

Andrzej Kaźmierczak

**WPLYW ZASTOSOWANIA POWŁOKI CERMETALICZNEJ
NA PROCESY TRIBOLOGICZNE W USZCZELNIENIU
PIERŚCIENIOWYM SILNIKÓW SPALINOWYCH**

Wrocław 2002

SPIS TREŚCI

Podstawowe symbole	10
1. Wstęp	12
2. Wprowadzenie	14
3. Analiza i opis zagadnień związanych z uszczelnieniem pierścieniowym	17
3.1. Zachowanie się pierścienia podczas pracy silnika	18
3.2. Hydrodynamiczna teoria smarowania wężła pierścieni tłokowy–tuleja cylindrowa	24
3.2.1. Warunki ustalone – efekt poślizgu	26
3.2.2. Warunki nieustalone – efekt wyciskania	28
3.2.3. Ciśnienie w filmie olejowym wywołane efektem poślizgu i wyciskania	29
3.2.4. Powierzchnie pierścieni o przekroju nieliniowym	29
3.2.5. Sprężyste właściwości oleju smarującego w hydrodynamicznej teorii smarowania wężła pierścieni tłokowy–gładź tulei cylindrowej	30
3.3. Ogólne straty energii na tarcie w filmie olejowym	31
3.4. Wpływ parametrów oleju smarującego na uszczelnienie pierścieniowe	34
3.5. Wpływ konstrukcji pierścieni na uszczelnienie pierścieniowe silnika spalinowego	37
3.5.1. Tendencje rozwojowe pierścieni uszczelniających silników spalinowych w zakresie konstrukcji, materiałów i stosowanych powłok	40
3.6. Uwagi na temat zużycia pierścienia tłokowego	42
3.7. Modelowanie zjawisk zachodzących w uszczelnieniu pierścieniowym	45
3.7.1. Badania na stanowiskach do modelowania współpracy	45
3.7.2. Symulacje komputerowe	47
3.8. Wnioski z prowadzonej analizy uszczelnienia pierścieniowego	50
4. Cel pracy	51
5. Zakres pracy	52
6. Opracowanie algorytmu symulacji współpracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego	55
6.1. Opracowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych pierścieni tłokowych, tłoka i tulei cylindrowej	56
6.2. Dyskretyzacja opracowanych modeli za pomocą elementów skończonych	56
6.3. Obliczenie obciążeń osiowo-niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego z zastosowaniem systemu KIVA3 i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych	61
6.3.1. Opis systemu symulacji KIVA3 procesu spalania w silniku spalinowym	61
6.3.2. Wyznaczenie parametrów wejściowych symulacji	64
6.3.3. Wyniki symulacji	65
6.3.4. Wykorzystanie wyników symulacji KIVA3	69
6.4. Modelowanie współpracy opracowanego uszczelnienia pierścieniowego z uwzględnieniem policzonych obciążeń	69

7.	Analiza możliwości wykonania na pierścieniach tłokowych przeciwzużyciowych powłok cermetalicznych	78
7.1.	Technologie elektronowe	78
7.2.	Technologie laserowe	79
7.3.	Technologie implantacyjne	79
7.4.	Technologia jarzeniowa i osadzania próżniowego metodami CVD	80
7.4.1.	Technologia jarzeniowa	80
7.4.2.	Technologia osadzania metodami CVD	81
7.5.	Technologia PVD	82
7.5.1.	Metody PVD przydatne do osadzania powłoki azotku tytanu (TiN)	82
7.6.	Wybór metody pokrywania pierścienia tłokowego powłoką TiN	84
7.7.	Powłoka z azotku tytanu osadzona metodą łukowo-próżniową na pierścieniu tłokowym ..	84
7.7.1.	Charakterystyka powłoki TiN osadzonej metodą łukowo-próżniową	84
7.7.2.	Przygotowanie powierzchni pierścienia tłokowego do nałożenia powłoki TiN	86
7.7.3.	Właściwości tribologiczne powłok TiN	87
8.	Opracowanie i wykonanie wg własnej technologii uszczelniającego pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową powłoką z azotku tytanu	90
8.1.	Projekt wstępny pierścienia tłokowego z powłoką pochodzenia ceramicznego	90
8.2.	Wykonanie partii pierścieni tłokowych z powłoką cermetaliczną	91
8.3.	Wstępne prace badawcze wykonanych pierścieni na obiekcie rzeczywistym	92
8.3.1.	Wnioski z wstępnych badań silnikowych	95
8.4.	Analiza mikrostruktury pierścienia z powłoką wykonaną z azotku tytanu	95
8.4.1.	Analiza mikrostruktury pierścienia z powłoką z azotku tytanu po jakościowej próbie silnikowej	97
8.5.	Korekta konstrukcji pierścieni po wstępnych badaniach silnikowych	99
9.	Prace badawcze współpracy uszczelnienia pierścieniowego na tribotesterze	101
9.1.	Wybór tribotestera do badania uszczelnienia pierścieniowego	101
9.2.	Wykonanie elementów testowych	102
9.3.	Badania na tribotesterze	103
9.3.1.	Zakres badań	103
9.3.2.	Opracowanie wyników badań	105
9.4.	Omówienie wyników badań	114
9.5.	Identyfikacja stanu powierzchni próbek z powłoką z azotku tytanu wykonana metodą mikroskopii skaningowej	118
9.6.	Podsumowanie badań na tribotesterze	120
10.	Prace badawcze na obiekcie rzeczywistym	121
10.1.	Opracowanie wariantów wykonania pierścieni tłokowych	122
10.2.	Wybór tulei cylindrowej do współpracy z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z azotku tytanu	124
10.2.1.	Opis warstwy wierzchniej tulei uzyskanej metodą azotowania próżniowego	125
10.3.	Kompletacja silnika	127
10.4.	Pomiary geometryczne badanych elementów i montaż silnika na stanowisku badawczym ..	127
10.4.1.	Analiza wyników pomiarów geometrycznych badanych elementów	127
10.4.2.	Luz montażowy między tłokiem a tuleją cylindrową silnika badawczego	130
10.5.	Próby silnikowe	131

10.6. Wyniki trwałościowych prac badawczych w warunkach hamowni silnikowej	135
10.6.1. Zużycie tulei cylindrowych	135
10.6.1.1. Przykładowe badania organoleptyczne tulei cylindrowej w gnieździe 4. . .	136
10.6.1.2. Analiza pomiarów średnicy wewnętrznej tulei po próbie trwałości zespołowej	138
10.6.1.3. Analiza pomiarów bezwzględnej wartości zużycia tulei metodą replik . .	139
10.6.2. Analiza zużycia tłoków	142
10.6.3. Analiza zużycia pierścieni tłokowych	144
10.6.3.1. Przykładowe badania organoleptyczne pierścienia 4/1	144
10.6.3.2. Przykładowe badania makroskopowe metodą mikroskopii świetlnej i skaningowej pierścienia 4/1	146
10.6.3.3. Pomiary pierścieni po próbie trwałości zespołowej.	153
10.6.3.4. Wyznaczenie wartości zużycia pierścieni tłokowych i analiza jej wyników	153
10.7. Analiza decyzyjna wyboru wariantu wykonania pierścieni	161
10.8. Wnioski końcowe z badań na obiekcie rzeczywistym	163
11. Podsumowanie wyników badań na tribotesterze i na obiekcie rzeczywistym	164
12. Istota bardzo dobrych właściwości tribologicznych pierścienia z powłoką z TiN we współpracy z tuleją o warstwie wierzchniej azotowanej	165
12.1. Interpretacja wyników prac badawczych	168
12.2. Wytyczne konstruowania uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego	169
13. Podsumowanie	170
14. Wnioski	173
Literatura	176
Dodatek	197

Contents

Basic symbols	10
1. Preface	12
2. Introduction	14
3. Analysis and description of problem connected with a ring seal	17
3.1. Behaviour of the ring during the engine operation	18
3.2. Hydrodynamics of a knot lubrication the piston ring – the cylinder sleeve	24
3.2.1. Steady conditions – slip effect	26
3.2.2. Transient conditions – extrusion effect	28
3.2.3. Pressure in the oil film produced by slip effect and extrusion	29
3.2.4. Surfaces of rings of non-linear section	29
3.2.5. Elastic properties of lubricating oil in hydrodynamic theory of a knot lubrication the piston ring – the cylinder sleeve sliding surface	30
3.3. General loss of energy for friction in the oil film	31
3.4. Effects of the parameters of lubricating oil on the ring seal	34
3.5. Effects of rings construction on the ring seal of combustion engine	37
3.5.1. Trend in the development of seal rings of combustion engines as regards: construction, materials and coating	40
3.6. Remarks concerning wear of piston rings	42
3.7. Modelling the phenomena observed in the ring seal	45
3.7.1. Test performed on stands for the modelling of co-operation	45
3.7.2. Computer simulation	47
3.8. Conclusions drawn from the analysis of the ring seal	50
4. Objective of the work	51
5. Scope of the work	52
6. Developing an algorithm for simulation of co-operation of the ring seal of combustion engine	55
6.1. Three-dimensional geometrical models of piston rings, a piston and a cylinder sleeve	56
6.2. Digitising the models with the use of finite elements	56
6.3. Calculation of axial-asymmetrical loads coming from the working process with the help of KIVA3 system and other construction loads and boundary conditions	61
6.3.1. Description of KIVA3 system for simulation of combustion process in combustion engine	61
6.3.2. Determination of input parameters of simulation	64
6.3.3. Results of simulation	65
6.3.4. Using of the results of KIVA3 simulation	69
6.4. Modelling the co-operation of the ring seal considering the calculated loads	69
7. Analysis of the possibilities of creating anti-wear cermetalic coating on piston rings	78
7.1. Electron-beam technology	78

7.2. Laser technology	79
7.3. Implantation technology	79
7.4. Technology of glowing and vacuum deposition by CVD methods	80
7.4.1. Glowing technology	80
7.4.2. Technology of vacuum deposition by CVD methods	81
7.5. PVD technology	82
7.5.1. PVD methods useful for deposition of titanium nitride coating (TiN)	82
7.6. Selecting a method of the piston rings coating	84
7.7. The titanium nitride coating deposited on a piston ring by means of an arc-vacuum method	84
7.7.1. Characteristic of TiN coating deposited by arc-vacuum method	84
7.7.2. Preparation of the piston ring surface for TiN coating deposition	86
7.7.3. Tribological properties of TiN coating	87
8. Description and realisation of the piston ring seal with anti-wear titanium nitride coating by means of author's technology	90
8.1. Preliminary design of piston ring with a coating origin ceramic	90
8.2. Producing a batch of piston rings with ceramic coating	91
8.3. Preliminary research on real object	92
8.3.1. Conclusions drawn from preliminary research work	95
8.4. Analysis of ring microstructure with titanium nitride coating	95
8.4.1. Analysis of ring microstructure with titanium nitride coating after quality test of the engine	97
8.5. Correction of ring construction after introduce engine research	99
9. Investigation performed with the tribotest of co-operation ring seal	101
9.1. Selecting of the tribotest for the ring seal testing	101
9.2. Realisation of test elements	102
9.3. Performing on the tribotest	103
9.3.1. Research range	103
9.3.2. Description of research results	105
9.4. Discussion of research results	114
9.5. Identification of the state of the surface of samples with titanium nitride coating made by SEM method	118
9.6. Summary of the research on tribotest	120
10. Research work on real object	121
10.1. Variants of the design of piston rings	122
10.2. Selecting of cylinder sleeve for co-operation with piston seal with titanium nitride coating	124
10.2.1. Description of the sleeve surface layer obtained by vacuum nitriding method	125
10.3. Engine completion	127
10.4. Geometrical measurement of elements under tests and engine assembly on research stand	127
10.4.1. Analysis of results of geometrical measurement of the elements	127
10.4.2. Assembly clearance between the piston and the cylinder sleeve	130
10.5. Engine tests	131
10.6. Results of life tests performed in conditions of engine test bench	135
10.6.1. Wear of the cylinder sleeve	135

10.6.1.1. Examples of organoleptic examination of the cylinder sleeve in seating No 4	136
10.6.1.2. Analysis of inside diameter measurement of the sleeve after assembly life test	138
10.6.1.3. Analysis of the absolute value of wear measurement of the sleeve by replica method	139
10.6.2. Analysis of sleeve wear	142
10.6.3. Analysis of the wear of piston rings	144
10.6.3.1. Examples of organoleptic research of ring No 4/1	144
10.6.3.2. Examples of macroscopic examination by lighting and scanning microscopy of ring No 4/1	146
10.6.3.3. Measurement of rings after assembly life test.	153
10.6.3.4. Determination of the piston ring wear and analysis of results	153
10.7. Analysis of decisions as to the variant of making rings based on the results of wear measurement	161
10.8. Final conclusions from research on real object	163
11. Summary of research results on the tribotest and the real object.	164
12. The essence of very good tribological properties of ring with TiN coating co-operating with the sleeve of nitrided layer	165
12.1. Interpretation of results.	168
12.2. Suggestions as to the construction of the ring seal wear of combustion engine.	169
13. Summary	170
14. Conclusions	173
Literature	176
Appendix	197

*pierścień tłokowy,
powłoka przeciwzużyciowa,
azotek tytanu, zużycie*

Andrzej KAŻMIERCZAK*

Wpływ zastosowania powłoki cermetalicznej na procesy tribologiczne w uszczelnieniu pierścieniowym silników spalinowych

Uszczelnienie pierścieniowe silnika spalinowego składające się z zespołu pierścieni tłokowych, tłoka i tulei cylindrowej musi sprostać zmiennym obciążeniom cieplnym i mechanicznym. W tym celu stosuje się taką jego konstrukcję, aby stworzyć warunki minimalnych sił tarcia. W rozprawie opracowano nową, własną technologię pierścieni tłokowych silników spalinowych oraz tulei cylindrowej i wyjaśniono istotę ich bardzo dobrych właściwości tribologicznych. Przedmiotowe uszczelnienie pierścieniowe otrzymano w wyniku kompleksowych prac koncepcyjno-badawczych. W ich skład weszły symulacyjne badania numeryczne, wstępne badania jakościowe na obiekcie rzeczywistym, porównawcze badania na tribometerze oraz zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym. W badaniach symulacyjnych po raz pierwszy opisano współpracę uszczelnienia pierścieniowego o zmienionych właściwościach warstw wierzchnich pierścieni tłokowych, co jest osiągnięciem autorskim.

Zaproponowano nowy wskaźnik doboru materiałów na elementy pracujące w ruchu posuwisto-zwrotnym. Stwierdzono, że istotą bardzo dobrych właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego jest mała wartość swobodnej energii powierzchniowej powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym oraz duża wartość tej energii, która cechuje powierzchnię azotowanej żeliwnej tulei cylindrowej. Takie zestawienie materiałowe zapewnia efekt „czystej” powierzchni powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym oraz ściśle przywarłej do podłoża warstwy granicznej na powierzchni azotowanej żeliwnej tulei cylindrowej. Dzięki czemu w chwili, gdy ruch pierścienia po powierzchni tulei zamiera; szczególnie w ZZ w suwie rozprężania, stykowi metalicznemu zapobiega tworząca się warstwa graniczna oleju na powierzchni tulei. Podczas ruchu pierścienia, dzięki efektowi klina smarnego powstaje film olejowy, po którym prześlizguje się pierścień tłokowy o „czystej” powierzchni, zmniejszając do minimum straty energii na tarcie.

Stwierdzono, że wartość swobodnej energii powierzchniowej może być istotnym wskaźnikiem doboru materiałów par trących, szczególnie pracujących w ruchu posuwisto-zwrotnym. Należy dążyć do możliwie maksymalnej różnicy wartości między swobodnymi energiami powierzchniowymi współpracujących elementów, konstytuując je tak, aby element o większej powierzchni cechowała większa wartość tej energii.

*Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, 50-370 Wrocław, Wybrzeże Wyspiańskiego 27.

Podstawowe symbole

A	– pole powierzchni kontaktu rozpatrywanego elementu z filmem olejowym,
ax	– kierunek poosiowy; wzdłuż osi tulei cylindrowej,
B	– szerokość powierzchni ślizgowej pierścienia (obwód),
CVD	– <i>Chemical Vapour Deposition</i> ; chemiczne osadzanie z fazy gazowej,
D	– średnica cylindra,
E	– moduł sprężystości,
F_{ax}	– suma sił działających w kierunku poosiowym,
F_B	– siła bezwładności,
F_{Gas}	– siła gazowa,
F_{hydr}	– siła oddziaływania hydrodynamicznego,
F_{spr}	– siła własnej sprężystości pierścienia,
F_T	– siła tarcia,
FSN	– stopień dymienia silnika spalinowego,
G	– moduł sprężystości poprzecznej,
g	– przyspieszenie ziemskie,
G_e	– godzinowe zużycie paliwa silnika spalinowego,
g_e	– jednostkowe zużycie paliwa silnika spalinowego,
g_p	– grubość promieniowa pierścienia,
H	– wysokość osiowa pierścienia,
h	– lokalna grubość filmu olejowego,
\ddot{k}_{Tlok}	– przyspieszenie ruchu poprzecznego tłoka,
L	– część wysokości osiowej pierścienia stykająca się z filmem olejowym,
L_T	– praca tarcia,
LCVD	– laserowo wspomaganie chemiczne osadzanie z fazy gazowej,
M_{ela}	– moment obrotowy pierścienia,
M_o	– moment obrotowy silnika spalinowego,
m	– szerokość zamka pierścienia w stanie swobodnym,
m_p	– masa pierścienia,
N_e	– moc efektywna silnika spalinowego,
OWK	– stopień obrotu wału korbowego silnika spalinowego,
p_a	– ciśnienie nad pierścieniem,
p_{atm}	– ciśnienie atmosferyczne,
p_b	– ciśnienie pod pierścieniem,
p_e	– ciśnienie efektywne silnika spalinowego,
p_d	– ciśnienie miejscowe na powierzchni dolnej półki pierścienia,
p_g	– ciśnienie miejscowe na powierzchni górnej półki pierścienia,
p_k	– ciśnienie gazu w zbiorniku,
p_l	– ciśnienie miejscowe na powierzchni uszczelniającej pierścienia,

- p_v – średnie ciśnienie w filmie olejowym,
 p_z – ciśnienie za pierścieniem,
 PAPVD – próżniowo wspomagane fizyczne osadzanie z fazy gazowej,
 PVD – *Physical Vapour Deposition*; fizyczne osadzanie z fazy gazowej,
 R – stała gazowa,
 rad – kierunek promieniowy; prostopadły do osi cylindra,
 SEM – skaningowy mikroskop elektronowy,
 SFE – swobodna energia powierzchniowa,
 SWW – struktura warstwy wierzchniej,
 T – temperatura,
 t – czas,
 t_{rad} – promieniowa sprężystość własna pierścienia,
 w – wewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony skrzyni korbowej),
 WW – warstwa wierzchnia,
 \ddot{x} – oś pozioma,
 x_{Tlok} – przyspieszenie tłoka,
 y – oś pionowa,
 \dot{y} – prędkość względna pierścienia,
 \dot{y}_B – prędkość względna,
 z – zewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony komory spalania),
 z_{min} – minimalna grubość filmu olejowego,
 z_v – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej przed pierścieniem z prostokątnym rozkładem prędkości warstw oleju,
 z_w – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej po przejściu pierścienia i wyrównaniu prędkości warstw oleju,
 ZI – zapłon iskrowy,
 ZS – zapłon samoczynny,
 ZZ – zwrot zewnętrzny tłoka w tulei cylindrowej; od strony komory spalania,
 ZW – zwrot wewnętrzny tłoka w tulei cylindrowej; od strony wału korbowego,
 $\partial u/\partial z$ – różniczka prędkości przemieszczania w warstwie o grubości ∂z ,
 κ – współczynnik przemiany izotermicznej,
 Δp – różnica ciśnień
 γ – kąt między laminarnie przemieszczającymi się warstwami oleju,
 η_e – sprawność ogólna silnika zwana też sprawnością użyteczną lub efektywną,
 Q_o – strumień ciepła dostarczonego do silnika wraz z paliwem w jednostce czasu,
 η_c – sprawność cieplna,
 η_i – sprawność indykowana,
 η_m – sprawność mechaniczna,
 η_t – sprawność teoretyczna,
 φ_{Cyl} – wychylenie wykorbienia,
 μ – współczynnik tarcia między pierścieniem i rowkiem pierścieniowym w tłoku,
 η – współczynnik lepkości dynamicznej,
 τ – naprężenia styczne,

1. Wstęp

Silnik spalinowy jest maszyną termodynamiczną, w której energia zawarta w paliwie jest zamieniana w pracę użyteczną. Sprawność procesu jest uzależniona od wielu czynników, m.in. od sprawności mechanicznej wszystkich układów silnika. Sprawność ogólna η_e silnika, zwana też sprawnością użyteczną lub efektywną, jest miarą wykorzystania energii zawartej w paliwie dostarczonym do silnika w jednostce czasu. Jest ona ilorazem mocy użytecznej N_e i strumienia ciepła dostarczonego do silnika wraz z paliwem w jednostce czasu Q_o

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_o} \quad (1.1)$$

Sprawność ogólną można wyrazić jako iloczyn sprawności cieplnej η_c i sprawności mechanicznej η_m . Sprawność cieplna charakteryzuje silnik pod względem cieplnym, wyrażając udział pracy indykowanej w ilości energii doprowadzonej wraz z paliwem do silnika spalinowego w czasie jednego cyklu. Jest ona z kolei iloczynem sprawności teoretycznej η_t wynikającej z realizacji obiegu porównawczego silnika (Otto, Diesla lub Sabathego) i sprawności indykowanej η_i ujmującej rzeczywisty przebieg zmian energii cieplnej na mechaniczną. Sprawność indykowana określa zatem straty związane z rzeczywistym przebiegiem procesów sprężania, spalania, rozprężania, koniecznością chłodzenia silnika itp. Sprawność teoretyczna jest równa od 0,50 do 0,70, a sprawność indykowana – od 0,75 do 0,85. Podsumowując, sprawność cieplna η_c jest równa od 0,4 do 0,55.

Sprawność ogólna jest iloczynem sprawności cieplnej i sprawności mechanicznej:

$$\eta_e = \eta_c \eta_m \quad (1.2)$$

Uwzględnivszy poprzednie rozważania i wynikającą z nich sprawność cieplną można stwierdzić, że maksymalna sprawność silnika spalinowego osiągalna obecnie jest równa 0,55; przy założeniu sprawności mechanicznej równej 1. Sprawność mechaniczna silnika nigdy nie osiągnie wartości równej 1. Każde działanie zmierzające do zmniejszenia strat tarcia przynosi wymierne efekty, poprawiając ogólną sprawność silnika spalinowego.

Przykładowe obecnie sprawności silników są równe:

- silniki o zapłonie samoczynnym wolnossące 0,27–0,38
- silniki o zapłonie samoczynnym doładowane 0,35–0,45

- silniki o zapłonie iskrowym 0,22–0,35
- silniki o zapłonie iskrowym z wtryskiem bezpośrednim 0,35–0,45
- silniki zasilane gazem 0,36–0,40

Różnice w wartościach sprawności poszczególnych rodzajów silników są zatem wynikiem realizowanego obiegu cieplnego oraz sprawności mechanicznej.

Poprawa sprawności mechanicznej silnika spalinowego umożliwia zwiększenie jego sprawności ogólnej. Silnik spalinowy, ze względu na charakter pracy posuwisto-zwrotny, jest urządzeniem, którego sprawność mechaniczna jest równa, w zależności od realizowanego cyklu roboczego, od 0,75 do 0,9. Układ silnika, w którym istnieją duże potencjalne możliwości zmniejszenia oporów ruchu jest to układ korbowo-tłokowy, w tym zespół pierścieni tłokowych i tuleja cylindrowa, a zwłaszcza uszczelniające pierścienie tłokowe.

2. Wprowadzenie

Istnieje obecnie wiele przesłanek konstruowania pierścieni tłokowych i konstytuowania warstw wierzchnich tulei cylindrowych, czyli uszczelnienia pierścieniowego. Nie ma jednak jednej istotnej właściwości, która zapewniałaby, że uszczelnienie będzie optymalne ze względu na pełnione funkcje. Wymagania stawiane współczesnym pierścieniom tłokowym zarówno uszczelniającym, jak i zgarniającym wymuszają poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych tych elementów oraz praw ich doboru z materiałami tulei cylindrowych. Ze względu na funkcje uszczelniające wymaga się od pierścienia między innymi wysokiej granicy sprężystości, dużej twardości, udarności oraz wytrzymałości zmęczeniowej, a także dostatecznej wytrzymałości na zginanie i ściskanie umożliwiające dobre jego dopasowanie się do gładzi tulei cylindrowej. Materiałem spełniającym te wymagania jest obecnie powszechnie stosowane żeliwo sferoidalne [122]. Niestety ma ono niezadowalające właściwości tribologiczne. Wykazuje skłonność do zacierania oraz charakteryzuje się znaczną wartością współczynnika tarcia we współpracy z tuleją cylindrową. Rozwiązaniem jest wykonywanie pierścienia tłokowego z żeliwa krętkowego, które oprócz dobrych wskaźników wytrzymałościowych charakteryzuje się, ze względu na postać grafitu, doskonałymi właściwościami tribologicznymi. Tego typu materiał stosuje się obecnie na drugi pierścień uszczelniający bez dodatkowego pokrycia. Na pierwszy pierścień uszczelniający, w wielu przypadkach [11, 124], jest stosowane żeliwo o lepszych właściwościach mechanicznych z pokryciem przeciwzużyciowym, zapewniającym odpowiednie właściwości tribologiczne we współpracy z tuleją cylindrową. Obecnie tuleje wykonuje się przeważnie z żeliwa niskostopowego z tendencją do stosowania procesów powodujących utwardzenie powierzchni, czyli przykładowo azotowania.

W celu polepszenia współpracy między pierścieniem tłokowym a tuleją cylindrową wykonuje się obecnie różnymi technologiami powłoki przeciwzużyciowe. Stosuje się je wtedy, gdy jako materiału użyto żeliwa o dobrych właściwościach wytrzymałościowych, ale niezadowalających właściwościach tribologicznych. Stosowane powłoki zmniejszają do minimum siły tarcia między pierścieniem a tuleją, zapewniając przy tym małe zużycie obu elementów pary trącej. Dominującym rozwiązaniem jest powłoka chromowa konstytuowana na powierzchni roboczej pierścienia technologią galwaniczną. Technologia galwanicznych powłok chromowych jest bardzo dużym zagrożeniem dla środowiska naturalnego. Odpady poprodukcyjne są toksyczne, a ich utylizacja często niemożliwa. Z tego względu w wielu ośrodkach trwają prace nad nowymi powłokami.

Można tu wymienić powłoki molibdenowe, chromowo-molibdenowe, chromowo-ceramiczne, plazmowe [306] oraz utwardzanie powierzchni roboczej pierścieni w procesie azotowania, stosowane głównie w przypadku pierścieni wykonanych ze stali. Dotychczas nie opracowano technologii, która w pełni zastąpiłaby chromowanie, a jej technologia była ekologiczna.

Duży postęp w inżynierii powierzchni spowodował opracowanie powłok przeciwzużyciowych, które mają zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu, głównie obróbczego. Są to określane mianem twardych powłok cienkie przeciwzużyciowe powłoki azotków metali. Przykładowo, od dawna z powodzeniem stosowany na narzędzia skrawające azotek tytanu. Narzędzia wykonane w technologii powłok z azotkiem tytanu odznaczają się wielokrotnie większą trwałością i ponaddwukrotnie mniejszym współczynnikiem tarcia podczas skrawania. Naprowadziło to autora pracy na zastosowanie powłok z azotku tytanu w technologii uszczelniających pierścieni tłokowych. Bardzo dobre właściwości tribologiczne powłok z azotku tytanu nie znalazły dotychczas wystarczająco dobrego wyjaśnienia. Niewystarczające są zwłaszcza informacje dotyczące współpracy tych powłok w warunkach czynnika smarnego. Po wykonaniu uszczelnienia pierścieniowego w technologii powłok z azotku tytanu autor wyjaśnił istotę bardzo dobrych jego właściwości tribologicznych.

Uszczelnienie pierścieniowe w silniku spalinowym jest poddawane zmiennym obciążeniom o charakterze zmęczeniowym zarówno cieplnym, jak i mechanicznym. Aby sprostać tym obciążeniom, stosuje się odpowiednią jego konstrukcję. Zarówno uwarunkowania cieplne, jak i mechaniczne wymagają bliższego omówienia. Należy tak zaprojektować uszczelnienie, aby stworzyć minimalne warunki siły tarcia. Można to osiągnąć przez nadanie pierścieniowi uszczelniającemu oraz powierzchni tulei kształtu zapewniającego utrzymywanie oleju smarującego na powierzchni roboczej w takiej ilości, aby jego zużycie było minimalne. Odpowiednia konstrukcja i technologia powłok ma zapewnić przy tym brak zatarcia w przypadku przerwania filmu olejowego, co jest zadaniem najtrudniejszym. Istotną rolę odgrywa tu czynnik smarny i jego właściwości, zwłaszcza zdolność tworzenia warstw granicznych na powierzchni tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego uwarunkowanej również materiałem tulei i pierścienia. Należy bez względu na panujące obciążenia oddzielić pierścień tłokowy od tulei cylindrowej, zwłaszcza w trakcie zwrotów zewnętrznego i wewnętrznego. Przemieszczający się po powierzchni tulei pierścień musi na swej drodze natrafić na minimalnej grubości warstwę czynnika smarnego, aby mógł się wytworzyć klin smarny i powstał film olejowy. W celu utrzymywania oleju smarującego na powierzchni tulei cylindrowej stosuje się technologię honowania, ostatnio coraz szerzej, dwustopniowego z dogładzaniem fazy plateau. Po tak skonstruowanej powierzchni tulei przemieszcza się pierścień, a ściślej zespół pierścieni tłokowych, których konstrukcja i zastosowane technologie mają zapewnić minimalizację sił stycznych, brak zatarcia w niedoborze czynnika smarnego, odprowadzanie ciepła spalania i trwałość rzędu setek tysięcy kilometrów przebiegu.

Autor pracy postawił sobie, między innymi, zadanie opracowania nowej, własnej technologii pierścieni tłokowych silników spalinowych. Procesy tribologiczne zachodzące

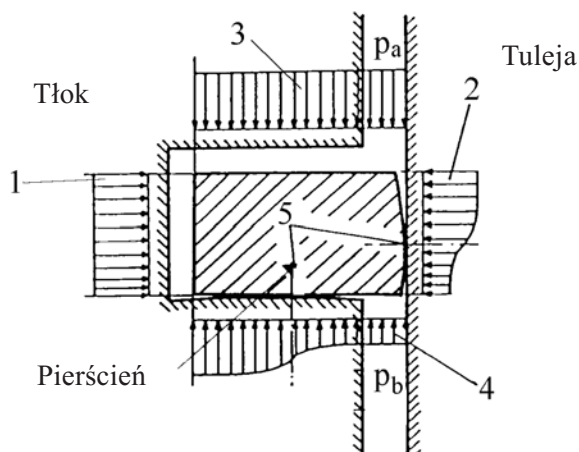
dzące w takim uszczelnieniu pierścieniowym wymagają wyjaśnień, zwłaszcza w aspekcie minimalizacji sił stycznych. Zaprezentowano opracowany algorytm symulacji numerycznych współpracy nowego uszczelnienia pierścieniowego, w którym po raz pierwszy przedstawiono współpracę uszczelnienia pierścieniowego z powłoką przeciwzużyciową. Umożliwi to już na etapie projektowania silnika obliczenie temperatury elementów oraz nacisków między pierścieniem i tuleją cylindrową. Znajomość tych danych z kolei jest niezmiernie istotna, gdyż warunkuje poprawność pracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego i stanowi wytyczną jego trwałości.

Aby wyjaśnić istotę właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego, należy przede wszystkim sprecyzować warunki pracy uszczelnienia pierścieniowego w silniku spalinowym i zachodzące przy tym procesy. Wnioski wysnute z analizy umożliwiają sprecyzowanie celów niniejszej rozprawy. Począwszy od badań wstępnych na obiekcie rzeczywistym przez badania na tribotesterze, kończąc na zasadniczych pracach badawczych na obiekcie rzeczywistym. Analiza wyników tak prowadzonych prac poparta wnioskami z analizy literaturowej umożliwia sformułowanie ogólniejszych przesłanek na temat doboru materiałów na uszczelnienia pierścieniowe w silniku spalinowym w aspekcie wspomnianej minimalizacji sił stycznych i poprawy trwałości silnika spalinowego.

3. Analiza i opis zagadnień związanych z uszczelnieniem pierścieniowym

Uszczelnienie pierścieniowe silnika spalinowego jest rozwiązaniem powodującym znaczne opory ruchu. Różni badacze oceniają udział strat tarcia, przypadających na węzeł pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa, na 19–60% ogółu strat tarcia w silniku spalinowym [68, 70, 97, 144, 160, 258, 265, 267]. Pomimo znacznej rozpiętości można ocenić, że około 25% strat mechanicznych wywołuje zjawisko tarcia pierścieni tłokowych o gładź tulei cylindrowej. Wiąże się to z charakterem ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka w tulei cylindrowej. Zmienna prędkość, a zwłaszcza jego nawrotny charakter, z chwilowym zatrzymaniem w położeniach zwrotnych, nie sprzyjają powstawaniu filmu olejowego na całej długości ruchu tłoka w tulei. Podstawowym czynnikiem decydującym o powstaniu na przeważającej części suwu filmu olejowego jest efekt klina smarnego osiągany przez odpowiedni kształt pierścienia, co powoduje ustalenie powierzchni bocznej pierścienia oraz ruch pierścienia po tulei. W położeniach zwrotnych tłoka zbliżaniu się pierścienia do tulei przeciwdziała zjawisko wyciskania oleju z przestrzeni między powierzchnią roboczą pierścienia a powierzchnią tulei (efekt wyciskania). Zachodzi ono w wyniku oddziaływania sprężystości własnej pierścienia [227]. Podstawowym mechanizmem warunkującym uszczelnienie pierścienia w tulei jest zjawisko jego dociskania do powierzchni tulei oraz dolnej powierzchni rowka tłoka, wywołane ciśnieniem pochodzącym od gazów spalinowych powstałych podczas spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w komorze spalania silnika spalinowego (rys. 3.1). Ciśnienie to nie ma wartości stałej wzdłuż przekroju pierścienia tłokowego. Jego wartość maleje wzdłuż wysokości pierścienia i wynosi w zależności od rodzaju silnika maksymalnie 18 MPa [139]. Jest to wartość szczytowa. Spadek ciśnienia jest uwarunkowany geometrią powierzchni bocznej oraz początkową jego wartością. Ciśnienie powyżej i poniżej pierścienia ma również wpływ na ciśnienie w części pierścienia, gdzie jest powierzchnia ślizgowa pokryta filmem olejowym [100].

Uszczelnienie przestrzeni spalania odbywa się przez zespół pierścieniowy. Są to najczęściej dwa pierścienie uszczelniające i jeden pierścień zgarniający. Oszacowanie rozkładu ciśnień w zespole pierścieniowym opublikowano między innymi w pracy Tinga i Mayera [274]. Autorzy ci przedstawili przestrzenie międzypierścieniowe jako połączone rodzajem zwężek, o określonym oporze przepływu. W pracach z kolei Todsena [272] i Englisha [55] opublikowano wyniki pomiarów ciśnienia w przestrzeni międzypierścieniowej. Na podstawie tych prac można wysnuć ogólne wnioski co do roz-



Rys. 3.1. Schemat rozkładu ciśnień (nacisków) działających na pierwszy pierścień tłokowy uszczelniający w tulei cylindrowej podczas ruchu tłoka w kierunku zwrotu zewnętrznego (ZZ) [129]:
 1 – rozkład ciśnienia za pierścieniem, 2 – rozkład ciśnienia na powierzchni czołowej pierścienia,
 3 – rozkład ciśnienia na górnej powierzchni uszczelniającej pierścienia (górnej półce), 4 – rozkłady
 ciśnienia na dolnej powierzchni uszczelniającej pierścienie (dolnej półce), 5 – punkty minimalnego
 luzu, p_a – wartość ciśnienia nad pierścieniem, p_b – wartość ciśnienia pod pierścieniem

Fig. 3.1. The diagram of pressure distribution (pressure), acting on the first sealing piston ring
 in a cylinder sleeve during piston motion in the direction of outer dead centre [129]:

- 1 – pressure distribution behind the ring, 2 – pressure distribution on the butting face of ring,
 3 – pressure distribution on the upper sealing surface of ring (upper shelf), 4 – pressure
 distribution on the lower sealing surface of rings (under shelf), 5 – the points of minimal
 clearance, p_a – pressure over the ring, p_b – pressure under the ring

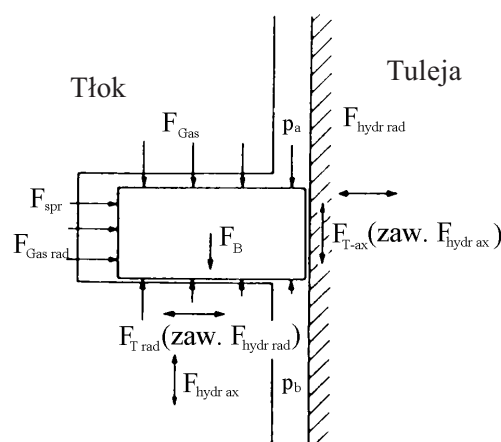
kładu ciśnień. Należy przede wszystkim podkreślić bardzo duży (dziesięciokrotny i większy) spadek ciśnienia na pierwszym pierścieniu [140], w pierwszej fazie procesu spalania, a więc w przedziale 0–20° OWK. Wartość ciśnienia w komorze spalania i pod pierwszym pierścieniem bardzo szybko się wyrównuje, aby na koniec procesu rozprężania osiągnąć wartości często mniejsze niż w przestrzeni między pierścieniami [97].

3.1. Zachowanie się pierścienia podczas pracy silnika

Pierścienie tłokowe wykonują w tulei cylindrowej skomplikowane ruchy wywołane wahaniami tłoka w cylindrze, wynikającymi z niezbędnego luzu między tymi elementami [140]. Ruchy te to przemieszczenia pierścienia posiowe i promieniowe w rowku tłoka, obrót w rowku pierścieniowym względem osi tulei oraz odkształcenia powodujące pochylenia pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej. Wywołują one zmianę profilu pierścienia względem gładzi cylindra i wpływają w istotny sposób na parametry filmu olejowego w szczelinie między pierścieniem a gładzią tulei cylindrowej [97]. Dodatkowo wpływ na chwilowe położenie pierścienia ma również odkształcenie cy-

lindra. Badania ruchów pierścienia opisano w wielu publikacjach, m.in. w pracach Drogoscha, Dallefa, Wiemanna [51], Meiera [162], Hempela [79], Jakobsa [109]. Najciekawsze wyniki, potwierdzone licznymi pomiarami, uzyskał Tschöke w pracach [274, 275]. Ruchy pierścienia opisano również w pracy, której autorami są Kornprobst, Woschnia i Zeiliger [140], gdzie przedstawiono program opisujący ruchy pierścieni tłokowych w cylindrze (poparte wynikami pomiarów) umożliwiający obliczenie wielu innych parametrów, m.in. przedmuchów gazów spalinowych z komory spalania do skrzyni korbowej, sił i momentów działających na pierścień tłokowy uszczelniający, oporów ruchu oraz przebiegu prędkości względnej pierścienia i tłoka. Z analizy ruchów pierścienia wynika, że uszczelnienie jest najlepsze wtedy, gdy podczas całego cyklu pracy jest on dociśnięty do dolnej powierzchni rowka pierścieniowego w tłoku oraz cały czas ma styk z gładzią cylindra. Wszystkie inne położenia pierścienia w rowku tłoka wpływają negatywnie na uszczelnienie przestrzeni roboczej, powodując przedmuchy spalin do skrzyni korbowej. Duże zakłócenia w uszczelnieniu są wtedy, gdy suma sił działających wzdłuż osi cylindra na pierścień spada poniżej zera (rys. 3.2). Pierścień wtedy może odrywać się od dolnej powierzchni rowka tłoka i przemieszczać w kierunku posiowym powodując przedmuch gazów do skrzyni korbowej oraz wywołując zjawisko pompowania oleju smarującego do przestrzeni spalania. W tej fazie ruchu może dochodzić do drgań pierścienia o dużej częstotliwości [140].

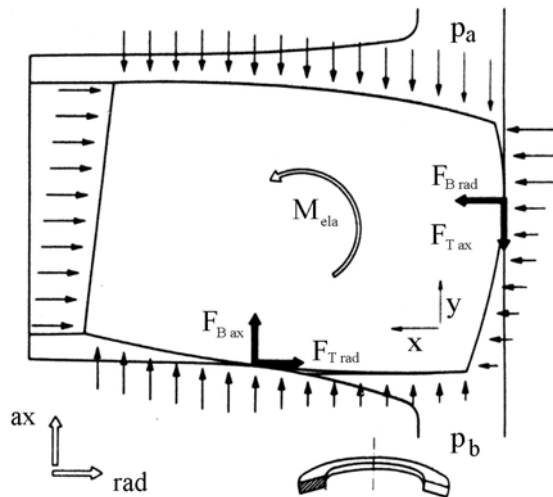
Przedstawione na rys. 3.2 siły mogą powodować również pochylenia pierścienia względem gładzi tulei. Zjawisko to występuje jako wynik działania siły tarcia między boczną powierzchnią pierścienia i gładzią tulei cylindrowej. Jest ono potęgowane ru-



Rys. 3.2. Układ sił działających na pierścień tłokowy [140]: F_{Gas} – siła gazowa, F_B – siła bezwładności, F_T – siła tarcia, F_{spr} – siła własnej sprężystości pierścienia, F_{hydr} – siła oddziaływania hydrodynamicznego, p_a – ciśnienie nad pierścieniem, p_b – ciśnienie pod pierścieniem

Fig. 3.2. The system of acting forces on the piston ring [140]: F_{Gas} – gas force, F_B – inertial force, F_T – friction force, F_{sp} – elasticity force of the ring, F_{hydr} – force of hydrodynamic reaction, p_a – pressure over the ring, p_b – pressure under the ring

chami tłoka w kierunku gładzi i jednoczesnym wystąpieniem siły tarcia między dolną powierzchnią rowka tłoka i pierścieniem. Powoduje ono wygięcie pierścienia w formie talerzowej i zmianę jego położenia względem gładzi tulei. Efektem tego jest docisk pierścienia górnym jego narożem do gładzi tulei oraz zjawisko zużywania się naroża. Po dłuższej takiej współpracy dochodzi do „baryłkowania” części roboczej pierścienia (rys. 3.3).



Rys. 3.3. Położenie pierścienia w rowku tłoka wywołane oddziaływaniem sił [140]: F_B – siła bezwładności, F_T – siła tarcia, p_a – ciśnienie nad pierścieniem, p_b – ciśnienie pod pierścieniem, M_{ela} – moment obrotowy pierścienia

Fig. 3.3. Ring position in a piston groove caused by the actions of force [140]:

F_B – inertial force, F_T – friction force, p_a – pressure over the ring, p_b – pressure under the ring, M_{ela} – turning moment of ring

Na chwilowe położenie pierścienia w rowku tłoka mają wpływ następujące siły: siła gazowa F_{Gas} , siła bezwładności F_B , siła tarcia F_T , siła własnej sprężystości pierścienia F_{spr} , siła oddziaływania hydrodynamicznego F_{hydr} (rys. 3.3). W celu określenia chwilowego położenia należy określić równowagę sił działających na pierścień w kierunku promieniowym (rad) i osiowym (ax). W ten sposób można zapisać równania równowagi sił w następującej postaci:

- osiowo (ax)
$$F_B + F_{Gas+ax} + F_{hydr+ax} + F_{T+ax} = 0$$
- promieniowo (rad)
$$F_{spr} + F_{Gas+rad} + F_{hydr+rad} + F_{T+rad} = 0$$

Nie uwzględniono w równaniu pochylenia pierścienia. Poszczególne siły występujące w zależności (3.1) wymagają bliższego omówienia. Siły gazowe powstają wskutek ciśnienia działającego na pierścień ze wszystkich stron. Rozkład ciśnienia na po-

wierzchni górnej oraz za pierścieniem jest w tym położeniu pierścienia w przybliżeniu stały. Ciśnienie za pierścieniem jest dodatkowo wspomagane własną sprężystością pierścienia (t_{rad}).

Siły gazowe – ich wartość jest bardzo duża i decydująca o położeniu pierścienia w rowku pierścieniowym. Siłę gazową można zapisać w rozbięciu na kierunek osiowy i promieniowy w postaci następujących wyrażen:

- osiowo (ax)
$$F_{Gas+ax} = \left(\int_w^z p_g dx - \int_w^z p_d dx \right) \cdot \text{obwód} \quad (3.2)$$
- promieniowo (rad)
$$F_{Gas+rad} = \left((p_z + t_{rad})h - \int_d^g p_l dy \right) \cdot \text{obwód}$$

gdzie: w – wewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony skrzyni korbowej), z – zewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony komory spalania), x – oś pozioma, y – oś pionowa, p_d – ciśnienie miejscowe na powierzchni dolnej półki pierścienia, p_g – ciśnienie miejscowe na powierzchni górnej półki pierścienia, p_l – ciśnienie miejscowe na powierzchni uszczelniającej pierścienia, p_z – ciśnienie za pierścieniem, t_{rad} – promieniowa sprężystość własna pierścienia,

Ciśnienie jest liczone krokowo z przepływu gazu przez pakiet pierścieni, gdy wartościami brzegowymi są zmierzone ciśnienia panujące w komorze spalania i skrzyni korbowej, przy czym musi być tu uwzględniony przepływ gazu przez zamek pierścienia oraz powierzchnie boczną, górną i dolną pierścienia (rys. 3.4).

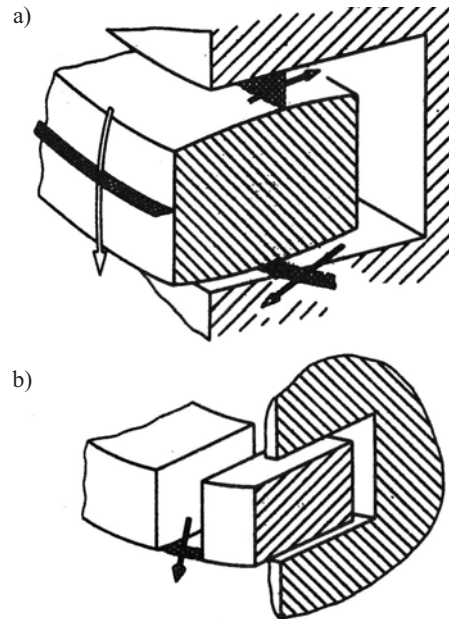
W celu określenia wartości chwilowych masowego przepływu gazu przez pierścień tłokowy można zastosować model zaproponowany przez Kornprobsta, Woschnie i Zeilingera w postaci [140]:

$$\dot{m} = A \mu_p p_K \sqrt{\frac{1}{RT_K} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_Z}{p_K} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_Z}{p_K} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}} \quad (3.3)$$

gdzie: A – pole powierzchni zwężki, którą wypływa gaz, μ_p – współczynnik przepływu, R – stała gazowa, T_K – temperatura, p_Z – ciśnienie wypływającego gazu w zwężce, p_K – ciśnienie gazu w zbiorniku, κ – współczynnik przemiany izotermicznej.

Zwykle zakłada się, że przepływ między pierścieniami, tłokiem i gładzią tulei zachodzi zgodnie z przemianą izotermiczną, ponieważ w praktyce jest to zbliżone do prawdy ze względu na bardzo bliski kontakt tych elementów oraz niewielkie przekroje. Nieodczowna jest przy tym znajomość temperatury poszczególnych elementów.

Siły bezwładności działające na pierścień tłokowy pochodzą od ruchów tłoka. Dodatkowe siły bezwładności są wynikiem ruchów posiwych pierścienia w rowku pier-



Rys. 3.4. Szczeliny wypływu gazów na pierścieniu tłokowym [140]:
a) na powierzchniach uszczelniających, b) na zamku pierścienia

Fig. 3.4. Exhaust parts on piston ring [140]:
a) on sealing surfaces, b) on piston ring joint

ścieniowym. Ruchy pierścienia promieniowe są pomijalnie małe i ograniczają się do ruchów wynikających ze zmiany grubości filmu olejowego. Ruchy promieniowe wykonuje też tłok. Siły bezwładności działające na pierścień tłokowy pochodzą od ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka oraz od ruchów poprzecznych, czyli tzw. „wężykowania” tłoka. W związku z tym wartość siły bezwładności F_B można zapisać w postaci [140]:

$$F_B = [\ddot{x}_{\text{Tłok}} - \ddot{k}_{\text{Tłok}} - g \cos(\phi_{\text{Cyl}})] m_p \quad (3.4)$$

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, $\ddot{x}_{\text{Tłok}}$ – przyspieszenie tłoka, $\ddot{k}_{\text{Tłok}}$ – przyspieszenie ruchu poprzecznego tłoka, ϕ_{Cyl} – wychylenie wykorbienia, m_p – masa pierścienia.

Sprężystość własna pierścienia tłokowego odgrywa istotną rolę w procesie uszczelnienia zespołu pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa. Odpowiednie wykonanie pierścieni umożliwia obecnie uzyskanie prawie dowolnego rozkładu nacisków na gładź tulei cylindrowej. W praktyce jednak naciski te nie mają założonego rozkładu, przede wszystkim ze względu na odstępstwa od kołowości tulei cylindrowej. Obecne metody komputerowe pozwalają wyliczyć rozkład nacisków, mając dane informacje o odstępstwach od kołowości tulei, dane materiałowe itp. Styk pierścienia z tuleją cylindrową przez film olejowy nie jest osiowo symetryczny, co jest związane z ruchem tłoka. Na

to zjawisko zwrócili uwagę między innymi autorzy pracy [15], opracowując model współpracy pierścienia z tuleją uwzględniający niesymetryczność styku wywołany brakiem kołowości tulei. W efekcie powoduje to nieuporządkowany transfer gazów poniżej pierścienia i generuje zmienną grubość filmu olejowego. W modelu tym uwzględniono, oprócz niekołowości tulei, baryłkowatość części roboczej pierścienia oraz jego kształt w stanie swobodnym warunkujący późniejsze wartości własnych sił promieniowych. Siły te (ich wartości) mają bezpośredni wpływ na grubość filmu olejowego na obwodzie pierścienia. W rezultacie obliczono grubość filmu olejowego zmieniającą się od 0,5 do 5 μm na obwodzie pierścienia w zależności od kąta obrotu wału korbowego. Obliczono również wartości siły tarcia, która sugeruje występowanie zjawiska tarcia mieszanego w położeniach zwrotnych tłoka; szczególnie zwrotu zewnętrznego w suwie sprężania. Występowanie tarcia mieszanego w położeniach zwrotnych jest spowodowane wspomnianym zjawiskiem zatrzymywania się tłoka. Jednakże nie zawsze dochodzi do efektu tarcia mieszanego i styku nierówności powierzchni. Szczególnie sprzyjające temu zjawisku są małe obroty silnika oraz duże obciążenia [129]. Efektem jest zwiększenie wartości zużycia pierścieni tłokowych i tulei cylindrowej w obszarze zwrotu zewnętrznego.

Siły tarcia wynikające z ruchu pierścienia powstają zarówno w kierunku posiowym (ax), jak i promieniowym (rad). W kierunku promieniowym dominującym zjawiskiem jest tarcie mieszane lub graniczne, ze względu na to, że zarówno czas, jak i prędkość są zbyt małe, aby wywołać odpowiednie warunki do powstania tarcia płynnego. Wartość siły tarcia $F_{T\rightarrow rad}$ w kierunku promieniowym można zapisać [42, 140] w postaci:

$$F_{T\rightarrow rad} = -\mu |F_{ax}| \left(\tanh\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_B}\right) + 50|\dot{y}| \left(\frac{1}{\tanh\left(\frac{\dot{y}}{3\dot{y}_B}\right)} - \sin(\dot{y}) \right) \right) \quad (3.5)$$

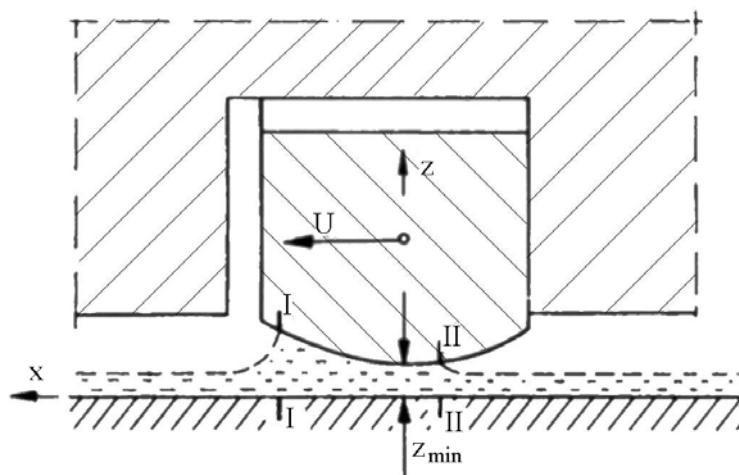
gdzie: μ – współczynnik tarcia między pierścieniem i rowkiem pierścieniowym w tłoku, \dot{y} – prędkość względna pierścienia, \dot{y}_B – prędkość względna, F_{ax} – suma sił działających w kierunku posiowym.

Siła tarcia w kierunku posiowym jest związana z ruchem posuwisto-zwrotnym tłoka oraz ruchami bocznymi tłoka powstającymi wskutek oddziaływania sił normalnych o zmiennym zwrocie. Dominującym zjawiskiem warunkującym wartość powstającej siły tarcia jest smarowanie hydrodynamiczne wymagające szczegółowego omówienia dla pary trącej pierścien tłokowy–tuleja cylindrowa. W literaturze przedmiotu są wzory empiryczne opisujące wartość posiowych sił tarcia powstających podczas ruchu pierścieni tłokowych po gładzi tulei cylindrowej. Przykładowo w pracy [140] siłę tę uzależniają autorzy od prędkości pierścienia, temperatury oleju, ciśnienia panującego w cylindrze oraz średnicy cylindra, wprowadzając współczynniki z zastrzeżeniem ich stosowalności do jednego typu silnika.

3.2. Hydrodynamiczna teoria smarowania węzła pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa

Zjawiska zachodzące między pierścieniem uszczelniającym a tuleją cylindrową z wykorzystaniem hydrodynamicznej teorii smarowania opisano w wielu pracach, m.in. przez Iskrę w pracach [97, 99] oraz Serdeckiego w pracy [225, 231]. We wszystkich tych pracach olej smarujący jest uznawany za ciecz niutonowską, a więc nie wykazującą właściwości sprężysto-plastycznych. Efektem prowadzonych dalej rozważań jest określenie ciśnienia powstałego podczas współpracy pierścienia tłokowego i gładzi tulei cylindrowej.

Między powierzchniami pierścienia tłokowego i gładzi tulei cylindrowej znajduje się olej smarujący (rys. 3.5). Oddzielenie pierścienia do tulei następuje w wyniku oddziaływania hydrodynamicznego. Aby do niego doszło, niezbędna jest warstewka oleju o określonej grubości przed pierścieniem na powierzchni tulei. Grubość filmu olejowego powinna być jak najmniejsza, jednak oddzielająca od siebie powierzchnie pierścienia i tulei. W literaturze spotyka się różne określenia i opisy tej warstwy. Najczęściej przyjmuje się taką grubość, która zapewnia całkowite wypełnienie olejem zbieżnej szczeliny pod pierścieniem. W rzeczywistości jest to daleko idące uproszczenie. Iskra stwierdza w licznych swoich pracach, m.in. w [97], że skośna szczelina pod pierścieniem nie może i nie powinna być wypełniona całkowicie olejem. Praktycznie możliwe są w dłuższym czasie jedynie dwa stany; albo olej jest zgarniany przez pierścień, albo nie w pełni wypełnia skośną szczelinę przed pierścieniem.



Rys. 3.5. Typowe położenie pierścienia względem cylindra z wypełnieniem olejem szczeliny pod pierścieniem [97]. Przekrój I–I oznacza miejsce rozpoczęcia styku filmu olejowego z pierścieniem, przekrój II–II – miejsce odwarstwienia filmu olejowego

Fig. 3.5. Typical position of the ring with respect to a cylinder with the port under the ring being packed with oil [97]: Section I–I indicates the place where the oil film and the ring come into contact, section II–II place of the oil film exfoliation

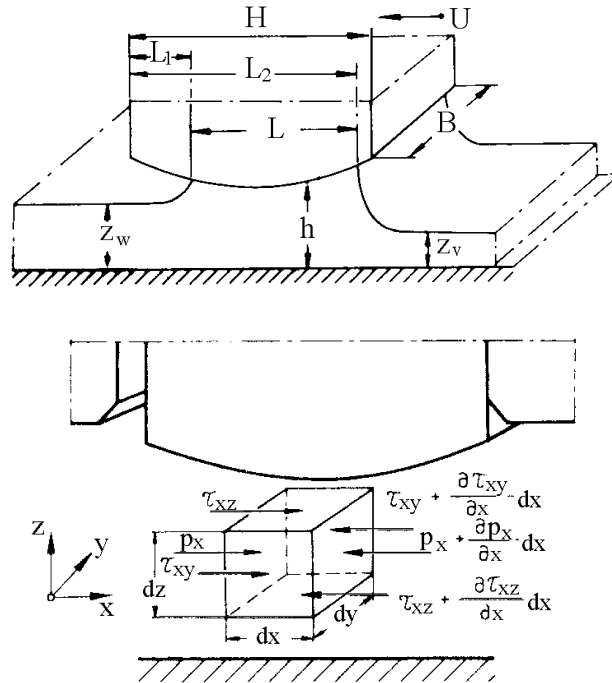
Ze względu na zmienne warunki pracy pierścienia (prędkość, nacisk) wypełnienie skośnej szczeliny bez zgarniania może być jedynie bardzo krótkim stanem przejściowym. Z kolei ciągłe zgarnianie oleju przez pierścień jest nie do przyjęcia, szczególnie podczas suwu sprężania i wydechu, gdyż prowadziłoby to do bardzo dużego zużycia oleju smarującego. Pozostaje więc jedyna możliwość, że część wysokości pierścienia objęta filmem olejowym ulega ciągłym zmianom. Wysokość pierścienia „zanurzona” w filmie olejowym jest zależna od grubości warstwy oleju przed pierścieniem. Jeżeli w przypadku pierścienia zgarniającego można założyć, że warstwa oleju na gładzi cylindra jest wystarczająca do całkowitego wypełnienia szczeliny, to w przypadku pierścieni uszczelniających tylko ta warstwa smaruje pierścień, którą pozostawił na gładzi poprzedni pierścień zgarniający, uszczelniający lub w ruchu przeciwnym, rozpatrywany pierścień. Wynika stąd, że każdorazowo obliczając parametry filmu olejowego, należy wyznaczyć grubość filmu olejowego pozostawianego na gładzi, gdyż jest on warunkiem brzegowym w rozpatrywaniu ruchu kolejnego pierścienia [97].

Ciśnienie w filmie olejowym przenosi obciążenie wywołane sprężystością własną pierścienia oraz ciśnieniem gazów dociskających pierścieni do tulei cylindrowej. Naprężenie styczne na powierzchni pierścienia tłokowego określa siłę tarcia wywołującą straty mechaniczne silnika spalinowego. Niezmiernie trudno jest jednoznacznie opisać współpracę pierścienia tłokowego z gładzią tulei cylindrowej i tłokiem ze względu na występujące zjawiska powodujące wzajemny wpływ elementów na ich położenie. Przyjęta grubość filmu olejowego przed pierścieniem określa grubość filmu olejowego pod pierścieniem. Ta z kolei wpływa na grubość filmu olejowego pozostawioną za pierścieniem i jest podstawą dla kolejnego pierścienia. Położenie pierścieni w rowkach pierścieniowych jest wynikiem panujących ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych. Ich położenie w rowkach powoduje dławienie przepływu gazów i oczywiście wpływa na ciśnienie panujące w przestrzeniach międzypierścieniowych. Ponadto ruchy tłoka w tulei cylindrowej powodują jego chwilowe nieosiowe położenie i nierównomierny rozkład filmu olejowego na obwodzie tulei. To z kolei wpływa na położenie tłoka i pierścieni w tulei cylindrowej [56, 64, 97, 99, 298, 299]. Pomimo wymienionych trudności do opisu zjawisk zachodzących w uszczelnieniu pierścieniowym powszechnie stosuje się hydrodynamiczną teorię smarowania i wynikający z niej niutonowski model cieczy dla oleju smarującego. Zjawiska te opisuje równanie Reynoldsa (3.6) [113]. Dla cieczy niutonowskiej naprężenie styczne jest wprost proporcjonalne do odkształcenia postaciowego:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{\partial u}{\partial z} \quad (3.6)$$

gdzie: γ – kąt między laminarnie przemieszczającymi się warstwami oleju, τ – naprężenie styczne między warstwami cieczy, η – współczynnik lepkości dynamicznej, $\partial u/\partial z$ – różniczka prędkości przemieszczania w warstwie o grubości ∂z .

Aby opisać ilościowo współpracę pierścienia tłokowego z gładzią tulei cylindrowej, wprowadzono, zgodnie z oznaczeniami przedstawionymi na rys. 3.6, układ współrzęd-



Rys. 3.6. Schemat filmu olejowego między pierścieniem a tuleją cylindrową [97]:

H – wysokość osiowa pierścienia, L – część wysokości osiowej pierścienia stykająca się z filmem olejowym, z_v – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej przed pierścieniem z prostokątnym rozkładem prędkości warstw oleju, z_w – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej po przejściu pierścienia i wyrównaniu prędkości warstw oleju, h – lokalna grubość filmu olejowego

Fig. 3.6. A schematic diagram of oil film between the ring and the cylinder sleeve [97]: H – axial height of the ring, L – part of the ring axial height which is in contact with the oil film, z_v – thickness of oil layer on sliding surfaces cylinder sleeve before the ring with rectangular velocity distribution of oil layers, z_w – thickness of oil layer on the sliding surface of cylinder sleeve after passing through the ring and equalised layers velocities of oil, h – local thickness of oil film

nych, w którym kierunek x jest zgodny z osią cylindra, kierunek z jest prostopadły do osi cylindra, a kierunek y styczny do obwodu cylindra. Ruch pierścienia po gładzi tulei wywołuje przemieszczanie warstwy oleju w filmie olejowym. Największa prędkość jest w kierunku osi x . Ruch pierścienia wywołuje zmiany naprężeń stycznych τ oraz ciśnienia p w oleju. Oznaczenia wymiarów pierścienia i oleju znajdującego się między nim a gładzią tulei cylindrowej są zgodne z rys. 3.6. Na rysunku tym zamieszczono również opis elementarnej objętości oleju i przedstawiono obciążenia, jakim jest ona poddawana.

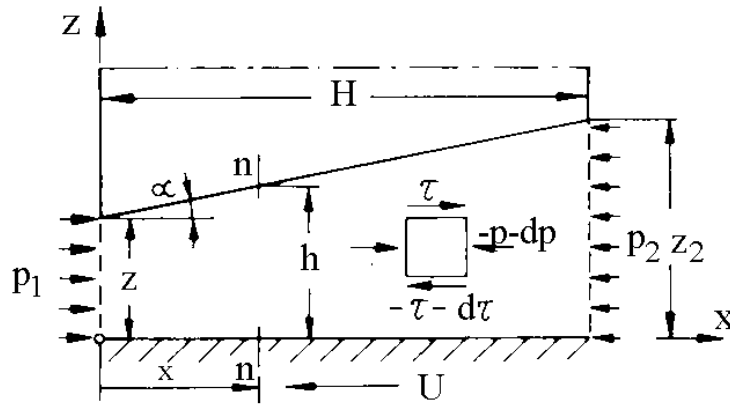
3.2.1. Warunki ustalone – efekt poślizgu

Powierzchnia robocza pierścienia tłokowego, czyli powierzchnia ograniczająca film olejowy jest w ogólnym wypadku krzywoliniowa i może być opisana różnymi funk-

cjami matematycznymi. Wśród funkcji proponowanych do opisu powierzchni pierścienia można wyróżnić powierzchnie o przekroju prostoliniowym, schodkowym, parabolicznym i krzywej wykładniczej. Ponadto każdą z powierzchni krzywoliniowych można odwzorować, łącząc kilka odcinków prostoliniowych i w ten sposób przybliżyć jej kształt. W najprostszym przypadku powierzchnia h w przekroju może być opisana funkcją liniową [97, 99, 225] w następującej postaci:

$$h = z_1 + mx \quad (3.9)$$

gdzie $m = \operatorname{tg} \alpha$ (kąt nachylenia przekroju powierzchni pierścienia do osi x ; rys. 3.7).



Rys. 3.7. Schemat przedstawiający elementarną objętość oleju w przekroju poddaną obciążeniom, z przyjęciem braku przepływu w kierunku osi y [97]

Fig. 3.7. A diagram showing the elementary volume of oil in subjected to load, assuming that there is no flow in the direction of y axis [97]

Uwzględnivszy opis powierzchni pierścienia funkcją liniową (3.9), otrzymuje się wyrażenie na ciśnienie w filmie olejowym w funkcji współrzędnej x w postaci [97, 99]:

$$p_x = 6\eta U \frac{mx(H-x)}{(z_1 + mx)^2(2z_1 + mH)} + p_1 + (p_2 - p_1) \frac{x}{H} \left(\frac{2z_1 + mx}{2z_1 + mH} \right) \left(\frac{z_1 + mH}{z_1 + mx} \right)^2 \quad (3.10)$$

Po scałkowaniu wyrażenia (3.10) otrzymuje się średnie ciśnienie w filmie olejowym dla przekroju powierzchni roboczej pierścienia opisanej funkcją liniową, po założeniu całkowitego wypełnienia olejem przestrzeni między pierścieniem i gładzią tulei cylindrowej w postaci:

$$p = \frac{1}{H} \int_0^H p_x dx = \frac{6\eta U}{m^2 H} \left(\ln \frac{z_1 + mH}{z_1} - \frac{2mH}{2z_1 + mH} \right) + p_1 + (p_2 - p_1) \frac{z_1 + mH}{2z_1 + mH} \quad (3.12)$$

3.2.2. Warunki nieustalone – efekt wyciskania

Wzór (3.12) dotyczy przypadku warunków ustalonych, w których kształtowanie się filmu olejowego oraz jego otrzymywanie jest niezmiennie w czasie. Oznacza to, że ciśnienie w filmie olejowym p równoważy ciśnienie p_w , obciążające pierścień tłokowy, będące wypadkową ciśnienia od procesu spalania oraz ciśnienia będącego efektem sprężystości własnej pierścienia. Zmiana jakichkolwiek parametrów mających wpływ na ciśnienie w filmie olejowym jest kompensowana dodatkowym ciśnieniem w powstałym filmie. W przeciwnym przypadku pierścień zetknąłby się z gładzią tulei cylindrowej [97]. Dodatkowe ciśnienie (oznaczone p_v) może być wywołane w wyniku zbliżenia pierścienia do gładzi tulei i konieczności wycisnięcia pewnej ilości oleju smarującego. Zjawisko to nosi nazwę „efektu wyciskania”, czyli w wyniku zmiany warunków, obciążenie pierścienia p_w jest równoważone sumą ciśnienia p w filmie olejowym oraz ciśnienia p_v , będącego wynikiem oddziaływania efektu wyciskania (rys. 3.8).

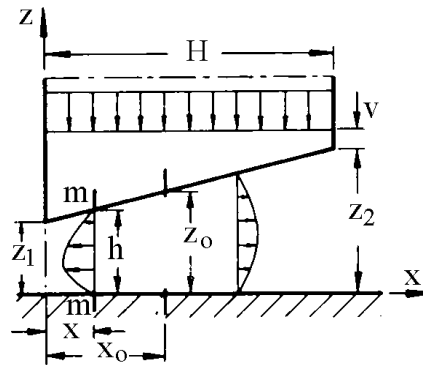
Gdy powierzchnia pierścienia jest opisana funkcją liniową oraz ciśnieniem na brzegach pierścienia $p_1 = p_2 = 0$ (rys. 3.8), po założeniu zerowej prędkości w kierunku x można ciśnienie wywołane efektem wyciskania zapisać wzorem:

$$p_{vx} = \frac{12\eta V}{m^2(z_1 + z_2)} \left(\frac{z_1}{z_1 + mx} + \frac{z_2 mx}{(z_1 + mx)^2} - 1 \right) \quad (3.16)$$

gdzie: p_{vx} – ciśnienie w filmie olejowym będącym tylko efektem wyciskania, V – prędkość opadania pierścienia na gładź tulei cylindrowej.

Wypadkowy opór jednostkowy p_v warstwy oleju jest równy:

$$p_v = \frac{1}{H} \int_0^H p_{vx} dx = \frac{12\eta V}{m^3 H} \left(\ln \frac{z_1 + mH}{z_1} - \frac{2mH}{z_1 + z_2} \right) \quad (3.17)$$



Rys. 3.8. Schemat rozkładu prędkości w filmie olejowym wyciskającym przez pierścień o zerowej prędkości postępowej w kierunku osi x [97]

Fig. 3.8. Velocity distribution in the oil film, extruded by a ring at zero forward speed in the direction of x axis [97]

3.2.3. Ciśnienie w filmie olejowym wywołane efektem poślizgu i wyciskania

Ciśnienie w filmie olejowym wywołane sumarycznym efektem poślizgu i wyciskania można wyznaczyć jako sumę ciśnień wywołanych efektem poślizgu i wyciskania;

$$p_w = p + p_v \quad (3.20)$$

czyli po wstawieniu (3.17) oraz (3.12) do (3.20) otrzymuje się wyrażenie:

$$p_w = \frac{6\eta U}{m^2 H} \left(\ln \left| \frac{z_1 + mH}{z_1} \right| - \frac{2mH}{2z_1 + mH} \right) + p_1 \quad (3.21)$$

$$+ (p_2 - p_1) \frac{z_1 + mH}{2z_1 + mH} + \frac{12\eta V}{m^3 H} \ln \left(\frac{z_2}{z_1} - \frac{2mH}{2z_1 + mH} \right)$$

W wyrażeniu (3.21) obciążenie pierścienia p_w jest równoważone składnikami pochodzącymi od kilku czynników. Pierwszy z nich jest wynikiem oddziaływania hydrodynamicznego efektu klina smarnego, drugi i trzeci stanowi wpływ ciśnienia, jakie napotyka pierścień, poruszając się po gładzi tulei cylindrowej i pozostawia po przejściu (p_1 i p_2). Ostatni człon jest wynikiem oddziaływania efektu wyciskania oleju. Należy zwrócić uwagę, iż w momencie, gdy prędkość opadania pierścienia na gładź tulei jest zerowa ($V = 0$), wtedy ostatni człon przyjmuje wartość zero, a wyrażenie (3.21) sprowadza się do wyrażenia (3.12).

3.2.4. Powierzchnie pierścieni o przekroju nieliniowym

Dotychczasowe rozważania dotyczyły współpracy powierzchni pierścienia o przekroju opisanym funkcją liniową (wyrażenie (3.9)). Uogólnienie na nieliniowe przekroje powierzchni zaproponował między innymi Iskra [97, 99]. Powierzchnia nieliniowa (jej przekrój) jest aproksymowana za pomocą krzywej łamanej, składającej się z odcinków prostoliniowych. Przyjęte warunki panujące na końcu i -tego odcinka prostoliniowego są początkowymi dla i -tego + 1. W ten sposób można określić parametry filmu olejowego dla praktycznie dowolnej powierzchni.

Średnie ciśnienie w całym filmie olejowym, wywołane efektem poślizgu, jest równe średniej arytmetycznej średnich ciśnień pod kolejnymi odcinkami o przekroju prostoliniowym i jest postaci:

$$p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_{i,i+1} = \frac{6\eta U \Delta x}{(z_{i+1} - z_i)^2} \left(\ln \frac{z_{i+1}}{z_i} - 2 \frac{z_{i+1} - z_i}{z_{i+1} + z_i} \right) + p_i + (p_{i+1} - p_i) \frac{z_{i+1}}{z_i + z_{i+1}} \quad (3.23)$$

gdzie: z_i – odległość początku i -tego odcinka od gładzi tulei cylindrowej, z_{i+1} – odległość końca i -tego i początku i -tego + 1 odcinka od gładzi tulei, p_i – ciśnienie w filmie olejowym na początku i -tego odcinka, p_{i+1} – ciśnienie w filmie olejo-

wym na końcu i -tego odcinka i na początku i -tego + 1, Δx – długość i -tego odcinka, U – prędkość poślizgu pierścienia, h – lepkość dynamiczna, N – liczba odcinków, na jakie podzielono przekrój powierzchni ślizgowej.

Średnie ciśnienie w filmie olejowym wywołane efektem wyciskania jest średnią arytmetyczną średnich ciśnień pod kolejnymi odcinkami o przekroju prostoliniowym zapisanymi wyrażeniami (3.25) i jest postaci:

$$p_v = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_{v_i, i+1} = \frac{12\eta V \Delta x^3}{(z_{i+1} - z_i)^3} \left(\ln \frac{z_{i+1}}{z_i} - 2 \frac{z_{i+1} - z_i}{z_{i+1} + z_i} \right) + p_i + (p_{i+1} - p_i) \frac{z_{i+1}}{z_i + z_{i+1}} \quad (3.25)$$

Ciśnienia w filmie olejowym zapisane wyrażeniami (3.23) i (3.25) dotyczą przypadku całkowitego wypełnienia szczeliny między pierścieniem i gładzią tulei olejem smarującym i nie mogą być stosowane w przypadku częściowego wypełnienia olejem smarującym.

3.2.5. Sprężyste właściwości oleju smarującego w hydrodynamicznej teorii smarowania węzła pierścień-łokowy-gładź tulei cylindrowej

Zastosowanie hydrodynamicznej teorii smarowania do opisu zjawisk zachodzących między pierścieniem łokowym tuleją i łokiem oraz wyznaczaniem wartości parametrów opisujących współpracę elementów grupy łokowo-cylindrowej budzi obecnie wiele wątpliwości. O ile wykazano, że dla olejów mineralnych można pominąć ich sprężystość, o tyle dla olejów syntetycznych tej sprężystości pominąć nie można [88, 98, 113]. W rzeczywistości nie istnieje ciecz idealnie lepka, nie wykazująca sprężystości. Czynnikiem lepkosprężystym opisuje teoria Maxwella. Przepływ cieczy lepkosprężystej opisuje równanie Maxwella w postaci:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta} + \frac{\dot{\tau}}{G} \quad (3.27)$$

gdzie: γ – odkształcenie postaciowe, τ – naprężenia styczne, η – lepkość dynamiczna, G – moduł sprężystości poprzecznej.

Dla cieczy niutonowskiej ($G = \infty$) naprężenia styczne są wynikiem występowania zjawiska lepkości. W cieczach makswelewskich naprężenia te są dodatkowo wynikiem relaksacji odkształcenia o zwrocie przeciwnym do sił lepkości. Siły sprężystości wywołują dodatkowe naprężenia styczne określane w mechanice przepływu cieczy lepkosprężystych jako naprężenia „ekstra”. Występowanie sił sprężystości powoduje, iż wypadkowe naprężenia styczne w warstwie cieczy Maxwella są mniejsze niż w warstwie cieczy niutonowskiej. W efekcie w oleju o cechach sprężystych występują inne wartości naprężeń stycznych, powodujące odmienny przebieg chwilowych sił tarcia. Dopóki prędkość przepływu oleju nie zmienia zwrotu, dopóty efekt sprężystości oleju można określić jako pozorne zmniejszenie lepkości [225]. Jednakże w obszarach zwrotnych ruchu łożka takie postępowanie nie jest możliwe. Dochodzi tutaj do dodawania

się naprężeń stycznych pochodzących od sił lepkości i sprężystości. Powoduje to chwilowy wzrost sił tarcia wewnętrznego w oleju. Siły sprężystości poza wspomnianym wcześniej efektem wywołanym naprężeniami „ekstra” powodują tzw. przepływ wtórny, który może mieć wpływ na ogólny bilans przepływu oleju w szczelinie smarnej. Z rozważań wpływu sprężystości oleju na wartości strat tarcia zamieszczonych w pracach [88, 113] wynika, że po założeniu wartości modułu sprężystości poprzecznej G o wartości 0,1 kPa wartości siły tarcia zmniejszają się o około 50%. Dodatkowo może wystąpić efekt spęcznienia warstwy oleju zwany efektem Weissenberga [113] przyczyniający się do zwiększenia pokrycia olejem powierzchni ślizgowej pierścienia. Moduł sprężystości poprzecznej o wartości 10 kPa już nie ma istotnego wpływu na wartość strat tarcia. Wynikiem uwzględnienia sprężystości oleju smarującego jest uzyskanie mniejszych średnich wartości strat tarcia w filmie olejowym, podczas występowania ich zwiększenia w punktach zwrotnych ruchu tłoka [50, 70].

3.3. Ogólne straty energii na tarcie w filmie olejowym

Na wartość strat tarcia mają wpływ czynniki natury konstrukcyjnej oraz parametry ruchowe. Badania bezpośrednie strat tarcia prowadzono od wielu lat. Najbardziej adekwatne wykonywano na pracującym silniku spalinowym. Przykładem tych badań wykonanych po raz pierwszy są prace opublikowane przez Furuhamę w 1979 roku [59]. Zastosował on do uszczelnienia komory spalania połączenia wykonane z falistej blachy. Zmierzone wtedy maksymalne wartości siły tarcia występują tuż po zwrocie zewnętrznym w suwie rozprężania; praktycznie w czasie wystąpienia maksymalnej wartości siły gazowej. Chociaż ta maksymalna wartość ma niewielki wpływ na ogólne wartości strat tarcia, na które w największym stopniu wpływają wartości siły tarcia w fazie, gdy nie występuje maksymalne ciśnienie spalania. Konstrukcja połączeń tulei cylindrowej z blokiem z blachy falistej została rozwinięta i zmodernizowana przez Tiela [270], który podał wzory na obliczanie kształtu falistego połączenia tulei z głowicą, pozwalające na kompensację osiowych wydłużeń spowodowanych ciśnieniem w komorze spalania. Na uwagę zasługuje również przedstawione w pracy [142] przez Krausego uszczelnienie hydrostatyczne. Najnowsze badania przedstawił w 1995 roku Halsband [68]. Zmierzył on w sposób bezpośredni wartości sił tarcia, wykorzystując w tym celu silnik testowy o specjalnej konstrukcji uszczelnienia tulei z głowicą oraz specjalnej konstrukcji mocowania tulei cylindrowej umożliwiającej jej wychylenia. Dzięki temu wykonano tensometryczne pomiary wartości siły normalnej. Stanowisko to umożliwiło wykonanie wariantowych pomiarów wartości sił tarcia w zależności od wielkości parametrów opisujących chropowatość powierzchni, zastosowanych materiałów oraz wymiarów geometrycznych tłoka i pierścieni tłokowych. Stwierdzono, że podczas ruchu silnika z małymi prędkościami obrotowymi (1000 obr/min) i obciążeniu $p_i = 0,5$ MPa w okolicy zwrotu zewnętrznego występują zwiększone wartości sił tarcia wskazujące na występowanie zjawiska tarcia mieszanego.

Wzrost prędkości obrotowej silnika powoduje zmniejszenie sił tarcia w okolicy zwrotu zewnętrznego. Istnieją duże potencjalne możliwości zmniejszenia siły tarcia przez odpowiednią konstrukcję powierzchni roboczej tulei cylindrowej oraz tłoka i pierścienia tłokowego. Z prowadzonych badań [68] wynika, że znaczący wpływ na straty tarcia ma zarówno mikrogeometria powierzchni tulei cylindrowej, jak i zastosowane materiały. Porównano między innymi klasyczną powierzchnię honowaną z powierzchnią honowaną dwustopniowo z podwojoną fazą plateau. Zmierzono zwiększone wartości sił tarcia dla powierzchni honowanej dwustopniowo dla wszystkich obciążeń oraz prędkości obrotowych. Halsband tłumaczy to zjawisko zbyt dużym pochłanianiem oleju przez kieszenie olejowe powierzchni tulei. Najmniejsze wartości sił tarcia zmierzono dla tulei wykonanej według technologii nazywanej Nikasil. Pomimo bardzo dużej gładkości powierzchni przy praktycznie braku kieszeni olejowych w żadnym z obciążeń oraz prędkości obrotowych nie stwierdzono zwiększenia sił tarcia charakterystycznego dla tarcia mieszanego. Zjawisko to można tłumaczyć dużą zwilżalnością powierzchni typu Nikasil olejem smarującym. Mechanizm powstawania zjawiska tarcia i wartości siły tarcia są ściśle zależne od średniej prędkości ruchu tłoka, temperatury elementów układu korbowego i obciążeń. Przebieg sił tarcia zależy od mikrogeometrii powierzchni tulei i właściwości materiałów elementów układu.

Siły tarcia można obniżyć między innymi drogą zmniejszenia powierzchni styku elementów pary trącej [62, 68, 103, 266]. Zmniejszenie powierzchni styku może doprowadzić do redukcji strat tarcia w procesie smarowania hydrodynamicznego, ale to powoduje zwiększenie zużycia oleju smarującego [103, 217]. W pracy [68] Halsband w celu sprawdzenia tego efektu zmierzył wartości sił tarcia obniżając, między innymi, wysokość pierścieni tłokowych z jednoczesnym zmniejszeniem o 50% sprężystości własnej pierwszego pierścienia uszczelniającego. Zmniejszenie powierzchni styku powoduje zmniejszenie sił tarcia podczas smarowania hydrodynamicznego. Jednak zmniejszenie powierzchni poniżej pewnego optimum powoduje gwałtowny wzrost siły tarcia, ponieważ zmniejszenie powierzchni styku łączy się ze wzrostem temperatury elementów (głównie pierścienia tłokowego i tłoka) wskutek zmniejszenia powierzchni transferu ciepła i w efekcie zmniejszenia lepkości oleju smarującego. Negatywnych skutków obniżenia wysokości pierścienia nie zanotowano podczas współpracy z tuleją cylindrową typu Nikasil. Stwierdzono jedynie pozytywny wpływ redukcji powierzchni styku w postaci zmniejszenia strat energii na tarcie [62, 68]. Stosowanie niskich pierścieni stwarza wiele innych problemów związanych z ich zaprojektowaniem i wykonaniem, a przede wszystkim z uzyskaniem poprawnej pracy. Pierścień o małej wysokości lepiej dopasowuje się do gładzi tulei cylindrowej, jednakże zmniejszenie jego wysokości może łączyć się ze zwiększeniem zużycia oleju silnikowego [259].

