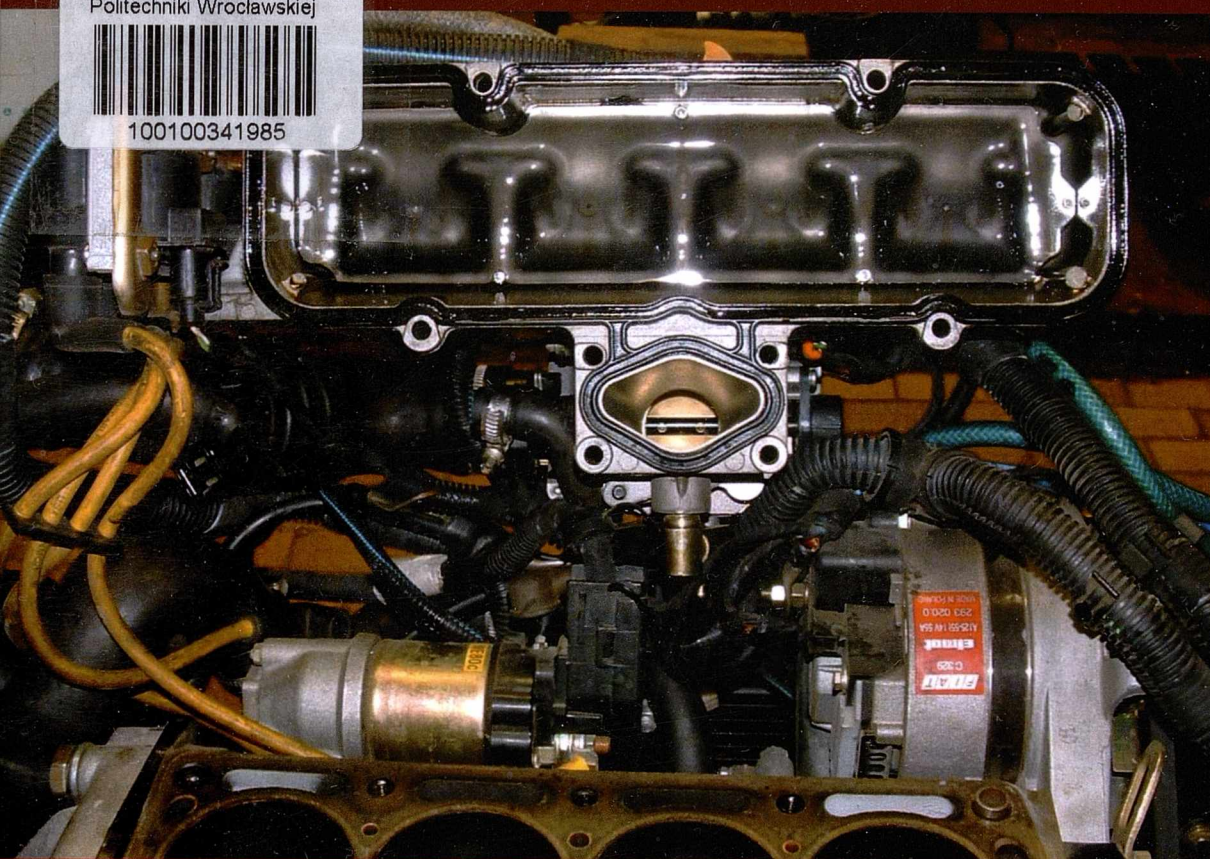


Biblioteka Główna i OINT
Politechniki Wrocławskiej



100100341985



Andrzej Kaźmierczak

Wpływ stanu energetycznego warstwy wierzchniej elementów silnika spalinowego na zużycie i tarcie par trących



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej



Andrzej Kaźmierczak

Wpływ stanu energetycznego
warstwy wierzchniej
elementów silnika spalinowego
na zużycie i tarcie par trących



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2013

ms

184 431

Recenzenci

Stanisław PYTKO

Lech J. SITNIK

Opracowanie redakcyjne i korekta

Alina KACZAK

Projekt okładki

Andrzej KAŻMIERCZAK

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właściciela praw autorskich.



3721734/2

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>

e-mail: oficwyd@pwr.wroc.pl

zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-7493-792-4

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 740/2013.

Aluc 2013/08 11/K

*Mojej Żonie Stasi i Synowi Łukaszowi.
Bez wsparcia i zachęty z Waszej strony
ta książka powstałaby znacznie później.*

Spis treści

Przedmowa	9
Wykaz ważniejszych oznaczeń	11
Wprowadzenie	15
1. Swobodna energia powierzchniowa i jej obliczanie	17
1.1. Budowa ciała stałego	17
1.2. Oddziaływania międzyatomowe	18
1.3. Oddziaływania międzycząsteczkowe	21
1.4. Powierzchnia i warstwa wierzchnia	23
1.5. Zjawiska zachodzące na granicach faz ciała stałego	30
1.6. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie napięcia powierzchniowego stopionego ciała stałego	33
1.7. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów	34
1.8. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie składowych	38
1.8.1. Wyznaczanie składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej na podstawie stałej Hamakera	39
1.9. Zwilżalność ciała stałego cieczą	40
1.9.1. Metoda wznoszenia cieczy w kapilarze	42
1.9.2. Metoda stalagmometryczna	43
1.9.3. Metoda pęcherzykowa	44
1.9.4. Metoda Wilhelmy'ego	45
1.9.5. Metoda tensometryczna	46
1.9.6. Metoda ważenia kropli	46
1.9.7. Ciepło zwilżania	47
1.9.8. Wyznaczanie kąta zwilżania metodą ruchomej płytki	47
1.9.9. Wyznaczanie kąta zwilżania przez pomiar kropli	48
1.9.10. Praca zwilżania	48
1.10. Podsumowanie rozważań dotyczących oddziaływań międzyfazowych	52
2. Dobór materiału elementów par trących	55
2.1. Para trąca o zdefiniowanej swobodnej energii powierzchniowej i twardości	55
2.2. Dobór materiałów elementów pary trącej spełniających założone kryteria	58
2.2.1. Dobór materiału elementu pierwszego	59
2.2.2. Dobór materiału elementu drugiego	60
2.3. Obliczanie swobodnej energii powierzchniowej wybranych materiałów elementów pary trącej	61
2.3.1. Obliczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów	61

2.3.2.	Obliczanie składowej dyspersyjnej z wykorzystaniem stałej Hamakera	62
2.4.	Pomiar składowych swobodnej energii powierzchniowej na podstawie kąta zwilżania cieczą wzorcową	65
2.5.	Podsumowanie doboru materiałów pod względem wartości SFE	68
3.	Wykonanie elementów par trących wraz z dobranymi powłokami przeciwzużyciowymi	71
3.1.	Wykonanie pierścieni uszczelniających w technologii zwijania z taśmy stalowej	71
3.1.1.	Badania materiałowe taśmy stalowej na pierścieniu tłokowe	74
3.2.	Wykonanie powłok przeciwzużyciowych na uszczelniających pierścieniach tłokowych	79
3.2.1.	Azotowanie w technologii Nitrex	79
3.2.2.	Powłoka chromowa	83
3.2.3.	Powłoka chromowa z nasypem diamentowym – powłoka PCD	89
3.3.	Badania cylindra silnika	92
4.	Badania symulacyjne współpracy pary trącej pierścienie tłokowe–cylinder silnika spalinowego	97
4.1.	Analiza literaturowa symulacji współpracy zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego	97
4.2.	Badania symulacyjne współpracy elementów zespołu TPC	104
4.2.1.	Opracowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych pierścienia tłokowego, tłoka i tulei cylindrowej	105
4.2.2.	Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone	106
4.2.3.	Obliczanie obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych	108
4.2.4.	Obciążenie zespołu TPC z wykorzystaniem wyników symulacji procesu spalania	111
4.2.5.	Obliczanie obciążeń z uwzględnieniem uzyskanych symulacji procesu spalania	112
4.2.6.	Wyniki symulacji zespołu TPC tłokowego silnika spalinowego	113
4.2.7.	Podsumowanie pierwszej części symulacji numerycznych	114
4.3.	Badania symulacyjne filmu olejowego w zespole TPC	115
4.3.1.	Numeryczna symulacja procesu spalania i warstwy smarnej w zespole TPC	115
4.3.2.	Budowa trójwymiarowego modelu procesu spalania	119
4.3.2.1.	Model obliczeniowy parametrów wpływającej mieszanki do cylindra silnika spalinowego	119
4.3.2.2.	Proces spalania przy zamkniętych zaworach rozrządu	121
4.3.3.	Obliczanie numeryczne ciśnienia w strefie styku elementów zespołu TPC w ujęciu stacjonarnym	137
4.3.4.	Badania numeryczne rozkładu prędkości oleju w warstwie filmu olejowego zespołu TPC	140
4.3.5.	Wnioski z przeprowadzonych badań numerycznych symulacji „filmu smarnego”	146
5.	Badania modelowe elementów silników spalinowych przygotowanych według opracowanych założeń	149
5.1.	Badania modelowe zespołu TPC silnika spalinowego	149
5.2.	Wybór tribotestera i wykonanie elementów testowych	149
5.3.	Realizacja zadań na tribotesterze	151
5.3.1.	Dobór obciążenia i ustalenie zakresu badań	151
5.3.2.	Opracowanie wyników badań	153
5.4.	Omówienie wyników badań	157
5.5.	Podsumowanie badań modelowych na tribotesterze	159
6.	Próba trwałości zespołowej obiektu badań (silnik spalinowy)	167
6.1.	Próba trwałości zespołowej nr 1	168
6.1.1.	Zestawienie zespołów pierścieni tłokowych	168

6.1.2.	Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą	168
6.1.3.	Próba trwałości zespołowej	169
6.1.4.	Pomiar pierścieni tłokowych po próbie	171
6.1.5.	Zużycie pierścieni tłokowych	171
6.1.6.	Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni	173
6.1.7.	Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi	179
6.1.8.	Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 1	183
6.2.	Próba trwałości zespołowej nr 2	184
6.2.1.	Zestawienie zespołów pierścieni tłokowych	184
6.2.2.	Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą	185
6.2.3.	Próby trwałości zespołowej	185
6.2.4.	Pomiar pierścieni tłokowych po próbie	187
6.2.5.	Zużycie pierścieni tłokowych	187
6.2.6.	Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni	189
6.2.7.	Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi	194
6.2.8.	Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 2	199
6.3.	Próba trwałości zespołowej nr 3	199
6.3.1.	zespołów pierścieni tłokowych	200
6.3.2.	Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą	200
6.3.3.	Próba trwałości zespołowej	201
6.3.4.	Pomiar pierścieni tłokowych po próbie	203
6.3.5.	Zużycie pierścienia tłokowego	203
6.3.6.	Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni	205
6.3.7.	Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi	210
6.3.8.	Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 3	215
6.4.	Analiza zużycia pierścienia i cylindra w aspekcie ich swobodnej energii powierzchniowej	216
6.4.1.	Wnioski z badań na obiekcie rzeczywistym	218
7.	Podsumowanie	219
	Literatura	223
	Streszczenie w języku angielskim	229

Przedmowa

W pracy określono wpływ stanu energetycznego warstwy wierzchniej elementów silnika spalinowego na zużycie i tarcie wybranych par trących. Główną uwagę skupiono na elementach trących zespołu tłok–pierścienie–cylinder. Rozważania poprzedzono opisem zjawisk zachodzących na granicach faz elementów par trących. Przedstawiono metody określania wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej, przytaczając własne zależności matematyczne oparte na właściwościach materiałowych. Omówiono składowe swobodnej energii powierzchniowej, określając ich rolę w zjawiskach zachodzących na granicach faz. Przedstawiono sposoby obliczania i pomiar wartości tych składowych. Omówiono zagadnienia zwilżalności ciał stałych i przedstawiono metody jej badania.

Na podstawie rozważań teoretycznych przedstawiono zasady doboru materiałów elementów par trących silnika spalinowego wykonujących ruch posuwisto-zwrotny. Zdefiniowano swobodną energię powierzchniową oraz twardość właściwą dla minimalizacji tarcia i zużycia. Zagadnienie to poparto obliczeniami konkretnych wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych dla kilku wariantów par trących pierścieni tłokowy–cylinder silnika spalinowego. Wykonano wybrane elementy par trących oraz poddano je badaniom materiałowym metodą mikroskopii skaningowej.

Odpowiednie wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej zapewniają właściwą zwilżalność olejem smarującym. Różnica w wartościach składowych dyspersyjnych swobodnych energii powierzchniowych elementów par trących powinna być duża przy minimalizowaniu wartości składowych polarnych. Trafność sformułowanych zależności zweryfikowano w trakcie badań symulacyjnych, podstawowych na tribotesterze i zasadniczych badań na obiekcie rzeczywistym.

W wyniku przeprowadzonych badań określono również pole ciśnienia między elementami zespołu tłok–pierścienie–cylinder oraz określono rozkład prędkości w warstwie smarnej filmu olejowego w parze trącej pierścieni tłokowy–cylinder. Wyniki badań wskazują na przesunięcie prędkości zerowych w kierunku pierścienia tłokowego.

Efektem użytecznym przeprowadzonych badań jest opisane w monografii wdrożenie technologii pierścieni tłokowych zwijanych z taśmy stalowej z powłokami pochodzenia ceramicznego oraz wdrożenie technologii pierścieni z tzw. nasypem diamentowym.

Opisane pozytywne wyniki prac badawczych dowodzą słuszności zastosowania dodatkowego czynnika doboru powierzchni i materiału par trących, którym jest swobodna energia powierzchniowa i jej składowe. Informacje zawarte w monografii mogą stanowić przyczynek do ich zastosowania w praktyce przemysłowej. Technologie i algorytm doboru materiałów par trących może być stosowany w wielu obiektach technicznych.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	– powierzchnia międzyfazowa,
A_{11}	– stała Hamakera dla dwóch ciał tego samego materiału oddziałujących ze sobą w próżni,
ax	– kierunek poosiowy; wzdłuż osi tulei cylindrowej,
B	– indukcja magnetyczna,
D	– średnica cylindra,
E	– moduł sprężystości Younga,
F_{hydr}	– siła oddziaływania hydrodynamicznego,
F_r	– siła oddziaływań międzycząsteczkowych na odległości r ,
F_{spr}	– siła własnej sprężystości pierścienia,
F_T	– siła tarcia,
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,
HV	– twardość mierzona metodą Vickersa,
K	– moduł sprężystości objętościowej.
L	– część wysokości osiowej pierścienia stykająca się z filmem olejowym,
M	– moment magnetyczny,
M_o	– moment obrotowy silnika spalinowego,
m_p	– masa pierścienia,
N_e	– moc efektywna silnika spalinowego,
n	– liczba cząsteczek lub jonów danej substancji,
OWK	– stopień obrotu wału korbowego silnika spalinowego,
p	– ciśnienie,
p_{atm}	– ciśnienie atmosferyczne,
p_e	– ciśnienie efektywne silnika spalinowego,
$PAPVD$	– próżniowo wspomagane fizyczne osadzanie z fazy gazowej,
PVD	– fizyczne osadzanie z fazy gazowej; <i>Physical Vapour Deposition</i> ,
R	– stała gazowa,

r_0	– odległość pomiędzy środkami cząsteczek pozostających w równowadze sił przyciągania i odpychania,
rad	– kierunek promieniowy; prostopadły do osi cylindra,
S	– entropia,
SWW	– struktura warstwy wierzchniej,
T	– temperatura,
T_m	– temperatura topnienia metalu,
t	– czas,
t_{rad}	– promieniowa sprężystość własna pierścienia,
TPC	– zespół tłok–pierścienie tłokowe–cylinder,
V	– objętość,
w	– wewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony skrzyni korbowej),
WW	– warstwa wierzchnia,
W_a	– praca adhezji; ilość energii niezbędna do utworzenia jednostkowych powierzchni cieczy i ciała stałego w wyniku ich rozdzielenia,
W_k	– praca kohezji; ilość energii niezbędna do rozzerwania, np. słupa tej samej fazy o jednostkowej powierzchni,
z	– zewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony komory spalania),
z_{min}	– minimalna grubość filmu olejowego,
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,
α_p	– współczynnik przejmowania ciepła,
α, β, σ	– fazy,
Δp	– różnica ciśnienia,
μ	– współczynnik tarcia,
μ_i	– potencjał chemiczny,
η	– współczynnik lepkości dynamicznej,
τ	– naprężenia styczne,
γ	– napięcie międzyfazowe,
γ^d	– składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej,
γ^h	– składowa wiązań wodorowych swobodnej energii powierzchniowej,
γ_L	– swobodna energia powierzchniowa cieczy pomiarowej,
γ_{LV}	– swobodna energia powierzchniowa cieczy w równowadze z parą nasyconą tej cieczy,
γ_m	– napięcie powierzchniowe metalu w temperaturze topnienia T_m ,
γ^m	– składowa wiązań metalicznych swobodnej energii powierzchniowej,

- γ^o – inne składowe swobodnej energii powierzchniowej, w tym wiązań kowalencyjnych,
- γ_S – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego,
- γ_{SV} – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy,
- γ_{SL} – swobodna energia międzyfazowa ciała stałego i cieczy,
- γ_L^d – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,
- γ_L^p – część polarna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,
- γ_S^d – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,
- γ_S^p – część polarna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,
- γ_S^{LW} – składowa Londona–van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej związana z oddziaływaniami dalekiego zasięgu,
- γ_S^{AB} – składowa swobodnej energii powierzchniowej wywołana oddziaływaniami kwasowo-zasadowymi,
- Θ_Y – kąt, jaki tworzy styczna do powierzchni kropli pomiarowej osadzonej na powierzchni ciała stałego, w punkcie styku trzech faz, zwany równowagowym kątem Younga,
- ν – ułamek Poissona,
- λ – współczynnik przewodności cieplnej.

Wprowadzenie

Elementy par trących tworzy się w wyniku spełnienia wielu przesłanek. Nie ma jednak odpowiedniej właściwości, która podawałaby informację, że przy zapewnieniu określonej jej wartości para trąca będzie pełnić założone funkcje w sposób optymalny. W wyniku realizacji znacznej liczby prac badawczych (niejednokrotnie objętych tajemnicą producenta) trwałość par trących, pełniących również funkcje uszczelniające, wciąż rośnie, osiągając w przypadku silników spalinowych nawet milion kilometrów przebiegu do naprawy głównej. Prace badawcze dotyczą, między innymi, powierzchni i warstwy wierzchniej elementów par trących, wymuszając poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych.

Trudności konstrukcyjne i materiałowe dotyczą par trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny z funkcją uszczelniającą. Typowym przykładem takiej pary trącej jest uszczelniający pierścień tłokowy–cylinder, będące elementami zespołu tłok–pierścienie tłokowe–cylinder (TPC) silnika spalinowego. Spełnienie funkcji uszczelniającej, gdy ruch ma charakter posuwisto-zwrotny, zwłaszcza w temperaturze pracy będącej następstwem procesów spalania, jest utrudnione. Chwilowe zatrzymanie ruchu w położeniach zwrotnych powoduje brak możliwości powstania klina smarnego, a tym samym utrudnienie rozdzielenia olejem elementów pary trącej. Aby spełnić funkcję uszczelniającą, wymaga się od materiału zastosowanego na uszczelniający pierścień tłokowy, między innymi, wysokiej granicy sprężystości, dużej wytrzymałości zmęczeniowej, twardości, udurowienia, a także dostatecznej wytrzymałości na zginanie i ściskanie umożliwiające dobre jego dopasowanie do gładzi cylindra. Spełnienie wszystkich tych wymagań powoduje często niezadowalające właściwości tribologiczne. Materiały spełniające te wymagania wykazują skłonność do zacierania oraz charakteryzują się dużym współczynnikiem tarcia we współpracy z tuleją cylindrową. Zapewnienie dobrych właściwości tribologicznych, z jednoczesnym utrzymaniem dobrych właściwości wytrzymałościowych, jest możliwe w wyniku wykonania na tych elementach powłok przeciwzużyciowych. Powłoki mają za zadanie zmniejszenie do minimum strat energii na tarcie zachodzące między elementami pary trącej, zapewniając przy tym małe zużycie obu współpracujących elementów. Dominującym obecnie rozwiązaniem w przypadku przykładowej pary trącej jest powłoka chromowa konstituowana na powierzchni roboczej pierścienia technologią galwaniczną. Jednak technologia galwanicznych powłok chromowych powoduje znaczne zagrożenie dla

środowiska naturalnego. Odpady poprodukcyjne są toksyczne, a ich utylizacja często niemożliwa. Z tego względu w wielu ośrodkach badawczych na świecie trwają prace nad nowymi powłokami. Wiele z nich już na trwałe znalazło swoje miejsce, jako powłoki przeciwozużyciowe. Można tu wymienić powłoki molibdenowe, chromowo-molibdenowe, chromowo-ceramiczne, plazmowe oraz utwardzanie warstwy wierzchniej w procesie na przykład azotowania gazowego lub jonowego. Dotychczas jednak nie opracowano technologii, która w pełni zastąpiłaby chromowanie, a jej wytwarzanie byłoby obojętne dla środowiska naturalnego.