Zmniejszenie powierzchni styku można również uzyskać drogą zmniejszenia liczby pierścieni uszczelniających [265]. Obecnie dość powszechnie jest stosowany układ trzy-pierścieniowy. Serdecki w pracy [224] prowadził analizy symulacyjne polegające na wyeliminowaniu jednego z pierścieni uszczelniających, tworząc tym samym układ dwu-

pierścieniowy. Zgodnie z przewidywaniami spowodowało to zmniejszenie strat energii na tarcie, ale jednocześnie wzrost zużycia oleju smarującego. Układ dwupierścieniowy pozostawia na gładzi tulei cylindrowej grubszą warstwę oleju smarującego, która jest zgarniana do komory spalania. Istotnym zaburzeniem pracy może być zmniejszenie efektywności uszczelnienia oraz wzrost temperatury elementów układu tłokowo-cylindrowego. Wzrostowi zużycia oleju smarującego można w przypadku układu dwupierścieniowego przeciwdziałać podnosząc skuteczność działania pierścienia zgarniającego. Można to uzyskać, zwiększając nacisk jednostkowy w wyniku obniżenia wysokości półek pierścieniowych bądź stosowania ekspanderów.

Również duży wpływ na wartości strat energii na tarcie ma kształt baryłki pierścienia zgarniającego. Serdecki w pracach [217, 218] stwierdza, że wzrost wymiaru baryłkowatości powoduje zmniejszenie strat energii na tarcie z jednoczesnym zwiększeniem zużycia oleju smarującego. Ten sam autor na podstawie prowadzonych analiz [223, 226] twierdzi, że moc tarcia w małym stopniu zależy od obciążenia silnika. Sprawność silnika dla prędkości znamionowej zwiększa się wraz ze wzrostem obciążenia.

Pierścień tłokowy jest elementem sprężystym i jako taki może wpadać w drgania, które wywierają istotny wpływ na parametry pracy silnika, powodując przede wszystkim wzrost nieszczelności i przedmuchy spalin do skrzyni korbowej oraz powodują zmiany grubości filmu olejowego między pierścieniem i gładzią tulei cylindrowej, co negatywnie wpływa na wartość strat energii na tarcie [101]. Najbardziej prawdopodobne drgania są o amplitudzie w kierunku promienia cylindra. Jednak pierścień w przeważającej części swej pracy jest oddzielony od tulei cylindrowej warstwą filmu olejowego. Wtedy każde drganie promieniowe jest silnie tłumione i nie będzie miało wpływu na pracę uszczelnienia. W chwili pojawienia się przedmuchów między powierzchnią ślizgową pierścienia a gładzią tulei tłumienie to spada do zera. Pozostaje jednak tłumienie związane z tarciami powierzchni górnej i dolnej o rowek pierścieniowy w tłoku, które zanika jedynie w momencie przemieszczania się osiowego pierścienia.

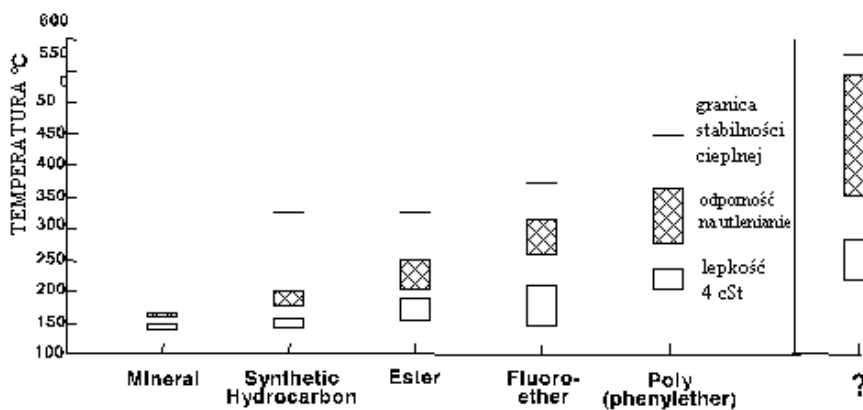
Poza stratami energii na tarcie wynikającymi z ruchu pierścieni po gładzi tulei występują też znaczące straty wynikające ze styku powierzchni tłoka w ruchu po gładzi tulei [104]. Pakiet pierścieni oddziałuje na opory tarcia powierzchni bocznej tłoka i odwrotnie. W okresie przemieszczania się tłoka ze zwrotu wewnętrznego do zwrotu zewnętrznego jego powierzchnia boczna trafia na warstewkę oleju o grubości mniejszej niż $1\ \mu\text{m}$. Pozostawiona przez pierścień zgarniający warstewka oleju dla niego samego jest wystarczająca, aby osiągnąć efekt smarowania hydrodynamicznego, natomiast jest zdecydowanie za cienka, aby wypełnić szczelinę między powierzchnią boczną tłoka a gładzią tulei cylindrowej. Do zwiększenia strat energii na tarcie powierzchni bocznej tłoka o gładź tulei cylindrowej może się przyczynić odprowadzenie oleju smarującego do wnętrza tłoka przez obwodowe nacięcia między półkami pierścienia zgarniającego [89, 98]. Dlatego w nowych technologiach tłoka i jego warstwy wierzchniej są wtrącenia grafitowe w celu zmniejszenia oporów tarcia.

3.4. Wpływ parametrów oleju smarującego na uszczelnienie pierścieniowe

Podstawowym zadaniem oleju smarującego jest oddzielenie współpracujących elementów w parach trących na minimalną odległość, czyli zamiana tarcia między powierzchniami elementów na tarcie wewnętrzne w filmie olejowym.

Kierunki prac nad współczesnymi olejami silnikowymi dotyczą zmniejszenia zużycia paliwa i oleju, zwiększenia trwałości silnika, zmniejszenia toksyczności spalin, wydłużenia okresów między wymianami olejów i ich dobrej biodegradalności [212], odporności temperaturowej oleju. Oprócz odporności temperaturowej jest wymagana stabilna lepkość, która jest związana z powstawaniem filmu smarnego. Konieczność obniżenia kosztów eksploatacji silnika wymusza długi czas pracy oleju. Zwiększenie trwałości elementów silnika odbywa się drogą komponowania coraz lepszych dodatków myjących oraz zapewnienia dobrych właściwości przeciwkorozyjnych i starzeniowych. Wzrastające temperatury pracy elementów układu tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa wymuszają konieczność opracowywania nowych olei syntetycznych opartych na nowych bazach (rys. 3.9). Z przedstawionego wykresu wynika, że w przyszłości oleje silnikowe będą bazowały na olejach syntetycznych. Będą mogły pracować w trzykrotnie wyższych temperaturach niż mineralne, to ponadto ich temperatura utlenienia będzie dwukrotnie wyższa – co ma bardzo ważne znaczenie dla starzenia się olejów. Oprócz tego stabilność lepkościowa tych olejów jest lepsza jak olejów mineralnych, czyli wskaźnik ich lepkości jest bardzo duży.

Olej smarujący, traktowany obecnie podobnie jak element konstrukcyjny silnika, jest oparty na komponencie bazowym, którym jest czysty olej mineralny będący jedną z frakcji destylacji ropy naftowej, odpowiednio zmodyfikowany pod kątem poprawy jego właściwości, szczególnie, reologicznych [200]. Modyfikowanie to polega na wpro-



Rys. 3.9. Tendencje w tworzeniu nowych olejów dla silników spalinowych [130]

Fig. 3.9. Trends in creating new oils for combustion engines [130]

wadzeniu pakietu związków chemicznych (dodatków uszlachetniających), głównie ciekłych polimerów otrzymanych na drodze syntetycznej. Udział dodatków uszlachetniających w olejach mineralnych dochodzi nawet do 25% wagowych. Podobny proces uszlachetniania odbywa się już na etapie produkcji olei półsyntetycznych i syntetycznych [113]. Ciekłe polimery w olejach smarujących nadają im nowe właściwości, zwłaszcza sprężystość postaciową, o której już wspomniano. Wyraźnie widać tendencję do zmniejszania zawartości fosforu w oleju smarującym, występującego w postaci ditiofosforanu cynku; najlepszego obecnie dodatku przeciwzużyciowego. Stwarza to konieczność opracowywania nowych biodegradowalnych dodatków. Efekt dobrego smarowania można uzyskać, stosując oleje o dużej lepkości i małych zmianach lepkości wraz z temperaturą. Im bardziej lepki olej, tym większe opory ruchu, a tym samym większe zużycie paliwa. Aby ograniczyć zużycie paliwa, należy stosować olej o możliwie małej lepkości i dużym wskaźniku lepkości. Olej taki nie będzie wypływał ze strefy współpracy elementów i skutecznie zabezpieczy je przed zużyciem i zatarciem [89, 91, 212].

Znajdujący się między współpracującymi elementami (pierścieniami, tuleją cylindrową i tłokiem) olej smarujący ulega zużyciu w wyniku oddziaływania wielu zjawisk (opisanych w poprzednich rozdziałach), między innymi przepompowywania i zgarniania oleju z powierzchni tulei cylindrowej przez zespół pierścieni oraz jego odparowywania z powierzchni gładzi tulei cylindrowej [228]. Zwiększenie prędkości obrotowej silnika wpływa na zmniejszenie zużycia oleju przypadającego na jeden cykl pracy silnika. Ponadto obserwuje się wzrost ilości zużywanego oleju wraz ze wzrostem kąta pochylecia pierścienia w rowku pierścieniowym. Wartość zużycia oleju silnikowego jest uzależniona również od wymiarów geometrycznych silnika. Istotną rolę odgrywa tutaj stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra. Na podstawie badań stwierdzono, że wzrostowi wartości tego parametru towarzyszy wzrost strat tarcia oraz zmniejszenie zużycia oleju smarującego [220]. Zużycie to zależy również od efektywności działania pierścienia zgarniającego [103]. Obecnie stosuje się we współczesnych pierścieniach zgarniających półki o wysokości nie przekraczającej 0,3 mm i nacisku jednostkowym na gładź tulei równym około 2 MPa. Zapewnia to tak skuteczne zgarnianie oleju silnikowego, że jego zużycie jest w efekcie zmniejszone do wartości 0,5 g/(kW·h). Zużycie oleju smarującego może ulec istotnemu zwiększeniu przez zmniejszenie wysokości pierścienia uszczelniającego w celu zmniejszenia strat energii na tarcie w procesie smarowania hydrodynamicznego. Jednym ze sposobów zapobieżenia temu zjawisku jest zaproponowany w pracy [103] proces polegający na jednoczesnym obniżeniu wysokości pierścienia uszczelniającego i redukcji wysokości półek pierścienia zgarniającego.

Olej silnikowy odgrywa istotną rolę w transferze ciepła z pierścienia tłokowego do ścianki tulei cylindrowej. W pracy [15] Boisclair, Hoult, Wong prowadzili analizę przepływu ciepła przez pierścień tłokowy do ścianki tulei cylindrowej. Zbudowano płaski model MES pierścienia, fragmentu tłoka i tulei cylindrowej oraz filmu olejowego. Stwierdzili oni, że temperatura pierścienia zgarniającego jest taka sama lub wyższa niż temperatura pierwszego pierścienia uszczelniającego. Jest to spowodowane transferem ciepła do ścianki tulei i przekazaniem jego do trzeciego pierścienia przez olej. Ponadto

temperatura tylnej części pierścienia (wewnętrznej) jest wyższa od temperatury powierzchni roboczej.

Oprócz wspomnianej odporności temperaturowej niezmiernie istotną rolę odgrywa lepkość oleju smarującego [199]. W oleju silnikowym podczas eksploatacji następuje trwałe i przemijające zmniejszenie lepkości [78]. Poziom lepkości może być uważany jako znamienne cecha danego oleju, a także jako sprawdzian jakości zawartych w nim polimerów. Trwałe zmniejszenie lepkości jest skutkiem mechanicznej destrukcji wspomnianych długołańcuchowych polimerów. Zauważono również inne niepokojące zjawisko. Na podstawie badań [78] stwierdzono, że niektóre dodatki lepkościowe zmieniają skuteczność zwiększania lepkości w obszarach intensywnego przemieszczania się oleju w cienkiej warstewce oddzielającej współpracujące powierzchnie. Długołańcuchowe polimery mogą wtedy orientować się wzdłuż kierunku intensywnego przepływu oleju, co zmniejsza efekt ich działania. Po opuszczeniu strefy intensywnego przepływu polimery znów rozpraszają się bezładnie w oleju, a zatem lepkość wraca do wartości wyjściowej. Zjawisko to nazwano przemijającym spadkiem lepkości. Ta właśnie przemijająca zmiana lepkości oleju w obszarze współpracy elementów smarowanych hydrodynamicznie niekorzystnie wpływa na ich trwałość, powodując różnice stopnia zużycia w stosowaniu olejów o identycznym zakresie klas lepkości, lecz skomponowanych z zastosowaniem różnych typów dodatków lepkościowych. W związku z tym zastosowanie dodatku lepkościowego o wyraźnie większej odporności na ścinanie mechaniczne nie gwarantuje lepszej trwałości elementów silnika pracujących w warunkach tarcia hydrodynamicznego [78].

Tworzący się między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową film olejowy wykazuje zmienną grubość w czasie trwania cyklu pracy. Tateyshi podaje, że zmienia się ona od około 0,8 μm do kilku μm . Minimalna wartość występuje po zwrocie zewnętrznym w czasie suwu rozprężania [266]. Mała grubość filmu olejowego może prowadzić do zaistnienia zjawiska tarcia mieszanego. Zjawisku temu można przeciwdziałać, wprowadzając nowe materiały na powłoki przeciwzużyciowe. Przedmiotowy azotek tytanu zastosowany jako powłoka przeciwzużyciowa cechuje się doskonałą odpornością na zużycie adhezyjne, przewyższając ponaddwukrotnie powłokę chromową [205]. Zastosowanie na powłoki przeciwzużyciowe pierścienia i tulei cylindrowej związków pochodzenia ceramicznego lub cermetali pociąga konieczność opracowania nowych olei smarujących, na co zwraca uwagę Stolarski w pracy [251] oraz Wakuri i inni w pracy [281]. Przykładowo w pracy [295] prowadzono badania porównawcze polegające na pomiarze wartości współczynnika tarcia między różnymi wariantami wykonania pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej dla różnych środków smarnych. Uzyskano wyniki jednoznacznie wykazujące, że olej zawierający dodatek molibdenu we wszystkich przypadkach spowodował zmniejszenie współczynnika tarcia 2–3 razy.

3.5. Wpływ konstrukcji pierścieni na uszczelnienie pierścieniowe silnika spalinowego

Dotychczasowe rozważania skupione były na etapie pracy silnika spalinowego i jego uszczelnienia w czasie gdy pierścienie tłokowe są oddzielone od powierzchni tulei cylindrowej filmem olejowym, który powstał w wyniku zjawisk hydrodynamicznych. Jednakże w momencie, gdy prędkość poślizgu zbliża się do zera, a czas przebywania pierścienia w ZZ jest zbyt długi, aby zjawisko wyciskania zapobiegło zetknięciu się pierścienia z tuleją, może do tego dojść. Wtedy zasadniczy wpływ na procesy tribologiczne zachodzące w tym uszczelnieniu mają zastosowana konstrukcja oraz materiały jego elementów, w tym uszczelniającego pierścienia tłokowego. Taki niekorzystny zbieg czynników powodujących powstanie zjawiska tarcia mieszane lub granicznego powstaje, gdy obciążenia silnika są duże, a jego prędkość obrotowa niewielka [160]. Występuje to jedynie na około 5% cyklu pracy po ZZ w suwie rozprężania.

Do tej pory nie opracowano jednoznacznej teorii opisu zjawisk tribologicznych w procesie tarcia mieszane. Badacze z tego względu opierają się na wynikach prac pomiarowych.

Zestawienie materiałów użytych do wykonania pierścieni tłokowych i tulei cylindrowej zawsze należy traktować łącznie, ponieważ stanowią one węzeł tarcia. Dobór materiałów w tym wypadku jest kluczowy ze względu na odporność węzła jako całości na zużycie. Dominującym materiałem na pierścieniu tłokowe jest *żeliwo* spełniające najskuteczniej stawiane pierścieniom wymagania. Pierścienie tłokowe wykonuje się z:

- żeliwa szarego z grafitem płatkowym, o osnowie perlitycznej z wydzieleniami eutektyki fosforowej,
- żeliwa szarego z grafitem płatkowym, o osnowie iglastej (martenzyt + bainit) z wydzieleniami eutektyki fosforowej i pojedynczych węglików,
- żeliwa węglkowego z grafitem żarzenia o osnowie perlitycznej,
- żeliwa sferoidalnego z grafitem kulkowym o osnowie iglastej (martenzyt + bainit).

Żeliwo charakteryzujące się wysokim modułem sprężystości E i dużą wytrzymałością na zginanie R_g cechuje się złymi właściwościami tribologicznymi. Żeliwo o gorszych właściwościach mechanicznych charakteryzuje się dobrymi właściwościami tribologicznymi. Należy to tłumaczyć pozytywnym wpływem grafitu płatkowego, który dzięki swym właściwościom smarnym przeciwdziała zacieraniu. Grafit w postaci kulkowej i żarzenia (zwały i postrzępiony) nie przeciwdziała zacieraniu w taki sposób, jak grafit płatkowy. Odpowiednia wartość modułu sprężystości warunkuje wraz z ciśnieniem gazów w cylindrze właściwe przyleganie pierścienia tłokowego do gładzi tulei cylindrowej. Z badań [73] wynika, że wartość umownego modułu sprężystości E żeliwnych pierścieni tłokowych zależy od ilości, kształtu i wymiaru grafitu oraz od struktury osnowy metalicznej. Stwierdzono, że wartość E jest najmniejsza dla struktury martenzytowo-bainitycznej, a największa dla struktury sorbitycznej.

W celu polepszenia współpracy między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową nakłada się różnego rodzaju powłoki [112, 151, 266]. Stosowane powłoki mają za zadanie zmniejszyć do minimum siłę tarcia między pierścieniem i tuleją w przypadku zaistnienia tarcia mieszanego lub granicznego, zapewniając przy tym małe zużycie obu elementów. Obecnie stosowane powłoki zabezpieczające powierzchnie robocze pierścieni przed zużyciem to:

- chromowe, otrzymywane metodą galwaniczną [264],
- molibdenowe, otrzymywane metodą natryskiwania ogniowego [261, 264],
- chromowo-molibdenowe, otrzymywane metodą galwaniczną [262],
- chromowo-ceramiczne, otrzymywane metodą galwaniczną (CKS 36) [237, 262],
- plazmowe, nanoszone metodą natryskiwania plazmowego [262, 264],
- metaliczne, otrzymywane metodami chemicznego i fizycznego osadzania z fazy gazowej (CVD i PVD),
- metaliczno-ceramiczne otrzymywane metodami CVD i PVD [86, 121, 123,],
- cermetaliczne (autorskie) otrzymywane metodami PVD [121, 122, 123, 124, 127, 130, 131, 132, 133, 134, 262],
- azotowanie powierzchni roboczej pierścieni stosowane głównie w przypadku pierścieni wykonanych ze stali [260, 262, 263, 264].

Ponieważ różnica między twardością tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego powinna być niewielka [178], materiałem dominującym w produkcji tulei cylindrowych jest również żeliwo. W przypadku nałożenia powłoki na pierścieniu tłokowym, tuleja cylindrowa zwykle nie jest pokrywana powłoką. W przypadku zastosowania powłok wykonanych z materiałów o dużej twardości (powłoki plazmowe oraz inne) często konieczne jest stosowanie utwardzenia warstwy wierzchniej tulei uzyskane przykładowo w procesie azotowania [68].

Zwiększające się wymagania stawiane pierścieniom tłokowym wytyczają nowe kierunki prac badawczych, których efektem są nowe konstrukcje pierścieni. Obecnie powierzchnie robocze pierścienia nadaje się kształt możliwie zbliżony do tego, który uzyskuje ona po zakończeniu procesu docierania [62]. Dominującym rozwiązaniem jest nadawanie zewnętrznej powierzchni roboczej kształtu baryłki, która sprzyja powstawaniu klina smarowego [130]. Zaletą pierścieni uszczelniających z baryłką jest mała wrażliwość na ruchy tłoka objawiające się w postaci jego „wężykowania”, jakie powstają podczas pracy silnika. Skraca to czas docierania pierścieni z tuleją, zmniejszając jednocześnie prawdopodobieństwo zacierania się tych elementów. Baryłkowaty kształt powierzchni roboczej, daje optymalny rozkład oleju na długości skoku tłoka oraz nie dopuszcza do wystąpienia nacisków krawędziowych, a dzięki temu do przeciskania warstwy oleju przy skośnym ustawieniu tłoka. Dalszą zaletą wykonania baryłki jest początkowy liniowy styk powierzchni roboczej pierścienia z powierzchnią cylindra, co z kolei skraca proces docierania [62]. Wprowadzenie niesymetrycznej baryłki i ostrej dolnej krawędzi jeszcze bardziej usprawnia pracę pierścienia. Przesunięcie linii styku (wierzchołka baryłki) pierścienia poniżej osi symetrii w kierunku dolnej ostrej krawę-

dzi zapewnia jej przylegalność do cylindra i szybsze dotarcie, a tym samym wykorzystanie jej właściwości zgarniających w celu zmniejszenia zużycia oleju.

W wyniku procesu wytwarzania pierścienia poza nadawaniem odpowiedniego kształtu uzyskiwana jest również odpowiednia chropowatość powierzchni z pewną anizotropią wynikającą z obróbki szlifowaniem i docieraniem [259]. W trakcie pracy powierzchnie te ulegają zmianom [256]. Początkowa chropowatość znacznie się zmniejsza. Nie pozostaje to bez wpływu na warunki współpracy powierzchni pierścienia z tuleją. Wyglądanie powierzchni pierścienia z jednoczesnymi zmianami powierzchni tulei po pewnym czasie stabilizuje się, osiągając pewne charakterystyczne dla konkretnego typu silnika wartości chropowatości. Jednak znaczący wpływ na nie mają wartości początkowe, a szczególnie nadana w postaci siatki spękań lub w drodze honowania, wytwarzając anizotropię chropowatości powierzchni, której zadaniem jest gromadzenie oleju smarującego w „kieszeniach” olejowych. Nie ma niestety obecnie określonych wartości parametrów gładzi tulei i powierzchni pierścienia uznanych za optymalne. Przykładowo Shuster, Mahler i Crysler [233] prowadzili pomiary mikrostruktury, twardości oraz mikro- i makrogeometrii uszczelniających pierścieni tłokowych z wariantowo wykonanymi powłokami przeciwzużyciowymi. Pomiary wykonano przed i po testach silnikowych trwających 150, 1000 i 4000 godzin. Badania prowadzono na dużych silnikach o zapłonie samoczynnym przeznaczonych do napędu ciężkich pojazdów samochodowych. Stwierdzono między innymi znaczne zmiany mikrogeometrii powierzchni badanych pierścieni. We wszystkich przypadkach powierzchnia uległa znacznemu wygładzeniu, tworząc niemal jednolitą fazę plateau. Wyjściowe wartości R_a równe 0,32–0,42 uległy zmniejszeniu do wartości 0,01–0,04 μm . Powstała powierzchnia była praktycznie pozbawiona nierówności mogących stanowić zasobniki oleju smarującego (kieszenie olejowe). W tym przypadku utrzymywanie oleju na tak powstałej powierzchni jest możliwe tylko dzięki dobrej zwilżalności. Prowadzi to do wniosku o konieczności stosowania jako powłoki przeciwzużyciowej materiałów cechujących się bardzo dużą odpornością na zużycie [266]. Podobne prace prowadzili Starczewski i Szudrowicz [247], badając pierścienie z powłoką chromową o różnej siatce spękań chromu i porównując wyniki. Wskazują one, że gęstsza siatka spękań sprzyja lepszej współpracy z gładzią tulei cylindrowej. Wytłumaczeniem tego faktu jest większa liczba kieszeni olejowych gromadzących olej i zapobiegających jego ucieczce pomiędzy pierścienia i gładzi tulei cylindrowej, szczególnie w położeniach zwrotnych tłoka. Potwierdza to istotny wpływ początkowych wartości chropowatości powierzchni pierścieni i gładzi tulei cylindrowej.

Prawidłowo wykonany pierścień tłokowy warunkuje właściwy rozkład nacisków określających szczelność cylindra, zużycie pierścieni i gładzi tulei cylindrowej oraz zużycie oleju smarującego [53, 93, 94, 97, 202]. Jednostkowa siła nacisku pierścienia na gładź tulei, pomimo jego wykonania o naciskach, przykładowo, równomiernych, nie jest jednakowa na całym obwodzie pierścienia. Przyczyny tego stanu rzeczy są wielorakie. Przede wszystkim cylinder, z którym pierścień współpracuje nigdy nie jest idealnie okrągły, gdyż jego kształt jest wynikiem, między innymi, odkształceń cieplnych

i innych, pochodzących chociażby od śrub głowicowych. Deformacja kołowości cylindra może być ograniczona przez zmniejszenie do minimum liczby śrub mocujących głowicę cylindrową [96]. Można w ten sposób znacznie ograniczyć nacisk jednostkowy pierścienia na gładź cylindra. Jeżeli pojawi się „szczelina świetlna” między pierścieniem i tuleją, to suma obwodów pierścienia nie dolegających do gładzi cylindra będzie stosunkowo niewielka. Śruby mocujące głowicę powinny w jak najmniejszym stopniu zakłócać symetrię cylindra i obszaru w jego otoczeniu. Swobodna postać pierścienia jest zawsze tylko przybliżeniem postaci teoretycznej, dla której rozkład nacisków jest identyczny z założonym [173]. Na ten fakt mają wpływ tolerancje wykonawcze pierścienia, a przede wszystkim odchyłki grubości promieniowej i w mniejszym stopniu wysokości osiowej pierścienia. Również zmiany modułu sprężystości wzdłużnej są przyczyną odstępstw od założonego rozkładu nacisków. Iskra dokonał rozważań teoretycznych wpływu powiększenia średnicy tulei cylindrowej na rozkład nacisków pierścienia na gładź tulei [94]. Stwierdzono, że w miarę zwiększania się średnicy cylindra nacisk pierścienia tłokowego na gładź cylindra prawie na całym obwodzie zwiększa się, a nie, jak dotychczas sądzono, maleje. Stwierdzenie to jest słuszne jedynie wtedy, gdy zużycie warstwy wierzchniej pierścienia jest bardzo niewielkie i nie następuje utrata sprężystości pierścienia. Prowadzone przez Serdeckiego rozważania [229] oparte na obliczeniach numerycznych wykorzystujących własny model współpracy pierścienia, tłoka i tulei wykazują, że nawet kilkumikronowe odkształcenia cylindra wywołują istotne zmiany w rozkładzie nacisku sprężystego pierścienia i mogą mieć wpływ na tworzenie się filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej.

Uwzględniając możliwość tworzenia się filmu olejowego, w świetle współczesnych osiągnięć można stwierdzić, że w przypadku zestawu trójpierścieniowego, pierwszy pierścień powinien mieć zarys baryłki symetrycznej lub niesymetrycznej, a drugi baryłki niesymetrycznej w kierunku pierścienia zgarniającego [259, 281]. Współpracujący z nimi pierścień zgarniający może być wykonany jako składany pierścień stalowy.

3.5.1. Tendencje rozwojowe pierścieni uszczelniających silników spalinowych w zakresie konstrukcji, materiałów i stosowanych powłok

Rozważania tendencji rozwojowych technologii pierścieni tłokowych ograniczono do pierwszych pierścieni uszczelniających ze względu na to, że opracowywany pierścień tłokowy z powłoką z azotku tytanu jest przeznaczony do pracy jako właśnie pierwszy pierścień uszczelniający zarówno w silniku o zapłonie samoczynnym, jak i iskrowym [130].

Na podstawie prowadzonych w pracy [130] analiz stwierdzono, że ok. 30% pierwszych pierścieni uszczelniających *silników o zapłonie iskrowym* wykonuje się z żeliwa specjalnego o osnowie metalowej iglastej z pokryciem chromowo-fosforanowym (Cr+P) oraz molibdenowo-fosforanowym (Mo+P), głównie jako prostokątne z fazą górną. Podobną liczbę pierścieni produkuje się z żeliwa sferoidalnego z pokryciami chromo-

wym (Cr), fosforanowym (P), molibdenowym (Mo) oraz molibdenowym nakładanym metodą plazmową (Mol) i ich kombinacjami – również najczęściej jako prostokątne. Na szczególną uwagę zasługuje wzrastający udział pierścieni z powłokami metalowymi i metalowo-ceramicznymi, nakładanymi metodą plazmową (PS) (12%). Interesujące są też pierścienie stalowe, azotowane bądź chromowane, z zewnętrzną powłoką fosforanową – 8%. Podejmowane są też próby z porowatymi powłokami magnetytowymi Fe_3O_4 (FX) w kanałku oraz azotowaniem żeliwa specjalnego.

W przypadku pierścieni do *silników o zapłonie samoczynnym* około 45% pierwszych pierścieni uszczelniających jest wykonane z żeliwa sferoidalnego z powłoką chromowo-fosforanową (Cr+P) jako prostokątne, 11% jako trapezowe. Drugą grupę stanowi 18% pierścieni trapezowych z żeliwa sferoidalnego z pokryciem molibdenowo-fosforanowym (Mol+P). Praktycznie nie stosuje się już żeliwa o małym module sprężystości (żeliwo standard) oraz pierścieni bez powłok. Jest to związane z dużym obciążeniem cieplnym i wysokim stopniem sprężania współczesnych silników o zapłonie samoczynnym, często mających doładowanie.

Dominującym rozwiązaniem konstrukcyjnym współcześnie produkowanych pierwszych pierścieni jest wykonanie ich jako prostokątne oraz trapezowe. W przypadku silników o zapłonie samoczynnym aż 56% z nich jest wykonana jako pierścienie prostokątne, 44% zaś jako trapezowe. W silnikach doładowanych, a szczególnie turbodoładowanych zauważa się wzrastającą tendencję do stosowania pierścieni o przekroju trapezowym. W silnikach o zapłonie iskrowym aż w 83,5% przypadków montowane są pierścienie o przekroju prostokątnym. W pozostałych zaś pierścienie trapezowe (9,2%) oraz stożkowe o minutowych wartościach kąta nachylenia jego powierzchni bocznej w stosunku do powierzchni tulei (7,5%).

Jak już wspomniano, na pierwszych pierścieniach uszczelniających przeważają powłoki o dużej odporności cieplnej, ścieralności i twardości (chromowa, molibdenowa i plazmowa), przy czym większy jest procent powłok z zewnętrznym pokryciem fosforanowym. Najpopularniejszą kombinacją jest powłoka chromowo-fosforanowa (Cr+P) (średnio 35%), ale w ostatnich latach znacząco wzrosło stosowanie powłok molibdenowych i nanoszonych metodą plazmową. Na uwagę zasługuje zwiększenie liczby pierścieni o warstwie wierzchniej utwardzonej przez azotowanie zarówno ze stali, jak i żeliwa specjalnego.

Podsumowując, można stwierdzić [130]:

- daje się zauważyć ogólna tendencja do redukcji liczby typów konstrukcyjnych pierścieni do jednego lub dwóch dominujących na danym rowku tłoka,
- wprowadza się coraz bardziej skomplikowane, wielowarstwowe powłoki (chromowo-molibdenowo-fosforanowe, metalowo-ceramiczne, ceramiczne); gwałtownie zwiększa się rola inżynierii powierzchni w projektowaniu pierścieni,
- poszerza się asortyment materiałów stosowanych na pierścienie (stale, kolejne generacje żeliwa o osnowie iglastej, żeliwa z grafitem wermikularnym),
- uwagę konstruktorów coraz silniej zajmują procesy optymalizacyjne w warstwie wierzchniej bieżni pierścienia (komponowanie powłok, precyzyjne kształtowanie po-

wierzchni bieżni – baryłka niesymetryczna) oraz wykorzystanie zjawisk dynamicznych do podniesienia szczelności (fazy i uskoki na wewnętrznej powierzchni powodujące zmiany w geometrii pod wpływem obciążeń dynamicznych).

3.6. Uwagi na temat zużycia pierścienia tłokowego

Uszczelnienie pierścieniowe silnika spalinowego pracuje w warunkach obciążeń mechanicznych, chemicznych, zmęczeniowych i korozyjnych, występują tutaj niemalże wszystkie postacie zużycia. Można wyróżnić: zużycie adhezyjne, w tym skrawanie, odkształcenia, zużycie ściernie, zużycie korozyjne.

Zużycie adhezyjne, skrawanie i odkształcenia są powodowane przerwaniem filmu olejowego przez szczyty nierówności powierzchni pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej oraz ich wzajemnym tarcieniem. Procesy te powodują usuwanie szczytów nierówności w strefie wierzchołków powierzchniowych, co może doprowadzić do całkowitego ich zaniku. Zjawiska te występują szczególnie silnie w początkowej fazie ruchu; procesie docierania. Jeżeli nie wystąpi utworzenie się nowych szczytów nierówności wskutek ścierania lub korozji, to wynikiem tego procesu jest całkowite oddzielenie powierzchni pierścienia i tulei cylindrowej przez tworzący się film olejowy.

Zużycie ściernie jest wywołane przez różne zanieczyszczenia i materiały ściernie, które dostały się między tuleję cylindrową a pierścień tłokowy. Można wyróżnić:

- materiał ścierny z recyrkulacji do miski olejowej, którego ilość zależy od skuteczności filtracji oleju smarującego,
- pył zassany do cylindra wraz z powietrzem zasilającym, którego ilość, typ i wymiary są uzależnione od środowiska, w jakim jest eksploatowany silnik oraz skuteczności układu filtracji powietrza; wymiar cząstek zawartych w powietrzu jest równy od 1 do 200 μm ,
- produkty spalania powstałe w komorze spalania silnika; są to głównie twarde popioły oraz oderwane osady utworzone ze spalonego paliwa oraz oleju smarującego,
- produkty powstałe w wyniku zużycia elementów składowych (metaliczne i niemetaliczne); wymiary tych cząstek są równe od 0,5 do 6 μm ,
- zanieczyszczenia znajdujące się w paliwie.

Zależność zużycia uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego od koncentracji cząstek ściernych jest w przybliżeniu liniowa [129]. Decydujący wpływ na wartość zużycia ściernego pary trącej pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa mają wymiary, kształt i twardość cząstek.

Zużycie korozyjne jest to mechanizm, w wyniku którego na powierzchni tulei lub pierścienia tłokowego powstają związki chemiczne, niemetaliczne, które zostają usunięte w wyniku współpracy elementów. Korozja w silnikach spalinowych może być wywołana przez różne czynniki, między innymi koncentrację wody oraz różnych kwasów pochodzących od gazów spalinowych, składu paliwa, stopnia spalania paliwa. Są dwa przypadki, w których zużycie korozyjne jest bardzo znaczne [143]. Pierwszy z nich,

gdy temperatura elementów uszczelnienia (szczególnie tulei cylindrowej) jest wystarczająco niska do kondensacji pary, a paliwo zawiera wystarczającą ilość siarki do kondensacji kwasu siarkowego na tulei cylindrowej. Temperatura tulei musi przy tym obniżyć się do punktu rosy, odpowiadającego parze aktualnie znajdującej się w komorze spalania. Dopiero wtedy nastąpi jej kondensacja. Zawartość w produktach spalania związków siarki SO_2 i SO_3 podwyższa punkt rosy o 80 do 115 °C powyżej punktu rosy dla czystej pary wodnej. W związku z tym wskutek rozpuszczenia w kondensacie tych związków powstaje kwas siarkawy i siarkowy. Aktywność korozyjna kwasu siarkawego jest stosunkowo mała. Decydujące znaczenia dla kształtowania zużycia korozyjnego silnika ma kwas siarkowy H_2SO_4 , powstający z trójtlenku siarki SO_3 . Działanie korozyjne kwasu siarkowego zależy jest od jego koncentracji. Najbardziej niebezpieczna jest koncentracja w granicach od 20% do 60%. Z badań prowadzonych przez Englisha [55] wynika, że intensywny wzrost zużycia korozyjnego pierścieni tłokowych i gładzi tulei cylindrowej następuje, gdy ich temperatura jest niższa niż 115 °C w ZZ (zwrot zewnętrzny), a w paliwie jest 0,8% siarki. Dąży się do wyeliminowania siarki z paliwa, zastępując ją innymi dodatkami polepszającymi właściwości tribologiczne oleju napędowego. Jeżeli jednak temperatura tulei spadnie poniżej punktu rosy dla pary wodnej, to może dojść do kondensacji wody. W tej sytuacji w wyniku rozpuszczenia CO_2 w wodzie powstaje kwas węglowy. Jest to drugi główny mechanizm odpowiedzialny za zużycie korozyjne elementów silnika spalinowego.

Różnorodność procesów zużycia zachodzących w uszczelnieniu pierścieniowym silnika spalinowego stwarza duże trudności w opisie formalnym przebiegu zużycia. Intensyfikacja procesów zużycia korozyjnego w silniku spalinowym powoduje pojawienie się cząstek związków chemicznych (głównie tlenków), które prowadzą w sposób pośredni do przerywania filmu olejowego lub są przepychane przez pierścienie tłokowe. Jest to zależne od ich rozmiaru i aktualnej wartości grubości filmu olejowego między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową. Związki te mogą się ponadto rozpuszczać w oleju smarującym, powodując jego przedwczesną degradację, a tym samym pogarszają jego właściwości tribologiczne. Podobne zjawiska zachodzą w przypadku cząstek innego pochodzenia. Najniebezpieczniejsze z nich to takie, których rozmiar jest mniejszy od grubości filmu olejowego, ponieważ to one właśnie przedostają się między pierścienią tłokową a tuleją cylindrową, powodując zużycie ściernie [129].

Synergia między procesami zużycia, zachodzącymi w uszczelnieniu pierścieniowym, sprowadza się do przerywania filmu olejowego wskutek przedostania się między jego elementy cząstek różnorodnego pochodzenia bądź w wyniku nadmiernego zbliżania się elementów do siebie i styku nierówności powierzchni. Styk ten może wystąpić bezpośrednio lub przez warstwy graniczne na nich zaadsorbowane. Biorąc to pod uwagę, niezmiernie istotny jest dobór odpowiednich materiałów na elementy uszczelnienia pierścieniowego.

Głównym mechanizmem uszczelnienia jest ciśnienie gazów spalinowych za pierścieniem około 30 razy większe od wartości sprężystości własnej pierścienia, jednakże działa jedynie na około 5% cyklu pracy silnika [184]. W przypadku wystąpienia ma-

ksymalnych obciążeń może dochodzić do zjawiska tarcia mieszanego lub granicznego. Siła tarcia między powierzchnią boczną pierścienia tłokowego a tuleją cylindrową jest zależna od sprężystości własnej pierścienia [160, 164, 173]. Jej wartość zmniejsza się wraz ze zmniejszeniem się wartości sprężystości własnej pierścienia tłokowego, powodując zmniejszenie zużycia pierścienia. Zjawisko to dotyczy zwłaszcza pierścienia uszczelniającego. Niestety ze zmniejszeniem siły sprężystości, zwiększa się zużycie oleju silnikowego. W pewnym stopniu można temu przeciwdziałać, stosując inny materiał do wykonania pierścieni. Z prowadzonych przez Nakadę [160] badań wynika, że pierścienie wykonane ze stali charakteryzują się mniejszym zużyciem oleju smarującego.

Zmniejszeniu wartości zużycia uszczelnienia pierścieniowego sprzyjają również opracowywane nowe zestawienia materiałowe pierścieni tłokowy z pokryciem przeciwzużyciowym i tuleja cylindrowa o odpowiednio dobranej strukturze warstwy wierzchniej [188]; przykładowo umocnionej na drodze azotowania. Zużycie pary trącej pierścieni tłokowy–tuleja cylindrowa jest ściśle zależne również od topografii powierzchni tulei i pierścienia [166]. Z licznych prac, w tym autora, wynika, że powierzchnie elementów współpracujących ze sobą muszą być tak ukształtowane, aby zapewnić zarówno odpowiednią nośność, jak i utrzymywanie oleju smarującego. Dominującym obecnie kształtem tulei jest powierzchnia honowana dwustopniowo. Oprócz wykonania typowych bruzd honowniczych dodatkowo wykonuje się dogładzanie fazy plateau. W ten sposób jest skrócony do minimum proces docierania [122, 124, 127]. Ulegające zużyciu w pierwszej fazie ruchu najwyższe nierówności powierzchni są już zniwelowane w procesie dogładzania. Dodatkowo zapobiega to nadmiernemu zużyciu pierścienia tłokowego, powodując ogólne wydłużenie trwałości pary trącej.

Zużyciu ulegają również powierzchnia dolna i górna pierścienia współpracujące z górną i dolną powierzchnią rowka pierścieniowego tłoka. Ubytek materiału w warstwie wierzchniej na górnej i dolnej powierzchni pierścienia jest wywołany zasadniczo różnym mechanizmem zużycia. Na górnej powierzchni występuje głównie zużycie korozyjne, a na dolnej adhezyjne i ściernie [111]. Jest to wynik oddziaływania poosiowej siły gazowej oraz ruchu pierścienia w rowku tłoka. Ze względu na duży nacisk powierzchniowy, wywołany siłą gazową, występuje mechaniczne zużycie brzegów pierścienia, jak również krawędzi rowka pierścieniowego tłoka. W silniku idealnym pierścień tłokowy nie powinien wykonywać żadnych ruchów względem rowka tłoka. W rzeczywistości tak nie jest i wykonuje on ruchy złożone. Siły oddziałujące na pierścień tłokowy powodują, że wypadkowa siła pochodząca od ciśnienia gazów spalinyowych i siły bezwładności może mieć zwrot w kierunku zwrotu zewnętrznego tłoka (ZZ) lub w kierunku zwrotu wewnętrznego tłoka (ZW), powodując ruchy poosiowe pierścienia w rowku tłoka [108]. Rezultatem jest przyleganie pierścienia do dolnej lub górnej powierzchni rowka tłoka, w następstwie czego występuje zjawisko pompowania oleju silnikowego do przestrzeni spalania. Zjawisko to (powodujące wzrost zużycia oleju silnikowego) jest potęgowane przez zużywanie się osiowe pierścienia tłokowego. Pierścieni wykonuje również ruchy promieniowe, będące następstwem oddziaływania siły

normalnej i w jej wyniku ruchów bocznych tłoka. Stwierdzono na podstawie prowadzonych badań eksploatacyjnych [108], że wraz ze wzrostem średnicy cylindra następuje intensyfikacja ruchów bocznych tłoka, szczególnie w trakcie procesu rozgrzewania silnika, co powoduje intensywność zużycia osiowego pierścienia tłokowego. Intensywność tego procesu zwiększa się wraz z kątem pochylenia powierzchni bocznej pierścienia tłokowego w przypadku pierścieni trapezowych. Powstająca siła tarcia rośnie wraz z wartością wspomnianego kąta pochylenia powierzchni bocznej pierścienia. Stwierdzono, że wartość kąta $\alpha = 7,5^\circ$ (kąt zaznaczony na rys. 10.2) nie powoduje znaczącego wzrostu nacisku pierścienia na rowek [108]. Przekroczenie tej wartości powoduje istotne zwiększenie sił wzajemnego oddziaływania rowka i pierścienia, a tym samym zużycie tych powierzchni. Można to zużycie zmniejszyć, ograniczając ruchy boczne tłoka.

3.7. Modelowanie zjawisk zachodzących w uszczelnieniu pierścieniowym

3.7.1. Badania na stanowiskach do modelowania współpracy

Badania na stanowisku modelowym współpracy pierścienia tłokowego z tuleją cylindrową napotykać przeszkody, nie tylko natury technicznej, lecz przede wszystkim adekwatności otrzymanych wyników do rzeczywistości [60, 146, 155]. Podczas badań modelowych przyspieszony zostaje proces zużywania współpracujących elementów. Często przyspieszenie to ma wartości sięgające 1000 i więcej razy. Towarzyszące tym badaniom zjawiska w większości mają odmienny charakter od procesu zużywania się w normalnych warunkach pracy. Ponadto w badaniach modelowych elementów silnikowych pomijany jest wpływ procesu spalania. Towarzyszący temu procesowi wzrost ciśnienia często jest modelowany za pomocą odpowiedniego zestawu aparatury wywołującej ciśnienie (nawet pulsacyjne) w obszarze współpracy. Niestety nie jest możliwe zamodelowanie wpływu gazów spalinowych na olej smarujący, zdmuchiwanie oleju smarującego przez gorące gazy, splukiwanie oleju przez mieszanek paliwowo-powietrzną, zmienność obciążenia wynikającą ze zmiennych warunków pracy silnika spalinowego i wiele innych czynników. Zamodelowanie współpracy węzła pierścienia tłokowego–tuleja cylindrowa jest w związku z tym niezmiernie trudne, stając się praktycznie niemożliwe do osiągnięcia. Zbudowanie stanowiska w pełni imitującego współpracę pierścienia tłokowego z tuleją cylindrową sprowadziłoby się do zbudowania w pełni sprawnego silnika spalinowego.

W pracy [183] Morsbach i Jören przedstawili badania zużycia kilkunastu różnych wariantów materiałowych wykonania pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej. Badania swoje prowadzili na rzeczywistym silniku spalinowym oraz na stanowisku modelowym imitującym ruch posuwisto-zwrotny. Wyniki badań były zaskakujące, zestawienia materiałowe bowiem, które uzyskały minimalne wartości zużycia w rzeczywistym sil-

niku spalinowym, nie znalazły potwierdzenia w badaniach modelowych. W związku z tym wnioskiem jest traktowanie przez autora badań modelowych pierścieni–tuleja cylindrowa jako przydatnych tylko w fazie badań wstępnych jakościowych.

Również Dong-Chul Han, Jae-Seon Lee, Hyng-Jon Kim [50] prowadzili badania modelowe współpracy węzła pierścieni tłokowy–tuleja cylindrowa. Ich celem było potwierdzenie nowo opracowanej teorii smarowania tego węzła nazwanej teorią smarowania granicznego. Omawiane badania modelowe były prowadzone w warunkach ciśnienia dziesięciokrotnie niższego niż w rzeczywistym silniku.

W przeciwieństwie do dotychczas przytoczonych prac, Barber, Ludema [10], porównując prowadzone badania hamowniane i eksploatacyjne z badaniami modelowymi również na stanowisku w ruchu posuwisto-zwrotnym, osiągnęli pewne podobieństwa w obrazie zużycia. W szczególności stwierdzili oni, że po 15 godzinach ruchu silnika w warunkach hamownianych zużycie tulei cylindrowej w rejonie zewnętrznego położenia zwrotnego pierwszego pierścienia uszczelniającego jest podobne (obraz z mikroskopu świetlnego) do zużycia tulei w rejonie zewnętrznego zwrotnego położenia drugiego pierścienia po przebiegu 75 tysięcy mil w eksploatacji naturalnej. Ponadto stwierdzono podobieństwo obrazu zużycia tulei po dwugodzinnych badaniach modelowych (nacisk 4900 kPa i obroty 350 obr/min zamienione na ruch posuwisto-zwrotny) fragmentu pierścienia i fragmentu tulei do obrazu zużycia po 15 godzinach ruchu na hamowni silnikowej również w rejonie zwrotu zewnętrznego pierwszego pierścienia uszczelniającego.

W pracy [100] Iskra opisuje własne stanowisko modelowe do badania współpracy pierścienia tłokowego z tuleją cylindrową. Jest ono tak skonstruowane, że pierścień tłokowy jest zamodelowany płaską listwą, która przemieszcza się po płaskiej płycie. Listwa ta jest dociskana do płyty ze zmiennym dociskiem imitującym oddziaływanie sił gazowych. Podobnie jak w wymienionych stanowiskach modelowych pominięto, z przyczyn oczywistych, oddziaływanie procesu spalania. Badania prowadzone na tym stanowisku modelowym miały na celu określenie grubości filmu olejowego między pierścieniem i gładzią tulei cylindrowej. Na stanowisku w pełni zasymulowano pracę zespołu tłokowo-cylindrowego silnika o dowolnym wymiarze tłoków, w pełni zsynchronizowano nacisk i ruch posuwisto-zwrotny listwy z odwzorowanym naciskiem sił gazowych oraz precyzyjnie określono zależność grubości filmu olejowego i siły tarcia od kształtowania się ciśnienia w labiryncie między pierścieniami uszczelniającymi. Oprócz stanowiska modelowego Iskra opracował również symulację matematyczną grubości filmu olejowego oraz strat energii na tarcie. Uzyskane wyniki obliczeń grubości filmu olejowego są zbliżone do zmierzonych na stanowisku modelowym. Adekwatność otrzymanych wyników grubości filmu olejowego, a szczególnie obliczeń numerycznych potwierdzono pomiarami na rzeczywistym silniku. Takie porównanie zostało wykonane przez Iskłę w pracy [98], w której powołuje się on na prace Halsbanda [68].

Podobne stanowisko opracował i wykonał Kołodziej [139], który stwierdza, że badania prowadzone na nim mają charakter rozpoznawczy, co jest zgodne z przyjętą wcześniej przez autora zasadą. Badaniom poddawane były wycinki rzeczywistego pierścienia

nia współpracujące z rzeczywistą tuleją cylindrową w ruchu posuwisto-zwrotnym. Wartość nacisków pierścienia na tuleję podczas ruchu nie ulega zmianom, natomiast możliwe jest zmienianie wartości początkowych w granicach 0,1–10 MPa. Dla wartości maksymalnych, rzeczywiste ciśnienie wynoszące do 18 MPa, jest to dobre oszacowanie. Rzeczywista maksymalna prędkość liniowa tłoka w silniku spalinowym jest równa od 6 do 16 m/s. W omawianym stanowisku badawczym można ustawiać prędkość od 0,1 do 8 m/s, co również stanowi dobre przybliżenie. Wykonywany ruch posuwisto-zwrotny fragmentów pierścienia odwzorowuje charakter ruchu tego zespołu. W związku z tym możliwe jest zapewnienie podobnego smarowania z pominięciem wielu czynników mających istotny wpływ na ten proces, takich jak zmienna w czasie trwania cyklu pracy temperatura, proces spalania, oddziaływanie paliwa itd. Stanowisko nie symuluje zmian temperatury w czasie cyklu pracy. Możliwe jest natomiast ze względu na jego umieszczenie w komorze klimatycznej ogrzanie współpracujących elementów w zakresie temperatury dodatniej do 120 °C. Temperatura nagrzewania się tulei cylindrowej jest równa od 150 do 200 °C, a pierwszego pierścienia uszczelniającego od 180 do 260 °C [143, 185, 280]. Na stanowisku tym nie ma możliwości ciągłego pomiaru wartości siły tarcia.

3.7.2. Symulacje komputerowe

Modelowanie matematyczne zjawisk zachodzących między pierścieniami, tłokiem i tuleją umożliwia uniknięcie wielu kosztowych i często niemożliwych do zrealizowania prac badawczych [218, 273]. Grubość filmu olejowego między pierścieniem i tuleją cylindrową zmienia się od ułamka do kilkunastu mikrometrów. Aby zmierzyć te wartości, należy w pierścieniu tłokowym osadzić odpowiedni czujnik, który poza wymiarami musi być odporny na działanie wysokiego ciśnienia i temperatury oraz odznaczać się odpowiednią czułością. Poza tym wielkości przez niego mierzone muszą być przekazywane bezprzewodowo do układu pomiarowo-rejestrującego. Trudności tych są pozbawione procesy modelowania matematycznego. Istniejące modele matematyczne umożliwiające symulowanie zjawisk występujących w układzie tłokowo-cylindrowym silnika spalinowego charakteryzują się różną złożonością [184, 235]. W pracy [184] Niewczas dokonał opisu modeli matematycznych procesu zużycia, proponując własny złożony model, którego adekwatność do rzeczywistości jest duża i wynika z zamodelowania wymuszeń o charakterze tętniącym, charakterystycznych dla silnika spalinowego. Sitnik z kolei [235] przedstawia własny model kinetyki zużycia, definiując zużycie chwilowe oraz skumulowane. Model ten może być z powodzeniem wykorzystany do prognozowania trwałości elementów maszyn podlegających zużyciu. W modelach w pełni opisujących zachodzące zjawiska, jako wielkości wejściowe wprowadza się jedynie odpowiednie zależności matematyczne. Najważniejsze jest wprowadzenie wielkości wejściowych: zmiennych ciśnień spalania i temperatury i wynikających z nich obciążeń. Obecnie jest to możliwe z zastosowaniem w tym celu programów symulujących proces spalania, aplikując wyniki jako dane wejściowe do obliczeń grubości filmu olejowego oraz wartości siły tarcia i innych parametrów.

Istotne znaczenie ze względu na adekwatność uzyskanych wyników ma właściwe opisanie profili mikrogeometrycznych pierścienia i tulei cylindrowej [230]. Właściwy, dokładny model powinien uwzględniać zarówno makro-, jak i mikrogeometrię współpracujących powierzchni. Jednocześnie wiadomo, że w trakcie pracy następuje zmiana mikrogeometrii powierzchni elementów. Pojawiają się tu kolejne trudności, ponieważ model powinien uwzględniać również tę cechę, czyli powinien być adaptacyjny.

Podstawowym zagadnieniem w modelowaniu współpracy uszczelnienia pierścieniowego jest opisanie przestrzeni międzypierścieniowych i przepływu gazów między nimi. Liczne prace na ten temat opublikowali Sygniewicz i Smoczyński. Najczęściej jako model uszczelnienia tłoka z pierścieniami w tulei cylindrowej przyjmuje się labirynt ograniczony powierzchnią tulei, boczną powierzchnią tłoka oraz pierścieniami tłokowymi. Jest to kilka objętości połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi. Przykładem może być zaprezentowany przez Sygniewicza model opisany w pracy [252]. Opis zmian parametrów charakteryzujących układ oparto na bilansie energii i mas, otrzymując wyrażenia opisujące zmiany temperatury i ciśnienia w poszczególnych stopniach, czyli przestrzeniach międzypierścieniowych. Model Sygniewicza, oprócz wszystkich możliwych przypadków przepływu między stopniami wynikających z różnicy ciśnień oraz przepływów podkrytycznych i krytycznych, uwzględnia również wpływ wymiany ciepła między czynnikiem gazowym a otaczającymi go ścianami. Wybrano przy tym i uwzględniono w modelu zależności podane przez: Woschniego dla przepływu burzliwego, Wieganda dla przepływu burzliwego przez przewód o przekroju pierścieniowym odpowiednio na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej, Michiejewa dla przepływu przez przewody o dowolnie skomplikowanych kształtach oraz Pohlhausena dla przepływu laminarnego z uwzględnieniem warstwy przyściennej. Sygniewicz po weryfikacji doświadczalnej stwierdził, że optymalnym modelem wymiany ciepła jest model opisany równaniem zaproponowanym przez Pohlhausena. Wynika to z charakteru przepływu czynnika, który jest burzliwy jedynie w szczelinie międzypierścieniowej i to w bardzo wąskim przedziale obrotów wału korbowego. Model Sygniewicza uwzględnia również fakt zmniejszania się szczeliny na zamku pierścieni wraz z ruchem tłoka ze zwrotu wewnętrznego do zwrotu zewnętrznego. Weryfikacja doświadczalna modelu wykazała jedynie 15% odchylenia od wartości zmierzonych ciśnień i przepływów, co umożliwia dla konkretnego silnika określenie objętości przedmuchu spalin do skrzyni korbowej i ciśnień międzypierścieniowych w zależności od wartości luzu na zamku, czy objętości przestrzeni międzypierścieniowych. Kontynuacją badań Sygniewicza jest rozwój modeli matematycznych prowadzony przez Smoczyńskiego i przedstawiony w pracach [238, 239, 240, 241, 242, 243]. Stosując obliczone za pomocą modelu Sygniewicza ciśnienia, Smoczyński oblicza wartości sił działających na pierścień tłokowy wzdłuż osi cylindra i w kierunku promieniowym, dzięki czemu możliwe jest określenie osiowych przemieszczeń pierścienia w rowku pierścieniowym tłoka, sił nacisku pierścienia na półki tłoka oraz obciążenia filmu olejowego między pierścieniem i tuleją cylindrową [242]. W dalszych pracach model jest rozbudowany o skrętne przemieszczenia pierścienia w rowku tłoka [238], odkształcenia pierścienia i półki pierścienio-

wej w tłoku, co umożliwia już określenie położenia kąтового powierzchni ślizgowej uszczelniającego pierścienia tłokowego względem powierzchni tulei cylindrowej [239, 240], aby w pracy [241] wzbogacić go o odkształcenia cieplne tłoka, pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej. Wraz z omówionym w poprzednich pracach modelem służącym do obliczeń przemieszczeń i odkształceń mechanicznych tłoka i pierścieni tłokowych umożliwia on obliczenie kąta pochylenia uszczelniającego pierścienia tłokowego. Stanowi to punkt wyjścia do optymalizacji powierzchni ślizgowej tego pierścienia w celu zmniejszenia do minimum strat tarcia.

Modelowanie współpracy z wykorzystaniem elektronicznych metod obliczeniowych jest bardzo powszechne i często zweryfikowane na podstawie wyników rzeczywistych badań. Przykłady można tu mnożyć [129, 222, 241, 257]. Wśród licznych prac dotyczących modelu matematycznego współpracy elementów układu pierścieni tłokowo–tuleja cylindrowa–tłok na uwagę zasługują prace Serdeckiego. Opracował on liczne modele matematyczne ujmujące zagadnienia współpracy elementów silnika o zapłonie samoczynnym, iskrowym oraz model matematyczny stanowiska badawczego opracowanego przez Iskrę, opisany w pracy [100, 219]. Inny z modeli matematycznych przedstawia on w pracy [217]. Model ten ujmuje współpracę elementów układu tłokowo – cylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym. W wyniku analizy modelu matematycznego stwierdzono, że wzrost baryłkowatości pierścienia uszczelniającego powoduje zwiększenie zużycia oleju smarującego i jednocześnie zmniejszenie wartości pracy tarcia w przypadku konkretnego silnika o ZS. Jednakże modelowanie to również użycie w tym celu badań modelowych prowadzonych na próbkach; znormalizowanych lub nie. Najlepszym sprawdzianem odporności na zużycie elementów maszyn są badania prowadzone w czasie ich eksploatacji naturalnej z jednoczesnym prowadzeniem prac modelowych współpracy par tribologicznych, których celem jest obliczanie wskaźników skali określających przejście z modelu do rzeczywistości [16, 163].

Modelowanie układu korbowo–tłokowego wykonał również Szkurlat [257]. Istotnym atutem tego modelu jest zamodelowanie równowagi dynamicznej zarówno układu tłok–pierścienie tłokowe–cylinder, jak i układu łożyskowania wału korbowego. Zastrzeżenia i to poważne, budzi jednak fakt przyjęcia przez autora błędnego założenia występowaniu tarcia mieszanego między powierzchnią ślizgową pierścienia i tulei cylindrowej na całej wysokości tulei. W położeniach zwrotnych tłoka występuje tarcie mieszane lub graniczne. Zagadnienia tarcia mieszanego w tych położeniach opisali i zamodelowali Yishan, Xianmei, Darong w pracy [302], poświęcając dużo uwagi zagadnieniom wariantowo wykonanej powierzchni pierścieni oraz lepkości olei smarujących.

Autor pracy również prowadził badania polegające na utworzeniu modeli matematycznych wartości zużycia tulei cylindrowych, stosując metodę analizy regresji [129]. Opracowana przez autora metoda prowadzenia badań eksploatacyjnych procesu zużycia umożliwia w wydatny sposób ograniczyć ilość koniecznych do otrzymania miarodajnych wyników wariantów wykonania węzłów tarcia. Ponadto w znaczący sposób ulega skróceniu czas badań eksploatacyjnych z jednoczesnym obniżeniem ich kosztów.

Z kolei do symulacji procesów spalania i wynikających z nich obciążeń cieplnych obecnie jest używanych kilka systemów, między innymi system KIVA3, który powstał w Los Alamos National Laboratory w USA. Jest to system dominujący w świecie w zastosowaniach naukowych, o jawnym kodzie komputerowym umożliwiającym jego modyfikacje i wprowadzanie przez naukowców własnych modeli składowych. Wynikiem symulacji są wartości liczbowe parametrów symulowanych procesów w zdyskretyzowanych punktach przestrzeni komory spalania. Modelowanie obciążeń mechanicznych z kolei jest wykonywane z zastosowaniem systemów bazujących na Metodzie Elementów Skończonych, Metodzie Elementów Brzegowych i innych własnych opracowaniach różnych autorów [179].

3.8. Wnioski z prowadzonej analizy uszczelnienia pierścieniowego

Na podstawie zamieszczonych w poprzednich rozdziałach rozważań można wysnuć następujące wnioski:

- wyraźnie wzrasta rola inżynierii powierzchni w konstrukcji i wykonaniu uszczelnienia pierścieniowego, a szczególnie pierścieni tłokowych,
- brak w tej chwili technologii, która zastąpiłaby nieekologiczną technologię chromowania pierścieni (30% ZI, 40% ZS), zapewniając bardzo dobre właściwości tribologiczne oraz odporność na szok termiczny,
- uszczelnienie pierścieniowe składa się z kilku elementów współpracujących; wykonanie nawet perfekcyjne jednego z nich, bez odpowiedniego dobrania warstwy wierzchniej elementu współpracującego, nie poprawi właściwości tribologicznych takiego elementu,
- właściwie zaprojektowany węzeł pierścieni tłokowy–tuleja cylindrowa musi sprostać wszystkim możliwym rodzajom zużycia, ponieważ w silniku spalinowym występują zarówno zużycie ściernie, adhezyjne, odkształcenia, jak i zużycie korozyjne,
- brak w tej chwili opisu współpracy uszczelnienia pierścieniowego z wykorzystaniem symulacji komputerowej uwzględniającej obciążenia pochodzące od procesu spalania, w którym elementy uszczelnienia cechują się wielowarstwowością, co w dobie projektowania i wykonywania pierścieni z powłokami oraz o zmienionych właściwościach warstwy wierzchniej jest zadaniem pilnym i niezmiernie istotnym,
- właściwy proces doboru współpracujących elementów musi być wieloetapowy i składać się z badań prowadzonych na tribotesterach oraz na obiekcie rzeczywistym,
- obecnie do opisu współpracy pierścieni z gładzią tulei cylindrowej stosuje się hydrodynamiczną teorię smarowania, która nie uwzględnia sprężystych właściwości oleju smarującego; zwiększająca się na rynku motoryzacyjnym ilość olei syntetycznych wykazujących właściwości sprężyste wymusi w przyszłości zastosowanie elastohydrodynamicznej teorii smarowania.

4. Cel pracy

Celem poznawczym jest wyjaśnienie istoty bardzo dobrych właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego oraz opracowanie algorytmu trójwymiarowej symulacji komputerowej współpracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego, w którym jego elementy odznaczają się wielowarstwowością, co umożliwi prognozowanie warunków procesów tribologicznych w układach tłok–pierścień–cylinder.

Celem użytkowym jest na podstawie analiz literaturowych oraz badań doświadczalnych opracowanie i wykonanie powłok na pierścieniach tłokowych o bardzo dobrych przeciwzużyciowych właściwościach tribologicznych. Powłoki te we współpracy z tuleją cylindrową o odpowiedniej warstwie wierzchniej powinny spowodować zmniejszenie sił tarcia i zużycia w stosunku do obecnie używanych uszczelnień pierścieniowych, tj. zwiększyć ich trwałość. Jednocześnie umożliwią wyeliminowanie stosowanych obecnie nieekologicznych powłok chromowych.

Efekt będzie też umożliwienie wdrożenia produkcji seryjnej pierścieni tłokowych z cienką przeciwzużyciową powłoką.

5. Zakres pracy

Praca obejmuje opracowanie i wykonanie autorskiego uszczelnienia pierścieniowego, a zwłaszcza pierścieni uszczelniających z przeciwzużyciową twardą powłoką z azotku tytanu. W celu wyjaśnienia istoty bardzo dobrych właściwości tribologicznych opracowanego uszczelnienia wykonano badania na urządzeniu testującym oraz badania na obiekcie rzeczywistym, jakim jest wybrany silnik spalinowy. Badania na tribotesterze i na obiekcie rzeczywistym zostały poprzedzone wykonaniem badań symulacyjnych współpracy przedmiotowego uszczelnienia pierścieniowego z wykorzystaniem metod komputerowych. W opracowanych symulacjach komputerowych po raz pierwszy opisano współpracę uszczelnienia pierścieniowego, którego elementy mają powłoki przeciwzużyciowe, co jest osiągnięciem autorskim.

Pracę można podzielić na etapy:

- obliczanie zmiennych w czasie obciążeń uszczelnienia pierścieniowego za pomocą trójwymiarowego modelowania procesów spalania z zastosowaniem najnowszych systemów symulacyjnych,
- symulacja współpracy pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową powłoką wykonaną z azotku tytanu z tuleją cylindrową o zmienionych właściwościach warstwy wierzchniej zwiększających jej odporność na zużycie z uwzględnieniem obciążeń obliczonych na podstawie systemu symulacji procesu roboczego w silniku spalinowym,
- opis zjawisk zachodzących w uszczelnieniu pierścieniowym wykonanym z cienkimi, twardymi, cermetalicznymi powłokami przeciwzużyciowymi,
- opracowanie i wykonanie pierścieni uszczelniających z przeciwzużyciową powłoką z azotku tytanu,
- wykonanie jakościowych prac badawczych na obiekcie rzeczywistym,
- prowadzenie badań porównawczych na tribotesterze z wariantowym wykonaniem warstw wierzchnich tulei cylindrowych,
- wybór na podstawie dotychczasowych prac badawczych skojarzeń; uszczelniający pierścień tłokowy o powłoce z azotku tytanu – tuleja cylindrowa o najlepszej odporności na zużycie,
- prace badawcze dotyczące wybranych skojarzeń na obiekcie rzeczywistym,
- opracowanie i analiza wyników badań na tribotesterze i na obiekcie rzeczywistym.
- wyjaśnienie istoty bardzo dobrych właściwości przeciwzużyciowych opracowanego uszczelnienia oraz doboru materiałów na jego elementy.

Z uwagi na znaczne nasycenie rozprawy pracami o charakterze koncepcyjno-badawczym, zakres pracy przedstawiono również w formie graficznej na rys. 5.1.

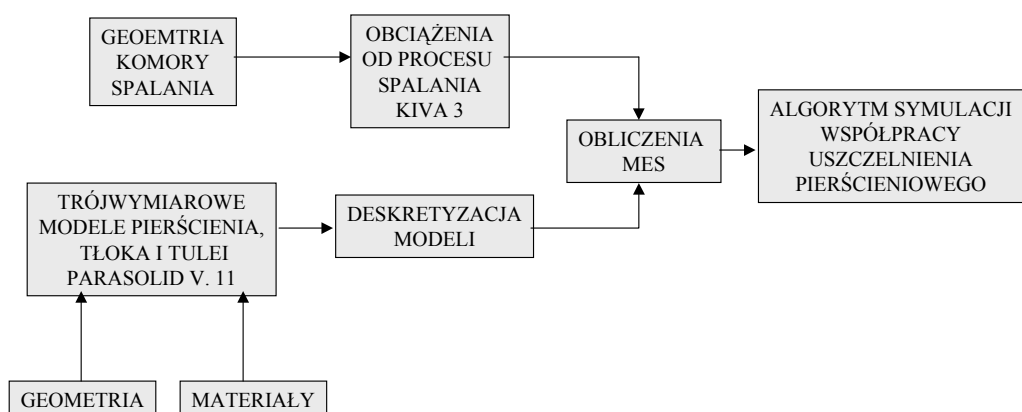
Końcowym efektem prowadzonych prac jest wyjaśnienie istoty bardzo dobrych właściwości przeciwzużyciowych opracowanego uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego, którego pierścień tłokowy pokryto powłoką z azotku tytanu. Szczególnie małe wartości współczynnika tarcia podczas współpracy elementów pokrytych azotkiem tytanu mogą być zależne od właściwości powierzchni powłoki. Istnieje duże prawdopodobieństwo, że odpowiedź tkwi w wartości swobodnej energii powierzchniowej tej powłoki. Należy dobrać drugi element współpracujący z pierścieniem tłokowym, czyli tuleje cylindrową i sposób wykonania jej powierzchni. Aby tego dokonać i wyjaśnić właściwości tribologiczne, należy wykonać wymienione prace badawcze.

6. Opracowanie algorytmu symulacji współpracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego

Celem badań symulacyjnych współpracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego jest opracowanie trójwymiarowego algorytmu umożliwiającego na etapie projektowania silnika obliczenie nacisków między pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową oraz tłokiem. Ponadto obliczenie temperatury elementów uszczelnienia pierścieniowego w całym cyklu pracy. Algorytm ma wiernie odzwierciedlać geometrię wszystkich elementów oraz dane materiałowe. Poza tym ma on uwzględnić zmiany stosunków geometrycznych spowodowane wzrostem temperatury. Najważniejsze jest uwzględnienie w elementach uszczelnienia pierścieniowego powłok przeciwzużyciowych i ich wpływu na zjawiska tribologiczne w nim zachodzące. Jest to osiągnięcie autorskie.

Zakres prac przewidzianych do realizacji w ramach opracowania algorytmu przedstawiono na rys. 6.1, a w szczególności przedstawia się on następująco:

1. Opracowanie modeli geometrycznych uszczelnienia pierścieniowego silnika typu SW400.
2. Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone.



Rys. 6.1. Schemat algorytmu symulacji komputerowych uszczelnienia pierścieniowego

Fig. 6.1. The scope of the computer simulation algorithm of ring seal

3. Obliczenie obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego realizowanego w przykładowym silniku typu SW400 z zastosowaniem systemu KIVA 3 i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych.

4. Przeprowadzenie obliczeń nacisków i temperatury w elementach uszczelnienia pierścieniowego poddanych obciążeniom obliczonym za pomocą systemu KIVA 3.

5. Dyskusja wpływu obliczonych na podstawie systemu symulacji współpracy uszczelnienia pierścieniowego wartości temperatury oraz nacisków na zjawiska tribologiczne w nim zachodzące.

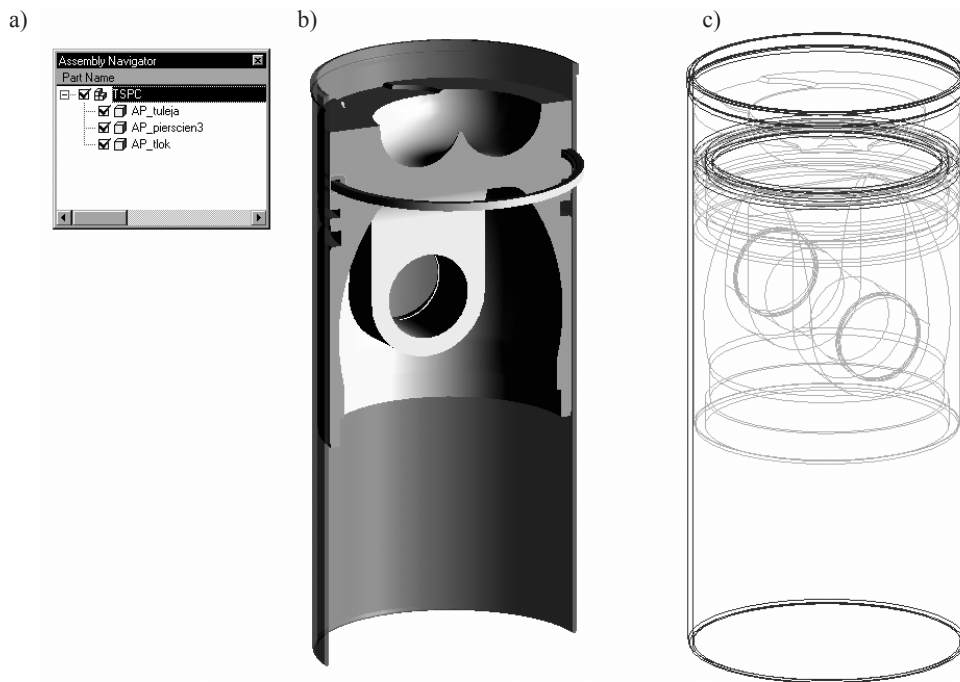
6.1. Opracowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych pierścieni tłokowych, tłoka i tulei cylindrowej

Na podstawie danych producenta silnika oraz informacji zawartych w [148] zbudowano trójwymiarowe modele geometryczne tłoka z wkładką stabilizującą, pierścienia uszczelniającego z powłoką cermetaliczną oraz tulei cylindrowej. Wszystkie modele w pełni odzwierciedlają cechy geometryczne elementów rzeczywistych (silnik SW400) oraz relacje pomiędzy nimi i parametrami geometrycznymi. W końcowym etapie budowy modeli geometrycznych stworzono model zespołu tłok–pierścień–tuleja z zachowaniem relacji geometrycznych i kinematycznych zachodzących pomiędzy nimi.

Budowę modeli oparto na kodzie komputerowym zapisu geometrii Parasolid v.11. Na rysunkach 6.2, 6.3 oraz 6.4 przedstawiono modele geometryczne w złożeniu.

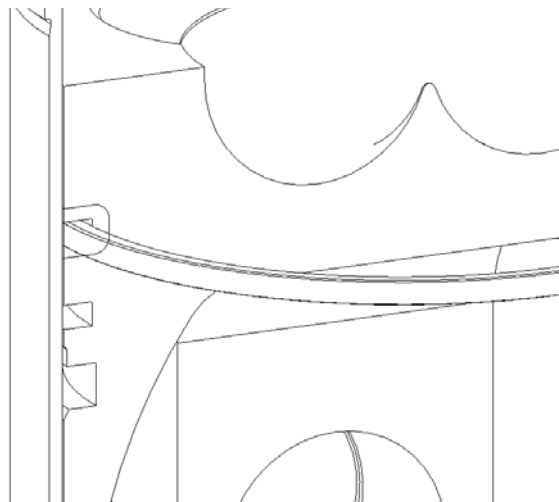
6.2. Dyskretyzacja opracowanych modeli za pomocą elementów skończonych

Opracowane modele geometryczne podzielono na elementy skończone. Proces dyskretyzacji wykonano za pomocą programu Unigraphix. Modele tłoka z wkładką, tulei oraz pierścienia tłokowego z powłoką podzielono na elementy czworościenne, cztero-węzłowe. Model pierścienia tłokowego ma powłokę cermetaliczną, którą zamodelowano w postaci przestrzennej siatki dwuwymiarowej. Następnie na jej podstawie, jako wzorzec, zbudowano bryłową siatkę przestrzenną pierścienia tłokowego. Dzięki temu uzyskano zamierzony efekt zmiany własności materiałowych z zachowaniem ciągłości modelu. W końcowym etapie budowy modelu dyskretnego połączono modele dyskretne odpowiednich elementów składowych poprzez odpowiednie relacje pomiędzy siatkami lub elementy kontaktowe. Na rysunkach 6.5–6.9 przedstawiono modele tłoka z wkładką, tulei i pierścienia tłokowego z powłoką po dyskretyzacji na elementy skończone. W tabeli 6.1 zamieszczono liczbę elementów skończonych w poszczególnych modelach, liczbę węzłów oraz liczbę stopni swobody.



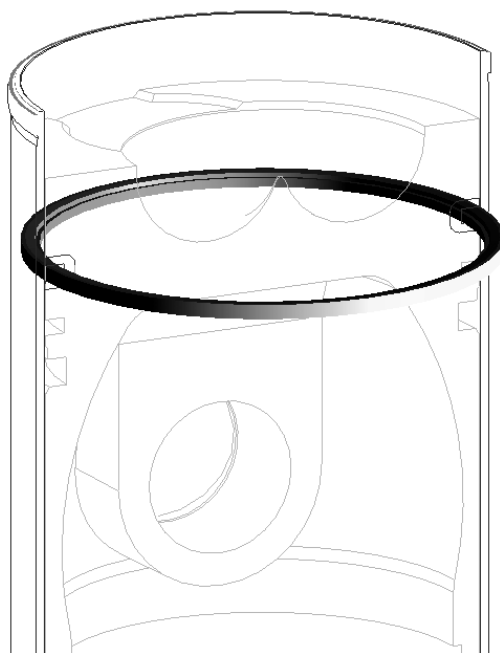
Rys. 6.2. Modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego użyte do badań symulacyjnych: a) obraz zapisu monitora komputera, b) modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu w postaci cieniowanej, c) modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu w postaci konturowej

Fig. 6.2. Models of the piston, sleeve and piston ring used in simulations: a) displayed computer record, b) an assembly of the piston, sleeve and piston ring models (shaded), c) an assembly of the piston, sleeve and piston ring models (contour)



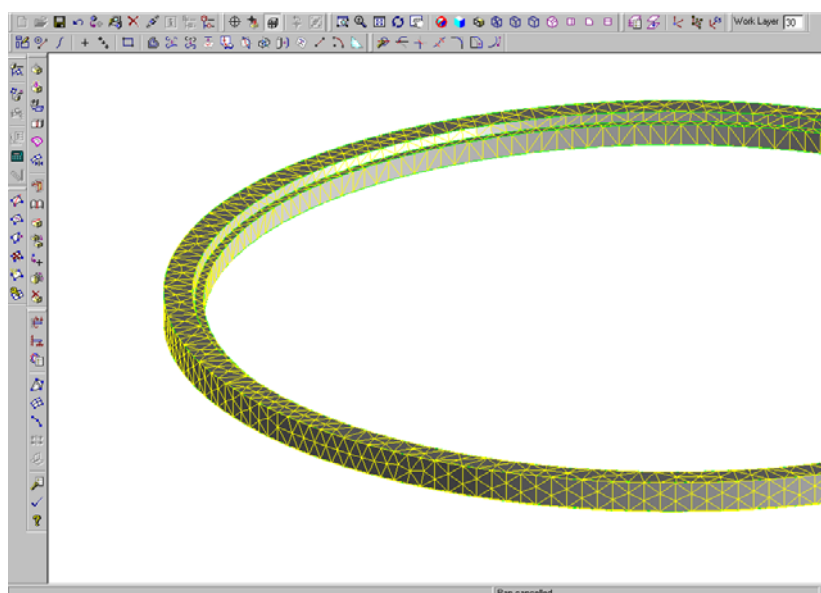
Rys. 6.3. Modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu z widoczną wkładką tłoka

Fig. 6.3. A model assembly of the piston, sleeve and piston ring with distinct piston piece



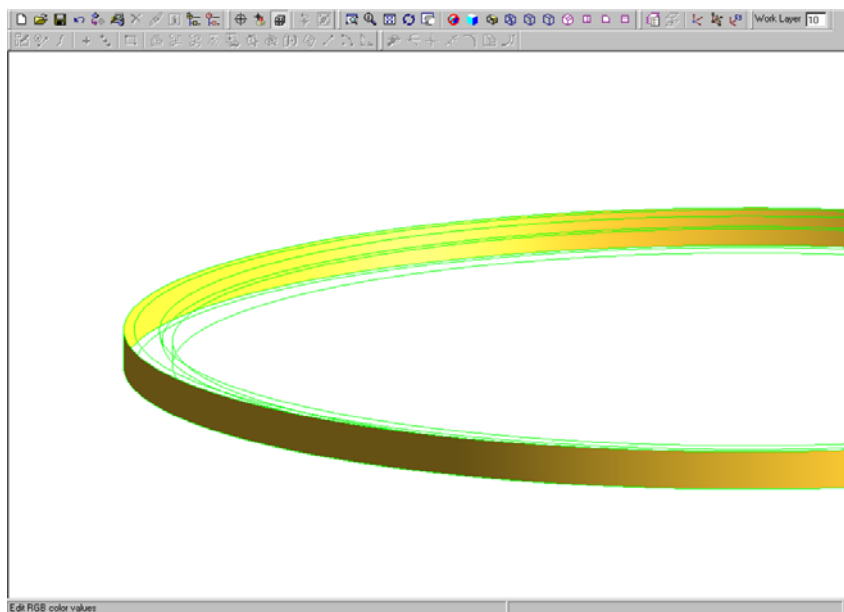
Rys. 6.4. Modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu; pierścień tłokowy cieniowany z wyróżnioną powłoką z azotku tytanu

Fig. 6.4. A model assembly of the piston, sleeve and piston ring; shaded-in is the piston ring with distinct titanium nitride coating



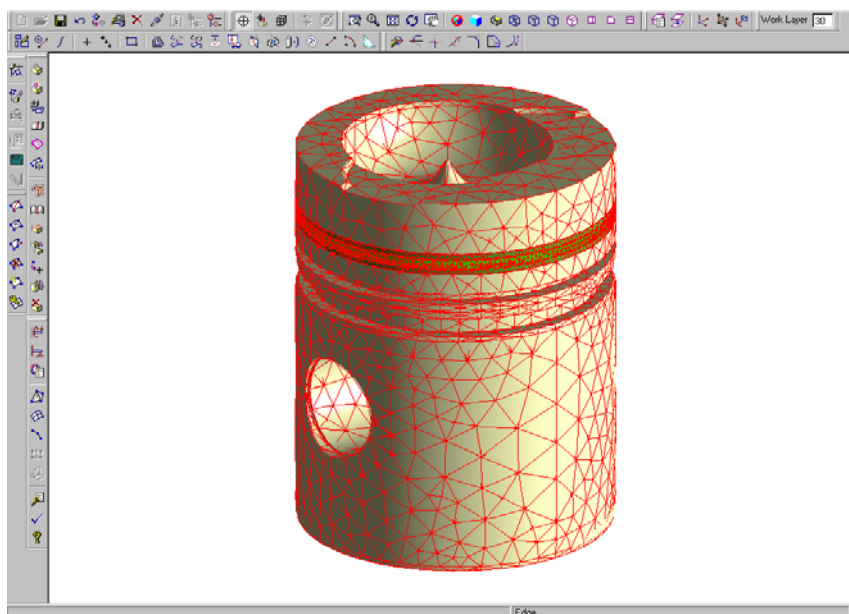
Rys. 6.5. Model pierścienia tłokowego podzielony na elementy skończone

Fig. 6.5. Model of the piston ring divided into finite elements



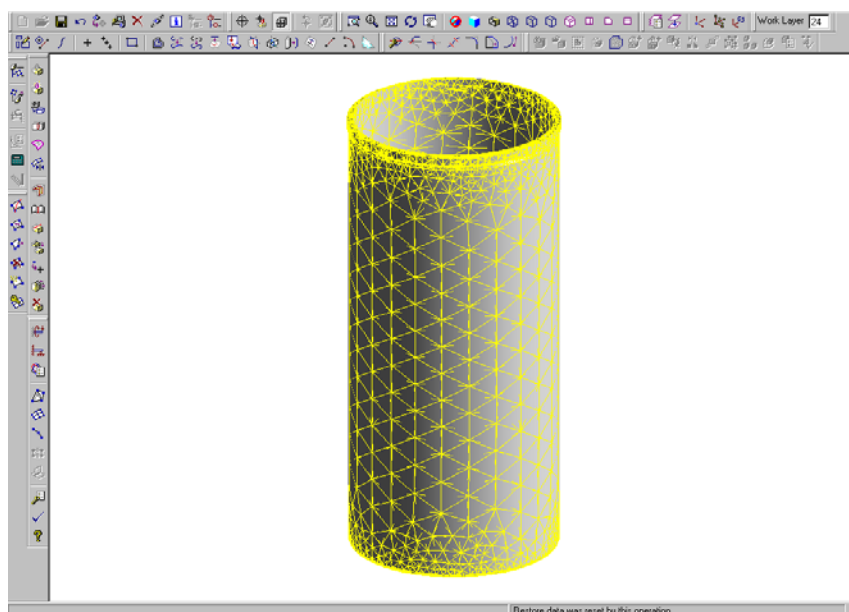
Rys. 6.6. Model pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu zamodelowaną w postaci elementów płaszczyznowych

Fig. 6.6. Model of the piston ring with titanium nitride coating in the form of plane elements



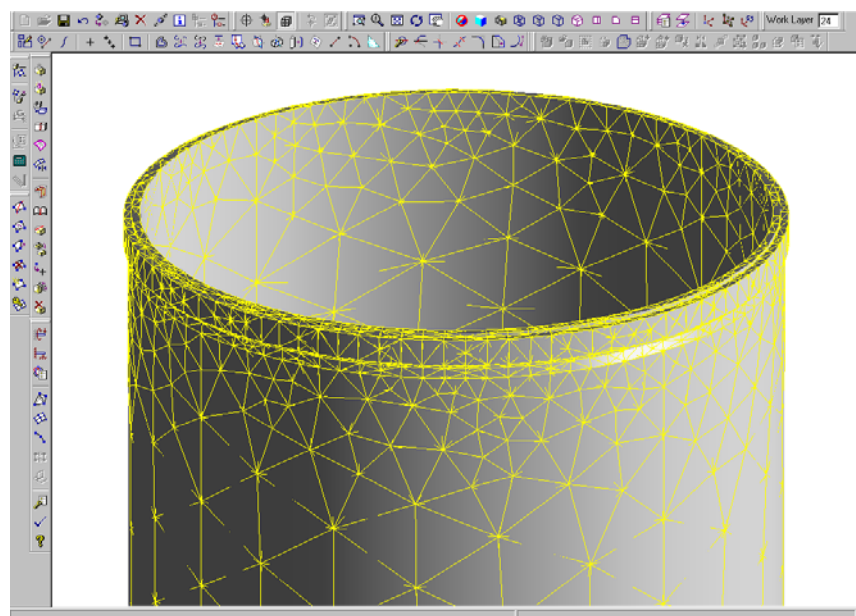
Rys. 6.7. Model tłoka z wkładką kompensacyjną podzielony na elementy skończone

Fig. 6.7. Model of the piston with compensation piece divided into finite elements



Rys. 6.8. Model tulei cylindrowej podzielony na elementy skończone

Fig. 6.8. Model of the cylinder sleeve divided into finite elements



Rys. 6.9. Fragment modelu tulei cylindrowej (strefa kołnierza) podzielony na elementy skończone

Fig. 6.9. Fragment of the model of cylinder sleeve (flange zone) divided into finite elements

Tabela 6.1. Liczba elementów skończonych i węzłów w modelach tłoka, tulei i pierścienia tłokowego użytych do badań symulacyjnych współpracy uszczelnienia pierścieniowego

Model	Liczba elementów	Liczba węzłów
Tłok z wkładką	38760	9536
Pierścień z powłoką	8230	2369
Tuleja	22100	7465
Cały model	69090	19370

6.3. Obliczenie obciążeń osiowo-niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego z zastosowaniem systemu KIVA3 i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych

6.3.1. Opis systemu KIVA3 symulacji procesu spalania w silniku spalinowym

System KIVA3 [3] jest programem komputerowym do rozwiązywania równań opisujących termodynamikę dwufazowego ładunku wraz z dynamiką wieloskładnikowych reakcji chemicznych oraz dynamiką silnie parującego paliwa wtryskiwanego do komory spalania lub kanału dolotowego silnika. System oparty jest na trójwymiarowym sformułowaniu stanów w komorze spalania i rozwiązywanie ich za pomocą metody różnic skończonych. Do obliczeń stosowana jest sześciocienna siatka obliczeniowa. System uwzględnia zmienność w czasie geometrii przestrzeni spalania w wyniku ruchu tłoka. Obliczenia są wykonywane ze zmiennym krokiem czasowym ustalonym dla każdego cyklu obliczeniowego i uwzględniającym ograniczenia wynikające z wybranych podmodeli.

System został napisany w języku Fortran-CFT i uruchomiony na komputerze Cray. Obecnie istnieje możliwość edycji i uruchamiania pod systemami operacyjnymi Unix pracującymi na platformach IBM, Sun i HP.

Możliwości analizy systemu spalania obejmują zarówno silniki o zapłonie samoczynnym, jak i o zapłonie iskrowym. Systemem KIVA3 możliwa jest analiza systemów spalania zasilanych wtryskiem bezpośrednim i pośrednim do komory wirowej lub wstępnej. Ładunek może być także przygotowany w kanałach dolotowych metodą wtrysku wielopunktowego. Prawo wtrysku może być w pełni uwzględnione oraz skorelowane z parametrami pracy silnika w celu komputerowej symulacji systemu sterowania silnikiem. Istnieje możliwość analizy pełnego cyklu roboczego silnika (proces spalania z wymianą ładunku), jak i ograniczenie analizy do procesu spalania przy zamkniętych zaworach lub do procesu napełniania komory świeżym ładunkiem lub jej opróżniania ze spalin. Geometria komory spalania może być opisana jako trójwymiarowa lub osio-

wo-symetryczna. W modelu istnieje możliwość izolowania wybranych ścian komory spalania i sterowania natężeniem przepływu ciepła przez nieizolowane ściany. Podmodel wtrysku w systemie KIVA3 uwzględnia wtrysk wielootworkowy i czopikowy wzdłuż osi komory spalania lub pod określonym kątem do wspomnianej osi. Istnieje także opcja analizy procesu spalania lub wymiany ładunku w wybranej dwuwymiarowej geometrii komory spalania.

System KIVA3 [3] jest oparty na metodzie różnic skończonych. Przestrzenna siatka obliczeniowa metody różnic skończonych jest otrzymywana przez podział zmiennej w czasie przestrzeni spalania na objętości skończone. Objętości mają kształt sześciosienny.

Trójwymiarowy wektor prędkości stanowi główne równanie, na którym są oparte pozostałe równania zachowania, stanowiące podstawowy układ równań modelu. Należą do niego:

- równanie zachowania masy,
- równanie zachowania pędu,
- równanie zachowania k -tego składnika,
- równanie zachowania energii.

W systemie podstawowe równania dynamiki płynów, ruchu cząstek i reakcji chemicznych są dyskretyzowane w czasie i w trójwymiarowej przestrzeni komory spalania. Zmienna w czasie dyskretyzacja jest wykonywana w trzech fazach – A, B i C. Faza A uwzględnia skład ładunku zawartego w komorze. Faza B dyfuzję między nimi, a faza C przepływ. Wszystkie trzy fazy są stosowane dla tego samego przedziału czasu, ale następują po sobie i w pełni zajmują ten przedział nie nachodząc na siebie.

Jeżeli przyjąć dyskretyzację zmiennej ρ w czasie równaniem:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = A + B + C \quad (6.1)$$

to dla $t = t^{n+1}$ otrzymamy:

$$\begin{aligned} \rho_A &= \rho^n + \Delta t A_1, & \rho^n &= \rho^0 \\ \rho_B &= \rho^n + \Delta t B_1, & \rho^n &= \rho^A \\ \rho_C &= \rho^n + \Delta t C_1, & \rho^n &= \rho^B \end{aligned} \quad (6.2)$$

System KIVA3 przyjmuje równanie opisujące schemat w sposób następujący:

$$\rho^{n+1} = \phi_D \rho^{n+1} + (1 - \phi_D) \rho^n \quad (6.3)$$

Zmienna ϕ_D jest obliczana w każdym kroku czasowym i wynika z kontroli warunku przepływu. Na etapie całkowania poszczególnych składników jest ustalany stan dynamiczny danej objętości skończonej. Całki objętościowe poszczególnych składników są zamieniane na całki powierzchniowe za pomocą twierdzenia Greena. Jako całka po-

wierzchniowa składników w objętości jest przyjęta suma z poszczególnych ścian podstawowej komórki:

$$\int_S \nabla Q dA = \sum_{\alpha} (\nabla Q)_{\alpha} A_{\alpha} \quad (6.4)$$

gdzie α oznacza jedną z sześciu ścian komórki.

Wyznaczenie wartości gradientu ciepła na powierzchni oblicza się według następującej zależności:

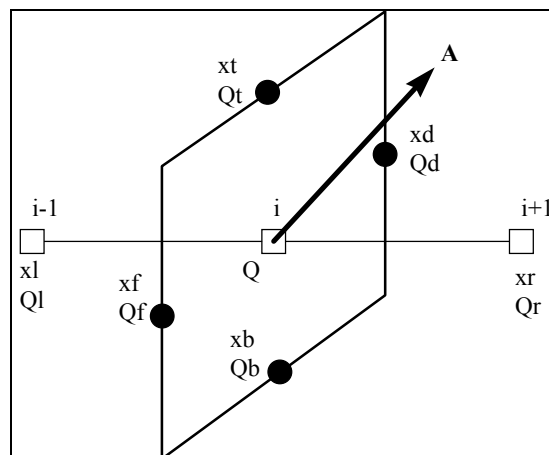
$$(\nabla Q)_{\alpha} A_{\alpha} = \alpha_{lr}(Q_l - Q_r) + \alpha_{tb}(Q_t - Q_b) + \alpha_{fd}(Q_f - Q_d) \quad (6.5)$$

gdzie: l, r, t, b, f i d oznaczają odpowiednio lewą, prawą, górną, dolną, przednią i tylną stronę.

Odpowiednie α_{ij} są geometrycznymi współczynnikami przenikania ciepła dla ściany α . Natomiast odpowiednie Q_i są średnimi obliczonymi dla środkowych punktów powierzchni, jak pokazano na rysunku 6.10. Jako Q_x oznaczono średnią zmienną Q z czterech sąsiednich podstawowych komórek otaczających krawędź x .

Pozostałe etapy realizacji algorytmu symulacji systemem KIVA3 obejmują:

- obliczanie wymiarów kropeł paliwa i podstawowych parametrów ich ruchu w trakcie wtrysku,
- sprawdzanie możliwości kolizji między poszczególnymi kroplami,
- obliczanie parametrów ruchu turbulentnego,
- symulowanie procesu parowania paliwa,
- obliczanie chwilowej objętości przestrzeni spalania z uwzględnieniem posuwistozwrotnego ruchu tłoka,



Rys. 6.10. Graficznie przedstawiony sposób obliczania średniej wartości ciepła dla ściany

Fig. 6.10. Graphical illustration of the mode of calculating average heat for the wall

- uwzględnienie lepkości ładunku,
- dyfuzję masy, ciepła, turbulencji i entalpii,
- kontrolę zmiany sąsiadujących komórek,
- symulację warstwy przyściennej,
- symulację procesu zapłonu,
- symulację kinetyki reakcji chemicznych,
- analizę równowagi chemicznej,
- obliczenia temperatury, ciśnienia i mas poszczególnych objętości kontrolnych.

W wyniku symulacji procesu spalania prowadzonej systemem KIVA3 można otrzymać zmienne w czasie i przestrzeni spalania przebiegi:

- ciśnienia w poszczególnych miejscach komory spalania,
- temperaturę ładunku, czoła płomienia i gazów spalinowych,
- chwilowych wymiarów kropeł wtryskiwanego paliwa,
- chwilowych prędkości kropeł wtryskiwanego paliwa,
- wymiany ciepła z wybranymi ściankami,
- propagacji frontu płomienia,
- wywiązywania się wybranych toksycznych składników spalin,
- warunków termodynamicznych panujących w kanałach dolotowym i wylotowym silnika.

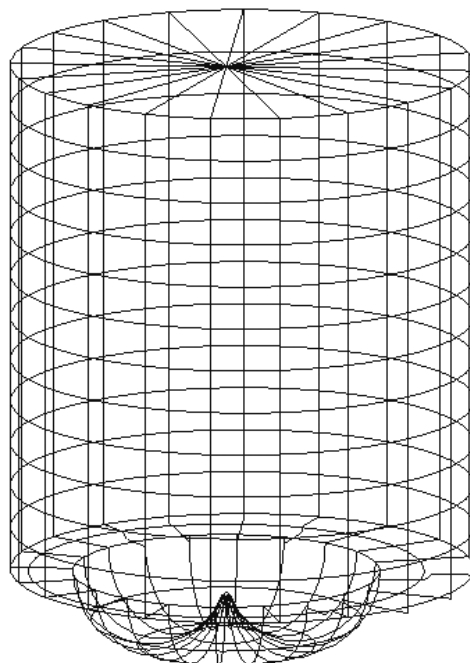
Wyniki są gromadzone w formie liczbowej w plikach.

6.3.2. Wyznaczenie parametrów wejściowych symulacji

W analizowanym modelu silnika zastosowano siatkę o rozmiarze $16 \times 44 \times 6$ komórek obliczeniowych dla komory spalania, natomiast dla przestrzeni spalania nad tłokiem o rozmiarze $20 \times 44 \times 12$ komórek obliczeniowych. Na rys. 6.11 przedstawiono widok siatki obliczeniowej.

Symulację wykonano dla cyklu roboczego scharakteryzowanego przez następujące dane wejściowe do modelu:

- | | |
|---|-----------------|
| • średnica cylindra | 10,7 cm |
| • skok tłoka | 12,06 cm |
| • wysokość szczeliny pomiędzy denkiem tłoka i głowicą w GMP | 0,2 cm |
| • stopień sprężania | 16 |
| • długość korbowodu | 22 cm |
| • średnica komory w tłoku | 7,1 cm |
| • prędkość obrotową silnika | 1600 obr/min |
| • liczba otworków we wtryskiwaczu | 4 |
| • położenie geometryczne otworu wtryskiwacza | wg dokumentacji |
| • kierunek osi otworu wtryskiwacza | wg dokumentacji |
| • kąt OWK początku symulacji | 130° przed GMP |
| • kąt OWK końca symulacji | 130° po GMP |



Rys. 6.11. Obraz siatki obliczeniowej symulacji spalania

Fig. 6.11. A computational scheme calculation net of combustion simulation

- | | |
|--|------------------------|
| • statyczny kąt OWK początku wtrysku | 26° przed GMP |
| • czas wtrysku w OWK | 21° OWK |
| • funkcję wtrysku | wg dokumentacji |
| • jednostkowe zużycie paliwa | 250 g/(kW·h) |
| • maksymalny krok czasowy obliczeń | 10,0e-6 s |
| • termodynamiczne warunki początkowe symulacji | wg dokumentacji |
| • współczynnik energii kinetycznej turbulencji | 1,6 |
| • początkową skalę turbulencji | 1,12 cm |
| • podstawowy skład chemiczny paliwa | c14h30 |
| • gęstość paliwa | 0,84 g/cm ³ |

Do symulacji procesu wtrysku i propagacji kropel paliwa zastosowano algorytm oparty na założeniach przedstawionych w modelu Kiva-ERC z Wisconsin University [71].

6.3.3. Wyniki symulacji

W wyniku symulacji procesu spalania systemem KIVA3 uzyskano następujące uśrednione przebiegi ciśnienia i temperatury w komorze spalania (rys. 6.12).

Wyznaczono także przebieg strumienia ciepła przekazanego do ścianek komory spalania, w tym tulei cylindrowej oraz do denka tłoka (rys. 6.13).

Do analizy MES przyjęto położenie tłoka 10° po GMP, w którym zespół tłoka i pierścieni jest najbardziej obciążony. Dla tego położenia, z wyników symulacji KIVA3, wyznaczono rozkłady:

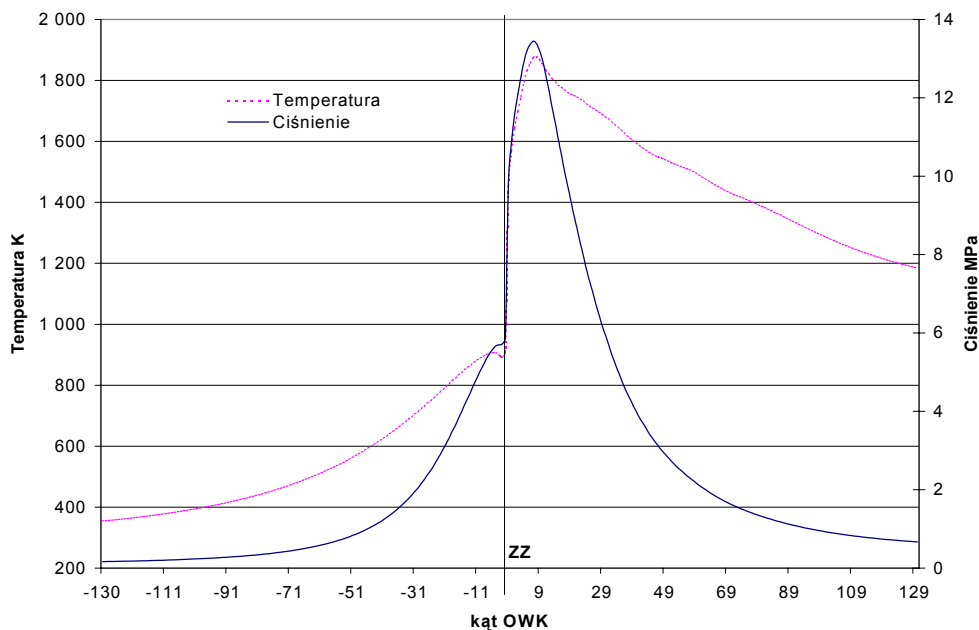
- ciśnienia (rys. 6.14),
- temperatury (rys. 6.15),
- ruchu ładunku w postaci:
 - zawirowania; skali turbulencji (rys. 6.16),
 - prędkości ładunku (rys. 6.17),
 - składowej prędkości normalnej (rys. 6.18).

Rozkład ciśnienia

Na rysunku 6.14 oznaczono $l = 1,29209E+08$ Pa, $h = 1,29558E+08$ Pa. Na tym etapie pracy silnika wyznaczono ciśnienie minimalne $p_{\min} = 1,29165E+08$ Pa oraz ciśnienie maksymalne $p_{\max} = 1,29602E+08$ Pa.

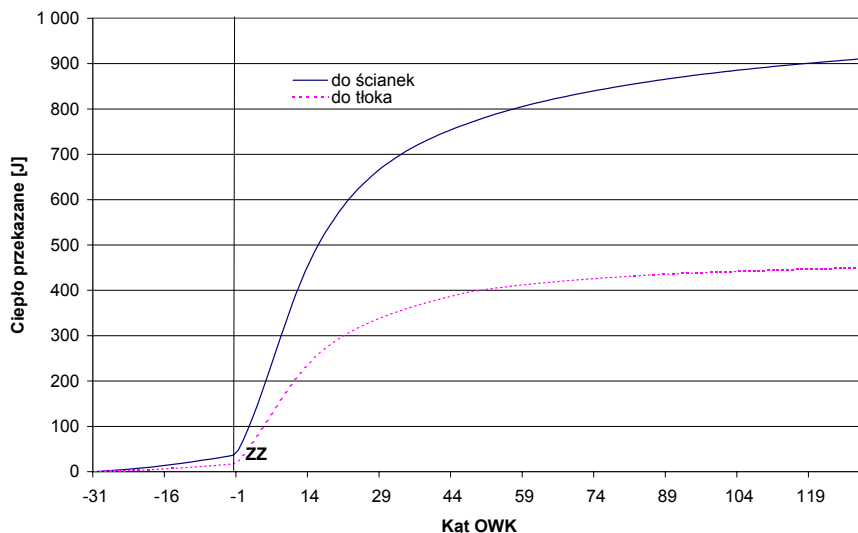
Rozkład temperatury

Na rysunku 6.15 oznaczono $l = 1,17400E+03$ K, $h = 2,57700E+03$ K. Na tym etapie pracy silnika wyznaczono temperaturę minimalną $T_{\min} = 9,98627E+02$ K oraz temperaturę maksymalną $T_{\max} = 2,75238E+03$ K.



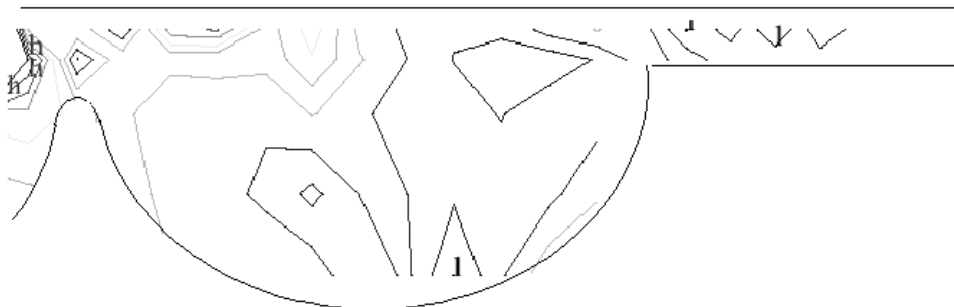
Rys. 6.12. Wykresy uśrednionych przebiegów ciśnienia i temperatury w funkcji kąta OWK

Fig. 6.12. Diagrams of average pressure and temperature as a function of crank angle



Rys. 6.13. Wykresy przebiegu strumienia ciepła przekazanego do ścianek komory spalania, w tym tulei cylindrowej oraz do denka tłoka w funkcji kąta OWK

Fig. 6.13. Diagrams of heat flux transferred to the walls of combustion chamber, including cylinder sleeve and a piston head as a function of crank angle



Rys. 6.14. Rozkład ciśnienia w komorze spalania; 10° OWK po ZZ

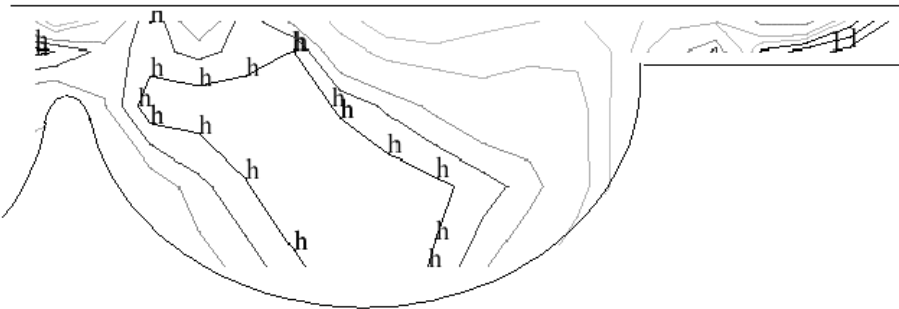
Fig. 6.14. Pressure distribution in combustion chamber, 10° crank angle about the outer dead centre

Skala turbulencji

Na rysunku 6.16 oznaczono $l = 8,04965E-02$ cm, $h = 2,49269E-01$ cm. Na tym etapie pracy silnika wyznaczono wartości graniczne turbulencji minimalną $5,94000E-02$ cm oraz maksymalną $2,70365E-01$ cm.

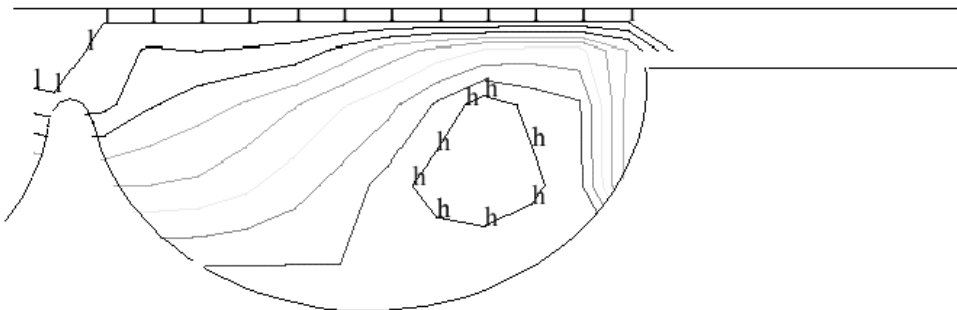
Rozkład składowej prędkości normalnej

Na rysunku 6.17 oznaczono $l = -4,37115E+03$ cm/s, $h = -1,78143E+01$ cm/s. Na tym etapie pracy silnika wyznaczono wartości graniczne składowej normalnej: minimalną $-4,91532E+03$ cm/s oraz maksymalną $5,26353E+02$ cm/s.



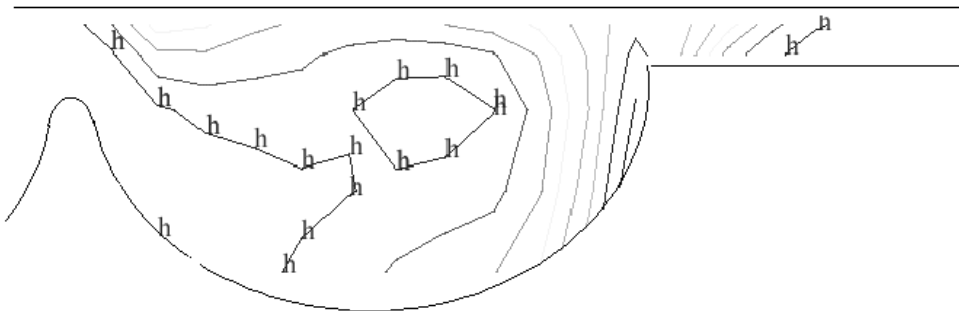
Rys. 6.15. Rozkład temperatury w komorze spalania; 10° OWK po ZZ

Fig. 6.15. Temperature distribution in combustion chamber, 10° crank angle about the outer dead centre



Rys. 6.16. Skala turbulencji w komorze spalania 10° OWK po ZZ

Fig. 6.16. The scale of turbulence in combustion chamber, 10° crank angle about the outer dead centre



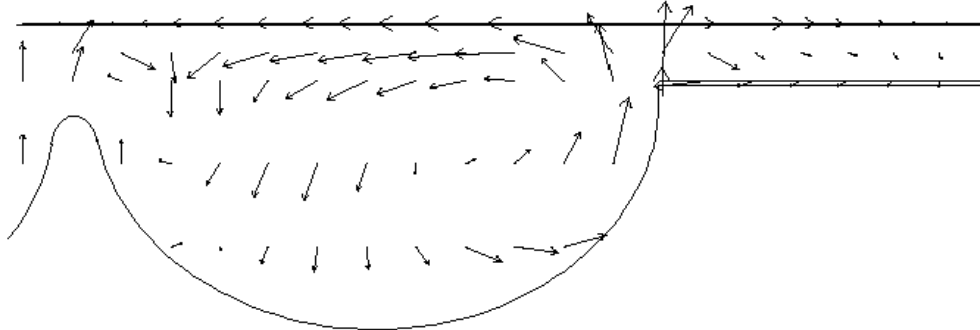
Rys. 6.17. Rozkład składowej prędkości normalnej w komorze spalania 10° OWK po ZZ

Fig. 6.17. The component distribution of normal velocity in combustion chamber, 10° crank angle about the outer dead centre

Rozkład kierunków wektora prędkości ładunku

Na tym etapie pracy silnika wyznaczono wartości prędkości maksymalnych w kierunkach:

- promieniowym $u_{\max} = 3,83715E+03$ m/s,
- obwodowym $v_{\max} = 5,89546E+03$ m/s,
- pionowym $w_{\max} = 4,12880E+03$ m/s.



Rys. 6.18. Rozkład kierunków wektorów prędkości w komorze spalania 10° OWK po ZZ

Fig. 6.18. The distribution of velocity vector directions in combustion chamber, 10° crank angle about the outer dead centre

6.3.4. Wykorzystanie wyników symulacji KIVA3

Wyniki symulacji procesu spalania zostały zastosowane jako obciążenie modelu dyskretnego tłoka. Warunki brzegowe zostały zadeklarowane dla każdego węzła siatki obliczeniowej. Wartości temperatury ładunku w pobliżu węzła, współczynnika przejmowania ciepła oraz ciśnienie są wyznaczane według metody opisanej w pracy [296] na podstawie wartości w najbliższych czterech węzłach siatki modelu obliczeniowego KIVA. Pokazano to schematycznie na rys. 6.19.

Wartość współczynnika przejmowania ciepła w węzłach siatki MES jest uśredniana i obliczana ze wzoru (6.6):

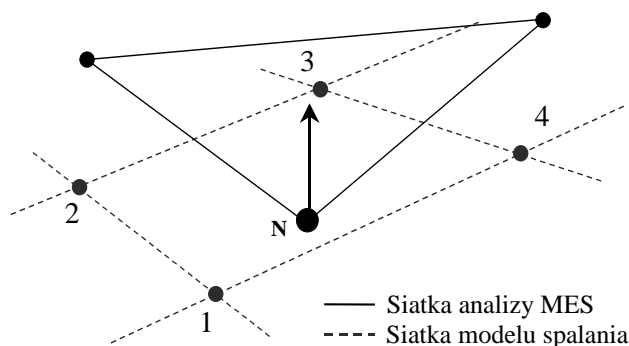
$$\alpha_N = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 \frac{\sum_{i=1}^4 \alpha_k(\varphi_i) \Delta\varphi_i}{\sum_{i=1}^4 \Delta\varphi_i} \quad (6.6)$$

natomiast temperatura, jako warunek brzegowy trzeciego rodzaju, oraz ciśnienie ładunku w pobliżu elementów konstrukcyjnych wyznacza się według zależności (6.7):

$$T_N = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 \frac{\sum_{i=1}^4 T_k(\varphi_i) \alpha_k(\varphi_i)}{\sum_{i=1}^4 \alpha_k(\varphi_i)} \quad (6.7)$$

6.4. Modelowanie współpracy opracowanego uszczelnienia pierścieniowego z uwzględnieniem obliczonych obciążeń

W analizie przepływu ciepła uwzględniono warunki brzegowe trzeciego rodzaju. Warunki na tłoku od strony skrzyni korbowej, w drugim i trzecim rowku pierścieniowym oraz na płaszczu tłoka przyjęto zgodnie z danymi w pracy [148]. Także na tym



Rys. 6.19. Schemat obciążenia denka tłoka

Fig. 6.19. Scheme of the piston head loading

źródle oparto wartości warunków brzegowych na tulei od strony kadłuba i głowicy oraz poniżej części pierścieniowej tłoka. Warunki brzegowe na denku tłoka, w komorze spalania, części prowadzącej tłoka oraz na pierścieniu tłokowym przyjęto zgodnie z wynikami symulacji procesu roboczego. W analizie termomechanicznej uwzględniono naprężenia cieplne wyznaczone w poprzednim etapie analizy MES. Za warunki brzegowe na tym etapie przyjęto ograniczenie ruchu tulei w części kołnierkowej, ograniczenie odkształcenia tulei na powierzchni styku z blokiem silnika oraz zablokowanie przemieszczania tłoka wzdłuż osi cylindra.

Kompletny model dyskretny obciążono:

- rozkładem ciśnienia ładunku zawartego w komorze spalania – według modelu procesu roboczego,
- naciskiem montażowym pierścienia – wyznaczonym analitycznie 1,25 Pa,
- naciskiem montażowym tulei – wyznaczonym analitycznie 0,1539 MPa.

Obliczenia prowadzono dla ustalonego przepływu ciepła, opisanego równaniem Fouriera oraz statycznego układu obciążeń. Na rysunkach 6.20–6.29 przedstawiono rozkłady pola temperatury, strumienia ciepła, obciążeń, naprężeń zredukowanych, przemieszczeń oraz sił reakcji w pierścieniu z powłoką oraz tulei.

Podstawowe jednostki zapisu w opracowanym algorytmie, wykorzystującym system Unigraphix: naprężenie – mN/mm^2 , przemieszczenie – mm , siły reakcji – mN , temperatura – $^{\circ}\text{C}$.

Opracowany algorytm symulacji komputerowej i jego wyniki umożliwiają uzyskanie konkretnych wartości temperatury i obciążenia w uszczelnieniu pierścieniowym silnika spalinowego. W szczególności opracowano tu algorytm, w którym pierścień tłokowy ma powłokę, którą zamodelowano za pomocą elementów skończonych płaskich, co dla grubości powłoki rzędu 1000 razy mniejszej od grubości pierścienia jest wystarczającym przybliżeniem rzeczywistości. Opracowany w ten sposób model pierścienia umożliwił przedstawienie elementu z powłoką, co stanowi istotną nowość w niniejszej pracy.

Reasumując, opracowany w ramach rozprawy algorytm symulacji komputerowej jako obciążenia modeli wykorzystuje program KIVA3 do obliczania procesu roboczego silnika spalinowego, umożliwiając obliczenie strumienia ciepła, przebiegów ciśnienia i temperatury w komorze spalania, a w dalszym etapie, w wybranym punkcie cyklu pracy, rozkładu temperatury, ciśnienia i ruchu ładunku w komorze spalania. Modele komputerowe elementów uszczelnienia pierścieniowego, utworzone z zastosowaniem kodu komputerowego zapisu geometrii Parasolid v.11, odzwierciedlają do najdrobniejszych szczegółów ich cechy konstrukcyjno-materiałowe. Dyskretyzacja modeli została prowadzona za pomocą programu Unigraphics firmy EDS. Zastosowano elementy typu tetra czterowęzłowe, a powłokę pierścienia tłokowego zamodelowano elementami płaszczyznowymi czworobocznymi. Po tym procesie wykonano obliczenia MES w wybranym punkcie pracy silnika; 10° OWK, w którym stwierdzono występowanie maksymalnych wartości uśrednionych temperatury i ciśnienia w komorze spalania, stosując program Nastran. Końcowym efektem są rozkłady temperatury i obciążenia 3D całego uszczelnienia pierścieniowego, co umożliwia wnioskowanie natury konstrukcyjno-technologicznej podczas prowadzenia dalszych prac opracowywanego uszczelnienia.

Przeprowadzone symulacje komputerowe umożliwiły zaproponowanie czterech wariantów konstrukcyjnych wykonania pierścieni tłokowych z powłoką z azotku tytanu. Wykazano przy tym, że właśnie dla tych wariantów występują najkorzystniejsze rozkłady temperatury oraz obciążeń w pierścieniach, będące następstwem przepływu ciepła i nacisków pochodzących od procesu spalania, montażowych i własnych pierścieni tłokowych. Szczegółowo warianty te zostaną przedstawione w dalszej części rozprawy (rozdz. 10).

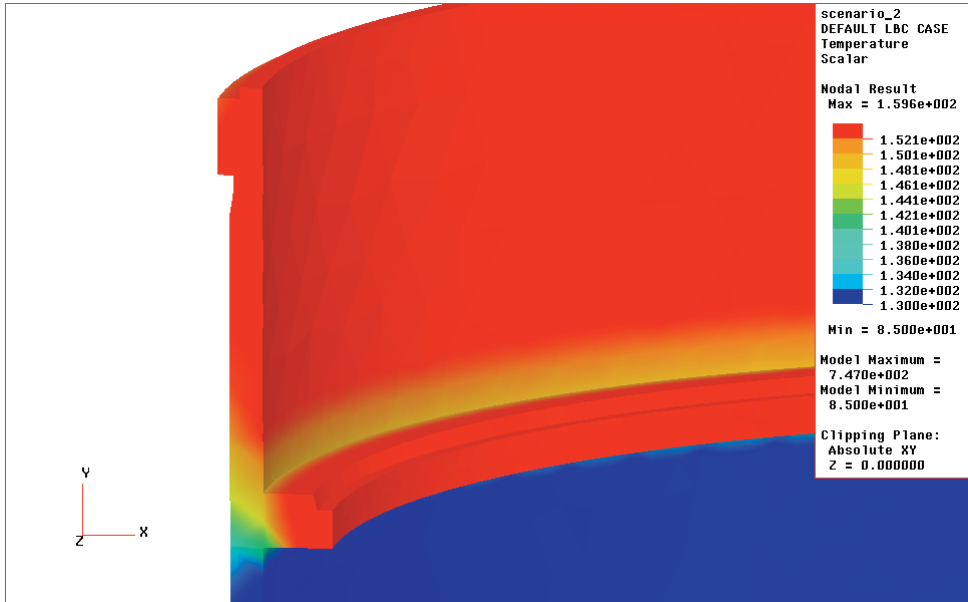
Zamieszczone na rysunkach rozkłady są wykonane dla wariantu konstrukcyjnego zwanego w dalszej części rozprawy ostrokrawędziowym.

Maksymalna obliczona wartość temperatury występująca w pierścieniu tłokowym jest równa 159 °C (rys. 6.20 i 6.21). Wartość ta jest niewielka pomimo zastosowania powłoki przeciwzużyciowej z azotku tytanu, dla której współczynnik przewodzenia ciepła jest trzykrotnie większy niż dla żeliwa, z którego wykonano pierścień tłokowy. Porównawczo wykonano również obliczenia dla pierścienia tłokowego bez powłoki i maksymalna wartość temperatury była jedynie o około 2% niższa.

Wartości naprężeń w elementach (pierścieniu, tłoku i tulei cylindrowej) nie przekraczają wartości dopuszczalnych dla zastosowanych materiałów, z jakich je wykonano.

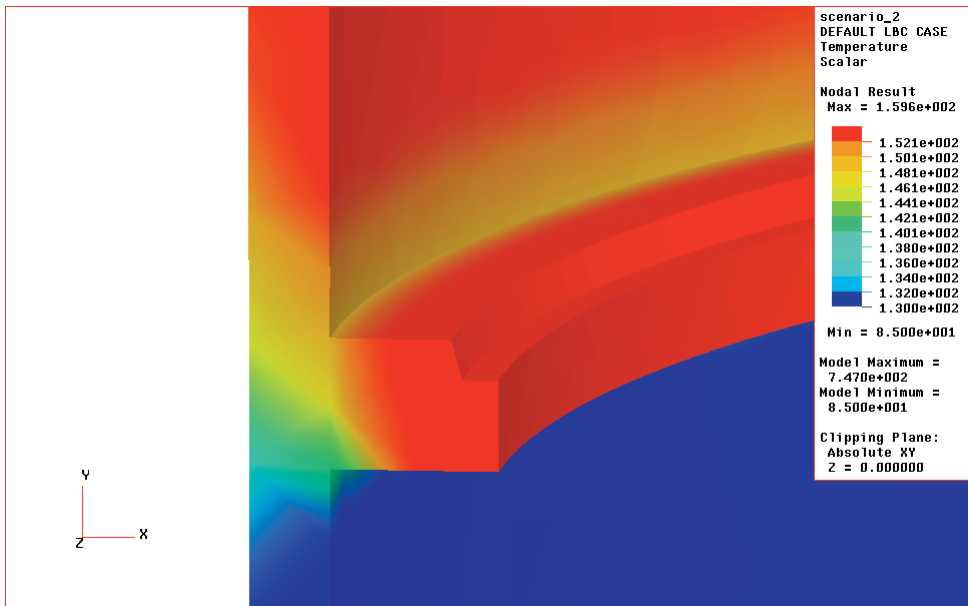
Podstawową korzyścią, jaką uzyskano po zastosowaniu algorytmu współpracy uszczelnienia pierścieniowego jest możliwość wydatnego skrócenia czasu prac badawczych. Przede wszystkim ze względu na wytypowanie już czterech wariantów konstrukcyjnych pierścienia tłokowego z pokryciem z azotku tytanu oraz sprawdzenie jego przydatności w silniku spalinowym.

Po przeprowadzonych badaniach symulacyjnych zastanawiająca jest niska temperatura pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej w nowym uszczelnieniu pierścieniowym. Wymaga to wyjaśnienia mechanizmu współpracy tych elementów, szczególnie



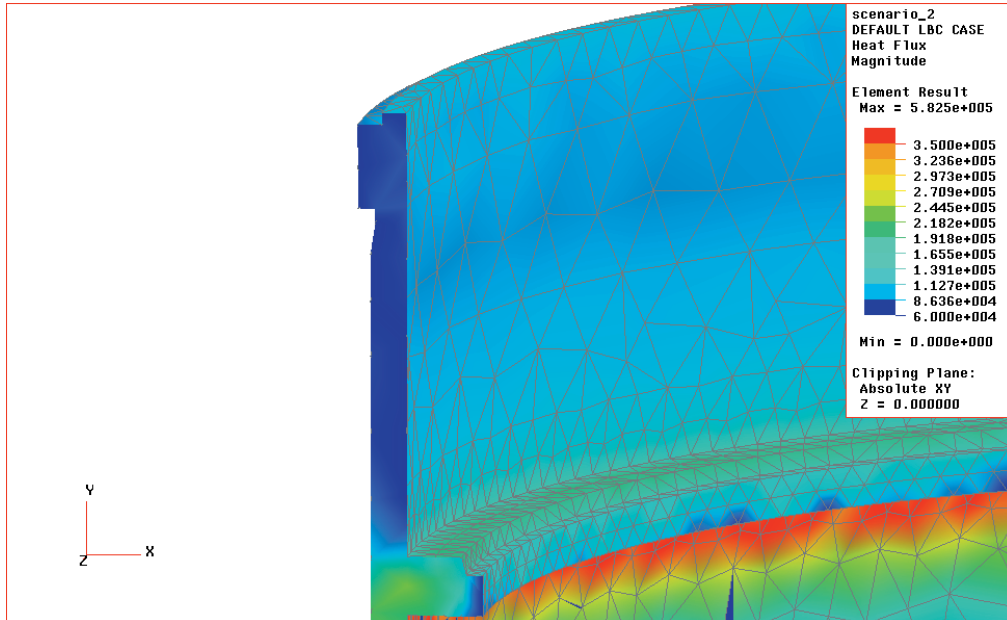
Rys. 6.20. Rozkład pola temperatury w obszarze współpracy pierścienia z tuleją poprzez powłokę cermetaliczną

Fig. 6.20. The thermal field distribution in the area the ring and the sleeve slide against each other by means of the cermetalic coating



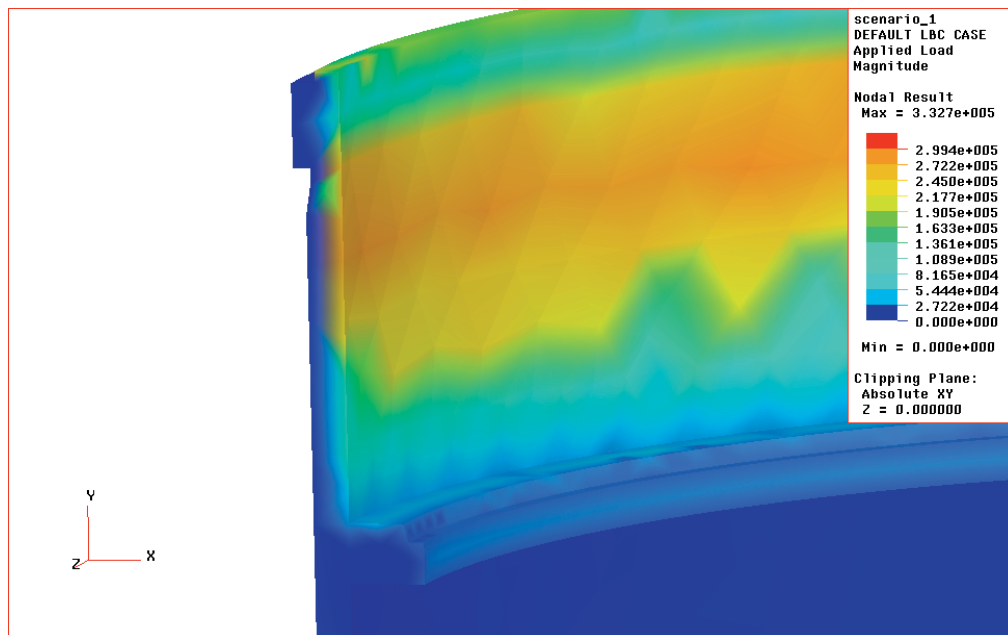
Rys. 6.21. Rozkład pola temperatury w obszarze współpracy pierścienia z tuleją poprzez powłokę cermetaliczną; powiększony obszar styku pierścienia z tuleją

Fig. 6.21. The thermal field distribution in the area the ring and the sleeve slide against each other by means of the cermetalic coating; the magnified area of contact between the ring and the sleeve



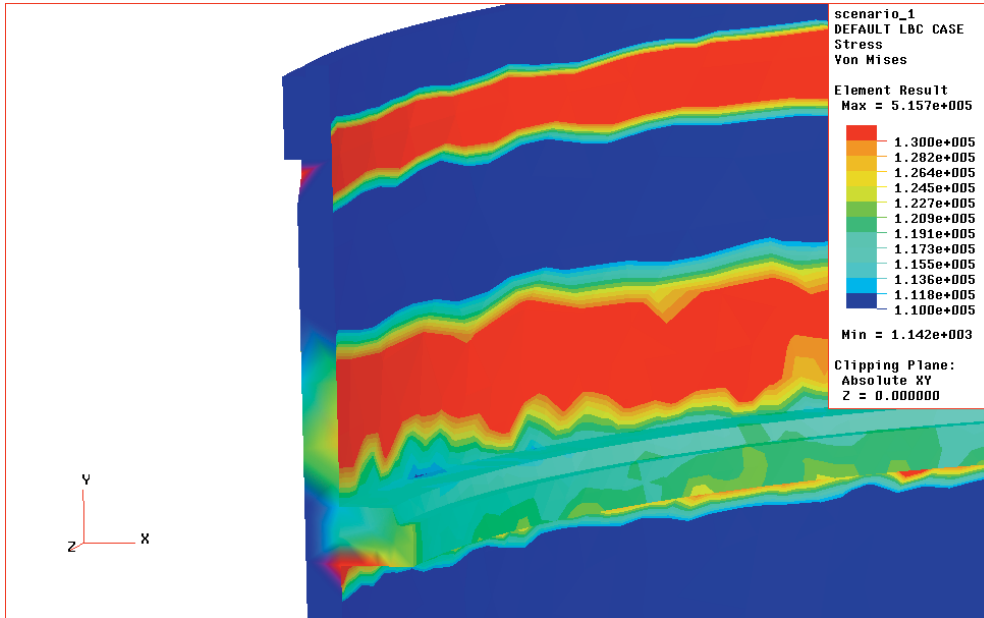
Rys. 6.22. Rozkład średniej wartości strumienia ciepła w nowym uszczelnieniu pierścieniowym

Fig. 6.22. The distribuion of average heat flux in the new ring seal



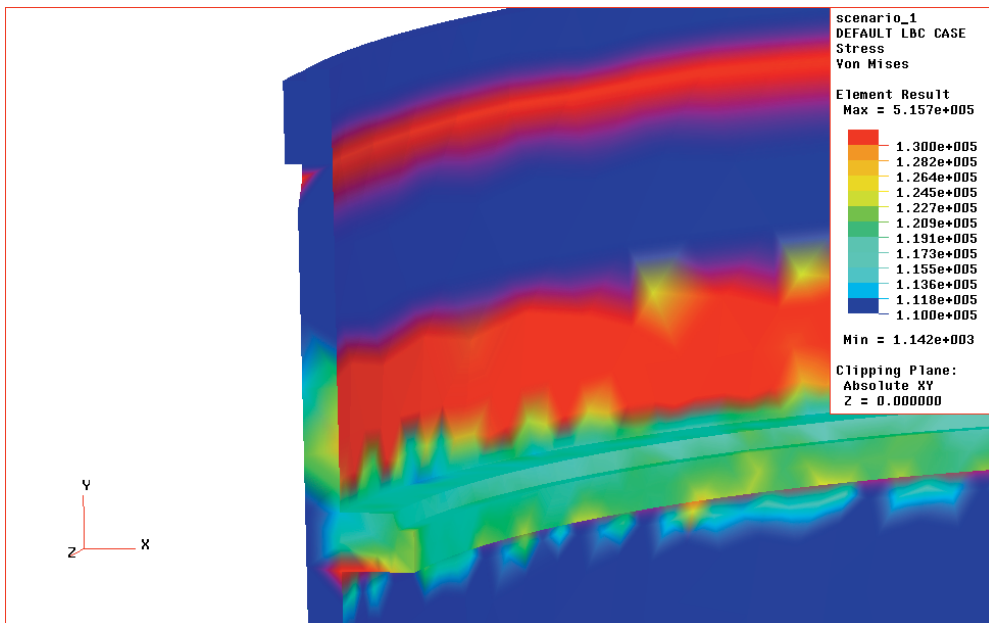
Rys. 6.23. Rozkład obciążeń modelu dyskretnego wynikający z przebiegu procesu roboczego oraz montażu tulei i pierścienia

Fig. 6.23. The load distribution of a discrete model following from the course of the working process, and assembly of a sleeve and a ring



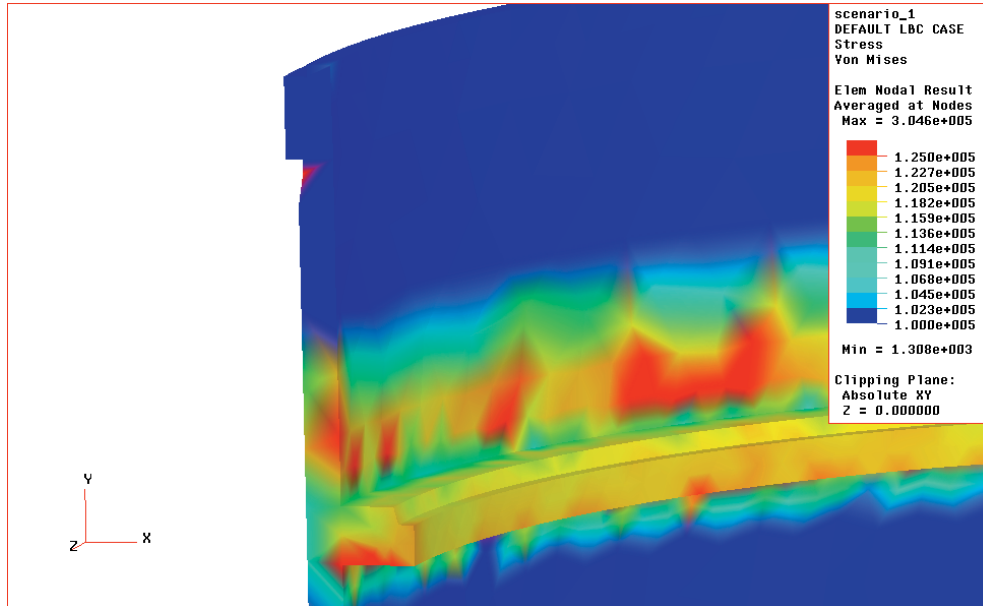
Rys. 6.24. Rozkład naprężeń wg Misesa, skala dobrana dla pokazania wpływu ciśnienia ładunku, rozkład konturowy

Fig. 6.24. The stress pattern according to Mises, with the scale selected for the purpose of showing the effect of pressure load, contour distribution

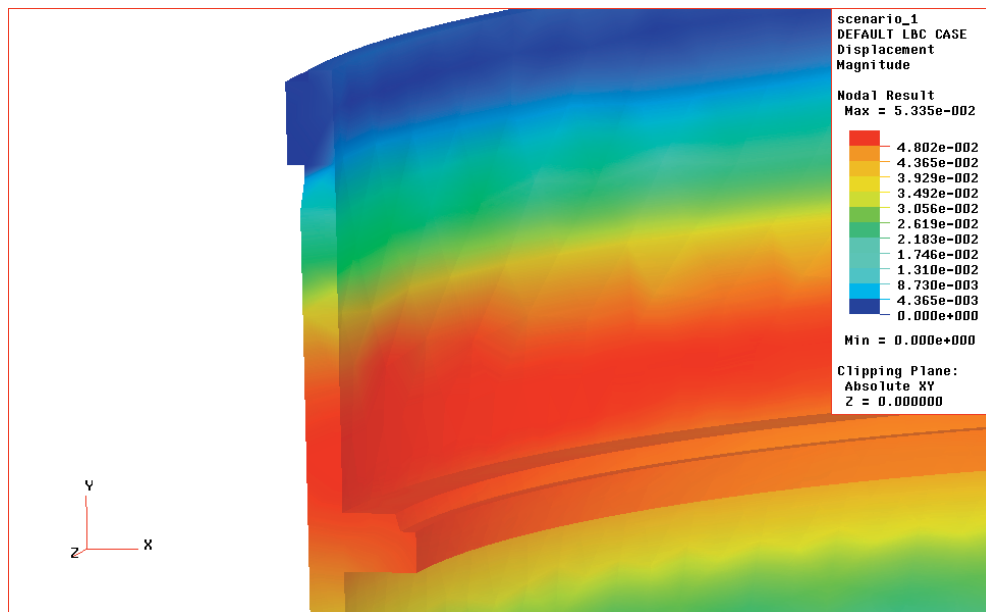


Rys. 6.25. Rozkład naprężeń wg Misesa, skala dobrana dla pokazania wpływu ciśnienia ładunku, rozkład wygładzony

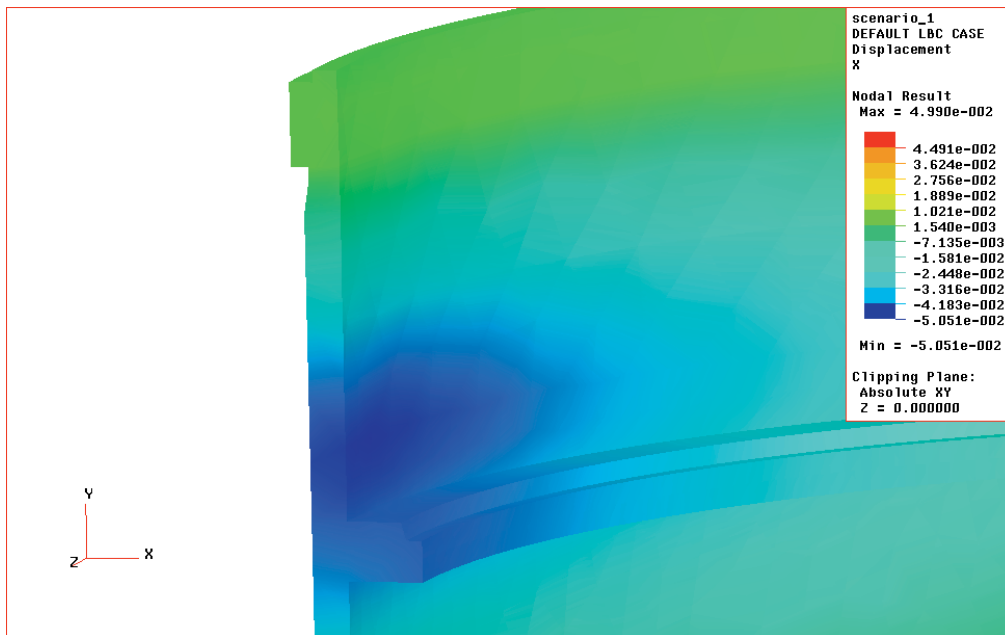
Fig. 6.25. The stress pattern according to Mises, with the scale selected so as to show the effect of pressure load, smoothed distribution



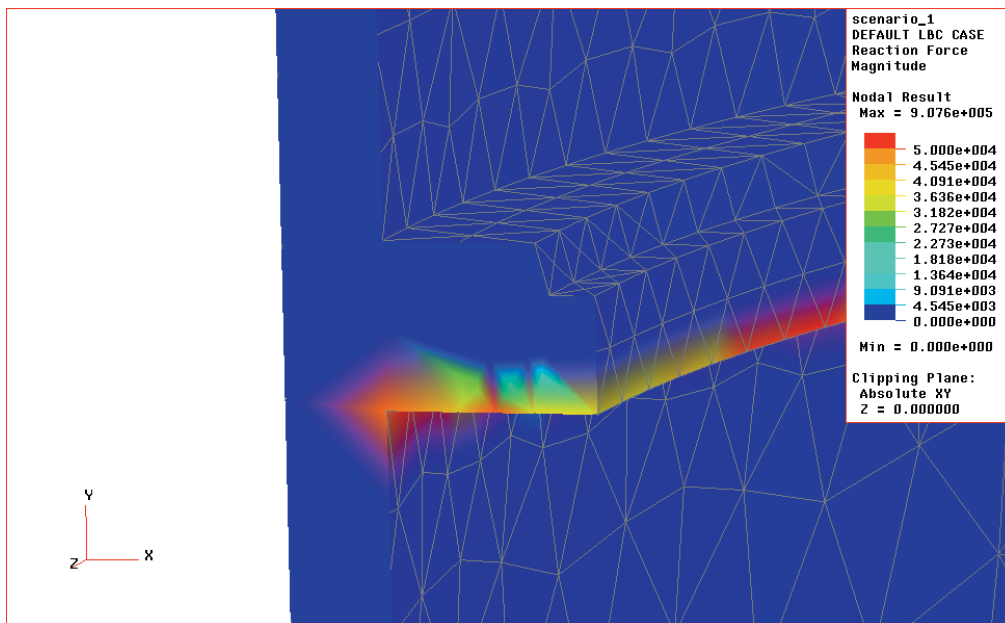
Rys. 6.26. Rozkład średnich naprężeń wg Misesa w węzłach modelu dyskretnego
Fig. 6.26. The average stress pattern according to Mises in knots of a discrete model



Rys. 6.27. Rozkład wartości całkowitych przemieszczeń tulei i pierścienia z powłoką w obszarze współpracy
Fig. 6.27. Distribution of the total travel of the sleeve and the ring with coating in the area they slide against each other



Rys. 6.28. Rozkład przemieszczeń tulei i pierścienia z powłoką w kierunku poziomym
Fig. 6.28. Travel distribution of the sleeve and the ring with coating in horizontal direction



Rys. 6.29. Rozkład sił reakcji w pierścieniu z powłoką oraz tulei
Fig. 6.29. The distribution of reactive forces, in the ring with coating and the sleeve

bardzo dobrych właściwościach tribologicznych tego uszczelnienia. Jak można wnioskować z symulacji komputerowej, to właśnie właściwości tribologiczne przyczyniają się do uzyskania tak niskiej temperatury elementów.

Kolejnym krokiem są badania na tribotesterze oraz na obiekcie rzeczywistym. Ich celem jest sprawdzenie możliwości zastosowania powłoki przeciwzużyciowej na pierścieniu tłokowym i wytypowanie na podstawie badań na tribotesterze powierzchni tulei, z którą będzie współpracował pierścień z powłoką z azotku tytanu.

7. Analiza możliwości wykonania na pierścieniach tłokowych przeciwzużyciowych powłok cermetalicznych

W ramach przeprowadzonych w rozprawie prac badawczych postanowiono wykonać na pierścieniach tłokowych przeciwzużyciowe powłoki z azotku tytanu (TiN). Powłoki te są znane z wielu zastosowań w przemyśle [114, 120, 216, 279, 311]. W literaturze polskiej są one nazywane powłokami twardymi, w literaturze zagranicznej natomiast spotyka się określenia powłoki ceramiczne [29, 33, 37, 49, 187]. Powłokę przeciwzużyciową z azotku tytanu można uzyskać na powierzchni roboczej pierścienia tłokowego, stosując w tym celu różne technologie inżynierii powierzchni. Wśród nich można wyróżnić technologie: natryskiwania plazmowego [17], elektronowe, laserowe, implantacyjne, jarzeniowe, osadzania metodami CVD (*Chemical Vapour Deposition*) oraz osadzania metodami PVD (*Physical Vapour Deposition*). Otrzymywane przeciwzużyciowe warstwy czy też powłoki, w wyniku stosowania wymienionych technologii, znacznie różnią się fizyko mechanicznymi właściwościami, pomimo zastosowania tych samych składników.

Celowe jest zatem rozpatrzenie możliwości osadzania powłoki – w autora przypadku azotku tytanu, stosując poszczególne, wymienione technologie, uwzględniając przy tym pożądane jej właściwości tribologiczne.

7.1. Technologia elektronowa

Technologia elektronowa umożliwia obrabianie powierzchni nieobrabialnych w sposób konwencjonalny, zapewniając czystość obróbki z wyeliminowaniem odkształceń i zmian wymiarowych wsadu [32, 46, 63]. Wadą technologii elektronowej jest duży koszt nagrzewnic, konieczność zapewnienia wysokiej próżni oraz konieczność ochrony przed promieniowaniem rentgenowskim. Wady te są kompensowane dobrą jakością powłoki [32, 35, 36].

W celu osadzenia powłoki azotku tytanu można wykorzystać *natapianie elektronowe* [158, 195]. Proces polegający na wprowadzeniu w wiązkę elektronów materiału powłokowego w postaci cząstek. Jednakże największe potencjalne zastosowanie wiązki elektronowej do konstituowania powłoki azotku tytanu upatruje się w technologiach *odparowaniowych*. Tutaj wiązka elektronów jest zastosowana w celu doprowadzenia materiału powłokowego (np. tytanu) do fazy lotnej w postaci par i osadzenia tych par metodami PVD po przereagowaniu z gazem reaktywnym (w autora przypadku azotem)

na podłożu. W efekcie na podłożu można uzyskać azotek tytanu dobrze do niego przylegający [37]. Inną technologią jest wykorzystanie wiązki elektronów do obróbki uprzednio naniesionych innymi metodami powłok [195]. Obróbka wiązką elektronową naniesionej powłoki powoduje zwiększenie jej twardości i odporności na ścieranie, wysokie temperatury, erozję i utlenianie. Przyczepność powłoki do podłoża zwiększa się 10–20 razy dzięki procesom dyfuzyjnym w strefie połączenia. Technologia ta powoduje konieczność prowadzenia obróbek powierzchniowych, co pomimo płynących z jej zastosowania korzyści w postaci prawie dowolnie grubej powłoki azotku tytanu (nawet do 100 μm), zmusza do rezygnacji z niej.

Reasumując, największym potencjalnym zastosowaniem wiązki elektronów jest użycie jej do **odparowania** tytanu i następnie osadzenia jego azotku (powstałego po reakcji chemicznej z gazem reaktywnym) metodami PVD na pierścieniu.

7.2. Technologia laserowa

Technologię laserową można stosować samodzielnie lub jako proces w innych technologiach, przykładowo CVD lub PVD. Do wytwarzania powłok z azotku tytanu można zastosować: wtopieniowe stopowanie gazowe, odparowanie czyste, pirolityczne wytwarzanie powłok, chemiczne wytwarzanie powłok [12, 77, 292, 293].

Wtopieniowe stopowanie gazowe jest procesem umożliwiającym otrzymanie powłoki z azotku tytanu lub jego stopów uprzednio natryśniętych na dowolne podłożo metalowe. Grubość otrzymanej powłoki azotku tytanu wynosi około 100 μm , czyli ponad dziesięciokrotnie więcej niż w metodach PVD i CVD. Otrzymana powłoka wskutek intensywnych ruchów konwekcyjnych nie wykazuje budowy warstwowej. Wszystkie fazy w strefie przetopionej są równomiernie rozłożone na całej jej głębokości. Wyjątek stanowi faza dyfuzyjna na granicy faz stałej i ciekłej, dzięki której połączenie warstwy z podłożem jest metalurgiczne. Powstała powłoka wymaga zastosowania obróbki wykańczającej powierzchnię wyrobu.

Odparowanie czyste jest procesem wykorzystującym tylko cieplne oddziaływanie wiązki laserowej do niezbyt szybkiego odparowania materiału, który następnie w wyniku stosowania zjawisk fizycznych (metody PVD) lub chemicznych (metody CVD) jest osadzany sam lub w połączeniu z gazem reaktywnym na określonym podłożu [37, 159]. Taką metodą można odparowywać tytan, który po przereagowaniu z azotem i utworzeniu azotku tytanu jest osadzany na materiale za pomocą wymienionych metod PVD lub CVD.

Reasumując, wiązkę laserową można użyć do konstytuowania powłoki azotku tytanu na pierścieniu tłokowym, stosując technologię wtopieniowego stopowania gazowego oraz jako czynnik grzewczy do odparowania tytanu w technologiach CVD i PVD.

7.3. Technologia implantacyjna

Technologia implantacyjna polega na zmianie struktury warstwy wierzchniej przez oddziaływanie na nią jonów, które są w niej osadzone, powodują jej trawienie lub jej rozpylanie. Cechą charakterystyczną struktur zaimplantowanych jest przesylenie mate-

riału implantowanego. W wyniku oddziaływania zjawiska tarcia dochodzi do procesu tzw. quasiimplantacji, czyli migracji jonów zaimplantowanych i w rezultacie z początkowej grubości około 1 μm otrzymuje się zaimplantowanie na głębokość wielokrotnie większą; do 30 μm [210]. Poza wymienionymi licznymi zaletami implantacja jonów ma również wady polegające na małej szerokości bombardowanej jonami powierzchni, wspomnianej wcześniej małej głębokości implantacji (poniżej 1 μm). Ponadto nie ma możliwości implantowania elementów o skomplikowanych kształtach i głębokich otworów.

Jako przydatne w procesach konstituowania powłoki azotku tytanu mogą być użyte technologie mieszania jonowego międzyfazowego gazem szlachetnym oraz mieszania jonowego dynamicznego jednocześnie obojętnych lub reaktywnych jonów i atomów (naparowanych lub rozpylanych innymi metodami).

Mieszanie jonowe międzyfazowe jest procesem polegającym na poprawie połączenia powłoki z podłożem [31, 57, 278]. Uzyskuje się to przez wymieszanie jonowe granicy faz w wyniku bombardowania jonami gazu szlachetnego. W ten sposób poprawia się połączenie nakładanych dowolną metodą powłok azotku tytanu na stale, żeliwa i inne materiały. Wzrost temperatury powoduje wyraźną aktywację procesu. Od braku wpływu w temperaturze elementu równej 100 °C do zmian strukturalnych i połączenia dyfuzyjnego z podłożem w temperaturze 500 °C [57].

Mieszanie jonowe dynamiczne to proces w trakcie którego jest osadzana powłoka azotku tytanu [31]. Tytan odparowuje pod działaniem wiązki elektronów i osiada na materiale implantowanym, gdzie jednocześnie jest bombardowany jonami azotu. W trakcie tego procesu tworzy się warstwa przejściowa o grubości 40 nm, w której w materiale pokrywającym są zaimplantowane jony azotu. Połączenie tą metodą powłoki i materiału jest 10–45-krotnie wytrzymalsze od zwykłego połączenia adhezyjnego [6], grubość zaś nanoszonej powłoki nie jest limitowana względami fizycznymi [118].

Wśród technologii implantacyjnych, jako możliwa do osadzania powłoki azotku tytanu na pierścieniu tłokowym jest technologia mieszania jonowego dynamicznego oraz jako wspomagająca (zwiększająca wytrzymałość połączenia powłoki z podłożem) technologia mieszania jonowego międzyfazowego.

7.4. Technologia jarzeniowa i osadzania próżniowego metodami CVD

7.4.1. Technologia jarzeniowa

Do obróbki jarzeniowej należą technologia azotowania, węgloazotowania, siarkowania, nawęglania, borowania i krzemowania w obecności wyładowania jarzeniowego oraz metody PACVD (*Plasma Assisted Chemical Vapour Deposition*), czyli osadzania z udziałem reakcji chemicznej w warunkach aktywacji elektrycznej środowiska gazowego, mające na celu wytwarzanie twardych warstw powierzchniowych, m.in. węglików, azotków, borków, tlenków metali przejściowych [7, 36, 37, 120].

Osadzanie powłok z azotku tytanu w warunkach wyładowania jarzeniowego jest możliwe dzięki zjawisku tzw. chemisorpcji, które występuje w podwyższonej temperaturze. Wzrost szybkości tego procesu następuje dzięki rozpylaniu jonowemu powodującemu oczyszczenie powierzchni oraz obecności aktywnych cząstek pierwiastka tworzącego warstwę powierzchniową, czyli atomów i jonów tytanu oraz atomów i jonów azotu [168, 169, 170].

7.4.2. Technologia osadzania metodami CVD

Klasyczne niewspomagane technologie CVD (*Chemical Vapour Deposition*), czyli chemicznego osadzania z fazy gazowej, przebiegają w wysokich temperaturach, tj. 1000–1500 K [169, 170, 171]. Aby uzyskać powłokę azotku tytanu TiN, proces musi przebiegać w temperaturze 1000–1500 K, a materiał osadzany jest umieszczony w gazie zawierającym halogenek tytanu $TiCl_4$, wodór H_2 i azot N_2 [168].

Obecnie celem wykonywanych badań jest obniżenie temperatury przebiegu procesu, gdyż tak wysoka temperatura powoduje niepożądane zmiany strukturalne na elementach, chociaż zapewniona jest dobra przyczepność powłoki do podłoża [40]. Wśród metod wspomaganych CVD, za pomocą których można osadzić powłokę azotku tytanu należy wymienić metodę PACVD (*Plasma Assisted CVD*), która przebiega w temperaturze 770–820 K, w gazie zawierającym składniki takie same jak opisana metoda pod obniżonym ciśnieniem od 3 do 13 hPa oraz inne technologie opisane w pracach [4, 80, 205].

Ciekawe możliwości otwierają obecnie metody osadzania powłok, w tym azotku tytanu, z aktywacją elektryczną środowiska gazowego technologią wyładowania jarzeniowego z zastosowaniem atmosfery gazowej zawierającej związki organiczne, np.: czteropropyloksytytan – $Ti(OC_3H_7)_4$ lub $Ti[N(CH_2CH_3)_2]_4$ lub $Ti[N(CH_3)_2]_4$ [115]. Są to tzw. metody MOCVD (*Metall – Organic CVD*). Powłoki te mają dobrą przyczepność do podłoża. W procesie rozpylania katodowego następuje wstępne azotowanie podłoża, a azot znajdujący się w materiale w wyniku tego procesu bierze aktywny udział w tworzeniu powłok TiN, TiC, TiCN lub $Ti(O,C,N)$ [228]. Uzyskane powłoki mają dużą twardość 1500–2200 μHV dla TiN i $Ti(O,C,N)$ oraz 3000–4000 μHV dla TiC. Grubość uzyskanej powłoki sięga 15 μm i ma bardzo dobrą odporność na zużycie w styku trącym.

Powłokę azotku tytanu można uzyskać, stosując metody PACVD (*Plasma Assisted CVD*) oraz MOCVD (*Metall – Organic CVD*). Otrzymane powłoki charakteryzują się bardzo dobrymi właściwościami tribologicznymi i dobrą przyczepnością do podłoża. Wadą tych technologii jest konieczność utylizacji szkodliwych gazów pozostałych po procesie osadzania.

7.5. Technologia PVD

Technologia PVD (*Physical Vapour Deposition*), czyli osadzanie powłok z wykorzystaniem zjawisk fizycznych polegają na wykorzystaniu różnych zjawisk fizycznych

przebiegających pod obniżonym ciśnieniem od 10 do 10^{-5} Pa (różnym w różnych metodach PVD) [34, 35, 157, 308].

Metody PVD charakteryzują się możliwością stosowania czystych metali i gazów jako materiałów wyjściowych zamiast szkodliwych ich związków występujących w metodach CVD [74]. Uzyskanie powłoki jest często okupione dużymi kosztami osadzania oraz koniecznością zapewnienia dużej czystości powierzchni elementów przed procesem, rekompensowane jednak wysoką wydajnością przy specjalistycznych napyłarkach, dobrymi i bardzo dobrymi właściwościami fizykomechanicznymi powłok oraz ekologicznością procesu.

Prawie zawsze we współczesnych metodach PVD osadzanie powłoki jest realizowane ze strumienia zjonizowanej plazmy kierowanej elektrycznie na stosunkowo zimne podłoże. Są to metody wspomagane plazmą; PAPVD (*Plasma Assisted PVD*). Energia jonu jest rzędu energii wiązania atomów na powierzchni powłoki, nie przekracza jednak energii rozpylania i jest równa od kilku do kilkudziesięciu eV [167]. Dzięki temu następuje desorpcja zanieczyszczeń, wzrost liczby defektów powierzchniowych, zwiększenie ruchliwości powierzchniowej atomów oraz wzrost aktywności chemicznej powierzchni, co w efekcie powoduje dobrą adhezję powłoki do podłoża [306].

7.5.1. Metody PVD przydatne do osadzania powłoki azotku tytanu (TiN)

Jest wiele metod PVD, za pomocą których można osadzać powłoki azotku tytanu (TiN). W zastosowaniu do osadzenia jej na pierścieniu tłokowym największe znaczenie przywiązuje się do opisanych metod. Z uwagi na przebieg procesu osadzania powłok TiN pod obniżonym ciśnieniem, metody te należy zaliczyć do metod PAPVD [20, 34, 172, 280, 284, 314].

Odparowanie miejscowe łukiem elektrycznym (Arc lub AE) polega na wywołaniu na powierzchni katody silnoprądowego (25–100 A, gęstość prądu 10^6 – 10^8 A/cm²) niskociśnieniowego wyładowania łukowego o mocy kilku kilowatów między grubą chłodzoną wodą tarczą a pierścieniową anodą również chłodzoną wodą [13]. Wyładowanie jest zlokalizowane w plamkach katodowych będących źródłem wysokojonizowanych (stopień jonizacji 30–100%) par materiału (odparowanie miejscowe) [34]. Prędkość, kierunek i odległość przemieszczania się jest sterowana za pomocą ekranów elektrostatycznych. Metoda ta odznacza się występowaniem jonów wielokrotnych, wysoką energią kinetyczną jonów (10–1000 eV) oraz możliwością czyszczenia jonowego podłoża [20, 61, 176]. Podstawowym zjawiskiem w wyładowaniu łukowym w próżni jest pojawianie się dryf i zanikanie wspomnianych plamek katodowych. Szybkość nakładania powłok jest równa około 3,5 $\mu\text{m}/\text{h}$ [20]. Istnieje możliwość umieszczenia kilku (do 12) katod z różnych materiałów w jednym urządzeniu i osadzeniu powłok kompozytowych i wielowarstwowych odparowywanych w atmosferze mieszaniny gazów reaktywnych [37]. Przykładem tutaj może być konstytuowanie powłok Ti(Al,N), w których stwierdza się w strukturze krystalicznej azotku tytanu także atomy Al [8]. W plazmie metalicznej występują krople odparowanego materiału, które biorą udział w tworzeniu

powłoki, co jest wadą, ale ich udział może być regulowany odpowiednią konstrukcją katody, ruchem płamek i filtrowaniem sadzy.

Bezpośrednie reaktywne rozpylanie magnetronowe (MS) – materiał zwany tarczą jest rozpylany przez jony gazu wytworzone w obszarze między plazmą a wsadem. Metoda umożliwia rozpylanie tarcz nie tylko z materiałów przewodzących, ale też z dielektryków [20, 150]. Obecność silnego pola magnetycznego w pobliżu katody powoduje zwiększenie stopnia jonizacji w przestrzeni przykatodowej, a tym samym znaczny wzrost intensywności rozpylania materiału katody w porównaniu z klasycznym rozpylaniem katodowym. Rozpylone atomy przechodzą przez obszar plazmy, ulegając jonizacji i reagując z jonami i atomami gazu reaktywnego osadzają się w postaci związku chemicznego na wsadzie [20]. Proces odbywa się z jednoczesnym wyładowaniem jarzeniowym w skrzyżowanych polach elektrycznych i magnetycznych, czyli w magnetronie [20, 150, 177, 196, 249]. W pracach [174, 175] zwrócono uwagę na nierównomierność grubości osadzanej powłoki w zależności od zastosowanego kształtu magnetronu oraz ogólnie na znaczny rozrzut grubości powłoki na powierzchni o skomplikowanych kształtach. Przykładem zastosowania metody rozpylania magnetronowego jest omówiona w pracy [267] technologia produkcji łożysk ślizgowych dla szczególnie obciążonych silników spalinowych. Zwrócono tutaj uwagę na bardzo dobrą adhezję powłoki oraz na jej dużą równomierność.

Odparowanie impulsowo-plazmowe polega na odparowaniu ze stanu stałego umieszczonej centralnie w generatorze plazmy elektrody wykonanej z materiału powłokowego w wyniku silnoprądowego (100 kA) impulsowego rozładowania baterii kondensatorów o napięciu 1–10 kV [37, 65, 167, 309]. Czas ogrzewania podłoża plazmą (stanowiącą wysokodispersyjny aerozol, np. azotku tytanu) o temperaturze 2000 K jest krótszy od 100 μ s i powoduje przyrost temperatury z prędkością 10^7 K/s, a prędkość chłodzenia w WW elemencie, wywołana odpływem ciepła do pozostałej masy elementu, jest równa 10^5 K/s. Czas między odparowaniami jest równy 5 s. Dzięki temu, że czas ogrzewania podłoża jest tak krótki, a zarodki krytyczne zawarte w aerozolu tak małe (ok. 1 nm), że wykazują ruch po podłożu, temperatura podłoża nie przekracza 500 K. Przy tym adhezja powłoki do podłoża jest odpowiednio duża [172]. Sterowanie procesem odbywa się za pomocą zewnętrznego lub własnego pola magnetycznego.

Istniejące modele teoretyczne plazmy impulsowej powstającej podczas realizacji procesu osadzania nie opisują w sposób zadowalający procesów w niej zachodzących. Pewną nowością jest zaproponowana w pracy [282] czasowo-przestrzenna diagnostyka plazmy do kontroli procesu osadzania powłok.

7.6. Wybór metody pokrywania pierścienia tłokowego powłoką z azotku tytanu

Po analizie opisanych metod osadzania powłok na elementach maszyn stwierdza się, że najkorzystniejszym procesem umożliwiającym konstytuowanie powłoki azotku tytanu na powierzchni roboczej pierścienia tłokowego jest technologia PAPVD, czyli fi-

zycznego osadzania z fazy gazowej powłok wspomagana plazmą. Równorzędne efekty daje metoda łukowa odparowania substratu (tytanu) i metoda megnatronowa. Bardzo duże nadzieje wiąże się z zastosowaniem wiązki laserowej w technologii wtopionego stopowania gazowego ze względu na możliwość otrzymania powłoki o grubości nawet do 100 μm , jednak wymagającej dalszej obróbki wykańczającej powierzchni.

Ostatecznie ze względu na nierównomierną grubość powłok azotku tytanu otrzymywanych metoda megnatronową podjęto decyzję o jej wykonaniu metodą łukowo-próżniową.

7.7. Powłoka z azotku tytanu osadzona metodą łukowo-próżniową na pierścieniu tłokowym

7.7.1. Charakterystyka powłoki TiN osadzonej metodą łukowo-próżniową

Powłoki osadzone metodami PVD charakteryzują się znaczną zmiennością składu chemicznego, co wywołuje zmiany rodzaju wiązań i struktury metalograficznej [21, 74]. Związki tworzące te powłoki są niestechiometryczne, a koncentracja defektów dochodzi do 50%at. Identyfikacja składu powłoki może odbywać się przez analizę spektrograficzną [277]. Struktura powłoki osadzonej metodami PAPVD jest wyraźnie wielofazowa. Skład fazowy warstw Ti–N obejmuje: δ -TiN, ϵ -Ti₂N oraz α -Ti. Twardość powłoki jest ściśle związana z jej składem chemicznym i fazowym. W pracy [4] wykazano, że obecność Ti₂N w powłoce o zawartości azotu 35–40%at umożliwia osiągnięcie twardości nawet 3400 μHV , podczas gdy twardość TiN według tablic jest równa około 2300 μHV . W powłoce napotyka się cząstki powstałe z substratów, których trwałość określa energia wiązania. W przypadku otrzymywania powłok z azotku tytanu tworzą się Ti₂N, Ti₂N + TiN oraz czysty TiN. Występujące w powłoce wiązania mają charakter metaliczny (M), kowalencyjny (K) lub jonowy (J). Brak w niej wiązań czystej postaci [84, 197]. Przeważają wiązania mieszane, tworzące złożone kombinacje; metal–metal, metal–niemetal, niemetal–niemetal. Poszczególne rodzaje wiązań wykazują odmienne właściwości. Najbardziej zbliżone do uniwersalnych mają materiały o wiązaniu metalicznym (M) [21]. Wykazują one średni poziom twardości, małą kruchość, wysoką temperaturę topnienia, średnią stabilność i współczynnik rozszerzalności liniowej, dużą adhezję do podłoża i dużą reaktywność w porównaniu do materiałów o wiązaniu kowalencyjnym i jonowym [35]. Ze względów tribologicznych właściwości azotku tytanu są pośrednie między trzema rodzajami wiązań, zajmując środkowe położenie w klasyfikacji twardych materiałów zgodnie z charakterem ich wiązań [21, 84]. W szczególności gęstość TiN – 5,40 g/cm³, temperatura topnienia – 3223 K, twardość wynosi 2300 HV [287], moduł sprężystości – 590 kN/mm², współczynnik rozszerzalności liniowej – 9,4·10⁻⁶ K⁻¹, współczynnik przewodzenia ciepła – 28,9 W/mK. TiN charakteryzuje się małym powinowactwem do materiałów współpracujących, a ze względu

na małą kruchość zachowuje dobre właściwości przeciwzużyciowe w przypadku zmiennych obciążeń [245, 250]. Cecha ta jest szczególnie ważna dla pierścienia tłokowego poddawanego ustawicznie zmiennym obciążeniom mechanicznym i cieplnym!

Powłoki z azotku tytanu wykazują dużą odporność na utlenianie w temperaturach do około 720–770 K. Przekroczenie tych temperatur powoduje powolne utlenianie powłok. Temperatura 820 K powoduje utlenienie powłoki z TiN grubości 3–4 μm , w atmosferze zawierającej dwutlenek węgla, w ciągu około 10 000 h [181, 182, 189]. Temperatura pierścienia tłokowego nie przekracza we współczesnych silnikach 350 °C, w związku z tym nie zachodzi obawa o utlenienie naniesionej powłoki.