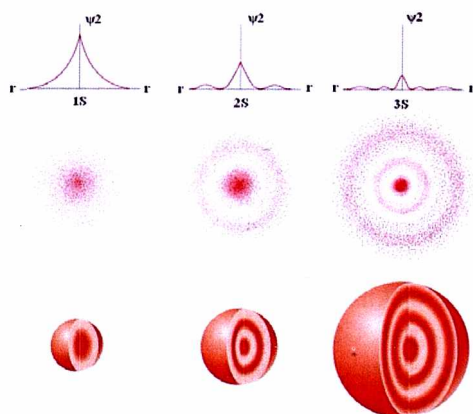
Pary trące spełniające funkcję uszczelniającą w zespole TPC silnika spalinowego, są poddawane zmiennym obciążeniom cieplnym i mechanicznym. Aby sprostać tym obciążeniom, stosuje się odpowiednią ich konstrukcję. Pierścieniom tłokowym oraz powierzchni cylindra nadaje się kształt zapewniający utrzymywanie oleju smarującego na powierzchni roboczej w takiej ilości, aby jego zużycie było minimalne. W przypadku przerwania filmu olejowego odpowiednia konstrukcja elementów zespołu TPC i technologia powłok ma zapewnić brak zatarcia. Istotną rolę odgrywa tu czynnik smarny i jego właściwości, zwłaszcza zdolność tworzenia warstwy filmu olejowego, uwarunkowana charakterystyką materiału cylindra i pierścienia. Bez względu na panujące obciążenia należy oddzielić warstwę czynnika smarnego pierścień tłokowy od cylindra. Przemieszczający się po powierzchni cylindra odpowiednio ukształtowany pierścień musi na swej drodze natrafić na warstwę czynnika smarnego takiej grubości, aby mógł się wytworzyć klin smarny i powstał film olejowy, ale przy zminimalizowanym zużyciu oleju.

Autor pracy postawił sobie zadanie znalezienia dodatkowego czynnika umożliwiającego w wyniku jego uwzględnienia zmniejszenie siły stycznej oraz zużycie przez zmniejszenie współczynnika tarcia elementów par trących w procesie eksploatacji. Czynnikiem tym może być swobodna energia powierzchniowa, będąca następstwem budowy cząsteczkowej i charakteru wiązań występujących w materiale. Jednocześnie jej składowe wpływają na właściwości tribologiczne materiału. Sprawdzenie słuszności tego stwierdzenia zostało w niniejszej pracy zweryfikowane w wyniku zrealizowania trwałościowych badań oraz na przykładzie opracowania i wykonania, zgodnie ze sformułowanymi w pracy przesłankami, pary trącej pierścień tłokowy–cylinder zespołu TPC silnika spalinowego. Analiza wyników tak przeprowadzonych prac poparta wnioskami z analizy literaturowej i wiedzą autora pozwoliła na sformułowanie ogólniejszych przesłanek na temat doboru materiałów na elementy par trących pracujących w ruchu posuwisto-zwrotnym z funkcją uszczelniającą w aspekcie wspomnianej minimalizacji siły stycznej, poprawy trwałości i zmniejszenia zużycia.

1. Swobodna energia powierzchniowa i jej obliczanie

1.1. Budowa ciała stałego

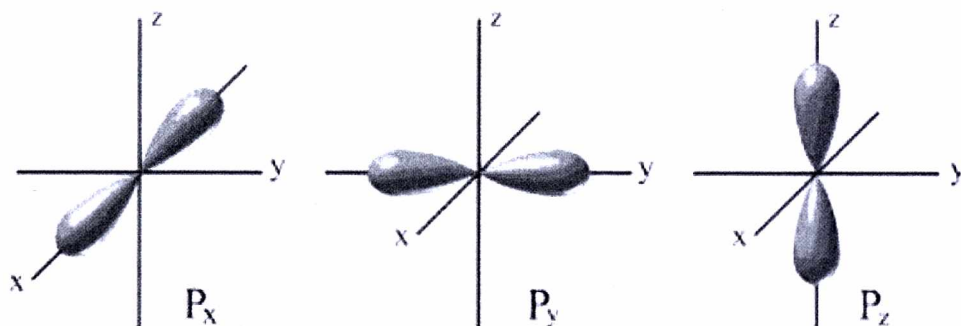
Właściwości przedmiotów fizycznych zależą w dużym stopniu od ich budowy. Materia zbudowana jest z atomów. Z badań prowadzonych przez E. Rutherforda na początku XX wieku wynika, że dodatnio naładowane jądro jest zbudowane z nukleonów (związanych siłami jądrowymi protonów i neutronów skupiających prawie całą masę atomu). Wokół jądra krążą ujemne elektrony o znikomo małej masie. Równowaga w układzie jest zachowana dzięki oddziaływaniu sił przyciągania elektrostatycznego. Duński fizyk Niels Bohr zaproponował planetarny model budowy atomu opierający się na założeniu, iż elektrony poruszają się po torach o kołowym lub eliptycznym kształcie. Stan energetyczny tych torów jest ściśle określony i aby elektron mógł przeskoczyć na inną orbitę w układzie musi nastąpić emisja lub absorpcja energii. Przyjęte założenia wyjaśniają niektóre zjawiska, lecz nie wszystkie [84].



Rys. 1.1. Orbitale typu s wraz z rozkładem prawdopodobieństwa ψ^2 [11]

Powstała lukę wiedzy zapełnia nowy model atomu, opierający się na korpuskularno-falowej koncepcji budowy materii oraz zasadach mechaniki kwantowej. Podstawowym założeniem modelu jest zasada nieoznaczoności Heisenberga, która mówi, iż nie jest możliwe jednoczesne określenie dokładnego położenia i pędu elektronu. Dlatego mechanika falowa posługuje się pojęciem prawdopodobieństwa znalezienia elektronu w przestrzeni wokół jądra. Rozkład gęstości tego prawdopodobieństwa jest opisany przez równanie Schrödingera [11]. Za jego pomocą możliwe jest określenie fragmentów przestrzeni zwanych orbitalami.

Orbitale różnią się kształtem i rozmieszczeniem przestrzennym. Na rysunku 1.2 przedstawiono przykład orbitali typu p zorientowanych wzdłuż osi kartezjańskiego układu współrzędnych. Pomimo różnego usytuowania poszczególne warianty są równoważne pod względem energetycznym. Ponieważ żadna z „przestrzennych ósemek” nie jest uprzywilejowana, prawdopodobieństwo obsadzenia każdej z nich przez elektron jest takie samo. Takie orbitale określa się mianem „orbitali zdegenerowanych”.



Rys. 1.2. Orbitale typu p [11]

1.2. Oddziaływania międzyatomowe

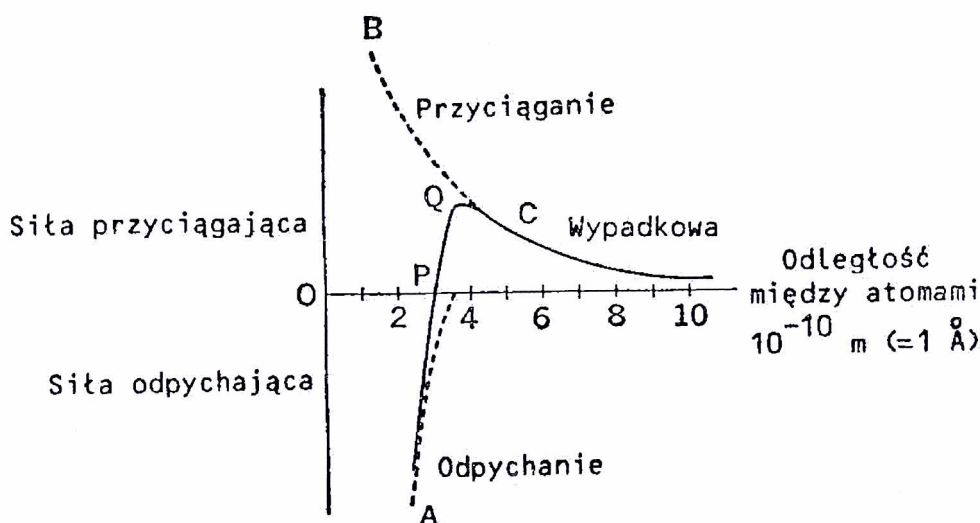
Wiązanie kowalencyjne

Wiązania kowalencyjne znane są również jako wiązanie homeopolarne i są jednym z podstawowych wiązań międzyatomowych. Polegają na utworzeniu jednej, dwóch lub trzech wspólnych par elektronów wiążących; po jednym elektronie z obu łączonych atomów dla każdej z par. Utworzona para elektronów porusza się po wspólnym orbitalu, który nazywa się orbitalem cząsteczkowym. Należy on w równym stopniu do każdego z atomów. Wiązanie kowalencyjne powstaje podczas zbliżania się łączonych atomów, gdy elektron należący do jednego atomu dostaje się w zasięg działania sił pola elektrostatycznego drugiego atomu. W tworzeniu się wspólnej chmury elektro-

nowej (utworzony orbital cząsteczkowy zajmowany przez parę elektronów wiążących) biorą udział orbitale powłok zewnętrznych ze względu na siły odpychające pomiędzy jądrami zbliżanych atomów. Dodatkowym warunkiem powstania wiązania jest mała różnica między energiami łączonych orbitali atomowych. Z tego względu w tworzeniu wiązania kowalencyjnego zazwyczaj biorą udział orbitale tej samej powłoki. Cechą szczególną wiązania kowalencyjnego jest kierunkowość. Ponieważ poszczególne orbitale są ukierunkowane przestrzennie, więc również orbital cząsteczkowy ma określone położenie przestrzenne [10].

Wiązanie jonowe

W przeciwieństwie do wiązania kowalencyjnego, wiązanie jonowe (heteropolarne) jest wiązaniem bezkierunkowym. Polega na całkowitym przejściu elektronów walencyjnych atomu mniej elektroujemnego do atomu bardziej elektroujemnego, tzn. skłonnego do przyłączania elektronów. W efekcie jeden atom stanie się jodem dodatnim, drugi zaś jodem ujemnym. Siły przyciągania elektrostatycznego napotykały opór ze strony powłok elektronowych (rys. 1.3). Odległość między atomami wynika z równowagi obu sił.



Rys. 1.3. Siły między atomami w zależności od odległości [10]

Wiązanie metaliczne

Wiązanie metaliczne jest oparte na pewnych charakterystycznych cechach atomów pierwiastków metalicznych. Mają one niewiele elektronów w powłoce zewnętrznej, które dodatkowo są stosunkowo „luźno” związane z pozostałą częścią atomu, nazywaną zębem atomowym. Gdy atomy pierwiastków metalicznych zbliżają się, tworząc

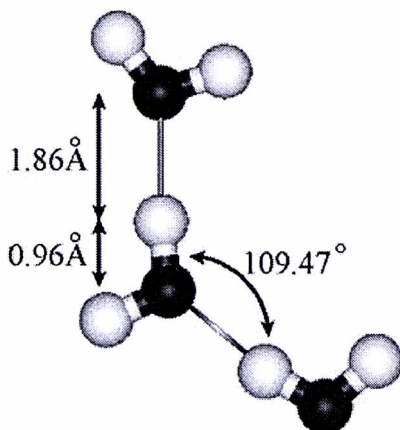
siatkę krystaliczną, zaczynają ulegać siłom pól elektrostatycznych. Oddziaływanie dodatniego rodzimego jądra atomu zostaje osłabione przez oddziaływania jąder innych atomów. Ponadto elektrony bliższych powłok działają odpychająco na elektrony powłok zewnętrznych. Gdy siła wypadkowa wszystkich oddziaływań wyniesie zero, elektrony powłok zewnętrznych przestaną być związane z własnym atomem i mogą się poruszać swobodnie między atomami fazy metalicznej. Ponieważ ten sam mechanizm działa we wszystkich atomach fazy metalicznej, w jej budowie można rozróżnić osnowę zbudowaną ze zrębów atomowych i swobodnych elektronów tworzących gaz elektronowy. Dzięki takiej budowie metale mają charakterystyczne właściwości, takie jak duża przewodność cieplna i elektryczna.

Wiązanie koordynacyjne

Wiązanie koordynacyjne przypomina opisane poprzednio mechanizmy. Powstaje między atomem donorowym (dostarczycielem), o swobodnej parze elektronów, i atomem akceptorowym (przyjmującym), o niezapełnionej orbicie elektronowej i dodatnim powinowactwie do elektronów. Atom donorowy, oddając swoje elektrony, uzyskuje ładunek dodatni, natomiast atom akceptorowy z powodu dodatkowych elektronów uzyskuje ładunek ujemny. Inne nazwy tego wiązania to wiązanie semipolarne, wiązanie półjonowe lub wiązanie donorowo-akceptorowe.

Wiązanie wodorowe

Jest to specyficzne wiązanie, którego podstawą jest jądro wodoru, czyli proton. Ze względu na bardzo małe rozmiary może on wnikać w głąb powłok elektronowych (rys. 1.4). W wyniku silnego oddziaływania elektrostatycznego powłoka elektronowa ulega odkształceniu i nadaje temu wiązaniu charakter kierunkowy.



Rys. 1.4. Wiązanie wodorowe na przykładzie cząsteczek wody [10]

Jest ono często spotykane w związkach organicznych i niektórych związkach nieorganicznych. Inne terminy określające zjawisko to wiązanie protonowe lub mostek wodorowy [10].

1.3. Oddziaływania międzycząsteczkowe

W poprzednim podrozdziale opisano mechanizmy umożliwiające łączenie się atomów w cząsteczki, które, oddziałując między sobą, tworzą coraz bardziej skomplikowane struktury. Siły działające między cząsteczkami (tabela 1.1) nazywa się oddziaływaniami międzycząsteczkowymi lub siłami van der Waalsa [10].

Oprócz opisanych sił jako osobny rodzaj oddziaływań uznaje się wiązanie wodorowe. Pod warunkiem, że zachodzi ono na poziomie międzycząsteczkowym, a nie międzyatomowym.

Tabela 1.1. Rodzaje oddziaływań międzycząsteczkowych

Rodzaj oddziaływania	Opis
Siły Londona (dyspersyjne)	Różnice w rozkładzie ładunków elektrycznych wynikające z poruszania się elektronów wywołują powstanie chwilowych dipoli. Te z kolei generują szybkozmienne momenty dipolowe w sąsiadujących cząsteczkach, przez co wzajemnie się przyciągają. Występują jedynie przy dostatecznie dużym zbliżeniu cząsteczek. W związku z tym mają ograniczoną strefę działania.
Siły konformacyjne	Konformacja to układ przestrzenny cząsteczki mający zdolność do zmian usytuowania bez zrywania wiązań chemicznych. Dzięki chwilowym zmianom położenia atomów lub całych grup atomów powstaje chwilowy moment dipolowy i związane z nim oddziaływanie elektrostatyczne.
Siły Keesoma (elektrostatyczne lub orientacyjne)	Siły wynikające z oddziaływania elektrostatycznego między cząsteczkami będącymi trwałymi dipolami. Trwały dipol to cząsteczka o asymetrycznym rozmieszczeniu dodatnich i ujemnych ładunków elektrycznych.
Siły indukcyjne	Cząsteczki niemające trwałego momentu dipolowego, zwane również cząsteczkami niepolarnymi, mogą stać się dipolami indukowanymi, jeśli znajdują się w zasięgu działania pola elektrostatycznego. Przesunięcie ładunków elektrycznych wewnątrz cząsteczki może być wynikiem oddziaływania pola elektrycznego pochodzącego z zewnątrz lub dipola trwałego. Powstanie dipola indukowanego z cząsteczki niepolarnej nazywa się polaryzacją.

Zrozumienie właściwości i zachowań materii jest możliwe dzięki mechanizmom oddziaływań atomowych. Kryształ diamentu jest bardzo twardy i jest izolatorem dzięki wiązaniu kowalencyjnemu między atomami węgla. Metale wykazują skłonność do bardzo dobrego przewodnictwa elektrycznego, odkształcają się sprężycie i plastycznie w następstwie występujących wiązań metalicznych.

Tabela 1.2. Siły spójności o charakterze kierunkowym

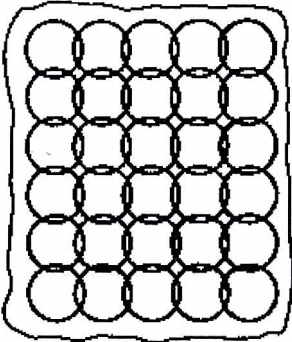
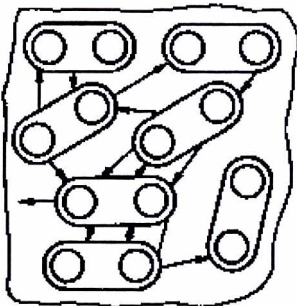
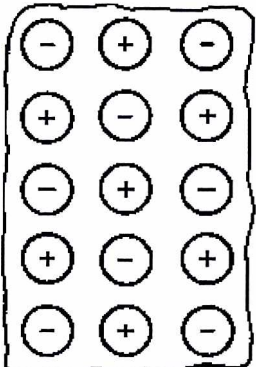
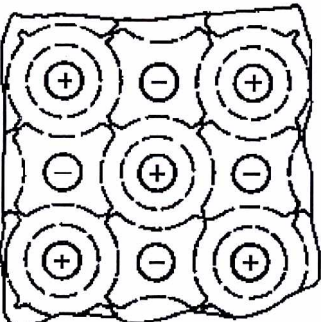
Wiąż kowalencyjna (homeopolarna atomowa)	
Całe ciało związane wiązaniami kowalencyjnymi w jedną makrocząsteczkę	Ciało składa się z oddzielnych cząsteczek złączonych ze sobą oddziaływaniem sił międzycząsteczkowych (van der Waalsa): a) siłami Londona, b) siłami konformacyjnymi, c) siłami orientacyjnymi (Keesoma), d) siłami indukcyjnymi (Debye'a), e) wiązaniami wodorowymi.
	

Tabela 1.3. Siły spójności o charakterze elektrostatycznym

Wiąż jonowa	Wiąż metaliczna
Całe ciało jest jedną wielką makrocząsteczką o wiążi jonowej (oddziaływanie elektrostatyczne między jonami)	Całe ciało jest jedną wielką makrocząsteczką o wiążi metalicznej (oddziaływanie elektrostatyczne między zrębami atomowymi a gazem elektronowym)
	

Wiązania determinują postać ciała stałego. Można tu wyróżnić siły spójności o charakterze kierunkowym i w efekcie ciało w postaci jednej wielkiej cząsteczki lub powiązane siłami van der Waalsa cząsteczki składające się na ciało stałe (tabela 1.3).

Jeżeli w danym ciele stałym dominują wiązania o charakterze elektrostatycznym, to ciało może być jedną wielką makrocząsteczką o więzi jonowej lub metalicznej (tabela 1.3)

1.4. Powierzchnia i warstwa wierzchnia

Cząsteczki stanowiące podstawę budowy materii nie łączą się w nieskończoność i tworzą skończone struktury. Musi istnieć zatem granica, która rozróżnia ciągle ośrodki o skończonych wymiarach. Ten geometryczny zbiór punktów nazywa się powierzchnią ciała stałego i płynów [10].

Każdy przedmiot (zarówno ciało stałe, jak i płyny) można rozpatrywać jako fazy o odmiennych właściwościach mających własną warstwę wierzchnią. Jest ona definiowana jak granica między dwoma ciągłymi ośrodkami oraz warstwą wierzchnią materiału do umownej głębokości, która charakteryzuje się odmiennymi właściwościami, niż rdzeń materiału. Różnice wynikają z zewnętrznych oddziaływań fizycznych, chemicznych lub cieplnych.

Rozpatrując genezę danej warstwy, można wyróżnić dwa stany. Pierwszy to stan naturalny, rozumiany jako efekt kształtowania przedmiotu lub stan powierzchni powstały w wyniku oddziaływań z innymi ośrodkami, np. tarcie, tworzenie się tlenków itp. Drugi stan to zamierzone modyfikacje, mające na celu nadanie wymaganych właściwości za pomocą na przykład obróbki cieplno-chemicznej, przeróbki plastycznej, nanoszenia powłok itp. [11].

Znaczenie, jakie ma warstwa wierzchnia w procesie eksploatacji podkreśla fakt, że rzeczywista budowa ciała stałego to: „zbiór przerw ciągłości struktury makroskopowej i mikroskopowej, składający się ze szczelin, porowatości i nieregularności struktury o charakterze warstwowym, mozaikowym lub spowodowanym inkluzją obcych ciał” oraz że: „wady i nieregularności struktury bądź rozpoczynają się od powierzchni, bądź występują w jej bliskim sąsiedztwie” [10].

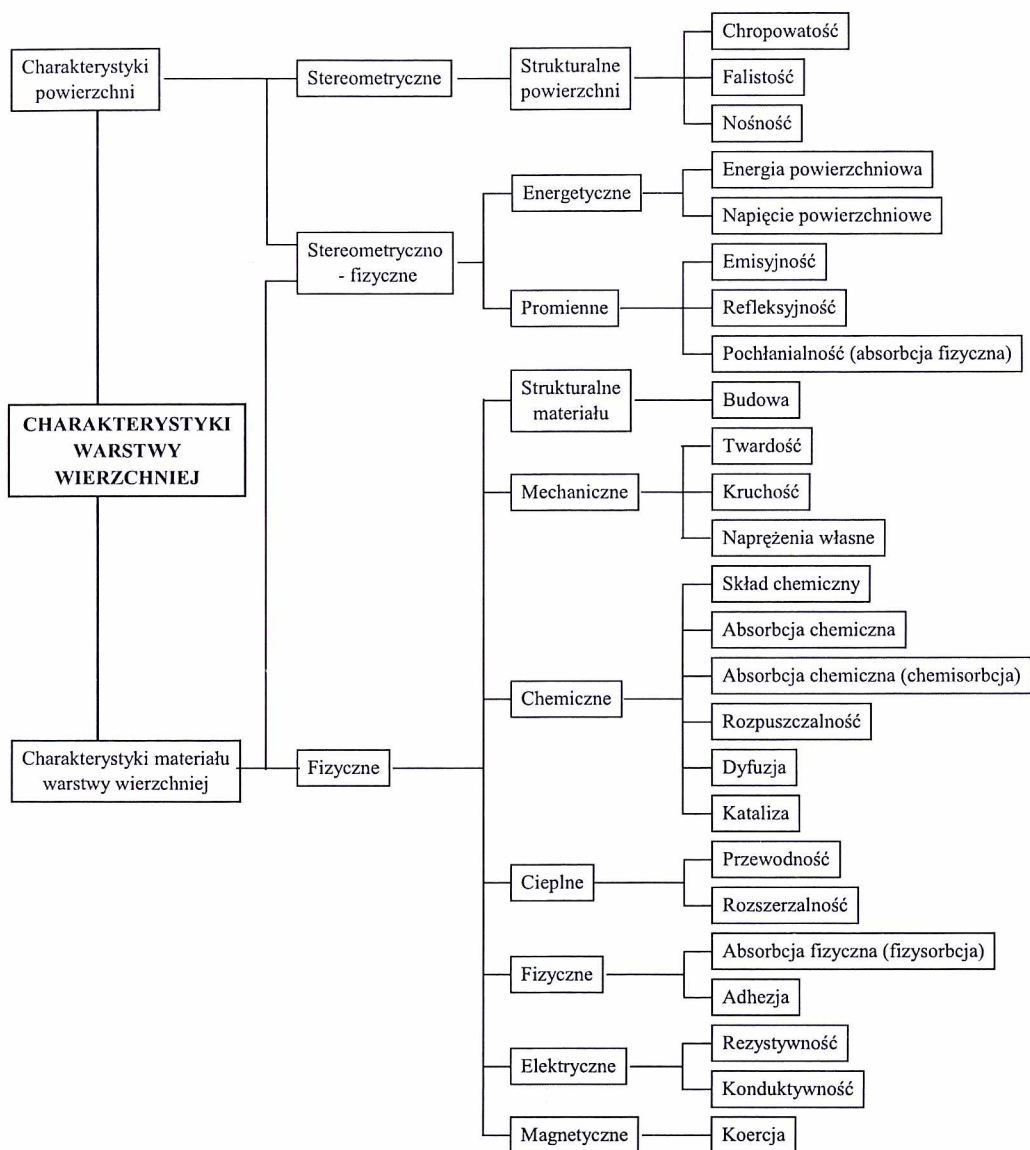
Różnice w budowie i właściwościach wynikają z odrębnych stanów energetycznych warstwy wierzchniej i rdzenia. Rezultatem tego jest stan zwiększonej energii powierzchniowej, powodującej zwiększenie procesów sorpcyjnych. Inne czynniki to cykliczne oddziaływania ośrodka otaczającego przedmiot i zmiany powierzchni przedmiotu w trakcie eksploatacji oraz wpływ oddziaływań mechanicznych, cieplnych, elektrycznych, fizycznych i chemicznych na powierzchni w trakcie obróbki materiału.

Warstwa wierzchnia bierze bezpośredni udział w procesach tribologicznych i decyduje w dużym stopniu o trwałości eksploatacyjnej, którą można zdefiniować jako czas, po którym dany element należy poddać recyklingowi. Parametrem określającym czy dany element nie nadaje się do dalszej eksploatacji jest zużycie. Zużycie jest wynikiem tarcia wywołującego procesy cieplne, chemiczne i mechaniczne w obszarach styku. Aby móc projektować urządzenia o długiej żywotności, należy nadawać warstwie wierzchniej pożądane właściwości. Jest to możliwe jedynie dzięki wiedzy z zakresu natury tarcia, zużywania się materiałów oraz technologicznych możliwości nadawania określonych charakterystyk (technologie wytwarzania, nanoszenie powłok itd.).

Wiedza na temat budowy i właściwości powierzchni jest gromadzona od ostatnich lat XIX wieku. Z początku była oparta na pracach związanych z powierzchnią otrzymaną po obróbce skrawaniem, które z biegiem czasu rozszerzono o obróbkę ścierną i erozyjną. Wcześniej, wiadomo było jedynie, iż w wyniku obróbki powierzchnia może być mniej lub bardziej chropowata i był to jedyny parametr używany do opisu powierzchni. Nieznany był fakt, że podczas obróbki przedmiotu powierzchnia zyskuje nowe właściwości. Przełomowym momentem w rozwoju wiedzy związanej z warstwą wierzchnią były odkrycia George'a Beilby'ego [10] z przełomu XIX i XX wieku. Jego badania wykazały istnienie warstwy zniszczonych kryształów nazwanej później jego imieniem.

Zagadnienie dokładnego opisu stanu warstwy wierzchniej jest zagadnieniem złożonym. Duża różnorodność stanu fizykochemicznego, istnienie i grubość poszczególnych stref oraz całkowita grubość warstwy zależą od kilku czynników, takich jak: rodzaj obróbki, skład chemiczny rdzenia materiału, jego właściwości mechaniczne, siła obróbki i towarzyszące jej ciepło, reakcje chemiczne, wymiana składników warstwy wierzchniej i otaczającego ją ośrodka i wiele innych. Duża liczba czynników i zjawisk występujących jednocześnie oraz zależność między nimi ogranicza możliwość jednoznacznego określenia ich wpływu na właściwości warstwy wierzchniej. W związku z tym stworzenie matematycznego opisu warstwy wierzchniej jest zadaniem złożonym lub wręcz niemożliwym. Na ogół znany jest jedynie związek jakościowy, lecz tylko między podstawowymi parametrami. Niemniej jednak stan warstwy wierzchniej można scharakteryzować dzięki zespołowi potencjalnych właściwości stereometrycznych (geometria przestrzeni), fizykochemicznych (właściwości fizyczne jako wynik przemian chemicznych) oraz stereometryczno-fizycznych (rys. 1.5).

Stan warstwy wierzchniej można opisać pewnymi parametrami charakteryzującymi jej potencjalne właściwości. W zależności od genezy rozpatrywanej warstwy, kierunek zmian tych parametrów może być różny. Jeżeli w stosunku do stanu wyjściowego nastąpi zwiększenie wytrzymałości powierzchniowej, polegające na zmianie właściwości mechanicznych pod wpływem zgniotu plastycznego na zimno, to jest to umocnienie. Może ono być wynikiem na przykład technologicznego nagniatania lub procesów towarzyszących eksploatacji i charakteryzuje się zmianą właściwości fizycznych,



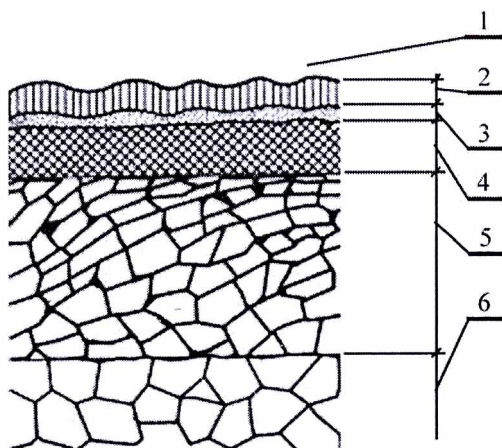
Rys. 1.5. Sposoby opisu warstwy wierzchniej za pomocą charakterystyk [10]

chemicznych i mechanicznych. Efektem umocnienia warstwy wierzchniej jest wzrost twardości, wytrzymałości zmęczeniowej, granicy plastyczności, kosztem zmniejszenia uderzeniowości i wydłużenia. Innymi zjawiskami związanymi z umocnieniem są: stekstrowanie, zmniejszenie przewodności elektrycznej, przenikalność magnetyczna oraz wzrost histerezy magnetycznej.

Przeciwnym kierunkiem zmian wartości parametrów jest osłabienie, czyli zmniejszenie wytrzymałości powierzchniowej objawiające się przez zmniejszenie się wytrzymałości zmęczeniowej. Przyczyn takiego stanu rzeczy należy doszukiwać się w mniejszej twardości w porównaniu do stanu wyjściowego, obniżeniu spójności międzykrystalicznej oraz w niejednorodności strukturalnej i fizykochemicznej.

Model warstwy wierzchniej

Aby opisać budowę warstwy wierzchniej, należy posłużyć się przekrojem poprzecznym przykładowego elementu. Z zewnątrz warstwa jest ograniczona rzeczywistą powierzchnią ciała. Wraz ze zwiększaniem głębokości można zaobserwować kolejne strefy, między którymi nie ma wyraźnych granic (rys. 1.6); przechodzą one płynnie jedna w drugą [10].

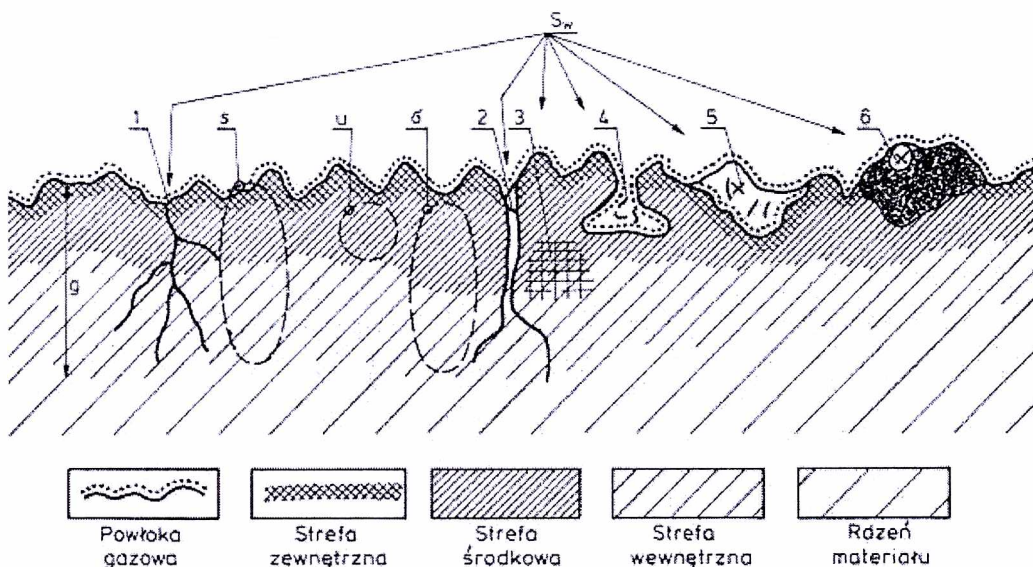


Rys. 1.6. Schemat przekroju przez warstwę wierzchnią metali [10]:

- 1 – powierzchnia zewnętrzna, 2 – zaadsorbowane zanieczyszczenia; grubość warstwy do 5,0 nm,
- 3 – zaadsorbowany gaz; grubość warstwy do 0,5 nm,
- 4 – tlenki i zniszczone krystality; grubość warstwy do 10,0 nm,
- 5 – odkształcenia; grubość warstwy do 5 μ m, 6 – rdzeń (metal rodzimy)

Podstawowym parametrem opisowym warstwy wierzchniej jest jej grubość. Jest to wymiar w kierunku prostopadłym do powierzchni geometrycznej przedmiotu, mierzony pomiędzy powierzchnią zewnętrzną stanowiącą granicę między przedmiotem i otaczającym ośrodkiem oraz powierzchnią oddzielającą wierzchnią warstwę od rdzenia materiału. W rzeczywistości ustalenie grubości nie jest łatwym zadaniem, ponieważ wewnętrzna granica może znajdować się na różnych głębokościach, zależnie od wybranego punktu pomiarowego. Dlatego przyjmuje się, że granica wewnętrzna znaj-

duje się na głębokości zalegania zmian jednego lub kilku parametrów warstwy wierzchniej. Budowa warstwy wierzchniej jest uzależniona od oddziaływania ciała z otoczeniem. Od rodzaju oddziaływań zależy również grubość warstwy wierzchniej, która może wynosić nawet kilka milimetrów w przypadku elementów poddanych procesowi obróbki cieplnej lub cieplno-chemicznej.



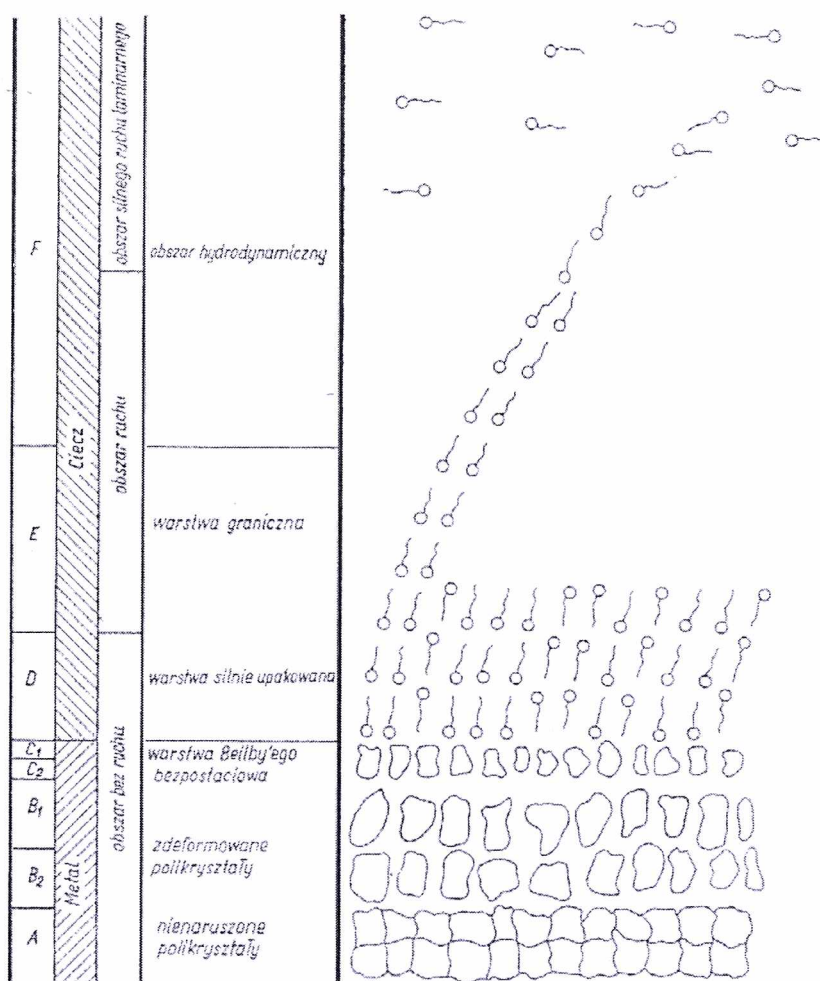
Rys. 1.7. Model warstwy wierzchniej elementu stalowego [30]:

1 – mikropęknięcie, 2 – szczelina, 3 – rzadzizna, 4 – pory, 5 – wyrwa, 6 – wtrącenie,
 G – grubość warstwy wierzchniej, B – struktura warstwy wierzchniej, U – umocnienie strefy środkowej,
 σ – naprężenie własne warstwy wierzchniej, S_w – skażenia warstwy wierzchniej

Strefy tworzą się wskutek procesów sorpcyjnych. Cząsteczki gazów i ciał stałych, które znajdują się w otoczeniu zostają przyciągnięte i unieruchomione na powierzchni. Zjawisko to jest powodowane występowaniem długozakresowych oddziaływań międzycząsteczkowych, czyli wymienionych sił van der Waalsa. Proces ten jest nazywany adsorpcją fizyczną i ze względu na właściwości oddziaływań jest procesem odwracalnym w przeciwieństwie do chemisorpcji. Drugi rodzaj oddziaływań występuje w momencie dostatecznego zbliżenia się cząsteczek na taką odległość, aby powstały wiązania chemiczne.

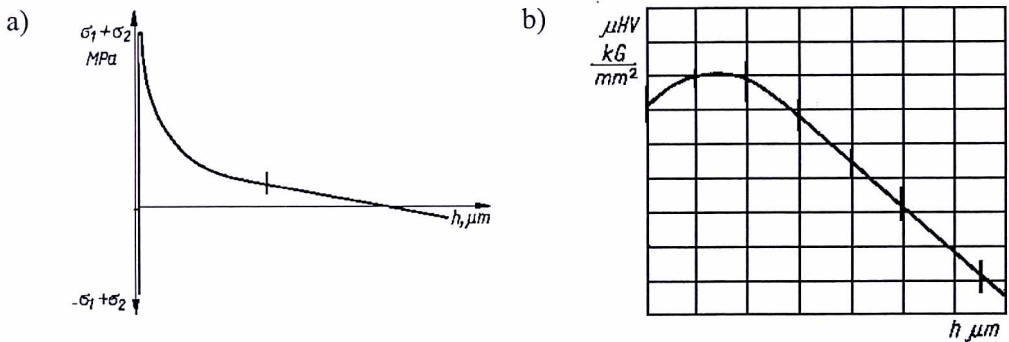
Z analizy strefowego modelu przekroju warstwy wierzchniej, przedstawionego na rys. 1.8 w styku z cieczą, widać, że pierwszą strefą, oznaczoną C_1 , jest warstewka tlenków metalu. Na ogół ma ona właściwości ochronne przed korozją. Ponieważ powstaje ona w wyniku oddziaływań chemicznych tlenu i materiału rodzimego, siły powierzchniowe zostają ograniczone. W związku z tym możliwość oddziaływania molekularnego między elementami węzła tarcia zostaje zredukowana. Innym aspek-

tem jest zmniejszenie energii swobodnej powierzchni ciała stałego, która ma wpływ na skuteczność wiązania cząsteczek dipolowych czynnika smarującego. W efekcie skuteczność powstawania warstw granicznych czynnika smarującego jest mniejsza. Strefa C_2 charakteryzuje się amorficzną budową materii. Jest to wynik niszczenia kryształów podczas obróbki, procesów tarcia i zużycia. Strefy zaadsorbowanych zanieczyszczeń i gazów mogą powodować również takie zjawiska, jak: obniżenie granicy plastyczności, zmniejszenie pasma poślizgu lub efekt Rebintera. Zjawisko Rebintera polega na przenikaniu do wnętrza materiału cząsteczek substancji powierzchniowo aktywnych. Wywołują one dodatkowe ciśnienie działające na ścianki mikroszczelin, które łączą się w coraz większe makronieciągłości [10].