Po nałożeniu powłoki występują w WW szczątkowe naprężenia własne. Ich charakter często decyduje o adhezji powłoki do podłoża. W pracy [204] przedstawiono metodę umożliwiającą identyfikację ilościową naprężeń własnych w powłoce. Ze względu na naprężenia, jakim jest poddawany pierścień tłokowy, zwłaszcza podczas jego montażu na tłok, znajomość tych naprężeń wydaje się być bardzo znacząca. Nie jest to jedyna metoda identyfikacji naprężeń własnych w powłoce. Inna metoda opiera się na zjawisku Barkhausena. Umożliwia bezinwazyjnie określać ilościowe wartości naprężeń własnych w WW elemencie.

Nałożone powłoki na element mogą wpływać na jego parametry wytrzymałościowe [310]. Badania na ten temat zaprezentowano w pracach [211, 288]. Badaniom poddano powłoki z TiN oraz CrN nakładane metodami PAPVD [211] i nie stwierdzono znaczącego wpływu powłoki na zmianę wspomnianych parametrów. Autorzy pracy upatrują przyczynę tego w małej grubości nakładanych powłok. Jednocześnie stwierdzono znacznie lepszą adhezję do podłoża powłoki z CrN od powłoki z TiN. Badania prowadzono na powłokach nałożonych na stali szybko tnącej SW7M. Wpływ powłok wykonanych z TiN na wytrzymałość zmęczeniową przebadali autorzy pracy [231]. Badaniom poddano powłoki osadzone metodą CVD oraz metodą PVD (metoda łukowo-próżniowa wspomagana plazmą) na stali (S35C). W ramach badań zmierzono również wpływ powłoki na wytrzymałość podczas rozciągania. Stwierdzono brak wpływu powłoki wykonanej zarówno metodą PVD, jak i CVD na wytrzymałość stali na rozciąganie [231]. Wytrzymałość zmęczeniowa stali pokrytej metodą PVD jest większa od wytrzymałości stali niepokrytej powłoką.

Ze względu na odporność na zużycie duże znaczenie mają powłoki kompozytowe, np. wspomniana wcześniej powłoka Ti(Al,N). Badania zużycia wiertel z tą powłoką, w porównaniu do wiertel z powłoką TiN wykazały ponadtrzykrotne zmniejszenie jego wartości [8, 9, 37]. Podobne zmniejszenie wartości zużycia jest zmierzone w przypadku powłok kompozytowych Ti(C,N) (niejednokrotnie 5-krotne) [14, 138, 291]. Zwraca się przy tym uwagę, że ich stosowanie jest celowe tam, gdzie przeważa proces zużycia ściernego [14, 116, 285]. W przypadku występowania innego rodzaju zużycia niż ściernie stosuje się powłoki wielowarstwowe, np.: TiC–Ti(C,N)–TiN, które łączą w sobie zalety poszczególnych z nich, dodatkowo zapobiegając propagacji pęknięcia w skutek jej hamowania na granicach powłok [24, 25, 246, 286, 287].

7.7.2. Przygotowanie powierzchni pierścienia tłokowego do nałożenia powłoki TiN

Aby uzyskać powłokę o żądanych właściwościach, należy dobrać składniki ją tworzące, dobrać parametry technologiczne procesu oraz przygotować podłoże. Przed osadzeniem powłoki należy wykonać obróbkę cieplną oraz wykańczającą powierzchni elementu poddanego tej technologii. Należy zapewnić wartość nierówności $R_a < 0,8 \mu\text{m}$ [18]. Ponieważ temperatura osadzania powłoki w metodach PVD nie przekracza 673 K, nie zajdą w materiale istotne zmiany struktury w przypadku osadzania powłoki na pierścieniu tłokowym. Czystość powierzchni odgrywa kluczową rolę w przyczepności powłoki do podłoża [26]. Oczyszczanie powierzchni elementu składa się z dwóch etapów; oczyszczania wstępnego (mechaniczne, chemiczne, fizyczne i fizykochemiczne) oraz oczyszczania ostatecznego [22]. Jego zadaniem jest dokładne oczyszczenie powierzchni, jej aktywowanie i podgrzanie do żądanej temperatury. Oczyszczanie ostateczne jest realizowane w procesie trawienia jonowego [19, 20]. Jest kilka sposobów realizacji tego procesu, najlepszy efekt uzyskuje się w trawieniu jonowym z katodą wewnękowaną (tu stosowanym), który umożliwia równomierne oczyszczanie wsadów o skomplikowanych kształtach [22, 26]. W trakcie tego procesu następuje wzrost temperatury elementu, który jest zależny od kształtu, masy i jego wymiarów. Adhezja powłoki zwiększa się wraz z jej grubością do osiągnięcia grubości około 1,5–2 μm [20]. Po przekroczeniu tej granicy siła adhezji nie ulega zmianie, jednakże zwiększają się naprężenia na granicy powłoka–podłoże. W związku z tym grubość powłok osadzanych metodami PAPVD zawiera się zwykle w granicach 1–4 μm [20]. Zdaniem Kupczyka [147], niezmiernie istotną rolę w przyczepności powłoki do podłoża odgrywa warstwa przejściowa. Rozróżnia się następujące typy warstw przejściowych [81, 147]: mechaniczne, związkowe, skokowe (monowarstwa na monowarstwie), pseudodyfuzyjne i dyfuzyjne. W przypadku powłok z TiN można uzyskać warstwy przejściowe o budowie dyfuzyjnej lub pseudodyfuzyjnej. Warstwy dyfuzyjne wymagają jednak wysokiej temperatury osadzania i z tego względu ich utworzenie nie jest możliwe. Warstwa pseudodyfuzyjna może powstać podczas procesu trawienia jonowego powierzchni [147]. Miarą przydatności poszczególnych metod PVD do nakładania powłok z materiałów trudno topliwych na elementach maszyn, przyjęto jej przyczepność do podłoża [147]. Wspomniany proces rozpylania katodowego, a szczególnie platerowanie jonowe prowadzi do rozpylenia materiału powierzchni podłoża i implantacji cząsteczek materiału powłoki. Jest to podstawową przyczyną lepszej przyczepności powłok osadzonych w procesie rozpylania i platerowania jonowego niż w procesie naporowywania powłoki [147].

7.7.3. Właściwości tribologiczne powłok z TiN

Jak podają autorzy prac powłoka z TiN wykazuje bardzo dobre właściwości tribologiczne. Współczynnik tarcia między powłoką TiN i stalą, podczas tarcia bez użycia środków smarnych, jest mniej więcej 2-krotnie mniejszy niż stali o stal [37, 149]. To powoduje zmniejszenie sił tarcia o 25–40%. Wartość współczynnika tarcia azotku ty-

tanu o stal jest równa 0,06–0,16, a stali szybko tnącej o stal 0,75. W pracy [27] stwierdzono, że użycie środka smarnego podczas współpracy stali stopowej z elementem pokrytym powłoką z TiN powoduje oprócz zmniejszenia współczynnika tarcia dodatkowo ograniczenie transferu produktów zużycia materiału niepokrytego w kierunku powłoki, zapobiegając tym samym osadzaniu stali na powłoce. Wyniki w pracy [28] oparte na badaniach na tribotesterze *pin-on-disc* prowadzą do wniosku, że mechanizm zużycia jest inny w przypadku, gdy niepokryta kulka współpracuje z pokrytym dyskiem, oraz gdy pokryta TiN kulka współpracuje z niepokrytym dyskiem. Materiał niepokryty wykazuje charakterystyczne objawy zużycia adhezyjnego, materiał pokryty powłoką TiN natomiast zużycie korozyjne.

Carre w pracy [39] opisał badania również na tribotesterze *pin-on-disc* różnych wariantów wykonania współpracujących elementów w obecności syntetycznego środka smarnego, uzyskując najdłuższe przebiegi w zestawie kulka ze stali 440C pokryta TiN oraz tarcza również pokryta TiN. Badania powłok TiN wykazują, że warstwy o składzie niestechiometrycznym mają znacznie lepsze właściwości przeciwzużyciowe. Szczególnie dobre właściwości wykazują powłoki, w których zawartość azotu zmienia się od 40 do 50%at. [168]. Oznacza to stosunek faz TiN do Ti_2N równy 1:1 [23]. Twardość, siła adhezji i późniejsza wartość zużycia powłok z TiN zależy od początkowej wartości R_a pokrywanego materiału [47]. Z obserwacji poczynionych przez Dillicha, Kanta, Sartwella, Sprague'a, Smidta wynika, że podczas testu na tribotesterze *pin-on-disc* (tarcza tribotestera pokryta TiN, kulka ze stali 52100) twardość powłoki i jej odporność na zużycie była największa dla parametru nierówności R_a równego 0,3 μm (grubość powłoki równa 0,5 μm) oraz dla R_a równego 0,15 μm dla powłoki o grubości 1,5 μm . Ciekawe wyniki otrzymali Hedenqvist, Bromark, Olsson, Hogmark, Bergman [76] prowadząc pomiary mikrotwardości, siły adhezji i prędkości zużywania powłok z azotku tytanu nakładanych metodami PVD na podłoża ze stali austenitycznej ulepszonej cieplnie do twardości 960 HV. Porównano właściwości powłok nałożonych trzema metodami w temperaturach 450 °C oraz obniżonych do około 230 °C. Nie stwierdzili oni zasadniczego wpływu temperatury przebiegu procesu na późniejsze właściwości powłok [76]. Z kolei Din Jianning, Feng Aixin, Liu Yianshan [48] stwierdzają, że wzrost temperatury substratu powoduje zwiększenie szybkości powstawania powłoki.

Powłoki wykonane z TiN odznaczają się, jak wcześniej wspomniano, dużą twardością, która jest zależna od mikrostruktury powłoki, kształtu osadzonych cząstek powłoki, mechanizmu wzrostu oraz wymiarów osadzonych cząstek i wielu innych parametrów. W klasycznej teorii zużycia, jego wartość pozostaje w proporcji do twardości powłoki [290]. Im wyższa twardość, tym większa odporność na zużycie. Jednakże w przypadku powłok z TiN wykonanych różnymi metodami, a w tym metodą łukowo-próżniową, nie stwierdzono takiej zależności zarówno w warunkach tarcia granicznego, jak i płynnego [290]. Stwierdzono także, że w niektórych przypadkach obciążen styku, powłoki te nie są odporne na zużycie typu frettingowego. Odporność na zużycie tych powłok badali Xu Gui-zhen, Liu Jia-jun, Zhou Zhong-rong [301]. Stwierdzili oni, że nałożona metodą rozpylania jonowego powłoka TiN jest bardziej odporna na zużycie frettingo-

we od powłoki wykonanej z MoS_2 . Stwierdzili oni jednoznacznie, że powłoki o dużej twardości są bardziej odporne na zużycie frettingowe od powłok o małej twardości cechujących się małą wartością współczynnika tarcia.

Hintermann [81] stwierdził w wyniku prowadzenia badań na tritesterze *pin-on-disc*, że podczas współpracy bez smarowania najmniejsze wartości zarówno zużycia, jak i współczynnika tarcia zmierzono dla zestawienia TiN–TiC. W obecności środków smarnych należy dążyć do współpracy tych powłok TiN z powierzchniami utwardzonymi, np.: nawęglaną lub azotowaną [81]. Zaleca on stosowanie powłok TiN oraz TiC na bieżnie łożysk i inne elementy maszyn. Do podobnych wniosków doszli Yu, Inagawa, Jin [305], prowadząc badania współpracy powłoki TiN i powłoki TiC. W temperaturze pokojowej w warunkach tarcia bez środków smarnych w powietrzu i temperaturze normalnej uzyskano współczynnik tarcia o wartości 0,14. Stwierdzono ponadto doskonałą odporność na zużycie tak dobranego zestawienia. Wartość współczynnika tarcia dla tego zestawienia maleje wraz z obniżaniem ciśnienia otoczenia oraz ze wzrostem temperatury [305].

Znaczne zwiększenie odporności na zużycie elementów osiągnięto, stosując azotowanie próżniowe substratu przed nałożeniem powłoki z TiN [252, 290], gdyż powstała w ten sposób powłoka dwuwarstwowa wykazuje bardzo dobrą adhezję do podłoża, a warstwa azotowana stwarza możliwość kontrolowanego zwiększenia grubości powłoki azotku tytanu.

Badania prowadzone na tribotesterach charakteryzują się, częstokroć, dużymi rozrzutami wartości wyników, na co zwracają uwagę autorzy pracy [161]. Już chociażby samo ustawienie tribotestera (*ball-on-disc*) w pionie, czy w poziomie zmienia wyniki badań zużyciowych. Podobnie zmiana dynamiki procesu wpływa na wartość zużycia. Bardzo znaczący wpływ stwierdzono, prowadząc badania w różnej temperaturze otoczenia [161]. Przykładowo wartości intensywności zużycia stali łożyskowej zmierzone w temperaturze 300 °C są czterokrotnie mniejsze niż w temperaturze pokojowej.

Duży postęp w badaniach nad ujednoczeniem procedur badawczych oraz powtarzalności ich wyników uzyskano po realizacji projektu VAMAS [214]. Jednym z tematów prac były badania tarcia i zużycia powłok TiN we współpracy ze stalą [255]. Przed przystąpieniem do badań w ramach tego projektu zebrano wyniki wartości współczynnika tarcia uzyskane w różnych laboratoriach. Wyniki pomiarów wykazują znaczny rozrzut wartości współczynnika tarcia od 0,1 do 1,2. Po prowadzeniu badań w ramach projektu VAMAS zmierzono wartości współczynnika tarcia równe 0,45–0,7.

W pracy [191] Petkova przedstawiła wyniki badań powłok z azotku tytanu wykonanych na elementach par precyzyjnych pomp wtryskowych. Badania prowadzono w oleju napędowym porównawczo z parami niepokrytymi oraz parami z warstwą wierzchnią trawioną chemicznie. Wykonano wiele testów na tribotesterach, sprawdzając wartość współczynnika tarcia i intensywności zużycia w funkcji nacisku między współpracującymi elementami oraz prędkości liniowej elementów. Intensywność zużycia oraz wartość współczynnika tarcia podczas prowadzonych badań dla trzech różnych prędkości liniowych była minimalna dla pary trącej, w której oba elementy były pokryte TiN [191].

Wartość współczynnika tarcia μ dla pokrycia z TiN była równa około: 0,012 dla nacisku 2,5 MPa; 0,01 dla nacisku 5,0 MPa; 0,05 dla nacisku 7,5 MPa oraz 0,01 dla nacisku 10 MPa.

Wielu autorów opracowuje wyniki badań, między innymi wartości zużycia elementów pokrytych powłoką TiN, stosując w tym celu metodę analizy regresji [44]. W pracy [141] zamodelowano trwałość wiertel pokrytych azotkiem tytanu. Do opracowania wyników badań zastosowano analizę regresji, modelując trwałość funkcją eksponen-talną. Analiza tej funkcji umożliwiła dobranie optymalnych nastawów pracy wiertła; prędkości obrotowej i posuwu narzędzia. Z kolei w pracy [75] przeprowadzono badania odporności powłok z azotku tytanu na erozyjne oddziaływanie cząstek stałych, tworząc model matematyczny opisujący ten proces oraz określając trzy mechanizmy erozji: erozja z wrywaniem materiału powłoki, ścinanie erozyjne oraz wykruszanie. W pracy [288] zaproponowano identyfikację twardości warstw TiN drogą symulacji komputerowej z wykorzystaniem metody elementów skończonych, przez pomiar głębokości odcisku w metodzie Vickersa pomiaru twardości.

Hogmark i Hadenqvist w pracy [83] stwierdzają, że jest możliwe kontrolowanie proporcji między zużyciem ściernym i adhezyjnym przez właściwy dobór twardości powierzchni współpracującej z pokryciem wykonanym z azotku tytanu. Przykładowo dobór jako elementu współpracującego stali konstrukcyjnej stworzy warunki do dominującego zużycia adhezyjnego, natomiast użycie stali narzędziowej spowoduje dominujące zużycie ściernie. Autorzy stwierdzają, że nie jest możliwe ze względów tribologicznych opisanie powłok za pomocą tylko jednego parametru. Konieczne jest stworzenie tzw. profili tribologicznych. Wymaga to przeprowadzenia szeregu testów zużycia ściernego, erozyjnego, adhezyjnego i mikroskrawania. Dalszym krokiem byłoby opracowanie profili tribologicznych szeregu skojarzeń „powłoka–współpracująca powierzchnia” w celu utworzenia bazy danych. Taka baza danych mogłaby być pomocna w odpowiedzi na pytanie, jakie powłoki na element należy zastosować i z jaką geometrią powierzchni elementu mają one współpracować w danych warunkach eksploatacyjnych.

Analiza wyników badań opublikowanych w pracach tribologicznych przedstawionych dla par, kiedy jeden z elementów jest pokryty TiN, potwierdza celowość wprowadzenia tych powłok na pierścieniach tłokowych silników spalinowych. Istotne znaczenie ma malejąca wartość współczynnika tarcia ze wzrostem temperatury [161, 305].

8. Opracowanie i wykonanie według własnej technologii uszczelniającego pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową powłoką z azotku tytanu

Dalsze etapy pracy polegają na wyborze sposobu wykonania warstwy wierzchniej tulei cylindrowej, z którą będzie współpracował pierścień z powłoką i wyjaśnieniu istoty zjawisk tribologicznych zachodzących w tak powstałym uszczelnieniu pierścieniowym.

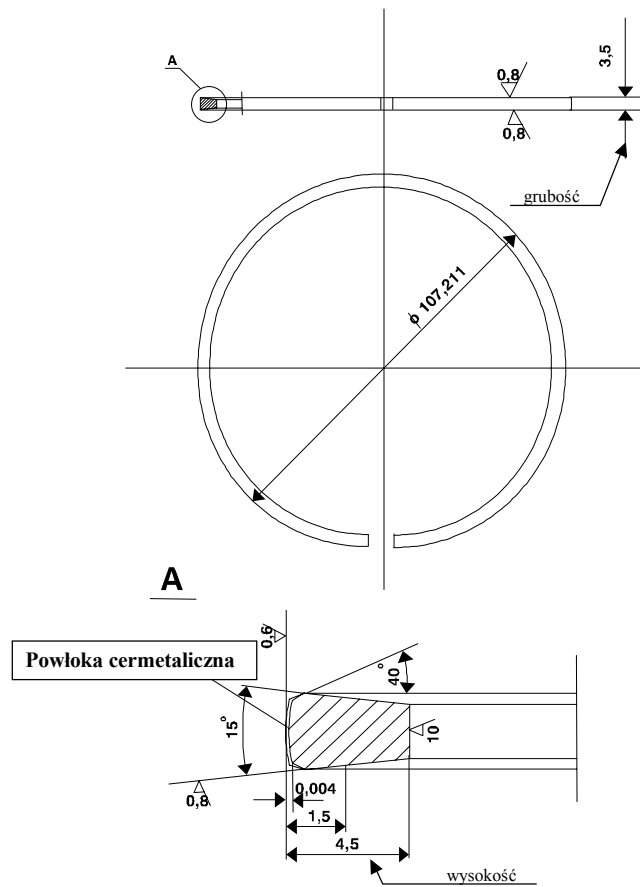
Na podstawie przeprowadzonych w poprzednich rozdziałach analiz podjęto decyzję o wykonaniu pierścieni uszczelniających z przeciwzużyciową powłoką ceramiczną nakładaną metodą łukowo-próżniową, będącą jedną z metod PVD. Technologia ta w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu jest z powodzeniem stosowana do pokrywania elementów pracujących w warunkach dużych obciążeń udarowych, przykładowo narzędzi skrawających. Proces nakładania powłoki przebiega w temperaturze około 750 K, która nie powoduje zmian w strukturze materiału pokrywanego pierścienia tłokowego. Możliwe do uzyskania grubości warstw są równe maksymalnie 4 μm .

Wykonanie uszczelniającego pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu postanowiono zrealizować w dwóch etapach. W ramach etapu pierwszego wykonano projekt wstępny pierścienia i na jego podstawie partię próbną uszczelniających pierścieni o powłoce z azotku tytanu. Pierścienie te zamontowano w silniku badawczym i wykonano jakościową próbę silnikową. W drugim etapie na podstawie wyników silnikowych badań jakościowych wykonano korekty pierścienia polegające na zmianach jego konstrukcji. W drugim etapie prac nie przewiduje się zmian w obrębie powłoki z azotku tytanu.

8.1. Projekt wstępny pierścienia tłokowego z powłoką pochodzenia ceramicznego

W wyniku przeprowadzonych analiz stosowanych pierścieni tłokowych, jakie są na rynku oraz dostępności silników, jako obiekt badań wybrano silnik o zapłonie samoczynnym typu SW400 produkcji WSM Andoria w Andrychowie. Podjęto decyzję o pokryciu przeciwzużyciową powłoką ceramiczną pierwszego pierścienia uszczelniającego stosowanego w tym silniku.

Wybór tego silnika został podyktowany możliwościami badawczymi oraz powszechnością jego stosowania jako źródło napędu autobusów komunikacji międzymiastowej,



Rys. 8.1. Projekt pierścienia tłokowego z powłoką cermetyczną

Fig. 8.1. The project of piston ring with cermetallic coating

jak też wielu maszyn roboczych. Dodatkowym atutem jest znaczny rynek zbytu na tego typu pierścienie stwarzający duże możliwości ich sprzedaży po wdrożeniu technologii do produkcji. Pierścienie do tego typu silnika są wytwarzane w Fabryce Pierścieni Tłokowych Prima SA w Łodzi. W wyniku długoletnich kontaktów z tą firmą uzyskano możliwości wykonania pierścieni specjalnie w celu pokrywania ich powłokami cermetalicznymi. W związku z tym wykonano projekt pierścienia tłokowego [122, 124, 127, 132, 133, 134]. Projekt pierścienia przedstawiono na rys. 8.1.

8.2. Wykonanie partii pierścieni tłokowych z powłoką cermetaliczną

Według opracowanego projektu wykonano w Fabryce Pierścieni Tłokowych Prima SA w Łodzi partię pierścieni przeznaczonych do silnika SW400 z żeliwa szarego z gra-

fitem płatkowym o symbolu fabrycznym K12 (wg PN-EN 1560 ozn. EN-GJL-250), z którego standardowo wykonuje się pierścienie do tego silnika. Po wykonaniu prototypowych pierścieni tłokowych naniesiono na ich powierzchniach roboczych powłokę cermetaliczną, stosując przedstawioną i omówioną w rozdziale 7 wspomaganą plazmą metodę łukowo-próżniową wykorzystującą technologię PVD. W ramach prac wstępnych wykonano partię 30 sztuk pierścieni uszczelniających z powłokami przeciwzużyciowymi z azotku tytanu (TiN) i węglikoazotku tytanu (Ti(C,N)). Powłokę z węglikoazotku tytanu wykonano w dwóch wariantach, z których jeden miał zwiększoną zawartość węgla w powłoce. Zgodnie z informacjami zawartymi w rozdziale 7 tego typu zabiegi są możliwe ze względu na to, że powłoki uzyskiwane metodami PVD nie są stechiometrycznymi związkami chemicznymi, lecz mieszaniną różnych związków reagentów.

8.3. Wstępne prace badawcze wykonanych pierścieni na obiekcie rzeczywistym

Wykonane pierścienie po wykonaniu testów materiałowych, przyczepności powłoki do podłoża oraz zdjęć skaningowych, zaprezentowanych w kolejnym rozdziale, poddano próbom silnikowym w laboratorium silnikowym Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej [127]. Wykonano 50-godzinną próbę jakościową tych pierścieni, w trakcie której współpracowały one z seryjnie produkowanymi w Mahle Krotoszyn SA żeliwnymi tulejami cylindrowymi. Badania silnikowe były prowadzone w laboratorium silnikowym Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej zgodnie z opracowanymi procedurami badawczymi spełniającymi wymagania norm serii ISO 9000. Próba ta charakteryzowała się szybkim narastaniem obciążeń od wartości zerowych, przez w środkowym okresie niemal stałe, do wyraźnie wzrastających w końcowym okresie. W silniku badawczym zamontowano nowe tuleje cylindrowe, tłoki i pierścienie tłokowe. Przed montażem pomierzono charakterystyczne wymiary geometryczne poszczególnych elementów układu TSPC; pierścienie tłokowe (grubość i wysokość), tłoki, sworznie tłokowe, gniazda tulei cylindrowych, średnice tulei cylindrowych po montażu w bloku. Na pierwszy i drugi tłok założono pierwsze pierścienie uszczelniające z powłoką przeciwzużyciową TiN (rys. 8.2), na trzeci i czwarty z powłoką Ti(CN); różniące się zawartością węgla, na pozostałe dwa tłoki standardowe pierścienie. Naniesione powłoki były matowe na całym obwodzie pierścieni, nie miały żadnych uszkodzeń – odprysków itp. Warstwa TiN miała barwę złocistą, Ti(CN) o zmniejszonej zawartości węgla złocisto-brązową, natomiast Ti(CN) o zwiększonej zawartości węgla brązową.

Po zakończeniu badań wstępnych wykonano standardowe charakterystyki prędkościowe i opracowano charakterystykę uniwersalną silnika. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono dobrą przylegalność pierścieni do cylindra objawiającą się

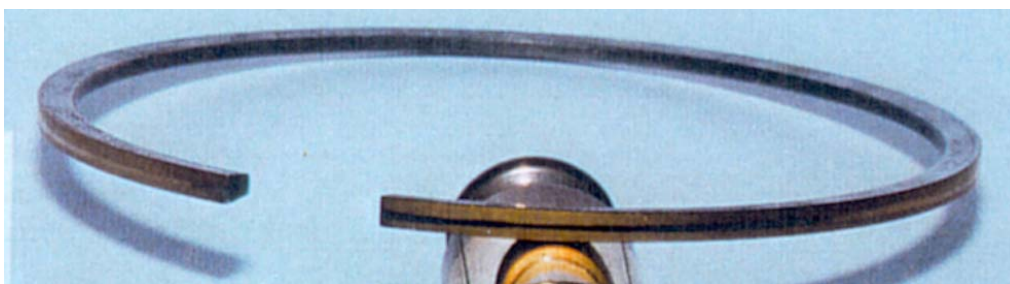


Rys. 8.2. Fotografia pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN pierwszego gniazda silnika kierowanego do badań wstępnych

Fig. 8.2. A photograph of the first seal ring with TiN coating of the first engine seat subjected to preliminary test

w postaci nominalnych wartości wskaźników pracy silnika; mocy i momentu obrotowego oraz co najważniejsze sprawdzono zgodność opracowywanych pierścieni, dowodząc tym samym przydatności badanych powłok na przeciwzużyciowe powłoki uszczelniających pierścieni tłokowych. Po demontażu silnika wykonano ponowne pomiary grubości i wysokości pierścieni w dziesięciu punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścieni oraz pomiary średnicy wewnętrznej tulei cylindrowych.

Oględziny gładzi tulei cylindrowych wykazały obecność nieznacznych zużyć w rejonie zwrotu zewnętrznego (ZZ) pierwszego cylindra, szczególnie w gnieździe trzecim silnika, w którym był zamontowany pierścień z powłoką z węglikoazotku tytanu. Zużycie tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia w gniazdach pierwszym, drugim, czwartym, piątym i szóstym objawiło się w postaci miejscowych wyblyszceń i częściowego zaniku rys honowniczych. Szczegółowe dane na temat wartości zużycia tulei zamie-



Rys. 8.3. Fotografia pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN pierwszego gniazda silnika po jakościowych badaniach wstępnych

Fig. 8.3. A photograph of the first seal ring with TiN coating of the first engine seat subjected to preliminary test

szczono w pracy [127]. Podsumowując, należy stwierdzić, że najmniejsze wartości zużycia stwierdzono w tulei pierwszej i drugiej, które współpracowały z pierścieniami o powłoce z azotku tytanu.

Ogłędziny badanych pierścieni uszczelniających wykazały, że we wszystkich pierścieniach w rejonie zamka wystąpiło intensywniejsze zużycie objawiające się zanikiem powłoki z azotku tytanu na długości około 1 cm. Oznacza to, że spiętrzenie w tym rejonie sił sprężystości własnej pierścienia wynikające z procesu produkcji jest niekorzystne. W szczególności pierścienie z powłoką z azotku tytanu nie wykazują, poza rejonem zamka, praktycznie żadnego zużycia (rys. 8.3).

Wartości zużycia grubości i wysokości pierścieni badawczych zamieszczono odpowiednio w tabelach 8.1 i 8.2.

Tabela 8.1. Wartości zużycia grubości pierścieni badawczych po próbie jakościowej

Nr pierścienia	Nr punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie										Wartość średnia, mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1.1	0,004	0,002	0,001	0,002	0,001	0,001	0,002	0,004	0,002	0,002	0,0021
1.2	0	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,002	0,001	0,002	0,002	0,0015
1.3	0,002	0,005	0	0,002	0,014	0,006	0,005	0,011	0,005	0,006	0,0056
1.4	0,005	0,002	0,025	0,005	0,006	0,017	0,003	0,002	0,009	0,001	0,0075

Tabela 8.2. Wartości zużycia wysokości pierścieni badawczych po próbie jakościowej

Nr pierścienia	Nr punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie										Wartość średnia, mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1.1	0,005	0,003	0,002	0,005	0,007	0,004	0,002	0,002	0,009	0,005	0,0044
1.2	0,002	0,001	0,003	0,017	0,017	0,03	0,027	0,024	0,02	0,023	0,0164
1.3	0,014	0,003	0,006	0,011	0,021	0,019	0,024	0,028	0,024	0,010	0,0160
1.4	0,01	0,015	0,011	0,006	0,012	0,022	0,024	0,023	0,028	0,021	0,0172

Średnie wartości zużycia grubości pierścieni tłokowych po jakościowej próbie silnikowej wykazują wyraźną przewagę pierścieni z powłoką przeciwzużyciową wykonaną z azotku tytanu nad powłoką wykonaną z węglikoazotku tytanu. Średnia wartość zużycia pierścienia pierwszego w gnieździe pierwszym jest równa 2,1 μm , a pierścienia pierwszego w gnieździe drugim 1,5 μm . Średnie wartości zużycia pierwszych pierścieni w gniazdach trzecim i czwartym są równe odpowiednio 5,6 i 7,5 μm , co jest wartością znacznie przekraczającą grubość nałożonej powłoki przeciwzużyciowej.

Średnie wartości zużycia wysokości są zbliżone, z wyjątkiem pierścienia w pierwszym gnieździe, w którym wartość ta jest mniejsza około dwukrotnie od pozostałych równych około 16 μm .

8.3.1. Wnioski z wstępnych badań silnikowych

Na podstawie wstępnych badań silnikowych pierścieni tłokowych z przeciwzużyciowymi powłokami z azotku tytanu i węglikoazotku tytanu można wysnuć następujące wnioski:

- Przeprowadzenie 50-godzinnej próby silnika typu SW400, w którym zamontowano pierścienie tłokowe z przeciwzużyciowymi powłokami z azotku tytanu (TiN) i węglikoazotku tytanu (Ti(C,N)), wykazało zdatność stosowania takich powłok na pierścieniach tłokowych.
- W wyniku badań organoleptycznych nie stwierdzono zużycia powłok TiN na pierścieniach tłokowych poza pierścieniem zamontowanym w gnieździe trzecim z powłoką Ti(C,N).
- Stwierdzono, że tuleje cylindrowe nie mają śladów nadmiernego zużycia z wyjątkiem tulei trzeciego cylindra.
- Cel badań wstępnych, którym było wykazanie przydatności powłok z azotku tytanu na przeciwzużyciowe powłoki na pierścieniu tłokowe, został osiągnięty.
- Na podstawie badań można wnioskować o celowości dalszych badań.

8.4. Analiza mikrostruktury pierścienia z powłoką wykonaną z azotku tytanu TiN

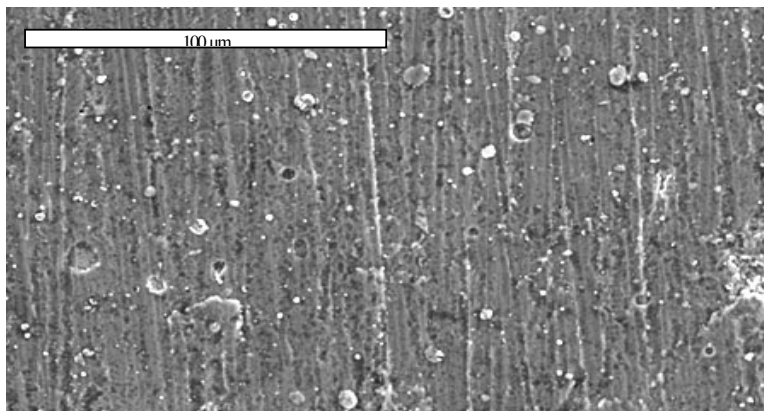
W celu identyfikacji mikrostruktury powłoki przeciwzużyciowej z azotku tytanu osadzonej na pierścieniu tłokowym wykonano zdjęcia jego powierzchni roboczej za pomocą mikroskopu skaningowego typu JEOL 5800LV + mikrosonda Link-Oxford ISIS 300.

Na rysunku 8.4 przedstawiono fotografię wybranego fragmentu powierzchni roboczej powłoki pierścienia tłokowego w powiększeniu 600×. Z analizy przedstawionej fotografii można stwierdzić poprawność wykonania przeciwzużyciowej powłoki. Jest ona równomierna z miejscowymi bardzo małymi „jamkami”, które stanowią doskonałe kieszenie olejowe. Tekstura powierzchni świadczy o odwzorowaniu podłoża, co stwarza dodatkowe możliwości wpływania na jej stan przez celowe ukształtowanie mikrostruktury podłoża.

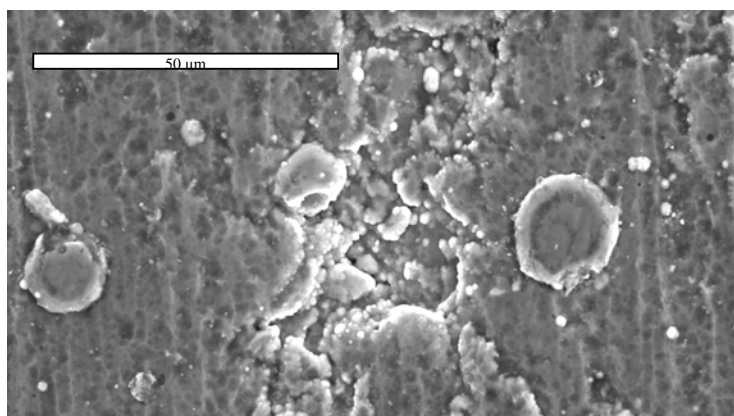
Na rysunku 8.5 przedstawiono fotografię wybranego fragmentu powierzchni powłoki pierścienia tłokowego z kieszenią olejową w powiększeniu 1400×.

W celu stwierdzenia jakości przylegania powłoki przeciwzużyciowej wykonano próbkę składającą się z dwóch fragmentów pierścienia sklejonych za pomocą żywicy epoksydowej i sfotografowano pod mikroskopem skaningowym (rys. 8.6).

Stwierdzono dobre przyleganie powłoki do podłoża (perlit z wydzieleniami grafitu płatkowego). Zauważalna jest warstwa przejściowa, w której cząsteczki azotku tytanu przeniknęły do perlitu.

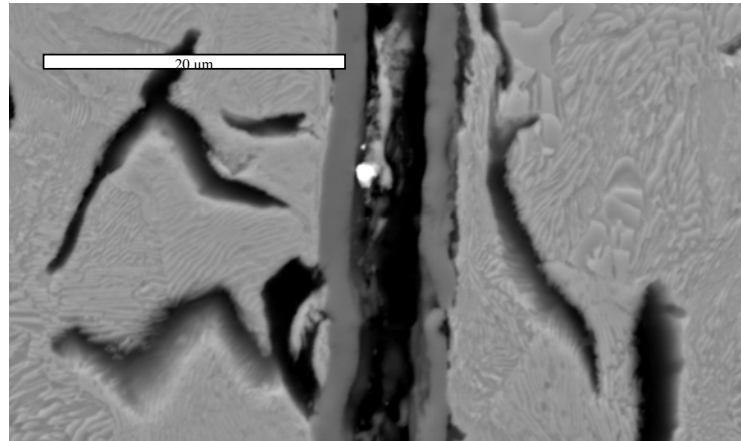


Rys. 8.4. Fotografia powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z TiN w powiększeniu 600× wykonana za pomocą mikroskopu skaningowego
Fig. 8.4. SEM image of the working surface photograph of piston ring with TiN coating; magnification 600×



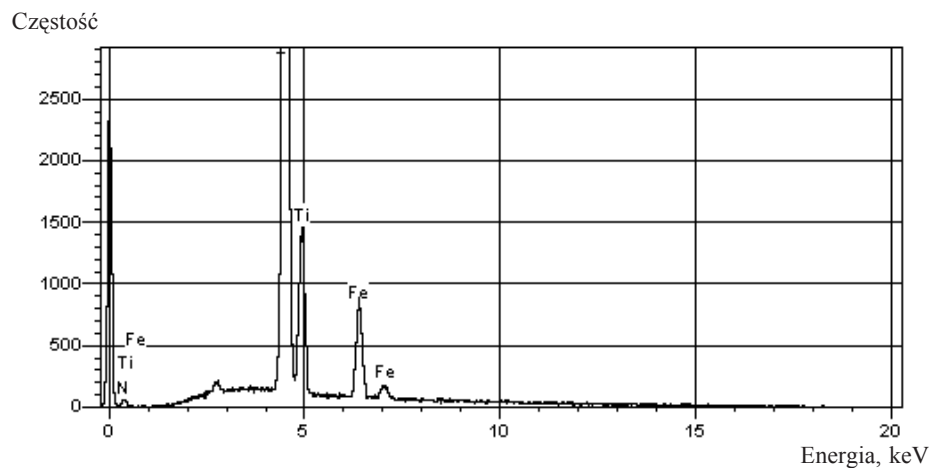
Rys. 8.5. Fotografia kieszeni olejowej na powierzchni roboczej pierścienia tłokowego w powiększeniu 1400× wykonana za pomocą mikroskopu skaningowego
Fig. 8.5. SEM image of the pocket oil on the working surface of piston ring; magnification 1400×

W dalszej kolejności wykonano badania spektrograficzne w celu sprawdzenia składu chemicznego powłoki z azotku tytanu (rys. 8.7). Stwierdzono wysoki pik charakterystyczny dla tytanu oraz piki charakterystyczne dla żelaza i azotu. Obecność żelaza sugeruje jego występowanie w powłoce lub potwierdza istnienie „jam” stanowiących kieszenie olejowe. Badania te potwierdziły skład powłoki, która jest mieszaniną azotku tytanu, tytanu i azotu.



Rys. 8.6. Fotografia przekroju dwóch sklejonych fragmentów pierścienia z powłokami przeciwzużyciowymi w powiększeniu 3500×

Fig. 8.6. A photo of the section of two glued fragments of a ring with anti-wear coating; magnification 3500×

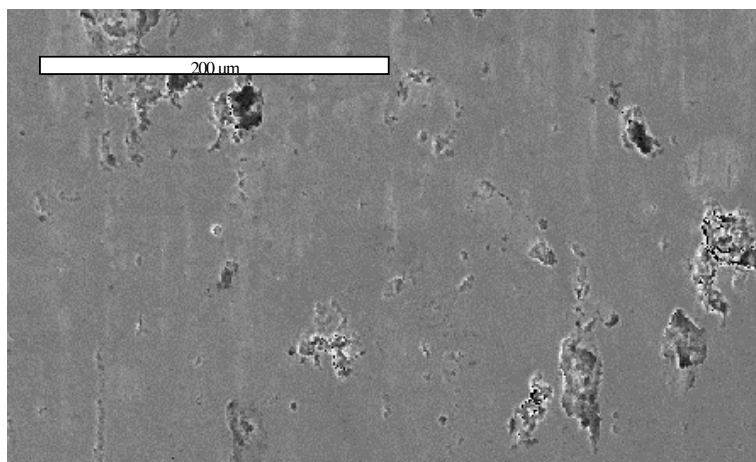


Rys. 8.7. Wykres badań spektrograficznych powłoki z azotku tytanu na powierzchni roboczej pierścienia tłokowego

Fig. 8.7. A spectrogram of the titanium nitride coating of the working surface of piston ring

8.4.1. Analiza mikrostruktury pierścienia z powłoką z azotku tytanu po jakościowej próbie silnikowej

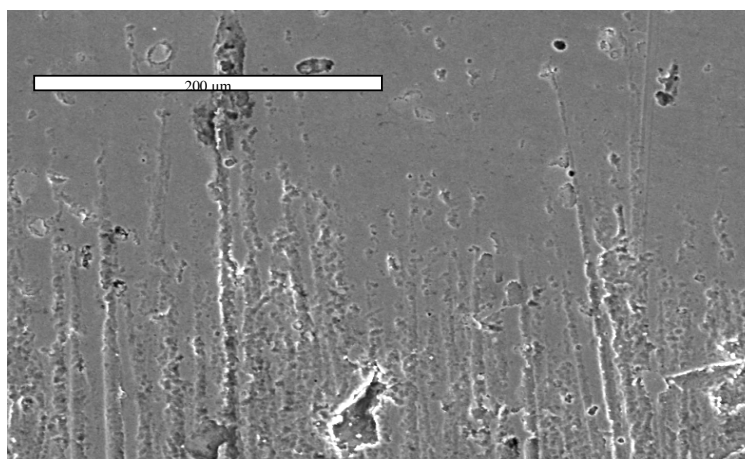
Po przeprowadzeniu 50-godzinnej jakościowej próby silnikowej pierwszy pierścień uszczelniający z powłoką z azotku tytanu, który pracował w pierwszym gnieździe silnika badawczego ponownie skierowano do badań skaningowych w celu stwierdzenia postaci zużycia powłoki azotku tytanu.



Rys. 8.8. Fotografia dotartej powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu; powiększenie 300×

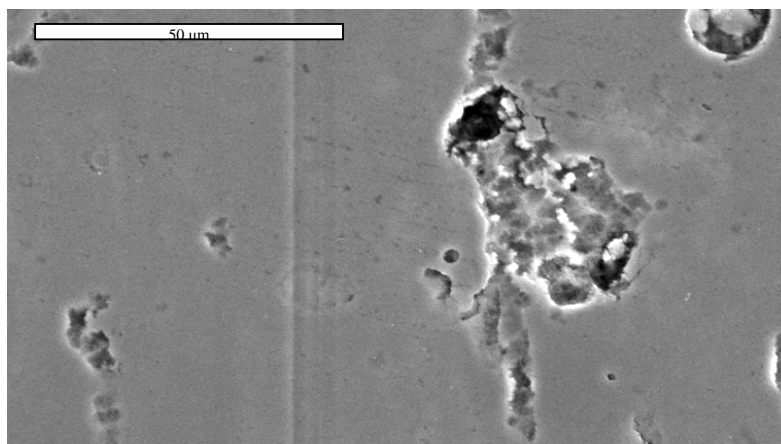
Fig. 8.8. A photo of ground-in working surface of piston ring with titanium nitride coating; magnification 300×

Na rysunku 8.8 zamieszczono fotografię dotartej części powierzchni pierścienia, która brała udział w procesie współpracy pierścienia i tulei cylindrowej. Zauważalny jest brak rys widocznych na rys. 8.4 powstałych po procesie baryłkowania powierzchni roboczej pierścienia. Uległy one wygładzeniu i stworzona została warstwa plateau, w której licznie występują kieszenie olejowe.



Rys. 8.9. Fotografia powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu obejmująca część dotartą oraz nie biorącą udziału w procesie docierania; powiększenie 300×

Fig. 8.9. A photo of the working surface of piston ring with titanium nitride coating showing the ground-in part and the one not subjected to grinding-in; magnification 300×



Rys. 8.10. Fotografia dotartej powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu wykonana za pomocą mikroskopu skaningowego; powiększenie 1400×

Fig. 8.10. SEM image of the ground-in working surface of piston ring with titanium nitride coating; magnification 1400×

Na rysunku 8.9 zamieszczono fotografię dotartej części powierzchni pierścienia oraz fragment części powierzchni nie biorącej udziału w procesie współpracy pierścienia i tulei cylindrowej. Widoczna jest strefa przejściowa, w której część rys po obróbce powierzchni jest zachowana, a część uległa wygładzeniu.

W celu identyfikacji kieszeni olejowej po próbie silnikowej znaleziono i sfotografowano również takie miejsce. Kieszeń olejowa po próbie jest przedstawiona na rysunku 8.10.

8.5. Korekta konstrukcji pierścieni po wstępnych badaniach silnikowych

Wyniki wartości zużycia oraz obserwacje obrazu powierzchni pierścieni po wstępnych badaniach silnikowych prowadzonych w ramach jakościowej 50-godzinnej próby trwałościowej ukierunkowały wprowadzenie zmian przede wszystkim w samej konstrukcji pierścieni. Powłoki wykonane z azotku tytanu nie wymagają żadnych zmian. W związku z tym postanowiono, że do dalszych prób w badaniach modelowych i silnikowych pierścienie i próbki zostaną pokryte ponownie powłoką z azotku tytanu metodą łukowo-próżniową. Wprowadzane korekty można scharakteryzować w następujący sposób:

- wprowadza się tzw. zerową owalizację, czyli równomierny rozkład promieniowych sił sprężystości własnej pierścienia na jego obwodzie, zmiany te są podyktowane nadmiernym zużyciem powłoki w okolicach zamka stwierdzonym po wstępnych badaniach silnikowych,

- zdecydowano o zaniechaniu badań powłoki wykonanej z węglikoazotku tytanu ze względu na znaczne jej zużycie oraz znaczne zużycie samej tulei z nią współpracującej,
- z uwagi na widoczne po próbie jakościowej zużycie gładzi tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia współpracującej z pierścieniami o powłoce z azotku tytanu postanowiono dalsze badania rozszerzyć o tuleje z warstwą wierzchnią azotowaną,
- postanowiono zmienić materiał pierścieni z żeliwa szarego K12 (wg PN-EN 1560 ozn. EN-GJL-250) na żeliwo szare S15 z grafitem płatkowym o osnowie iglastej (martenzyt + bainit) z wydzieleniami eutektyki fosforowej o pojedynczych węglików o lepszych właściwościach mechanicznych oznaczone wg PN-EN 1560 jako EN-GJL-350,
- wybór powierzchni tulei współpracującej z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu zostanie dokonany na podstawie wyników badań na tribotesterze.

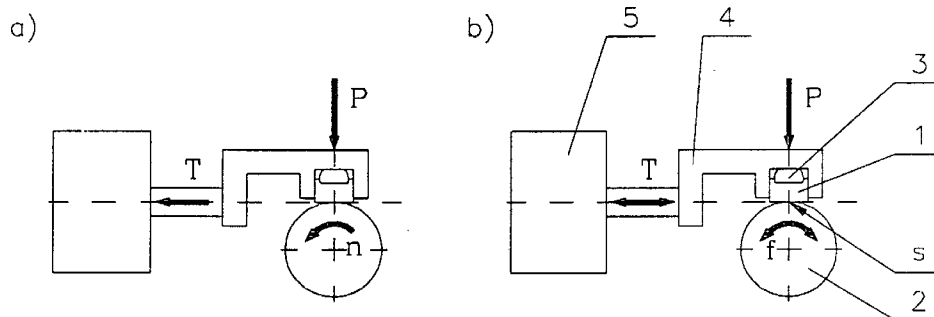
9. Prace badawcze współpracy uszczelnienia pierścieniowego na tribotesterze

Badania współpracy uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego prowadzone na stanowiskach modelowych należy traktować jako rozpoznawcze z uwzględnieniem i pełną świadomością popełnianych uproszczeń (rozdz. 3). Jednak w fazie wyboru skojarzeń materiałowych, już popartych symulacjami komputerowymi, badania na stanowiskach modelowych są jak najbardziej pożądane. Ich celem jest wtedy porównanie wyników procesów tribologicznych zachodzących w badanych skojarzeniach materiałowych.

Celem badań na tribotesterze jest wybór powierzchni WW tulei cylindrowej, z którą będzie współpracował przedmiotowy pierścień z powłoką przeciwzużyciową z azotku tytanu. Wybór ten zostanie wykonany na podstawie porównania wartości współczynnika tarcia, wartości zużycia oraz temperatury dwóch skojarzeń materiałowych. Innymi słowy badania te są badaniami porównawczymi.

9.1. Wybór tribotestera do badania uszczelnienia pierścieniowego

Z przedstawionych symulacji komputerowych uszczelnienia pierścieniowego widoczny jest złożony charakter zjawiska (rozdz. 6). Wybór odpowiedniego urządzenia testującego jest warunkowany jego dostępnością oraz możliwością porównania wyników z już istniejącymi badaniami powłok wykonanych z azotku tytanu. W pracach [193, 194] Piekoszewski, Szczerek i Wiśniewski opisali koncepcje systemu testowania tarcia i zużycia obejmującą najważniejsze dla praktyki inżynierskiej skojarzenia trące. Z przedstawionych w tych pracach urządzeń testujących najodpowiedniejszy jest tribotester T-05 umożliwiający prowadzenie badań przy naciskach i prędkościach poślizgu takich, jakie panują w rzeczywistym silniku spalinowym podczas współpracy pierścienia tłokowego z tuleją cylindrową. Ten typ tribotestera jest preferowany do badań powłok niskotarciowych, jakimi są wykonane z azotku tytanu pokrycia na pierścieniach tłokowych. W urządzeniu T-05, dzięki zastosowanym rozwiązaniom konstrukcyjnym, można prowadzić testy w styku ślizgowym smarowanym lub suchym o ruchu postępowym lub oscylacyjnym z możliwością regulacji poślizgu i amplitudy. Styk może być skoncentrowany lub rozłożony. Schemat urządzenia testowego T-05 przedstawiono na rys. 9.1.



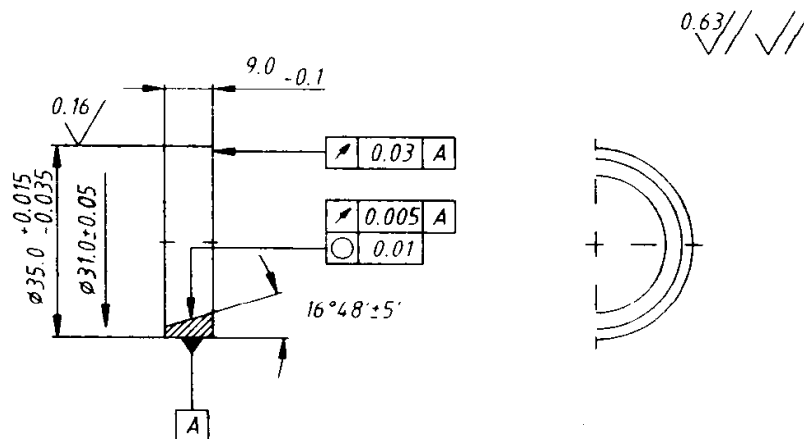
Rys. 9.1. Schemat testera T-05 [87]: a) jednostajna prędkość obrotowa, b) ruch oscylacyjny:
1 – próbka (klocek), 2 – przeciwpółka (rolka), 3 – wkładka półkuliasta, 4 – uchwyt próbki,
5 – tensometryczny czujnik siły tarcia

Fig. 9.1. Scheme of the tester T-05 [87]. a) the uniform rotational speed, b) the oscillating motion:
1 – specimen (block), 2 – counterface (roll), 3 – the semicircular insert, 4 – the specimen grip,
5 – the strain gauge of friction forces

9.2. Wykonanie elementów testowych

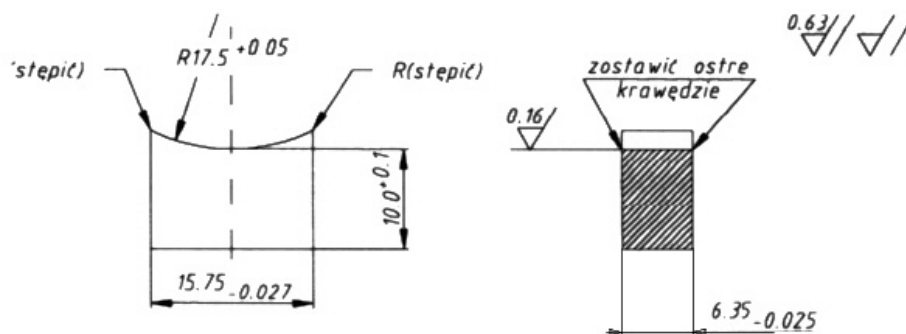
Elementami testowymi w urządzeniu T-05 są obracająca się przeciwpółka w postaci rolki i nieruchoma próbka w postaci klocka. Na rys. 9.2 [87] przedstawiono kształt pierścieniowej przeciwpółki. Próbkę wkleśną do modelowania styku rozłożonego przedstawiono na rys. 9.3 [87]. Próbka ta ma wkleśną powierzchnię testową, która przylegając do rolki tworzy styk rozłożony o polu powierzchni 100 mm².

W ramach prowadzonych badań wykonano zgodnie z wymaganiami testera próbki oraz przeciwpółki. Standardowo przeciwpółkę zaleca się wykonywać ze stali o twardości HRC 58–63. Ze względu na współpracę pierścienia tłokowego z żeliwną lub że-



Rys. 9.2. Kształt i wymiary przeciwpółki (rolki) [87]

Fig. 9.2. The shape and dimensions of the counterface (roll) [87]



Rys. 9.3. Kształt i wymiary próbki (klocka) z wklęsłą powierzchnią tarcia [87]

Fig. 9.3. The shape and dimensions of the specimen (block) with concave friction face [87]

liwną azotowaną tuleją cylindrową wykonano przeciwpróbkę z żeliwa oznaczonego przez wytwórcę tulei MAHLE Krotoszyn SA jako W1P (PN-EN 1560 ozn.: EN-GJL-200), z którego odlewane są tuleje cylindrowe produkcji MAHLE Krotoszyn SA. Szczególną uwagę zwrócono na dokładność wykonania powierzchni A (rys. 9.2), tolerancje kształtu oraz chropowatość powierzchni. Przygotowano 20 przeciwpróbek, z których 10 podano procesowi azotowania próżniowego według technologii NITROVAC [156].

Próbki wykonano z żeliwa szarego oznaczonego przez FPT „Prima” SA jako S15 (PN-EN 1560 ozn.: EN-GJL-350), czyli tego samego materiału, z którego wykonane zostały badane pierścienie oraz pokryto powłoką z azotku tytanu według tej samej technologii PAPVD w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu i ponumerowano (rys. 9.3).

9.3. Badania na tribotesterze

Podczas pracy silnika 4-suwowego tylko przez około 5% czasu trwania cyklu występuje maksymalne ciśnienie. Uśrednione ciśnienie dla całego cyklu wynosi około 0,5 MPa [97]. W trakcie badań pierwszego zestawienia testowego opracowano program badań. Przyjęta do badań prędkość liniowa równa 1,25 m/s (odpowiadająca około 350 obr/min) oraz obciążenie równe 5 MPa, powodują skrajnie trudne warunki pracy par tarcych. Oznacza to zasymulowanie ciągłego zbliżonego do maksymalnego obciążenia zestawienia, jakie w rzeczywistości nie występuje.

9.3.1. Zakres badań

Zakres badań przeprowadzonych na mikroprocesorowym zestawie tribologicznym T-05 typu rolka–klocek obejmował pomiar sił tarcia i temperatury masowej próbki, które jako charakterystyki czasowe zostały archiwizowane w zestawie komputerowym. Ustalono równe wartości przebiegów, ze stałą prędkością liniową pod stałym obciążeniem dla różnych środków smarnych, po których następowała archiwizacja przebiegów zmien-

nych w czasie i pomiar sumarycznego zużycia węzła tarcia. Styk próbki z przeciwpróbką był rozłożony równomiernie, co uzyskano, wykonując odpowiednio dokładnie próbki i przeciwpróbki. Całkowita liczba próbek poddanych badaniom obejmowała 19 sztuk zestawień, co umożliwiło prowadzenie niezbędnych powtórzeń dla wytypowanych skojarzeń tarciovych. Charakterystyki czasowe, po opracowaniu statystycznym, posłużyły do wyznaczenia średnich wartości współczynników tarcia dla skojarzeń (tabela 9.1):

1. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z pierścieniem żeliwnym dla środka smarnego w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (cztery zestawienia o numerach: 3, 5, 6, 8).

2. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z pierścieniem azotowanym dla środka smarnego w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (cztery zestawienia o numerach: 2, 4, 7, 9).

3. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z pierścieniem żeliwnym dla środka smarnego w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESSE 5W50 (pięć zestawień o numerach: 10, 12, 13, 15, 18).

4. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z pierścieniem azotowanym dla środka smarnego w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESSE 5W50 (pięć zestawień o numerach: 11, 14, 16, 17, 19).

Tabela 9.1. Program badań na tribotesterze T-05

Nr próbki	Przeciwpróbka	Obciążenie P MPa	Prędkość v m/s	Rodzaj oleju
1	żeliwna	5	1,25	mineralny
2	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
3	żeliwna	5	1,25	mineralny
4	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
5	żeliwna	5	1,25	mineralny
6	żeliwna	5	1,25	mineralny
7	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
8	żeliwna	5	1,25	mineralny
9	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
10	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
11	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
12	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
13	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
14	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
15	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
16	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
17	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
18	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
19	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny

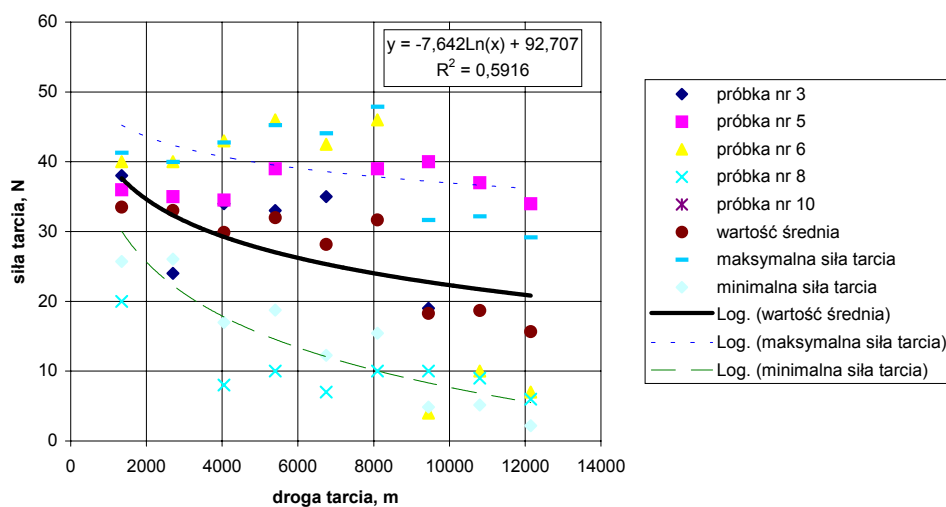
Długość drogi tarcia w jednym biegu testu ustalono na 1350 m. Całkowita droga tarcia została ustalona na 10 biegów testera dla próbek pracujących przy smarowaniu olejem mineralnym oraz 20 biegów w oleju syntetycznym. Wydłużenie drogi tarcia w oleju syntetycznym było podyktowane zamiarem zastosowania tego oleju jako docelowego przy współpracy opracowywanego uszczelnienia. Wyznaczono sumaryczne zużycie węzła tarcia w zależności od drogi tarcia dla podanych skojarzeń. W trakcie badań mierzono również temperaturę masową próbki. Zgodnie z rozważaniami w rozdz. 6 przyjęto pomiar liniowy zużycia za pomocą czujnika zegarowego o wartości działki elementarnej $W_e = 0,002$ mm. Po ostygnięciu węzła tarcia prowadzono po każdym biegu pomiar zużycia, które było sumą zużycia próbki. Badania prowadzono według programu statycznego, zdeteminowanego, kompletnego.

9.3.2. Opracowanie wyników badań

Zarchiwizowane w systemie komputerowym testera T05 przebiegi czasowe wartości siły tarcia w poszczególnych biegach umożliwiły wyznaczenie jej wartości średnich. Po czym wyznaczono przebiegi średnich wartości siły tarcia w funkcji drogi tarcia. Przebiegi współczynnika tarcia w funkcji drogi tarcia wyznaczono na podstawie wyników pomiaru siły tarcia i odpowiednich obliczeń. Uzyskane w trakcie badań charakterystyki czasowe siły tarcia opracowano za pomocą pakietu zintegrowanego Office'97 firmy Microsoft. Na rys. 9.4 i 9.5 przedstawiono wyniki pomiarów wartości siły stycznej pierścienia żeliwnego i azotowanego z próbką z powłoką TiN w oleju mineralnym, natomiast na rys. 9.6 i 9.7 wartości siły stycznej w oleju syntetycznym. Przebiegi wartości współczynników tarcia przy współpracy omawianych powierzchni przedstawiono na rys. 9.8 i 9.9 w oleju mineralnym oraz na rys. 9.10 i 9.11 w oleju syntetycznym. Zużycie liniowe próbek i węzła łożyskowego przedstawiono odpowiednio na rys. 9.12 i 9.13 dla współpracy w oleju mineralnym oraz na rys. 9.14 i 9.15 dla współpracy w oleju syntetycznym. Zawarte po prawych stronach rysunków liczby oznaczają numery próbek odpowiadające numerom zawartym w tabeli 9.1. Do wszystkich wartości pomiarów przedstawionych na rysunkach, zawierających przebiegi wartości siły tarcia, współczynnika tarcia oraz wartości zużycia sumarycznego dobrano drogą analizy regresji funkcje regresji w postaci funkcji logarytmicznej lub wielomianowej. Postać wielomianową funkcji dobrano w przypadku funkcji regresji wartości zużycia. Na rysunkach zamieszczono przebiegi aproksymowanych wartości funkcji regresji maksymalnej i minimalnej dla poszczególnych biegów.

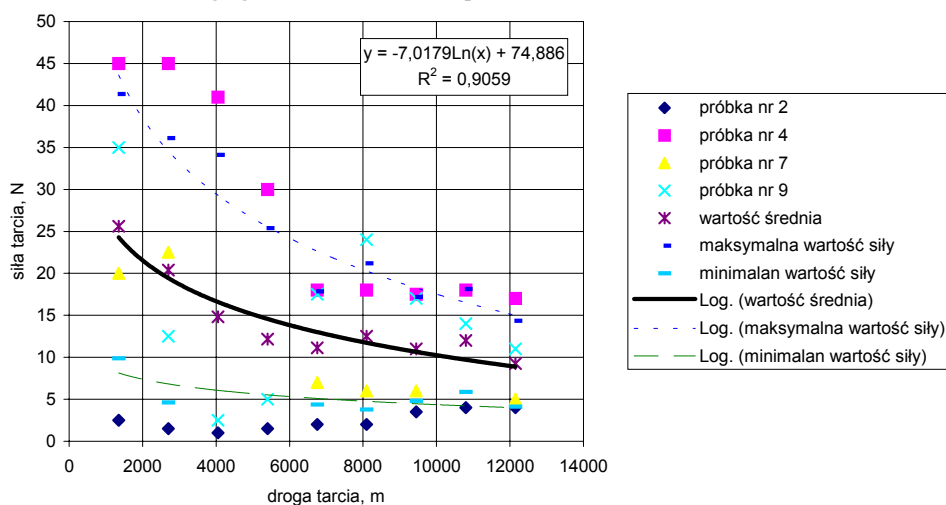
Siła tarcia

Na rysunku 9.4 zamieszczono przebiegi wartości siły tarcia dla zestawień pierścienia żeliwnego współpracującego w oleju mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Zmierzone wartości siły tarcia zmieniały się od 5 do 35 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m jest równa 20,93 N.



Rys. 9.4. Wykresy zależności siły tarcia od drogi dla pierścienia żeliwnego (WIP) współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym

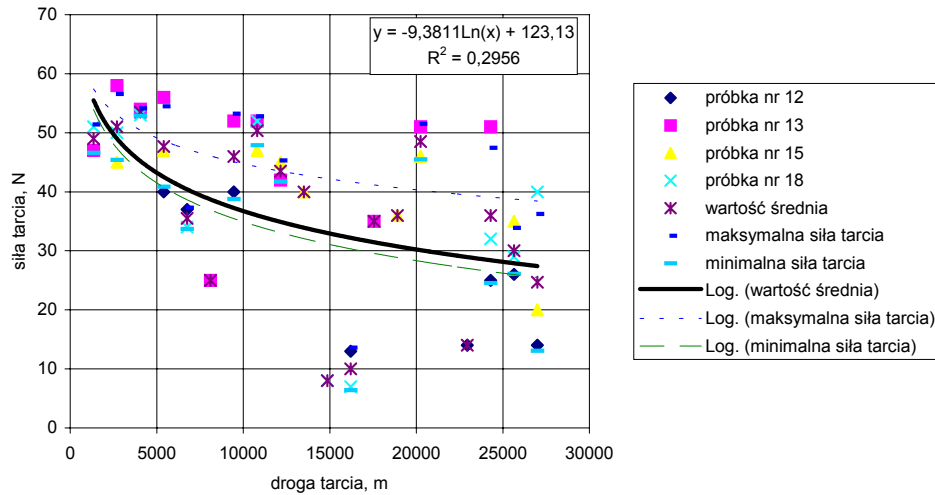
Fig. 9.4. The friction force plotted against the path for the cast iron ring (WIP) sliding against the TiN coated specimen lubricated with mineral oil



Rys. 9.5. Wykresy zależności siły tarcia od drogi dla pierścienia azotanego żeliwnego współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym

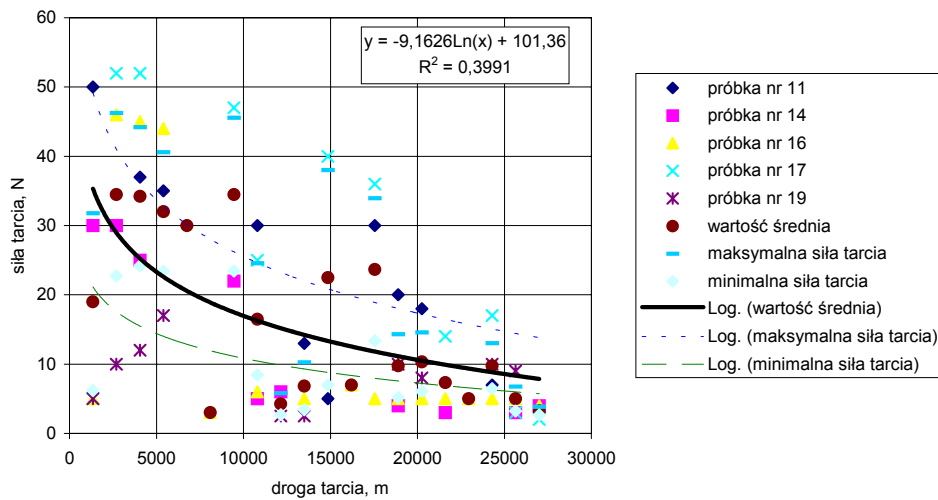
Fig. 9.5. The friction force versus path for the nitrided cast iron ring sliding against the TiN coated specimen lubricated with mineral oil

Na rysunku 9.5 zamieszczono przebiegi wartości siły tarcia dla zestawień pierścienia azotanego współpracującego w oleju mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Zmierzone wartości siły tarcia zmieniały się od 4 do 15 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m jest równa 8,96 N.



Rys. 9.6. Wykresy zależności siły tarcia od drogi dla pierścienia żeliwnego (WIP) współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

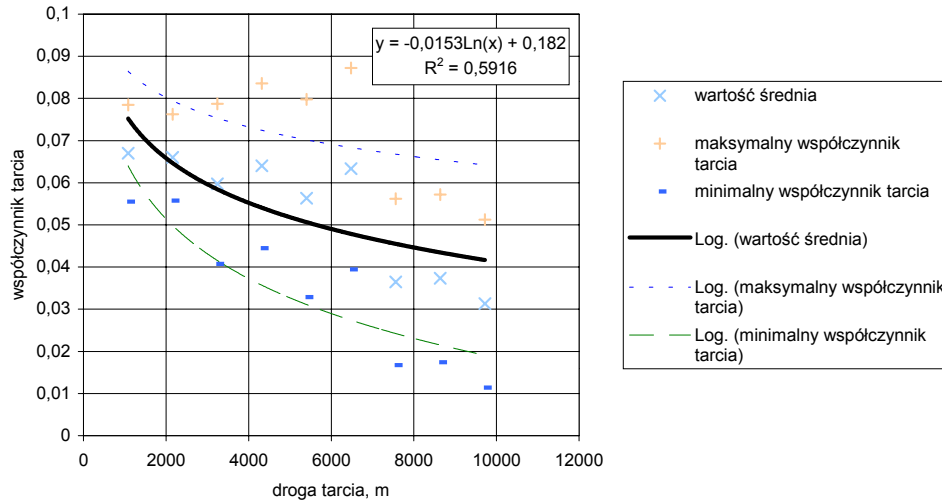
Fig. 9.6. The friction force versus path for the cast iron ring (WIP) sliding against the TiN coated specimen lubricated with synthetic oil



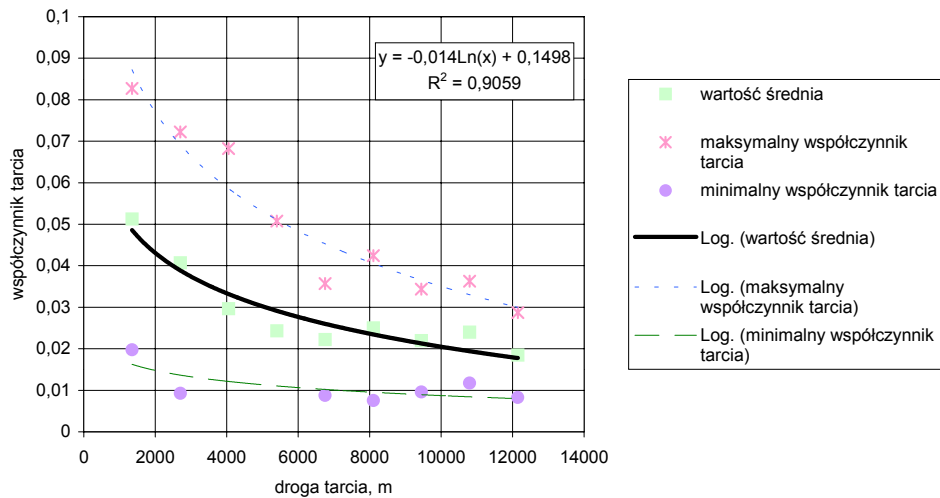
Rys. 9.7. Wykresy zależności siły tarcia od drogi dla pierścienia azotanego żeliwnego współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 9.7. The friction force versus path for the nitrided cast iron ring sliding against the TiN coated specimen lubricated with synthetic oil

Na rysunku 9.6 zamieszczono przebiegi wartości siły tarcia dla zestawień pierścienia żeliwnego współpracującego w oleju syntetycznym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Zmierzone wartości siły tarcia po przebiegu 27 000 m zmieniały się od 12 do 40 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu



Rys. 9.8. Wykresy zależności współczynnika tarcia od drogi dla pierścienia żeliwnego (WIP) współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym
 Fig. 9.8. The coefficient of friction versus path for the cast iron ring (WIP) sliding against the TiN coated specimen lubricated with mineral oil



Rys. 9.9. Wykresy zależności współczynnika tarcia od drogi dla pierścienia azotanego żeliwnego współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym
 Fig. 9.9. The coefficient of friction versus path for the nitrided cast iron ring sliding against the TiN coated specimen lubricated with mineral oil

drogi tarcia 27 000 m jest równa 28,05 N, natomiast po porównywalnym przebiegu 13 500 m wartość siły tarcia jest równa 35,02 N.

Na rysunku 9.7 zamieszczono przebiegi wartości siły tarcia dla zestawień pierścienia azotanego współpracującego w oleju syntetycznym z próbką o powłoce z azot-

ku tytanu. Po przebiegu 27 000 m zmierzone wartości siły tarcia zmieniały się od 5 do 13 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 metrów jest równa 8,05 N, natomiast po przebiegu 13 500 m jest równa 15,3 N.

Z zamieszczonych wyników wyraźnie rysuje się tendencja do znacznie mniejszej wartości siły tarcia przy współpracy pierścienia azotowanego z próbką o powłoce z azotku tytanu od wartości siły tarcia przy współpracy pierścienia żeliwnego z próbką o powłoce z azotku tytanu. Wartości tej siły są mniejsze zarówno podczas współpracy w oleju mineralnym, jak i syntetycznym. Zauważalna jest również mniejsza wartość siły tarcia podczas współpracy zestawień w oleju mineralnym niż w oleju syntetycznym. To skłoniło autora do przedłużenia prób wykonanych w oleju syntetycznym. Zjawisko to może być spowodowane mniejszą lepkością oleju syntetycznego w temperaturze pracy badanych zestawień, a tym samym mniejszą grubością tworzącego się filmu olejowego. To z kolei może powodować częstsze występowanie styków nierówności powierzchni i zjawisko tarcia mieszanego. Nie przekreśla to stosowania oleju syntetycznego jako docelowego do zastosowania w silniku o uszczelnieniu pierścieniowym wykorzystującym materiały ceramiczne, ponieważ temperatura pracy tego uszczelnienia jest znacznie wyższa i sięga od wartości 120 do krótkotrwale 200 °C. W tej temperaturze lepkość oleju syntetycznego jest większa niż mineralnego i będzie znacznie lepiej chronić przedmiotowe uszczelnienie pierścieniowe przed zaistnieniem zjawiska tarcia mieszanego.

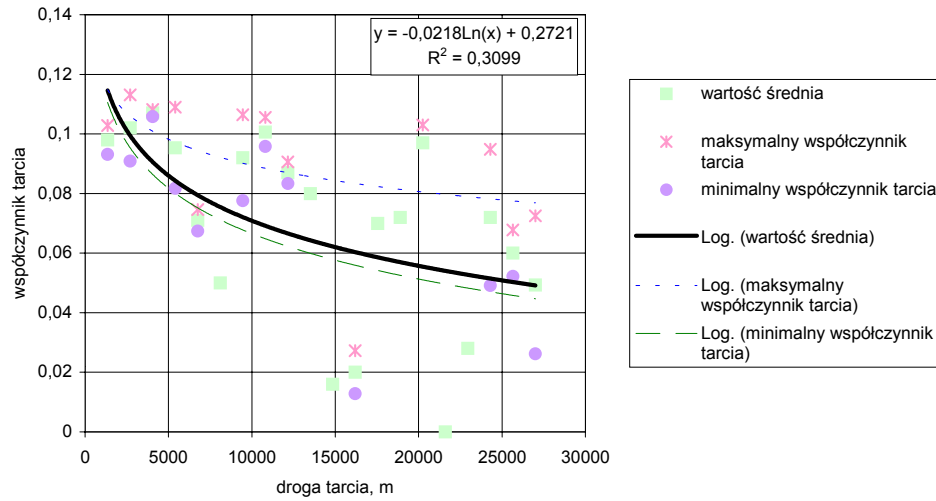
Współczynnik tarcia

Na rysunku 9.8 zamieszczono przebiegi wartości współczynnika tarcia dla zestawień pierścienia żeliwnego współpracującego w oleju mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Po przebiegu 13 500 m zmierzone wartości współczynnika tarcia zmieniały się od 0,011 do 0,051. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m jest równa 0,042.

Na rysunku 9.9 zamieszczono przebiegi wartości współczynnika tarcia dla zestawień pierścienia azotowanego współpracującego w oleju mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Po przebiegu 13 500 m zmierzone wartości współczynnika tarcia zmieniały się od 0,009 do 0,029. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m jest równa 0,018.

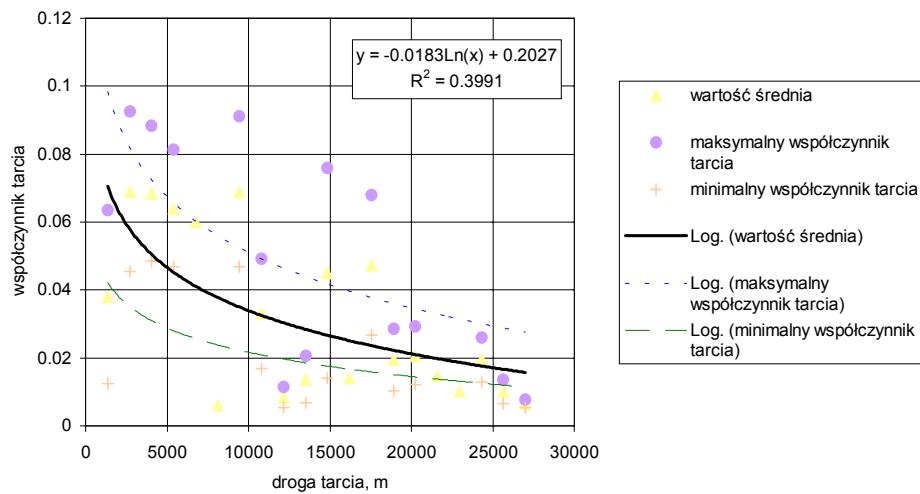
Na rysunku 9.10 zamieszczono przebiegi wartości współczynnika tarcia dla zestawień pierścienia żeliwnego współpracującego w oleju syntetycznym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Pomiary prowadzono na drodze tarcia równej 27 000 m. Po tym przebiegu zmierzone wartości współczynnika tarcia zmieniały się od 0,023 do 0,067. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 m jest równa 0,044, natomiast po przebiegu 13 500 m jest równa 0,067.

Na rysunku 9.11 zamieszczono przebiegi wartości współczynnika tarcia dla zestawień pierścienia azotowanego współpracującego w oleju syntetycznym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Pomiary prowadzono na drodze tarcia równej 27 000 m. Po tym



Rys. 9.10. Wykresy zależności współczynnika tarcia od drogi dla pierścienia żeliwnego (WIP) współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 9.10. The coefficient of friction versus path for the cast iron ring (WIP) sliding against the TiN coated specimen lubricated with synthetic oil



Rys. 9.11. Wykresy zależności współczynnika tarcia od drogi dla pierścienia azotanego żeliwnego współpracującego z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 9.11. The coefficient of friction versus path for the nitrided cast iron ring sliding against the TiN coated specimen lubricated with synthetic oil

przebiegu zmierzone wartości współczynnika tarcia zmieniały się od 0,004 do 0,018. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 m jest równa 0,015, natomiast po przebiegu 13 500 m jest równa 0,031.

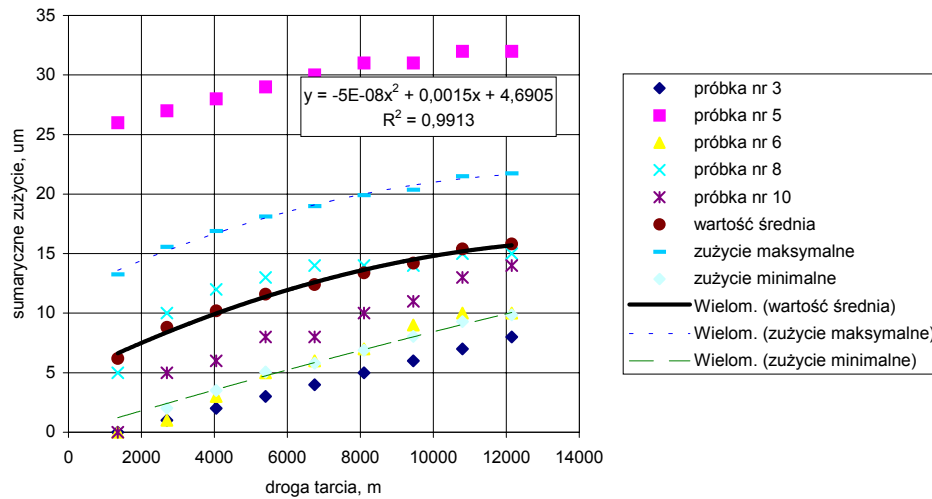
Z zamieszczonych wyników wyraźnie rysuje się tendencja do znacznie mniejszej wartości współczynnika tarcia przy współpracy pierścienia azotowanego z próbką o powłoce z azotku tytanu od wartości współczynnika tarcia przy współpracy pierścienia żeliwnego z próbką o powłoce z azotku tytanu. Wartości tego współczynnika są mniejsze zarówno podczas współpracy w oleju mineralnym, jak i w oleju syntetycznym. Zauważalna jest również mniejsza wartość współczynnika tarcia podczas współpracy zestawień w oleju mineralnym, niż w oleju syntetycznym.

Zużycie liniowe

Pomiary zużycia liniowego prowadzono po każdym biegu badanych zestawień próbka–przeciwpróbka, odczytując wartość sumarycznego zużycia próbki i przeciwpróbki. Było to spowodowane koniecznością wykonania nieinwazyjnego pomiaru, bez demontażu zestawienia. W przeciwnym wypadku zakłócenia wynikające z wielokrotnego demontażu i montażu w znacznym stopniu spowodowałyby zwielokrotnienie błędów natury przypadkowej, które wpłynęłyby na końcowe wyniki badań wartości siły tarcia oraz współczynnika tarcia. Z tego względu jedynym możliwym pomiarem był pomiar sumarycznej wartości zużycia próbki i przeciwpróbki po każdym przebiegu. Pomiary prowadzono po doprowadzeniu zestawienia do temperatury normalnej. Wartości sumarycznego zużycia liniowego próbki i przeciwpróbki zamieszczono na rysunkach 9.12, 9.13, 9.14, 9.15.

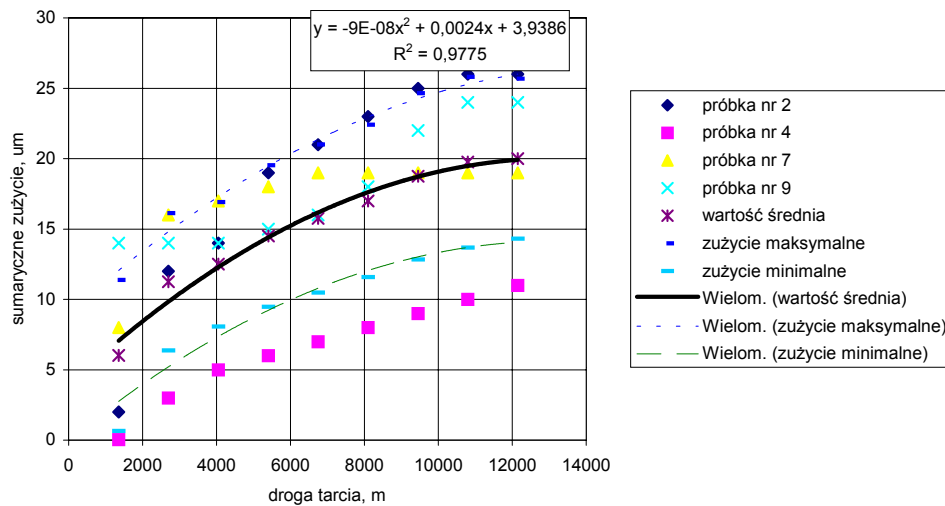
Wartości sumarycznego zużycia liniowego po przebiegu 13 500 m zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w oleju mineralnym (15,8 μm) są nieznacznie mniejsze niż dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną (20,0 μm). Wartości zużycia liniowego zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w oleju syntetycznym (6,8 μm) są nieznacznie mniejsze, niż dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną (8,8 μm). Na uwagę zasługuje ponad dwukrotnie większe sumaryczne zużycie zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w oleju mineralnym (15,8 μm) w porównaniu z analogicznym zestawieniem w oleju syntetycznym (6,8 μm). Podobna sytuacja jest w przypadku zestawienia z przeciwpróbką azotowaną. Tu wartość zużycia w oleju mineralnym równa 20,0 μm jest ponaddwukrotnie większa niż wartość zużycia tego zestawienia w oleju syntetycznym (8,8 μm).