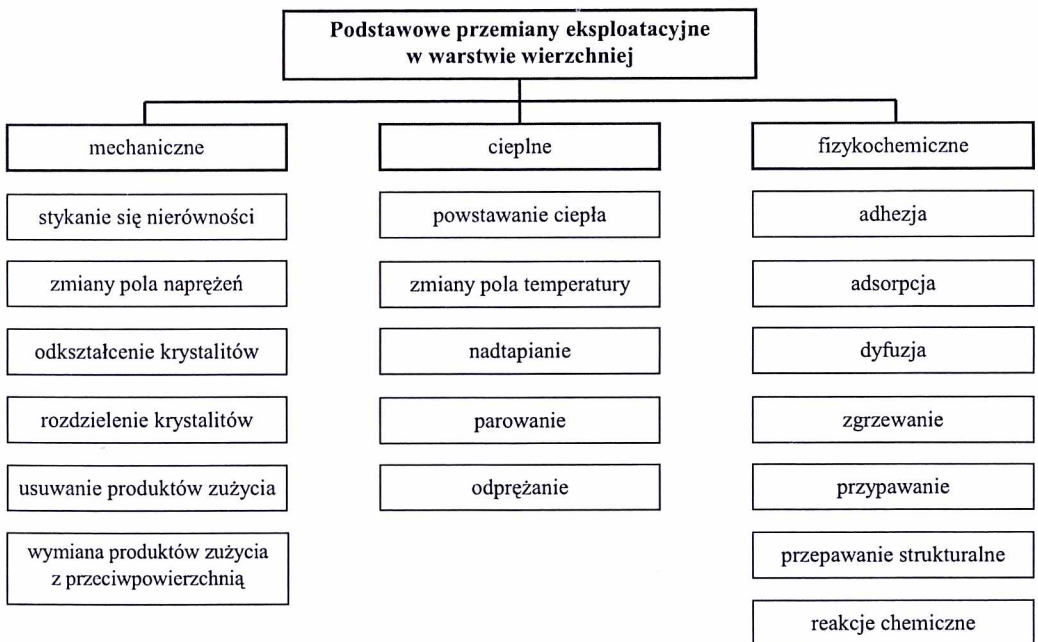


Rys. 1.8. Strefowy model warstwy wierzchniej [30]

Strefa oznaczona literą *B* charakteryzuje się zdeformowanymi polikryształami. Taka struktura powstaje w wyniku sił odkształcających plastycznie materiał warstwy wierzchniej. Dodatkowo wyróżnia się strefę *B*₁ oraz *B*₂. Strefa *B*₂ reprezentuje wyłącznie materiał odkształcony plastycznie. W wielu przypadkach można zaobserwować stekstrowanie materiału, czyli występowanie zorientowania krystalitów stanowiących strefę *B*₁.



Rys. 1.9. Napężenie (a) oraz twardość (b) w funkcji głębokości *h* [30]



Rys. 1.10. Schemat podstawowych przemian w warstwie wierzchniej [30]

Z niejednorodnością budowy wiąże się stan naprężeń własnych (rys. 1.9). Wywołują je wzajemne oddziaływania nierównomiernie odkształconych stref. Zmiany strukturalne mogą zachodzić również pod wpływem ciepła. Ponadto, ponieważ zdeformowane krystality mają uprzywilejowaną orientację, naprężenia mogą być wywoływane różną rozszerzalnością cieplną względem innych stref, a zwłaszcza względem strefy A , oznaczającą rdzeń materiału, składający się z nienaruszonych polikryształów.

Na rysunku 1.10 przedstawiono podstawowe przemiany zachodzące w warstwie wierzchniej w wyniku eksploatacji urządzeń technicznych. Dwa współpracujące elementy maszyn stykające się ze sobą powierzchniami najczęściej współpracują w obecności dodatkowego czynnika smarnego, który jest na nich zaadsorbowany. Aby określić, jakie zjawiska w styku dwóch elementów metalowych, oprócz warunków hydrodynamicznych, mogą wpływać na powstawanie warstwy smarnej nawet w ekstremalnych warunkach eksploatacyjnych, zwrócono uwagę na zjawiska zachodzące na granicach fazowych elementów par trących.

1.5. Zjawiska zachodzące na granicach faz ciała stałego

Na powierzchniach elementów pary trącej współpracującej zarówno w ruchu obrotowym, jak i posuwisto-zwrotnym występują siły międzyfazowe, które są wynikiem opisanych oddziaływań międzycząsteczkowych. W obszarach międzyfazowych ciało stałe – ciecz, ciało stałe–gaz oraz ciecz–gaz atomy należące do każdej z tych faz podlegają działaniu innego układu sił, niż atomy znajdujące się w głębi fazy [1]. Atomy znajdujące się na granicy faz są z jednej strony przyciągane przez atomy swojej fazy, a z drugiej strony są przyciągane przez atomy z fazy sąsiedniej, co powoduje, że znajdują się w asymetrycznym polu sił. W przypadku gdy siły przyciągania w kierunku jednej z faz są większe, atomy migrują w głąb tej fazy tak długo, jak długo nie osiągną stanu równowagi. Stan ten jest osiągnięty wskutek zmiany odległości między atomami znajdującymi się na granicy danej fazy [11]. Występowanie zróżnicowanych sił w obszarze międzyfazowym jest przyczyną wielu zjawisk, takich jak: adsorpcja, zwilżanie, adhezja, itp.

Stan granicy fazy można opisać na podstawie rozważań termodynamicznych [15]. Opisując stan granic między fazami, używa się różnych funkcji termodynamicznych, takich jak: energia wewnętrzna (U), energia swobodna (F), entalpia swobodna (G) zwana również potencjałem termodynamicznym Gibbsa. Dla układów dwufazowych można wyróżnić obszar czystych faz, nazwany α i β oraz obszar przejściowej fazy powierzchniowej σ , znajdującej się między fazami granicznymi. Całkowita energia wewnętrzna U każdej z faz układu jest sumą poszczególnych form energii,

czyli sumy energii cieplnej TS , pracy objętościowej pV , energii powierzchniowej γA , energii chemicznej $\sum \mu_i$, oraz innych energii, w tym energii magnetycznej (BM) czy też energii elektrycznej ($Q\Psi$) [28]:

$$U^\alpha = TS^\alpha - pV^\alpha + \sum \mu_i^\alpha n^\alpha + \text{inne}, \quad (1.1)$$

$$U^\beta = TS^\beta - pV^\beta + \sum \mu_i^\beta n^\beta + \text{inne}, \quad (1.2)$$

$$U^\sigma = TS^\sigma - pV^\sigma + \gamma A + \sum \mu_i^\sigma n^\sigma + \text{inne}, \quad (1.3)$$

gdzie: α, β, σ – fazy, T – temperatura, S – entropia, p – ciśnienie, V – objętość, γ – napięcie międzyfazowe, A – powierzchnia międzyfazowa, μ_i – potencjał chemiczny, n – liczba cząsteczek lub jonów danej substancji, B – indukcja magnetyczna, M – moment magnetyczny, Q – ładunek elektryczny, Ψ – potencjał elektryczny, Σ – symbol oznaczający, że energia chemiczna jest sumą energii wszystkich indywiduów chemicznych.

Obszar przejściowy (powierzchniowy) zawiera indywidua chemiczne znajdujące się zarówno w fazie α , jak i β . Aby pominąć udział form chemicznych z fazy α i β w obszarze międzyfazowym σ w takich ilościach, w jakich znajdują się one w głębi fazy α, β , należy do obliczania nadmiarowej energii wewnętrznej U^σ obszaru międzyfazowego od całkowitej energii obszaru przejściowego odjąć energie faz – α, β . Wtedy, pomijając energie określone jako inne, otrzymuje się zależność [15]:

$$U^\sigma = TS^\sigma - pV^\sigma + \gamma A + \sum \mu_i^\sigma n_i^\sigma \quad (1.4)$$

Różniczka zupełna równania (1.4) ma postać:

$$dU^\sigma = TdS^\sigma + S^\sigma dT - pdV^\sigma - V^\sigma dp + \gamma dA + Ad\gamma + \sum \mu_i^\sigma dn_i^\sigma + \sum n_i^\sigma d\mu_i^\sigma \quad (1.5)$$

Z termodynamiki wynika, że gdy następuje niewielka i odwracalna zmiana w fazie powierzchniowej σ , wtedy zmiana energii wewnętrznej jest opisywana równaniem [15]:

$$dU^\sigma = TdS^\sigma - pdV^\sigma + \gamma dA + \sum \mu_i^\sigma dn_i^\sigma \quad (1.6a)$$

Suma zatem pozostałych członów równania (1.5) musi być równa zeru:

$$S^\sigma dT - V^\sigma dp + Ad\gamma + \sum n_i^\sigma d\mu_i^\sigma = 0 \quad (1.6b)$$

Równanie (1.6a) służy do wyznaczania napięcia powierzchniowego ciała stałego, podczas gdy równanie (1.6b) do wyprowadzenia tzw. równania Gibbsa, użytecznego do opisu adsorpcji.

Podobne zależności można zapisać dla innych funkcji termodynamicznych, w tym entalpii (H), energii swobodnej (F) oraz entalpii swobodnej (G), wiedząc, że [98]:

$$dU = TdS - pdV \quad (1.7)$$

$$dH = TdS + Vdp \quad (1.8)$$

$$dF = dU - TdS - SdT = -SdT - pdV \quad (1.9)$$

$$dG = dH - TdS - SdT = -SdT + Vdp \quad (1.10)$$

czyli:

$$dU^s = TdS^s - pdV^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (1.11)$$

$$dH^s = TdS^s + Vdp^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (1.12)$$

$$dF^s = -S^s dT - pdV^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (1.13)$$

$$dG^s = -S^s dT + V^s dp + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (1.14)$$

Jeżeli zmienną niezależną jest tylko wymiar powierzchni A , a proces równowagowy przebiega w stałej temperaturze, pod stałym ciśnieniem i dla stałej ilości materii, to równanie (1.14) redukuje się do:

$$dG_{(T,p)}^s = \gamma dA_{(T,p)} \quad (1.15)$$

Jeżeli zmienną niezależną jest tylko wymiar powierzchni A , a proces równowagowy przebiega w stałej temperaturze i stałej objętości oraz ilości materii, to:

$$dF_{(T,V)}^s = \gamma dA_{(T,V)} \quad (1.16)$$

W takich samych warunkach wyrażenia na zmianę energii wewnętrznej dU oraz entalpii dH pozostają skomplikowane, gdyż:

$$dU_{(T,V)}^s = TdS^s + \gamma dA \quad (1.17)$$

$$dH_{(T,p)}^s = TdS^s + \gamma dA \quad (1.18)$$

W związku z tym, do opisu właściwości powierzchniowych stosuje się entalpię swobodną G (w stałej temperaturze i pod stałym ciśnieniem) lub energię swobodną F (w stałej temperaturze i objętości), zatem (równania 1.13 i 1.16) określające napięcie międzyfazowe γ zdefiniowane jest jako:

$$\gamma = \left(\frac{dF^s}{dA} \right)_{T,V} \text{ oraz } \gamma = \left(\frac{dG^s}{dA} \right)_{T,p} \quad (1.19)$$

Przyjmuje się, że procesy powierzchniowe zachodzą w stałej objętości i pod stałym ciśnieniem, zachodzi zatem równość:

$$\gamma = \frac{dF^s}{dA} = \frac{dG^s}{dA} \quad (1.20)$$

Napięcie międzyfazowe γ nazywane jest także swobodną energią międzyfazową lub często w skrócie energią międzyfazową, zwłaszcza dla ciała stałego. Gdy jedną z faz jest powietrze lub rozpatrywana faza graniczy z próżnią, zamiast określenia: „międzyfazowy” stosuje się termin: „powierzchniowy”. W ostatnim swym obszernym opracowaniu Lyklema [64] zaleca, aby określenie napięcie międzyfazowe (powierzchniowe) było stosowane zarówno dla cieczy, jak i ciała stałego. Czasami zamiast γ stosuje się symbol F_A^S i nazywa się nadmiarową energią swobodną powierzchni. W pracy dla ciała stałego stosuje się termin swobodna energia powierzchniowa γ , a dla cieczy napięcie powierzchniowe σ .

1.6. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie napięcia powierzchniowego stopionego ciała stałego

Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego jest zagadnieniem trudnym. Według wielu badaczy możliwe jest obliczenie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie pomiaru napięcia powierzchniowego stopionego ciała stałego [64]. Zagadnienia te są szczególnie rozwinięte w metalurgii, gdzie napięcie powierzchniowe stopionych metali ma duże znaczenie [8]. Napięcie powierzchniowe stopionych metali w temperaturze topnienia jest znacznie większe niż dla cieczy organicznych oraz wody i waha się w granicach od 360 mN/m dla antymonu do 2500 mN/m dla wolframu [88]. Przykładowo w temperaturze topnienia dla żelaza jest ono równe 1872 mN/m, a dla tytanu ma wartość 1941 mN/m. Allen [3] zestawiał wartości napięcia powierzchniowego metali w temperaturze topnienia. Zauważył, że istnieje wyraźna liniowa zależność między temperaturą topnienia a napięciem powierzchniowym różnych metali. Metale o wyższej temperaturze topnienia charakteryzują się również większym napięciem powierzchniowym w tej temperaturze.

Zależność napięcia powierzchniowego w funkcji temperatury, począwszy od temperatury topnienia do osiągnięcia temperatury krytycznej (parowania), została określona dla wielu metali i w każdym przypadku otrzymano zależność liniową [3], [59]. W związku z tym wprowadzono tzw. współczynnik temperaturowy $\frac{d\gamma}{dT}$, którego wartość jest w przypadku metali zawsze ujemna [1]. Zależność napięcia powierzchniowego w funkcji temperatury ujemne równanie Gibbsa–Helmholtza w postaci:

$$\gamma_s = \gamma_m + \frac{d\gamma}{dT}(T - T_m) \quad (1.21)$$

gdzie: γ_s – napięcie powierzchniowe ciekłego metalu w temperaturze T , γ_m – napięcie powierzchniowe ciekłego metalu w temperaturze topnienia T_m , T_m – temperatura topnienia metalu.

Gdy równanie (1.21), zgodnie z rozważaniami Lyklemy [64], obowiązuje również poniżej temperatury topnienia, wówczas dla znanego współczynnika temperaturowego żelaza równego $-0,49 \text{ mN}/(\text{m}\cdot\text{K})$, temperatury topnienia 1823 K i napięcia powierzchniowego 1872 mN/m , według zależności (1.21) swobodna energia powierzchniowa żelaza w temperaturze 293 K jest równa $\gamma_{\text{Fe}} = 2621 \text{ mN/m}$.

Na napięcia powierzchniowe żelaza i innych metali w temperaturze topnienia mają wpływ dodatki stopowe. Dodatek węgla w ilości 5% powoduje jedynie 5% zmniejszenie napięcia powierzchniowego. Wpływ metalicznych dodatków stopowych jest według Benesha i in. [8] pomijalnie mały. Bardzo znaczący wpływ na napięcie powierzchniowe nie tylko żelaza, ale również innych metali ma dodatek pierwiastków niemetalicznych, szczególnie tlenu, azotu i siarki. Przykładowo dodatek $0,05\%$ azotu do żelaza według Kozakevitcha i in. [59] powoduje zmniejszenie napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia o 20% .

1.7. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów

Good [23] zaproponował związek między swobodną energią powierzchniową a modułem Younga. Zakłada on, że moduł Younga E jest następstwem siły oddziaływań międzycząsteczkowych F_r ;

$$E = r_0 \left(\frac{dF_r}{dr} \right) \quad (1.22)$$

gdzie: E – moduł Younga, r_0 – odległość pomiędzy środkami cząsteczek pozostających w równowadze sił przyciągania i odpychania, F_r – siła oddziaływań międzycząsteczkowych na odległości r .

Wyrażenie (1.22) jest prawdziwe w przypadku odległości między cząsteczkami r równej r_0 oraz w stałej temperaturze. Według rozważań przeprowadzonych przez Gooda [23] na podstawie równania Lennarda–Jonesa [62], opisującego energię układu cząsteczek w funkcji odległości między nimi, zaproponowano wyrażenie wiążące swobodną energię powierzchniową z modułem Younga w postaci [23]:

$$E = \frac{32\gamma_s}{r_0} \Rightarrow \gamma_s = \frac{Er_0}{32} \quad (1.23)$$

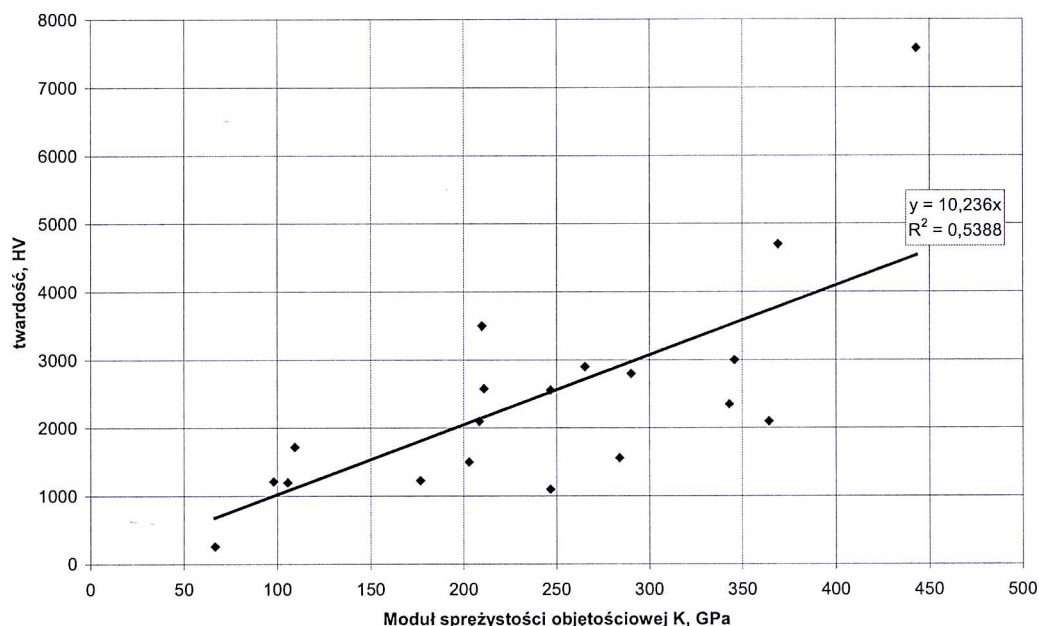
gdzie: E – moduł Younga w Pa, r_0 – odległość pomiędzy środkami cząsteczek w m, γ_s – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w J/m² lub N/m.

Wyrażenie (1.23) umożliwia określenie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie znajomości modułu Younga ciała stałego oraz odległości międzycząsteczkowej, gdy zachodzi równowaga oddziaływań międzycząsteczkowych. Z uwagi na to, że w obliczeniach uwzględniana jest właściwość materiałowa będąca wynikiem oddziaływań cząsteczkowych za pomocą wyrażenia (1.23), możliwe jest obliczanie całkowitej swobodnej energii powierzchniowej. Niezbędna jest przy tym znajomość rodzaju i liczby wiązań występujących w danym cieple stałym. Wtedy odległość r_0 można określić średnią arytmetyczną z odległości między poszczególnymi wiązaniami, pomnożonej przez odpowiednie objętościowe współczynniki wyrażające ich udział w budowie powierzchni ciała stałego. Przykładowo obliczona wartość swobodnej energii powierzchniowej dla żelaza ($E = 2,0 \cdot 10^5$ MPa [63], $r_0 = 0,285$ nm [25]) jest równa: $\gamma_{Fe} = 1781$ mN/m, dla tytanu ($E = 2,0 \cdot 10^5$ MPa [79], $r_0 = 0,38$ nm [25]) ma wartość: $\gamma_{Ti} = 2375$ mN/m.

Obliczenia wartości swobodnej energii powierzchniowej według modułu Younga wykonuje się dla materiału pozbawionego defektów sieci krystalicznej. W związku z tym możliwym jest znaczne zawyżenie wartości tej energii.

Z przedstawionych rozważań wynika, że swobodna energia powierzchniowa jest wynikiem oddziaływań charakterystycznych dla budowy cząsteczkowej danej fazy. Jedną z cech materiałów jest twardość i podobnie jak swobodna energia powierzchniowa jest ona również wynikiem budowy danego materiału. Twardość materiału jest oporem przeciw wymuszaniu deformacji sprężystych i plastycznych. Dlatego jest ona związana z modułem sprężystości objętościowej K , który jest wielkością mierzalną i, w przeciwieństwie do twardości [108], dobrze zdefiniowaną.

Na rysunku 1.11 sporządzono graficzne przedstawienie zależności twardości wybranych materiałów w funkcji ich modułu sprężystości objętościowej K .



Rys. 1.11. Zależność twardości HV od modułu sprężystości objętościowej K dla wybranych twardych materiałów [50]

Aproksymując zależność przedstawioną na rys. 1.11 za pomocą funkcji liniowej, otrzymano wyrażenie [45]:

$$HV \cong aK \cong 10,236 \cdot K \quad (1.24)$$

gdzie: HV – twardość mierzona metodą Vickersa, wielkość bezwymiarowa, K – moduł sprężystości objętościowej idealnego kryształu w GPa, a – stała równa 10,236 wyrażona w 1/GPa.

Według Witka [108] moduł sprężystości objętościowej jest zgodny z teorią Marvina Cohena z Uniwersytetu w Berkeley, zaproponowaną w 1985 roku i rozwiniętą w 1987 r. Na podstawie tej teorii można obliczyć, przy błędzie nieprzekraczającym 2%, moduł sprężystości objętościowej za pomocą równania:

$$K = 1761 \cdot r_0^{-3,5} \quad (1.25)$$

gdzie: K – moduł sprężystości objętościowej idealnego kryształu w GPa, r_0 – odległość równowagowa między atomami lub jonami, czyli długość wiązania chemicznego w sieci krystalicznej kryształu w Å.

Zgodnie z teorią Cohena moduł sprężystości objętościowej ciała stałego można obliczyć na podstawie długości wiązania chemicznego. Moduł sprężystości objętościowej K jest związany z modułem Younga E zależnością opisaną wzorem [108]:

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (1.26)$$

gdzie: K – moduł sprężystości objętościowej w Pa, E – moduł Younga w Pa, ν – ułamek Poissona o wartości od 0 do 0,5.

Moduł Younga z kolei jest związany przez zależność zdefiniowaną przez Gooda [23] (wzór (2.23)) ze swobodną energią powierzchniową. W związku z tym, istnieje wprost proporcjonalna zależność całkowitej swobodnej energii powierzchniowej z twardością poprzez moduł sprężystości objętościowej i ułamek Poissona w postaci:

$$\gamma_s = \frac{Er_0}{32} = 3Kr_0 \frac{1-2\nu}{32} \quad (1.27)$$

gdzie: znaczenie oraz jednostki wszystkich zmiennych są zgodne z oznaczeniami w równaniach (1.23) oraz (1.26).

Korzystając z równań (1.24), (1.25) oraz (1.27), uzyskano po przekształceniach wyrażenie ujmujące zależność swobodnej energii powierzchniowej γ_s od twardości HV , odległości cząsteczkowej r_0 oraz ułamka Poissona ν postaci [46], [47]:

$$\gamma_s \cong 293 \cdot HV \cdot r_0 \frac{1-2\nu}{32} \quad (1.28)$$

gdzie: γ_s – swobodna energia powierzchniowa w mN/m, HV – twardość mierzona metodą Vickersa; wielkość bezwymiarowa, r_0 – średnia odległość międzycząsteczkowa w nm, ν – ułamek Poissona od 0 do 0,5, 293 – stała, w której ukryte jest miano GPa.

Równania (1.27) i (1.28) sformułowano dla kryształu idealnego, pozbawionego defektów sieci krystalicznej. W rzeczywistości jego zastosowanie jest ograniczone, gdyż otrzymane wartości swobodnej energii powierzchniowej są zawyżone, podobnie jak w przypadku równania (1.23).

Przykładowa, oszacowana według wzoru (1.28), wartość swobodnej energii powierzchniowej dla diamentu jest równa 5826,1 mN/m.

1.8. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie składowych

Fowkes [20] zaproponował podział swobodnej energii powierzchniowej na następujące składowe:

$$\gamma = \gamma^d + \gamma^m + \gamma^h + \gamma^o \quad (1.29)$$

gdzie: γ^d – składowa dyspersyjna, γ^m – składowa wiązań metalicznych, γ^h – składowa wiązań wodorowych, γ^o – inne składowe, na przykład jonowe, wiązań kowalencyjnych.

Składowa dyspersyjna γ^d we wzorze (1.29) pochodzi od oddziaływań zwanych siłami Londona [10], które powstają w wyniku tworzenia się chwilowych dipoli elementarnych wskutek ruchów elektronów wokół jądra. Cechą charakterystyczną tych oddziaływań jest ich uniwersalność. Występują one zarówno między takimi samymi, jak i różnymi rodzajami atomów lub cząsteczek. Każdy atom lub cząsteczka oddziałuje jednocześnie z wieloma innymi atomami lub cząsteczkami. Jedynym ograniczeniem jest zbliżenie się do siebie atomów lub cząsteczek na odległość mniejszą niż 1 nm. Energia tych oddziaływań jest stosunkowo niewielka (≤ 10 kJ/mol), lecz ich powszechność nabiera szczególnego znaczenia w zjawiskach zwilżania i adhezji. Bardzo ważną cechą oddziaływań dyspersyjnych jest ich słaba zależność od temperatury.

Kolejna wyróżniona we wzorze (1.29) przez Fowkesa składowa swobodnej energii powierzchniowej pochodzi od oddziaływań *metalicznych* γ^m . W zasadzie obecna jest tylko dla ciał, w których występują wiązania typu metalicznego. Wiazania metaliczne są związane z elektronami swobodnymi krążącymi w ciele stałym. Ich oddziaływanie jest niezwykle silne w obrębie ciała stałego (metal lub ciała wykazującego wiązania metaliczne), jednak ogranicza się do objętości tego ciała, nie powodując lub w znacznym stopniu ograniczając swój wpływ na oddziaływania międzyfazowe.

Kolejna składowa γ^h we wzorze (1.29) opisuje oddziaływania pochodzące od wiązań *wodorowego* [62]. Wiązanie takie występuje głównie w ciałach stałych i cieczach. Energia wiązań wodorowych zawiera się w granicach 15–50 kJ/mol. Jest ona większa niż energia oddziaływań van der Waalsa. W wyniku utworzenia wiązań wodorowych powstają trwałe połączenia, które można traktować jako związki chemiczne.

Składowa (γ^o) występująca we wzorze (1.29) jest związana z oddziaływaniami polarnymi oraz natury chemicznej, takimi jak wiązania kowalencyjne (atomowe) i spolaryzowane. Energia tych wiązań jest bardzo duża. W przypadku wiązania kowalencyjnego, powstającego poprzez nałożenie się orbitali atomowych o przeciwnej orientacji spinów, jest ona równa od 400–600 kJ/mol. Podobnie energia wiązań spolaryzowanych, typu anion – kation, sięga wartości 200–400 kJ/mol [96].

W ujęciu uproszczonym swobodna energia powierzchniowa składa się z części dyspersyjnej i reszty, zwanej polarną. Jednakże to ujęcie nie uwzględnia składowych charakterystycznych dla metali i innych ciał stałych. Na przykład swobodna energia powierzchniowa wody wynosi 72,8 mN/m i składa się z części dyspersyjnej $\gamma^d = 21,8$ mN/m oraz części polarnej $\gamma^p = 51$ mN/m. Woda nie ma składowej metalicznej czy kowalencyjnej.

1.8.1. Wyznaczanie składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej na podstawie stałej Hamakera

W oddziaływaniach międzyfazowych podstawowe znaczenie mają oddziaływania dyspersyjne, a co za tym idzie składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej γ^d , na co również zwraca uwagę Drzymała [14]. Jedną z możliwości obliczenia wartości γ^d jest jej wyznaczenie na podstawie stałej Hamakera. Stała ta jest wynikiem obliczenia energii będącej następstwem oddziaływań dyspersyjnych. Podstawowa zależność, zaprezentowana przez Fowkesa [20], pomiędzy γ^d a stałą Hamakera jest postaci:

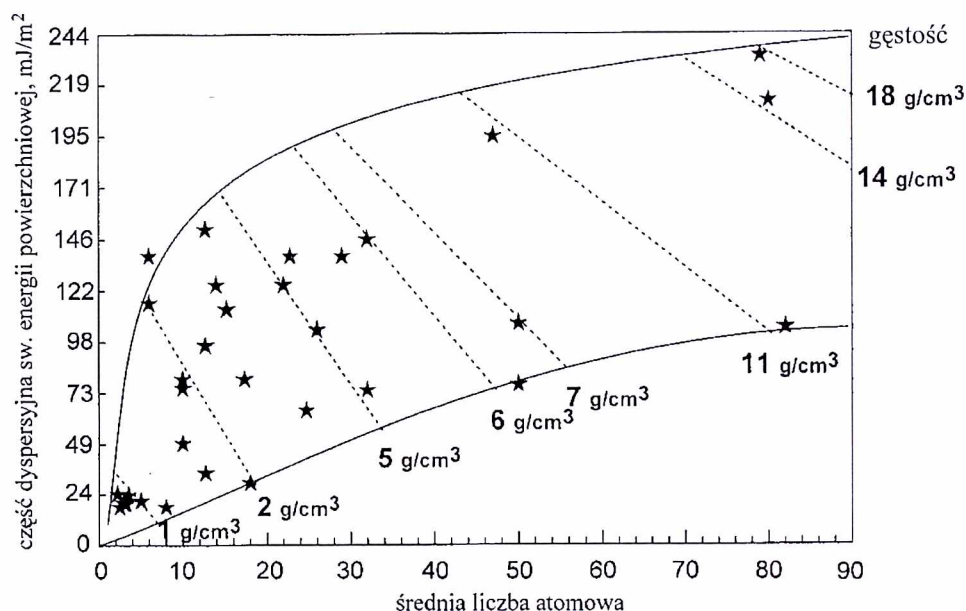
$$\gamma^d = \frac{A_{11}}{24\pi r^2} \quad (1.30)$$

gdzie: γ^d – składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej, A_{11} – stała Hamakera dla dwóch elementów tego samego ciała oddziałujących ze sobą w próżni, r – odległość międzycząsteczkowa między oddziałującymi cząsteczkami ciała stałego,

Przeprowadzona przez Israelachviliego [36] analiza odległości międzyatomowych r w pobliżu powierzchni ciała stałego pomiędzy atomami fazy stałej i ciekłej pozwoliła na stwierdzenie, że odległość ta jest relatywnie stała i ma wartość: $r = 0,165$ nm. W związku z tym równanie (1.30) sprowadza się do postaci:

$$\gamma_s^d = 4,8716 A_{11} \cdot 10^{13}, \text{ mJ/m}^2 \quad (1.31)$$

gdzie: γ_s^d – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego, A_{11} – stała Hamakera w mJ. Listę γ_s^d można znaleźć w pracy [15].

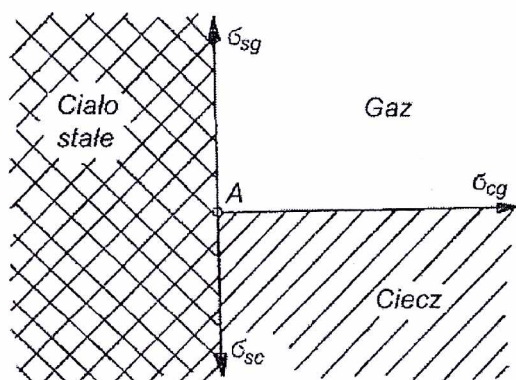


Rys. 1.12. Wykres zależności γ_s^d swobodnej energii powierzchniowej od średniej liczby atomowej i gęstości [14]

Według Drzymały [14] składową dyspersyjną swobodnej energii powierzchniowej można oszacować według liczby atomowej pierwiastków tworzących daną substancję (rys. 1.12). Przedstawiony wykres pozwala oszacować wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej, gdy znana jest średnia liczba atomowa ciała stałego oraz jego gęstość. Średnia liczba atomowa jest liczona jako średnia arytmetyczna składników ciała stałego pomnożonych przez stechiometryczne wskaźniki wagi. Z przedstawionego wykresu wynika, że wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej rośnie wraz ze wzrostem średniej liczby atomowej i gęstości.

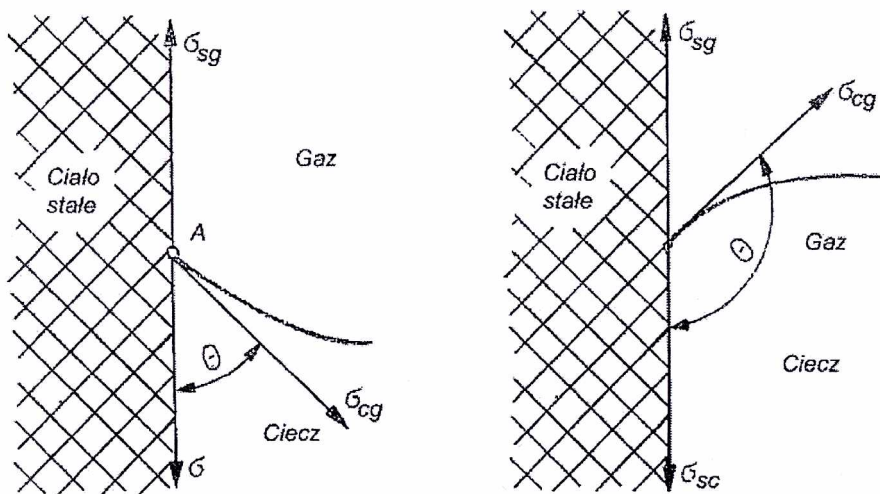
1.9. Zwilżalność ciała stałego cieczą

Obserwując ciecz w naczyniu, można stwierdzić, że jej powierzchnia ulega zakrzywieniu w pobliżu ścianek. Jest to wynik działania sił spójności i napięcia błony powierzchniowej. W rozważanym układzie można wyróżnić powierzchnie rozdziálu między ciałem stałym i gazem, ciałem stałym i cieczą oraz cieczą i gazem. Między fazami występują napięcia powierzchniowe oznaczone σ_{sg} , σ_{sc} oraz σ_{cg} [23].



Rys. 1.13. Napięcia powierzchniowe między fazami [30]

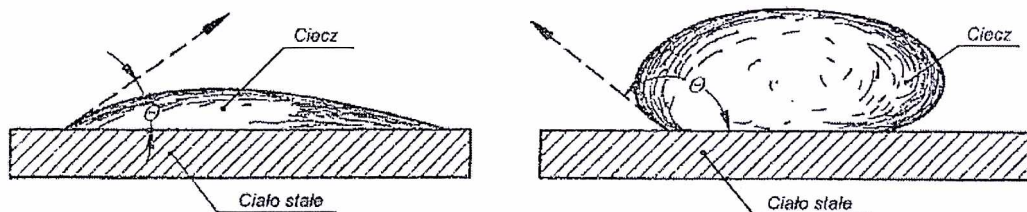
Na rysunku 1.13 zilustrowano sytuację, gdy siły σ_{sg} i σ_{sc} są sobie równe, lecz zazwyczaj tak nie jest i wówczas obserwuje się wznoszenie lub opuszczanie się cieczy wzdłuż ścianki naczynia w zależności od proporcji między wymienionymi siłami.



Rys. 1.14. Różnice napięć powierzchniowych wywołujące menisk wklęsły i wypukły [30]

Powierzchnia rozdziału ma kształt menisku wklęsłego wtedy, gdy $\sigma_{sg} > \sigma_{sc}$ lub menisku wypukłego w sytuacji odwrotnej $\sigma_{sg} < \sigma_{sc}$ (rys. 1.14). W każdym z przypadków siła napięcia powierzchniowego σ_{cg} jest styczna do zakrzywionej powierzchni cieczy. Równowaga tych trzech sił następuje, gdy suma σ_{sc} i pionowej składowej σ_{cg} jest równa σ_{sg} . Równanie ma postać $\sigma_{sg} = \sigma_{sc} + \sigma_{cg} \cos \theta$ i jest nazywane równaniem zwilżania.

Kąt θ jest nazywany kątem zwilżania lub też kątem granicznym (rys. 1.15), jeśli przyjmie on wartość $\theta = 0^\circ$, wtedy występuje pełne zwilżenie. Natomiast dla wartości $\theta = 180^\circ$ mówi się o absolutnej niezwilżalności.



Rys. 1.15. Kąty zwilżania dla cieczy zwilżającej i niezwilżającej [23]

Kąt graniczny zależy od [82]:

- kohezyjnych sił przyciągania między cząsteczkami cieczy,
- sił przyciągania cząsteczek cieczy przez elementy powierzchni ciała stałego w miejscach zetknięcia ciecz – ciało stałe,
- sił przyciągania cząsteczek cieczy niemających kontaktu z powierzchnią ciała stałego, ale będących w zasięgu oddziaływań międzycząsteczkowych,
- sił grawitacyjnych.

Znajomość kąta zwilżania jest bardzo ważna ze względu na tribologię, ponieważ ma wpływ na procesy smarowania. Na podstawie liniowej zależności między kątem granicznym a napięciem powierzchniowym opracowano kilka metod umożliwiających wyznaczanie napięcia powierzchniowego [20]. Omówiono niektóre z nich, szczególną uwagę poświęcono metodzie opartej na pracy adhezji, którą w dalszych rozważaniach użyto w pomiarach składowych swobodnej energii powierzchniowej.

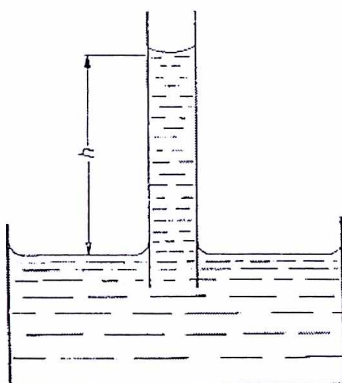
1.9.1. Metoda wznoszenia cieczy w kapilarze

Metoda wznoszenia cieczy w kapilarze polega na zmierzeniu wysokości h , do której wznosi się ciecz w rurce o promieniu r (rys. 1.16).

Ciężar słupa cieczy jest równoważony przez napięcie powierzchniowe, co jest opisane przez równanie (1.32):

$$2\pi r\sigma = \pi r^2 \left(h + \frac{r}{3} \right) dg \quad (1.32)$$

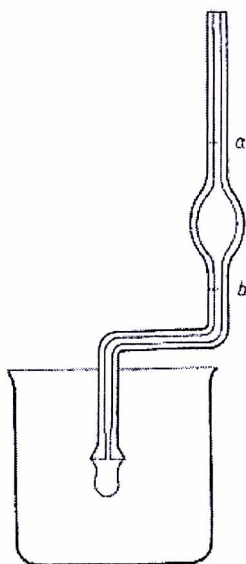
gdzie: d – gęstość cieczy, g – przyspieszenie ziemskie, $r/3$ – poprawka na część cieczy zawartą w menisku.