Zużycie pierwszego zestawienia z przeciwpróbką żeliwną odznaczało się stałą kinetyką procesu; podobne wartości zużycia na poszczególnych biegach. Kinetyka zużycia drugiego zestawienia z przeciwpróbką azotowaną żeliwną wykazuje wyraźną tendencję malejącą, przy czym maksymalna jej wartość przypada na drugi bieg. Wskazuje to na docieranie skojarzenia. Wcześniejsze badania organoleptyczne potwierdzają możliwość wystąpienia intensywniejszego zużycia w początkowym okresie, ponieważ proces azotowania według technologii NITROVAC [156] powoduje wzrost chropowatości powierzchni, który musi zostać zniwelowany w początkowym okresie współpracy.



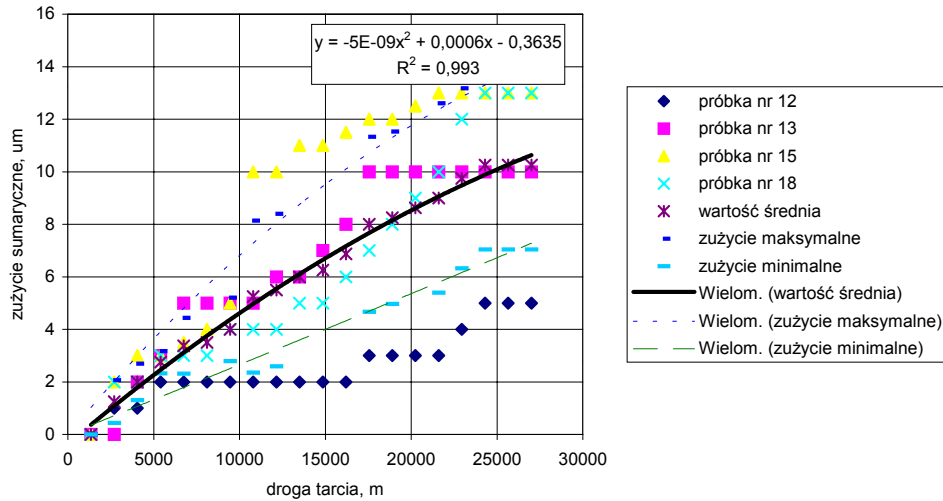
Rys. 9.12. Wykresy całkowitego zużycia liniowego próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej (W1P) i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia otrzymane z badań na triboteście T-05 przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 9.12. Total linear wear of the TiN coated specimen, the cast iron counterface (W1P) and the bearing knot in function of friction path, based on examination performed with the use of tribotester T-05 and mineral oil as a lubricant



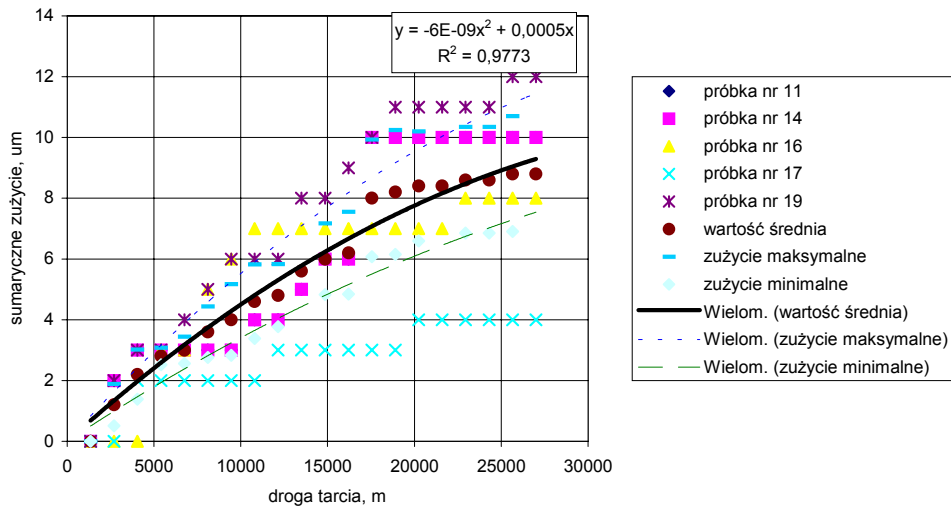
Rys. 9.13. Wykresy całkowitego zużycia liniowego próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki azotowanej żeliwnej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia otrzymane z badań na triboteście T-05 przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 9.13. Total linear wear of the TiN coated specimen, the nitrided cast iron counterface and the bearing knot in function of friction path, based on examination performed with the use of tribotester T-05 and mineral oil as a lubricant



Rys. 9.14. Wykresy całkowitego zużycia liniowego próbek z powłoką z TiN, przeciwpółki żelaznej (WIP) i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia otrzymane z badań na triboteście T-05 przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 9.14. Total linear wear of the TiN coated specimen, the cast iron counterface (WIP) and the bearing knot in function of friction path, based on examination performed with the use of tribotester T-05 and synthetic oil as a lubricant



Rys. 9.15. Wykresy całkowitego zużycia liniowego próbek z powłoką z TiN, przeciwpółki azotowanej żelaznej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia otrzymane z badań na triboteście T-05 przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 9.15. Total linear wear of the TiN coated specimen, the nitrided cast iron counterface and the bearing knot in function of friction path, based on examination performed with the use of tribotester T-05 and synthetic oil as a lubricant

9.4. Omówienie wyników badań

Badania porównawcze umożliwiły wyznaczenie współczynników tarcia pierścieni żeliwnych i azotowanych współpracujących z próbką pokrytą powłoką TiN w oleju mineralnym i syntetycznym (tab. 9.2).

W początkowym okresie współpracy współczynniki tarcia mają wartość zbliżoną od 0,08, aby po dotarciu zmniejszyć się do wartości 0,02–0,04. W szczególności stwierdzono ponaddwukrotnie mniejszą wartość współczynnika tarcia dla zestawienia materiałowego próbka z powłoką TiN z przeciwpróbką azotowaną (wartość średnia równa 0,018) w porównaniu do zestawienia próbka z TiN z przeciwpróbką żeliwną (wartość średnia równa 0,042); współpraca w oleju mineralnym. W oleju syntetycznym również stwierdzono ponaddwukrotnie mniejszą wartość współczynnika tarcia dla pierwszego zestawienia materiałowego (wartość średnia równa 0,031) w porównaniu z drugim zestawieniem materiałowym (wartość średnia równa 0,067). Obliczone średnie wartości dotyczą przebiegów 13 500 m. W związku z tym, że obliczone wartości średnie współczynników tarcia podczas pracy w oleju syntetycznym są większe niż w oleju mineralnym postanowiono przedłużyć badania w oleju syntetycznym. W efekcie dla przebiegów dwukrotnie większych, czyli 27 000 m, wartość średnia współczynnika tarcia dla pierwszego zestawienia materiałowego (przeciwpróbka azotowana) uległa zmniejszeniu z wartości 0,031 do 0,015. Dla zestawienia materiałowego z przeciwpróbką żeliwną również stwierdzono zmniejszenie średniej wartości współczynnika tarcia z wartości 0,067 do 0,048. Oznacza to, że wartość współczynnika tarcia dla pierwszego zestawienia materiałowego (0,015) uległa dalszemu zmniejszeniu i po przebiegu 27 000 m

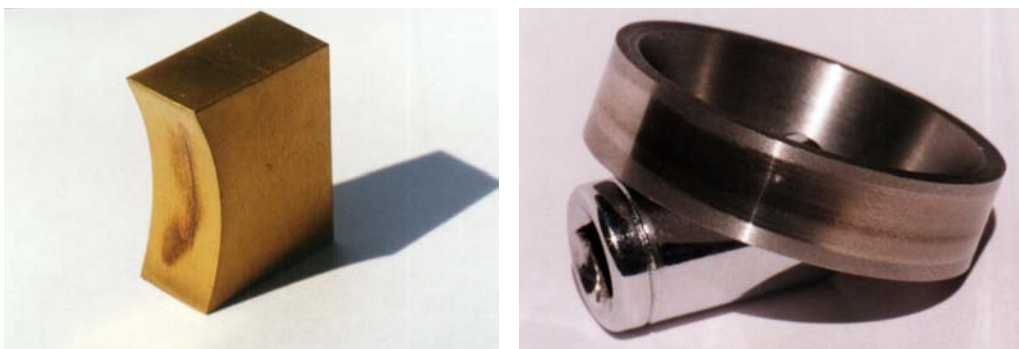
Tabela. 9.2. Wartości siły tarcia, współczynnika tarcia i zużycia badanych zestawień materiałowych po drodze tarcia równej 13 500 m (w nawiasach podano wartości dla drogi tarcia równej 27 000 m)

Rodzaj zestawienia	Średnia wartość siły stycznej N	Średnia wartość współczynnika tarcia	Średnia wartość zużycia μm	Średnia temperatura próbki $^{\circ}C$
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna Olej mineralny elf sporti 15W40	20,9	0,042	16	46,8
Próbka z TiN Przeciwpróbka azotowana Olej mineralny elf sporti 15W40	8,9	0,018	20	38,3
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna Olej syntetyczny elf synthese 5W50	35,0 (28,1)	0,067 (0,044)	11	67,5 (54,5)
Próbka z TiN Przeciwpróbka azotowana Olej syntetyczny elf synthese 5W50	15,3 (8,0)	0,031 (0,015)	9	45,5 (40,5)

w oleju syntetycznym jest już ponadtrzykrotnie mniejsza niż dla przeciwpróbki żeliwnej (0,048). Widoczna jest zatem tendencja zmniejszania wartości współczynnika tarcia dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną, co bardzo dobrze rokuje na trwałość tego zestawienia materiałowego. Porównując wartości współczynnika tarcia, jakie osiągnięto po 13 500 m drogi tarcia, można zauważyć, że względne zmniejszenie współczynnika tarcia pierścieni azotowanych współpracujących z powłoką TiN względem żeliwnych współpracujących z tymi samymi powłokami jest równe w oleju mineralnym około 109%, a w oleju syntetycznym około 87%.

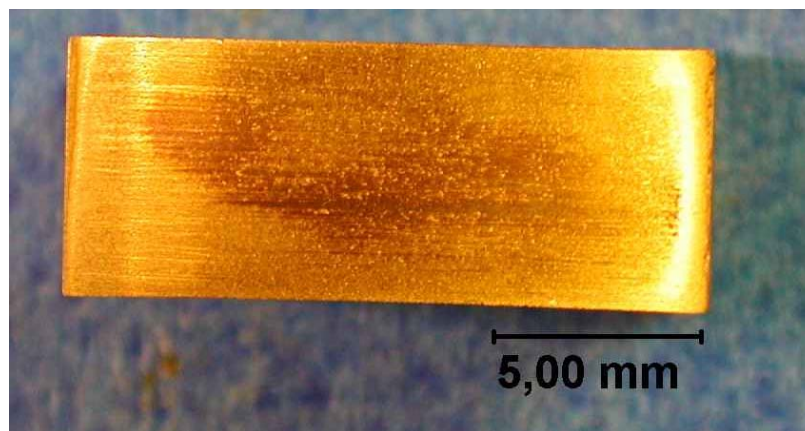
Z badań organoleptycznych próbek i przeciwpróbek obu zestawień wynika, iż praktycznie całe sumaryczne zużycie przypada na przeciwpróbkę. W przeciwnym razie należałoby oczekiwać całkowitego usunięcia powłoki z TiN z uwagi na jej grubość wynoszącą około 3 μm . Potwierdzają to obrazy przykładowych próbek pierwszego zestawienia (rys. 9.16, 9.17) oraz zestawienia drugiego (rys. 9.18, 9.19). Zużycie powłok TiN stwierdzone na podstawie oględzin po badaniach (rys. 9.16, 9.17, 9.18, 9.19) jest pomijalnie małe (niemierzalne), nawet dla drogi tarcia wynoszącej 27 000 m. Sumaryczne względne zużycie węzła tarcia z pierścieniem azotowanym współpracującym z powłoką TiN w stosunku do pierścienia żeliwnego współpracującego z powłoką tego samego rodzaju w oleju mineralnym jest większe o 18%. Natomiast w oleju syntetycznym jest o około 9% mniejsze. Należy tu jednak podkreślić, że dla tak małego zużycia liniowego rzędu kilkunastu μm duży wpływ na niepewność pomiaru ma postępujące zużycie i położenie węzła łożyskowego testera.

Na podstawie prowadzonych badań stwierdzono poza tym ponaddwukrotnie większą wartość sumarycznego zużycia zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w oleju mineralnym (15,8 μm) w porównaniu z analogicznym zestawieniem w oleju syntetycznym (6,8 μm) (tab. 9.2). Z kolei w przypadku zestawienia z przeciwpróbką azotowaną wartość zużycia w oleju mineralnym równa 20,0 μm .



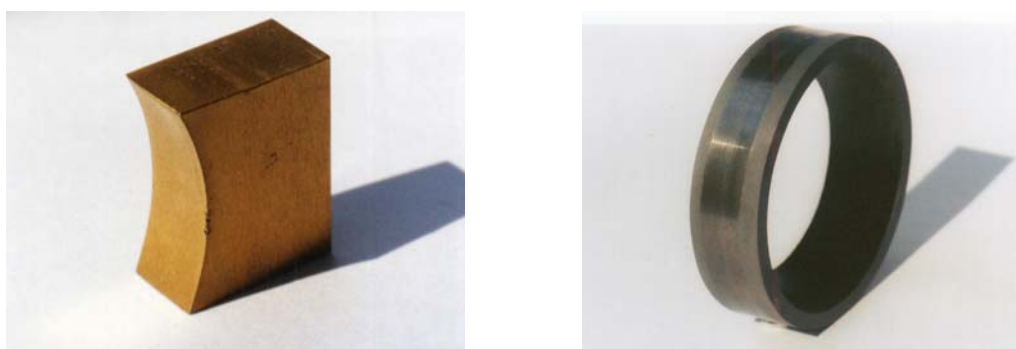
Rys. 9.16. Fotografia próbki z powłoką z TiN i przeciwpróbki żeliwnej (WIP) pierwszego zestawienia materiałowego po badaniach (droga tarcia równa 13 500 m)

Fig. 9.16. A photo of the TiN coated specimen and the cast iron counterface of the first material assembly after examination (a friction path equal to 13 500 m)



Rys. 9.17. Fotografia próbki z powłoką z TiN współpracującej w trakcie badań z przeciwpróbką żeliwną (droga tarcia równa 13 500 m)

Fig. 9.17. A photo of the TiN coated specimen sliding against the cast iron counterface (a friction path equal to 13 500 m)



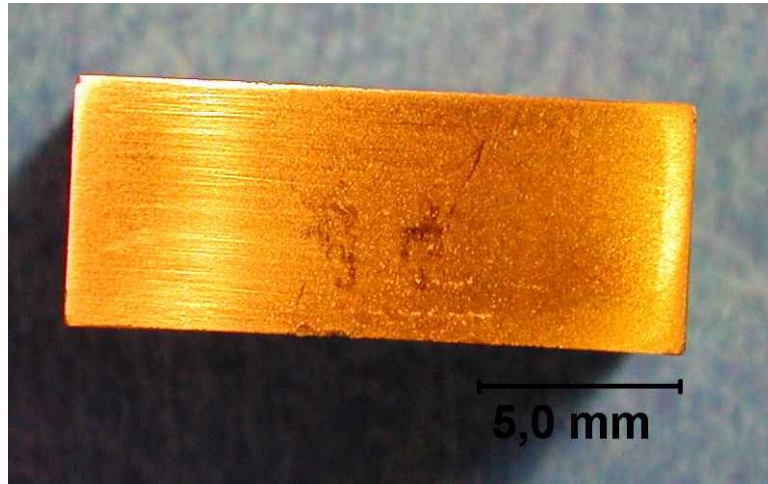
Rys. 9.18. Fotografia próbki z powłoką TiN i przeciwpróbki azotowanej żeliwnej drugiego zestawienia materiałowego po badaniach (droga tarcia równa 27 000 m)

Fig. 9.18. A photo of the TiN coated specimen and the nitrided cast iron counterface of the second material assembly after examination (a friction path equal to 27 000 m)

jest ponaddwukrotnie większa od wartości zużycia tego zestawienia w oleju syntetycznym ($8,8 \mu\text{m}$).

Pomimo stwierdzonych większych wartości współczynnika tarcia dla obu zestawień materiałowych w oleju syntetycznym w porównaniu do oleju mineralnego stwierdzono znacznie mniejsze wartości sumarycznego zużycia podczas pracy w oleju syntetycznym. Potwierdza to celowość przyszłego stosowania oleju syntetycznego jako środka smarnego przedmiotowego uszczelnienia pierścieniowego.

W trakcie badań mierzono temperaturę próbek. Z uwagi na znaczne różnice w wartościach współczynników tarcia oraz wartościach zużycia badanych zestawień mate-



Rys. 9.19. Fotografia próbki z powłoką z TiN współpracującej w trakcie badań z przeciwpóbką azotowaną (droga tarcia równa 27 000 m)

Fig. 9.19. A photo of the TiN coated specimen sliding against the nitrided cast iron counterface (a friction path equal to 27 000 m)

riałowych postanowiono sprawdzić temperaturę próbek podczas całego cyklu badawczego. W tym celu wykonano obliczenia średnich wartości temperatury z poszczególnych biegów dla wszystkich badanych zestawień materiałowych zgodnie z danymi w tabeli 9.1. Do obliczeń przyjęto wartości temperatury, którą osiągała próbka na końcu każdego biegu. Uzyskane wartości zestawiono w tabeli 9.3.

Na podstawie obliczeń zamieszczonych w tabeli 9.3 stwierdzono, że średnia temperatura próbki pokrytej powłoką z TiN współpracującej z przeciwpóbką żeliwną w oleju mineralnym (próbki nr 1, 3, 5, 6, 8) jest równa: 46,8 °C, a w oleju syntetycznym (próbki nr 10, 12, 13, 15, 18) wartość temperatury próbki jest równa: 67,5 °C. Natomiast temperatura próbki pokrytej powłoką z TiN współpracującej z przeciwpóbką żeliwną azotowaną w oleju mineralnym (próbki nr 2, 4, 7, 9) jest równa: 38,3 °C, a w oleju syntetycznym (próbki nr 11, 14, 16, 17, 19) wartość temperatury próbki jest równa 45,5 °C. Zmierzone temperatury próbek są potwierdzeniem większych wartości sił stycznych powstających podczas współpracy próbek pokrytych TiN z przeciwpóbką żeliwną w porównaniu do współpracy z przeciwpóbką azotowaną. Różnice średnich wartości temperatury są równe w oleju mineralnym 18,2%, a w oleju syntetycznym 32,6%. Niższa temperatura próbki z powłoką TiN współpracującej z przeciwpóbką azotowaną wskazuje na celowość zastosowania tulei cylindrowej o warstwie wierzchniej azotowanej jako docelowego zestawienia materiałowego.

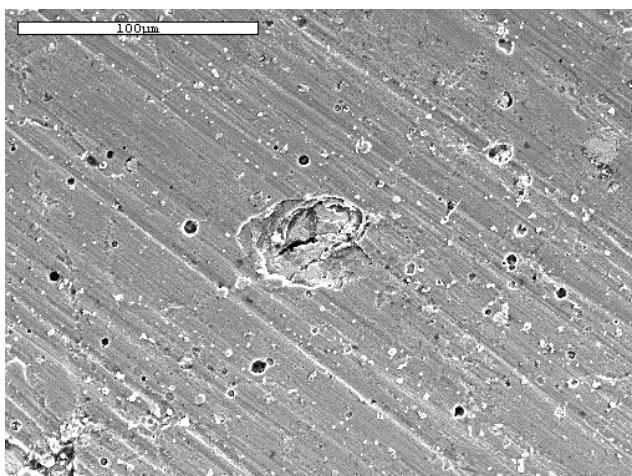
Tabela 9.3. Średnie wartości temperatury próbki poszczególnych próbek w powiązaniu z programem badań prowadzonych prac badawczych

Nr próbki	Przeciwpróbka	Rodzaj oleju	Średnia wartość temperatury próbki T_p , °C	Wartość odchylenia standardowego
1	żeliwna	mineralny	37,2	1,61
2	żeliwna azotowana	mineralny	29,2	0,29
3	żeliwna	mineralny	41,3	8,14
4	żeliwna azotowana	mineralny	32,7	1,53
5	żeliwna	mineralny	65,0	1,00
6	żeliwna	mineralny	54,0	17,35
7	żeliwna azotowana	mineralny	39,7	13,32
8	żeliwna	mineralny	36,7	3,06
9	żeliwna azotowana	mineralny	51,7	15,63
10	żeliwna	syntetyczny	46,0	14,42
11	żeliwna azotowana	syntetyczny	53,0	29,46
12	żeliwna	syntetyczny	46,7	12,90
13	żeliwna	syntetyczny	78,0	38,59
14	żeliwna azotowana	syntetyczny	32,7	11,37
15	żeliwna	syntetyczny	92,3	2,08
16	żeliwna azotowana	syntetyczny	42,0	4,36
17	żeliwna azotowana	syntetyczny	67,3	17,16
18	żeliwna	syntetyczny	74,3	28,94
19	żeliwna azotowana	syntetyczny	32,3	10,79

9.5. Identyfikacja stanu powierzchni próbek z powłoką z azotku tytanu wykonane metodą mikroskopii skaningowej

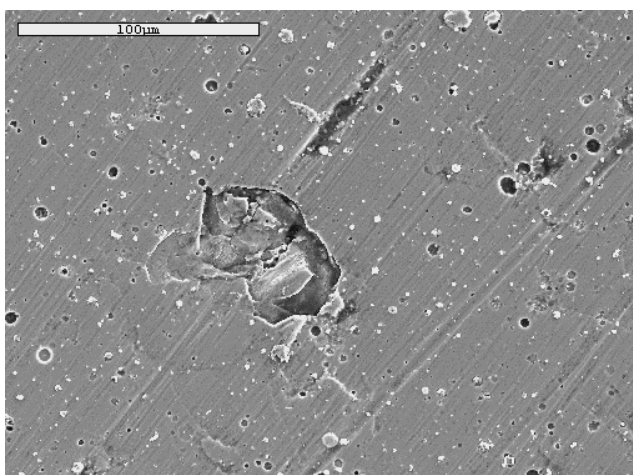
Poza wykonaniem zdjęć wybranych przykładowych próbek oraz przeciwpróbek prowadzono również badania z wykorzystaniem mikroskopii elektronowej próbek z powłoką z azotku tytanu. Badaniom poddano powierzchnie próbek przedstawionych na rysunkach 9.17 (próbka nr 1) i 9.19 (próbka nr 2). Współpracowały one w oleju mineralnym odpowiednio z przeciwpróbką z żeliwa W1P (rys. 9.16) oraz z przeciwpróbką z żeliwa W1P azotowaną (rys. 9.19). Badania wykonano, stosując elektronowy mikroskop skaningowy typu JOEL JSM – 5800LV sprzężony z mikrosondą rentgenowską Oxford Link ISI 300. Na rysunku 9.20 przedstawiono fotografię powierzchni próbki nr 1, a na rysunku 9.21 próbki nr 2.

Powierzchnia obu próbek zawiera widoczne nieciągłości w postaci jam, które stanowią zasobniki oleju (kieszenie olejowe). Obecność takich kieszeni stwierdzono również po badaniach z zastosowaniem mikroskopii skaningowej wykonanych w ramach badań wstępnych opisanych w rozdziale 8.4. Szczególnie dobrze są one widoczne na



Rys. 9.20. Fotografia powierzchni próbki nr 1; wybrane i powiększone miejsce z obszaru przedstawionego na rys. 9.17 (pow. 500×, SEM)

Fig. 9.20. SEM image of the surface of the specimen No 1; the magnified spot selected from fig. 9.17 (magnification 500×)



Rys. 9.21. Fotografia powierzchni próbki nr 2; wybrane i powiększone miejsce z obszaru przedstawionego na rys. 9.19 (pow. 500×, SEM)

Fig. 9.21. SEM image of the surface of the specimen No 2; the magnified spot selected from fig. 9.19 (magnification 500×)

rysunku 9.20 oraz 9.21. Porównując obrazy powierzchni próbek 1 i 2 nie stwierdzono znacznych różnic w zużyciu powłoki azotku tytanu. Widoczne ślady współpracy w postaci rys na powierzchni są nieznacznie wyraźniejsze w przypadku próbki nr 1, która współpracowała z przeciwpróbką żeliwną.

9.6. Podsumowanie badań na tribotesterze

W wyniku prowadzonych badań na tribotesterze stwierdzono, że docelowym zestawieniem materiałowym dla pierścienia o przeciwzużyciowej powłoce z azotku tytanu jest gładź tulei cylindrowej o warstwie wierzchniej utwardzonej w procesie azotowania próżniowego metodą „Nitrovac”. Celowe jest w przyszłości stosowanie jako środka smarnego oleju syntetycznego ze względu na stwierdzone znacznie mniejsze wartości zużycia zmierzone po badaniach na tribotesterze T-05. Należy podkreślić znacznie (dwukrotnie) mniejszą wartość współczynnika tarcia dla zestawienia próbka z pokryciem z azotku tytanu z przeciwpróbką azotowaną w porównaniu z zestawieniem próbka z pokryciem z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną. Rokuje to dużą prognozowaną trwałość tak wykonanego zestawienia pierścienia uszczelniającego i azotowanej żeliwnej tulei cylindrowej.

10. Prace badawcze na obiekcie rzeczywistym

Na podstawie badań symulacyjnych i prac badawczych na tribotesterze oraz analizie ich wyników stworzono przesłanki do wyjaśnienia istoty bardzo dobrych właściwości tribologicznych uszczelnienia pierścieniowego, w którym pierścień z powłoką z azotku tytanu współpracuje z tuleją cylindrową o warstwie wierzchniej azotowanej. Opracowany algorytm symulacji komputerowej, wstępne badania na obiekcie rzeczywistym oraz badania na tribotesterze umożliwiły rozpoczęcie zasadniczych prac badawczych na obiekcie rzeczywistym, których wyniki stworzą możliwość wyjaśnienia ostatecznego istoty wspomnianych bardzo dobrych właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego.

Celem prac badawczych jest sprawdzenie już opracowanego zestawienia materiałowego uszczelnienia pierścieniowego w warunkach rzeczywistych oraz wybór ostatecznego rozwiązania konstrukcyjnego pierścienia z jednoczesnym wyjaśnieniem wartości zużycia elementów uszczelnienia pierścieniowego.

Jako obiekt badań wybrano silnik o zapłonie samoczynnym typu SW400. Silnik ten stanowi źródło napędu między innymi autobusów komunikacji międzymiastowej oraz wielu maszyn roboczych i jest w Polsce w powszechnym użytku. Brak procesu optymalizacji cyklu roboczego w tym silniku powoduje wysokie gradienty ciśnienia spalania. Fakt ten z punktu widzenia badań trwałościowych jest bardzo korzystny ze względu na znaczną intensyfikację obciążeń układu TSPC i możliwość szybkiego uzyskania mierzalnych wyników.

Dane techniczne silnika SW400/Ł2:

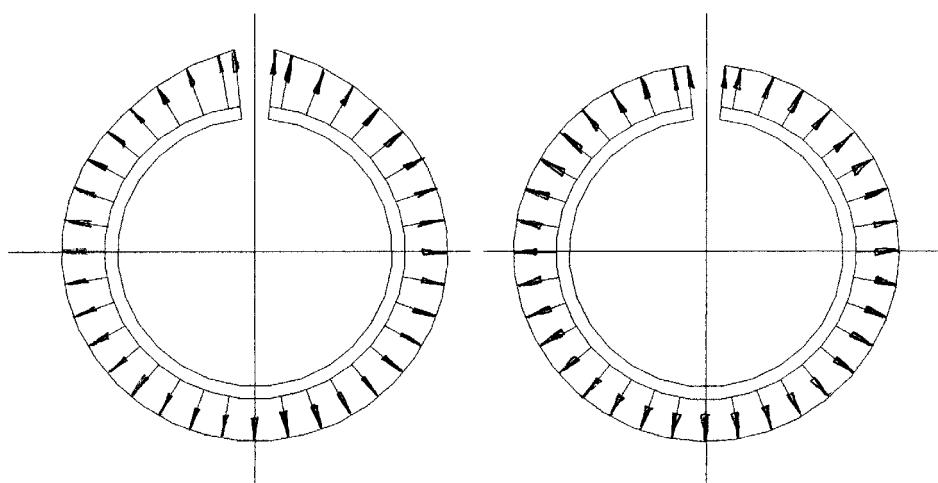
• typ silnika	SW400
• zasada działania	czterosuwowy, o zapłonie samoczynnym wolnossący z wtryskiem bezpośrednim
• liczba i układ cylindrów	6, pionowy, rzędowy
• średnica cylindra	107,19 mm
• skok tłoka	120,65 mm
• pojemność skokowa	6540 cm ³
• stopień sprężania	16
• moc znamionowa	75 kW
• maksymalny moment obrotowy	340 N·m przy 1600 obr/min,
• zakres użytecznej prędkości obrotowej	1000–2200 obr/min,
• jednostkowe zużycie paliwa	258 g/(kW·h),

• kolejność zapłonu	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
• kierunek obrotów	lewy, patrząc od strony koła zamachowego
• pompa wtryskowa	rzędowa, tłoczkowa, WSM PZL Łódź
• czynnik chłodzący	ciecz
• smarowanie	mieszane, ciśnieniowe i rozbryzgowo
• producent	WSW Andoria
• masa	600 kg

Badania przedmiotowych pierścieni postanowiono wykonać w ramach próby trwałości zespołowej opracowanej przez firmę GOETZE A.G. obecnie (Federal Mogul); producenta pierścieni tłokowych [38]. Podobny test przeprowadza firma FIAT, badając trwałość zespołową elementów silników, a zwłaszcza pierścieni tłokowych. Ideą testu trwającego 1 godzinę i powtórnego 180 razy jest skrajna zmiana obciążeń w trakcie jego trwania. Powoduje to istotne zmiany temperatury współpracujących elementów układu TSPC. Szczególnie dużym obciążeniom poddawany jest przy tym pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy, którego temperatura ulega w trakcie godzinowego testu dwukrotnie podwyższeniu do wartości około 250 °C, po czym ulega obniżeniu do wartości rzędu 100 °C. Test ten nosi również nazwę testu zimno–gorącego. Główny efekt tak prowadzonych badań to znaczna intensyfikacja cieplnych obciążeń zmęczeniowych i wzrost intensywności zużycia, szczególnie pierścieni tłokowych. Test ten jest stosowany w przypadku badań odporności na zużycie pierścieni tłokowych z powłokami przeciwzużyciowymi. Daje on odpowiedź na pytanie o odporność na wykruszenia powłoki oraz, co jest oczywiste, wartości zużycia pierścieni tłokowych i tulei cylindrowych. Bardzo istotną sprawą jest to, że czas trwania tak prowadzonych prac badawczych jest wydatnie skrócony i wynosi 230 godzin ruchu w warunkach hamowni silnikowej. Nie można porównać tego czasu do przebiegu w warunkach eksploatacji naturalnej ze względu na to, że w rzeczywistości tak skrajne obciążenia następujące bezpośrednio po sobie zdarzają się stosunkowo rzadko.

10.1. Opracowanie wariantów wykonania pierścieni tłokowych

Przeprowadzone analizy literaturowe (rozdz. 3) i badania symulacyjne (rozdz. 6) oraz własne prace badawcze (pomiaru uszczelniających pierścieni 27 silników typu SW400 po badaniach w eksploatacji naturalnej) ukierunkowały wykonanie czterech wariantów pierścieni tłokowych. Wszystkie te pierścienie zostały wykonane z tzw. „zerową owalizacją”. Oznacza to, że rozkład sił promieniowych na całym obwodzie pierścienia jest podobny łącznie z okolicą zamka (rys. 10.1). Rozwiązanie to opracowano na podstawie analizy wyników badań wstępnych [123].



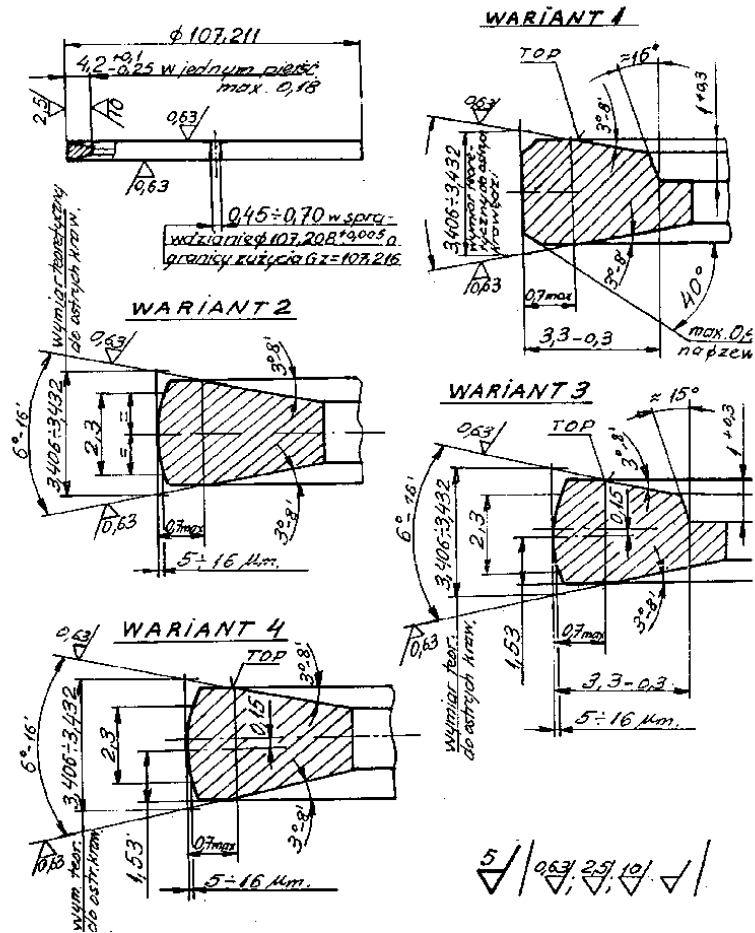
Rys. 10.1. Rozkład sił promieniowych w pierścieniu z „dodatnią owalizacją” (po lewej stronie rysunku) oraz „zerową owalizacją” (po prawej stronie rysunku)

Fig. 10.1. Distribution radial forces in the ring with “positive ovalization” (on the left) and “zero ovalization” (on the right)

Dzięki ścisłej współpracy autora z wytwórcą pierścieni wykonano je zgodnie z zaprezentowanymi na rys. 10.2 wariantami w Fabryce Pierścieni Tłokowych „Prima” SA w Łodzi.

Wariant 1 – pierścień trapezowy podcięty z zamkiem prostym, którego fotografie przedstawiono na rys. 10.3, *wariant 2* – pierścień baryłkowy symetryczny z zamkiem prostym, *wariant 3* – pierścień baryłkowy niesymetryczny podcięty z zamkiem prostym, *wariant 4* – pierścień baryłkowy niesymetryczny z zamkiem prostym. Jak już wspomniano w rozdziale 8, zmieniono materiał pierścienia, wprowadzając żeliwo szare S15, łącząc tym samym bardzo dobre właściwości tribologiczne powłoki z bardzo dobrymi właściwościami rdzenia pierścienia.

Na podstawie wspomnianych prac badawczych, symulacyjnych oraz własnych doświadczeń autora dokonano kilku modyfikacji w porównaniu do pierwotnego projektu pierścienia z powłoką z TiN. Opracowano i wykonano baryłkę niesymetryczną o asymetrii równej 0,15 mm i wysokości równej około 6 μm . Wartości te zostały określone na podstawie pomiarów pierścieni po badaniach na obiekcie rzeczywistym. Jak przedstawiono w rozdziale 3 każdy pierścień wskutek współpracy z powierzchnią tulei cylindrowej osiąga pewien kształt, w którym cechą charakterystyczną jest asymetryczna baryłkowatość powierzchni roboczej. Dzięki jej pomiarom opracowano warianty przedstawione na rys. 10.2 o już prawidłowych kształtach przekroju poprzecznego. Umożliwi to w praktyce uniknięcie lub wydatne skrócenie okresu docierania. Wyjątek stanowi pierścień ostrokrawędziowy; *wariant 1* (rys. 10.3). Tu wewnętrzne podcięcie powoduje jego obrót wokół osi swobodnej i zgodnie z zamierzeniami autora intensywne



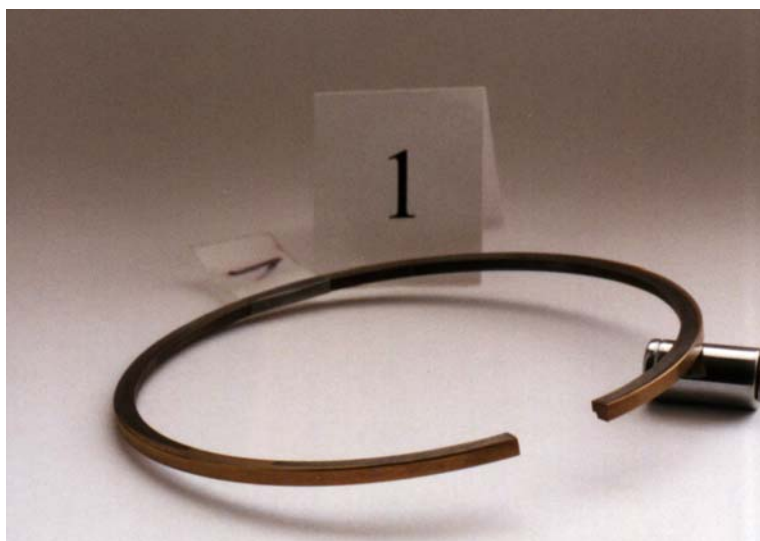
Rys. 10.2. Warianty kształtu przekroju pierścieni tłokowych

Fig. 10.2. Different shapes of the piston ring sections

zgarnianie oleju smarującego do miski olejowej. Tym samym wydatne zmniejszenie ilości zużywanego oleju smarującego z jednoczesnym zapewnieniem dobrych warunków tworzenia klina smarnego.

10.2. Wybór tulei cylindrowej do współpracy z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z azotku tytanu

Analiza wyników badań na tribotesterze umożliwiła podjęcie decyzji o wyborze partnera w parze trącej dla przedmiotowego pierścienia uszczelniającego o powłoce z azotku



Rys. 10.3. Przykładowa fotografia pierścienia tłokowego; wariant 1

Fig. 10.3. A sample photo of the piston ring; variant 1

tytanu. Z uwagi na ponaddwukrotnie mniejsze wartości współczynnika tarcia między próbką z azotku tytanu i przeciwpróbką z żeliwa o warstwie wierzchniej azotowanej zdecydowano, że docelowe będzie zestawienie uszczelniającego pierścienia tłokowego z powłoką z TiN z tuleją cylindrową żeliwną o warstwie wierzchniej azotowanej według technologii „Nitrovac”. Materiały, z jakich wykonywano tuleje i pierścienie tłokowe są takie same jak w przypadku próbek wykonanych do badań modelowych na tribotesterze. Zarówno materiał tulei cylindrowej, jak i pierścieni tłokowych został w swojej pierwotnej postaci wielokrotnie przebadany, między innymi przez autora rozprawy, w ramach wcześniejszych badań trwałościowych, wykazując przy tym dobrą odporność na zużycie [125, 126, 129, 131, 134]. W celu porównania z rozwiązaniem standardowym, tuleje cylindrowe zamontowane w badanym silniku zostały wykonane w dwóch wariantach. Dwie z nich są standardowe chromowane, a cztery azotowane. Azotowanie tulei cylindrowych zostało wykonane w Instytucie Inżynierii Materiałowej i Technik Bezwiórowych Politechniki Łódzkiej, w Zakładzie Inżynierii Powierzchni, metodą „Nitrovac” [156].

10.2.1. Opis warstwy wierzchniej tulei uzyskanej metodą azotowania próżniowego

Azotowanie tulei cylindrowych wykonano metodą „Nitrovac”. Jest to metoda azotowania próżniowego, której istotę stanowi możliwość płynnej regulacji, w pełnym zakresie stężeń, ilości azotu dostarczanego do powierzchni obrabianych elementów [156]. W przeciwieństwie do np. azotowania kąpielowego tu wyeliminowane jest oddziały-

wanie wodoru z materiałem obrabianym podczas prowadzenia procesu, czego efektem jest wyeliminowanie tzw. kruchości wodorowej. Ponadto ze względu na koszt urządzeń jest to proces znacznie tańszy w porównaniu do azotowania jonowego, w którego wyniku otrzymuje się warstwy o podobnych cechach [37]. Niezmiernie istotne jest, że azotowanie tą metodą jest procesem końcowym i obrabiane elementy nie wymagają szlifowania; brak kruchych azotków na powierzchni elementów. Technologia ta jest ekologiczna i nie powoduje zanieczyszczenia środowiska naturalnego. Warstwa wierzchnia uzyskana tą metodą ma twardość do 1400 μ HV. Jednocześnie zachowana jest duża jej plastyczność oraz wytrzymałość zmęczeniowa.

Badania warstwy wierzchniej azotowanej metodą „Nitrovac” tulei cylindrowych wybranych do dalszych prac badawczych wykazały jej mikrotwardość w granicach od 1100 do 1400 μ HV 0,05. Badania przeprowadzono metodą Vickersa zgodnie z normą PN-ISO 6507-3, pod obciążeniem 50 G.

Na powierzchni tulei nie stwierdzono występowania tzw. „białej” warstwy azotków; charakterystycznej w azotowaniu elementów żeliwnych. Dzięki temu nie ma konieczności stosowania dodatkowej obróbki gładzi tulei cylindrowych.

Wykonano również pomiary chropowatości powierzchni tulei, w tym wyznaczono przebiegi krzywych nośności. Pomiary wykonano profilometrem firmy Perthen typu perthometer S8P 6.22 w firmie MAHLE Krotoszyn SA, producenta przedmiotowych tulei. Określa on żądaną wartość chropowatości w postaci parametru R_a , który powinien mieć wartość 1,6 μ m. W związku z tym po procesie obróbki cieplno-chemicznej skupiono się na wartości R_a . Uzyskane wartości chropowatości dla czterech wybranych tulei zamontowanych w gniazdach od 1 do 4 (tabela 10.1) były równe: gniazdo 1; $R_a = 1,85 \mu$ m, gniazdo 2; $R_a = 1,73 \mu$ m, gniazdo 3; $R_a = 1,75 \mu$ m, gniazdo 4; $R_a = 1,68 \mu$ m. Każda z tych wartości jest średnią z dziewięciu wykonanych pomiarów w różnych miejscach powierzchni tulei. Wartości te są nieznacznie większe od żądanych przez producenta. Wzrost ten jest efektem obróbki cieplno-chemicznej w procesie azotowania próżniowego „Nitrovac”. Stwierdzono, że ze względu na niewielkie wartości nie będzie on miał negatywnego wpływu na współpracę z pierścieniami tłokowymi.

Tabela 10.1. Zestawienie tulei cylindrowych i pierścieni tłokowych

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Tuleja GJL-200	Azotowana	Azotowana	Azotowana	Azotowana	Chromowana	Chromowana
Rodzaje pierścienia pierwszego GJL-350	Wariant 2	Wariant 4	Wariant 3	Wariant 1	Wariant 4	Żeliwny
Drugi Trzeci	Standard					

10.3. Kompletacja silnika

Kompletację silnika wykonano na podstawie wyników dotychczasowych prac badawczych, z których wynika, że dla silnika typu SW400 nie występuje uprzywilejowanie umiejscowienia tulei w poszczególnych gniazdach bloku cylindrowego pod kątem ich odporności na zużycie [52, 129]. W związku z tym nie ma konieczności uwzględniania tego czynnika w uzyskanych wartościach zużycia, co znacznie upraszcza późniejszą analizę wyników prac badawczych. W tabeli 10.1 zamieszczono kompletację silnika badawczego. Z przeprowadzonych przez autora licznych prac badawczych dotyczących trwałości silników spalinowych i ich elementów wynika, że zamieszczone w tabeli 10.1 zestawienie wariantów pierścieni badawczych z tuleją azotowaną umożliwi wybór na podstawie wyników wartości zużycia *wariantu* optymalnego do współpracy z tuleją azotowaną według technologii „Nitrovac”.

W celach porównawczych zaproponowano również zestawienie uszczelniającego pierścienia z przedmiotową powłoką z azotku tytanu z tuleją cylindrową chromowaną gniazdo nr 5. Dla porównania wyników w gnieździe nr 6 został zamontowany zestaw standardowy z tuleją chromowaną.

10.4. Pomiary geometryczne badanych elementów i montaż silnika na stanowisku badawczym

Przed montażem do silnika poddano badane elementy pomiarom za pomocą długościomierza Abbe’go oraz w przypadku średnic gniazd pod tuleje cylindrowe i tulei cylindrowych za pomocą średnicówki.

Celem przeprowadzonych pomiarów była identyfikacja stanu wyjściowego badanych elementów. Szczególną uwagę zwrócono na pomiary pierścieni tłokowych. W dziesięciu punktach na obwodzie zmierzono ich grubość promieniową i wysokość osiową. Zmierzono wartość siły sprężystości obwodowej każdego z pierścieni oraz wszystkie pierścienie zważono. W przypadku tulei cylindrowych zmierzono ich średnice po montażu w bloku. Poprzedzono je pomiarami średnicy gniazd pod tuleje cylindrowe. Zmierzono również średnice zewnętrzne tłoków współpracujących z pierścieniami tłokowymi.

Wyniki pomiarów zamieszczono w Dodatku do niniejszej rozprawy.

10.4.1. Analiza wyników pomiarów geometrycznych badanych elementów

Dokładność pomiarowa długościomierza Abbego jest równa 1 μm , a pomiaru średnicówką 5 μm . Pomiary wykonywano każdorazowo w tych samych warunkach (temperatura otoczenia 20 °C, wilgotność powietrza 70%).

Wyniki pomiarów geometrycznych **grubości pierścieni tłokowych** wykazują ich zgodność wymiarową z normami zakładowymi FPT „Prima” SA. Nałożenie powłoki z azotku tytanu o grubości około 3 μm nie spowodowało istotnych zmian wymiarowych,

które poza tym zostały uwzględnione w projekcie pierścieni tłokowych. Pomiary **wysokości pierścieni tłokowych**, która warunkuje ich prawidłową współpracę z rowkami pierścieniowymi w tłokach również wykazały ich prawidłowe wykonanie. Średnie wartości wysokości badawczych pierścieni są równe: $h_{sr1.1} = 3,361$ mm, $h_{sr2.1} = 3,362$ mm, $h_{sr3.1} = 3,364$ mm, $h_{sr4.1} = 3,368$ mm oraz $h_{sr5.1} = 3,356$ mm. Wartości te mieszczą się w tolerancjach wykonawczych podanych przez producenta. Autor w swoich dotychczasowych pracach badawczych również prowadził pomiary pierścieni tłokowych, wykonując badania trwałościowe między innymi 27 silników typu SW 400 [125, 126]. W trakcie tych badań stwierdzono, że wartość średnia wysokości pierwszych pierścieni tłokowych jest równa 3,368 mm z odchyleniem standardowym równym 0,0196 mm. Oznacza to, że zmierzone wysokości badawczych pierścieni również mieszczą się w granicach stwierdzonego odchylenia standardowego, będąc bardzo blisko wartości średniej. Wartości wysokości pozostałych pierścieni, podobnie jak pierścieni badawczych, również spełniają wymagania zarówno normy zakładowej, jak i są zbliżone do rzeczywistych wartości średnich będących wynikiem dotychczasowych prac badawczych autora. Proces technologiczny powłoki spowodował jedynie nieznaczne zmniejszenie **wartości sił sprężystości** obwodowej (od 10 do 20%) w porównaniu do pierścieni bez powłoki ze względu na podgrzanie pierścieni do temperatury 400 °C. Jako bazowe wartości sił sprężystości przyjęto tu wyniki pomiarów wartości sił sprężystości wykonane przez autora w ramach innych prac badawczych zrealizowanych w latach 1984–2000 [125, 126, 129]. Wpływ zmniejszenia wartości obwodowej siły sprężystości na skuteczność pracy uszczelnienia pierścieniowego jest niewielki, ponieważ główna siła uszczelniająca pochodzi od ciśnienia wywołanego przez gazy spalinyowe. Przyczynia się natomiast do dodatkowej redukcji wartości strat tarcia i łatwiejszego zainicjowania procesu smarowania hydrodynamicznego w pozostałych etapach cyklu pracy silnika, gdy wartość siły gazowej jest pomijalnie mała, czyli na około 95% długości cyklu.

Waga pierścieni tłokowych mieści się w granicach norm zakładowych.

Wymiary geometryczne **średnicy zewnętrznej tłoków** wykazują poprawność ich wykonania oraz gwarantują prawidłową ich współpracę z przedmiotowymi pierścieniami tłokowymi. Maksymalne wymiary średnicy tłoków zostały zmierzone na kierunku prostopadłym do osi sworznia tłokowego na wysokości 115 mm od denka tłoka. Wartości te w skojarzeniu z odpowiednimi wartościami średnicy tulei cylindrowych niosą informacje o minimalnym luzie montażowym tłoków w tulejach.

W celu policzenia wartości wspomnianego luzu tłoków w tulejach cylindrowych wykonano pomiary średnicowe gniazd oraz tulei po montażu w gniazdach bloku silnikowego.

Średnice gniazd tulei wykazują zmienność w zależności od kierunku pomiarowego. Wartości średnic w kierunku prostopadłym do osi silnika są większe od wartości średnic w przekroju równoległym do osi silnika. Cecha ta jest spowodowana znacznym nagromadzeniem materiału w kierunku osi silnika, co powoduje zniekształcenie

kołowości tulei. Zniekształcenie to znika po osiągnięciu przez silnik temperatury pracy, czyli wartości średnic w kierunku osi silnika ulegają większym przyrostom, niż w kierunku do niej prostopadłym. Podobnie jak w przypadku pomiarów wysokości i grubości pierścieni tłokowych również dla średnic tulei autor dysponuje wynikami badań statystycznych ich wartości [125, 126]. Wartość średnia średnicy gniazd tulei cylindrowych obliczona dla kierunku pomiarowego prostopadłego do osi silnika z 27 silników rodziny SW400 jest równa: 111,301 mm z odchyleniem standardowym równym: 0,025 mm. Wobec zmierzonej dla silnika badawczego wartości równej 111,284 mm, można przyjąć twierdzenie o poprawności wymiarowej w tym kierunku pomiarowym. Podobnie obliczona wartość średnia dla kierunku pomiarowego równoległego do osi silnika jest równa 111,292 mm z odchyleniem standardowym: 0,023 mm. To również upoważnia do stwierdzenia o poprawności wymiarowej zmierzonej średnicy gniazd tulei (111,288 mm) w tym kierunku pomiarowym. W związku z tym upoważnia to do stwierdzenia o poprawności bloku skierowanego do trwałościowych badań hamownianych.

Średnice tulei cylindrowych podobnie jak w przypadku gniazd również porównano ze zmierzonymi i poddanymi analizie statystycznej wynikami uzyskanymi przez autora w trakcie prac badawczych wykonanych w ubiegłych latach. Stosowane w silniku typu SW400 suche tuleje cylindrowe o ściankach grubości 2 mm są montowane ze znacznym wciskiem (technologia montażu z wykorzystaniem ciekłego azotu), co powoduje odwzorowanie przez tuleję kształtu gniazda w bloku cylindrowym. Z uwagi na to średnice tulei po montażu w kierunku pomiarowym prostopadłym do osi silnika są, podobnie jak dla gniazd, również dla tulei większe, niż w kierunku pomiarowym do niej równoległym. Podobnie jak w przypadku pomiarów średnic gniazd pod tuleje cylindrowe oraz wysokości i grubości pierścieni tłokowych również dla średnic tulei autor dysponuje wynikami badań statystycznych ich wartości [125, 126]. Wartość średnia obliczona dla kierunku pomiarowego prostopadłego do osi silnika z 30 silników rodziny SW400 jest równa: 107,331 mm z odchyleniem standardowym równym: 0,024 mm. Wobec zmierzonej dla silnika badawczego wartości równej 107,293 można stwierdzić odchylenie od wartości statystycznej w tym kierunku pomiarowym w stronę cieńszych wymiarów. Podobnie obliczona wartość średnia średnicy tulei cylindrowych w kierunku prostopadłym do osi silnika jest równa: 107,306 mm z odchyleniem standardowym 0,020 mm, a dla silnika badawczego wynosi ona 107,259 mm i różni się istotnie od obliczonej statystycznie.

Wobec rozbieżności wyników badań statystycznych i pomiarów średnic sprawdzono zamontowane w bloku tuleje cylindrowe metodą badań organoleptycznych. Stwierdzono, że mniejsze wartości średnic zmierzono przede wszystkim w tulejach azotowanych. Ponadto stwierdzono w nich większą chropowatość powierzchni niż w tulejach chromowanych. Proces azotowania powoduje wzrost chropowatości powierzchniowej, która ze względu na charakter pracy tulei jest w początkowym okresie korzystna. Wszystkie wymiary (średnice wewnętrzne) są ze względu na wymiary nominalne w granicach tolerancji podawanych przez producenta silnika.

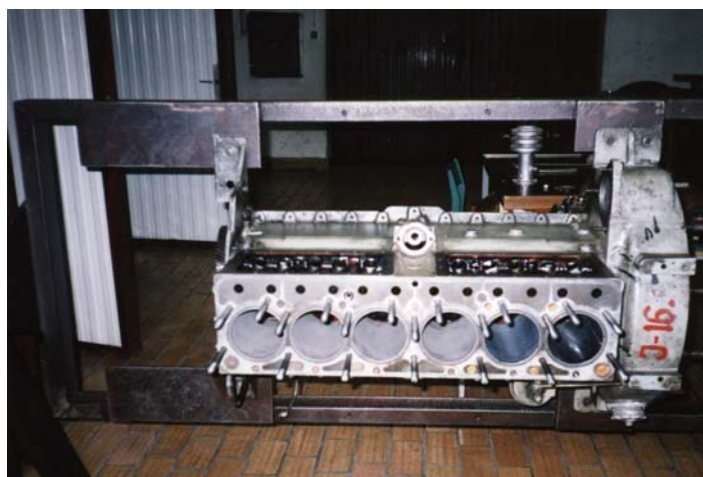
10.4.2. Luz montażowy między tłokiem a tuleją cylindrową silnika badawczego

Luz montażowy między tłokiem i tuleją cylindrową obliczono na podstawie pomiarów wartości średnic tulei cylindrowych po wciśnięciu ich w korpusy silników w kierunku pomiarowym prostopadłym do osi silnika oraz maksymalnych średnic części prowadzących tłoków zmierzonych w odległości 115 mm od denka tłoka w kierunku prostopadłym do osi sworznia tłokowego i silnika. Wartości te zestawiono w tabeli 10.2.

Tabela 10.2. Wartości minimalnego luzu montażowego silnika badawczego, mm

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Luz montażowy	0,115	0,130	0,118	0,114	0,134	0,130

Podobnie jak w przypadku wymiarów geometrycznych pierścieni, tulei i tłoków obliczone wartości minimalnego luzu montażowego porównano z wynikami obliczeń statystycznych wykonanych na podstawie przeprowadzonych w ubiegłych latach prac badawczych [125, 126]. Średnia wartość luzu montażowego była równa 0,125 mm z odchyleniem standardowym równym 0,009 mm. Wartości luzu montażowego w gnieździe pierwszym, trzecim oraz czwartym, czyli tam, gdzie zamontowano tuleje azotowane, są mniejsze od obliczonych na podstawie uprzednio prowadzonych prac badawczych, ale różnice nie przekraczają wartości odchylenia standardowego. Obliczone wartości luzu nie przekraczają wartości dopuszczalnych przez producenta silnika. Mała początkowa wartość luzu montażowego gwarantuje dłuższe przebiegi międzynaprawcze oraz



Rys. 10.4. Fotografia bloku silnika badawczego z zamontowanymi tulejami cylindrowymi. Od lewej widoczne cztery tuleje azotowane i dwie chromowane

Fig. 10.4. The engine block with installed cylinder sleeves.
From the left: four nitrided and two chrome-plated sleeves

cichszą pracę silnika. Ponadto wartości luzu rzędu 0,1 mm są jak najbardziej pożądane ze względu na współcześnie stawiane wymagania silnikom spalinowym o zapłonie samoczynnym, a związane z zapewnieniem większej ich ekologiczności. Wiadomo, że małe wartości luzu montażowego przyczyniają się do zmniejszenia ilości zużywanego przez silnik oleju smarującego. Zmierzone zmniejszenie wartości luzu montażowego jest wynikiem procesu azotowania tulei cylindrowych metodą „Nitrovac” [156]. W przypadku silnika SW400 ta zmiana wartości luzu, będąca wynikiem zmniejszenia się średnicy wewnętrznej tulei, jest ze wszech miar korzystna. Należy podkreślić jednak, że dalsze zmniejszenia luzu montażowego poniżej zmierzonych wartości może prowadzić do poważnych awarii silnika, objawiających się początkowo ograniczeniem mocy, a później zatarciem silnika.

W związku z przedstawionymi wynikami pomiarów podjęto decyzję o dopuszczeniu do ruchu tak przygotowanego bloku silnikowego z zamontowanymi tulejami cylindrowymi, który przedstawiono na rys. 10.4.

Po osadzeniu tulei w bloku silnika wykonano montaż tłoków, pierścieni tłokowych, sworzni i korbowodów, wstawiając je w odpowiednie gniazda z tulejami cylindrowymi (tab. 10.1) oraz zmontowano pozostałe elementy silnika i stanowiska badawczego.

10.5. Próba silnikowa

Dla wykonania próby badawczej silnik typu SW400/Ł2 został połączony z hamulcem wodnym za pomocą wału przegubowego. Na stanowisku zamontowano hamulec wodny typu Schenck Dynabar D360 IE niemieckiej firmy Schenck AG. Wał łączący hamulec z silnikiem również jest produkcji firmy Schenck AG i został dostarczony wraz z hamulcem. Stanowisko to umożliwia w pełni obciążać silnik z możliwością bardzo dokładnego pomiaru warunków pracy (dokładność regulacji obciążenia i prędkości obrotowej $\pm 2\%$). Hamulec wodny Schenck jest sterowany za pomocą dwóch paneli sterujących umożliwiających pracę w opcjach: stałych obrotów ($n = \text{const}$), stałego momentu obrotowego ($M = \text{const}$), obciążenia proporcjonalnego $\Delta M/\Delta n = \text{const}$ oraz nastaw zewnętrznych z komputera PC lub innego urządzenia sterującego. Do regulacji wydatku pompy wtryskowej wykorzystano panel sterujący firmy Automex Gdańsk typu AMX 201 z silnikiem krokowym jako elementem wykonawczym. Panel ten został odpowiednio przystosowany do współpracy z panelami Schenck.

Pomiar zużycia paliwa wykonano, korzystając z miernicy pomiarowej o pojemności 200 cm³, mierząc czas zużycia każdorazowo 200 cm³ paliwa. Dokładność pomiaru czasu wynika z zastosowanego sekundomierza (dokładność 0,1 s). Pomiary wykonywała ta sama osoba zarówno przed, jak i po próbie silnikowej.

Wykonano również pomiar toksyczności spalin. Zawartość CO i NO mierzono z użyciem urządzenia laboratoryjnego produkcji firmy Hartmann Braun AG typu Uras 10E. Umożliwiło ono z dokładnością do 1ppm mierzyć zawartość CO i NO w spalinach. Spaliny przed dostarczeniem do urządzenia pomiarowego przechodzą przez chłodzarkę i ich temperatura każdorazowo jest ustalana na tym samym poziomie. Pomiary zawar-

Tabela 10.3. Dane stanowiskowe podczas docierania silnika według programu docierania producenta silnika: Daewoo Andoria SA

Czas %	Czas h	Moc %	Moc kW	Obroty %	Obroty 1/min	Moment N·m
0–5	2,5	0	0	30	800	0
5–8	1,5	12	9,8	40	900	104
8–25	8,5	35	28,5	60	1400	194
25–50	12,5	50	40,8	70	1600	244
50–80	15	70	57,2	90	2100	260
80–90	5	75	61,3	93	2150	272
90–100	5	100	81,7	100	2300	339

tości CO₂ oraz O₂ wykonano z użyciem analizatora Infralit produkcji niemieckiej. Dokładność pomiaru CO₂ i O₂ jest równa 0,1% i podobnie jak w przypadku urządzenia Hartmann Braun spaliny zostają ochładzane. W związku z tym warunki pomiaru zawsze są sprowadzone do normalnych. Pomiar zadymienia spalin został wykonany z użyciem urządzenia produkcji austriackiej firmy AVL typu Smoke Meter AVL 415. Urządzenie to mierzy zadymienie spalin w skali FSN (*Filter Smoke Number*); odpowiednika pomiaru według skali Bosch (skala 0–10). Po montażu elementów badawczych w silniku i wykonaniu naprawy głównej łożyskowania wału korbowego, aby uniknąć wpływu uszkodzeń łożysk na pracę silnika poddano go procesowi docierania w trakcie 50-godzinowego cyklu docierania, zgodnie z danymi w tabeli 10.3.

Po dotarciu silnika przystąpiono do realizacji próby trwałości zespołowej, która składa się z powtórzonego 180 razy cyklu trwałości zespołowej omówionego na początku niniejszego rozdziału, a przedstawionego w tabeli 10.4.

Po 180 godzinach próby ponownie wykonano pomiary wartości wskaźników według programu obciążeń takiego jak podczas badania stanu wyjściowego (tab. 10.5) silnika po dotarciu. Wyniki pomiarów zamieszczono w tabeli 10.6.

Z porównania wartości podstawowych wskaźników podczas wykonywanych badań wynika, że silnik uzyskał w trakcie pracy nieznaczny wzrost mocy (5%) i momentu

Tabela 10.4. Dane badawcze cyklu trwałości zespołowej silnika SW400/ Ł2

Lp.	Czas %	Czas min	Moc %	Moc kW	Moment N·m	Moment %	Obroty	Obroty 1/min
1	13	10	0	0	0	0	100%	2450
2	25	15	66	54,4	340	100	Mom. max	1600
3	13	10	50	41	70	70	75%	1800
4	13	10	100	82	330	90	Moc max.	2200
5	25	15	0	0	0	0	Bieg jałowy	800

Tabela 10.5. Dane charakterystyczne badań silnika SW400/L2 – stan wyjściowy;
ciśnienie powietrza otaczającego: $p_{ot\ atm} = 1002\ hPa$, wilgotność powietrza 70%

Lp.	Obroty 1/min	Spaliny °C	Stopień dymienia FSN	CO %	CO ₂ %	NO %	O ₂ %	Moc N_e kW	Moment obrotowy M_o N·m	Zużycie paliwa G_e kg/h	Zużycie paliwa g_e g/(kW·h)
1	1400	214	0,18	0,085	3,3	0,098	16,7	14	95,5	4,502	321,57
2	1400	324	0,86	0,045	5,3	0,21	14,2	28	191,0	7,149	255,31
3	1400	421	2,19	0,19	7,2	0,278	11,2	42	286,5	10,133	241,27
4	1650	271	0,24	0,065	3,3	0,114	16,5	16,5	95,5	5,262	318,88
5	1650	313	0,52	0,04	5,2	0,196	13,9	33	191,0	8,407	254,75
6	1650	434	1,91	0,18	7,3	0,262	10,8	49,5	286,5	12,185	246,15
7	1850	276	0,13	0,055	3,6	0,108	15,9	18,5	95,5	5,989	323,74
8	1850	331	0,57	0,04	5,5	0,186	13,3	37	191,0	9,479	256,19
9	1850	429	1,87	0,135	8	0,244	9,9	55,5	286,5	13,496	243,17
10	2050	274	0,14	0,045	3,6	0,104	15,9	20,5	95,5	6,748	329,17
11	2050	368	0,53	0,04	5,7	0,186	13,3	41	191,0	10,787	263,10
12	2050	486	2,56	0,18	8,2	0,242	9,9	61,5	286,5	15,238	247,78
Moc max	2200							74,8	324,7		
Moment max	1600							57,6	343,8		

Tabela 10.6. Dane charakterystyczne badań silnika SW400/L2 – stan po 230 h ruchu; ciśnienie powietrza otaczającego: $p_{ot\ atm} = 1007\ hPa$, wilgotność powietrza 70%

Lp.	Obroty 1/min	Spaliny C	Stopień dymienia FSN	CO %	CO ₂ %	NO %	O ₂ N _e %	Moc M _o kW	Moment obrotowy G _e N·m	Zużycie paliwa g _e kg/h	Zużycie paliwa g/(kW·h)
1	1400	208	0,19	0,085	2,3	0,066	17,8	14	95,5	4,432	316,60
2	1400	297	0,56	0,045	3,7	0,164	15,8	28	191,0	6,935	247,66
3	1400	395	1,81	0,135	5,4	0,236	13,6	42	286,5	9,835	234,17
4	1650	251	0,19	0,065	2,5	0,084	17,6	16,5	95,5	5,162	312,86
5	1650	326	0,43	0,04	4	0,166	15,5	33	191,0	8,201	248,50
6	1650	424	1,45	0,14	5,2	0,228	13,9	49,5	286,5	11,531	232,95
7	1850	286	0,11	0,05	2,4	0,076	17,5	18,5	95,5	5,754	311,05
8	1850	347	0,67	0,04	3,9	0,156	15,7	37	191,0	9,232	249,51
9	1850	456	1,84	0,11	4,6	0,222	14,5	55,5	286,5	12,972	233,74
10	2050	302	0,1	0,045	2,6	0,076	17,5	20,5	95,5	6,578	320,90
11	2050	366	0,48	0,045	4	0,152	15,4	41	191,0	10,342	252,25
12	2050	477	2,51	0,17	5	0,212	13,3	61,5	286,5	14,789	240,47
Moc max	2200							79,2	343,8		
Mom. max	1600							61,12	364,8		

maksymalnego (5%) oraz nieznaczne zmniejszenie zużycia paliwa (3%) podczas testu. Oznacza to, że stan techniczny jego elementów, a zwłaszcza układu TSPC nie uległ zmianie. Wartości podstawowych wskaźników informujących o toksyczności spalin (%CO, %CO₂, %NO, %O₂, zadymienie spalin) uległy nieznacznej poprawie. Świadczy to o bardzo dobrym stanie ogólnym silnika i potwierdza trafność decyzji o skierowaniu go do badań.

10.6. Wyniki badań trwałościowych wykonanych w warunkach hamowni silnikowej

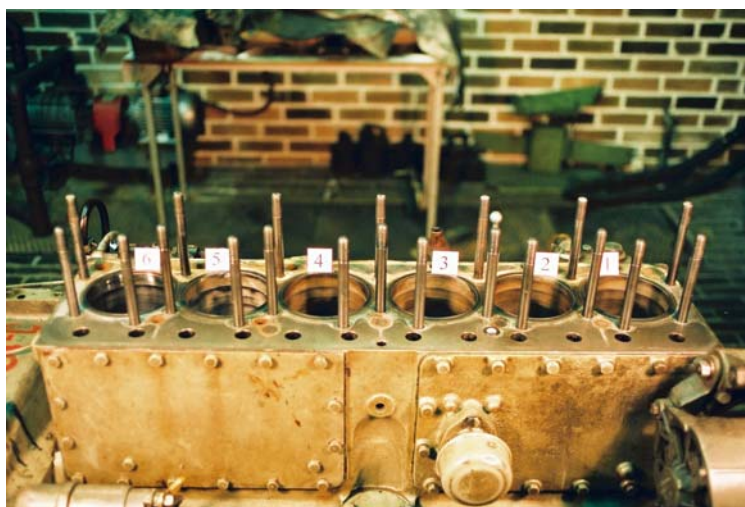
Po wykonaniu przewidzianych programem badań prac trwałościowych przystąpiono do demontażu silnika z jednoczesnym sprawdzeniem i badaniami organoleptycznymi jego elementów. Zasadniczą częścią prac były pomiary geometryczne i badania organoleptycznie pierścieni tłokowych z naniesioną powłoką z azotku tytanu. Wiele uwagi poświęcono również współpracującym z pierścieniami tulejom cylindrowym i tłokom. Ponieważ w poszczególnych gniazdach pracowały pierścienie w różnych wariantach wykonania, więc dokonano również analizy decyzyjnej pod kątem wyboru wariantu do późniejszej produkcji seryjnej przedmiotowych pierścieni tłokowych.

Oględziny po badaniach wykazały ogólny dobry stan silnika badawczego. Nie stwierdzono wycieków oleju silnikowego i napędowego. Kolektor ssący po demontażu był czysty bez jakichkolwiek śladów sadzy, która świadczyłaby o nadmiernych przedmuchach spalin do miski olejowej. Stwierdzono również prawidłowy obraz kolektora wydechowego. Powierzchnia przylegania głowicy nie wykazywała jakichkolwiek nieszczelności, a obraz komór spalania w poszczególnych cylindrach świadczył o prawidłowym przebiegu procesu spalania.

Z analizy kart pomiarowych poszczególnych cykli obciążeniowych wynika poprawność pracy silnika podczas całej próby trwałości zespołowej. Szczególnym wskaźnikiem informującym o stanie silnika i jego podzespołów jest wartość zużycia paliwa na biegu jałowym. Obliczono w tym celu wartość średnią, która jest równa 1,475 kg/h z odchyleniem standardowym równym 0,025 kg/h. Wartości godzinowego zużycia paliwa w trakcie procesu docierania wykazywały tendencję malejącą, stabilizując się w okolicy wartości poniżej średniej (wartość modalna równa 1,465 kg/h) po czasie około 40 godzin pracy silnika. Oznacza to zakończenie procesu docierania i możliwość rozpoczęcia właściwych prób trwałości zespołowej.

10.6.1. Zużycie tulei cylindrowych

Tuleja cylindrowa jest drugim elementem pary trącej pierścien tłokowy–tuleja cylindrowa. Jak już wspomniano w rozdz. 3 silnik spalinowy i jego elementy podlegają obciążeniom zmiennym w czasie i o zróżnicowanym charakterze. Właściwy dobór współpracujących elementów warunkuje duże przebiegi międzynaprawcze, co jest sztuką samą w sobie. Zaprojektowanie, nawet doskonałego pierścienia tłokowego, bez właściwego doboru współpracującej z nim powierzchni tulei nie przyniesie spodziewanych



Rys. 10.5. Widok kadłuba silnika z tulejami cylindrowymi po próbie trwałości zespołowej
 Fig. 10.5. View of the engine block with cylinder sleeves after assembly durability test

efektów w postaci zwiększenia odporności uszczelnienia pierścieniowego na zużycie. W niniejszym rozdziale dokonano analizy zużycia tulei cylindrowych, rozpoczynając ją od badań organoleptycznych.

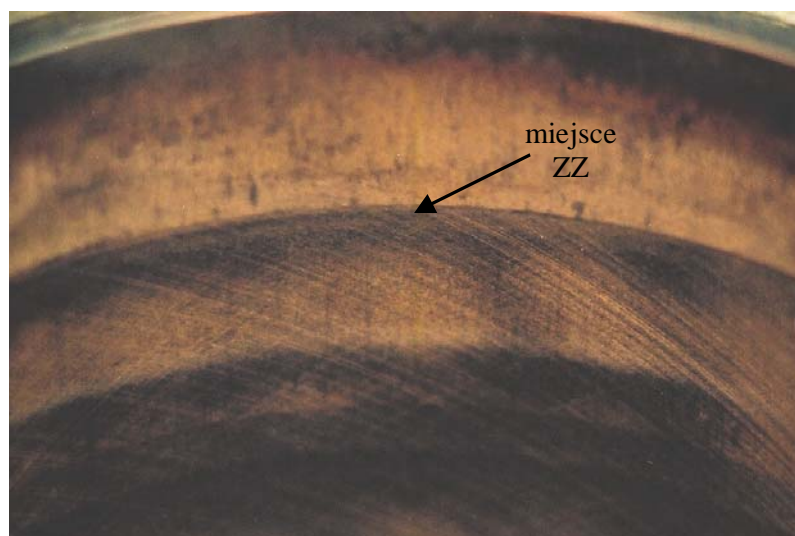
Jak wspomniano, w celu porównania wartości zużycia par trących pierścienie tłokowe z powłoką z azotku tytanu–tuleja cylindrowa, kompletacja silnika została wykonana w taki sposób, aby w jednym gnieździe znalazł się zestaw standardowy. Gniazdo to oznaczono numerem 6, licząc od wentylatora silnika.

Po demontażu głowicy dokonano oględzin powierzchni przylegania kadłuba do głowicy stwierdzając, że jest ona prawidłowa. Na rysunku 10.5 przedstawiono widok ogólny kadłuba silnika z oznaczonymi numerami tulei cylindrowych, poczynając od wentylatora w kolejności zgodnej z kompletacją silnika zamieszczoną w tabeli 10.1. Przedstawiono przykładowy opis badań organoleptycznych tulei cylindrowej 4. Pozostałe opisy badań organoleptycznych tulei zamieszczono w Dodatku.

10.6.1.1. Przykładowe badania organoleptyczne tulei cylindrowej w gnieździe 4

Azotowana powierzchnia tulei współpracująca z pierścieniami tłokowymi jest lekko dotarta i w bardzo dobrym stanie (rys. 10.6).

Stan powierzchni roboczej tulei świadczy o prawidłowej współpracy z pierścieniami. Na całej powierzchni wyraźnie widoczne są rysy honownicze. Miejsce ZZ pierwszego pierścienia jest widoczne na 80% obwodu. Na 20% obwodu jest prawie niezauważalne. Tuleja powyżej miejsca ZZ pierwszego pierścienia nie wykazuje śladów przytarć koroną tłoka na całej swojej powierzchni. Świadczy to o stosunkowo małych ruchach wężykowych tłoka, potwierdzając prawidłowość montażu z mniejszym luzem



Rys. 10.6. Widok miejsca ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN w azotowanej tulei 4

Fig. 10.6. View of the outer dead centre of the first seal ring with TiN coating in nitrided sleeve 4

montażowym. Zużycie tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia jest niewyczuwalne na całym obwodzie. Miejsce ZZ drugiego i trzeciego pierścienia nie jest widoczne na całym obwodzie. Miejsce ZW pierwszego i drugiego pierścienia również nie jest widoczne na całym obwodzie. Miejsce ZW trzeciego pierścienia widoczne jako wyraźne przejście z powierzchni lekko dotartej na powierzchnię nie biorącą udziału w procesie współpracy. Poniżej miejsca ZW trzeciego pierścienia jest widoczna pierwotna struktura powierzchni azotowanej.

W podsumowaniu badań organoleptycznych tulei cylindrowych można stwierdzić, że obraz azotowanych tulei według technologii „Nitrovac” we współpracy z pierścieniami uszczelniającymi o powłoce z azotku tytanu jest prawidłowy. Zużycie tulei azotowanych jest niewyczuwalne, a stwierdzone miejscowe wybłyszczenia są normalnym objawem współpracy. Najkorzystniej prezentuje się tuleja w gnieździe nr 4, która współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu wykonanym w wariantcie konstrukcyjnym nr 1 (pierścień ostrokrawędziowy z podcięciem). Podobnie prezentuje się powierzchnia tulei w gnieździe nr 3, która współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu w wariantcie konstrukcyjnym nr 3 (baryłka niesymetryczna z podcięciem). W gniazdach nr 1 i 2 również powierzchnia tulei jest prawidłowa. Więcej informacji można będzie uzyskać po pomiarach średnicowych oraz bezwzględnej wartości zużycia, które są opisane w dalszych częściach opracowania.

10.6.1.2. Analiza pomiarów średnicy wewnętrznej tulei po próbie trwałości zespołowej

Pomiary średnicy wewnętrznej tulei po próbie trwałościowej wykonano w celu sprawdzenia ułożenia się tulei podczas pracy silnika oraz w celu sprawdzenia ich kołowości. Wyniki pomiarów średnicy zamieszczono w Dodatku.

Przyrosty wartości średnicy tulei cylindrowych przebiegały w pierwszych godzinach ruchu silnika ze względu na duże zmiany temperatury tulei podczas testu trwałości zespołowej. Ujemne wartości przyrostu średnicy są bezpośrednim następstwem tego procesu i wynikają z konieczności dopasowania się tulei do niekołowego kształtu gniazda tulei w bloku silnika.

Wartości średnicy tulei cylindrowych wskazują na ich prawidłowe ułożenie w gniazdach bloku silnikowego. Zmierzone przyrosty wartości średnic w poszczególnych kie-

Tabela 10.7. Zestawienie wartości przyrostu średnicy tulei cylindrowych silnika po próbie trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym zamieszczonym w Dodatku na rys. D.3)

Nr tulei	Przekrój	Kierunek pomiarowy				Wartość średnia	Odchylenie standardowe
		I-I	II-II	III-III	IV-IV		
1 Żeliwna azotowana	A = 26	0,02	0,02	0,025	0,015	0,020	0,004
	B = 40	0,02	0,04	0,02	0,015	0,024	0,011
	C = 75	0,015	0,025	0,015	0,015	0,018	0,005
	D = 121,5	0,015	0,025	0,015	0,015	0,018	0,005
2 Żeliwna azotowana	A = 26	0,005	0,05	0,005	0,045	0,026	0,025
	B = 40	0,005	0,05	0,01	0,04	0,026	0,022
	C = 75	0,005	0,035	0,005	0,025	0,018	0,015
	D = 121,5	0,005	0,025	0	0,015	0,011	0,011
3 Żeliwna azotowana	A = 26	0,005	0,015	0,01	0,025	0,014	0,009
	B = 40	0,005	0,02	0,01	0,025	0,015	0,009
	C = 75	0,01	0,02	0,01	0,005	0,011	0,006
	D = 121,5	0,015	0,015	0,005	0,005	0,010	0,006
4 Żeliwna azotowana	A = 26	0,005	0,035	0,01	0,015	0,016	0,013
	B = 40	0,005	0,025	0,015	0,015	0,015	0,008
	C = 75	0,005	0,015	0,01	0,01	0,010	0,004
	D = 121,5	0,015	0,005	0,01	0,005	0,009	0,005
5 Żeliwna chromowana	A = 26	0,015	0,03	0,005	-0,065	-0,004	0,042
	B = 40	0,01	0	0,035	-0,01	0,009	0,019
	C = 75	0,02	-0,025	0,035	-0,02	0,002	0,030
	D = 121,5	0,025	-0,02	0,03	-0,03	0,001	0,031
6 Żeliwna chromowana	A = 26	0,015	-0,025	0,045	-0,045	-0,003	0,040
	B = 40	0,005	-0,015	0,015	-0,015	-0,003	0,015
	C = 75	0,015	-0,025	0,025	-0,025	-0,003	0,026
	D = 121,5	0,02	-0,02	0,02	-0,025	-0,001	0,025

runkach pomiarowych wynikają właśnie bezpośrednio z tego faktu. Wartości te są rzędu kilku setnych części milimetra. W przypadku gdyby wynikały one z zużycia powierzchni tulei współpracującej z pierścieniami, wówczas badania organoleptyczne wykazałyby istnienie wyraźnie wyczuwalnych progów w miejscach ZZ pierwszych pierścieni uszczelniających we wszystkich tulejach. Takiego faktu nie stwierdzono. W związku z tym wynikające różnice w wartościach średnic w poszczególnych przekrojach i kierunkach pomiarowych są wynikiem wspomnianego ułożenia się tulei w gniazdach. W celu przedstawienia wartości tych różnic obliczono je i zamieszczono w tabeli 10.7.

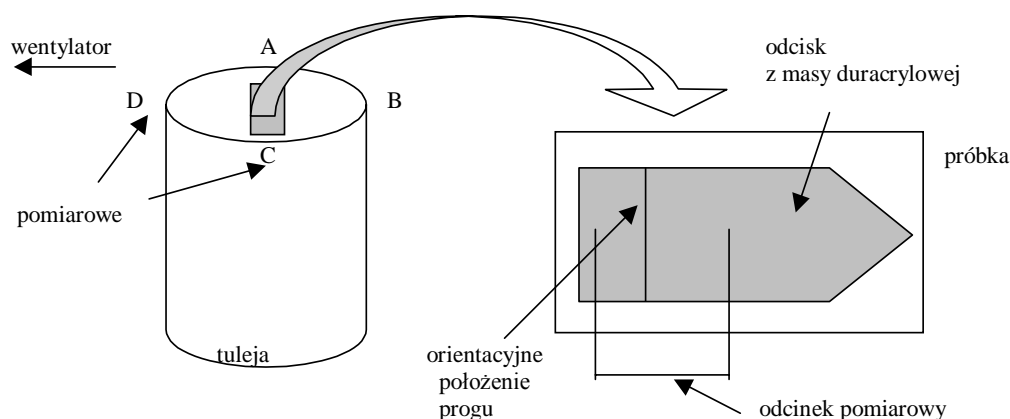
Rzeczywiste wartości zużycia tulei cylindrowych zostaną zaprezentowane w kolejnym rozdziale, a ich pomiar wykonany metodą replik.

Ogólnie należy stwierdzić, że przyrosty wartości średnicy w tulejach azotowanych są bardziej stabilne niż w tulejach chromowanych. Świadczą o tym wartości odchylenia standardowego równe od 0,005 do 0,025. Podczas gdy w przypadku tulei chromowanych są one równe od 0,015 do 0,042. Oznacza to, że tuleje chromowane uległy odkształceniom znacznie większym niż tuleje azotowane.

Tuleje azotowane w trakcie próby trwałości zespołowej wykazały mniejsze zmiany kołowości oraz mniejszą intensywność jej zmian od tulei chromowanych.