Rys. 1.16. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą wznoszenia cieczy [30]

1.9.2. Metoda stalagmometryczna

Metoda stalagmometryczna określa napięcie powierzchniowe badanej cieczy względem cieczy wzorcowej; najczęściej wody (rys. 1.17). Nazwa pochodzi od stalagmometru, czyli dwukrotnie wygiętej pod kątem prostym rurki ze zbiorniczkiem o pojemności kilku cm^3 . Na końcu znajduje się szlifowana stopka z otworem, przez który ciecz odpływa kroplami.



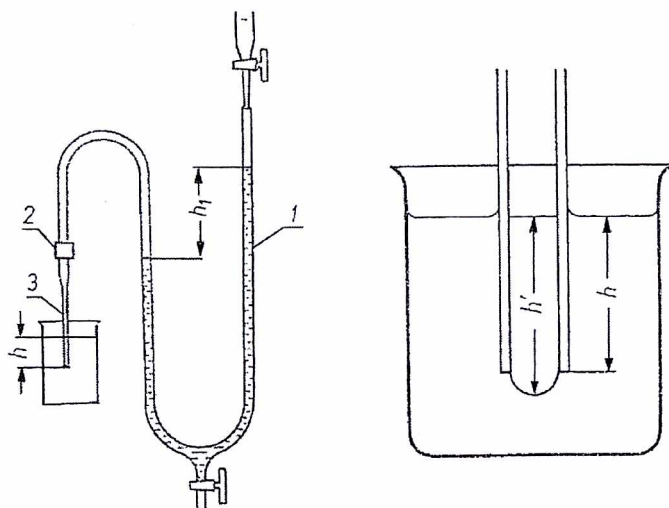
Rys. 1.17. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą stalagmometryczną [30]

Tworząca się kropla zwiększa swoje wymiary, dopóki jej ciężar nie zrównoważy siły napięcia powierzchniowego. Stosunek napięcia powierzchniowego jest równy stosunkowi ciężarów kropeł. Ciężar kropeł oblicza się na podstawie objętości początkowej (między kreskami a i b) i liczby utworzonych kropeł. Dzięki zależności (1.33) można wyznaczyć napięcie powierzchniowe:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{\text{wody}}} = \frac{G_x}{G_{\text{wody}}} = \frac{\frac{V d_x g}{n_x}}{\frac{V d_{\text{wody}} g}{n_{\text{wody}}}} = \frac{d_x n_{\text{wody}}}{d_{\text{wody}} n_x} \quad (1.33)$$

1.9.3. Metoda pęcherzykowa

W metodzie pęcherzykowej mierzy się ciśnienie, które jest potrzebne do przerwania błony powierzchni cieczy przez pęcherzyk powietrza (rys. 1.18). Pomiar wykonuje się za pomocą urządzenia zbudowanego z manometru wodnego (1) połączonego węzem (2) z kapilarą (3) zanurzoną w cieczy na głębokość h [20].



Rys. 1.18. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą pęcherzykową [21]:

1 – manometr wodny, 2 – wąż gumowy, 3 – kapilara

Do przerwania błony jest potrzebne ciśnienie manometryczne p_m mierzone słupkiem ciecży o wysokości h . Jest ono równe sumie ciśnienia hydrostatycznego p_h na poziomie h' i ciśnienia kapilarnego p_σ

$$p_m = p'_h + p_\sigma \quad (1.34)$$

Ponieważ:

$$p'_h = dh'g \quad (1.35)$$

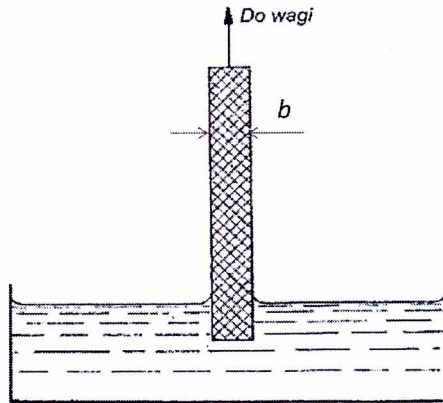
$$p_\sigma = \frac{2r\pi\sigma}{r^2} = \frac{2\pi\sigma}{r} \quad (1.36)$$

więc:

$$p_m = dh'g + \frac{2\pi\sigma}{r} \Rightarrow \sigma = \frac{r}{2}(p_m - dh'g) \quad (1.37)$$

1.9.4. Metoda Wilhelmy'ego

W metodzie Wilhelmy'ego mierzy się siłę potrzebną do oderwania platynowej lub szklanej płytki z powierzchni cieczy. Siłę mierzy się za pomocą wagi (rys. 1.19).



Rys. 1.19. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą Wilhelmy'ego [30];
 b – grubość płytki

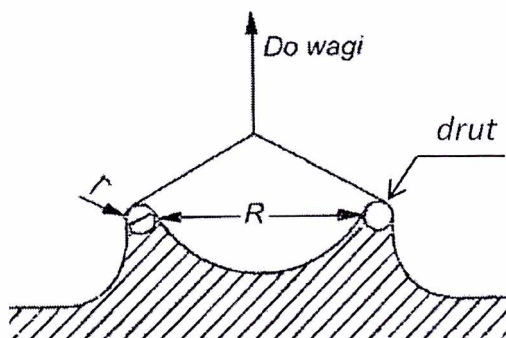
Metoda ta jest bardzo dokładna, ponieważ zgodność wyników uzyskanych tą metodą z wynikami teoretycznymi wynosi około 0,1%. Napięcie powierzchniowe oblicza się ze wzoru opisującego siłę G_c potrzebną do wyciągnięcia płytki z cieczy:

$$G_c = G_p + 2b\sigma \quad (1.38)$$

gdzie: G_p – ciężar płytki, b – grubość płytki (rys. 1.19), σ – napięcie powierzchniowe.

1.9.5. Metoda tensometryczna

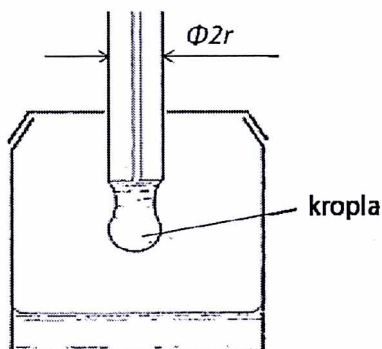
Na powierzchni badanej cieczy znajduje się pierścień wykonany z cienkiego platynowego drutu (rys. 1.20). Miarą napięcia jest siła potrzebna do oderwania go. Metoda tensometryczna jest stosunkowo prosta, szybka i dokładna. Podczas pomiaru trzeba uwzględnić poprawki dotyczące kilku efektów ubocznych.



Rys. 1.20. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą tensometryczną [30];
 r – średnica drutu platynowego, R – średnica pierścienia z drutu platynowego

1.9.6. Metoda ważenia kropli

Metoda ważenia kropli jest wygodna i szybka. Polega ona na ważeniu kropli zbieranych do naczynia po założeniu, że ciężar kropli G jest zrównoważony przez napięcie powierzchniowe σ , co jest opisane zależnością $G = 2\pi r\sigma$, gdzie r – promień rurki kapilarnej (rys. 1.21). Podobnie jak w przypadku metody tensometrycznej, należy uwzględnić poprawki dla wyeliminowania wpływu czynników zakłócających pomiar.



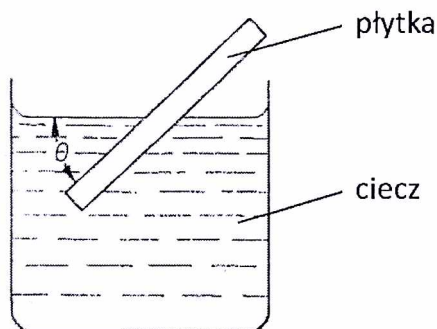
Rys. 1.21. Pomiar napięcia powierzchniowego metodą ważenia kropli [30];
 r – promień kapilary

1.9.7. Ciepło zwilżania

Ilość ciepła wymieniona z otoczeniem w czasie pracy zwilżania jest nazywana ciepłem zwilżania. Można je wyznaczyć eksperymentalnie mierząc kalorymetrycznie ilość ciepła wydzielonego po zanurzeniu litego lub sproszkowanego ciała stałego w cieczy. Niestety efekt cieplny jest bardzo mały, dlatego zazwyczaj stosuje się ciało stałe w postaci proszku, dla którego należy wyznaczyć pole powierzchni zewnętrznej. Metoda wymaga stosowania kalorymetrów pozwalających na uzyskanie bardzo dużej dokładności pomiarów.

1.9.8. Wyznaczanie kąta zwilżania metodą ruchomej płytki

W metodzie opartej na ruchomej płytce wykonuje się ją z badanej substancji stałej i zanurza w cieczy. Następnie, obracając ją dookoła poziomej osi równoległej do powierzchni cieczy, należy uzyskać poziomą powierzchnię cieczy w punkcie zetknięcia się cieczy i ciała stałego (rys. 1.22).



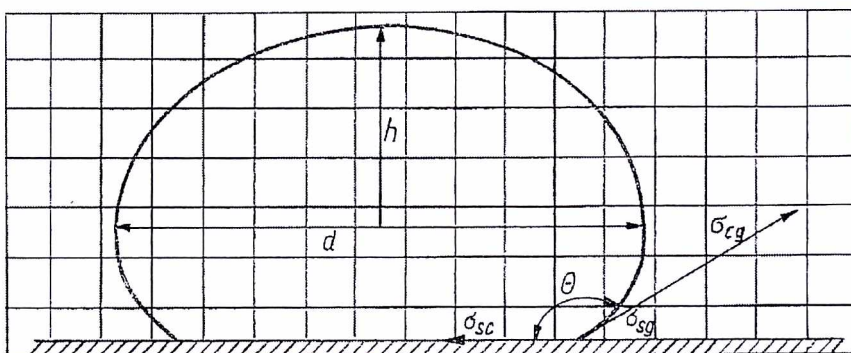
Rys. 1.22. Wyznaczanie kąta zwilżania metodą ruchomej płytki [30]

Kąt θ , mierzony wewnątrz cieczy między płytką a powierzchnią, jest szukanym kątem granicznym. Stosując tę metodę, należy mieć świadomość istnienia zjawiska nazywanego histerezą kontaktową polegającą na tym, iż obracając płytkę zgodnie z ruchem wskazówek zegara, czyli w kierunku poruszania się kropli oraz w przeciwnym, otrzymuje się znacznie różniące się od siebie wartości kąta zwilżania; niejednokrotnie różniące się o kilkadziesiąt stopni. Zjawisko prawdopodobnie wynika z tarcia kropli o podłoże, wskutek zjawisk sorpcyjnych, nierówności powierzchni itp.

1.9.9. Wyznaczanie kąta zwilżania przez pomiar kropli

Za pomocą mikroskopu mającego okular z wbudowaną podziałką dokonuje się obserwacji kropli leżącej na powierzchni ciała stałego. Alternatywą dla mikroskopu jest fotografia kropli powiększona około 80–100-krotnie. Wykonując pomiary geometryczne, można wyprowadzić zależność określającą kąt zwilżania (rys.1.23):

$$\operatorname{tg} \frac{\Theta}{2} = \frac{h}{r} = \frac{2h}{d} \quad (1.39)$$



Rys. 1.23. Wyznaczanie kąta zwilżania metodą pomiaru kropli [30]

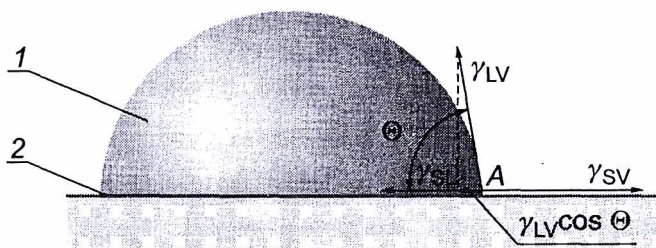
Należy pamiętać, że wymiary kropli zależą od warunków przeprowadzania pomiaru, między innymi od czystości powierzchni ciała stałego oraz temperatury.

1.9.10. Praca zwilżania

Jak wspomniano, zwilżanie polega na całkowitym lub częściowym rozplywaniu się kropli cieczy na powierzchni ciała stałego lub innych cieczy. Zjawisko zwilżania ciała stałego przez ciecz w obecności jej pary opisuje równanie Younga [39] (rys. 1.24) postaci:

$$\gamma_{SV} = \gamma_{SL} + \gamma_{LV} \cos \Theta_Y \quad (1.40)$$

gdzie: γ_{SV} – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy, γ_{SL} – swobodna energia międzyfazowa ciała stałego i cieczy, γ_{LV} – swobodna energia powierzchniowa cieczy w równowadze z parą nasyconą cieczy, Θ_Y – kąt, jaki tworzy styczna do powierzchni kropli pomiarowej osadzonej na powierzchni ciała stałego, w punkcie styku trzech faz.



Rys. 1.24. Graficzna interpretacja równania Younga.
Kropla cieczy w parze nasyconej osadzona na ciele stałym [113]:
1 – kropla pomiarowa, 2 – ciało stałe

Równanie Younga opisuje stan układu idealnego, w którym chropowatość powierzchni ciała stałego jest praktycznie zbliżona do zerowej oraz brak na niej jakichkolwiek zanieczyszczeń. Pomimo tych trudności równanie jest stosowane do obliczania swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego, a właściwie składowej dyspersyjnej i polarnej. Aby tego dokonać, stosuje się pomiary z wykorzystaniem cieczy wzorcowych o znanym napięciu powierzchniowym (swobodnej energii powierzchniowej) oraz wartości składników je tworzących. Powszechnie przyjmuje się założenia upraszczające, wstawiając w wyrażeniu (1.40) w miejsce swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy γ_{SV} , swobodną energię powierzchniową ciała stałego w próżni γ_S . Ponadto, w miejsce swobodnej energii powierzchniowej cieczy w równowadze z jej parą nasyconą γ_{LV} wstawia się swobodną energię powierzchniową tej cieczy γ_L . Pomijana jest zatem adsorpcja na powierzchni ciała stałego, której wpływ na swobodną energię powierzchniową może być znaczący. Po uwzględnieniu omówionych uproszczeń wyrażenie (1.40) można przedstawić w postaci [113]:

$$\gamma_S = \gamma_{SL} + \gamma_L \cos \Theta \quad (1.41)$$

gdzie: γ_S – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w próżni, γ_{SL} – międzyfazowa swobodna energia powierzchniowa ciała stałego i cieczy, γ_L – swobodna energia powierzchniowa cieczy pomiarowej, Θ – kąt, jaki tworzy styczna do powierzchni kropli pomiarowej osadzonej na powierzchni rzeczywistego ciała stałego w punkcie styku trzech faz, zwany równowagowym kątem Younga (rys. 1.24).

Równanie (1.41), w powiązaniu z zamieszczonym dalej równaniem (1.42) zwanym równaniem Dupré jest stosowane w pomiarze kąta zwilżania za pomocą cieczy wzorcowych oraz obliczania na tej podstawie składowych swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego. Równanie Dupré ma postać:

$$W_a = \gamma_S + \gamma_L - \gamma_{SL} \quad (1.42)$$

gdzie: W_a – praca adhezji niezbędna do utworzenia jednostki powierzchni cieczy i ciała stałego, w wyniku ich rozdzielenia. Pozostałe oznaczenia jak w równaniu (1.41).

Praca adhezji jest ściśle związana z pojęciem zwilżalności i swobodną energią międzyfazową. Warunkiem rozptywania się kropli są określone warunki energetyczne granic międzyfazowych układu ciało stałe–ciecz–gaz. Istotny jest tu stosunek pracy kohezji do pracy adhezji. Praca kohezji (W_k) jest rozumiana jako ilość energii niezbędna do rozzerwania np. słupa tej samej fazy o jednostkowej powierzchni ($W_k = 2\gamma_L$) [8]. Jeżeli przyciąganie między cząsteczkami stykających się powierzchni ciał jest większe niż działanie sił kohezji, to obie fazy dążą do możliwie dużej powierzchni styku. Kąt styku Θ jest ostry, a w skrajnym przypadku równy zeru. Wówczas ciecz rozlewa się po powierzchni ciała stałego, czyli zwilża całkowicie powierzchnię styku, zatem $\Theta = 0^\circ$ oznacza pełną zwilżalność, a $\Theta > 0^\circ$ oznacza ograniczoną zwilżalność. Wartość pracy kohezji określić jest stosunkowo łatwo, gdyż jest ona równa podwójnej wartości swobodnej energii powierzchniowej cieczy na granicy międzyfazowej. W przypadku oleju smarującego można ją wyznaczyć na podstawie pomiaru napięcia powierzchniowego oleju smarującego. Dla większości cieczy apolarnych (niemających składowej polarnej) o charakterze węglowodorowym (oleje smarujące) jest równa od 24 do 25 mJ/m² [1], [15].

Istnieje kilka metod pomiarowych wyznaczania składowych swobodnej energii powierzchniowej opartych na zjawisku zwilżania ciała stałego. Wykorzystuje się w nich dwie lub trzy ciecze wzorcowe o znanych wartościach składowych swobodnej energii powierzchniowej. Istota tych metod polega na tym, że przyjmuje się, iż swobodna energia powierzchniowa ma tylko dwie składowe, tj. dyspersyjną i polarną [38]. Na polarną składają się oddziaływania Keesoma (dipole trwałe) i Debye’a (dipole indukcyjne) typu dipol–dipol indukowany oraz oddziaływania konfirmacyjne i multipolowe, a także wiązania wodorowe;

$$\gamma_L = \gamma_L^d + \gamma_L^p \quad \text{oraz} \quad \gamma_S = \gamma_S^d + \gamma_S^p \quad (1.43)$$

gdzie: γ_L – swobodna energia powierzchniowa, jako suma oddziaływań dyspersyjnych i polarnych dla cieczy, γ_S – swobodna energia powierzchniowa, jako suma oddziaływań dyspersyjnych i polarnych dla ciała stałego, γ_L^d – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej cieczy, γ_L^p – część polarna swobodnej energii powierzchniowej cieczy, γ_S^d – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego, γ_S^p – część polarna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,

W modelu zaproponowanym przez Owens–Wendta, który stanowi rozwinięcie modelu Fowkesa [20] o człon polarny, autorzy przyjmują, że swobodna energia międzyfazowa γ_{SL} jest funkcją średnich geometrycznych z oddziaływań polarnych i dyspersyjnych

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 2(\gamma_S^d \gamma_L^d)^{1/2} - 2(\gamma_S^p \gamma_L^p)^{1/2} \quad (1.44)$$

oraz praca adhezji W_a jest wyrażona wzorem:

$$W_a = \gamma_L(1 + \cos \Theta) = 2 \left[(\gamma_L^d \gamma_S^d)^{1/2} + (\gamma_L^p \gamma_S^p)^{1/2} \right] \quad (1.45)$$

W modelu Wu przyjmuje się, że swobodna energia międzyfazowa γ_{SL} jest zależna od średniej harmonicznej z oddziaływań dyspersyjnych i polarnych:

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 4 \left(\frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_S^p} \right) - 4 \left(\frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \right) \quad (1.46)$$

oraz praca adhezji W_a w modelu Wu jest równa:

$$W_a = \gamma_L(1 + \cos \Theta) = 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} + 4 \frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \quad (1.47)$$

Metody Owensa–Wendta oraz Wu opierają się na pomiarach z wykorzystaniem dwóch cieczy wzorcowych. Zastosowanie w tych metodach trzeciej cieczy znacznie poprawia ich dokładność identyfikacji oddziaływań dyspersyjnych i polarnych.

Obecnie metody Owensa–Wendta oraz Wu zastępuje się metodą kwasowo-zasadową van Ossa–Gooda z trzema cieczami wzorcowymi. Opiera się ona na teorii kwasów i zasad Lewisa [20] oraz idei składowych Fowkesa [21] i zapisuje się ją równaniem:

$$\gamma_S = \gamma_S^{LW} + \gamma_S^{AB} \quad (1.48)$$

gdzie: γ_S^{LW} – składowa Lifshitz–van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej związana z oddziaływaniami dalekiego zasięgu, γ_S^{AB} – składowa swobodnej energii powierzchniowej wywołana oddziaływaniami kwasowo-zasadowymi.