10.6.1.3. Analiza pomiarów bezwzględnej wartości zużycia tulei metodą replik

Wartości zużycia tulei zmierzono metodą replik [129]. Metoda replik polega na odwzorowaniu powierzchni tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego za pomocą tworzywa chemoutwardzalnego (tu użyto tworzywa Duracryl) dokładnie odwzorowującego kształt powierzchni oraz późniejszym pomiarze wartości zużycia za pomocą profilometru. Poziomym odniesienia jest powierzchnia nie biorąca udziału w procesie współpracy pierścieni z tuleją, a znajdująca się powyżej miejsca ZZ pierw-



Rys. 10.7. Schemat rozmieszczenia próbek z odciskami duracrylowymi

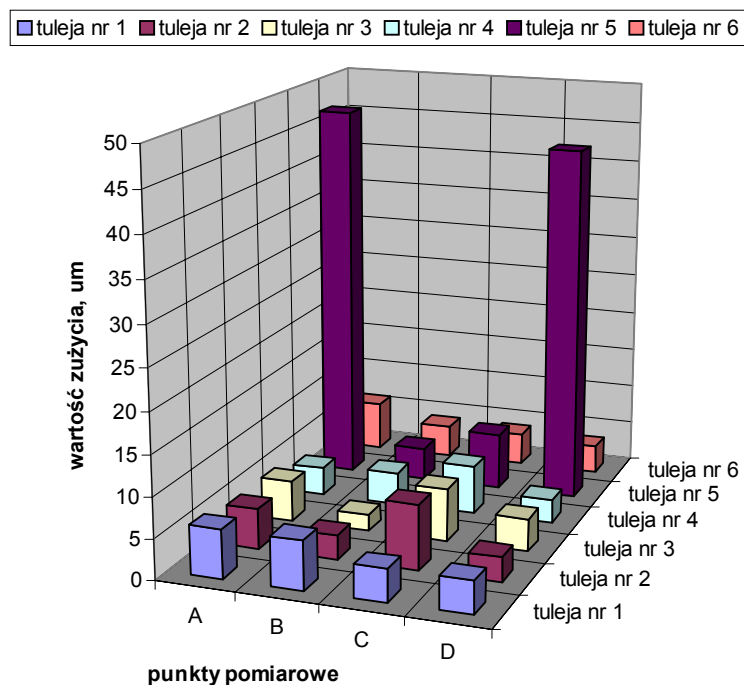
Fig. 10.7. Schematic arrangement of samples with duracryl prints

Tabela 10.8. Zestawienie wartości zużycia w poszczególnych punktach pomiarowych badanych tulei cylindrowych (punkty i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. 10.24)

Tuleja	Punkt pomiarowy	Wartość zużycia $\pm 0,5 \mu\text{m}$	Wartości średnie $\pm 0,5 \mu\text{m}$	Uwagi
1	A	6,0	5,0	
	B	6,0		
	C	4,0		
	D	4,0		
2	A	5,0	4,8	
	B	3,0		
	C	8,0		
	D	3,0		
3	A	5,0	4,4	
	B	2,0		
	C	6,5		
	D	4,0		
4	A	3,5	4,1	
	B	4,0		
	C	6,0		
	D	3,0		
5	A	47,0	25,5	Duże
	B	4,0		
	C	7,0		Duże
	D	44,0		
6	A	6,0	4,4	
	B	4,0		
	C	4,0		
	D	3,5		

sze pierścienia uszczelniającego. Warunkiem niezbędnym dla prawidłowego określenia bezwzględnej (w tym przypadku) wartości zużycia jest brak śladów współpracy między powierzchnią odniesienia i koroną tłoka (powierzchnia powyżej rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego). W przypadku tego silnika warunek ten został spełniony w każdej tulei cylindrowej. Badania wykonano zgodnie ze schematem pomiarowym zamieszczonym na rys. 10.7. Do pomiaru użyto profilometru Taylor Hobson – FTS Laser 3D. Dokładność pomiarowa jest równa $\pm 0,5 \mu\text{m}$.

Po wykonaniu badań profilometrycznych odczytano wartości zużycia tulei cylindrowych przedstawione w tabeli 10.8. Wyniki pomiarów zaprezentowano również w postaci wykresu zbiorczego na rys. 10.8. Proces odczytu wartości zużycia polega na określeniu linii średniej wysokości nierówności powierzchni w miejscu ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego, podobnej linii odpowiadającej powierzchni ponad miejscem ZZ pierwszego pierścienia i następnie określeniu różnicy odległości tych linii przy zna-



Rys. 10.8. Wykres słupkowy wartości zużycia tulei cylindrowych w poszczególnych punktach pomiarowych A, B, C, D; jak na rysunku karty pomiarowej
 Fig. 10.8. A histogram of the wear of cylinder sleeves at measuring point A, B, C, D; as on the figure of measuring card

jomości powiększenia, z jakim wykonano badania profilometryczne. Całość prac jest wykonywana zarówno metodą analizy wykresów profilometrycznych, jak i badań numerycznych. Różnice w oszacowaniu wartości zużycia obiema metodami są rzędu $0,05 \mu\text{m}$.

Wartości średnie zużycia tulei azotowanych są równe odpowiednio: gniazdo 1: $5 \mu\text{m}$, gniazdo 2: $4,8 \mu\text{m}$, gniazdo 3: $4,5 \mu\text{m}$, gniazdo 4: $4,1 \mu\text{m}$. Średnie zużycie tulei chromowanych jest równe odpowiednio w gnieździe 5: $25,5 \mu\text{m}$, a w gnieździe 6: $3,6 \mu\text{m}$. Minimalną wartość zużycia zmierzono w tulei 6 w punkcie pomiarowym D ($1,5 \mu\text{m}$). Podobnie małą wartość zmierzono w punkcie pomiarowym B w tulei azotowanej w gnieździe 3. Ogólny poziom zużycia tulei azotowanych jest podobny jak tulei chromowanej w gnieździe 6 (zestawienie standardowe).

Zużycie tulei w gnieździe 5 jest zasadniczo większe od pozostałych. W tym gnieździe, jak już wspomniano, tuleja chromowana współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu. Wartości zużycia zmierzone w tej tulei wynoszące 47 (punkt pomiarowy A) oraz $44 \mu\text{m}$ (punkt pomiarowy D, zasadniczo odbiegają od wartości zużycia w pozostałych punktach pomiarowych poszczególnych tulei. W przypadku zużycia tulei cylindrowych decydujące jest właśnie zużycie miejscowe, gdyż to jego

wartość podaje informację, o tym czy powłoka (w przypadku tulei chromowanej tak jak tuleja w gnieździe 6) jeszcze jest na powierzchni, czy też już została w 100% zużyta. Podobne wymagania muszą spełnić wszystkie rozwiązania tulei z powłokami oraz utwardzonymi warstwami wierzchnimi.

Minimalną średnią wartość zużycia w tulejach azotowanych zmierzono w gnieździe 4 i jest ona równa 4,1 μm . Podobnie małą wartość (4,5 μm) zanotowano w tulei zamontowanej w gnieździe 3. Na uwagę zasługuje również równomierność wartości zużycia w tych gniazdach.

Na podstawie zużycia tulei cylindrowych można stwierdzić, że dobrane zestawienie pierścienia tłokowego o pokryciu przeciwzużyciowym z azotku tytanu z tuleją cylindrową o warstwie wierzchniej utwardzonej metodą azotowania próżniowego „Nitrovac” jest właściwe, a wartości zużycia tych tulei są minimalne.

10.6.2. Analiza zużycia tłoków

Badania organoleptyczne tłoków wykazały prawidłowy ich obraz. Nie stwierdzono żadnych śladów przytarć koroną (część powierzchni bocznej tłoka powyżej pierwszego pierścienia uszczelniającego do krawędzi) oraz żadnych śladów, które świadczyłyby o nieprawidłowej współpracy części prowadzącej tłoków z powierzchnią tulei cylindrowej. Obliczone wartości minimalnych luzów montażowych, pomimo że były mniejsze od wartości statystycznych [125, 126], nie spowodowały żadnych nieprawidłowości. Zresztą wyniki wartości luzu, jak już wspomniano wcześniej, były dopuszczal-

Tabela 10.9. Zestawienie wartości zużycia tłoków silnika SW400/L2 po próbie trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym nr D4 zamieszczonym w Dodatku, przekroje pomiarowe I-I i II-II są wzajemnie prostopadłe)

Nr tłoka	Przekrój	A	B	C	1	2	3
	Kierunek	$l = 3,2$	$l = 14,5$	$l = 29$	$l = 55$	$l = 82$	$l = 115$
1	I-I	-0,003	0,002	0,002	0,001	-	0,002
	II-II	-0,006	-0,003	-0,001	0,003	0,003	-0,002
2	I-I	-0,004	-0,005	0,004	0,001	-	-0,001
	II-II	-0,007	-0,004	-0,003	0,004	0,005	0,001
3	I-I	-0,003	-0,004	-0,004	-0,003	-	0,004
	II-II	-0,006	-0,004	-0,002	0,003	0,006	0,003
4	I-I	-0,001	-0,001	0,003	0,003	-	0,002
	II-II	-0,005	0,002	-0,001	-0,001	0	0
5	I-I	-0,006	-0,004	0,006	0,004	-	0,001
	II-II	-0,005	-0,004	0,005	0,004	0,003	0,003
6	I-I	-0,007	-0,004	0,004	0,007	-	0,003
	II-II	-0,006	-0,005	0,003	0,005	0,004	-0,001

Tabela 10.10. Zestawienie minimalnych luzów tłoka w tulei cylindrowej przed i po próbie trwałości zespołowej oraz przyrost jego wartości

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Luz montażowy, mm	0,115	0,130	0,118	0,114	0,134	0,130
Luz po próbie trwałościowej, mm	0,123	0,134	0,124	0,118	0,145	0,137
Przyrost wartości luzu, mm	0,008	0,004	0,006	0,004	0,011	0,007

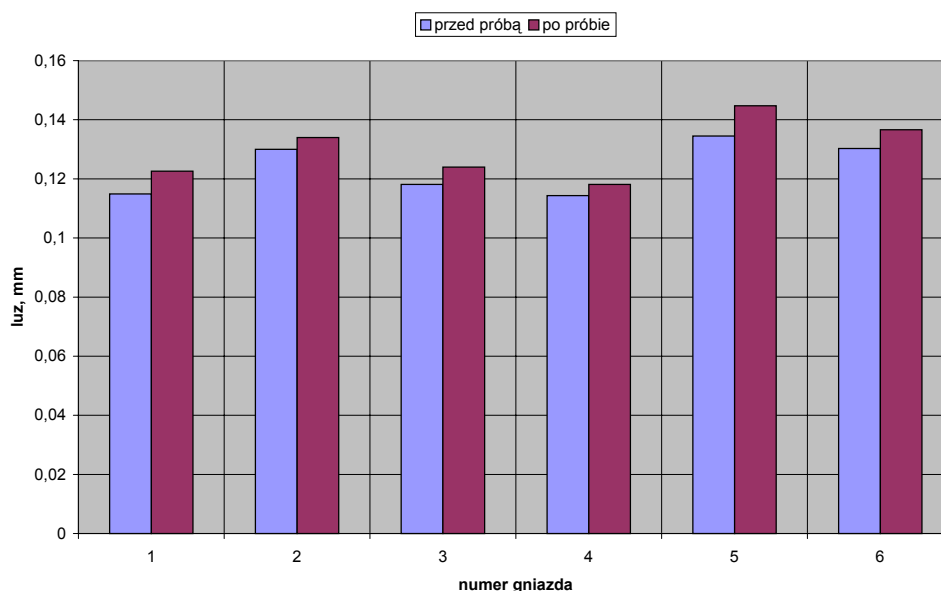
ne. Ponadto mniejsze wartości luzu montażowego powodują cichszą pracę silnika i mniejsze „wężykowanie” tłoka w tulei cylindrowej. Celem sprawdzenia wartości luzu między tłokiem i tuleją cylindrową również po badaniach trwałościowych obliczono je i zamieszczono w tabeli 10.10. Obliczenia te poprzedzono obliczeniem wartości zużycia tłoków. W tym celu ponownie zmierzono wartości średnic tłoków w przekrojach i na poziomach takich samych jak przed rozpoczęciem prac badawczych i zamieszczono w Dodatku. Wyniki wartości zużycia tłoków przedstawiono w tabeli 10.9.

Z wyników pomiarów wartości zużycia tłoków można wyciągnąć następujące spostrzeżenia. Po pierwsze zmierzono przyrosty średnicy w stosunku do pomiarów wstępnych. Przyrosty te są umiejscowione w okolicy progu ogniowego tłoka oraz nad rowkiem pierwszego pierścienia uszczelniającego. Takie wyniki pomiarów oznaczają, że zastosowany materiał na tłoki nie był odpowiednio wysezonowany. Jednocześnie przyrost średnicy o kilka mikrometrów (od 1 do 7 μm) nie powoduje żadnych niekorzystnych następstw. Zwłaszcza jeżeli jest to w okolicy powyżej rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego. Po drugie, zmierzone wartości zużycia wahają się od 1 do maksymalnie 6 μm , co praktycznie oznacza, że tłoki zużyły się w sposób minimalny i świadczą bardzo korzystnie o ich stanie.

Wyniki wartości zużycia tłoków potwierdzają spostrzeżenia i wnioski wysnute na podstawie ich oględzin w trakcie badań organoleptycznych. Stan powierzchni oraz wartości zużycia upoważniają do stwierdzenia, że tłoki uległy zużyciu, które można określić jako zakończenie procesu docierania. W praktyce oznacza to możliwość ponownego ich montażu w silniku podczas naprawy głównej.

W celu określenia wartości luzu tłoka w tulei cylindrowej posłużono się, podobnie jak w przypadku obliczania luzu montażowego, wynikami pomiarów wartości średnicy tulei w kierunku prostopadłym do osi silnika po próbie trwałości zespołowej oraz wartości średnicy tłoka w przekroju 115 mm od denka tłoka w kierunku pomiarowym również prostopadłym do osi silnika i sworznia tłokowego. Luz tłoka w tulei cylindrowej obliczono, odejmując wartość średnicy tłoka od wartości średnicy tulei i dzieląc tę wartość przez dwa. Uzyskane wyniki zamieszczono w tabeli 10.10 oraz na rys. 10.9. Dodatkowo w tabeli i na rysunku przytoczono wyniki obliczeń luzu montażowego oraz obliczono wartości przyrostu luzu tłoka w tulei po próbie trwałości zespołowej.

Wartości luzu tłoka w tulei cylindrowej po próbie trwałości zespołowej dla tulei azotowanych są mniejsze niż dla tulei chromowanych. Podobnie przyrost wartości luzu jest średnio nieznacznie mniejszy dla tulei azotowanych. Największy przyrost zmie-



Rys. 10.9. Wykresy słupkowe wartości minimalnego luzu tłoka w tulei cylindrowej przed i po próbie trwałości zespołowej

Fig. 10.9. Histograms of the minimum values of piston clearance in the cylinder sleeve before and after assembly durability test

rzono w gnieździe 5, w którym tuleja chromowana współpracowała z pierścieniem o powłóce z azotku tytanu. Zestawienie to jak już wspomniano nie spełniło oczekiwań i jako takie zostało odrzucone ze względu na nadmierne zużycie tulei w ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego. Należy stwierdzić, że wartości luzu tłoka w tulei dla gniazd 1, 2, 3 oraz 4 potwierdzają trafność wyboru skojarzenia materiałowego tuleja cylindrowa azotowana i powłoka pierścienia tłokowego wykonana z azotku tytanu.

10.6.3. Analiza zużycia pierścieni tłokowych

Zasadniczym etapem prac badawczych było określenie wartości zużycia i analiza jego wartości pierścieni tłokowych. W pierwszej kolejności opisane zostaną badania organoleptyczne wraz z badaniami z mikroskopii skannigowej. Kolejnym etapem będzie określenie wartości ich zużycia w poszczególnych punktach pomiarowych. Zaprezentowane wyniki badań organoleptycznych i metodą mikroskopii skaningowej dotyczą przykładowego pierścienia, który był zamontowany w gnieździe 4. Pozostałe wyniki badań zamieszczono w Dodatku.

10.6.3.1. Przykładowe badania organoleptyczne pierścienia 4/1

W ramach badań organoleptycznych wykonano oględziny pierścienia, dokonano opisu stanu powłoki oraz wykonano fotografie powłoki.

Pierścień zamontowany w czwartym gnieździe został wykonany w wariantcie konstrukcyjnym nr 1. Jego powierzchnia została wykonana jako ostrokrawędziowa ze sfazowaniami na krawędziach oraz podcięciem wewnętrznym na górnej półce (rys. 10.2 oraz rys. 10.3). Pierścień ten współpracował z azotowaną powierzchnią tulei cylindrowej. Powierzchnia robocza pierścienia nosi ślady równomiernej współpracy na całym obwodzie. Ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni i ogranicza się do okolicy dolnej krawędzi powierzchni roboczej (rys. 10.10). Jest to efektem podcięcia wewnętrznego powodującego jego obrót wokół osi swobodnej. Widoczne są rysy wzdłużne będące wynikiem wstępnej obróbki



Rys. 10.10. Widok powierzchni roboczej pierścienia 4/1 (gniazdo 4; wariant 1) po próbie trwałości zespołowej

Fig. 10.10. View of the working surface of ring 4/1 (seat 4; variant 1) after assembly durability test

powierzchniowej wykonanej przed nałożeniem powłoki z azotku tytanu oraz współpracy z powierzchnią tulei. Zerowa owalizacja pierścienia przyczyniła się do minimalizacji zużycia w okolicy zamka pierścienia, co jest widoczne w postaci zachowania powłoki w tej okolicy. Powłoka z azotku tytanu uległa częściowemu zużyciu, co jest widoczne w postaci jej wyblszczenia na obwodzie w dolnej części powierzchni roboczej, aż do jej krawędzi włącznie (rys 10.10). Ponadto widoczne są sfazowania krawędzi, które nie miały styku z powierzchnią tulei, natomiast przyczyniały się do powstawania filmu olejowego między nią i powierzchnią pierścienia. Zważywszy bardzo duży zakres obciążeń, jakim poddano pierścień podczas prób, zużycie to jest małe, ale skoncentrowane w pobliżu krawędzi. Dokładne wartości zużycia w poszczególnych punktach pomiarowych zostaną określone i obliczone w następnych podrozdziałach. Tego typu wykonanie konstrukcyjne pierścieni, w zasadzie, stosuje się w celu zmniejszenia zużycia oleju smarującego, powoduje on bowiem wyraźne zwiększenie intensywności zgarniania

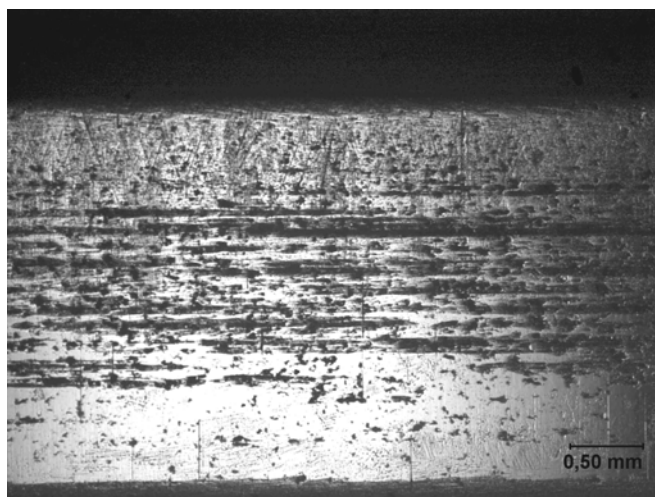
oleju z powierzchni tulei w dół do miski olejowej. Wygląd powierzchni roboczej pierścienia potwierdza takie jego działanie. Chociaż kumulacja zużycia w okolicy dolnej krawędzi może doprowadzić do nadmiernego zużycia powłoki z azotku tytanu w tym rejonie, to wygląd powierzchni przemawia na korzyść tego rozwiązania i na równi z wariantem 3 może stanowić konstrukcję docelową.

10.6.3.2. Przykładowe badania makroskopowe metodą mikroskopii świetlnej i skaningowej pierścienia 4/1

Celem badań było wykonanie zdjęć makroskopowych próbek powierzchni pierścieni tłokowych pokrytych powłoką azotku tytanu z zastosowaniem mikroskopu świetlnego i skaningowego. Badaniom makroskopowym z zastosowaniem metod mikroskopii świetlnej i skaningowej poddano cztery próbki wycięte z pierścieni z powłoką z azotku tytanu. Były to pierścienie w czterech wariantach konstrukcyjnych przedstawionych na rys. 10.2. Badaniom poddano fragmenty pierścieni, które były zamontowane w czterech pierwszych gniazdach silnika badawczego. Określono ponadto miejsca zużycia powłoki azotku tytanu, stosując techniki rentgenowskiej mikroanalizy składu chemicznego.

Program badań obejmował:

- wykonanie zdjęć makroskopowych zużytych obszarów powłoki pierścieni tłokowych z zastosowaniem mikroskopu świetlnego,
- wykonanie zdjęć makroskopowych powłoki pierścieni tłokowych z zastosowaniem mikroskopu skaningowego,



Rys. 10.11. Fotografia wybranego fragmentu powierzchni roboczej pierścienia 4/1 (gniazdo 4; wariant 1) po próbie trwałości zespołowej

Fig. 10.11. A fragment of the working surface of ring 4/1 (seat 4; variant 1) after assembly durability test

- analizę składu chemicznego i rozkład pierwiastków chemicznych na powierzchni pierścieni tłokowych,

Wyniki obserwacji makroskopowych z zastosowaniem mikroskopu świetlnego

Zdjęcia makroskopowe powierzchni roboczych próbek pierścieni pokrytych powłoką z azotku tytanu wykonano z zastosowaniem mikroskopu świetlnego Neophot 32 sprzężonego z cyfrową kamerą Spot Inlight Color firmy Visitron Systems GmbH, stosując powiększenie 25 razy. Na rys. 10.11 przedstawiono fotografię powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1), który współpracował z tuleją cylindrową o warstwie wierzchniej azotowanej. Przedstawiono miejsce na powierzchni pierścienia o maksymalnym zużyciu.

Na powierzchniach roboczych wszystkich czterech pierścieni są widoczne rysy wzdłużne, w których wyraźnie brak powłoki z azotku tytanu. Przyczyną tego stanu rzeczy jest nierównomierne podłoże powierzchni pierścienia przed nałożeniem powłoki. Ostatnią obróbką ubytkową powierzchni jest jej szlifowanie wzdłużne i w przypadku wariantów o numerach 2, 3, 4 baryłkowanie pierścieni. Pozostałe po procesie szlifowania rysy później zostały pokryte powłoką z azotku tytanu. Na szczytach nierówności powierzchni powłoka ta ulegała intensywnym obciążeniom, co doprowadziło do przedstawionego obrazu zużycia. Wyjściem z tego niekorzystnego stanu rzeczy jest bardziej dokładne przygotowanie powierzchni pod powłokę z azotku tytanu. Potwierdzeniem opisanego obrazu zużycia są przeprowadzone w dalszej części pracy badania metodą mikroskopii skaningowej.

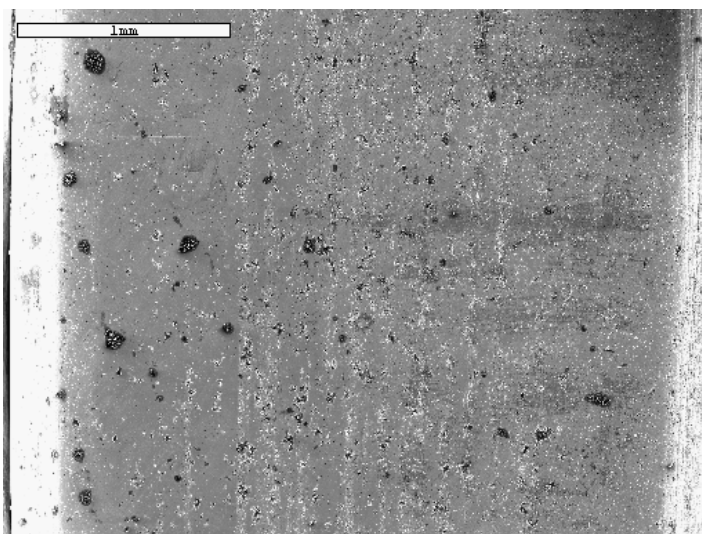
Najmniejsze zużycie zaobserwowano na powierzchni pierścienia 4/1 wykonanego w wariantcie 4. Jest to pierścień ostrokrawędziowy z podcięciem wewnętrznym. Przeprowadzone badania organoleptyczne również wykazały dobry stan tego pierścienia.

Badania makroskopowe z zastosowaniem mikroskopu skaningowego

Zdjęcia makroskopowe oraz analizę składu chemicznego powierzchni pierścieni tłokowych wykonano z zastosowaniem elektronowego mikroskopu skaningowego JEOL JSM – 5800LV sprzężonego z mikrosondą rentgenowską Oxford Link ISI 300 [54].

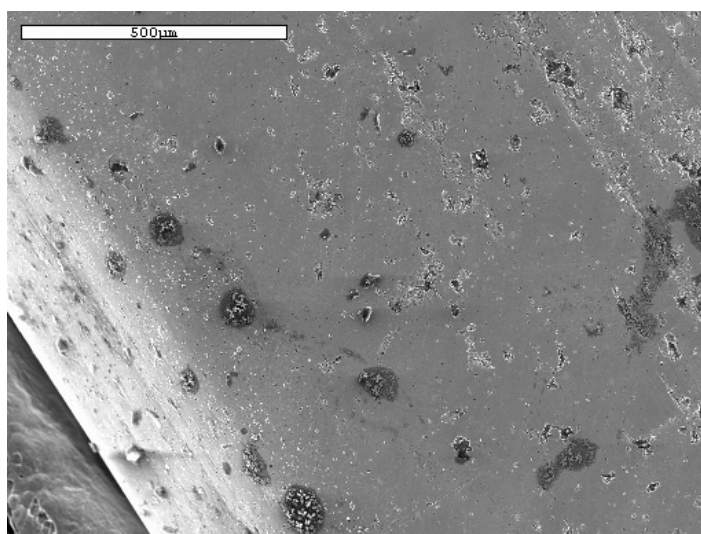
Zarejestrowane zdjęcia i wykresy widma energetycznego promieniowania rentgenowskiego przedstawiono w Dodatku. Podano wyniki badań makroskopowych dla pierścienia 4/1. Podobnie jak w przypadku badań z wykorzystaniem mikroskopu świetlnego do analizy wybierano obszary o zużyciu maksymalnym.

Powierzchnia pierścienia 4/1 (wariant 3) z powłoką z azotku tytanu wykazuje niewielkie ślady zużycia w postaci rys niewyraźnie widocznych na rys. 10.12 oraz 10.15. Zastosowany kontrast materiałowy ujawnił obszary, w których widoczna jest powierzchnia pierścienia zawierająca związki tytanu oraz „kieszenie” olejowe, w których stwierdzono zawartość żelaza i innych pierwiastków (rys. 10.15). W celu identyfikacji zawartości poszczególnych pierwiastków na powierzchni pierścienia, zastosowano metodę spektrograficzną, mierząc widmo energetyczne zaznaczonych na rys. 10.15 obszarów A, B oraz C. Wyniki zamieszczono na rys. 10.16, 10.17, 10.18 i 10.19. Na rys. 10.16 przedstawiono widmo energetyczne całego obszaru rys. 10.14. Widoczne jest typowe widmo charakterystyczne dla azotku tytanu z niewielką zawartością żelaza, co



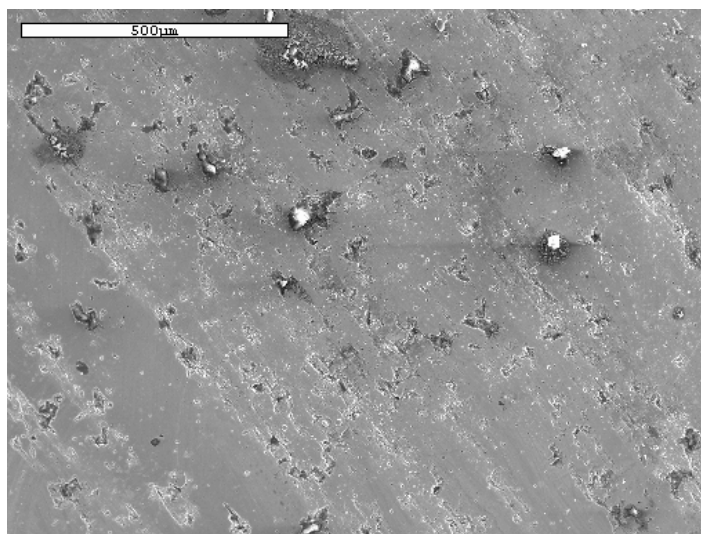
Rys. 10.12. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 4/1 (wariant 1) – całość; pow. 40×, SEM

Fig. 10.12. SEM image of the surface of piston ring 4/1 (variant 1) – whole; magnification 40×



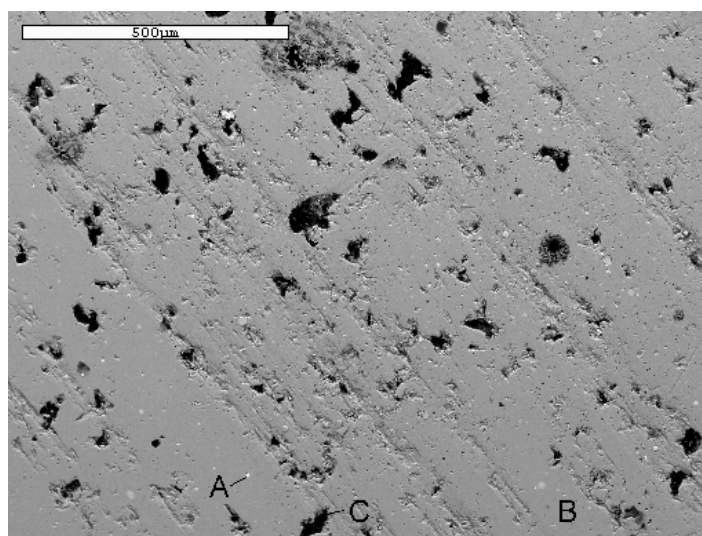
Rys. 10.13. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 4/1 (wariant 1) – krawędź; pow. 100×, SEM

Fig. 10.13. SEM image of the surface of piston ring 4/1 (variant 1) – edge; magnification 100×



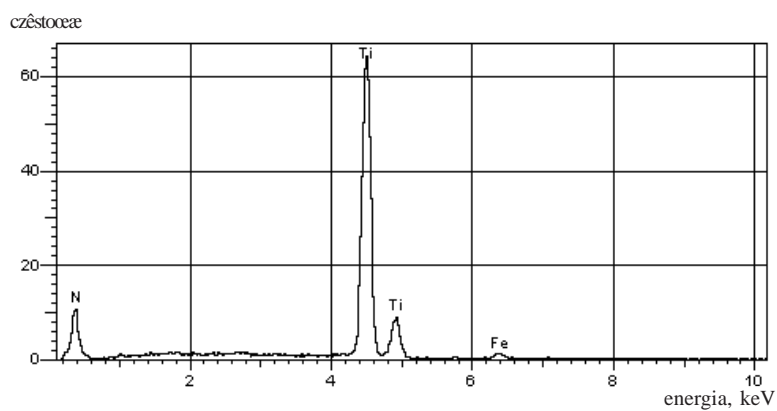
Rys. 10.14. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 4/1 (wariant 1) – część środkowa wykazująca znaczne ślady zużycia; pow. 100×, SEM

Fig. 10.14. SEM image of the surface of piston ring 4/1 (variant 1) with central part showing appreciable wear tracks; magnification 100×, SEM



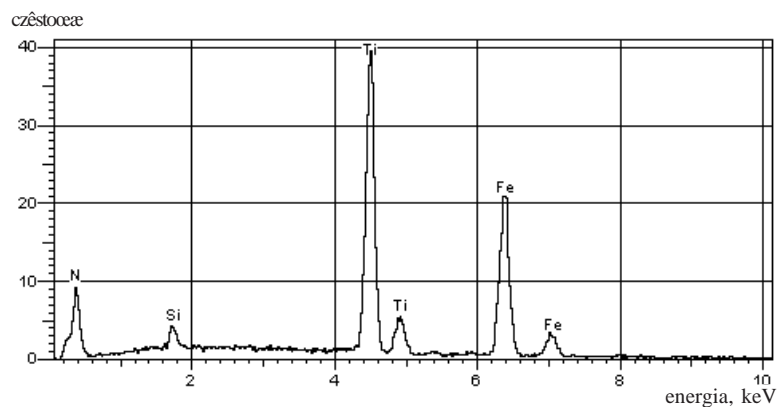
Rys. 10.15. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 4/1 (wariant 1) – część środkowa przedstawiona na rys. 10.14. Kontrast materiałowy BE; pow. 100×, SEM

Fig. 10.15. SEM image of the surface of piston ring 4/1 (variant 1) with central part shown on fig.10.14. BE material contrast; magnification 100×



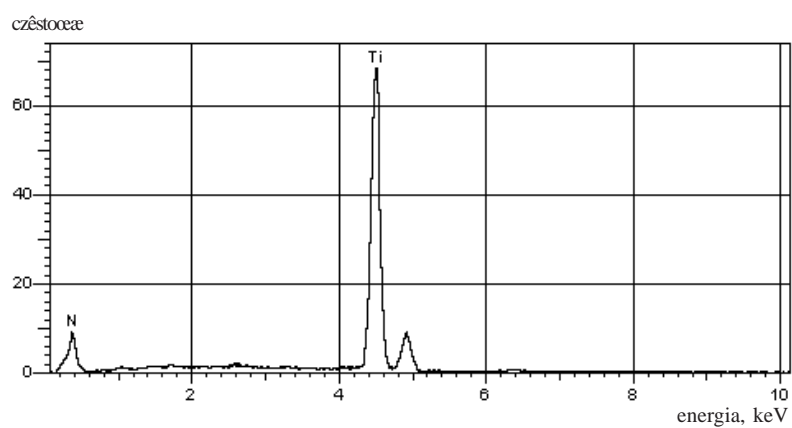
Rys. 10.16. Widmo energetyczne z całości obszaru przedstawionego na rys. 10.15

Fig. 10.16. The energy spectrum of the whole area shown in fig. 10.15



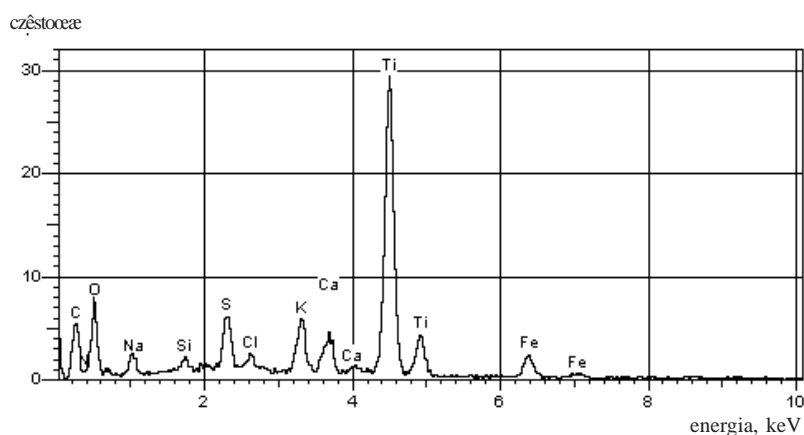
Rys. 10.17. Widmo energetyczne z obszaru A zaznaczonego na rys. 10.15

Fig. 10.17. The energy spectrum of area A marked in fig. 10.15



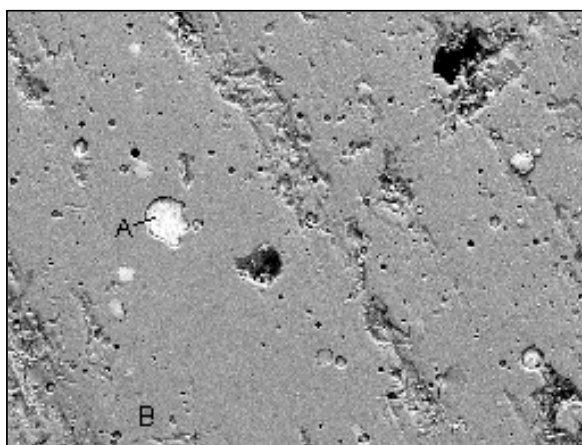
Rys. 10.18. Widmo energetyczne z obszaru B zaznaczonego na rys. 10.15

Fig. 10.18. The energy spectrum of area B marked in fig. 10.15



Rys. 10.19. Widmo energetyczne z obszaru C zaznaczonego na rys. 10.15

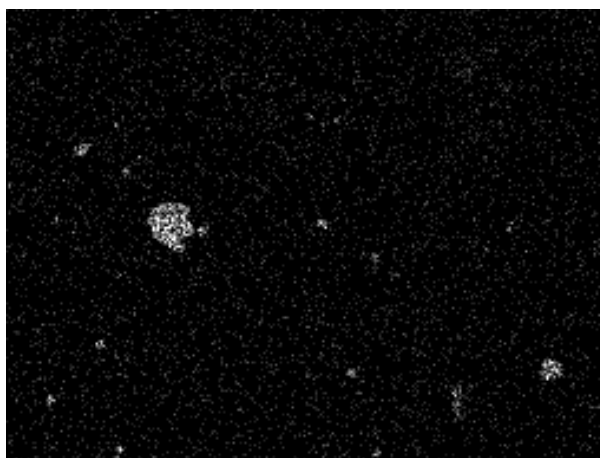
Fig. 10.19. The energy spectrum of area C marked in fig. 10.15



Rys. 10.20. Obszar powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1) objęty analizą rozkładu pierwiastków, pow. 100×, kontrast materiałowy BE, SEM

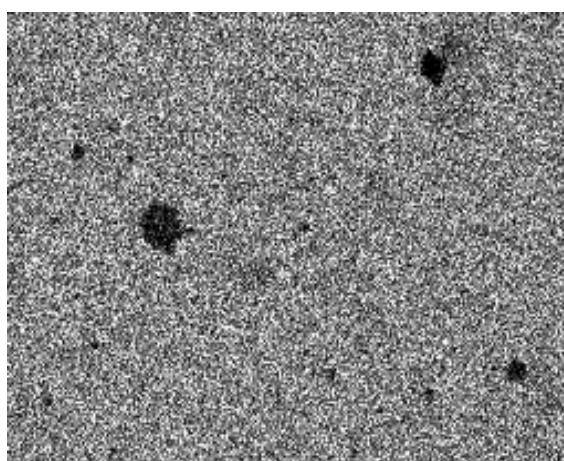
Fig. 10.20 The surface area of piston 4/1 (variant 1) subjected to analysis of the distribution of elements, magnification 100×, BE material contrast; SEM

świadczy o częściowym wymieszaniu tych pierwiastków w warstwie wierzchniej. Wymieszanie to przyczynia się do bardzo dobrej adhezji azotku tytanu do podłoża. Potwierdzeniem tego zjawiska jest obszar A z rys. 10.15, którego widmo przedstawiono na rys. 10.17. Na rys. 10.18 przedstawiono widmo z obszaru B, czyli czystego azotku tytanu (brak widma żelaza). Widmo obszaru kieszeni olejowej przedstawiono na rys. 10.19 to typowy obraz tej „kieszeni” z zawartością różnych pierwiastków. Zmierzono również rozkład ilościowy pierwiastków metodą mikroanalizy rentgenowskiej w obszarach A i B przedstawionych na rys. 10.20, odpowiadających obszarom A i B na rys.



Rys. 10.21. Rozkład żelaza (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. 10.20; pow. 100×

Fig. 10.21. Iron distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area shown in fig. 10.20; magnification 100×



Rys. 10.22. Rozkład tytanu (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. 10.20; pow. 100×

Fig. 10.22. Titanium distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area shown in fig. 10.20; magnification 100×

Tabela 10.11. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej całości obszaru powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1) przedstawionego na rys. 10.20

Pierwiastek	Zawartość w %
Tytan (Ti)	86,46
Azot (N)	11,02
Żelazo (Fe)	2,50

Tabela 10.12. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1)

Miejsce A na rys. 10.20 (jasne obszary na rys. 10.21)		Miejsce B na rys. 10.20 (jasne obszary na rys. 10.22)	
Pierwiastek	Zawartość w %	Pierwiastek	Zawartość w %
Żelazo (Fe)	47,12	Tytan (Ti)	92,40
Tytan (Ti)	44,13	Azot (N)	7,59
Krzem (Si)	1,94		
Azot (N)	6,80		

10.15. Obszar A zawiera 47,12% żelaza oraz 44,13% tytanu (rys. 10.21, tabela 10.12), obszar B zawiera 92,40 % tytanu oraz 7,59 % azotu (rys. 10.22, tabela 10.12). Widoczna jest praktycznie w 100 % powierzchnia o powłoce z azotku tytanu. Powłoka ta uległa jedynie nieznacznemu zużyciu. Dla pełniejszego obrazu zmierzono zawartość ilościową pierwiastków na całym obszarze przedstawionym na rys. 10.14. Stwierdzono jedynie 2,50% zawartość żelaza, która przypada na „kieszenie” olejowe. 85,46% składu chemicznego powierzchni pierścienia 4/1 przypada na tytan, a 11,02% to azot. Stan powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1) jest najlepszy w stosunku do powierzchni pierścieni 1/1 oraz 2/1 i 3/1.

10.6.3.3. Pomiary pierścieni po próbie trwałości zespołowej

Podobnie jak przed rozpoczęciem prac badawczych po zakończeniu próby trwałości zespołowej wykonano pomiary geometryczne grubości i wysokości pierścieni tłokowych. Pomiary wartości sił sprężystości obwodowej oraz pomiary wagi. Celem tych prac było ustalenie wartości zużycia liniowego wysokości i grubości pierścieni, ustalenie spadku wartości sił sprężystości obwodowej oraz ubytku masy pierścieni.

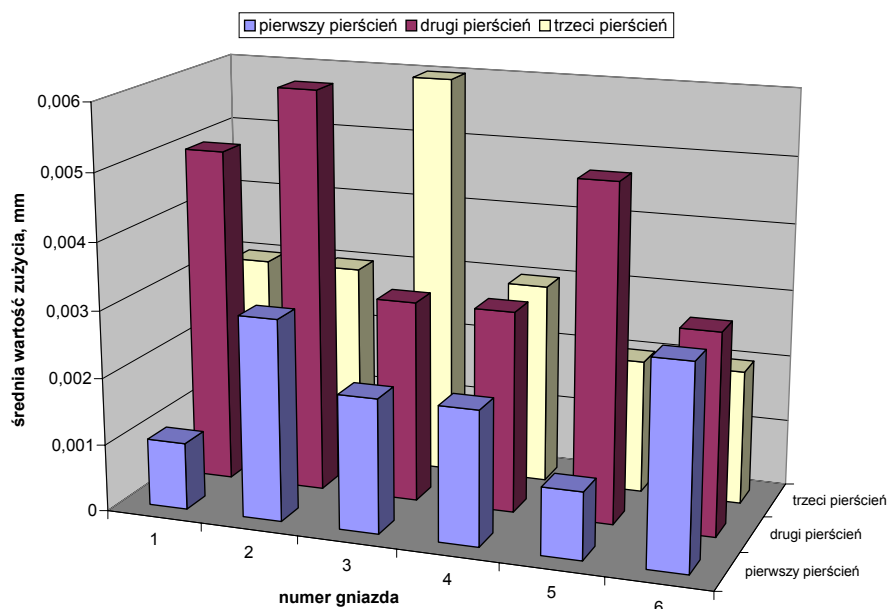
Podstawowym pomiarem był pomiar wartości wysokości i grubości pierścieni. Określenie zużycia liniowego w przypadku pierścieni jest decydujące o ich dalszym dopuszczeniu do eksploatacji bądź odrzuceniu. Największej wagi nabiera ten pomiar w przypadku, gdy na powierzchniach roboczych pierścieni są powłoki przeciwzużyciowe. Warunkuje on, przy znanej grubości początkowej powłoki, określenie aktualnej jej grubości. Pomiar grubości i wysokości wykonano w dziesięciu punktach na obwodzie pierścienia; tych samych, w których dokonywano pomiarów wstępnych. Wyniki pomiarów grubości osiowej zamieszczono w Dodatku. Dokładności pomiarów poszczególnych wartości były takie same jak w przypadku pomiarów wstępnych.

10.6.3.4. Wyznaczenie wartości zużycia pierścieni tłokowych i analiza jej wyników

Celem wykonanych pomiarów pierścieni było określenie wartości zużycia grubości, wysokości, masy oraz zmniejszenia siły sprężystości pierścieni tłokowych. Wartości zużycia grubości promieniowej zestawiono w tabeli 10.13 oraz przedstawiono na

Tabela 10.13. Zestawienie wartości zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych silnika badawczego (oznaczenia punktów pomiarowych zgodnie ze schematem pomiarowym zamieszczonym w dodatku na rys. D1)

Nr pier.	Wartości zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych, mm										Średnia	Odchylenie standardowe	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
1/1	0,001	0,001	0,001	0,002	0,001	0	0,001	0,001	0,003	0,002	0,001	0,001	0,0008
1/2	0,008	0,007	0,004	0,004	0,008	0,002	0,003	0,008	0,001	0,002	0,005	0,005	0,0028
1/3	-0,001	0,002	0	0	0,002	0,006	0,003	0,003	0,002	0,009	0,003	0,003	0,0030
2/1	0,002	0,001	0,002	0,001	0,005	0,007	0,001	0,004	0,001	0,009	0,003	0,003	0,0029
2/2	0,008	0,008	0,009	0,006	0,002	0,006	0,007	0,005	0,002	0,006	0,006	0,006	0,0024
2/3	0,003	0,002	0,005	0,002	-0,001	0,002	0,001	0,003	0,006	0,003	0,003	0,003	0,0020
3/1	0,002	0,001	0,002	0	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,001	0,002	0,002	0,0007
3/2	0,007	0	0,005	0,002	0,003	0,004	0,002	0,004	0,001	0,002	0,003	0,003	0,0021
3/3	0,003	0,007	0,005	0,002	0,002	0,007	0,012	0,008	0,008	0,003	0,006	0,006	0,0033
4/1	0	0,003	0	0	0,002	0,003	0	0,002	0,003	0,004	0,002	0,002	0,0016
4/2	0,006	0,006	0,006	0,006	0,001	0,002	0	0,002	0,004	0,002	0,003	0,003	0,0024
4/3	0,001	0,005	0,002	0,004	0,003	0,006	0,001	0,002	0,002	0	0,003	0,003	0,0019
5/1	0,001	0,002	0,001	0,001	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,001	0,0005
5/2	0,007	0,006	0,002	0,008	0,002	0,004	0,004	0,004	0,006	0,008	0,005	0,005	0,0022
5/3	0,001	0,002	0	0,002	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003	0,002	0,002	0,002	0,0008
6/1	0	0,002	0,005	0,004	0,006	0,002	0,004	0,006	0,003	0,002	0,003	0,003	0,0020
6/2	0,002	0	0,004	0,003	0,001	0,001	0,006	0,003	0,002	0,004	0,003	0,003	0,0018
6/3	0	0,004	0,003	0	0,005	0,002	0,003	0,002	0,001	0,001	0,002	0,002	0,0017



Rys. 10.23. Wykres słupkowy średnich wartości zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych silnika badawczego po próbie trwałości zespołowej
 Fig. 10.23. A histogram of average wear of the radial thickness of piston rings of the engine after assembly durability test

rys. 10.23. Wartości zużycia wysokości osiowej zamieszczono w tabeli 10.14 oraz przedstawiono na rys. 10.24. Ubytek masy zamieszczono w tabeli 10.15. Wartości siły sprężystości obwodowej przedstawiono w tabeli 10.16.

Zmiana grubości promieniowej pierścieni tłokowych

Ogólny poziom zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych silnika badawczego jest niewielki (tab. 10.13, rys. 10.23). Maksymalną wartość zużycia równą 8 μm zmierzono w kilku punktach pomiarowych drugich pierścieni uszczelniających, standardowych. Wartość minimalną zużycia równą 0 μm zmierzono w wielu punktach pomiarowych.

Wśród pierścieni badawczych najmniejsze wartości zużycia grubości promieniowej zmierzono dla pierścieni zamontowanych w gniazdach 1 i 5. Zanotowano również jedną ujemną wartość zużycia. Dotyczy ona pierścienia zgarniającego standardowego zamontowanego w drugim gnieździe w punkcie pomiarowym 5 i jest równa $-0,001$ mm. Błąd pomiarowy przyrządu również jest równy 0,001 mm.

Wartości zużycia zaznaczone pismem pogrubionym w tabeli 10.13 dotyczą pierścieni z powłoką z azotku tytanu. W tych pierścieniach zanotowano zużycia równe zeru. Najwięcej wartości zerowego zużycia zmierzono dla pierścienia 4/1. W świetle tych wyników najkorzystniej prezentuje się pierścień 5/1, jednak nie należy tu zapominać o stanie powierzchni tulei cylindrowej z nim współpracującej, która zużyła się najwięcej.

Niepokojące są wyniki pomiarów wartości zużycia pierścienia 2/1 (gniazdo drugie) w punktach pomiarowych o numerach 5, 6, 10, wartości zużycia bowiem w tych punktach przekraczają grubość powłoki azotku tytanu. Badania organoleptyczne nie wykazały jej braku w tych punktach. Wskazywałyoby to na błąd pomiarowy. Fakt ten potwierdza konieczność wykonywania kompleksowych badań procesu zużycia, w skład których wchodzi nie tylko pomiary geometryczne. Możliwe jest również odkształcenie plastyczne rdzenia pierścienia, głównie ze względu na to, że powłoka z azotku tytanu jest bardzo twarda i odporna na zużycie.

Jak stwierdzono w rozdz. 3 pierwszy pierścień uszczelniający warunkuje ilość oleju smarującego dostarczaną do drugiego pierścienia uszczelniającego. W związku z tym należy rozpatrzeć również wartość zużycia drugiego pierścienia uszczelniającego. Wartość nie wykracza w rażący sposób poza wartość zużycia pierwszego pierścienia. Średnia wartość zużycia pierścienia 1/2 w gnieździe pierwszym jest równa $5 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $2,8 \mu\text{m}$, co wobec wartości zużycia pierwszego pierścienia równej $1 \mu\text{m}$ jest wartością dużą. Średnia wartość zużycia pierścienia 2/2 w gnieździe drugim jest równa $6 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $2,4 \mu\text{m}$, co wobec wartości zużycia pierwszego pierścienia w tym gnieździe równej $3 \mu\text{m}$ jest wartością dwukrotnie większą. Średnia wartość zużycia pierścienia 3/2 w gnieździe trzecim jest równa $3 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $2,1 \mu\text{m}$, co wobec wartości zużycia pierwszego pierścienia równej $2 \mu\text{m}$ jest wartością bardzo zbliżoną. Średnia wartość zużycia pierścienia 4/2 w gnieździe czwartym jest równa $3 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $2,2 \mu\text{m}$, co wobec wartości zużycia pierwszego pierścienia równej $2 \mu\text{m}$ również nie jest wartością dużą. Średnia wartość zużycia pierścienia 5/2 w gnieździe piątym jest równa $5 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $2,2 \mu\text{m}$, co wobec wartości zużycia pierwszego pierścienia równej $1 \mu\text{m}$ jest wartością dużą. Zużycie średnie drugiego pierścienia w gnieździe standardowym, szóstym jest równe $3 \mu\text{m}$ z odchyleniem standardowym $1,8 \mu\text{m}$, co dla wartości zużycia pierwszego pierścienia równej również $3 \mu\text{m}$ jest taką samą wartością.

Z zamieszczonych rozważań wynika, iż najbardziej zbliżone wartości zużycia grubości promieniowej pierwszego i drugiego pierścienia zanotowano w gnieździe 3, 4 oraz 6. Oznacza to, że ze względu na współpracę z drugim pierścieniem uszczelniającym odpowiednie są warianty konstrukcyjne w gniazdach 3 i 4. Są to odpowiednio wariant 3 (baryłka niesymetryczna podcięta) i wariant 1 (pierścień ostrokrawędziowy).

Wartości zużycia grubości pierścieni zgarniających są bardzo zbliżone. Zarówno dla gniazd, w których zamontowano pierścienie z powłoką z azotku tytanu, jak i dla gniazda standardowego. Należy przy tym stwierdzić, że zastosowanie utwardzenia powierzchni tulei technologią azotowania nie miało wpływu na wartość zużycia pierścieni zgarniających.

Zmiana wysokości osiowej pierścieni tłokowych

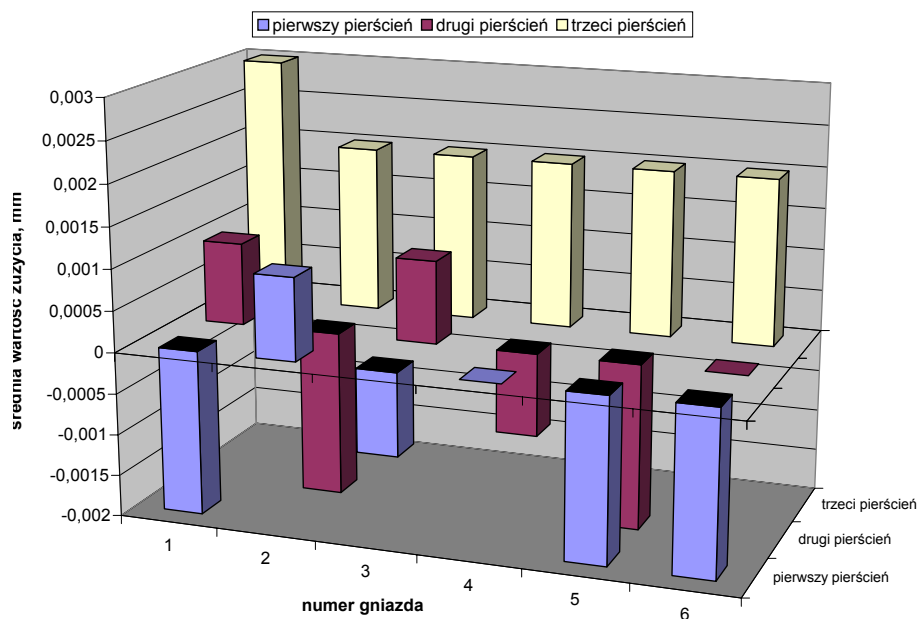
Ogólny poziom zużycia wysokości osiowej pierścieni silnika badawczego zmienia się w pobliżu zera (tab. 10.14, rys. 10.24).

Tabela 10.14. Zestawienie wartości zużycia wysokości osiowej pierścieni tłokowych silnika badawczego (oznaczenia punktów pomiarowych zgodne ze schematem pomiarowym zamieszczonym w dodatku na rys. D2)

Nr pier.	Wartości zużycia wysokości osiowej pierścieni tłokowych, mm										Średnia	Odechylenie standardowe
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
1/1	-0,003	-0,004	0,003	0,001	-0,002	-0,001	-0,002	0	-0,005	-0,003	-0,002	0,0024
1/2	0,002	0,002	-0,003	-0,001	0	0	0,001	0,003	0	0,002	0,001	0,0018
1/3	0,004	0	0,001	0,001	0,001	0,001	0,005	0,002	0	0,011	0,003	0,0034
2/1	0,003	0,001	0,003	0,004	0	-0,004	0,005	0,001	0,002	-0,001	0,001	0,0026
2/2	0,001	-0,003	-0,004	-0,003	-0,001	-0,002	-0,004	-0,001	-0,001	-0,005	-0,002	0,0018
2/3	0,005	0	0,002	0	0,002	0,002	0	0	0,002	0,003	0,002	0,0016
3/1	-0,004	-0,004	0	-0,001	0,001	-0,001	-0,003	0	-0,002	0	-0,001	0,0018
3/2	0,003	-0,001	0,001	0,002	0,001	0,001	0	-0,004	0	0,003	0,001	0,0021
3/3	0,001	0,005	0,005	-0,006	0,004	0,002	0,002	0,003	0,002	0,005	0,002	0,0033
4/1	-0,001	-0,001	0,002	0	-0,001	-0,001	0	-0,004	0,002	0,002	0,000	0,0019
4/2	-0,008	0,003	0	0,002	-0,001	0	-0,003	-0,002	-0,001	-0,004	-0,001	0,0031
4/3	0,003	0,005	0,004	0,004	0,002	0,001	-0,001	-0,001	0,003	0,001	0,002	0,0021
5/1	-0,005	0,001	-0,003	0,001	0,002	-0,001	-0,002	-0,003	-0,004	-0,003	-0,002	0,0024
5/2	-0,001	-0,001	-0,002	0	-0,003	0,001	-0,002	-0,005	-0,003	-0,004	-0,002	0,0018
5/3	0,001	0,003	0,003	0,001	0,005	0,003	0,002	0,002	0	0,001	0,002	0,0014
6/1	-0,002	-0,004	-0,003	-0,002	-0,002	-0,004	0,001	-0,002	-0,005	-0,002	-0,002	0,0016
6/2	0,003	-0,001	-0,002	0,002	-0,003	-0,001	0,001	-0,002	0,002	0,003	0,000	0,0023
6/3	0,004	0,001	0,001	0,001	0,001	0,003	0,003	0,003	0,004	0,003	0,002	0,0013

Zmierzono wiele wartości przyrostów wysokości pierścieni. Dotyczy to zarówno pierścieni z powłoką z azotku tytanu, jak i pierścieni standardowych. Trudno precyzyjnie w tym przypadku określić minimalną wartość zużycia, chyba że pominie się wartości przyrostów wymiarów. Przyrosty wymiarów wysokości pierścieni mogą potwierdzać tezę o odkształceniach plastycznych rdzeni pierścieni, które powodowałyby właśnie zjawisko przyrostu wysokości. Znane są takie przypadki stwierdzone w trakcie badań prowadzonych przez autora. Wielokrotnie spotykane są „wypłytki” na krawędziach powierzchni roboczej pierścieni. Dzieje się tak w przypadku zbyt plastycznego materiału zastosowanego, zwłaszcza na pierwszy pierścień uszczelniający [125, 126, 129]. Tu w trakcie badań organoleptycznych „wypłytek” nie stwierdzono.

Zjawisko przyrostu wysokości w granicach kilku mikrometrów nie jest niczym szokliwym. Niepokojącym byłyby przyrosty o rząd większe, a z takimi autor się spotkał [129]. W tym przypadku istotny jest brak „wypłytek”, które mogłyby w zasadniczy sposób zakłócać ruchy poprzeczne pierścieni przyczyniając się, w efekcie końcowym, do ich unieruchomienia. Najkorzystniejszy wynik z pierścieni z powłoką z azotku tytanu osiągnął pierścień zamontowany w gnieździe 3, który wprawdzie uzyskał średni przyrost wartości wysokości o 1 μm , ale wartość odchylenia standardowego najmniejszą. To oznacza, że zmiany jego wysokości w poszczególnych punktach pomiarowych w najmniejszym stopniu odbiegają od wartości średnich. Zużycie wysokości drugich pier-



Rys. 10.24. Wykresy słupkowe średnich wartości zużycia wysokości osiowej pierścieni tłokowych silnika badawczego po próbie trwałości zespołowej
 Fig. 10.24. Histograms of average wear of the axial height of piston rings of the engine after assembly durability test

ścieni uszczelniających, podobnie jak pierścieni pierwszych, jest w niektórych przypadkach dodatnie. To znaczy, że w niektórych punktach zmierzono przyrosty wysokości pierścieni. Średnie wartości przyrostu wysokości drugich pierścieni zanotowano w gnieździe drugim, czwartym i piątym. Przyczyną tego może być, podobnie jak w przypadku pierwszych pierścieni uszczelniających, ich odkształcenie plastyczne. Jednakże zmiany wysokości są maksymalnie równe 5 μm . Wartość taka w niczym nie zakłóca charakteru pracy pierścienia.

Trzecie pierścienie zgarniające uległy zużyciu we wszystkich przypadkach. Ogólnie zużycie trzecich pierścieni uszczelniających, biorąc pod uwagę duże naciski jednostkowe wywierane przez nie na gładź tulei cylindrowej oraz charakter obciążeń, jakim poddano silnik badawczy podczas testu trwałości zespołowej, jest bardzo nieznaczne. W związku z tym można stwierdzić, że zastosowanie tulei azotowanej nie miało negatywnego wpływu na zużycie tych pierścieni.

Zmiana masy pierścieni tłokowych

Pomiary masy pierścieni wykonano w celach kontrolnych, skupiając się na sprawdzeniu różnic między poszczególnymi pierścieniami. Podstawowym pomiarem wartości zużycia, jaki tu wykonano, był pomiar zużycia liniowego. Pomiar masy pierścieni umożliwia określenie zużycia objętościowego. Jednak jak wykazano w poprzednich pracach autora [129], w przypadku pierścieni i tulei cylindrowych najistotniejsze jest pomiar zużycia liniowego, zwłaszcza gdy na gładzi tulei lub powierzchni roboczej pierścienia tłokowego jest powłoka przeciwzużyciowa. W związku z tym pomiary wagi pierścieni uznano za kontrolne. Oczywiście można określić wartość zużycia objętościowego, lecz będzie ono obarczone błędami wynikającymi z dokładności zastosowanej wagi kontrolnej. Jest ona równa 0,0001 kg, co w przypadku średnich wartości zużycia liniowego pierścieni rzędu kilku mikrometrów na wysokości jest dokładnością zbyt małą.

Zmierzone wartości ubytku masy są równe maksymalnie 0,1 g, co odpowiada dokładności wagi oraz potwierdza minimalne wartości zużycia liniowego. Wiele pierścieni w ogóle nie wykazało ubytku masy. Wśród pierścieni z powłoką z azotku tytanu (wyniki zaznaczone pismem pogrubionym w tabeli 10.15) były to pierścienie o numerach 3/1, 4/1 oraz 5/1 zamontowane odpowiednio w gniazdach trzecim, czwartym i piątym. Wyniki te są potwierdzeniem pomiarów zużycia grubości i wysokości promieniowej, które dla tych pierścieni również były niewielkie.

Zmiana siły sprężystości obwodowej

Zmiany wartości siły sprężystości obwodowej pierścieni po próbie trwałości zespołowej są znaczące (tab. 10.16). Stwierdzono znaczące zmniejszenie wartości siły obwodowej w przypadku pierścieni z powłoką z azotku tytanu (wartości zaznaczone w tab. 10.16 pismem pogrubionym). Należy dodać, że pierścienie te podczas procesu nakładania powłoki ulegają pewnemu nieznacznemu zmniejszeniu siły sprężystości obwodowej.

Najmniejszy spadek wartości siły sprężystości spośród pierścieni z powłoką z azotku tytanu zmierzono dla pierścienia 4/1 zamontowanego w gnieździe czwartym. Jest

Tabela 10.15. Zestawienie ubytku masy pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespolowej

Nr pierścienia	Masa, g		Ubytek masy, g
	przed	po próbie	
1/1	29,7	29,6	0,1
1/2	28,3	28,2	0,1
1/3	27,9	27,9	0
2/1	29,8	29,7	0,1
2/2	28,4	28,3	0,1
2/3	27,4	27,3	0,1
3/1	27,4	27,4	0
3/2	28,4	28,3	0,1
3/3	27,8	27,7	0,1
4/1	27,1	27,1	0
4/2	28,3	28,2	0,1
4/3	27,5	27,4	0,1
5/1	29,8	29,8	0
5/2	28,2	28,1	0,1
5/3	26,8	26,8	0
6/1	28,2	28,1	0,1
6/2	28,3	28,3	0
6/3	27,5	27,4	0,1

to pierścien podcięty ostrokrawędziowy. Największy spadek wartości siły sprężystości zmierzono dla pierścienia 3/1, który jest pierścieniem z podcięciem wewnętrznym o powierzchni baryłkowej, niesymetrycznej. Należy zwrócić uwagę, że oba te pierścienie wykonano w wersji z podcięciem wewnętrznym, co wyklucza wpływ tego rozwiązania konstrukcyjnego na przebieg procesu spadku wartości sił sprężystości.

Zaobserwowane zmniejszenie siły sprężystości jest zatem związane z technologią nakładania powłok azotku tytanu. Nałożenie powłoki na pierścień powoduje, jak wspomniano, zmniejszenie wartości sił sprężystości wskutek podgrzania pierścienia do temperatury około 400 °C, co oznacza, że w szybkim tempie ulegają zmniejszeniu siły sprężystości własnej. Z kolei nałożenie powłoki powoduje nieznaczne jego umocnienie. Nieznaczne ze względu na grubość powłoki ok. kilku mikrometrów. Zanotowane zmniejszenie sił sprężystości obwodowej jest zatem spowodowane zmniejszeniem umocnienia wywołanego przez powłokę, która uległa częściowemu zużyciu. Oczywistym wnioskiem jest zatem nadanie pierścieniom przeznaczonym do nakładania powłok z azotku tytanu powiększonej o około 10% wartości siły sprężystości obwodowej.

Tabela 10.16. Zestawienie zmian wartości siły sprężystości obwodowej pierścieni po próbie

Nr pierścienia	Siła sprężystości, N		Zmiana wartości siły, N	Zmiana wartości siły, %
	Przed	Po próbie		
1/1	24,649	22,923	1,726	7,002
1/2	28,095	29,226	-1,131	-4,024
1/3	11,341	11,049	0,291	2,568
2/1	25,633	24,100	1,533	5,979
2/2	27,799	29,285	-1,486	-5,344
2/3	9,857	9,765	0,092	0,935
3/1	20,216	18,683	1,533	7,581
3/2	27,799	29,089	-1,289	-4,639
3/3	11,144	10,748	0,395	3,546
4/1	19,231	18,249	0,982	5,104
4/2	26,224	27,023	-0,799	-3,048
4/3	10,251	10,059	0,192	1,875
5/1	24,844	23,316	1,529	6,153
5/2	27,304	28,007	-0,703	-2,575
5/3	10,553	10,355	0,198	1,877
6/1	27,207	27,254	-0,047	-0,173
6/2	30,009	31,198	-1,188	-3,960
6/3	10,751	10,551	0,200	1,861

10.7. Analiza decyzyjna wyboru wariantu wykonania pierścieni

Przedstawiona w poprzednich rozdziałach analiza wyników pomiarów wartości zużycia pierścieni tłokowych i współpracujących z nimi tulei cylindrowych oraz tłoków umożliwia podjęcie decyzji o wyborze wariantu wykonania pierścieni tłokowych z powłoką z azotku tytanu. Decyzja ta jest ukierunkowana na wybór pod kątem maksymalnej odporności na zużycie pierścienia o powłoce z azotku tytanu oraz minimalizacji wartości zużycia współpracującej z nim tulei cylindrowej. Dokonano analizy zużycia pierścieni i współpracujących z nimi tulei oraz tłoków. Zużycie poszczególnych wariantów wykonania pierścieni przedstawiono w kolejności numerycznej, abstrahując od gniazd w jakich one były zamontowane. Dla silnika SW400, jak już podano wyżej, nie istnieje uprzywilejowanie pod kątem wartości zużycia żadnego z gniazd tulei cylindrowych. Ocenę wyników badań organoleptycznych tulei i pierścieni wykonano metodą ekspercką. W tym celu wprowadzono stopniowanie w skali od 2 do 5 stanu powierzchni w miejscu ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego po badaniach trwałościowych. Średnie wartości ocen zamieszczono w tabeli 10.17.

Tabela 10.17. Zestawienie wyników wartości zużycia pierścieni oraz tulei cylindrowych

Średnie wartości zużycia	Wariant nr 1 ostrokrawędziowy z podcięciem	Wariant nr 2 baryłka symetryczna	Wariant nr 3 baryłka niesymetryczna z podcięciem	Wariant nr 4 baryłka niesymetryczna
Ocena stanu powierzchni pierścienia	5	4	4,5	3,5
Grubość promieniowa pierścienia	2 μm	1 μm	2 μm	3 μm
Wysokość osiowa pierścienia	0 μm	-2 μm	-1 μm	1 μm
Spadek wartości siły sprężystości pierścienia	5,104%	7,002%	7,581%	5,979%
Ubytek masy pierścienia	0,0 g	0,1 g	0,0 g	0,1 g
Ocena stanu powierzchni tulei	5	5	5	5
Wartość zużycia tulei	4,1 μm	5 μm	4,4 μm	4,8 μm

Na podstawie wyników próby trwałościowej poszczególnych wariantów wykonania pierścieni tłokowych o powłoce przeciwzużyciowej z azotku tytanu sporządzono tabelę zestawieniową (tabela 10.17). W tabeli tej przedstawiono zużycia pierścieni oraz współpracujących z nimi tulei cylindrowych i zdecydowano, który z wariantów pierścieni uzyskał najlepsze wyniki zarówno zużycia własnego, jak i współpracującej z nim tulei cylindrowej. W przypadku wariantu 4 w tabeli 10.17 zamieszczono wyniki dotyczące współpracy pierścienia z tuleją 2, pomijając wyniki współpracy z tuleją chromowaną ze względu na nadmierne jej zużycie i niewielkie zużycie pierścienia wskazujące na nieprawidłowy dobór materiałowy.

Na podstawie opisów wyników przedstawionych w tabeli 10.17 określono, że najkorzystniejszym wariantem wykonania pierścienia o powłoce przeciwzużyciowej z azotku tytanu jest wariant 1. W tym przypadku pierścień o powierzchni wykonanej w formie ostrokrawędziowej z podcięciem wewnętrznym na górnej powierzchni bardzo dobrze współpracował z azotowaną tuleją cylindrową stanowiąc z pozostałymi standardowymi pierścieniami bardzo dobry zespół uszczelniający.

Z zamieszczonych w tabeli opisów wynika również, że dobrym rozwiązaniem jest pierścień wykonany w wariantcie 3, jako baryłka niesymetryczna z podcięciem wewnętrznym na górnej powierzchni.

10.8. Wnioski końcowe z badań na obiekcie rzeczywistym

Wnioski końcowe z badań na obiekcie rzeczywistym można sprowadzić do następujących zapisów:

- przeprowadzone w warunkach hamowni silnikowej badania trwałości zespołowej wykazały przydatność powłoki z azotku tytanu, jako przeciwzużyciowa powłoka pierwszego pierścienia tłokowego dla silnika o zapłonie samoczynnym,
- stan oraz wartość zużycia powierzchni tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego świadczy o bardzo dobrym doborze azotowanej powierzchni tulei, jako współpartnera w parze trącej z pierścieniem o powłoce z azotku tytanu,
- badania wykazały, że niemożliwa jest współpraca pierścienia o powłoce z azotku tytanu z tuleją o powierzchni roboczej chromowanej,
- wartości zużycia żeliwnej tulei cylindrowej również wskazują na korzyść współpracy pierścienia o powłoce z azotku tytanu z tuleją azotowaną,
- najkorzystniejszym wariantem konstrukcyjnym jest pierścień o powierzchni wykonanej w formie ostrokrawędziowej fazowanej z podcięciem wewnętrznym (wariant 1), na której wykonano technologią PAPVD powłokę z azotku tytanu,
- równie małe zużycie zmierzono dla pierścienia w formie baryłki niesymetrycznej z podcięciem wewnętrznym (wariant 3) z powłoką z azotku tytanu.

11. Podsumowanie wyników badań na tribotesterze i na obiekcie rzeczywistym

Wykonane w ramach realizacji niniejszej pracy badania na tribotesterze oraz badania symulacyjne stanowiły punkt wyjścia do badań trwałościowych na obiekcie rzeczywistym. Badania na tribotesterze przeprowadzono w taki sposób, aby uzyskać odpowiedzi obiektu w postaci wartości siły stycznej oraz wynikającej z niej wartości współczynnika tarcia. Zdecydowano na podstawie wstępnych badań silnikowych, aby przedmiotowy pierścień tłokowy o przeciwzużyciowej powłoce wykonanej z azotku tytanu współpracował, a konkretnie próbki wykonane do badań modelowych współpracowały z przeciwpróbkami żeliwnymi i przeciwpróbkami o warstwie wierzchniej azotowanej. Na podstawie wyników wartości współczynnika tarcia, który dla przeciwpróbki azotowanej był ponaddwukrotnie mniejszy podjęto decyzję o skierowaniu do badań na obiekcie rzeczywistym jedynie tulei azotowanych. Osiągnięto tym samym jeden z celów cząstkowych niniejszej pracy, którym było określenie postaci powierzchni współpracującej z pierścieniem tłokowym o powłoce przeciwzużyciowej z azotku tytanu.

Badania hamowniane wykazały, że przedmiotowe pierścienie tłokowe w pełni nadają się do współpracy z azotowaną tuleją cylindrową. Wartości zużycia zarówno pierścieni, jak i współpracującej z nimi tulei zmierzone podczas próby trwałości zespołowej wykonanej w warunkach laboratorium silnikowego były mniejsze niż rozwiązania standardowego, które było punktem odniesienia w przeprowadzonych badaniach.

W szczególności określono, że najkorzystniejszym wariantem wykonania pierścienia o powłoce przeciwzużyciowej z azotku tytanu jest wariant nr 1 (rys. 10.2). W tym przypadku pierścień o powierzchni wykonanej w formie ostrokrawędzowej fazowanej z podcięciem wewnętrznym bardzo dobrze współpracował z azotowaną tuleją cylindrową, stanowiąc z pozostałymi standardowymi pierścieniami bardzo dobry zespół uszczelniający. Na podstawie przeprowadzonych rozważań można stwierdzić, że również dobrym rozwiązaniem jest pierścień wykonany w wariacie 3, jako baryłka niesymetryczna z podcięciem wewnętrznym.

12. Istota bardzo dobrych właściwości tribologicznych pierścienia z powłoką z TiN we współpracy z tuleją o warstwie wierzchniej azotowanej

Bardzo dobre przeciwzużyciowe właściwości powłok z azotku tytanu są wynikiem dużej ich odporności na zużycie adhezyjne [206, 209]. Mechanizm tego zjawiska jest związany z małą wartością swobodnej energii powierzchniowej tych powłok [207, 209]. Swobodna energia powierzchniowa (*SFE*) jest miarą różnicy między wartością energii kohezji i dekohezji między cieczą i ciałem stałym i jest właściwością ciała stałego. Zależność ujmującą wartość swobodnej energii powierzchniowej jako pierwszy przedstawił Young:

$$\gamma_L \cos \Theta = \gamma_S - \gamma_{SL} \quad (12.1)$$

gdzie: γ_L – swobodna energia powierzchniowej cieczy (napięcie powierzchniowe cieczy),

γ_S – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego,

γ_{SL} – swobodna energia międzyfazowa ciecz–ciało stałe,

Θ – kąt zwilżania.

Równanie (12.1), zwane również równaniem Younga Dupre, wiąże ze sobą napięcie powierzchniowe cieczy γ_L , swobodną energię powierzchniową ciała stałego γ_S oraz swobodną energię międzyfazową γ_{SL} ciecz–ciało stałe poprzez cosinus kąta zwilżania. Głównym problemem w wyznaczaniu wartości *SFE* jest zdefiniowanie swobodnej energii międzyfazowej ciecz–ciało stałe γ_{SL} badanego układu. Wielkość tę można definiować na różne sposoby w zależności od przyjętego modelu oddziaływań międzycząsteczkowych zachodzących przez granicę faz [209].

Drugą charakterystyczną wielkością będącą pomocną w wyznaczaniu wartości *SFE* jest tzw. praca adhezji w_a . Wielkość ta odpowiada pracy potrzebnej do rozdzielenia jednostkowej powierzchni międzyfazowej ciecz–ciało stałe. Praca adhezji nie może być większa niż praca kohezji cieczy; co najwyżej jej równa. Gdy tak jest, wówczas ciecz całkowicie zwilża ciało stałe (kąt $\Theta = 0^\circ$).

Do obliczenia wartości *SFE* dla powierzchni pochodzenia metalicznego oraz cienkich powłok, a w tym azotku tytanu cechującego się wiązaniem metalicznym, przy-

muje się jako odpowiednie dwa modele: Owens–Wendt–Rabel–Kaelbe oraz Wu. W obu tych modelach ich autorzy przyjmują, że całkowita swobodna energia powierzchniowa ciał stałych i cieczy jest określana jako suma wynikająca z oddziaływań dyspersyjnych i polarnych:

$$\begin{aligned}\gamma_L &= \gamma_L^d + \gamma_L^p \\ \gamma_S &= \gamma_S^d + \gamma_S^p\end{aligned}\quad (12.2)$$

gdzie: γ_L^d – część dyspersyjna *SFE* cieczy,
 γ_L^p – część polarna *SFE* cieczy,
 γ_S^d – część dyspersyjna *SFE* ciała stałego,
 γ_S^p – część polarna *SFE* ciała stałego,

W modelu Owens–Wendt–Rabel–Kaelbe autorzy przyjmują, że swobodna energia międzyfazowa γ_{SL} jest średnią geometryczną z oddziaływań polarnych i dyspersyjnych:

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 2(\gamma_S^d \gamma_L^d)^{\frac{1}{2}} - 2(\gamma_S^p \gamma_L^p)^{\frac{1}{2}} \quad (12.3)$$

oraz praca adhezji w_a jest wyrażona wzorem:

$$w_a = \gamma_L (1 + \cos \Theta) = 2 \left[(\gamma_L^d \gamma_S^d)^{\frac{1}{2}} + (\gamma_L^p \gamma_S^p)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (12.4)$$

W modelu Wu autor przyjmuje, że swobodna energia międzyfazowa γ_{SL} jest średnią harmoniczną z oddziaływań dyspersyjnych i polarnych:

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 4 \left(\frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \right) - 4 \left(\frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \right) \quad (12.5)$$

oraz praca adhezji w_a w modelu Wu jest równa:

$$w_a = \gamma_L (1 + \cos \Theta) = 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} + 4 \frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \quad (12.6)$$

Obliczenie wartości *SFE* jest złożone. Jednak można je wykonać przez pomiar kąta zwilżania dla układu ciecz–ciało stałe. Dla odpowiednich cieczy bazowych o znanych wartościach ich swobodnej energii powierzchniowej, z których jedna charakteryzuje się tym, że jej napięcie powierzchniowe wynika jedynie z oddziaływań dyspersyjnych, rozwiązano układy równań (12.1, 12.3 i 12.4 lub 12.1, 12.5 i 12.6) z trzema niewiadomymi (wg odpowiednio metody Owens–Wendt–Rabel–Kaelbe lub metody Wu) oraz wstawiono obliczone wartości czynnika polarnego i dyspersyjnego, a następnie wyznaczono wartość swobodnej energii powierzchniowej badanego ciała stałego. Pomiar wartości kąta zwilżania wykonuje się metodą osadzonej kropli lub dynamicznie metodą

Wilhelmiego wstępującej lub zstępującej kropli. Pierwsza z metod jest szczególnie polecana w pomiarze powierzchni wykazujących różnice w chropowatości próbek.

Ze wzoru (12.1) wynika, że wartość swobodnej energii powierzchniowej jest wprost proporcjonalna do $\cos \Theta$, czyli gdy wartość kąta zwilżania zwiększa się, wówczas maleje wartość SFE ciała stałego i odwrotnie. Wynikają stąd bardzo interesujące właściwości. Przykładowo dla ciała stałego o bardzo małej wartości swobodnej energii powierzchniowej (niskoenergetyczne) można określić, że będą je cechowały również duże wartości kąta zwilżania, czyli ciała te będą trudno zwilżalne. Z kolei ciała stałe o dużej wartości SFE (wysokoenergetyczne) będą się cechowały małymi wartościami kąta zwilżania, czyli będą one łatwo zwilżalne. Zwilżalność tu jest cechą wtórną. Dodatkowo zależną również od napięcia powierzchniowego ciecz–ciało stałe i można powiedzieć, iż jest ona właściwością charakterystyczną dla układu ciecz–ciało stałe–warunki zewnętrzne (stopień zanieczyszczenia powierzchni, temperatura, chropowatość i wiele innych).

Wyznaczona wartość SFE dla powierzchni azotku tytanu osadzonej metodą PAPVD, użyta do osadzania przedmiotowych powłok, jest równa 0,028 N/m [209]. Zmierzone w celu obliczenia wartości SFE wartości kąta zwilżania były równe przykładowo dla wody: 83,2°, a to oznacza, że powłoki te mają małą zwilżalność. Pomiar kąta zwilżania przeprowadzono metodą osadzonej kropli. Zmierzona bardzo mała wartość SFE oznacza, że podczas procesu tarcia powierzchnia TiN pozostaje „czysta”; nie osadzają się na niej cząstki pochodzące z powierzchni współpracującego elementu oraz czynnika smarowego. Można powiedzieć, że powierzchnie TiN cechują się antyadhezyjnością. Dzięki temu wyeliminowane jest jej zużycie adhezyjne. Na powierzchni azotku tytanu nie tworzą się również warstwy graniczne. Powierzchnia ta podczas ruchu po wytworzonym filmie olejowym wywołuje niewielkie wartości sił stycznych, ponieważ warstwa przyścienna o zerowej prędkości praktycznie nie występuje.

Zawsze jednak musi istnieć powierzchnia elementu, z którą współpracuje azotek tytanu. W przypadku współpracy azotku tytanu z powierzchnią elementu cechującą się podobnymi właściwościami, czyli małą wartością swobodnej energii powierzchniowej może dojść do niepokojącej sytuacji braku na obu warstwach granicznych koniecznych do oddzielenia powierzchni podczas zmniejszenia prędkości poślizgu do zera. Oczywiście jest to bez znaczenia, gdy prędkość poślizgu jest wystarczająca do oddzielenia współpracujących powierzchni filmem olejowym.

Powierzchnia azotowanej tulei cylindrowej cechuje się wartością SFE równą około 3 N/m [300]. Jest to wartość około 100 razy większa niż dla powierzchni azotku tytanu. Oznacza to, że zwilżalność tej powierzchni jest duża. Kąty zwilżania są bliskie zera, a tworzona warstwa graniczna jest dobrze przywarta do powierzchni tulei. Utworzenie warstwy granicznej jest warunkowane również innymi czynnikami. Począwszy od mikrostruktury powierzchni poprzez właściwości czynnika smarowego (dodatki zwilżające) i inne. Trwałość warstwy granicznej jest tym większa, im silniejsze jest jej związanie z podłożem [248]. Przez trwałość rozumiany jest tu czas, przez który może ona znosić określone oddziaływanie niszczące. Warstwa graniczna zasadniczego znaczenia ze

względu na współpracę z powierzchnią innego elementu nabiera w chwili lokalnego przerwania filmu olejowego. Wtedy może dochodzić do styku nierówności powierzchni. W przypadku ściśle przywarłej warstwy granicznej nie dochodzi do tarcia mieszanego, lecz granicznego. Innymi słowy im lepiej przywarła warstwa graniczna, tym mniejsze wartości współczynnika tarcia oraz mniejsze zużycie adhezyjne.

Podsumowując, istotą bardzo dobrych właściwości tribologicznych opracowanego uszczelnienia jest bardzo mała wartość *SFE* powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym oraz duża wartość *SFE* powierzchni azotowanej tulei cylindrowej.

12.1. Interpretacja wyników prac badawczych

Zmierzone w trakcie badań na tribotesterze wartości współczynnika tarcia i wartości zużycia oraz wartości zużycia po badaniach na obiekcie rzeczywistym są potwierdzeniem zaobserwowanych różnic w wartości swobodnej energii powierzchniowej azotku tytanu oraz powierzchni azotowanej metodą azotowania próżniowego.

Wybrane jako docelowe zestawienie materiałowe, czyli powłoka z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym współpracująca z tuleją cylindrową o warstwie wierzchniej azotowanej cechowała się maksymalną różnicą w wartości swobodnej energii powierzchniowej. Jak wspomniano wartość *SFE* dla żeliwa azotowanego jest równa około 3 N/m. Dla wybranego zestawienia zmierzono w trakcie badań na tribotesterze najmniejsze wartości współczynnika tarcia (tab. 9.2) równe 0,018 przy współpracy w oleju mineralnym oraz 0,031 przy współpracy w oleju syntetycznym. Wartości współczynnika tarcia w trakcie badań na tribotesterze podczas współpracy próbki z powłoką z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną były większe (tab. 9.2) i wynosiły 0,042 (olej mineralny) oraz 0,067 (olej syntetyczny). Oczywiście jest zatem upatrywanie różnicy wartości współczynnika tarcia we właściwościach przeciwpróbki. Po procesie azotowania próżniowego „Nitrovac” zwiększa się twardość, wytrzymałość na zginanie, a warstwa wierzchnia żeliwa ulega przesyleniu wskutek tego procesu. Swobodna energia powierzchniowa również zwiększa się, osiągając wspomnianą wartość 3 N/m z początkowej wartości równej około 1N/m.

Jak wspomniano duże wartości swobodnej energii powierzchniowej sprzyjają tworzeniu warstw granicznych pochodzących od czynnika smarnego. Dlatego większa swobodna energia powierzchniowa po procesie azotowania spowodowała wyraźne zmniejszenie wartości współczynnika tarcia oraz zużycia. Niebagatelną sprawą jest tu wzrost odporności na zużycie wskutek wzrostu twardości. Niemniej jednak w przypadku współpracy w warunkach tarcia granicznego znaczenia nabiera zdolność tworzenia warstwy granicznej oraz jej przyczepność do podłoża [248].

Dodatkowym potwierdzeniem zaobserwowanych zjawisk są wyniki prac badawczych na obiekcie rzeczywistym prowadzone w ramach zasadniczych badań w próbie trwałości zespołowej. W piątym gnieździe silnika badawczego zamontowano zestawienie uszczelniającego pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu z tuleją cylindrową

chromowaną sześciowartościowym chromem w technologii galwanicznej. Powierzchnia ta odznacza się małą wartością swobodnej energii powierzchniowej równą około 0,08 N/m [209]. Oznacza to, że współpracujące powierzchnie cechowały się zbliżoną wartością *SFE*. Zmierzone zużycie tulei cylindrowej w tym gnieździe należy uznać za bardzo duże (tab. 10.8 i rys. 10.70). Miejscowe wartości zużycia równe 47 μm mają wartość bliską grubości powłoki chromowej równej około 50 μm . Powierzchnia pierścienia tłokowego praktycznie nie wykazywała śladów zużycia. Zgodnie z zamieszczonymi rozważaniami obie powierzchnie pozostawały w stanie „czystym”. Powierzchnia chromowana pomimo zastosowania obróbki powierzchniowej w postaci honowania, która zapewnia utrzymywanie oleju smarującego cechowała się małą zwilżalnością. Warstwy graniczne tworzone na szczytach nierówności nie były ściśle związane z podłożem. Oznacza to, że w chwili zatrzymania ruchu w położeniach zwrotnych, a szczególnie ZZ w suwie rozprężania może dojść do styku ciał stałych właśnie wskutek trudności w tworzeniu warstw granicznych. W tym przypadku zużyciu uległa powierzchnia odznaczająca się niższą twardością, czyli chromowana powierzchnia tulei cylindrowej. Istnieje wprawdzie mechanizm tzw. kapilarnego tarcia tocznego [248], który w przypadku powierzchni trudno zwilżalnych powoduje ich odpychanie, lecz przy tym praca adhezji jest na tyle mała, że olej może zostać bardzo łatwo spomiędzy tych powierzchni wyciśnięty. Co za tym idzie efekt wyciskania jest ograniczony do minimum, a czas jego trwania niewystarczający do zapobieżenia opadnięciu pierścienia na powierzchnię tulei cylindrowej. Szczególnie zjawisko to może się nasilać podczas maksymalnych obciążeń silnika spalinowego. Takim obciążeniem jest poddawany silnik podczas testu zimny–gorący zastosowanego w niniejszej rozprawie do zbadania procesów tribologicznych zachodzących w nowym uszczelnieniu pierścieniowym.

12.2. Wytyczne konstruowania uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego

W niniejszym rozdziale sformułowano dodatkowe wytyczne konstruowania uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego. Oprócz wymienionych i opisanych w rozdz. 3 technologii stosowanych w konstrukcji zarówno pierścieni, jak i tulei cylindrowych postuluje się dodatkowe kryterium doboru materiału z uwagi na wartość jego swobodnej energii powierzchniowej.

Proponuje się taki dobór materiałów na tuleję cylindrową i powierzchnię roboczą pierścienia tłokowego, aby różnica między wartościami ich swobodnych energii powierzchniowych była maksymalnie duża. Ze względu na tworzenie warstwy granicznej celowe jest, aby materiał tulei cylindrowej (jej powierzchni) cechował się maksymalną wartością *SFE*, a materiał użyty do konstytuowania powierzchni pierścienia lub powłoki przeciwzużyciowej minimalną wartością *SFE*; najlepiej wykazywał antyadhezyjność charakterystyczną dla powłok azotku tytanu osadzonych metodami PAPVD.

13. Podsumowanie

Na podstawie przedstawionych wyników badań można w podsumowaniu podać, że zrealizowano oba zasadnicze cele pracy. Stwierdzono, że istotą bardzo dobrych właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego jest mała wartość swobodnej energii powierzchniowej powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym oraz duża wartość tej energii, która cechuje powierzchnię azotowanej żeliwnej tulei cylindrowej. Takie zestawienie materiałowe zapewnia efekt „czystej” powierzchni powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym oraz ściśle przywartej do podłoża warstwy granicznej na powierzchni azotowanej żeliwnej tulei cylindrowej. Dzięki czemu w chwili, gdy ruch pierścienia po powierzchni tulei zamiera; szczególnie w ZZ w suwie rozprężania, stykowi metalicznemu zapobiega tworząca się warstwa graniczna na powierzchni tulei. Z kolei podczas ruchu pierścienia, dzięki efektowi klina smarnego powstaje film olejowy, po którym prześlizguje się pierścień tłokowy o „czystej” powierzchni, zmniejszając do minimum opory ruchu będące wynikiem tarcia wewnętrznego w oleju. Identyfikacja bardzo dobrych właściwości tribologicznych nowego uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego jest podstawą do stwierdzenia, że wartość swobodnej energii powierzchniowej może być istotnym wskaźnikiem doboru materiałów par trących, szczególnie pracujących w ruchu posuwisto-zwrotnym.

Realizując cel utylitarny opracowano i wykonano nowe uszczelnienie pierścieniowe, w którym pierścień tłokowy ma powłokę przeciwzużyciową z azotku tytanu, a tuleja cylindrowa warstwę wierzchnią o zmienionych właściwościach drogą azotowania próżniowego. Uszczelnienie to może być zastosowane we wszystkich silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym i o zapłonie iskrowym. Istnieje również możliwość jego stosowania w innych urządzeniach, w których element roboczy wykonuje ruch posuwisto-zwrotny. Jako przykład można tu podać sprężarki tłokowe, w których warunki pracy uszczelnienia, ze względu na brak procesu spalania, są znacznie lepsze niż w silniku spalinowym, w związku z czym trwałość tu będzie większa niż w silniku spalinowym. Tego typu uszczelnienia można również zastosować w siłownikach hydraulicznych. Obecnie cylindry siłowników wykonuje się przeważnie w technologii chromowania. Dzięki wprowadzeniu azotowania warstwy wierzchniej cylindra siłownika możliwe jest wyeliminowanie uciążliwej, nieekologicznej technologii chromowania cylindrów i zastąpienie jej azotowaniem próżniowym z wykorzystaniem technologii „Nitrovac”.

Autor postawił sobie za cel opracowanie takiego uszczelnienia pierścieniowego, aby wyeliminować technologię chromowania. Obecnie tuleje cylindrowe w zasadzie wykonuje się jako żeliwne bez pokryć przeciwzużyciowych. Powszechnie jest natomiast stosowanie technologii chromowania na pokrycia przeciwzużyciowe pierwszych pierścieni uszczelniających. Średnio 40% pierścieni tłokowych silników o zapłonie samoczynnym i 30% pierścieni tłokowych silników o zapłonie iskrowym jest wykonywanych w tej technologii. Jest ona uciążliwa dla środowiska naturalnego. Wprawdzie mówi się o zamkniętych procesach chromowania, w których całość procesu jest realizowana w takim cyklu. Pozostają jednak odpady poprodukcyjne, których utylizacja jest droga. W związku z tym opracowane uszczelnienie, w którym pierścień tłokowy jest wykonany w technologii powłok z azotku tytanu jest alternatywą w stosunku do pierścienia z powłoką chromową, stanowiąc dla niego zamiennik. Koszt technologii pokrywania powłoką z azotku tytanu pierścieni tłokowych jest, w przypadku produkcji wielkoserijnej; rzędu miliona sztuk rocznie, porównywalny z technologią chromowania. Obecnie produkcja pierścieni chromowanych w Fabryce Pierścieni Tłokowych Prima SA w Łodzi jest ok. 12 milionów sztuk rocznie. W założeniu jest, aby trzy czwarte z tej produkcji zastąpić technologią powłok z azotku tytanu, co daje rząd 8 milionów sztuk pierścieni rocznie.

Przedmiotowe uszczelnienie pierścieniowe otrzymano w wyniku kompleksowych prac koncepcyjno-badawczych. W ich skład weszły symulacyjne badania numeryczne, wstępne badania jakościowe na obiekcie rzeczywistym, porównawcze badania na trybosterze oraz zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym. Przeprowadzenie kompleksowych badań daje odpowiedź obiektu, którą można uznać za miarodajną.

Podstawą opracowania dobrego algorytmu symulacji komputerowej jest zamodelowanie warunków wejściowych, w szczególności w silniku spalinowym obciążenie i temperatura pochodzące od procesu spalania. Autor rozprawy w celu symulacji obciążeń pochodzących od procesu roboczego silnika spalinowego użył systemu KIVA 3 opracowanego w USA w laboratoriach Los Alamos. System ten jest uznany za jeden z najlepszych obecnie na świecie programów umożliwiających symulację komputerową procesu roboczego zarówno silnika o zapłonie samoczynnym, jak i silnika o zapłonie iskrowym. Tu zrealizowano symulację procesu roboczego silnika, na którym wykonano zasadnicze prace badawcze przedmiotowego uszczelnienia. Obliczone przebiegi ciśnienia, temperatury oraz ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania w funkcji obrotu wału korbowego podczas cyklu pracy silnika stanowią obciążenia wejściowe. Dalszym etapem prac było opracowanie wiernych, co do najdrobniejszych szczegółów konstrukcyjno-technologicznych, modeli geometrycznych tłoka, tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego, które poddano obliczonym obciążeniom. Tu po raz pierwszy opisano współpracę uszczelnienia pierścieniowego o zmienionych właściwościach warstw wierzchnich pierścieni tłokowych, co jest osiągnięciem autorskim. Wykonana analiza MES umożliwiła obliczenie rozkładu pola temperatury, strumienia ciepła, obciążeń, naprężeń zredukowanych, przemieszczeń oraz sił reakcji w pierścieniu z powłoką oraz tulei w tym uszczelnieniu. Opracowany algorytm symulacji numerycz-

nej umożliwia na etapie projektowania uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego obliczenie wartości wymienionych wielkości w całym cyklu pracy silnika dla dowolnie wybranych obciążeń. Ma to zasadnicze znaczenie na etapie projektowania elementów silnika spalinowego, gdyż pozwala skrócić do minimum czasochłonne prace badawcze na obiekcie rzeczywistym, których celem jest opracowanie odpowiedniego uszczelnienia pierścieniowego. Prowadząc konsekwentnie symulację komputerową przez opracowanie procesu roboczego (KIVA 3), opracowanie modeli geometrycznych (*Parasolid*) oraz obliczenia MES (*Unigraphics-Nastran*), można określić wartości wymienionych wielkości i ograniczyć badania laboratoryjne do minimum. Znajomość rozkładu temperatury i innych wielkości w elementach projektowanego uszczelnienia pierścieniowego umożliwia dobranie właściwego oleju smarującego oraz określenie przewidywanej trwałości tego uszczelnienia.

Po opracowaniu algorytmu symulacji komputerowej współpracy uszczelnienia pierścieniowego przystąpiono do wykonania wstępnej partii pierścieni z powłoką z azotku tytanu. Po wstępnych badaniach na obiekcie rzeczywistym i uzyskaniu pozytywnej odpowiedzi obiektu można było przystąpić do dalszych prac badawczych na trybotesterze i zasadniczych prac badawczych na obiekcie rzeczywistym. Bez pozytywnych wyników badań wstępnych dalsze prace straciłyby sens. Badania na trybotesterze umożliwiły wyłonienie technologii warstwy wierzchniej tulei cylindrowej, która we współpracy z pierścieniem z powłoką z azotku tytanu odznacza się najmniejszymi wartościami współczynnika tarcia oraz najmniejszymi wartościami zużycia. Dla sprecyzowanego zestawienia materiałowego pierścieni z powłoką z azotku tytanu–tuleja cylindrowa o warstwie wierzchniej azotowanej w technologii „Nitrovac”, przystąpiono do opracowania wariantów konstrukcyjnych pierścieni tłokowych, aby wybrać jeden z nich jako docelowy w opracowywanym uszczelnieniu. Warianty konstrukcyjne powstały zgodnie z analizą wyników pomiarów pierścieni po badaniach eksploatacyjnych, które były zrealizowane przez autora pracy w latach 1985–1994 i obejmowały 27 silników typu SW400 oraz na podstawie wyników symulacyjnych badań numerycznych i charakterystycznych cech konstrukcyjnych wynikających z charakteru współpracy pierścienia z powierzchnią tulei cylindrowej. Wybór wariantu konstrukcyjnego wykonano drogą zasadniczych badań silnikowych. Badania te wykonano dla cyklu trwałości zespołowej; tzw. test zimny–gorący opracowany przez firmę Goetze A.G. (obecnie: Federal Mogul), która jest jednym z czołowych producentów pierścieni tłokowych na świecie. Nastawy tego testu umożliwiają wszechstronne sprawdzenie pierścieni tłokowych, zwłaszcza pod kątem odporności powłok przeciwzużyciowych. Opracowane warianty konstrukcyjne pierścieni w zestawieniu z tulejami cylindrowymi o warstwie wierzchniej azotowanej pomyślnie przeszły test silnikowy. Spośród czterech wariantów wybrano drogą analizy decyzyjnej wariant tzw. ostrokrawędziowy, odznaczający się najmniejszym zużyciem zarówno pierścienia, jak i współpracującej z nim tulei cylindrowej.

14. Wnioski

- Istotą małych wartości zużycia i współczynnika tarcia pomiędzy pierścieniem tłokowym z powłoką z azotku tytanu i gładzią tulei cylindrowej z warstwą wierzchnią azotowaną jest mała wartość swobodnej energii powierzchniowej powłoki z azotku tytanu i duża gładzi azotowanej tulei cylindrowej. Dzięki czemu osiągnięto efekt „czystej” powierzchni powłoki TiN oraz ściśle przywarłej do podłoża warstwy granicznej na powierzchni żeliwnej azotowanej tulei.
- Wartość swobodnej energii powierzchniowej może być jednym z istotnych czynników warunkujących prawidłowy dobór materiałów par trących.
- Proponuje się taki dobór materiałów na tuleję cylindrową i powierzchnię roboczą pierścienia tłokowego silnika spalinowego, aby różnica między wartościami ich swobodnych energii powierzchniowych była maksymalnie duża. Ze względu na tworzenie się warstwy granicznej celowe jest, aby materiał tulei cylindrowej (jej powierzchni) miał maksymalną wartość *SFE*, a materiał użyty do konstytuowania powierzchni pierścienia lub powłoki przeciwzużyciowej minimalną wartość *SFE*; najlepiej wykazywał antyadhezyjność charakterystyczną dla powłok azotku tytanu osadzonych metodami PAPVD.
- Opracowane skojarzenie pierścienia tłokowego z powłoką z azotku tytanu z tuleją cylindrową z warstwą wierzchnią azotowaną umożliwiło w znaczący sposób zmniejszyć wartości sił stycznych oraz wartości zużycia.
- Opracowany algorytm symulacji współpracy uszczelnienia pierścieniowego wykazał, że wprowadzenie powłok cermetalicznych na pierścieniach tłokowych powoduje nieznaczny wzrost ich temperatury, co nie ma istotnego wpływu na przebieg procesów tribologicznych. Jest to spowodowane faktem, że powłoka z azotku tytanu charakteryzuje się trzykrotnie mniejszą wartością współczynnika przewodzenia ciepła, niż żeliwo i spowalnia proces przepływu ciepła przez pierścień tłokowy do tulei cylindrowej.
- Temperatura generowana podczas współpracy uszczelnienia pierścieniowego elementu z powłoką z azotku tytanu z elementem o warstwie wierzchniej azotowanej jest około 20% niższa niż podczas współpracy z elementem żeliwnym nieazotowanym. Świadczy to o występowaniu w tym wypadku znacznie mniejszych wartości sił stycznych.
- Syntetyczne oleje silnikowe odznaczają się sprężystością postaciową, która objawia się w postaci skończonej wartości modułu sprężystości poprzecznej *G*. Wymu-

sza to konieczność uwzględnienia tego w stosowanej powszechnie teorii hydrodynamicznej tworzenia klina smarnego między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową. W przyszłości konieczny jest opis powstawania klina smarnego z zastosowaniem teorii elastohydrodynamicznej. Oleje te cechuje przemijająca oraz stała utrata lepkości, która to cecha również musi zostać wzięta pod uwagę w przyszłych opisach tworzenia klina smarnego między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową.

- Technologia azotowania warstwy wierzchniej tulei cylindrowej umożliwiła otrzymanie dobrego dobrania materiałów uszczelnienia pierścieniowego. Powierzchnia robocza azotowanej tulei cylindrowej cechuje się bardzo dużą wartością swobodnej energii powierzchniowej. Oznacza to, że jej zwilżalność jest duża. Bezpośrednim następstwem dużej zwilżalności i dużej wartości swobodnej energii powierzchniowej jest tworzenie bardzo dobrze przywartej warstwy granicznej na powierzchni tulei. Ta cecha w zestawieniu z bardzo małą wartością swobodnej energii powierzchniowej powłoki z azotku tytanu na pierścieniu tłokowym jest podstawą współpracy tego uszczelnienia.
- Opracowane w ramach prac koncepcyjno-badawczych warianty wykonania pierścieni tłokowych są oparte na pomiarach rzeczywistych kształtów, jakie uzyskują pierścienie tłokowe po eksploatacji w silniku spalinowym oraz symulacjach numerycznych. Szczególnie dotyczy to baryłki niesymetrycznej, której kształt jest charakterystycznym dla pierwszych pierścieni uszczelniających. Najlepsze efekty ze względu na odporność na zużycie uzyskano jednak dla wariantu tzw. ostrokrawędziowego z podcięciem wewnętrznym. Taki kształt przekroju, a szczególnie podcięcie wewnętrzne wykorzystujące zjawiska dynamiczne obrotu pierścienia wokół osi swobodnej umożliwił uzyskanie filmu olejowego oraz małych oporów ruchu po tulei i jednocześnie dużą powierzchnię przylegania w trakcie zwrotów zewnętrznego i wewnętrznego pierścienia. Dzięki czemu wzrósł czas trwania efektu wyciskania.
- Powstałe w procesie konstituowania technologią PAPVD powłoki z azotku tytanu na pierścieniach tłokowych cechują się występowaniem kieszeni olejowych. Z uwagi na antyadhezyjność powłoki stanowią one zasobniki oleju smarującego, które w przypadku zatrzymania ruchu pierścienia po tulei w położeniach zwrotnych wspomagają efekt jego wyciskania.
- Uzyskanie dobrej powłoki z azotku tytanu i innych materiałów przez ich konstituowanie metodą PAPVD jest możliwe jedynie wtedy, gdy powierzchnia pod nałożenie powłoki zostanie odpowiednio przygotowana. Polega to na oczyszczeniu fizykochemicznym oraz w procesie trawienia jonowego. Stwierdzono ponadto, że należy w przypadku pierścienia tłokowego zapewnić chropowatość mniejszą od $R_a = 0,8 \mu\text{m}$.
- Bardzo dobra przyczepność powłoki z azotku tytanu uzyskanej metodą PAPVD jest warunkowana procesem jej konstituowania. W początkowym okresie następuje po oczyszczeniu jonowym dyfuzja jonów azotu w warstwę wierzchnią pierścienia i jednocześnie tworzenie powłoki z azotku tytanu. W ten sposób powstaje warstwa

przejściowa zapewniająca bardzo dobrą przyczepność powłoki z azotku tytanu do powierzchni pierścienia tłokowego.

- Proces azotowania żeliwa niesie ze sobą niebezpieczeństwo powstania na powierzchni tzw. „białej warstwy” azotków, która jest bardzo twarda i krucha. W wyniku procesu azotowania próżniowego „Nitrovac” warstwa ta nie występuje. Dzięki temu nie ma konieczności prowadzenia obróbki wykańczającej powierzchni tulei po procesie azotowania. Co za tym idzie, istnieje możliwość końcowej obróbki powierzchni przed procesem azotowania.
- Opracowane pierścienie tłokowe stanowią efektywny zamiennik produkowanych obecnie pierścieni z powłoką chromową i są one wdrażane do produkcji seryjnej. Jej przewidywana liczba w jednej z firm krajowych jest równa około 8 milionów sztuk rocznie.
- Kontynuacji prezentowanych prac upatruje się w konstytuowaniu powłok w systemie „duplex”. Proces polega na pierwotnym azotowaniu jonowym warstwy wierzchniej pierścienia i późniejszym pokrywaniu go powłoką azotku tytanu lub inną, stosując w tym celu metodę PAPVD. Technologia procesu jest dwuetapowa. Po oczyszczaniu jonowym powierzchni następuje zwiększenie energii jonów azotu. Dzięki czemu następuje azotowanie powierzchni, gdyż jony te wnikają w warstwę wierzchnią pierścienia tłokowego. Drugim etapem jest już klasyczny proces konstytuowania powłoki azotku tytanu lub azotku chromu technologią PAPVD. Wartość *SFE* również w technologii „duplex” jest bardzo mała; podobna do wartości uzyskanej w technologii powłok azotku tytanu,
- Opracowany algorytm symulacji komputerowej należy wzbogacić o zjawiska zachodzące w skali mikro. Zamodelować procesy współpracy na podstawie stwierdzonego mechanizmu antyadhezyjności powłoki spowodowanego małą wartością swobodnej energii powierzchniowej. W tym wypadku celem byłoby już modelowanie procesu zużycia w skali mikro z odpowiedzią obiektu w postaci nie tylko temperatury i obciążenia, ale również wartości zużycia i według danych trwałości uszczelnienia pierścieniowego, w którym zastosowano powłokę cermetaliczną na pierścieniu tłokowym.

Literatura

- [1] Akalin O., Newaz G.M., *New experimental technique for friction simulation in automotive piston ring and cylinder liners*, SAE Spec. Publ., 1372, 79–84 (1998).
- [2] Akimoto Y., Maruya T., Yoshida H., Kobayashi H., Sugihara H., *Effect of piston top rings on piston slap noise*, JSAE Review, 17(1), (1996).
- [3] Amsden A.A., *KIVA3: A KIVA Program with Block Structured Mesh for Complex Geometries*. Los Alamos National Laboratory LA-12503-MS.
- [4] Arai T., Fujita H., *Plasma-assisted CVD of TiN and TiC on steel*, Proceedings of 6th International Conference on Ion and Assisted Techniques, Brighton U.K., May 1987, 196–200.
- [5] Arcoumanis C., Ostovar P., Mortier R., *Mixed lubrication modeling of Newtonian and shear thinning liquids in a piston-ring configuration*, SAE Spec. Publ., 1304, 35–60 (1997).
- [6] Armini A., *Formation of new surface alloys by ion implantation technology*, Industrial Heating, January 1986, 17–19.
- [7] Babad-Zachriapin A.A., Lagitkin M.J., *Strukturnyje defekty v materialach obrabotannykh v tlejuščem razjade*, Metallovedenie i Termičeskaja Obrabotka Materialov 7, 1976, 70–71.
- [8] Barbaszewski T., Dąbrowski M., Gawlik J., *Technologia i właściwości twardych pokryć TiAlN na podłożu ze stali szybkoobrotowej*, Materiały konferencyjne INSYCONT'90, Kraków 1990, 147–152.
- [9] Barbaszewski T., Dąbrowski J., Gawlik J., *Wytwarzanie warstw TiN przy wykorzystaniu silnoprądowego wyładowania lukowego*, Materiały Konferencji Naukowej „Techniki wytwarzania warstw powierzchniowych”, Rzeszów, czerwiec 1988, 12–16 i 88–93.
- [10] Barber G.C., Ludema K.C., *The break-in stage of cylinder-ring wear: A correlation between fired engines and a laboratory simulator*, Wear, 118(1), 57–75 (1987).
- [11] Barbezat G., Wuest G., *The potential of the internal plasma spray technology for the coating of cylinder bores on AlSi cast alloy (Zastosowanie technologii natryskiwania plazmowego do pokrywania gładzi cylindrów w blokach wykonanych z siluminu)*, Tribologia 1–1999, 7–20.
- [12] Bell T., Bergmann H.W., Lanagan J., Morton P.H., Steines A.M., *Surface engineering of titanium with nitrogen*, Proceedings of the 4th International Congress of Heat Treatment of Materials, Shanghai, June 3–7, 1985, Vol. 2, 952–969.
- [13] Betiuk M., *PVD-Arc – sterowanie i struktura warstw*, Materiały Ogólnopolskiej Konferencji „Nowoczesne technologie w inżynierii powierzchni”, Łódź–Spała, 22–23 września 1994,
- [14] Bergman E., Kaufman H., Schmidt R., Vogel J., *Ion-planted titanium carbinitrid films*, Surface and Coatings Technology, 42 (1990) 237–251.

- [15] Boisclair M.E., Hoult D.P., Wong V.W., *Piston ring thermal transient effects on lubricant temperatures in advanced engines*, Trans. ASME J. Eng. Gas-Turbines-Power, 111(3), 543–552 (1989).
- [16] Braun E., *Modelowanie współpracy par tribologicznych*, Tribologia Nr 1/96 (145), 25–37.
- [17] Brodowicz K., Ghoneam S.M., Kwaśniak E., Mikoś M., Osiński G., Pasierski J., Stupnicki J., *The effect of ceramic coatings on the initiation and development of scuffing phenomena*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn zeszyt 3–4 (99–100), Warszawa, PWN 1994, 431–441.
- [18] Bromark M., Larsson M., Hedenqvist P., Olsson M., Hogmark S., *Influence of substrate surface topography on the critical normal force in scratch adhesion testing of TiN – coated steels*, Surface of Coating Technology, 52(2), 195–203 (1992).
- [19] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Przygotowanie powierzchni detali do osadzania warstw metodami PAPVD z zastosowaniem trawienia jonowego*, Wybrane zagadnienia inżynierii powierzchni, Politechnika Rzeszowska 1992, 32.
- [20] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Otrzymywanie warstw TiN i TiAlN metodami: magnetronową i łukowo-próżniową*, Problemy Eksploatacji Nr 3, 1992, 157–161.
- [21] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Własności materiałów stosowanych na twarde powłoki*, Materiały VII Krajowego Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych, Radom-Kozubnik 1993, Tribologia Nr 4/5, 1993, 77–83.
- [22] Bujak J., Miernik K., Rogowska R., Smolik J., Walkowicz J., *Przygotowanie powierzchni narzędzi dla nanoszenia powłok przeciwiżyciowych metodami PVD*, Przegląd Mechaniczny Nr 44, 1994, 12–15.
- [23] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Rogowska R., Walkowicz J., *Zastosowanie powłok TiN na narzędziach stomatologicznych*, Przegląd Mechaniczny Nr 10, 1994, 24–26.
- [24] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Tools life increasing by deposition of Ti-C-N coatings*, Proceedings of 8th International Tool Conference, Miskolc 1993.
- [25] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., Rogowska R., *Technologie nanoszenia wieloskładnikowych i wielowarstwowych powłok na narzędzia skrawające metodami plazmochemicznymi*, Problemy Eksploatacji Nr 4, 1993, 39–46.
- [26] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., Barczenko W., *Przygotowanie powierzchni metali do osadzania warstw metodami PAPVD z zastosowaniem trawienia jonowego*, Materiały Seminarium Naukowego „Wybrane zagadnienia inżynierii powierzchni”, Rzeszów–Bystre 1992, 32.
- [27] Bull S.J., Chalker P.R., *Lubricated sliding wear of physically vapour deposited titanium nitride*, Surface of Coating Technology, 50(2), 117–126 (1992).
- [28] Bull S.J., Rickerby D.S., *The sliding wear of titanium nitride coatings*, Surface of Coating Technology, 41(3), 269–283 (1990).
- [29] Bunshah R.F., *Overview of coating technologies for large scale metallurgical, optical, and electronic application*, Journal of Vacuum Science and Technology, B2, 1984 Nr 4, 789–799.
- [30] Burakowski T., *Implantacja jonów do metali*, Prace Instytutu Lotnictwa Nr 121–122, (z. 2–3), 1990, 5–50.
- [31] Burakowski T., *Implantacja jonów i możliwości jej zastosowania do modyfikacji warstwy wierzchniej metali*, Tribologia Nr 5, 1089, 4–12.

- [32] Burakowski T., *Wiązka elektronowa i możliwości jej wykorzystania do poprawy własności powierzchni* Nr 8–9, *Mechanik*, 1992, 281–284,
- [33] Burakowski T., *Wytwarzanie warstw powierzchniowych – inżynieria powierzchni metali*, *Metaloznawstwo, Obróbka Ciepła, Inżynieria Powierzchni* Nr 106–108, 1990, 2–32.
- [34] Burakowski T., Miernik K., Walkowicz J., *Technologie wytwarzania z wykorzystaniem plazmy cienkich powłok tribologicznych*, *Metaloznawstwo, Obróbka Ciepła, Inżynieria Powierzchni* Nr 124–126, 1993, 21–24.
- [35] Burakowski T., Miernik K., Walkowicz J., *Zastosowanie fizykochemicznych technologii wspomaganych plazmą do wytwarzania cienkich powłok odpornych na zużycie*, *Metaloznawstwo, Obróbka ciepła, Inżynieria Powierzchni* Nr 130–132, 1995.
- [36] Burakowski T., Roliński E., Wierzchoń T., *Inżynieria powierzchni metali*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1992.
- [37] Burakowski T., Wierzchoń T., *Inżynieria powierzchni metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1995.
- [38] Buran U., Mader H.Ch., Morsbach M., *Couches pulverisees au plasma pour segments de piston; Situation et possibilites d'emploi*, *Biuletyn Informacyjny GOETZE A.G., Burscheid, Niemcy* 1997.
- [39] Carre D.J., *The use of solid ceramic and ceramic hard-coated components to prolong the performance of perfluoropolyalkylether lubricants*, *Surface and Coating Technology*, 43–44(1–3), (1990), 609–617.
- [40] Celiński Z., Miernik K., *Plazmowo-chemiczne metody wytwarzania warstw odpornych na zużycie*, *Tribologia* Nr 6, 1991, 6–11.
- [41] Cheng H.S., Arai T., Kobayashi Y., Aoyams S., *Numeric simulation of piston ring in mixed lubrication – a nonaxisymmetrical analysis*, *J. Tribol. Trans. ASME*, 116(3), 470–478 (1994).
- [42] Chucholowski C., Kornprobst H., Woschni G., Zeiliger K., *Kolberingverhalten und Kolbensekundärbewegung*, *FVV. Forschungsbericht Heft 323* (1983).
- [43] Coy R.C., *Practical applications of lubrication models in engines*, *Tribology International* Vol. 31, No 10 (1998), 563–571.
- [44] Dasic P., Jecmenica R., *Choice of function of the stediness at the finish processing on the lathe by means of ceramic cutting tools*, *materiały konferencyjne INTERTRIBO 1996*, Stara Leśna–Tatraska Lomnica 1999, 107–111.
- [45] Delaet M., Coddet C., *Piston ring coating developments for use in tomorrow's heavy duty engines*, *ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE*, 27–2, 57–66 (1996).
- [46] Demidov B.A., Križnik G.S., Tomaščík J.F., *Izmienienie struktury metallov i splavov posle vozdeystvija intensivnykh potokov elektronov nanosekundonoy dlitelnosti*, *Fizika i Chimiya Obrabotki Materialov*, 1982, Nr 4, 114–117.
- [47] Dillich S.A., Kant R.A., Sartwell B.D., Sprague J.A., Smidt F.A., *The tribological behaviour of TiN coatings prepared by IBAD*, *Trans. ASME J. Tribol.*, 113(1), 214–219 (1991).
- [48] Din Jianning, Feng Aixin, Liu Yianshan, *Optimum technology and performance of high-speed steel tools with PVD TiN coatngs*, *Proceedings of ASIATRIB'98*, Shanghai China 1998, 646–649.
- [49] Doering E., *Deposition technology of insulating films*, *Insulating films of semikonduktors*, Ed. M. Schultz, G. Pensl, Springer Verlag, 1981.

- [50] Dong-Chul Han, Jae-Seon Lee, Hyng-Joon Kim, *Frictional characteristics of the piston ring*, Proceedings of ASIATRIB'98, Shanghai China 1998, 461–464.
- [51] Drogosch W., Dallef J., Wiemann L., *Kolbenbewegung – rechnerisch und experimentell*, Mahle Kolloquium 1977.
- [52] Drozd C., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., *Badania trwałościowe silnika doładowanego typu 6CT107*, Raport serii Sprawozdania, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1977.
- [53] Duck G. A., *Piston ring manual*, published by Goetze Werke, 3rd Edition 1977.
- [54] Dudziński W., Haimann K., Pękalski G., *Metody mikroskopii świetlnej i elektronowej w zastosowaniu do oceny stopnia degradacji stali*, Materiały konferencyjne IV Konferencji Naukowej pt.: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Szklarska Poręba 1999.
- [55] Englisch C., *Kolbenringe*, Wien – Springer Verlag, Wiedeń 1958.
- [56] Englisch C., *Über die axiale Höhe von Kolbenringen*, DAROS – Information, 1977, Nr 1.
- [57] Eredmir A., Cheng C.C., *Nucleation and growth mechanisms in ion-plated TiN films on steel substrates*, Surface and Coating Technology Nr 41, 1990, 285–293.
- [58] Froelund K., Schramm J., Tian T., Wong V., Hochgreb S., *Analysis of the piston ring/liner oil film development during warm-up for an SI-engine*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 25–37 (1996).
- [59] Furuhashi S., *Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine*, SAE Paper 790855, 1979.
- [60] Gerve A., *Zur Strategie der Verschleißforschung*, Eslingen Kologum'92, Eslingen 1992, 2.1–1–2.1–5.
- [61] Gabriel H.M. *Deposition of hard coatings in highly ionised plasmas by arc evaporation*, Second School of Hard Coatings of Metals, Mielno 1992.
- [62] Gembara J., Serdecki W., *Powiązania pomiędzy ukształtowaniem powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego, a stratami tarcia w grupie tłokowo – cylindrowej*, KONES'2000, Warszawa–Nałęczów 2000.
- [63] Gilbert G.L., *Computerized control of elektron beam for precision surface hardening*, Industrial Heating, 1978, Vol. 45 No 1, 16–18.
- [64] Goetzewerke, *Vor und Nachteile der axialniedrigen Kolbenringen*, Der Kolbenring Nr. 7, Sammelband herausgegeben Fachschriften.
- [65] Gokieli B., *Fizykochemiczne aspekty powstawania fazy skondensowanej w plazmie impulsowej obserwowanej metodami spektralnymi*, Rozprawa doktorska PW, Warszawa 1980.
- [66] Grainer S., Blunt J., *Engineering coating*, Woodhead Publishing Ltd, Cambridge England, 1999,
- [67] Haddad S.D., Tjan K., *An analytical study of offset piston and crankshaft designs and the effect of oil film on piston slap excitation in a diesel engine*, Mechanism and Machine Theory, 30(2), (1995).
- [68] Halsband M., *Messung und Optimierung der Reibungsverluste der Kolbengruppe*, Teil 1 und 2, MTZ 1994, 55, 11, 664–671, MTZ 1995, 56, 2, 104–111.
- [69] Hamatake T., Wakuri Y., Soejima M., Kitahara T., *Mixed lubrication characteristics of piston rings*, JSAE Review, 17(1), (1996).
- [70] Han D., Lee J., *Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition*, Tribology International, 31(12), (1998).

- [71] Han, Z., Uludogan A., Hampson G.J., Reitz R.D., *Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine*. SAE Paper 960633.
- [72] Harigaya Y., Ichinose M., Suzuki M., *Effect of temperature on the lubrication characteristics between the piston ring and the cylinder liner of internal combustion engine*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27-2, 17-24 (1996).
- [73] Haś Z., Pietrowski S., Niedźwiecki Z., *Wpływ struktury żeliwnych pierścieni tłokowych na umowny moduł sprężystości*, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, materiały konferencyjne KONES'84, Wrocław 1984, 141-154.
- [74] Hebda-Dutkiewicz E., *Twarde warstwy nanoszone metodami PVD*, Międzyresortowe Centrum Eksploatacji Majałku Trwałego, Radom 1990.
- [75] Hedenqvist P., Olsson M., *Solid particle erosion of titanium nitride coated high speed steel*, Tribol. Inst., 23(3), 173-182 (1990).
- [76] Hedenqvist P., Bromark M., Olsson M., Hogmark S., Bergman E., *Mechanical and tribological characterization of low temperature deposited PVD TiN coatings*, Surface and Coating Technology, 63(2), 115-122 (1994).
- [77] Hegge H.J., de Hossen J.Th.M., *The influence of convection on the homogeneity of laser applied coatings*, Surface Engineering Processes, Fundamentals and Application in Corrosion and Wear, Wyd. Ellis Horwood, New York-Toronto-Sydney-Tokyo-Singapore 1989, 160-167.
- [78] Hermann D., Szczerski B., *Zastosowanie metody trapezu spadku lepkości do oceny trwałego i przemijającego spadku lepkości olejów zawierających modyfikatory lepkości*, Journal of Kones'97, Warszawa 1997.
- [79] Hempel W., *Ein Beitrag zur Kenntnis der Sietenbewegung des Tauchkolbens*, MTZ 27 (1966) 1.
- [80] Hess D.W., *Plasma enhanced CVD: Oxides, nitrides, transition metals and transition silicides*, Journal of Vacuum Science and Technology, A2, 1984 No 2, 223-230.
- [81] Hinterman H.E., *Adhesion, friction and wear of thin hard coatings*, Wear 100 (1984) 381-397.
- [82] Hitosugi H., Tateishi Y., Fujimura K., *Analysis of axialbehaviour of three-piece oil control ring*, JSAE - Rev., 20(1), 41-48 (1999).
- [83] Hogmark S., Hedenqvist P.: *Tribological characterisation of thin, hard coatings*, Wear 1994, 179, 147-154.
- [84] Hollek H., *Basic principles of specific applications of ceramic materials as protective layers*, Surface and Coating Technology, 43/44, 1990, 245-258.
- [85] Holleck H., *Material selection for hard coatings*, Journal Vacuum Science Technology, A4(6), Nov/Dec 1986.
- [86] Ignaciuk P., Drożdżel P., *Analiza tendencji rozwojowych uszczelnienia pierścieniowego tłokowych silników spalinowych*, KONES '01 Conference Proceedings, Jastrzębia Góra 2001.
- [87] Instrukcja obsługi T-05 Tester typu Rolka - Kłoczek, Zakład Tribologii, Radom 1993.
- [88] Iskra A., *Efekt sprężystości olejów syntetycznych, a straty tarcia w silniku spalinowym*, Journal of KONES'97, Warszawa - Nałęczów 1997, 216-222.
- [89] Iskra A., *Intensywność smarowania gładzi cylindra, a straty tarcia*, TeKa Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN 0/Kraków Nr 18/99, Kraków 1999.

- [90] Iskra A., *Możliwości ograniczenia strat tarcia w silniku samochodowym poprzez zmiany stosunków geometrycznych pakietu pierścieni*, V Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna – Pojazdy Samochodowe – Problemy Rozwoju i Eksploatacji, AUTOPROGRES'95 Warszawa–Jachranka, 17–19.05.1995.
- [91] Iskra A., *Możliwości ograniczenia strat tarcia w warunkach obwodowo – wzdłużnego generowania filmu olejowego między tłokiem, a cylindrem*, Journal of KONES 2000, Warszawa – Zakopane Kościelisko 2000, 134–145.
- [92] Iskra A., *Numeryczna metoda wyznaczania kształtu pierścienia w stanie swobodnym*, ESTSSoPT – KONES 88, Poznań–Błażejewko, 6–9.12.1988, 91–98.
- [93] Iskra A., *Obliczenia rozkładu nacisku pierścienia na gładź cylindra metodą numeryczną i ograniczenia tej metody*, ESTSSoPT – KONES'90, Gdańsk–Mausz, 17–19.09.1990, 104–112.
- [94] Iskra A., *Odstępstwa od założonego rozkładu nacisków pierścienia tłokowego na gładź wywołane zużyciem elementów grupy tłokowo-korbowej*, Eksploatacja silników samochodowych, Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów Politechniki Szczecińskiej, materiały konferencyjne, Szczecin 1993, 41–44.
- [95] Iskra A., *Paliwooszczędne silniki o ograniczonych stratach tarcia*, Projekt KBN 9 9435 92 03, Poznań–Warszawa 1995, 1–192.
- [96] Iskra A., *Przyczyny odstępstw od założonego rozkładu nacisków pierścienia na gładź cylindra*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 137–143.
- [97] Iskra A., *Rozkład filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Rozprawa habilitacyjna Nr 181, Poznań 1987, 129–137.
- [98] Iskra A., *Straty tarcia powierzchni bocznej tłoka – weryfikacja modelu obliczeniowego*, Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKOMMOT'98, Kraków 1998.
- [99] Iskra A., *Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1996.
- [100] Iskra A., *Symulacja parametrów pracy pierścienia na stanowisku modelowym*, Materiały konferencyjne KOMMOT'94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków – Raba Niżna 1994, 93–104.
- [101] Iskra A., *Wpływ drgań własnych pierścienia uszczelniającego na warunki pracy zespołu tłokowo-cylindrowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 1, No 1, Warszawa–Lublin 1994, 167–174.
- [102] Iskra A., *Wpływ relacji geometrycznych powierzchni bocznej tłoka na nośność filmu olejowego*, Journal of KONES '01 Combustion Engines, Vol. 8, No 3–4, 2001, Jastrzębia Góra 2001.
- [103] Iskra A., *Wpływ wysokości pierścieni uszczelniających na zużycie ilościowe oleju smarującego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No 1, Warszawa–Poznań 1995, 185–193.
- [104] Iskra A., *Współzależność oporów tarcia w grupach tłok–cylinder oraz pierścienie–cylinder*, Journal of KONES'97, Warszawa–Namysłów 1997, 98–104.
- [105] Iskra A., Classen J., *Badania stanowiskowe współpracy modelu pierścienia tłokowego z cylindrem smarowanym olejem syntetycznym*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2/96 (106), PWN, Warszawa 1996, 195–206.

- [106] Iskra A. i inni, *Poprawa sprawności mechanicznej silnika spalinowego na drodze modyfikacji systemu smarowania głównych grup kinematycznych oraz redukcja procesów zużycia tych grup*, Projekt Badawczy KBN Nr 9 T12D 010 10, Poznań 1998, 1–250.
- [107] Iskra A., Kałużny J., Kula K., *Problemy oszacowania przestrzennego rozkładu parametrów filmu olejowego na powierzchni bocznej tłoka*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, T. 20, 2000, 411–423.
- [108] Iskra A., Wiśniewski T., *Wpływ ruchów poprzecznych tłoka na zużycie rowków pierścieniowych i pierścieni*, Politechnika Lubelska, KONES '87, Lublin 1987.
- [109] Jakobs R. J., *Untersuchung der Kolbenschaft Schmierung und des Kolbensekundärbewegung an einem Glaszylindermodellmotor*, praca doktorska, Universität Hanover 1975.
- [110] Jakóbiec J., Sz wajka Z., Sala W., *Charakterystyki powłok elementów układu tłokowego*, Czasopismo techniczne 5M/1998 (rok 95), INTERKONMOT '98, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998, 191–198.
- [111] Jakóbiec J., Sz wajka Z., Sala W., *Mechanizm zużycia pierścieni tłokowych*, Czasopismo techniczne 5M/1998 (rok 95), INTERKONMOT '98, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998, 191–198, 215–226.
- [112] Jakóbiec J., Sz wajka Z., Skrzyniowski A., *Wpływ składu proszku na zużycie powłok pierścieni tłokowych*, Materiały XXIII Jesiennej Szkoły Tribologicznej, Zielona Góra–Lubiatów 1999, 81–88.
- [113] Jakubiak L., Gembara J., *Ocena sprężystych własności oleju smarującego i ich wpływu na parametry współpracy tłoka z cylindrem w silniku spalinowym*, materiały konferencyjne KONSSPAL 2000, Wrocław 2000, 68–75.
- [114] Jaskólski J., Jakóbiec J., *Badanie pokryć ceramicznych tłoka silnika wysokoprężnego metodą symulacji komputerowej*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 1, No 1, Warszawa–Lublin 1994, 215–226.
- [115] Jakubiak L., Serdecki W., *Uwzględnienie sprężystych właściwości oleju smarującego w trakcie budowy modelu układu tłokowo-cylindrowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No 3–4, Warszawa–Kraków, Warszawa 1999, 99–105.
- [116] Jindal P.C., Santhanam A.T., Schleinkofer U., Shuster A.F., Marsh B.K., *PVD coating for turning*, Cutting Tool Eng., 51(1), (1999).
- [117] Jost P.H., *Modern Tribology. Past and future*, Materiały konferencyjne konferencji EUROTRIB '93, Budapeszt 1993, referat programowy konferencji.
- [118] Jungua N., Pimpert S., Dalafonce J., *Le mixage dynamique: appareillage et premiers resultats*, Memoires et Études Scientifiques Revue de Metallurgie Nr 9, Sept. 1986, 486.
- [119] Kaczan B., *Program do obliczania ślizgowego łożyskowania sworznia tłokowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 1, No 1, Warszawa–Lublin 1994, 227–232.
- [120] Kaminsky M., *Atomic and ionic phenomena on metal surface*, Springer-Verlag, Berlin-New York, 1965.
- [121] Kaźmierczak A., *A design and preliminary test of piston ring covered by ceramic*, Tribologia 5/98 (161), 708–714, Oficyna Wydawnicza SIMPress, Warszawa 1998.
- [122] Kaźmierczak A., *Analiza możliwości wykonania uszczelniającego pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową warstwą ceramiczną*, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warszawa–Bielsko Biała 1997.

- [123] Kaźmierczak A., *Analiza możliwości wykorzystania materiałów ceramicznych w konstrukcji elementów układu korbowego silników spalinowych*, Raport Serii Sprawozdania Nr S-048/96, Wrocław 1996.
- [124] Kaźmierczak A., Kuśmidrowicz J., *Dobór wartości parametrów struktury warstwy wierzchniej tulei cylindrowych silników spalinowych*, Raport Serii Sprawozdania Nr S/058/91, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1991.
- [125] Kaźmierczak A., *Badania trwałościowe zestawów naprawczych typu Leyland LO 400N*, Raport Serii Sprawozdania Nr S/002/2000, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2000.
- [126] Kaźmierczak A., *Badania trwałościowe zestawów remontowych TSPC silników Raba Man. Analizy wyników*, Raport Serii Sprawozdania Nr S/049/98, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1998.
- [127] Kaźmierczak A., *Badania uszczelniającego pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową warstwą ceramiczną*, Czasopismo Techniczne 5M/1998 (rok 95), 183–190, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998.
- [128] Kaźmierczak A., *Ispitania na dolgowiecnost dzielnyh dwigatielej wnutriennego sgorania w aspekcie mikrogeometrii wierhniego sloja gilz cylindra*, International Scientific – Practical Symposium, Sankt Petersburg, June 23–27, 1997.
- [129] Kaźmierczak A., *Metoda optymalizacji mikrogeometrii warstwy wierzchniej chromowanych tulei cylindrowych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1994.
- [130] Kaźmierczak A. – red., *Tarcie, zużycie i smarowanie w silnikach spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996.
- [131] Kaźmierczak A., *Technologie przeciwzużyciowych warstw wierzchnich pierścieni tłokowych*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji Polskiej Akademii Nauk, Zeszyt 20/2000, Kraków 2000.
- [132] Kaźmierczak A., *The Piston Ring with Antiwear Thin Coating*, International Scientific – Practical Symposium, Sankt Petersburg, June 26–30, 2000.
- [133] Kaźmierczak A., *The Piston Ring with Thin Coating*, The Proceeding of International Conference of Internal Combustion Engines, Sofia, Republik of Bulgaria, 18–20 October 2000.
- [134] Kaźmierczak A., *Wybrane kierunki działań tribologii w silniku spalinowym*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3 (123) 2000, KBM PAN, Radom 2000.
- [135] Kamo L.S., Kleyman A.S., Bryzik W., Mekari M., *High temperature tribology for piston ring and cylinder liner in advanced low heat rejection*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 89–96 (1996).
- [136] Kim J.S., Min B.S., Lee D.S., Oh D.Y., Choi J.K., *Characteristics of carbon deposit formation in piston top ring groove of gasoline and diesel engine*, SAE Spec. Publ., 1326, 147–154 (1998).
- [137] Knopf M., Eiglmeier C., Merker G.P., *Calculation of unsteady hydrodynamic lubrication and surface contact at the piston-ring/cylinder-liner interface*, SAE Spec. Publ., 1372, 1–21 (1998).
- [138] Knotek O., Prengel H.G., Brand J., *Deposition of Ti(C,N) coatings by arc evaporation*, Materials Science Forum, Vol. 102–104, 1992, 591–598.
- [139] Kołodziej E., *Stanowisko do badań porównawczych zużycia pary ślizgowej pierścienia tłokowy-gładź cylindra silnika*, Materiały konferencyjne KONMOT'94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 145–153.

- [140] Kornprobst H., Woshni G., Zeilinger K., *Simulation des Verhaltens von Kolbenringen in Motorbetrieb*, MTZ 11,12, 1989.
- [141] Kowstubhan M.V., Philip P.K., *On the tool-life equation of TiN-coated high speed steel tools*, Wear, 143(2), 267–275 (1991).
- [142] Krause H. H., *Ein Beitrag zur Optimierung von ReibungVerschleiss und Ölhaushalt an der Kolben-Ring-Zylinder System*, Rozprawa doktorska, Universität Hanover, 1985.
- [143] Kozaczewski W., *Konstrukcja złożeń tłok-cylinder silników spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 1979.
- [144] Krzymień A., *Wyznaczanie strat tarcia w węzłach ciernych silnika spalinowego*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2/96 (106), PWN, Warszawa 1996, 229–240.
- [145] Krzymień P., *Badania wpływu ruchów poprzecznych tłoka czterosuwowego silnika spalinowego na ilościowe zużycie oleju smarującego*, Politechnika Poznańska, Rozprawa Doktorska, Poznań 1995.
- [146] Kun L., Xiaojun L., Changlin G., *Scuffing failure of piston ring – cylinder liner in mixed lubrication*, Proceedings of ASIATRIB '98, Shanghai 1998, 736–739.
- [147] Kupczyk M., *Adhezja powłoki do podłoża w aspekcie tworzonej warstwy przejściowej w procesach PVD*, Materiały konferencyjne konferencji MECHANICS '98, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 1998, 49–58.
- [148] Kwaśniewski S., Sroka Z.J., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [149] Legutko S., Zender T., *Trwałość i zużycie wiertel z twardymi cienkimi pokryciami w warunkach przemysłowych*, Materiały konferencyjne konferencji MECHANICS '98, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 1998, 69–74.
- [150] Leja E., Horodyski T., Budzyńska K., *Magnetonowa technika wytwarzania cienkich warstw*, Elektronika Nr 9, 1982, 5–7.
- [151] Leyko J., Sygniewicz J., *Tendencje rozwojowe pierścieni tłokowych silników spalinowych*, Materiały konferencyjne KONMOT'94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 183–193.
- [152] Łubiński J.I., Łubiński T., Druet K., *An experimental study of frictional vibration*, Tribologia 5/98 (161), 802–816.
- [153] Łubiński T., Druet K., Łubiński J.I., *A study of dynamic sliding friction wear in a ceramic contact*, Tribologia 5/98 (161), 786–801.
- [154] Ma M., Sherrington I., Smith E.M., Grice N., *Development of a detailed model for piston ring lubrication in IC engines with circular and non-circular cylinder bores*, Tribology International, 30(11), 779–788 (1997).
- [155] Magiera J., Piec P., *O pewnej metodzie oceny odporności na zacieranie pierścieni tłokowych*, Materiały konferencyjne KONES'97, Warszawa 1997.
- [156] *Materiały reklamowe technologii NITROVAC*, Instytut Inżynierii Materiałowej i Technik Bezwiórowych, Politechnika Łódzka, Łódź 1999.
- [157] Markowski J., Marków Z., Prajzner A., *Urządzenie do nanoszenia warstw azotku tytanu metodą aktywowanego reaktywnego naparowywania (BARE)*, Elektronika Nr 2, 1988, 28–30.
- [158] Matsumoto D., Kanzaki J., *Nitrid of titanium in radiofrequency discharge*, Journal of Less Common Metals Nr 84, 1982, 157–163.

- [159] Matsunawa A., Katayama S., Miyazawa H., Hiramoto S., Oka K., Ohmine M., *Basic study on laser vapour deposition of ceramics*, Surface and Coating Technology, 43/44, 1990, 176–184.
- [160] Masashito N., *Trends in engine technology and tribology*, Tribology International Vol. 27(1994), No 1, 3–8.
- [161] Mazurkiewicz A., Szczerek M., Walkowicz J., *Implementation of antiwear coatings technology and test methods for tribological application*, Proceedings of ASIATRIB'98, Shanghai China 1998, 593–598.
- [162] Meier A., *Zur Kinematik der Kolbengeräusche*, ATZ 54 (1952) 6.
- [163] Meier-zu-Koecker G., Habig K.H., Woydt M., *Simulation of the tribological behaviour of components and cutting tools by means of model wear testing*, Tribotest, 1(3), 217–229 (1995).
- [164] Merksiz J., *Ocena zależności pomiędzy wartością siły stycznej pierścieni zgarniających a zużyciem oleju w silniku 126 A1.076*, Instytut Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej, materiały konferencyjne KONES'85, Poznań 1985, 124–131.
- [165] Merksiz J., *Studium wpływu zużycia oleju na emisję związków toksycznych w szybkoobrotowych silnikach spalinowych*, Rozprawa habilitacyjna Nr 261, Poznań 1992.
- [166] Michail S.K., Barber G.C., *Effects of roughness on piston ring lubrication part I: model development*, ETLE (lub STLE) Tribol. Trans., 38(1), 19–26 (1995).
- [167] Michalski J., *Metody PVD stosowane do nanoszenia warstw materiałów twardych i trudnoopliwych na narzędzia skrawające*, Metaloznawstwo, Obróbka Ciepła Nr 79, 1986, 18–23.
- [168] Michalski J., *Warunki tworzenia się warstw powierzchniowych w procesach chemicznego osadzania z fazy gazowej w atmosferach $TiCl_4 + H_2$ i $TiCl_4 + H_2 + N_2$* , Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 1989.
- [169] Michalski J., Wierzchoń T., *CVD of TiN Layers in various glow discharge regions*, Journal of Materials Science Letters Nr 10, 1991, 506–510.
- [170] Michalski J., Wierzchoń T., *Wytwarzanie warstw azotku tytanu w procesach CVD*, Inżynieria Materiałowa Nr 5, 1991, 110–113.
- [171] Michalski J., Wierzchoń T., Karpiński T., *The properties of titanium carbide and titanium nitride layers produced under reduced pressure*, Proceedings of 4th Heat Treating Conference and Technical Exhibition, China Heat Treat '87, Nanjing, China, 1987, 109–118.
- [172] Michalski A., Zdunek K., Sokołowska A., Olszyna A., *Impulsowo-plazmowa metoda nanoszenia warstw TiN na narzędzia w temperaturze niższej niż 500 K*, Przegląd Mechaniczny Nr 15, 1991, 7–10.
- [173] Mierbach A., *Radialdruckverteilung und Spannbandform eines Kolbenringes*, MTZ 55(1994), 116–119.
- [174] Miernik K., *Magnetronowe osadzanie powłok*, Inżynieria Powierzchni Nr 3, 1996, 22–27.
- [175] Miernik K., Walkowicz J., Kułakowska-Pawlak B., Żyrnicki W., *Deposition of wear-resistant TiN layers in linear magnetron sputtering system*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn Nr 2 (114) 1998, PWN, Warszawa 1998, 287–291.

- [176] Miernik K., Walkowicz J., Smolik J., Celiński Z., Bujak J., *Reactive arc deposition of TiN layers*, International Conference Carbides, Nitrides, Borides, Poznań 1990, 138–142.
- [177] Miernik K., Walkowicz J., Smolik J., *Deposition of TiN and AlN layers by collimation magnetron sputtering*, Surface and Coating Technology, Vol. 98–1997, 1298–1303.
- [178] Miksiewicz K., Abied T.O., *Czynniki wpływające na zużycie pary ślizgowej pierścieni tłokowych – tuleja cylindrowa*, Tribologia 2–2000.
- [179] Miksiewicz K., Wiśniewski P., *Obciążenie i zużycie tulei cylindrowej w silniku spalinowym*, Materiały Konferencyjne KONES'99, Warszawa–Zakopane 1999.
- [180] Ming – Tang Ma, Sherrington I., Smith E.H., Grice N., *Development of a detailed model for piston–ring lubrication in IC engines with circular and non-circular cylinder bores*, Tribology International, Vol. 30, No 11, 779–788.
- [181] Mitchell D.R.G., Stott F.H., *The friction and wear of thin titanium nitride and silicon nitride coatings on stainless steel at temperatures to 500 degree C*, Surface and Coating Technology, 50(2), 151–160 (1992).
- [182] Mitchell D.R.G., Stott F.H., *The oxidation of titanium nitride- and silicon nitride-coated stainless steel in carbon dioxide environments*, Corros. Sci., 33(7), 1083–1098 (1992)
- [183] Morsbach M., Jören P., *Praxisrelevante Verschleissvermittlung an Kolbenring- und Zylinderlaufflächen*, MTZ Nr 52 (1991), 126–132.
- [184] Niewczas A., *Modelowanie procesu zużycia*, Rozprawa habilitacyjna, WSI Radom 1989.
- [185] Niewiarowski K., *Tłokowe silniki spalinowe*, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [186] Nosal St., *Wybrane sposoby zwiększania trwałości węzłów ślizgowych maszyn podczas naprawy*, Tribologia 4–5/93 (130–131), Radom 1993, 271–276.
- [187] Nikić Z., Radonjić S., *Hard coatings on tools for hot and cold deformation*, Materiały konferencyjne INSYCONT'90, Kraków 1990, 153–158.
- [188] Okulicz W., Pawlus P., *Cylinder liner wear in automotive combustion engine*, Materiały konferencyjne MECHANICS '98, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 1998, 195–204.
- [189] Parameswaran V.R., Immarigeon J.P., Nagy D., *Titanium nitride coating for aero engine compressor gas path components*, Surface and Coating Technology, 52(3), 251–260 (1992).
- [190] Paul G.R., Sixsmith I.J., *New method of investigating piston ring friction under firing conditions*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part – D-J- Automob. Eng., 210(2), 179–182 (1996).
- [191] Petkova D.D., *Influence of The Coating on Tribological, Features, of Friction Pairs in Diesel Fuel*, Tribology in Industry, Vol. 21, No 2–1999, 47–53.
- [192] Piaseczny L., Zadrag R., *Wykorzystanie pomiaru emisji związków toksycznych do oceny stanu technicznego węzła tłok–pierścień–cylinder okrętowego silnika spalinowego*, Journal of KONES, Warszawa–Zakopane 1999, 235–244.
- [193] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., *Metody oceny właściwości eksploatacyjnych węzłów tarcia*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 1 (181), 1990, 151–163.
- [194] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., Wulczyński J., *Eksperymentalne badania tarcia, zużycia i smarowania. Metody i urządzenia*, Tribologia 4–1992, Warszawa 1992, 88–93.
- [195] Pobol I.J., *Tendencje światowe w zastosowaniach wysokoenergetycznych wiązek elektronowych do obróbki metali*, Elektronika Nr 8–9, 1993, XXXIV, 41–47.

- [196] Posadowski W., *Przemysłowo-laboratoryjny megnetonowy układ rozpylający WMT-100*, Elektronika Nr 6, 1989, 33–34.
- [197] Prospekt WSI Koszalin, *Warstwy azotku tytanu, twarde prawie jak diament, na narzędziach skrawających, formujących i częściach maszyn*.
- [198] Pytko S., *Podstawy tribologii i techniki smarowniczej*, Instytut Podstaw Budowy Maszyn AGH, Kraków 1989.
- [199] Pytko S., Pytko P., *Problemy smarowania silników spalinowych w przyszłości*, Tribologia 3–1991, Warszawa 1991, 57–60.
- [200] Pytko S., Pytko P., *Welt Energie- und Rohstoffprobleme und damit zusammenhänge Tendenzen der Fahrzeugentwicklung*, Materiały konferencyjne Konferencji Eslingen '90, Eslingen 1990, 9.3–1–9.3–19.
- [201] Ramsey H.W., Chandler W., Page T.F., *The determinaton of residual stresses in thin coatings by a sample thinning method*, Surface and Coating Technology, No 43/44, 1990, 223–233.
- [202] Reksa M., *Analiza możliwości wyznaczenia rozkładu nacisków promieniowych w pierścieniach tłokowych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1979.
- [203] Reynolds H., *On the Theorie of Lubrication*, Philos. Tras. Roy. Soc., London 1951.
- [204] Richardson D.E., *Comparison of measured and theoretical inter-ring gas pressure on a diesel engine*, SAE Spec. Publ., 1210, 7–20 (1996).
- [205] Rie K.T., Lampe T., Eisenberg S., *Abscheidung von Titaninnitridschichten mittels Plasma – CVD*, Härterei Technische Mitteilungen, 42, 1987 Nr 3, 153–161.
- [206] Rogowska R., *Analiza zjawisk na granicy faz ciecz–ciecz i ciało stałe–ciecz*, Problemy Eksploatacji 4/99, 7–20.
- [207] Rogowska R., *Ocena własności tribologicznych oraz swobodnej energii powierzchniowej materiałów kompozytowych otrzymanych na bazie PTFE*, Materiały konferencyjne IX Kongresu Eksploatacji, Krynica 2001, 187–189.
- [208] Rogowska R., *Przygotowanie powierzchni narzędzi skrawających dla nanoszenia azotku tytanu*, Materiały Seminarium Naukowego „Wybrane zagadnienia inżynierii powierzchni”, Rzeszów–Bystre, 1992, 30.
- [209] Rogowska R., Osuch-Słomka E., *Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej powłok azotków i węgloazotków osadzanych metodą PAPVD*, Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowej pt. Przemysł lekki na przełomie tysiącleci, Radom. Prace Naukowe Nr 20/2001, 348–355.
- [210] Rosiński W., *Zastosowanie wiązki jonowej do modyfikacji własności ciała stałego*, Referaty I Konferencja Naukowa „Technologia elektronowa”, Wrocław–Kudowa, wrzesień 1982, 175–185.
- [211] Rutkowska A., Dąbrowski M., *Reserching in fragility of TiN and CrN layers*, materiały konferencyjne INTERTRIBO 1996, Stara Leśna–Tatraska Lomnica 1996, 299–302.
- [212] Ryniewicz A.M., *Badanie odporności na zużycie węzłów ślizgowych smarowanych olejami silnikowymi*, Problemy eksploatacji 3/98 (30), Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 1998.
- [213] Ryssel H., Ruge I., *Ionenimplantation*, Wyd. G. Teubner, Stuttgart 1978.
- [214] Santner E., *Comparison of Wear and Friction Measurement of TiN Coatings*, Tribologia, 1–95 (139), 1995, 7–29.

- [215] Saghir H., Arques Ph., *Numerical simulation of the operation of piston rings in a reciprocating engine*, Proc. Intersoc. Energy Convers Eng. Conf., 3, 377–382 (1995).
- [216] Seah K.H.W., Lee K.S., *The effects of titanium nitride coatings on punches and dies in the deep drawing of cold-rolled mild steel*, Int. J. Mach. Tools Manuf., 28(4), 399–407 (1988).
- [217] Serdecki W., *Dobór profilu powierzchni ślizgowej tłokowego pierścienia uszczelniającego*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 523–528.
- [218] Serdecki W., *Modelowanie zjawisk towarzyszących współpracy pierścienia tłokowego z gładzią cylindrową*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No 3–4, Warszawa–Kraków, 1999, 264–270.
- [219] Serdecki W., *Ocena wpływu nowych rozwiązań konstrukcyjnych pierścieni uszczelniających na pracę węzła tłok–pierścienie–cylinder*, Journal of KONES '01 Combustion Engines, Vol. 8, No 3–4, Jastrzębia Góra, 2001.
- [220] Serdecki W., *Ocena wpływu ukształtowania elementów układu korbowo-tłokowego na wskaźniki pracy silnika spalinowego*, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKOMOT '98, Kraków 1998.
- [221] Serdecki W., *Praca układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego w warunkach rozruchu*, Materiały IV Seminarium Naukowego nt.: Rozruch silników spalinowych, Szczecin 1995.
- [222] Serdecki W., *Rozkład filmu olejowego na gładzi cylindrowej w trakcie pracy stanowiska modelowego – badania wstępne*, Materiały konferencyjne KONMOT '94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 331–340.
- [223] Serdecki W., *Straty tarcia w układzie tłokowo-cylindrowym silnika spalinowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No 1, Warszawa–Poznań 1995, 449–454.
- [224] Serdecki W., *Wpływ liczby pierścieni tłokowych na straty tarcia w silniku spalinowym*, Journal of KONES, Warszawa 1997, 395–402.
- [225] Serdecki W., *Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Rozprawa habilitacyjna Nr 235, Poznań 1990.
- [226] Serdecki W., *Wpływ wybranych parametrów pracy na straty tarcia w układzie tłokowo-cylindrowym*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT'96, Kraków 1996, 187–196.
- [227] Serdecki W., *Wpływ zmian nacisku sprężystego pierścienia tłokowego na parametry filmu olejowego*, Materiały konferencyjne KONES 2000, Warszawa–Nałęczów 2000, 301–309.
- [228] Serdecki W., *Zmiany parametrów charakteryzujących pracę układu tłokowo – cylindrowego w następstwie redukcji liczby pierścieni tłokowych*, Journal of KONES, Warszawa 1997, 245–251.
- [229] Serdecki W., *Zmienność rozkładu nacisku sprężystego pierścienia w procesie eksploatacji silnika spalinowego*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, T. 20, 2000, 425–434.

- [230] Serdecki W., *Znaczenie poprawności opisu profilu pierścienia tłokowego w procesie modelowania jego współpracy z gładzią cylindrową*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No 3–4, Warszawa-Kraków, 1999, 271–278.
- [231] Serdecki W., Wiśniewski T., *Analiza współpracy zestawu pierścieni stożkowych z gładzią cylindra*, Materiały konferencyjne KONES '85, Poznań–Błażejewko 1985.
- [232] Shiozawa K., Nishino S., Handa K., *The influence of applied stress ratio on fatigue strength of TiN-coated carbon steel*, JSME Int. J. Ser. I, 35(3), 347–353 (1992).
- [233] Shuster M., Mahler F., Chrysler D., *Metallurgical and Metrological Examinations of the Cylinder Liner-Piston Ring Surfaces After Geavy Duty Diesel Engine Testing*, World Tribology Kongress London'97, Tribology Transactions, Vol. 42(1999), 1, 116–125.
- [234] Shuster M., Mahler F., Deis M., Macy D., Frame R., *Piston ring microwelding: field/lab correlation and prevention*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 81–88 (1996).
- [235] Sitnik L., *Kinetyka zużycia*, PWN, Warszawa 1998,
- [236] Skoric B., Kakas D., *Wear resistance of hard coatings on different steel substrate*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn Nr 2 (114) 1998, KBM PAN, PWN, Warszawa 1998, 293–299.
- [237] Skrzyniowski A., Sz wajka Z., Jakóbiec J., *Powłoki chromowo-ceramiczne na pierścieniu tłokowe*, Materiały XXIII Jesiennej Szkoły Tribologicznej, Zielona Góra–Lubiatów 1999, 207–212.
- [238] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza odkształceń mechanicznych pierścienia tłokowego*, Teka Komisji Naukowo Problemowej Motoryzacji, PAN O/Kraków, zeszyt 8, Kraków 1996, 147–157.
- [239] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza odkształceń mechanicznych półki tłoka*, Journal of KONES '97, Warszawa 1997, 412–419.
- [240] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu obciążeń mechanicznych na kątowe położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKONMOT'98, Kraków 1998.
- [241] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu odkształceń cieplnych na kątowe położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No 3–4, Warszawa–Kraków, 1999, 279–285.
- [242] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przemieszczenia uszczelniającego pierścienia tłokowego w rowku pierścieniowym tłoka*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No 1, Warszawa–Poznań 1995, 478–483.
- [243] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych jako punkt wyjścia do oceny strat tarcia pierścieni*, Materiały konferencji Konmot '89, Kraków 1989.
- [244] Smolik J., *Influence of the crystallographic match of the constituent layers on the wear resistance and adhesion of anti-abrasive, multi-layer TiC/Ti (C sub(x)N sub(1-x))/TiN coatings*, Proc. Int. Symp. Trends New Appl. Thin Films TATF, 140–142 (1996).
- [245] Smolik J., *Mechanizmy zużycia się powłok przeciwzużyciowych na narzędziach skrawających jako istotny aspekt doboru powłok w zależności od warunków ich późniejszego zastosowania*, Tribologia 4–5/93 (130–131), Radom 1993, 271–276, 363–368.

- [246] Smolik J., Miernik K., Walkowicz J., Bujak J., *Eksploatacyjne własności powłok TiN, TiC i Ti(C,N)*, Materiały II Ogólnopolskiej Konferencji „Obróbki powierzchniowe”, Częstochowa–Kule, 1993, 159–163.
- [247] Starczewski L., Szudrowicz M., *Wpływ geometrii pierścieni tłokowych na proces smarowania i tarcia*, III Sympozjum Naukowo-Techniczne SILWOJ'97, materiały konferencyjne, WAT Warszawa, AMW Gdynia, Jurata 1997.
- [248] Starosta R., *Wpływ własności warstwy wierzchniej stali na trwałość powierzchniowej warstwy oleju*, Rozprawa Doktorska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska, Wrocław 1982.
- [249] Staśkiewicz J., Czyżniewski A., *Warstwy azotku tytanu otrzymane zmodyfikowaną metodą reaktywnego stałoprądowego rozpylania magnetronowego*, Materiały Konferencji Naukowej „Techniki wytwarzania warstw powierzchniowych metali”, Rzeszów, czerwiec 1988, 99–103.
- [250] Stiepanienko A., Bielyj A., Markow G., Miniewicz A., Popok N.N., *Iznośność twierdosplawnych plastin s mnogoslójnymi pokryciami na osnowie karbida i nitryda tytanu*, materiały konferencyjne INSYCONT'90, Kraków 1990, 137–145.
- [251] Stolarski T.A., *Engineering ceramics as a material engine lubricated contacts*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 445–458.
- [252] Suchanek J., Jurci P., Hruby V., *Tribological characteristics of duplex treated hss*, materiały konferencyjne INTERTRIBO 1999, Stara Leśna–Tatrzańska Łomnica 1999, 385–388.
- [253] Sygniewicz J., *Model uszczelnienia tłoka z pierścieniami w tulei cylindrowej*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 459–466.
- [254] Sygniewicz J., *Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową*, Wyd. Politechniki Łódzkiej, Zeszyty Naukowe Nr 615, Łódź 1991.
- [255] Szczerek M. and oth., *Testmethod of Tin coating, Investigation in framework of 3rd stage of VAMAS Programme*, Raport Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 1994.
- [256] Szczerek M., Wiśniewski M., *Opis chropowatości powierzchni z punktu widzenia tribologii*, Problemy Eksploatacji 3–1992, 99–115.
- [257] Szkurłat J., *Modelowanie układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego z uwzględnieniem smarowania i tarcia*, Materiały konferencyjne KONES '96, Warszawa 1996, 248–254.
- [258] Szkurłat J., *Problemy zmniejszenia oporów tarcia układu tłokowo-korbowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No 1, Warszawa–Poznań 1995, 503–508.
- [259] Szkurłat j., *Tribologiczne aspekty doboru parametrów konstrukcyjnych zespołu tłoka*, Materiały konferencyjne KONES'96, Warszawa 1996, 255–260.
- [260] Sz wajka Z., *Implantacja jonów jako metoda wytwarzania warstw wierzchnich na pierścieniach tłokowych*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT'96, Kraków 1996, 255–260.
- [261] Sz wajka Z., *Konstrukcja i wykonanie pierścieni tłokowych o powierzchni ślizgowej z warstwą natryskiwaną plazmowo*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksplo-

- atacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT '96, Kraków 1996, 261–266.
- [262] Sz wajka Z., *Pokrycia części roboczych pierścieni tłokowych*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT'96, Kraków 1996, 267–273.
- [263] Sz wajka Z., Jaskólski J., Gołda K., *Azotowanie jako termo – chemiczna obróbka dyfuzyjna zmiany warstwy zewnętrznej*, Materiały Konferencyjne KONES 2000, Warszawa–Nałęczów 2000, 333–337.
- [264] Sz wajka Z., Sala W., Jakóbiec J., *Charakterystyki powłok elementów układu tłokowego*, Czołpismo Techniczne Nr 5m/1998 (rok 95), 199–206.
- [265] Tandara V., *Vor- und Nachteile der verlängerten Ölwechselfristen bei Verbrennungsmotoren*, Materiały konferencyjne Konferencji Eslingen '90, Eslingen 1990, 13.1–1–13.1–6.
- [266] Tateishi Y., *Tribological issues in reducing piston ring friction losses*, Tribology International, Vol. 27, No 1, 1994.
- [267] Tasak E., Jankowski H., Drewnowska M., Gola W., *Wykorzystanie metody PVD w technologii produkcji łożysk ślizgowych*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT '96, Kraków 1996, 285–292.
- [268] Tian T., Wong V.W., Heywood J.B., *Piston ring – pack film thickness and friction model for multigrade oils and rough surfaces*, SAE Spec. Publ., 1209, 27–39 (1996).
- [269] Tian T., Noordzij L.B., Wong V.W., Heywood J.B., *Modeling piston – ring dynamics, blowby and ring-twist effects*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 67–80 (1996).
- [270] Tiele E., *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbenantrieben*, Rozprawa doktorska, Universität Hanover, 1982.
- [271] Tikhomirov O., Gorlenko V., Vinarev V., *Modelling of wear process of rough surfaces*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn zeszyt 3–4 (99–100), PWN, Warszawa 1994, 497–503.
- [272] Todsén U., *Untersuchungen an dem Tribologischen System Kolben – Pleuel – Pleuel – Pleuel*, Rozprawa doktorska, Universität Hanover 1984.
- [273] Tomioka J., Hayashi H., Wada S., *The effect of nonlinear viscoelasticity of lubricants on piston ring lubrication*, Trans. Japan Soc. Mech. Eng. Ser. C, 57 (538), (1991), 2058–2065.
- [274] Ting L.L., Mayer J.E., *Piston ring lubrication and cylinder bore analysis*, Journal Lubr. Techn. No 4 i 7, 1974.
- [275] Tschöke H., *Messung der Pleuelsekundärbewegung an Verbrennungsmaschinen*, Technische Messen 48 (1981) 7/8.
- [276] Tschöke H., Essers U., *Einfluss der Reibung an Pleuel und Pleuel auf die Sekundärbewegung des Pleuels*, MTZ 55 (1983) 3.
- [277] Valvoda V., Kužel Jr., Dobiašova L., Černý R., Poulek V., Musil J., *X-ray diffraction investigations of adherent and free standing TiN coatings deposited by magnetron sputtering*, Surface and Coating Technology, 41, 1990, 377–388.
- [278] Van Rossum M., Cheng Y., Nicolet N., Johnson W.L., *Correlation between cohesive energy and mixing rate in ion mixing of metallic bilayers*, Appl. Phys. Lett., 1985, Vol. 46, No 6, 610–612.

- [279] Van-Stappen M., Kerkhofs M., Stals L.M., Queayhaegens C., *State of the art for the industrial use of ceramic PVD coatings*, Eur. J. Mech. Eng., 41(2), 83–88 (1996).
- [280] Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 1993.
- [281] Wakuri Y., Soejima M., Kitahara T., Maeda T., Mu S., Fujisaki K., *Experimental studies on friction and scuffing resistance of ceramics for cylinder liners and piston ring*, JSME Int. J. Ser. III, 34(2), 271–277 (1991).
- [282] Walkowicz J., *Zastosowanie czasowo-przestrzennej diagnostyki plazmy do kontroli procesu osadzania warstw diamentopochodnych z plazmy impulsowej*, Problemy Eksploatacji Nr 6/93, 265–274.
- [283] Walkowicz J., Miernik K., Celiński Z., Smolik J., Patent Nr 152210, 1989.
- [284] Walkowicz J., Miernik K., Mężyk K., Patent Nr 149083, 1988.
- [285] Walkowicz J., Smolik J., Miernik K., Bujak J., *Antiwear properties of Ti(C,N) layers deposited by the vacuum method*, Surface and Coating Technology, Vol. 81–1996, 201–208.
- [286] Walkowicz J., Smolik J., Miernik K., Bujak J. *Comparative investigation of the wear behavior of titanium carbonitride coatings*, Problemy Eksploatacji 10/94, Radom 1994, 87–90.
- [287] Walkowicz J., Smolik J., Miernik K., Bujak J. *Comparative investigation of the wear behavior of TiN monolayer coatings, Ti(C,N) multicomponent coating and TiC/Ti(C,N)/TiN multilayer coating deposited by the vacuum arc method*, Thin Films, ed. G. Hecht, E. Richter, J. Hahn, Informationsgesellschaft Verlag, Oberrursel, 1994, 587–590.
- [288] Wang Y., *Effects of PVD coatings on thermal fatigue resistance of hot-work tool steel*, ASME Mater Div. Publ. MD., 80, 1997, 351–355.
- [289] Wang H.F., Yang X., Bangert H., Torzicky P., Wen L., *Two-dimensional finite element method simulation of Vickers indentation of hardness measurements on TiN-coated steel*, Thin. Sol. Films, 214(1), 1992, 68–73.
- [290] Wei Xiheng, Li Jian, Li shizhong, *Relationship between hardness, microstructures of several TiN coating and Their wear resistance*, Proceedings of ASIANTRIB'98, Shanghai China 1998, 650–654.
- [291] Wierzchoń T., Michalski J., *Formation and properties of composite layers on stainless steel*, Journal of Materials Science, 27, 1992, 771–776.
- [292] Wierzchoń T., Sobiecki J.R., Kurzydłowski K., *Properties of surface layers produced from metaorganic compounds*, Thin films, Ed. G. Hecht, F. Richter, J. Hahn, DGM, Verlag, 1994, 195–198.
- [293] Wiiala U.K., Sulonen M.S., Korhonen A.S., *Laser hardening of TiN-coated steels*, Surface and Coatings Technology No 36, 1988, 773–780.
- [294] Wild R., *Hard coatings improve plastic moulding*, Ind. Prod. Eng., 1, 1991, 56–66.
- [295] Window B., *Surface and coating technology*, 1995, 71–93.
- [296] Wiśniewski P., *Metoda kojarzenia modeli procesu roboczego i struktury konstrukcyjnej obiektu na przykładzie silnika spalinowego*. IKiEM Politechnika Wroclawska, PRE 10/2000.
- [297] Wiśniewski S., *Analiza systemowa zjawisk tribologicznych*, Tribologia 1992, Poradnik tribologii i tribotechniki, Warszawa 1992.