Po uwzględnieniu faktu, że dla substancji bipolarnych (wykazujących właściwości zarówno zasad, jak i kwasów Lewisa) $\gamma_i^{AB} = 2(\gamma_i^+ \gamma_i^-)^{0,5}$ oraz że dla substancji apolarnych (niewykazujących właściwości ani kwasów, ani zasad Lewisa) $\gamma_i^{AB} = 0$ można zależności opisujące składowe kwasowe i zasadowe dla i cieczy (przykładowo $i = 3$) opisać układem trzech równań następującej postaci:

$$(\gamma_S^{LW} \gamma_{Li}^{LW})^{0,5} + (\gamma_S^+ \gamma_{Li}^-)^{0,5} + (\gamma_S^- \gamma_{Li}^+)^{0,5} = \gamma_{Li}(1 + \cos \Theta_i)/2 \quad (1.49)$$

Rozwiązanie tego układu równań jest możliwe, gdy znane są składniki γ_{Li}^{LW} , γ_{Li}^+ , γ_{Li}^- dla trzech cieczy pomiarowych. W rezultacie otrzymuje się wartości trzech składników swobodnej energii powierzchniowej, które są efektem oddziaływań dalekiego zasięgu, analogicznych lub uzupełniających do oddziaływania dyspersyjnego. W metodzie pomiarowej kwasowo-zasadowej wartość składowej γ_S^{LW} jest często błędnie utożsamiana przez badaczy z wartością składowej dyspersyjnej γ_L^d . Według Gooda [23] zawiera ona oddziaływania nie tylko pochodzące od sił Londona, lecz również część oddziaływań wodorowych. Metoda ta jest obecnie w fazie rozwoju i wymaga dalszych prac teoretyczno-doświadczalnych [113].

1.10. Podsumowanie rozważań dotyczących oddziaływań międzyfazowych

Na podstawie rozważań o fizycznych aspektach zjawisk zachodzących na powierzchniach można stwierdzić, że swobodna energia powierzchniowa jest współzależna od modułu Younga, modułu K oraz twardości substancji HV . Wartość swobodnej energii powierzchniowej można oszacować na podstawie przytoczonego równania (1.28) [46], [50]:

$$\gamma_S \cong 293 \cdot HV \cdot r_0 \frac{1 - 2\nu}{32} \quad (1.50)$$

Składowa dyspersyjna γ_L^d lub γ_S^{LW} swobodnej energii powierzchniowej, zwłaszcza gdy za substancję zwilżającą stosuje się ciecz apolarną (oleje smarujące), jest miarą zwilżalności; równania (1.44), (1.46) oraz (1.49). Po wyrugowaniu z tych równań składowych polarnych otrzymuje się zależności, na podstawie których widoczna jest zależność miary zwilżalności, czyli kąta zwilżania Θ od wartości składowej dyspersyjnej γ_S^d lub składowej γ_S^{LW} ciała stałego. W przypadku cieczy apolarnej, według metody Owens–Wendta, można stosować równanie:

$$\gamma_L (1 + \cos \Theta) = 2 \left[\left(\gamma_L^d \gamma_S^d \right)^{1/2} \right] \quad (1.51a)$$

czyli

$$\cos \Theta = \left[\left(\gamma_L^d \gamma_S^d \right)^{1/2} \right] \frac{2}{\gamma_L} - 1 \quad (1.51b)$$

Podobnie na podstawie metody Wu dla cieczy apolarnej otrzymuje się równanie:

$$\gamma_L(1 + \cos \Theta) = 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \quad (1.52a)$$

czyli

$$\cos \Theta = \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \frac{4}{\gamma_L} - 1 \quad (1.52b)$$

Zgodnie z najnowszą metodą van Ossa-Gooda, pomijając oddziaływania kwasowe i zasadowe (analogiczne do oddziaływań polarnych), otrzymuje się równanie:

$$\left(\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW} \right)^{0,5} = \gamma_L (1 + \cos \Theta) / 2 \quad (1.53a)$$

czyli

$$\cos \Theta = \left(\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW} \right)^{0,5} \frac{2}{\gamma_L} - 1 \quad (1.53b)$$

Wielkości podane w równaniach (1.51)–(1.53) mogą być wskaźnikiem doboru materiałów na elementy par trących dla zapewnienia dużej odporności na ich zużycie oraz, przy zapewnieniu odpowiedniej zwilżalności olejami smarującymi, małe straty energii na tarcie.

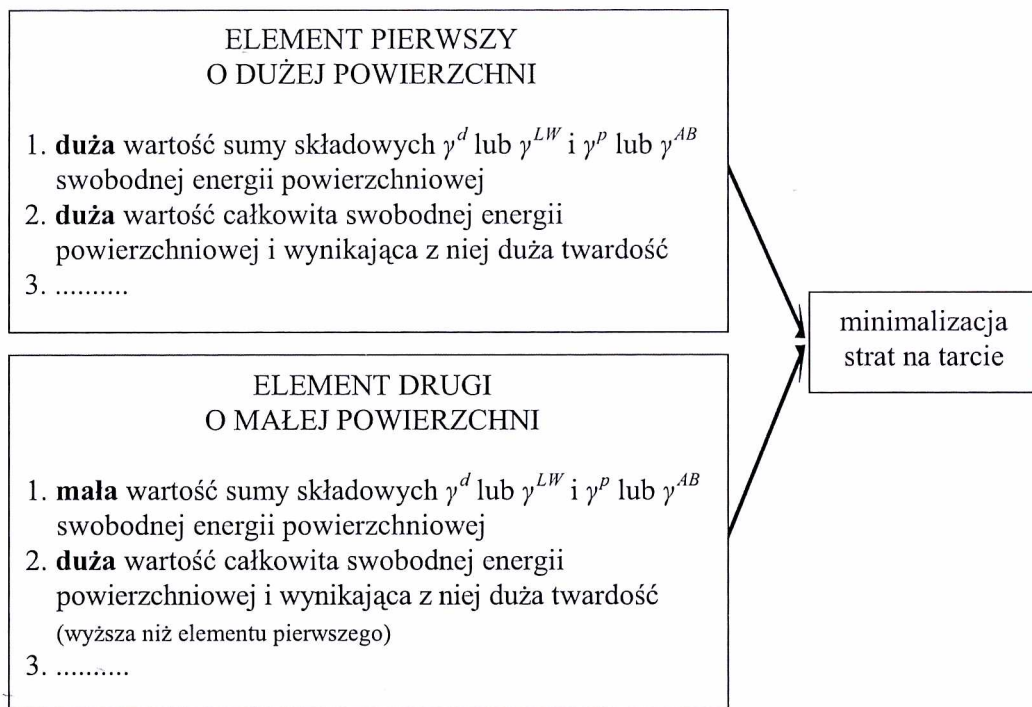
2. Dobór materiału elementów par trących

2.1. Para trąca o zdefiniowanej swobodnej energii powierzchniowej i twardości

Na podstawie rozważań przedstawionych między innymi w pracy [46] proponuje się rozszerzenie doboru materiałów na pary trące o czynnik opisujący zjawiska międzyfazowe. Jest to możliwe, wykorzystując obliczenia i pomiar swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego.

W celu obniżenia strat tarcia w parze trącej proponuje się taki dobór współpracujących materiałów, aby powierzchnia jednego z nich cechowała się dużą sumą składowych swobodnej energii powierzchniowej pochodzących od oddziaływań van der Waalsa, a druga możliwie małą, z jednoczesnym zapewnieniem dużej twardości obu ich warstw wierzchnich (rys. 2.1), czyli dużej całkowitej swobodnej energii powierzchniowej. Mała suma oddziaływań van der Waalsa drugiej powierzchni zapewni zmniejszenie oporów tarcia ze względu na ograniczenie wartości pracy adhezji do tej powierzchni, zwłaszcza w tarciu mieszanym.

W przypadku elementu drugiego, postuluje się, aby poza ogólnie możliwie małą wartością składowej swobodnej energii powierzchniowej pochodzącej od sił dyspersyjnych lub Lifshitz–van der Waalsa, wartość tej składowej była dominującą w stosunku do innych składowych. Dla obu elementów jest to podyktowane tym, że będą one współpracowały za pośrednictwem apolarnego oleju smarującego, cechującego się swobodną energią powierzchniową wynoszącą około 25 mN/m [15]. Jeżeli olej ten będzie miał styczność z ciałem stałym o podobnej, czyli małej sumie składowych pochodzących od oddziaływań van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej, to praca adhezji do oleju będzie mała. Taki dobór elementów spowoduje zmniejszenie strat tarcia. Współpraca sprowadzi się do przemieszczania się elementu o energii adhezji do oleju mniejszej od energii kohezji oleju po elemencie, którego energia adhezji do oleju jest duża. W przypadku tarcia mieszanego, w którym w głównej mierze autor dostrzega korzyści płynące z proponowanych rozważań, „antyadhezyjność”



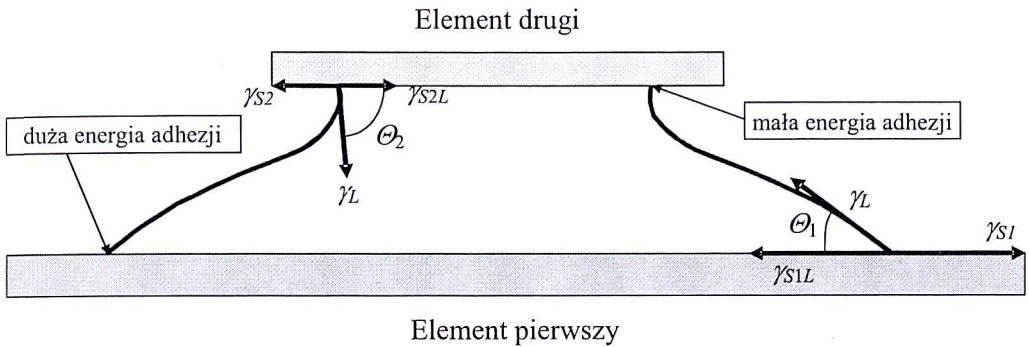
Rys. 2.1. Algorytm doboru elementów pary trącej [46]

powierzchni elementu drugiego przyczyni się do redukcji strat na tarcie wskutek ich zmniejszenia w warstwie granicznej powstałej na powierzchni tego elementu. Kropki wyszczególnione na rysunku 2.1 oznaczają spełnienie typowych wymagań elementów konkretnej pary trącej wynikających z warunków wytrzymałościowych. Model współpracy pary trącej według dotychczasowych rozważań przedstawiono na rys. 2.2.

W związku z tym dodatkowe etapy doboru powierzchni materiałów na elementy par trących uwzględniające wartość swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych są następujące:

1. Oszacowanie swobodnej energii powierzchniowej przeprowadza się na podstawie modułu Younga E , swobodnej energii powierzchniowej stopionych ciał stałych oraz twardości HV wraz z ułamkiem Poissona ν wybranych materiałów spełniających typowe dla danej pary trącej wymagania wytrzymałościowe. Jednocześnie dobiera się odpowiednią twardość obu powierzchni współpracujących, przy czym niezbędna jest znacząca różnica ich wartości.

2. Obliczenie składowej dyspersyjnej γ_s^d swobodnej energii powierzchniowej obu elementów np. według stałej Hamakera.



Rys. 2.2. Model współpracy pary trącej [46]: γ_{S1} – swobodna energia powierzchniowa elementu pierwszego, γ_L – swobodna energia powierzchniowa cieczy, γ_{S1L} – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu pierwszego i cieczy, Θ_1 – kąt zwilżania powierzchni elementu pierwszego, γ_{S2} – swobodna energia powierzchniowa elementu drugiego, γ_L – swobodna energia powierzchniowa cieczy, γ_{S2L} – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu drugiego i cieczy, Θ_2 – kąt zwilżania powierzchni elementu drugiego

3. Pomiar wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej za pomocą kąta zwilżania cieczami wzorcowymi metodą osadzonej kropli z wykorzystaniem pomiarów goniometrycznych.

Swobodną energię powierzchniową oraz jej składowa dla obu elementów można obliczyć, stosując metody opisane w rozdziale 1. Odpowiednie obliczenia oraz pomiary wykonuje się, dobierając materiały spełniające sformułowane założenia. Dla tak przedstawionego modelu można zapisać równania Younga oraz równania Dupré dla obu elementów w następującej postaci:

Element pierwszy

$$\gamma_{S1} = \gamma_{S1L} + \gamma_L \cos \Theta_1 \quad (2.1)$$

$$W_{a1} = \gamma_{S1} + \gamma_L - \gamma_{S1L} \quad (2.2)$$

gdzie: W_{a1} – praca adhezji równa pracy niezbędnej do utworzenia nowej powierzchni w wyniku rozdzielenia cieczy i elementu pierwszego, γ_{S1} – swobodna energia powierzchniowa elementu pierwszego, γ_L – swobodna energia powierzchniowa cieczy (oleju smarującego), γ_{S1L} – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu pierwszego i cieczy (oleju smarującego), Θ_1 – kąt zwilżania powierzchni elementu drugiego.

Element drugi

$$\gamma_{S2} = \gamma_{S2L} + \gamma_L \cos \Theta_2 \quad (2.3)$$

$$W_{a2} = \gamma_{S2} + \gamma_L - \gamma_{S2L} \quad (2.4)$$

gdzie: W_{a2} – praca adhezji równa pracy niezbędnej do utworzenia nowej powierzchni w wyniku rozdziału cieczy i elementu drugiego, γ_{S2} – swobodna energia powierzchniowa elementu drugiego, γ_L – swobodna energia powierzchniowa cieczy (oleju smarującego), γ_{S2L} – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu drugiego i cieczy (oleju smarującego), Θ_2 – kąt zwilżania powierzchni elementu pierwszego.

W parze trącej, konstruowanej według proponowanych założeń, gdy praca adhezji W_{a1} jest większa od pracy kohezji cieczy W_k (oleju smarującego), zgodnie z dotychczasowymi rozważaniami zwilżalność ciała stałego jest całkowita. Gdy praca adhezji W_{a2} jest mniejsza bądź równa pracy kohezji cieczy W_k , wtedy zwilżalność tego ciała stałego jest mała; pojawia się kąt zwilżania.

Wartość pracy adhezji wzrasta wraz ze wzrostem wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej będących następstwem oddziaływań międzyfazowych. W związku z tym, aby zostały spełnione warunki narzucone przez niniejsze rozważania, wartość sumy składowych dyspersyjnej γ_S^d i polarnej γ_S^p lub odpowiednio Lifshitz–van der Waals γ_S^{LW} i kwasowo-zasadowej γ_S^{AB} swobodnej energii powierzchniowej elementu pierwszego powinna być jak największa, a elementu drugiego jak najmniejsza. O tym, jaka różnica jest wystarczająca, decyduje praca adhezji obu elementów do cieczy, czyli oleju smarującego.

2.2. Dobór materiałów elementów pary trącej spełniających założone kryteria

Aby materiał na parę trącą spełniał opisane kryteria, należy poszukiwać materiału spełniającego wymagania dla elementu pierwszego (rys. 2.1) wśród stopów metali, a materiału spełniającego wymagania dla elementu drugiego (rys. 2.1) wśród na przykład: twardych powłok pochodzenia ceramicznego lub innych charakteryzujących się podobnymi cechami.

Przedstawiony sposób doboru materiałów pary trącej zaprezentowano na przykładzie materiałów, które są używane do konstruowania par trących pracujących w skrajnie trudnych warunkach w silniku spalinowym. Na element pierwszy użyto materiału typowego na konstrukcję cylindrów. Na element drugi użyto materiału na konstrukcję pierścieni tłokowych. Wymagania wytrzymałościowe narzucają stosowanie określonych materiałów na oba te elementy. Wymagane zmiany zwilżalności, opisane za pomocą wybranych składowych swobodnej energii powierzchniowej, mogą zostać

osiągnięte w wyniku zastosowania powłok lub dokonania zmian w warstwie wierzchniej obu tych elementów lub jednego z nich.

2.2.1. Dobór materiału elementu pierwszego

Materiałem spełniającym wymagania sformułowane na początku rozdziału jest materiał cechujący się dużą wartością składowej dyspersyjnej γ_S^d lub Lifshitz–van der Waalsa γ_S^{LW} swobodnej energii powierzchniowej, z możliwie ograniczeniem występowania składowej polarnej γ_S^p lub kwasowo-zasadowej γ_S^{AB} oraz dużą twardością. Jest to związane z charakterem pracy elementów przykładowej pary trącej oraz temperaturą pracy. Temperatura pracy tej pary trącej w realnych warunkach jest równa około 400–620 K. Ze względu na zmniejszanie się ze wzrostem temperatury tych oddziaływań [113] oraz apolarnością oleju smarującego [15], korzystne jest, aby ograniczyć do minimum wartość składowej polarnej zarówno elementu pierwszego, jak i drugiego.

W dalszej części ze względu na podobieństwo oddziaływań skupiono uwagę na składowej dyspersyjnej γ_S^d . Zgodnie z danymi zawartymi w pracy Drzymały [14] materiałem o bardzo dużej wartości składowej dyspersyjnej γ_S^d jest złoto, dla którego ma ona wartość 221,7 mN/m. Równie duże wartości prezentuje rtęć i srebro. Spośród metali konstrukcyjnych najodpowiedniejsze jest żelazo i jego stopy powszechnie stosowane do konstrukcji elementów maszyn, w tym cylindra. Wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej dla żelaza metalicznego obliczona według wzoru (1.31) metodą opartą na stałej Hamakera wynosi: $\gamma_S^d = 103,3$ mN/m. Zastosowanie czystego żelaza jest niecelowe ze względu na jego małe właściwości wytrzymałościowe. Aby osiągnąć zamierzone właściwości wytrzymałościowe, celowe jest zastosowanie stopów żelaza.

Typowym materiałem stosowanym na cylindry jest żeliwo szare wzbogacone dodatkami stopowymi, które jest obecnie używane na cylindry wytwarzane metodą odlewania. Przykładowo może to być żeliwo oznaczone wg PN-EN 1560, jako EN-GJL-200. Ma ono strukturę perlityczną z drobnymi płatkami grafitu równomiernie rozłożonymi w osnowie. Skład jego jest następujący: węgiel C = 3,3%, Si = 1,3%, P = 0,5%, Ca = 0,1% [25].

Rozpatrzono również możliwość utwardzenia warstwy wierzchniej drogą odpowiedniej obróbki cieplno-chemicznej. Warunkiem niezbędnym jest w miarę możliwości zwiększenie wartości składowej dyspersyjnej γ_S^d swobodnej energii powierzchniowej. Procesem cieplno-chemicznym prowadzącym do utwardzenia warstwy wierzchniej, z jednoczesnym zwiększeniem wartości składowej dyspersyjnej γ_S^d swo-

bodnej energii powierzchniowej, jest proces azotowania [25]. Wprawdzie azot zgodnie z rozważaniami przeprowadzonymi w pracy [46] powoduje, już w niewielkim procentowo dodatku, zmniejszenie wartości całkowitej napięcia powierzchniowego metali w stanie ciekłym, jednak stałe azotki żelaza odznaczają się dużymi wartościami stałej Hamakera A_{11} [14]. Oznacza to, że pojawienie się azotu w warstwie wierzchniej żeliwa EN-GJL-200 spowoduje wzrost wartości składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego. Azotowanie powoduje wprowadzenie w warstwie wierzchniej do głębokości 50–70 μm azotu w formie azotku żelaza Fe_4N lub innych azotków w przypadku stali stopowych. Dla żeliwa EN-GJL-200 jest to właśnie azotek żelaza. Możliwa ilość tego związku w warstwie wierzchniej jest równa około 4,5%. Najistotniejsze w tym przypadku jest jednak znaczny wzrost twardości żeliwa EN-GJL-200 z około 260 HV do 800 HV po procesie azotowania, a więc i wzrost jego swobodnej energii powierzchniowej oraz wzrost składowej dyspersyjnej.