- [298] Wład P., Węclaś M., *Modeling of piston ring and cylinder-bore interaction and wear in internal combustion engines*, Mech. Res. Commun., 16(5), 1989, 273–278.
- [299] Wrede F., *Theoretische und experimentelle Studien der Schmierverhältnisse am System Kolben–Kolbenring–Zylinder*, Rozprawa doktorska, Technische Universität Hannover, 1978.
- [300] Wyatt O.H., Dew-Hughes D., *Wprowadzenie do inżynierii materiałowej. Metale, ceramika i tworzywa sztuczne*, WNT, Warszawa 1978.
- [301] Xu Gui-zhen, Liu Jia-jun, Zhou Zhong-rong, *A comparative study on fretting wear-resistant properties of ion-plated TiN and magnetron-sputtered MoS₂ coatings*, Proceedings of ASIANTRIB'98, Shanghai China 1998, 446–450.
- [302] Yishan Z., Xianmei K., Darong Ch., *Running-in process simulation of piston ring and cylinder bore in mixed lubrication*, Proceedings of ASIANTRIB '98, Shanghai 1998, 589–592.
- [303] Yoshida H., Kobayashi H., Sato A., *Effect of piston second land volume and land shape on oil consumption*, JSAE Review, 16(3), (1995).
- [304] Yoshida H., Kusama K., Sugihara H., Ariga S., *Effect of piston second land shape on oil consumption*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 7–16 (1996).
- [305] Yu Z., Inagawa K., Jin Z., *Tribological properties of TiN and TiC films in vacuum at high temperature*, Thin Solid Films, 264(1), 1995, 52–58.
- [306] Yuansheng J., Huadong W., Nicoll A.R., Barbezat G., *The tribological behaviour of various plasma – sprayed coatings against cast iron*, Surface and Coating Technology, 52(2), 1992, 169–178.
- [307] Yukio Tateishi, *Tribological issues in reducing piston ring friction losses*, Tribology International Vol. 27, No 1, 1994, 17–23.
- [308] Zdanowski J., *Jonowe metody nanoszenia azotku tytanu jako pokryć utwardzających, antykorozyjnych i dekoracyjnych*, Elektronika Nr 2, 1988, 3–8.
- [309] Zdunek K., *Krystalizacja powłok metalicznych z plazmy impulsowej*, Prace naukowe Politechniki Warszawskiej, Wyd. Politechniki Warszawskiej, z. 149, 1991.
- [310] Zhang Yishan, Kong Xianmei, Chen Darong, *Running-in process simulation of piston ring and cylinder bore in mixed lubrication*, Proceedings of ASIATRIB '98, Shanghai China 1998, 589–592.
- [311] Zhang S., Zhu W., *TiN coating of tool steels: a review*, Journal Mater. Process. Technol., 39(1–2), 1993, 165–177.
- [312] Zheng S., Sun Y., Bell T., Smith J.M., *Mechanical properties microprobing of TiN coatings deposited by different techniques*, Euromat 95, Venice 1995, 177–184.
- [313] Zusammenarbeit, *Shell Lexikon Verbrennungsmotoren*, Ein Supplement von ATZ und MTZ – folge 24, Herausgeber: Richard van Basshuysen, Fred Schäfer, MTZ 1992.
- [314] Żyrnicki W., Borkowska-Burnecka J., Kułakowska B., Tomasiak Z., *Generowanie, diagnostyka i zastosowanie plazmy niskociśnieniowej*, Politechnika Wroclawska, Raporty, Wrocław 1984.

Effect of cermetallic coating application on tribological processes in a ring seal of combustion engine

The ring seal of combustion engine which consists of an assembly of piston rings, piston and cylinder sleeve must be able to withstand varied heat and mechanical loads. In order to achieve this, the ring seal has to have a very specific structure. Generally, it means that it is necessary to create conditions for obtaining the minimum values of friction forces. This can be done by shaping the ring seal and sleeve's surface in such a way as to guarantee these properties. The most difficult task is to assure, by an appropriate structure and coating technology, that there will be no seizing if the oil film breaks.

A new author's own and original technology of combustion engine piston rings and cylinder sleeve has been developed in this paper. The ring seal has come out as a result of the complex research such as the numerical simulation, preliminary quality test involving a real object, comparative research on a tribotester and fundamental research on the real object. A new index of material selection for elements working in the reciprocating motion was suggested.

While creating the computer simulation algorithm the input conditions originating in the working process have been calculated by using the KIVA 3 system developed in the USA, in Los Alamos laboratories. Then, geometrical models of the piston, cylinder sleeve and piston ring were created and subjected to the calculated loads. For the very first time, in this paper, a co-operation has been described between a ring seal of changing properties of piston rings outside layers and other elements, which is a unique achievement of the author. The MES analysis allowed us to calculate the distribution of temperature range, heat flow, loads, reduced stresses, displacements, and reaction forces in a ring with coating and sleeve in the seal. Positive results of numerical calculation constituted the basis for further research. Preliminary quality research on the real object confirmed the usefulness of the ring seal for the combustion engine. The research carried out on the tribotester enabled the development of the outer layer technology of the cylinder sleeve. The layer in co-operation with the titanium nitride coating ring features the least value of wear and friction coefficient. Having had a specific composition of materials i.e. the ring with the titanium nitride coating–cylinder sleeve with in the outer layer nitrided in Nitrovac technology the essential variant research has begun on the real object. The research resulted in the selection of the construction solution of both the piston ring, so called “undercut”, and the cylinder sleeve with the nitrided outer layer.

It has been found that the essence of excellent tribological properties of the new ring seal lies, on the one hand, in its low value of free surface energy of titanium nitride coating on the piston ring and, on the other hand, in its high value of energy which is characteristic of the nitrated surface of the cast iron cylinder sleeve. Such a composition of materials guarantees the effect of “pure” coating surface with titanium nitride on piston ring, and assures that the border layer on the nitrated surface of the cast iron cylinder sleeve tightly clings to the base. As a result, when the ring’s motion on the sleeve’s surface ceases, especially in the outer dead centre in expansion stroke, the bordering layer of oil on the sleeve’s surface prevents metallic contact. During the ring’s motion, due to the effect of an oil wedge, an oil film is being formed on which the piston ring of the “pure” surface slips diminishing to minimum the energy loss in friction.

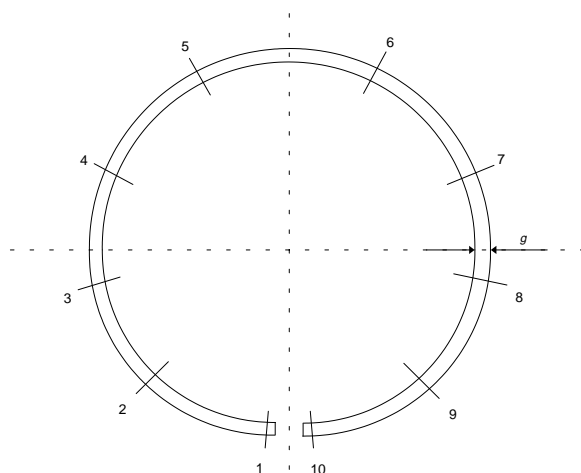
In general, it has been found that the free surface energy can be an important index of material selection for cutting pairs, especially for those working in the reciprocating motion. Hence, if possible, the maximum difference in the values of free surface energies of co-operating elements should be obtained by means of forming them in such a way that the element of larger surface should be equipped with the higher energy value.

Dodatek

Wyniki pomiarów

1. Wyniki pomiarów elementów silnika przed próbą trwałościową	198
2. Wyniki pomiarów elementów silnika po próbie trwałości zespołowej	204
3. Badania organoleptyczne tulei cylindrowych po próbie trwałości zespołowej	208
4. Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespołowej	211
5. Wyniki badań makroskopowych pierścieni tłokowych metodą mikroskopii świetlnej i skaningowej	214

1. Wyniki pomiarów elementów silnika przed próbą trwałościową

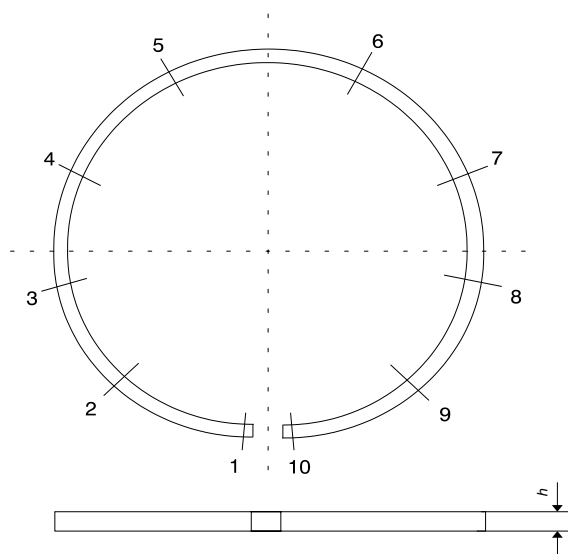


Rys. D.1. Schemat pomiarowy grubości promieniowej pierścienia tłokowego

Fig. D.1. A scheme of measurement of the radial thickness of piston ring

Tabela D.1. Zestawienie wartości grubości pomiarowej pierścieni tłokowych przed próbą trwałości zespołowej (numery punktów pomiarowych zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.1)

Nr pierśc.	Wartość pomiaru grubości promieniowej przed próbą (rys. 10.8) [mm]										Średnia
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	4,123	4,132	4,124	4,129	4,129	4,130	4,126	4,129	4,131	4,127	4,128
1/2	4,249	4,268	4,252	4,215	4,189	4,192	4,203	4,228	4,246	4,247	4,229
1/3	2,964	3,057	3,060	3,010	2,980	2,996	3,034	3,063	3,052	3,009	3,021
2/1	4,145	4,145	4,141	4,130	4,134	4,142	4,135	4,134	4,137	4,143	4,138
2/2	4,243	4,246	4,230	4,206	4,202	4,194	4,217	4,255	4,277	4,247	4,233
2/3	3,008	3,050	3,058	3,192	2,987	3,002	3,041	3,073	3,066	3,003	3,047
3/1	4,135	4,134	4,135	4,133	4,132	4,132	4,132	4,132	4,136	4,136	4,134
3/2	4,245	4,285	4,259	4,215	4,193	4,198	4,207	4,229	4,256	4,247	4,233
3/3	2,978	2,990	2,990	2,970	2,962	2,998	3,048	3,081	3,058	2,983	3,002
4/1	4,118	4,123	4,120	4,118	4,117	4,121	4,118	4,122	4,125	4,126	4,120
4/2	4,248	4,276	4,257	4,215	4,188	4,192	4,200	4,220	4,244	4,242	4,228
4/3	3,026	3,075	3,062	3,009	2,950	2,939	2,996	3,062	3,082	3,040	3,025
5/1	4,143	4,144	4,143	4,136	4,140	4,142	4,141	4,144	4,144	4,144	4,142
5/2	4,247	4,280	4,252	4,208	4,182	4,189	4,204	4,225	4,256	4,248	4,228
5/3	3,011	3,052	3,052	3,017	2,969	2,990	3,027	3,062	3,053	3,002	3,021
6/1	4,250	4,282	4,257	4,215	4,188	4,192	4,208	4,229	4,253	4,252	4,232
6/2	4,162	4,210	4,227	4,208	4,174	4,181	4,189	4,253	4,287	4,244	4,213
6/3	3,000	3,044	3,048	3,000	2,965	2,977	3,030	3,060	3,039	2,991	3,014



Rys. D.2. Schemat pomiarowy wysokości osiowej pierścienia tłokowego
 Fig. D.2. A scheme of measurement of the axial height of piston ring

Tabela D.2. Zestawienie wartości wysokości osiowej pierścieni tłokowych przed próbą trwałości zespołowej (numery punktów pomiarowych zgodnie ze schematem pomiarowym na rys. D.2)

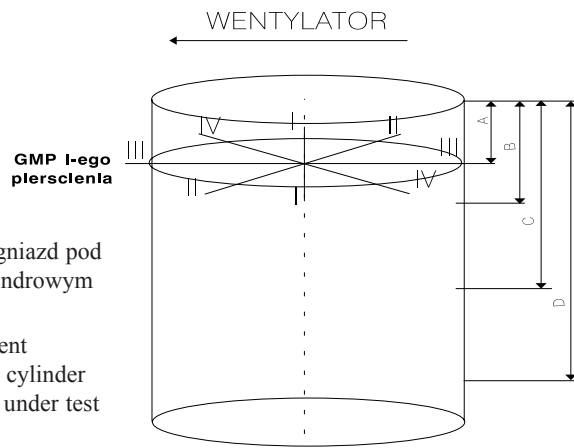
Nr pierśc.	Wartość pomiaru wysokości osiowej pierścieni przed próbą (rys. 10.9) [mm]										Średnia
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	3,359	3,361	3,363	3,363	3,360	3,361	3,360	3,362	3,363	3,359	3,361
1/2	3,365	3,365	3,365	3,367	3,368	3,365	3,366	3,365	3,368	3,367	3,366
1/3	6,336	6,337	6,338	6,341	6,336	6,341	6,345	6,342	6,340	6,341	6,340
2/1	3,363	3,356	3,358	3,358	3,357	3,359	3,368	3,368	3,370	3,364	3,362
2/2	3,366	3,372	3,366	3,365	3,366	3,368	3,366	3,364	3,369	3,370	3,367
2/3	6,340	6,330	6,342	6,340	6,335	6,337	6,335	6,335	6,339	6,335	6,337
3/1	3,365	3,366	3,369	3,367	3,366	3,361	3,359	3,360	3,365	3,365	3,364
3/2	3,373	3,369	3,371	3,367	3,368	3,369	3,368	3,369	3,370	3,370	3,369
3/3	6,338	6,338	6,342	6,342	6,339	6,342	6,342	6,340	6,340	6,338	6,340
4/1	3,367	3,367	3,367	3,368	3,367	3,367	3,367	3,371	3,373	3,370	3,368
4/2	3,365	3,367	3,364	3,367	3,367	3,368	3,367	3,369	3,367	3,370	3,367
4/3	6,338	6,342	6,334	6,334	6,332	6,336	6,337	6,333	6,338	6,338	6,336
5/1	3,356	3,359	3,357	3,355	3,357	3,355	3,355	3,353	3,354	3,355	3,356
5/2	3,367	3,365	3,365	3,368	3,367	3,366	3,364	3,368	3,366	3,368	3,366
5/3	6,331	6,338	6,333	6,338	6,335	6,338	6,336	6,336	6,337	6,336	6,336
6/1	3,363	3,365	3,365	3,363	3,366	3,361	3,363	3,367	3,362	3,365	3,364
6/2	3,369	3,367	3,365	3,367	3,372	3,370	3,371	3,369	3,372	3,371	3,369
6/3	6,341	6,339	6,338	6,336	6,336	6,333	6,337	6,338	6,339	6,338	6,338

Tabela D.3. Zestawienie wyników pomiarów siły sprężystości obwodowej pierścieni tłokowych przed próbą trwałości zespołowej (wartość obwodowej siły sprężystości pierścieni zgarniających mierzona po zdemontowaniu ekspanderów)

Nr pierścienia	Siła sprężystości, N
1/1	24,65
1/2	28,10
1/3	11,34
2/1	25,63
2/2	27,80
2/3	9,86
3/1	20,22
3/2	27,80
3/3	11,14
4/1	19,23
4/2	26,22
4/3	10,25
5/1	24,84
5/2	27,30
5/3	10,55
6/1	27,21
6/2	30,01
6/3	10,75

Tabela D.4. Zestawienie wyników pomiarów masy pierścieni tłokowych przed próbą trwałości zespołowej

Nr pierścienia	Masa, g
1/1	29,7
1/2	28,3
1/3	27,9
2/1	29,8
2/2	28,4
2/3	27,4
3/1	27,4
3/2	28,4
3/3	27,8
4/1	27,1
4/2	28,3
4/3	27,5
5/1	29,8
5/2	28,2
5/3	26,8
6/1	28,2
6/2	28,3
6/3	27,5



Rys. D.3. Schemat pomiarowy średnicy gniazd pod tuleje i tulei cylindrowych w bloku cylindrowym silnika badawczego

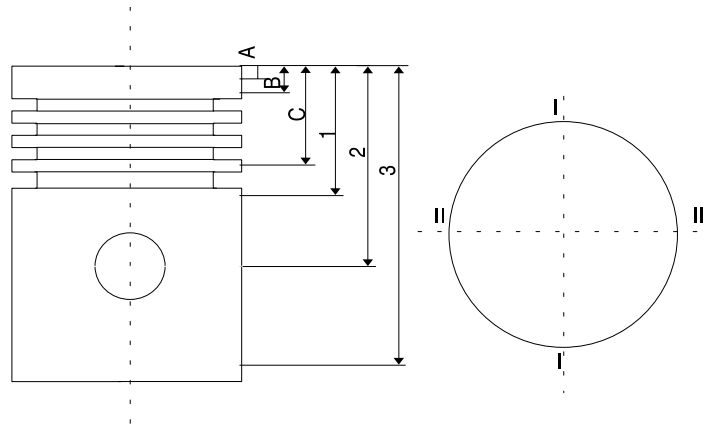
Fig. D.3. A scheme of measurement of the seat diameters of the sleeves and cylinder sleeves in a cylinder block of the engine under test

Tabela D.5. Zestawienie wartości średnicy gniazd pod tuleje cylindrowe w bloku silnika badawczego przed próbą trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.3)

Nr gniazda	Wysokość	I-I	II-II	III-III	IV-IV
1	A = 26	111,310	111,325	111,280	111,290
	B = 40	111,285	111,300	111,280	111,280
	C = 75	111,265	111,280	111,270	111,260
	D = 121,5	111,270	111,275	111,265	111,260
2	A = 26	111,325	111,300	111,275	111,285
	B = 40	111,300	111,290	111,280	111,280
	C = 75	111,260	111,280	111,285	111,270
	D = 121,5	111,250	111,280	111,285	111,275
3	A = 26	111,315	111,300	111,270	111,285
	B = 40	111,290	111,290	111,265	111,280
	C = 75	111,265	111,280	111,275	111,275
	D = 121,5	111,270	111,275	111,275	111,275
4	A = 26	111,315	111,305	111,275	111,295
	B = 40	111,300	111,290	111,265	111,285
	C = 75	111,275	111,280	111,275	111,280
	D = 121,5	111,275	111,275	111,275	111,280
5	A = 26	111,320	111,305	111,270	111,290
	B = 40	111,295	111,295	111,275	111,280
	C = 75	111,260	111,280	111,275	111,270
	D = 121,5	111,255	111,275	111,280	111,270
6	A = 26	111,295	111,305	111,290	111,290
	B = 40	111,280	111,285	111,285	111,280
	C = 75	111,265	111,265	111,275	111,270
	D = 121,5	111,265	111,265	111,275	111,270
Wartość średnia:		111,284	111,288	111,276	111,278
Odchylenie standardowe:		0,022	0,015	0,007	0,009

Tabela D.6. Zestawienie wartości średnicy tulei cylindrowych po montażu w bloku silnika badawczego przed próbą trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.3)

Nr tulei	Wysokość	I-I	II-II	III-III	IV-IV
1	A = 26	107,300	107,280	107,250	107,270
	B = 40	107,290	107,270	107,250	107,260
	C = 75	107,275	107,265	107,250	107,250
	D = 121,5	107,270	107,255	107,240	107,245
2	A = 26	107,340	107,250	107,220	107,260
	B = 40	107,315	107,240	107,220	107,255
	C = 75	107,290	107,245	107,240	107,250
	D = 121,5	107,275	107,250	107,255	107,255
3	A = 26	107,280	107,250	107,225	107,235
	B = 40	107,265	107,240	107,220	107,230
	C = 75	107,260	107,235	107,235	107,240
	D = 121,5	107,260	107,240	107,240	107,250
4	A = 26	107,290	107,270	107,240	107,255
	B = 40	107,280	107,265	107,240	107,250
	C = 75	107,275	107,260	107,255	107,255
	D = 121,5	107,270	107,260	107,255	107,265
5	A = 26	107,335	107,300	107,270	107,300
	B = 40	107,325	107,290	107,280	107,300
	C = 75	107,300	107,290	107,295	107,295
	D = 121,5	107,300	107,290	107,305	107,295
6	A = 26	107,320	107,300	107,315	107,330
	B = 40	107,310	107,310	107,310	107,320
	C = 75	107,300	107,300	107,305	107,310
	D = 121,5	107,300	107,300	107,305	107,305
Wartość średnia:		107,293	107,269	107,259	107,270
Odchylenie standardowe:		0,023	0,023	0,031	0,029



Rys. D.4. Schemat pomiarowy tłoka silnika spalinowego

Fig. D.4. A scheme of measurement of the piston of combustion engine

Tabela D.7. Zestawienie wartości średnic tłoków silnika badawczego przed próbą trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.4, przekroje pomiarowe I-I i II-II są wzajemnie prostopadłe)

Nr tłoka	Przekrój	A	B	C	1	2	3
		$l = 3,2$	$l = 14,5$	$l = 29$	$l = 55$	$l = 82$	$l = 115$
1	I-I	106,332	106,602	106,692	106,496	–	106,494
	II-II	106,404	106,670	106,759	106,970	107,023	107,054
2	I-I	106,332	106,593	106,697	106,491	–	106,544
	II-II	106,402	106,668	106,772	106,984	107,035	107,043
3	I-I	106,325	106,590	106,695	106,490	–	106,542
	II-II	106,402	106,663	106,770	106,983	107,038	107,030
4	I-I	106,334	106,597	106,691	106,488	–	106,560
	II-II	106,403	106,672	106,764	106,974	107,030	107,050
5	I-I	106,321	106,588	106,689	106,487	–	106,538
	II-II	106,402	106,667	106,767	106,984	107,034	107,046
6	I-I	106,332	106,600	106,697	106,500	–	106,543
	II-II	106,406	106,665	106,765	106,979	107,032	107,047

2. Wyniki pomiarów elementów silnika po próbie trwałości zespołowej

Tabela D.8. Zestawienie wartości średnicy tulei cylindrowych w bloku silnika badawczego po próbie trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.3)

Nr tulei	Wysokość	I-I	II-II	III-III	IV-IV
1 Żeliwna azotowana	A = 26	107,32	107,3	107,275	107,285
	B = 40	107,31	107,31	107,27	107,275
	C = 75	107,29	107,29	107,265	107,265
	D = 121,5	107,285	107,28	107,255	107,26
2 Żeliwna azotowana	A = 26	107,345	107,3	107,225	107,305
	B = 40	107,32	107,29	107,23	107,295
	C = 75	107,295	107,28	107,245	107,275
	D = 121,5	107,28	107,275	107,255	107,27
3 Żeliwna azotowana	A = 26	107,285	107,265	107,235	107,26
	B = 40	107,27	107,26	107,23	107,255
	C = 75	107,27	107,255	107,245	107,245
	D = 121,5	107,275	107,255	107,245	107,255
4 Żeliwna azotowana	A = 26	107,295	107,305	107,25	107,27
	B = 40	107,285	107,29	107,255	107,265
	C = 75	107,28	107,275	107,265	107,265
	D = 121,5	107,285	107,265	107,265	107,27
5 Żeliwna chromowana	A = 26	107,35	107,305	107,365	107,32
	B = 40	107,335	107,325	107,3	107,33
	C = 75	107,32	107,325	107,31	107,325
	D = 121,5	107,325	107,32	107,32	107,325
6 Żeliwna chromowana	A = 26	107,335	107,345	107,345	107,335
	B = 40	107,315	107,325	107,325	107,32
	C = 75	107,315	107,325	107,325	107,32
	D = 121,5	107,32	107,32	107,325	107,32
Wartość średnia:		107,304	107,295	107,276	107,288
Odchylenie standardowe:		0,024	0,026	0,040	0,029

Tabela D.9. Zestawienie wartości średnic tłoków silnika badawczego po próbie trwałości zespołowej (przekroje i wysokości pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.4, przekroje pomiarowe I-I i II-II są wzajemnie prostopadłe)

Nr tłoka	Przekrój	A	B	C	1	2	3
		$l = 3,2$	$l = 14,5$	$l = 29$	$l = 55$	$l = 82$	$l = 115$
1	I-I	106,335	106,600	106,690	106,495	–	106,492
	II-II	106,410	106,673	106,760	106,967	107,020	107,056
2	I-I	106,336	106,598	106,693	106,490	–	106,545
	II-II	106,409	106,672	106,775	106,980	107,030	107,042
3	I-I	106,328	106,594	106,699	106,493	–	106,538
	II-II	106,408	106,667	106,772	106,980	107,032	107,027
4	I-I	106,335	106,598	106,688	106,485	–	106,558
	II-II	106,408	106,670	106,765	106,975	107,030	107,050
5	I-I	106,327	106,592	106,683	106,483	–	106,537
	II-II	106,407	106,671	106,762	106,980	107,031	107,043
6	I-I	106,339	106,604	106,693	106,493	–	106,540
	II-II	106,412	106,670	106,762	106,974	107,028	107,048

Tabela D.10. Zestawienie wartości grubości pomiarowej pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespołowej (numery punktów pomiarowych zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.1)

Nr pierśc.	Wartość pomiaru wysokości osiowej pierścieni przed próbą (rys. 10.9) [mm]										Średnia
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	4,122	4,131	4,123	4,127	4,128	4,130	4,125	4,128	4,128	4,125	4,127
1/2	4,241	4,261	4,248	4,211	4,181	4,190	4,200	4,220	4,245	4,245	4,224
1/3	2,965	3,055	3,060	3,010	2,978	2,990	3,031	3,060	3,050	3,000	3,020
2/1	4,143	4,144	4,139	4,129	4,129	4,135	4,134	4,130	4,136	4,134	4,135
2/2	4,235	4,238	4,221	4,200	4,200	4,188	4,210	4,250	4,275	4,241	4,226
2/3	3,005	3,048	3,053	3,190	2,988	3,000	3,040	3,070	3,060	3,000	3,045
3/1	4,133	4,133	4,133	4,133	4,130	4,130	4,130	4,130	4,134	4,135	4,132
3/2	4,238	4,285	4,254	4,213	4,190	4,194	4,205	4,225	4,255	4,245	4,230
3/3	2,975	2,983	2,985	2,968	2,960	2,991	3,036	3,073	3,050	2,980	3,000
4/1	4,118	4,120	4,120	4,118	4,115	4,118	4,118	4,120	4,122	4,122	4,119
4/2	4,242	4,270	4,251	4,209	4,187	4,190	4,200	4,218	4,240	4,240	4,225
4/3	3,025	3,070	3,060	3,005	2,947	2,933	2,995	3,060	3,080	3,040	3,022
5/1	4,142	4,142	4,142	4,135	4,139	4,140	4,140	4,142	4,143	4,142	4,141
5/2	4,240	4,274	4,250	4,200	4,180	4,185	4,200	4,221	4,250	4,240	4,224
5/3	3,010	3,050	3,052	3,015	2,968	2,989	3,025	3,060	3,050	3,000	3,022
6/1	4,250	4,280	4,252	4,211	4,182	4,190	4,204	4,223	4,250	4,250	4,229
6/2	4,160	4,210	4,223	4,205	4,173	4,180	4,183	4,250	4,285	4,240	4,211
6/3	3,000	3,040	3,045	3,000	2,960	2,975	3,027	3,058	3,038	2,990	3,013

Tabela D.11. Zestawienie wartości wysokości osiowej pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespolowej (numery punktów pomiarowych zgodne ze schematem pomiarowym na rys. D.2)

Nr pierśc.	Wartość pomiaru wysokości osiowej pierścieni przed próbą (rys. 10.9) [mm]										Średnia
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	3,362	3,365	3,36	3,362	3,362	3,362	3,362	3,362	3,368	3,362	3,363
1	3,363	3,363	3,368	3,368	3,368	3,365	3,365	3,362	3,368	3,365	3,366
1/3	6,332	6,337	6,337	6,34	6,335	6,34	6,34	6,34	6,34	6,33	6,337
2/1	3,36	3,355	3,355	3,354	3,357	3,363	3,363	3,367	3,368	3,365	3,361
2/2	3,365	3,375	3,37	3,368	3,367	3,37	3,37	3,365	3,37	3,375	3,370
2/3	6,335	6,33	6,34	6,34	6,333	6,335	6,335	6,335	6,337	6,332	6,335
3/1	3,369	3,37	3,369	3,368	3,365	3,362	3,362	3,36	3,367	3,365	3,366
3/2	3,37	3,37	3,37	3,365	3,367	3,368	3,368	3,373	3,37	3,367	3,369
3/3	6,337	6,333	6,337	6,348	6,335	6,34	6,34	6,337	6,338	6,333	6,338
4/1	3,368	3,368	3,365	3,368	3,368	3,368	3,367	3,375	3,371	3,368	3,369
4/2	3,373	3,364	3,364	3,365	3,368	3,368	3,37	3,371	3,368	3,374	3,369
4/3	6,335	6,337	6,33	6,33	6,33	6,335	6,338	6,334	6,335	6,337	6,334
5/1	3,361	3,358	3,36	3,354	3,355	3,356	3,357	3,356	3,358	3,358	3,357
5/2	3,368	3,366	3,367	3,368	3,37	3,365	3,366	3,373	3,369	3,372	3,368
5/3	6,33	6,335	6,33	6,337	6,33	6,335	6,334	6,334	6,337	6,335	6,334
6/1	3,365	3,369	3,368	3,365	3,368	3,365	3,362	3,369	3,367	3,367	3,367
6/2	3,366	3,368	3,367	3,365	3,375	3,371	3,37	3,371	3,37	3,368	3,369
6/3	6,337	6,338	6,337	6,335	6,335	6,33	6,334	6,335	6,335	6,335	6,335

Tabela D.12. Zestawienie wyników pomiarów siły sprężystości obwodowej pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespołowej (wartość obwodowej siły sprężystości pierścieni zgarniających mierzona po zdemontowaniu ekspanderów)

Nr pierścienia	Siła sprężystości, N
1/1	22,92
1/2	29,23
1/3	11,05
2/1	24,10
2/2	29,28
2/3	9,76
3/1	18,68
3/2	29,09
3/3	10,75
4/1	18,25
4/2	27,02
4/3	10,06
5/1	23,32
5/2	28,01
5/3	10,36
6/1	27,25
6/2	31,20
6/3	10,55

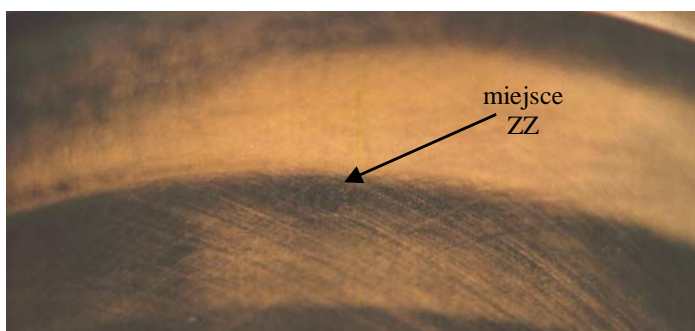
Tabela D.13. Zestawienie wyników pomiarów masy pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespołowej

Nr pierścienia	Masa, g
1/1	29,6
1/2	28,2
1/3	27,9
2/1	29,7
2/2	28,3
2/3	27,3
3/1	27,4
3/2	28,3
3/3	27,7
4/1	27,1
4/2	28,2
4/3	27,4
5/1	29,8
5/2	28,1
5/3	26,8
6/1	28,1
6/2	28,3
6/3	27,4

3. Badania organoleptyczne tulei cylindrowych po próbie trwałości zespołowej

Tuleja cylindrowa 1

Azotowana powierzchnia tulei 1 współpracująca z pierścieniami tłokowymi jest lekko dotarta i w bardzo dobrym stanie (rys. D.5). Świadczy to o prawidłowej współpracy z pierścieniami. Na całej powierzchni wyraźnie są widoczne rysy honownicze.

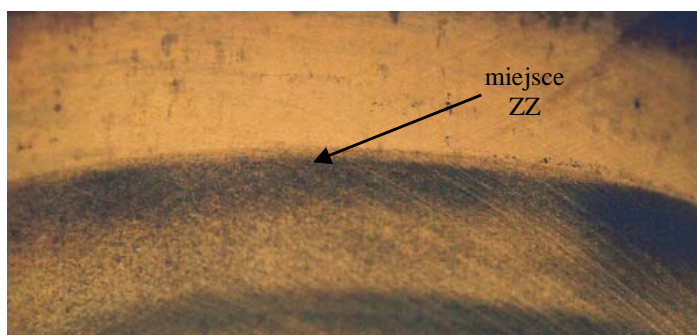


Rys. D.5. Widok miejsca ZZ w azotowanej tulei 1 współpracującej z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z TiN

Fig. D.5. View of the outer dead centre, in nitrided sleeve No 1 sliding against the TiN coated seal ring

Tuleja cylindrowa 2

Azotowana powierzchnia tulei 2 współpracująca z pierścieniami tłokowymi, podobnie jak w tulei 1, jest lekko dotarta i w bardzo dobrym stanie (rys. D.6). Świadczy to o prawidłowej współpracy z pierścieniami. Na całej powierzchni wyraźnie są widoczne rysy honownicze.

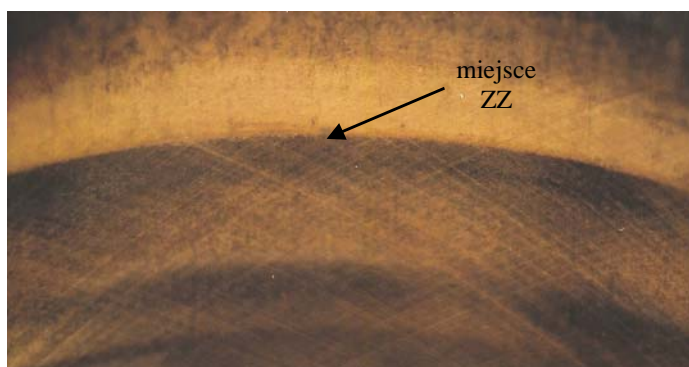


Rys. D.6. Widok miejsca ZZ w azotowanej tulei 2 współpracującej z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z TiN

Fig. D.6. View of the outer dead centre, in nitrided sleeve No 2 sliding against the TiN coated seal ring

Tuleja cylindrowa 3

Azotowana powierzchnia tulei współpracująca z pierścieniami tłokowymi jest lekko dotarta i w bardzo dobrym stanie (rys. D.7). Świadczy to o prawidłowej współpracy z pierścieniami. Na całej powierzchni wyraźnie są widoczne rysy honownicze.

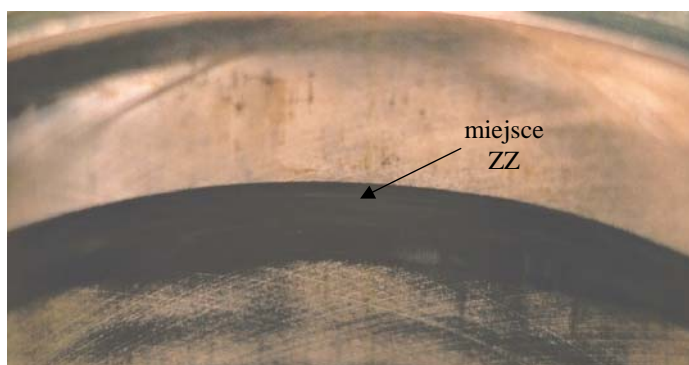


Rys. D.7. Widok miejsca ZZ w azotowanej tulei 3 współpracującej z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z TiN

Fig. D.7. View of the outer dead centre, in nitrided sleeve No 3 sliding against the TiN coated seal ring

Tuleja cylindrowa 5

Chromowana powierzchnia tulei współpracująca z pierścieniami tłokowymi jest dotarta na całej powierzchni z widocznymi rysami honowniczymi i licznymi śladami wyraźnych wybliszczeń świadczących o miejscowym zużyciu. Miejsce ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN jest wyczuwalne na całym obwodzie i widoczne w postaci wyraźnego wybliszczenia również na całym obwodzie (rys. D.8).

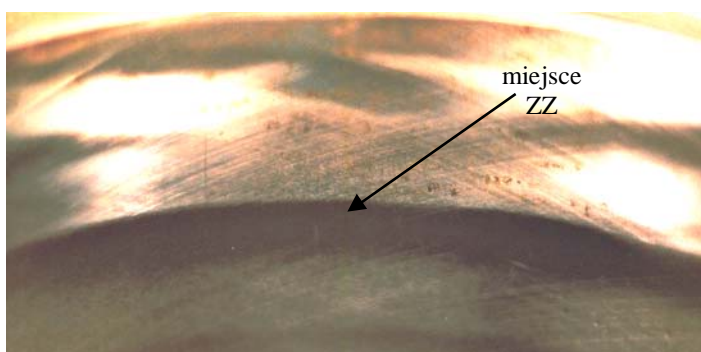


Rys. D.8. Widok miejsca ZZ w chromowanej tulei 5 współpracującej z pierścieniem uszczelniającym z powłoką z TiN

Fig. D.8. View of the outer dead centre, in chrome-plated sleeve No 5 sliding against the TiN coated seal ring

Tuleja cylindrowa 6

Chromowana powierzchnia tulei współpracująca ze standardowymi żeliwnymi pierścieniami tłokowymi jest dotarta na całej powierzchni z widocznymi rysami honowniczymi (rys. D.9). Powierzchnia tulei jest w dobrym stanie. Na całej powierzchni są widoczne niewyraźnie pojedyncze plamy wyblyszceń.



Rys. D.9. Widok miejsca ZZ w chromowanej tulei 6 współpracującej z pierścieniem standardowym żeliwnym

Fig. D.9. View of the outer dead centre, in chrome-plated sleeve No 6 sliding against the standard cast-iron seal ring

4. Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych po próbie trwałości zespołowej

Pierścień 1/1

Powierzchnia robocza pierścienia nosi ślady równomiernej współpracy na całym obwodzie. Ścieżka współpracy układa się symetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni (rys. D.10). Widoczne są rysy wzdłużne będące efektem wstępnej obróbki powierzchniowej wykonanej przed nałożeniem powłoki z azotku tytanu oraz współpracy z powierzchnią tulei.



Rys. D.10. Widok powierzchni roboczej pierścienia 1/1 (gniazdo 1; wariant 2)
po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.10. View of the working surface of ring 1/1 (seat 1; variant 2)
after assembly durability test

Pierścień 2/1

Powierzchnia robocza pierścienia nosi ślady równomiernej współpracy na całym obwodzie. Ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni z przesunięciem ku dolnej półce pierścienia (rys. D.11). Jest to efektem uzyskanej niesymetrycznej baryłki powierzchni.



Rys. D.11. Widok powierzchni roboczej pierścienia 2/1 (gniazdo 2; wariant 4)
po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.11. View of the working surface of ring 2/1 (seat 2; variant 4)
after assembly durability test

Pierścień 3/1

Powierzchnia robocza pierścienia nosi ślady równomiernej współpracy na całym obwodzie. Ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni z przesunięciem ku dolnej półce pierścienia (rys. D.12). Jest to efektem uzyskanej niesymetrycznej baryłki powierzchni oraz podcięcia wewnętrznego powodującego jego obrót wokół osi swobodnej.



Rys. D.12. Widok powierzchni roboczej pierścienia 3/1 (gniazdo 3; wariant 3) po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.12. View of the working surface of ring 3/1 (seat 3; variant 3) after assembly durability test

Pierścień 5/1

Pierścień ten współpracował z chromowaną powierzchnią tulei cylindrowej. Powierzchnia robocza pierścienia nosi bardzo nikiłe ślady współpracy na całym obwodzie. Nierównomierna ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni z przesunięciem ku dolnej półce pierścienia (rys. D.13). Jest to efektem uzyskanej niesymetrycznej baryłki powierzchni.



Rys. D.13. Powierzchnia robocza pierścienia 5/1 (gniazdo 5; wariant 4) po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.13. The working surface of ring 5/1 (seat 5; variant 4) after assembly durability test

Z punktu widzenia zużycia pierścieni jest on w najlepszym stanie ze wszystkich dotychczas omawianych. Niestety zużycie tulei, jak wspomniano w poprzednim podrozdziale, znacznie przekracza wartości dopuszczalne i z tego względu zestawienie pierścienia i tulei w gnieździe piątym musi być odrzucone.

Pierścień 6/1

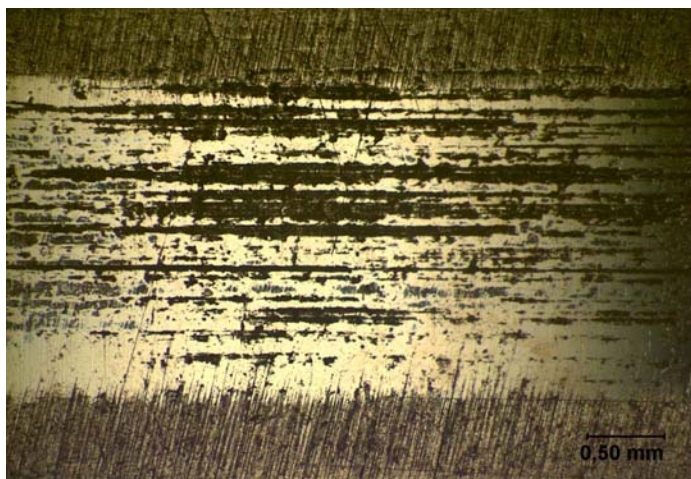
Powierzchnia robocza pierścienia nosi prawie niewidoczne ślady współpracy na całym obwodzie. Nierównomierna ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni z przesunięciem ku dolnej półce pierścienia (rys. D.14). Jest to spowodowane obrotem pierścienia w wyniku podcięcia wewnętrznego.



Rys. D.14. Widok powierzchni roboczej pierścienia 6/1 (gniazdo 6; standard) po próbie trwałości zespołowej

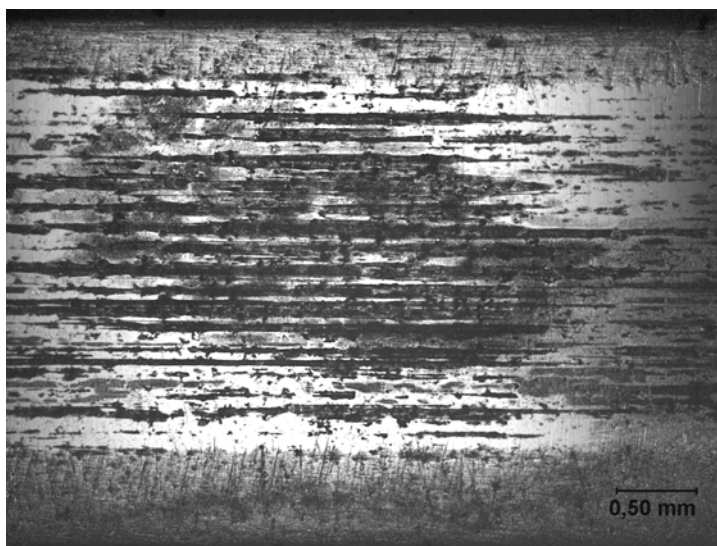
Fig. D.14. View of working surface of ring 6/1 (seat 6; standard) after assembly durability test

5. Wyniki badań makroskopowych pierścieni tłokowych metodą mikroskopii świetlnej i skaningowej



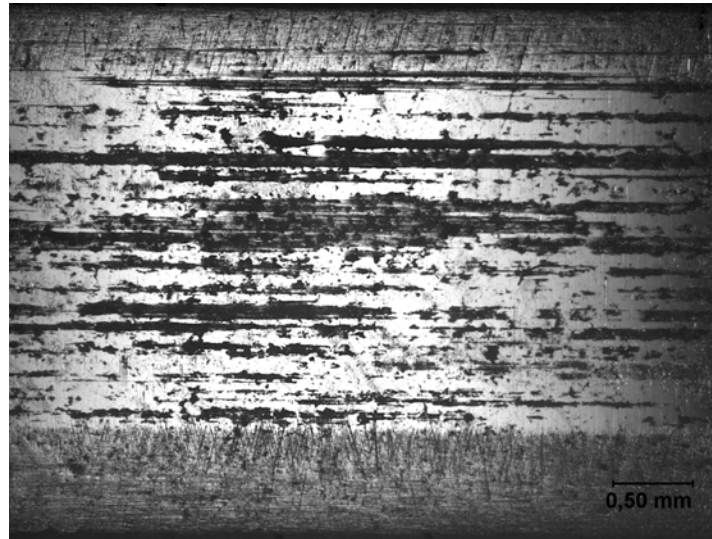
Rys. D.15. Fotografia wybranego fragmentu powierzchni roboczej pierścienia 1/1 (gniazdo 1; wariant 2) po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.15. A fragment of the working surface of ring 1/1 (seat 1; variant 2) after assembly durability test



Rys. D.16. Fotografia wybranego fragmentu powierzchni roboczej pierścienia 2/1 (gniazdo 2; wariant 4) po próbie trwałości zespołowej

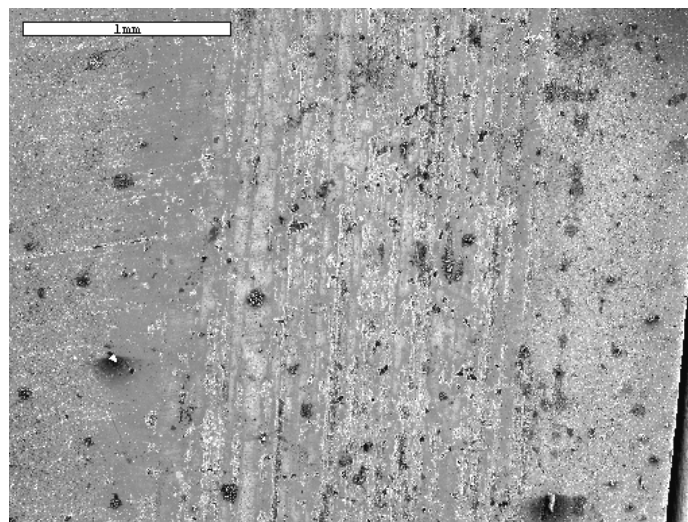
Fig. D.16. A fragment of the working surface of ring 2/1 (seat 2; variant 4) after assembly durability test



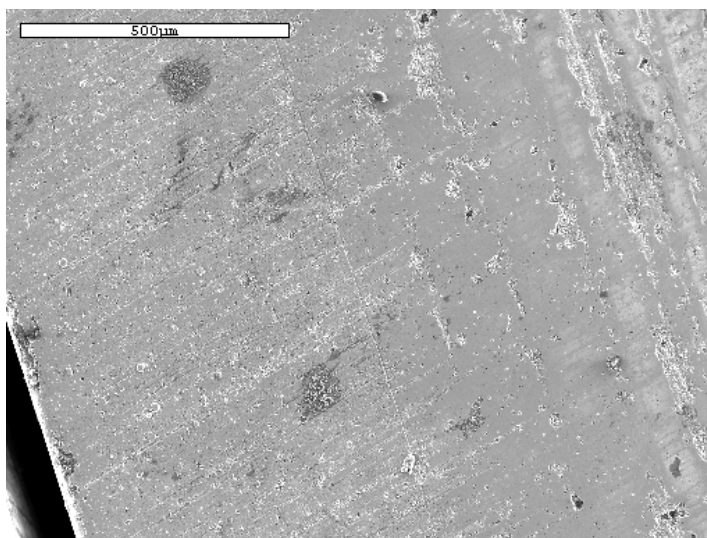
Rys. D.17. Fotografia wybranego fragmentu powierzchni roboczej pierścienia 3/1 (gniazdo 3; wariant 3) po próbie trwałości zespołowej

Fig. D.17. A fragment of the working surface of ring 3/1 (seat 3; variant 3) after assembly durability test

Pierścień 1/1



Rys. D.18. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 1/1 (wariant 2) – całość; pow. 40×
Fig. D.18. SEM image of the surface of piston ring No 1/1 (variant 2) – whole; magnification 40×



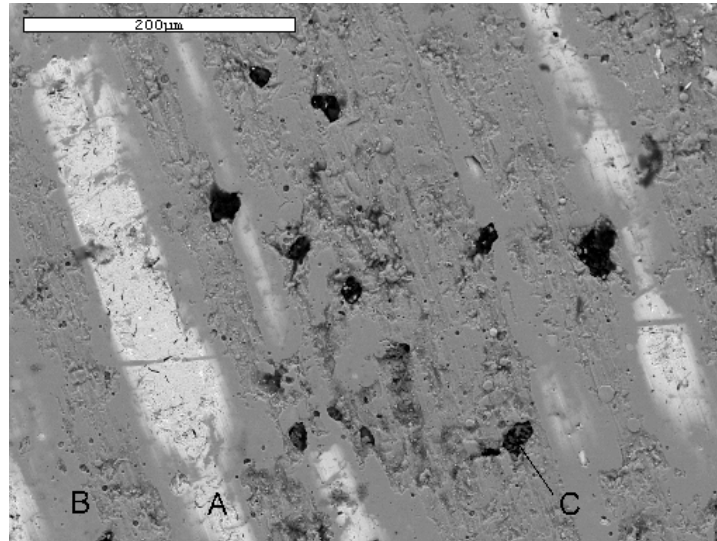
Rys. D.19. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 1/1 (wariant 2) – krawędź; pow. 100×

Fig. D.19. SEM image of surface of piston ring No 1/1 (variant 2) – edge; magnification 100×



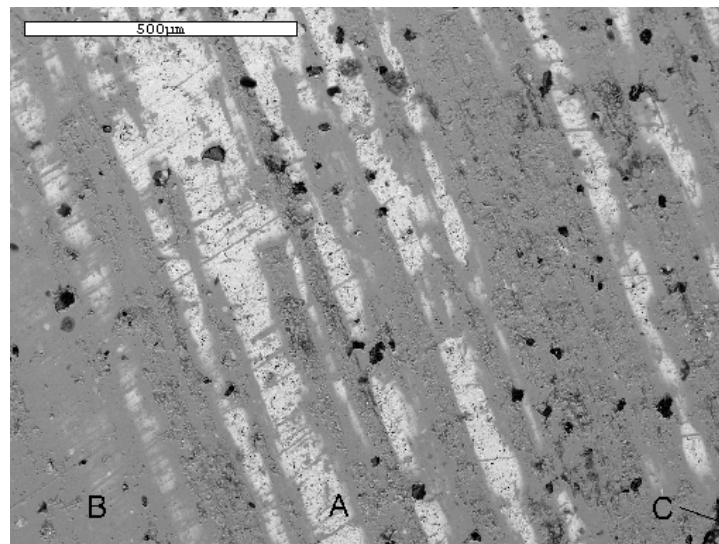
Rys. D.20. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 1/1 (wariant 2) – część środkowa wykazująca znaczne ślady zużycia; pow. 250×

Fig. D.20. SEM image of the surface of piston ring No 1/1 (variant 2) – with central part showing appreciable wear tracks; magnification 250×



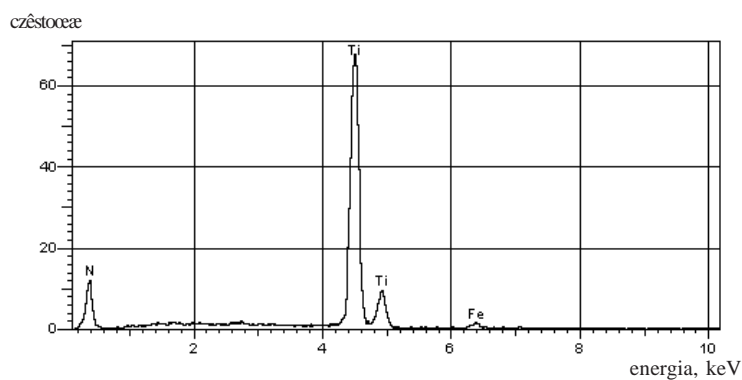
Rys. D.21. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 1/1 (wariant 2) – część środkowa przedstawiona na rys. D.20. Kontrast materiałowy BE; pow. 250×

Fig. D.21. SEM image of the surface of piston ring No 1/1 (variant 2) – with central part as shown in fig.D.20. BE material contrast; magnification 250×

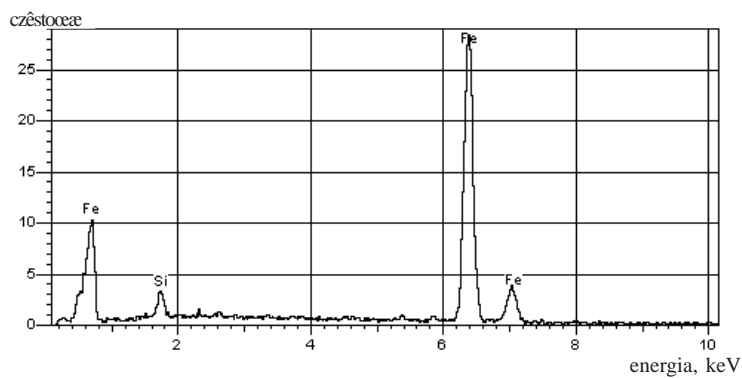


Rys. D.22. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 1/1 (wariant 2) – część środkowa przedstawiona na rys. D.21. Kontrast materiałowy BE; pow. 100×

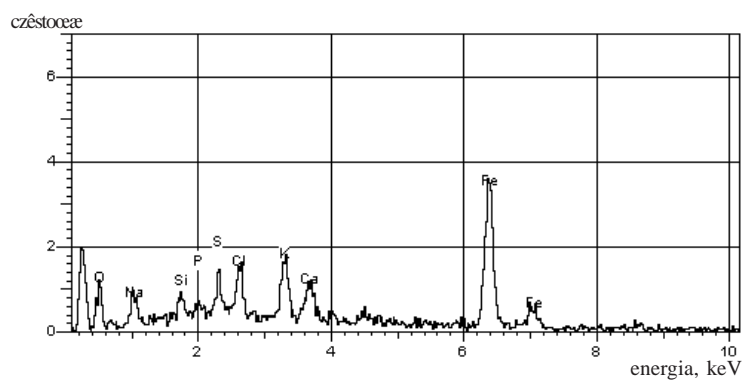
Fig. D.22. SEM image of the surface of piston ring No 1/1 (variant 2) – with central part as shown in fig. D.21. BE material contrast; magnification 100×



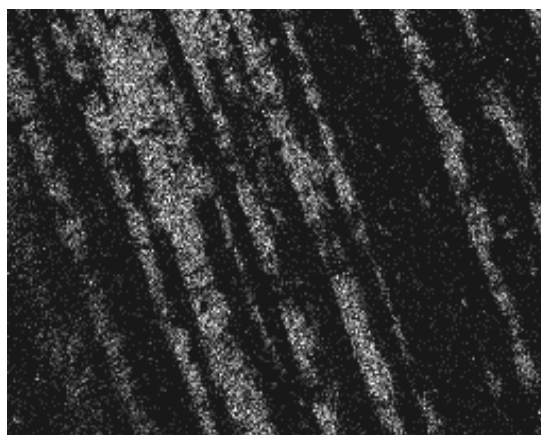
Rys. D.23. Widmo energetyczne z obszaru B zaznaczonego na rys. D.21
 Fig. D.23. The energy spectrum of area B marked in fig. D.21



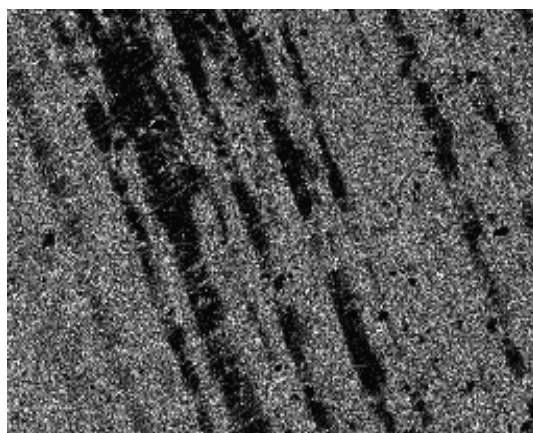
Rys. D.24. Widmo energetyczne z obszaru A zaznaczonego na rys. D.21
 Fig. D.24. The energy spectrum of area A marked in fig. D.21



Rys. D.25. Widmo energetyczne z obszaru C zaznaczonego na rys. D.21.
 Zanieczyszczenia zgromadzone w „kieszeni” olejowej
 Fig. D.25. The energy spectrum of area C marked in fig. D.21
 with impurities being collected in the oil “pocket”



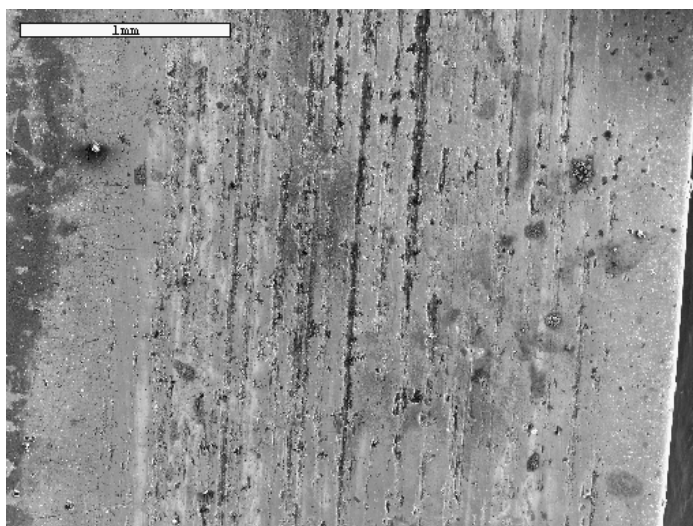
Rys. D.26. Rozkład żelaza (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.21; pow. 100×
 Fig. D.26. Iron distribution (light areas) on the ring surface, determined from area shown on fig. D.21; magnification 100×



Rys. D.27. Rozkład tytanu (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.21; pow. 100×
 Fig. D.27. Titanium distribution (light areas) on the ring surface, determined from area shown on fig. D.21; magnification 100×

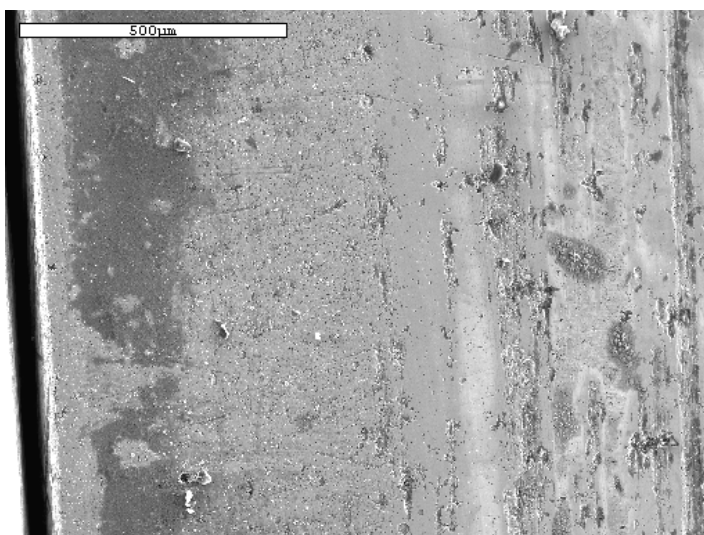
Tabela 10.14. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej powierzchni pierścieni 1/1 (wariant 2)

Miejsce A na rys. D.21 (jasne obszary na rys. D.26)		Miejsce B na rys. D.21 (jasne obszary na rys. D.27)	
Pierwiastek	Zawartość w %	Pierwiastek	Zawartość w %
Żelazo (Fe)	90,52	Tytan (Ti)	85,43
Węgiel (C)	6,21	Azot (N)	11,78
Krzem (Si)	3,26	Żelazo (Fe)	2,78

Pierścień 2/1

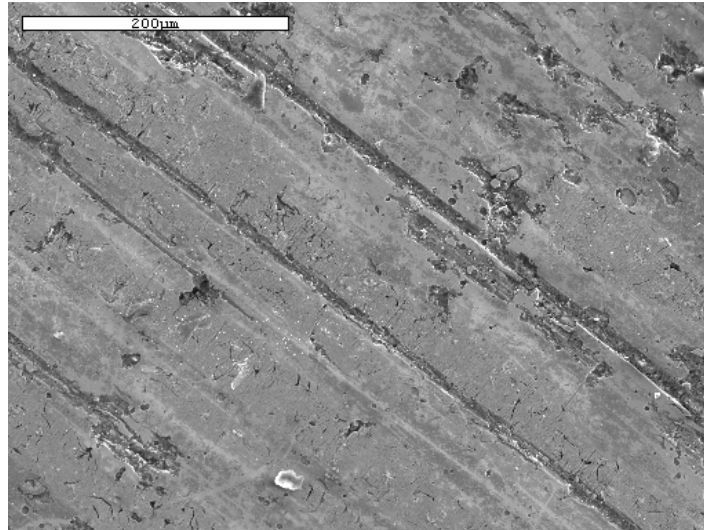
Rys. D.28. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 2/1
(wariant 4) – całość; pow. 40×

Fig. D.28. SEM image of the surface of piston ring No 2/1
(variant 4) – whole; magnification 40×



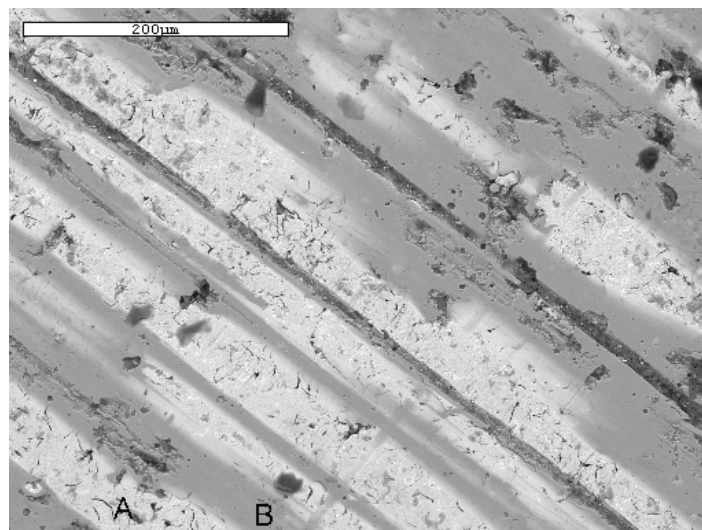
Rys. D.29. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 2/1
(wariant 4) – krawędź; pow. 100×

Fig. D.29. SEM image of the surface of piston ring No 2/1
(variant 4) – edge; magnification 100×



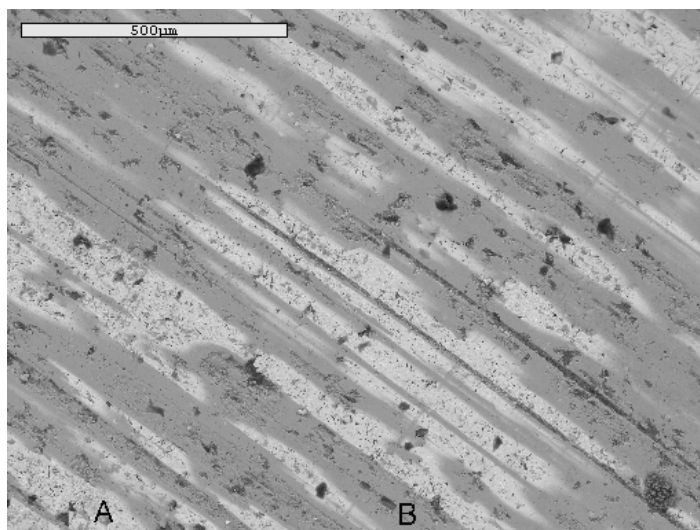
Rys.D.30. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 2/1 (wariant 4) – część środkowa wykazująca ślady zużycia; pow. 250×

Fig. D.30. SEM image of the surface of piston ring No 2/1 (variant 4) – with central part showing appreciable wear tracks; magnification 250×



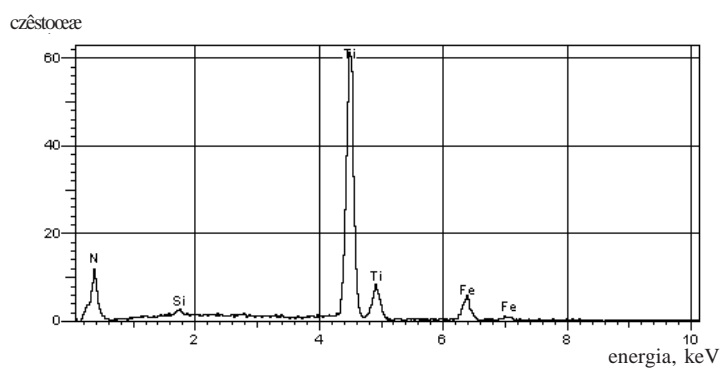
Rys. D.31. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 2/1 (wariant 4) – część środkowa przedstawiona na rys. D.30. Kontrast materiałowy BE; pow. 250×

Fig. D.31. SEM image of the surface of piston ring No 4/1 (variant 4) – the central part as shown in fig. D.30. BE material contrast; magnification 250×



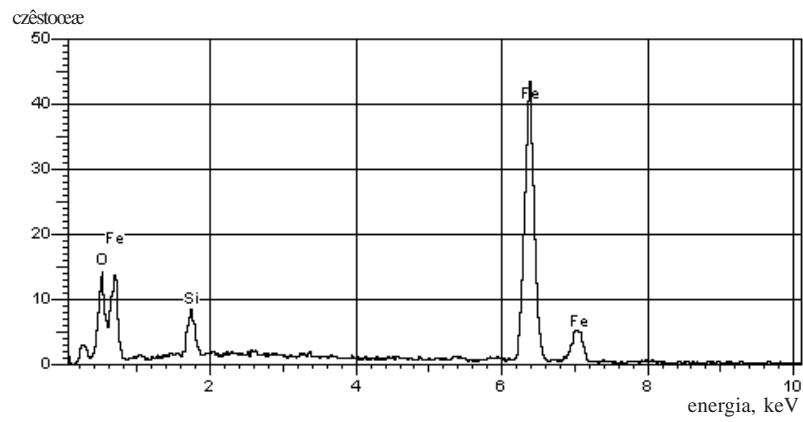
Rys. D.32. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 2/1 (wariant 4) – część środkowa przedstawiona na rys. D.31. Kontrast materiałowy BE; pow. 100×

Fig. D.32. SEM image of the surface of piston ring No 4/1 (variant 4) – central part as shown in fig. D.31. BE material contrast; magnification 100×

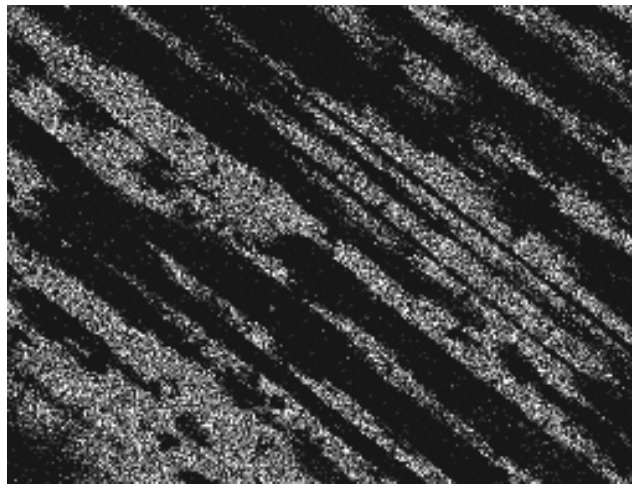


Rys. D.33. Widmo energetyczne z obszaru B zaznaczonego na rys. D.31

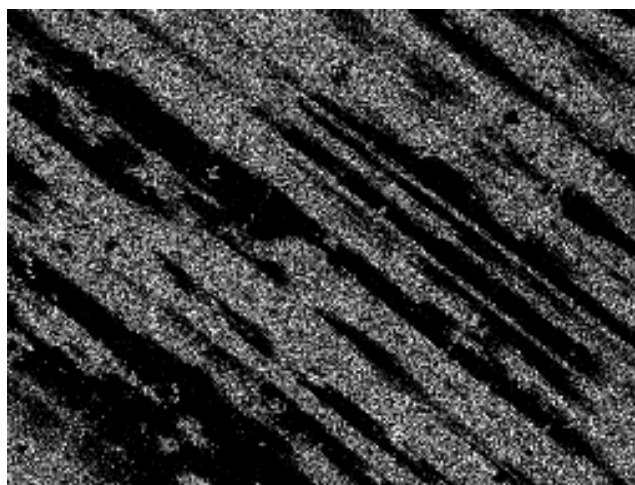
Fig. D.33. The energy spectrum of area B marked on fig. D.31



Rys. D.34. Widmo energetyczne z obszaru A zaznaczonego na rys. D.31
Fig. D.34. The energy spectrum of area A marked on fig. D.31



Rys. D.35. Rozkład żelaza (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.31; pow. 100×
Fig. D.35. Iron distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area marked in fig. D.31; magnification 100×

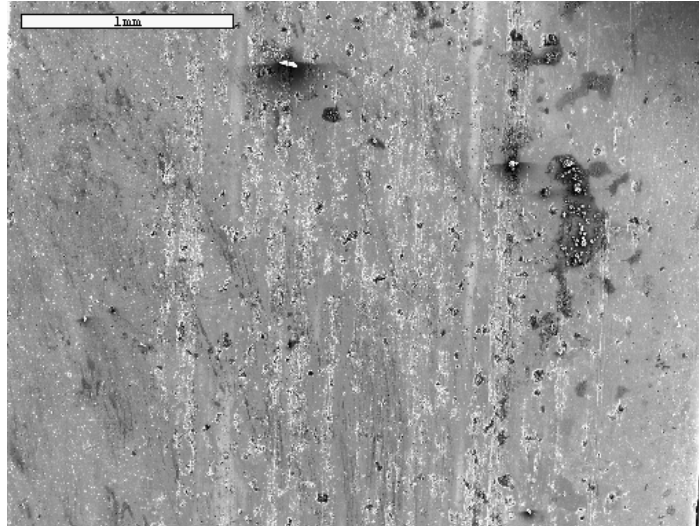


Rys. D.36 Rozkład tytanu (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.31; pow. 100×
 Fig. D.36. Titanium distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area marked in fig. D.31; magnification 100×

Tabela D.15. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej powierzchni pierścienia 2/1 (wariant 4)

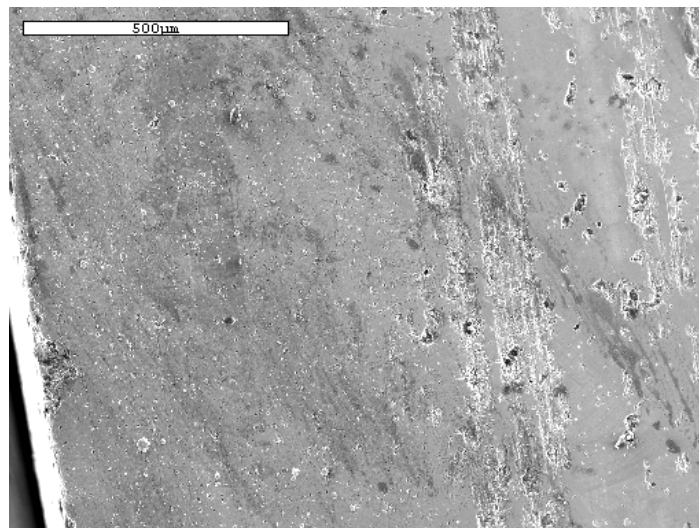
Miejsce A na rys. D.31 (jasne obszary na rys. D.35)			Miejsce B na rys. D.31 (jasne obszary na rys. D.36)		
Pierwiastek	Zawartość w %		Wartość śr. w %	Pierwiastek	Zawartość w %
Żelazo (Fe)	79,63	66,83	73,23	Tytan (Ti)	76,27
Węgiel (C)	15,81	10,99	13,40	Azot (N)	9,88
Krzem (Si)	4,55	3,80	4,17	Żelazo (Fe)	13,14
Tlen (O)	–	18,37	–	Krzem (Si)	0,68

Pierścień 3/1



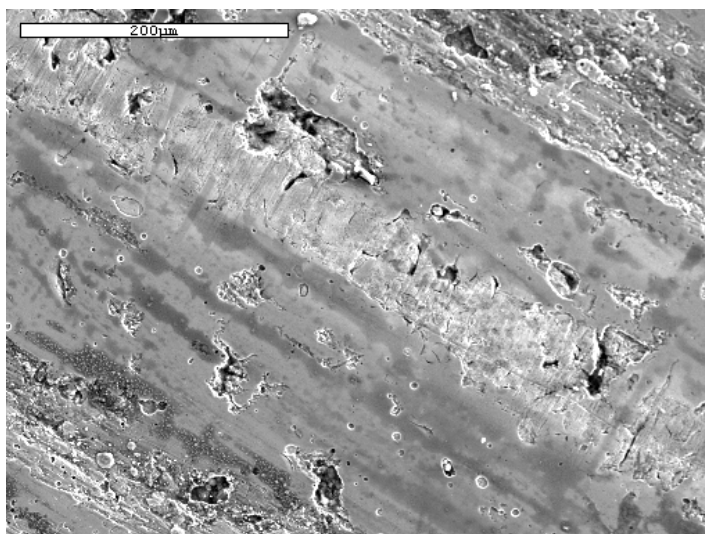
Rys. D.37. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 3/1 (wariant 3) – całość; pow. 40×

Fig. D.37. SEM image of the surface of piston ring No 3/1 (variant 3) – whole; magnification 40×



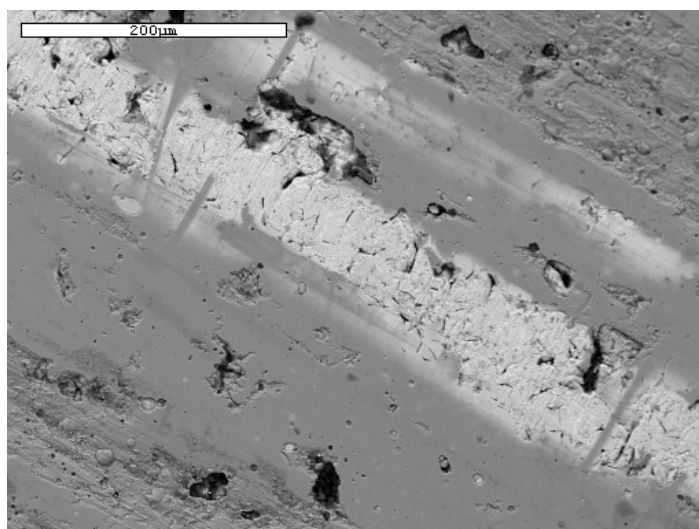
Rys. D.38. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 3/1 (wariant 3) – krawędź; pow. 100×

Fig. D.38. SEM image of the surface of piston ring No 3/1 (variant 3) – edge; magnification 100×



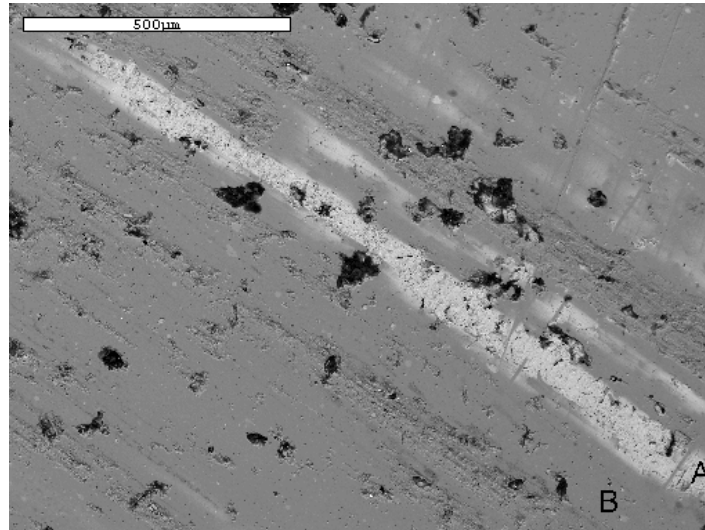
Rys. D.39. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 3/1 (wariant 3) – część środkowa wykazująca ślady zużycia; pow. 250×

Fig. D.39. SEM image of the surface of piston ring No 3/1 (variant 3) – with central part as shown appreciable wear track; magnification 250×



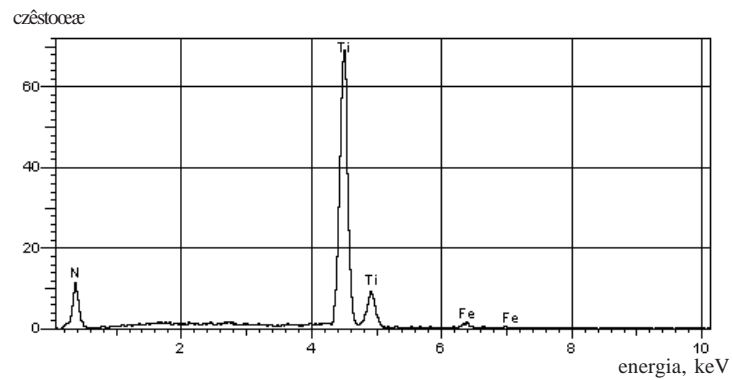
Rys. D.40. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 3/1 (wariant 3) – część środkowa przedstawiona na rys. D.39. Kontrast materiałowy BE; pow. 250×

Fig. D.40. SEM image of the surface of piston ring No 3/1 (variant 3) – with central part as shown in fig.D.39. BE material contrast; magnification 250×



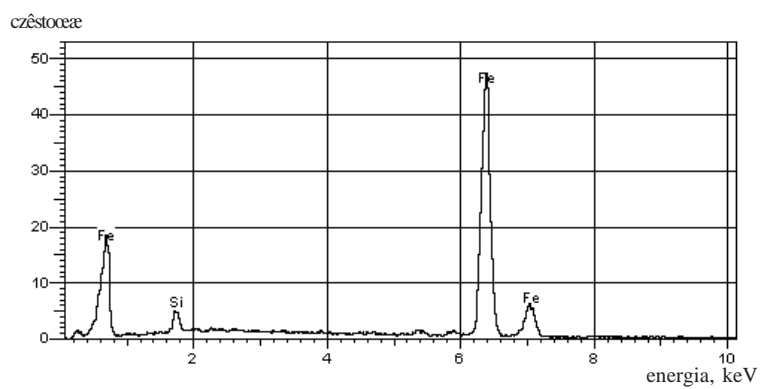
Rys. D.41. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego 3/1 (wariant 3) – część środkowa przedstawiona na rys. D.39. Kontrast materiałowy BE; pow. 100×

Fig. D.41. SEM image of the surface of piston ring No 3/1 (variant 3) – with central part as shown in fig. D.39. BE material contrast; magnification 100×

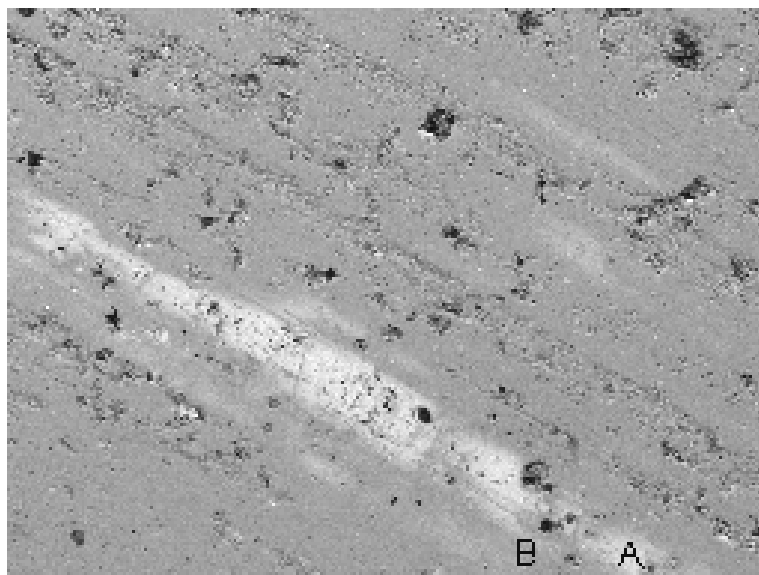


Rys. D.42. Widmo energetyczne z obszaru B zaznaczonego na rys. D.41

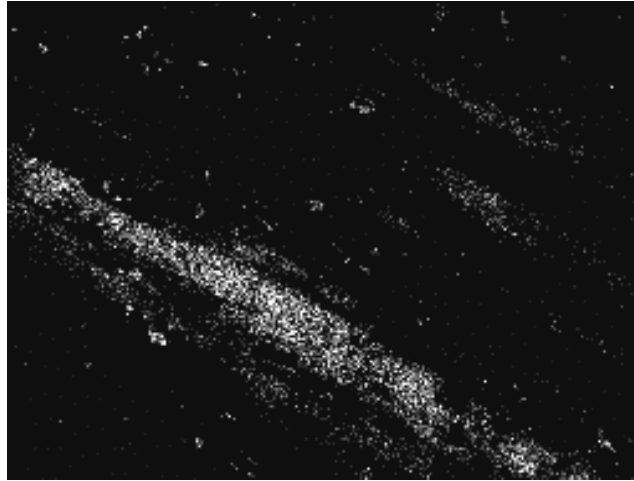
Fig. D.42. The energy spectrum of area B marked in fig. D.41



Rys. D.43. Widmo energetyczne z obszaru A zaznaczonego na rys. D.41
 Fig. D.43. The energy spectrum of area A marked in fig. D.41

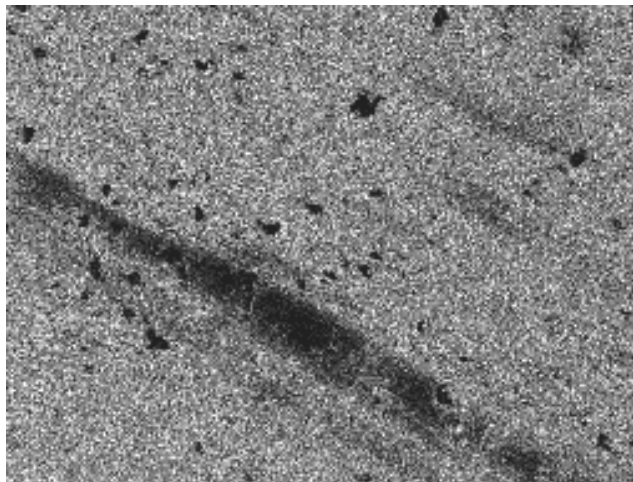


Rys. D.44. Fotografia obszaru powierzchni pierścienia 3 objęta analizą rozkładu pierwiastków, pow. 100×, kontrast materia³owy BE, SEM
 Fig. D.44. SEM image of the surface area of piston 3 subjected to analysis of the distribution of elements, magnification 100×, BE material contrast



Rys. D.45. Rozkład żelaza (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.44; pow. 100×

Fig. D.45. Iron distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area presented in fig. D.44; magnification 100×



Rys. D.46. Rozkład tytanu (jasne obszary) na powierzchni pierścienia, określony z obszaru przedstawionego na rys. D.44; pow. 100×

Fig. D.46. The titanium distribution (light areas) on the ring surface, determined from the area presented in fig. D.44; magnification 100×

Tabela D.16. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej powierzchni pierścienia 3/1 (wariant 3)

Miejsce A na rys. D.44 (jasne obszary na rys. D.45)		Miejsce B na rys. D.44 (jasne obszary na rys. D.46)	
Pierwiastek	Zawartość w %	Pierwiastek	Zawartość w %
Żelazo (Fe)	90,35	Tytan (Ti)	87,55
Węgiel (C)	6,83	Azot (N)	9,94
Krzem (Si)	2,80	Żelazo (Fe)	2,49