W drugiej części badań, w związku z obecną tendencją niestosowania obróbki utwardzającej na cylindry w silnikach spalinowych, zdecydowano o przeprowadzeniu prac badawczych z zastosowaniem silnika spalinowego, którego blok cylindrowy jest wykonany z wymienionego nieutwardzanego żeliwa szarego o symbolu EN-GJL-200. Druga część badań stanowiąca zasadniczy trzon prac badawczych opisanych w niniejszym opracowaniu obejmowała trzy próby trwałości zespołowej.

2.2.2. Dobór materiału elementu drugiego

Zgodnie z zapisami sformułowanymi oraz rozważaniami w pracy [46], powierzchnia elementu drugiego powinna się cechować małą wartością składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej γ_S^d lub Lifshitz–van der Waalsa γ_S^{LW} , z ograniczeniem do minimum wartości składowej polarnej γ_S^p lub kwasowo-zasadowej γ_S^{AB} . Jak wspomniano, poszukiwanie odpowiedniego materiału na powierzchnię przeprowadzono, zakładając, że odpowiednia twardość oraz swobodna energia powierzchniowa można znaleźć wśród materiałów pochodzenia ceramicznego, z których wykonuje się twarde powłoki przeciwwużyciowe. Szczególną uwagę zwrócono na powłoki nakładane metodami fizycznego osadzania z fazy gazowej (PVD). Powłoki te odznaczają się dużą mikrotwardością oraz szczególnie małym współczynnikiem tarcia podczas współpracy ze stopami żelaza. Są to powłoki oparte na azotkach metali, a wśród nich azotek tytanu osadzany w technologii odparowania impulsowo-plazmowego z fazy gazowej. Twardość tak wykonanej powłoki wynosi od 1600 HV do 3400 HV [6]. Azotek tytanu charakteryzuje się małym powinowactwem do materiałów współpracujących, a ze względu na małą kruchość zachowuje dobre właściwości przeciwwużyciowe w przypadku zmiennych obciążeń [94]. Powłoki z azotku tytanu wykazują dużą odporność na utlenianie w temperaturze do około 720–770 K. Temperatura pierścienia

tłokowego nie przekracza we współczesnych silnikach 620 K, w związku z tym nie zachodzi obawa utlenienia naniesionej powłoki.

Po dogłębnej analizie wyników części pierwszej, opisanej między innymi w pracy [46], zdecydowano, że pierwsze pierścienie tłokowe zostaną poddane procesowi azotowania próżniowego, chromowania oraz chromowania z tzw. nasypem diamentowym. Zabiegi te umożliwiają w znacznym stopniu zmienić właściwości powierzchni pierścienia współpracującej, w tym przypadku z żeliwnym cylindrem. Wszystkie te zabiegi wywołują zwiększenie twardości warstwy wierzchniej oraz odpowiednie zmiany wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych. Pierścienie tłokowe poddane próbom wykonano z taśmy stalowej w technologii związania na zimno, opracowanej w ramach projektu celowego nr 6 T07 2003 C/06276 pod kierunkiem autora opracowania. Tu użyto stali produkcji japońskiej gatunku X90CRMOV18 wg normy DIN EN 10088-1 nr 1.4112.

2.3. Obliczanie swobodnej energii powierzchniowej wybranych materiałów elementów pary trącej

Swobodną energię powierzchniową określono metodą opartą na oddziaływaniu międzycząsteczkowym, na module Younga i innych parametrach. Wykonano również obliczenia składowej dyspersyjnej z wykorzystaniem stałej Hamakera. Szczegóły metod obliczeniowych zawarto w rozdziale 1 oraz w opracowaniu [46].

2.3.1. Obliczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów

Obliczenia oparte na module Younga dają obraz całej swobodnej energii powierzchniowej. Można w tym celu wykorzystać równanie (1.23). Uzyskane wartości swobodnej energii powierzchniowej γ dla poszczególnych materiałów oraz moduł Younga E , twardość HV , ułamek Poissona ν i inne parametry przedstawiono w tabeli 2.1. Podobnie, opierając się na wyznaczonej zależności (1.28), opisującej wartość swobodnej energii powierzchniowej γ_{HV} w funkcji twardości HV i ułamku Poissona ν , obliczono swobodną energię powierzchniową i również zamieszczono je w tabeli 2.1. W tabeli przedstawiono również obliczenia wartości energii według napięcia powierzchniowego stopionych ciał stałych γ_{Tn} , korzystając przy tym z zależności (1.21).

Tabela 2.1. Swobodna energia powierzchniowa obliczona na podstawie o modułu Younga, twardości i ułamka Poissona oraz napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia

Materiał	Moduł Younga E , GPa	Twardość HV	Ułamek Poissona ν	Temperatura topnienia T , K	Współczynnik temperaturowy dy/dT , mN/Km	γ_Y mN/m	γ_{HV} mN/m	γ_T mN/m
Żeliwo EN-GJL-200	100 [79]	250**	0,25 [79]	1300 [8]	-0,49 [8]	875	342	2260
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	200 [79]	800**	0,25 [79]	1300 [8]	-0,49 [8]	1250	1093	2460
Azotek tytanu – TiN	590 [65]	2100 [79] (1600)*	0,23 [79]	3223 [65]	-0,25 [8]	3503	2067 (1574)*	2734
Żeliwo EN-GJL-200	100 [79]	250**	0,25 [79]	1300 [8]	-0,49 [8]	875	342	2260
Stal X90CRMOV18 azotowana	206	700	0,3 [79]	1500 [8]	-0,49 [8]	1252	500	2460
Stal X90CRMOV18 chromowana	216	900	0,3 [79]	1500 [8]	-0,49 [8]	1295	633	2460
Stal X90CRMOV18 z powłoką PCD	250	1500	0,3 [79]	1500 [8]	-0,49 [8]	1438	1011	2460

* Wartości dotyczące powłoki, ** wartości pomiarowe.

Wprawdzie określenie swobodnej energii powierzchniowej, przeprowadzone za pomocą zaprezentowanych metod daje różne wyniki, jednak, wobec braku dotychczas jakichkolwiek metod szacowania jej wartości całkowitej, poza opisanymi przez autora po raz pierwszy w pracy [46], są przydatne. Zwłaszcza metoda oparta na twardości i ułamku Poissona jest zdaniem autora najbardziej adekwatna. Przede wszystkim twardość jest oporem przeciw wymuszaniu deformacji sprężystych i plastycznych. Jej zastosowanie jest ograniczone do materiałów o dużej twardości (powyżej 200 HV).

2.3.2. Obliczanie składowej dyspersyjnej z wykorzystaniem stałej Hamakera

Obliczenia z wykorzystaniem stałej Hamakera prowadzi się dwuetapowo. W etapie pierwszym należy obliczyć wartość stałej Hamakera, a w etapie drugim na jej podstawie wartość części dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej.

Żeliwo EN-GJL-200

Jak opisano w punkcie 1.3.1, w celu wyznaczenia składowej dyspersyjnej γ^d dla żeliwa EN-GJL-200, należy obliczyć wartość średnią stałej Hamakera A_{11} . Węgiel występuje tu w postaci grafitu płatkowego oraz w postaci związanej w perlicie. Krzem występuje w postaci wolnej i jest rozpuszczony w osnowie. Fosfor w postaci związanej tzw. potrójnej eutektyki fosforowej, w której występuje jako Fe_3P . Wapń, jako modyfikator, tworzy związek CaF_2 . Zawartości objętościowe poszczególnych dodatków stopowych są wskaźnikami wagi, o których wspomniano w punkcie 1.3.1. W związku z tym wartość średnią stałej Hamakera A_{11SR} można określić ze wzoru:

$$A_{11SR} = 0,948A_{11\text{Fe}} + 0,033A_{11\text{C}} + 0,013A_{11\text{Si}} + 0,005A_{11\text{Fe}_3\text{P}} + 0,001A_{11\text{CaF}_2} \quad (2.5)$$

gdzie: A_{11SR} – stała Hamakera dla żeliwa EN-GJL-200, $A_{11\text{Fe}}$ – stała Hamakera dla żelaza równa $21,2 \cdot 10^{-13}$ mJ, $A_{11\text{C}}$ – stała Hamakera dla węgla w postaci grafitu równa $23,8 \cdot 10^{-13}$ mJ, $A_{11\text{Si}}$ – stała Hamakera dla krzemu równa $25,6 \cdot 10^{-13}$ mJ, $A_{11\text{Fe}_3\text{P}}$ – stała Hamakera dla fosforanu żelaza równa około $8 \cdot 10^{-13}$ mJ, $A_{11\text{CaF}_2}$ – stała Hamakera dla CaF_2 równa $7,2 \cdot 10^{-13}$ mJ.

Obliczona wg wzoru (2.5) stała Hamakera dla żeliwa EN-GJL-200 wynosi: $A_{11SR} = 21,26 \cdot 10^{-13}$ mJ.

Po wstawieniu otrzymanej wartości średniej stałej Hamakera do wyrażenia (1.31), otrzymuje się składową dyspersyjną swobodnej energii powierzchniowej dla tego żeliwa o wartości: $\gamma_s^d = 103,56$ mJ/m².

Otrzymana wartość $\gamma_s^d = 103,56$ mJ/m² dla żeliwa EN-GJL-200 jest znaczna i zapewni, zgodnie z dotychczasowymi rozważaniami, dużą wartość pracy adhezji do oleju.

Stal X90CRMOV18 azotowana

Stal X90CRMOV18 odznacza się następującym składem pierwiastków wpływających na jej właściwości: węgiel – 0,85%, mangan – 0,34%, krzem – 0,40%, fosfor – 0,009%, siarka – 0,005%, chrom – 17%, wanad – 0,1%, nikiel – 0,25%. Pozostała objętość przypada na żelazo. Ogólnie jest to stal konstrukcyjna stopowa, niemająca odpowiednika w Polskiej Normie. Podobnie jak w przypadku żeliwa poszczególne dodatki stopowe występują w różnej postaci. Węgiel jest związany w osnowie. Mangan, krzem i siarka występują w postaci wolnej i są rozpuszczone w osnowie. Fosfor jest w postaci związanej tzw. potrójnej eutektyki fosforowej, w której jest zawarty jako Fe_3P . Wanad i nikiel są rozpuszczone w osnowie. Chrom występuje w postaci węglików chromu. Azot w warstwie wierzchniej występuje w ilości około 4,5% w postaci azotku żelaza Fe_4N , kosztem udziału procentowego żelaza. W rezultacie stała Hamakera dla przedmiotowej stali może być obliczona ze wzoru (2.6):

$$A_{11StA} = 0,8005A_{11Fe} + 0,0085A_{11C} + 0,0034A_{11Mn} + 0,0040A_{11Si} + 0,00009A_{11Fe_3P} + 0,00005A_{11S} + 0,17A_{11CrC} + 0,001A_{11V} + 0,0025A_{11Ni} + 0,01A_{11Mo} + 0,045A_{11Fe_4N} \quad (2.6)$$

gdzie: A_{11StA} – stała Hamakera dla stali X90CRMOV18 azotowanej, A_{11Fe} – stała Hamakera dla żelaza równa $21,2 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11C} – stała Hamakera dla węgla równa $23,8 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Mn} – stała Hamakera dla manganu równa $24,3 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Si} – stała Hamakera dla krzemu równa $25,6 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Fe_3P} – stała Hamakera dla fosforanu żelaza równa $8 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11S} – stała Hamakera dla siarki równa $4,2 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11CrC} – stała Hamakera dla węgla chromu równa $21,12 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11V} – stała Hamakera dla wanadu równa $14,98 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Ni} – stała Hamakera dla niklu równa $22,58 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Mo} – stała Hamakera dla molibdenu równa $14,98 \cdot 10^{-13}$ mJ, A_{11Fe_4N} – stała Hamakera dla azotku żelaza $35 \cdot 10^{-13}$ mJ.

Obliczona według wzoru (2.7) stała Hamakera stali X90CRMOV18 azotowanej wynosi: $A_{11StA} = 22,75 \cdot 10^{-13}$ mJ.

Po wstawieniu otrzymanej wartości średniej stałej Hamakera do wyrażenia (1.31), otrzymuje się składową dyspersyjną swobodnej energii powierzchniowej dla żeliwa o wartości: $\gamma_S^d = 110,81$ mJ/m².

Stal X90CRMOV18 chromowana

– Stal SWRH-72 poddana procesowi chromowania współpracuje powierzchnią warstwy chromu z cylindrem. W związku z tym, należy w tym przypadku w obliczeniach uwzględnić stałą Hamakera dla chromu. Ma ona wartość $20,12 \cdot 10^{-13}$ mJ. W rezultacie wartość składowej dyspersyjnej obliczona na podstawie stałej Hamakera i według wzoru (1.31) jest równa: $\gamma_S^d = 98,02$ mJ/m².

Stal X90CRMOV18 z powłoką PCD

Stal SWRH-72 poddana procesowi chromowania z nasypem diamentowym (powłoka PCD) współpracuje powierzchnią warstwy chromu z tym nasypem z cylindrem. W związku z tym, należy w tym przypadku w obliczeniach uwzględnić stałą Hamakera dla chromu wzbogaconą o dodatkowy składnik wartości stałej Hamakera dla diamentu pomnożony przez wskaźnik wagi związany z zawartością procentową diamentu w powłoce. Zawartość procentowa diamentu w powłoce jest równa 2,968%. Powoduje to zmniejszenie procentowego udziału chromu w powłoce do wartości – 97,032%. W związku z tym wartość stałej Hamakera dla stali SWRH-72 A z powłoką PCD można obliczyć ze wzoru (2.7)

$$A_{11SiPCD} = 0,97032A_{11Cr} + 0,02968A_{11D} \quad (2.7)$$

gdzie: $A_{11SiPCD}$ – stała Hamakera dla stali X90CRMOV18 z powłoką PCD, A_{11Cr} – stała Hamakera dla chromu 20,12 mJ, A_{11D} – stała Hamakera dla diamentu 30,79 mJ.

Obliczona według wzoru (2.7) stała Hamakera dla stali pokrytej powłoką PCD jest równa $A_{11SiPCD} = 19,61$ i jest nieco mniejsza od wartości tej stałej dla czystej powłoki chromowej.

Obliczona na podstawie wartości stałej Hamakera wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej jest równa: $\gamma_s^d = 95,53 \text{ mJ/m}^2$ i jest mniejsza niż wartość tej składowej energii dla stali pokrytej powłoką chromu.

Tabela 2.2 Składnik dyspersyjny swobodnej energii powierzchniowej obliczony według stałej Hamakera

Materiał	Stała Hamakera $A_{11} \cdot 10^{-13} \text{ mJ}$	$\gamma_s^d, \text{ mJ/m}^2$
Żeliwo EN-GJL-200	21,26	103,56
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	35,00	106,59
Azotek tytanu – TiN	11,00	53,35
Żeliwo EN-GJL-200	21,26	103,56
Stal X90CRMOV18 azotowana	22,75	110,81
Stal X90CRMOV18 chromowana	20,12	98,02
Stal X90CRMOV18 z powłoką PCD	19,61	95,53

2.4. Pomiar składowych swobodnej energii powierzchniowej na podstawie kąta zwilżania cieczą wzorcową

Obliczenia wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej prowadzi się z wykorzystaniem tzw. goniometru [113], który pozwala zmierzyć kąt zwilżania cieczą wzorcową badanych ciał stałych.

Pomiar przeprowadzono z użyciem goniometru produkcji niemieckiej firmy Krüß typu D2 z oprogramowaniem DSA (Drop Shape Analysis), zgodnie z procedurą pomiarową, w której kąt zwilżania naniesiony kroplą cieczy wzorcowej mierzy się sześciokrotnie, co 3 sekundy. Do pomiarów używano trzech cieczy wzorcowych o znanych wartościach składowej polarnej γ^p i dyspersyjnej γ^d swobodnej energii powierzchniowej w przypadku pomiaru metodami Owens–Wendta, Fowkesa i Kaelblego oraz znanych wartościach składowej γ^{LW} oraz składowej γ^{AB} w przypadku metody kwasowo-zasadowej van Oss–Gooda. Cieczami wzorcowymi były: woda, formamid i diiodometan.

W tabeli 2.3 przedstawiono wyniki pomiarów wartości składowych dyspersyjnej i polarnej oraz kwasowo-zasadowych wykonane dla żeliwa EN-GJL-200 oraz tego samego żeliwa azotowanego metodą Nitrovac. Pomiarzy przeprowadzono w Politechnice Radomskiej na Wydziale Technologii Obuwia w Zakładzie Chemii Powierzchni.

Tabela 2.3. Wyniki pomiarów składowych swobodnej energii powierzchniowej żeliwa EN-GJL-200 przed i po azotowaniu

Materiał	Kąt zwilżania θ cieczą pomiarową			Metoda Owensa–Wendta	Metoda kwasowo-zasadowa van Ossa-Gooda
	dijodometan	formamid	woda		
EN-GJL-200	54,18	57,53	69,87	Suma składowych $\gamma = 39,20$	Suma składowych $\gamma = 36,07$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 29,06$	Składowa LW $\gamma^{LW} = 31,92$
				Składowa polarna $\gamma^p = 10,14$	Składowa AB $\gamma^{AB} = 4,15$
					Składowa kwasowa = 0,28
					Składowa zasadowa = 15,51
EN-GJL-200 azotowane	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma = 40,41$	Suma składowych $\gamma = 39,51$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 34,01$	Składowa LW $\gamma^{LW} = 35,58$
				Składowa polarna $\gamma^p = 6,40$	Składowa AB $\gamma^{AB} = 3,93$
					Składowa kwasowa = 0,47
					Składowa zasadowa = 8,26

W tabeli 2.4 zamieszczono wyniki pomiarów części dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej, wykonane przez Rogowską oraz Przepiórkę [81], różnych powłok osadzonych metodą PAPVD.

Tabela 2.4. Suma składowych swobodnej energii powierzchniowej dla TiN, Ti(C,N), CrN oraz multiwarstw CrN-Cr, (Ti,Cr)N, CrN-TiN [81]

Materiał	Kąt zwilżania θ cieczą pomiarową			Składowe swobodnej energii powierzchniowej	Metoda obliczeniowa		
	dijodometan	formamid	woda		Fowkesa	Kaelbego	Owensa –Wendta
TiN [130]	59,27	69,04	78,80	Suma składowych γ	29,44	29,45	
				Składowa dyspersyjna γ^d	24,33	23,75	
				Składowa polarna γ^p	5,11	5,69	
CrN [130]	55,50	66,68	87,92	Suma składowych γ	31,25	31,25	
				Składowa dyspersyjna γ^d	27,45	27,23	
				Składowa polarna γ^p	3,80	4,07	

Ti(C,N) [130]	66,72	59,18	70,92	Suma składowych γ	34,23	34,32	
				Składowa dyspersyjna γ^d	17,67	17,80	
				Składowa polarna γ^p	16,56	16,52	
CrN-Cr [137]	24,7 (α -bromo-naftalen)	62,7	92,6	Suma składowych γ		40,67	139,27
				Składowa dyspersyjna γ^d		39,86	128,04
				Składowa polarna γ^p		0,81	11,23
(Ti,CrN) [137]	22,9 (α -bromo-naftalen)	59,9	76,8	Suma składowych γ		39,56	38,46
				Składowa dyspersyjna γ^d		34,03	33,54
				Składowa polarna γ^p		5,53	4,93
CrN-TiN [137]	2,7 (α -bromo-naftalen)	60,5	84,8	Suma składowych γ		41,94	84,04
				Składowa dyspersyjna γ^d		39,67	83,06
				Składowa polarna γ^p		2,24	0,98

Tabela 2.5. Wyniki pomiarów składowych swobodnej energii powierzchniowej zeliwa EN-GJL-200 oraz stali X90CRMOV18 azotowanej, chromowanej i z powłoką PCD

Materiał	Kąt zwilżania θ cieczą pomiarową			Metoda Owensa–Wendta
	dijodometan	formamid	woda	
EN-GJL-200	54,18	57,53	69,87	Suma składowych: $\gamma = 39,20$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 29,06$
				Składowa polarna $\gamma^p = 10,14$
Stal X90CRMOV18 azotowana	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma = 38,46$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 33,01$
				Składowa polarna $\gamma^p = 5,45$

Stal X90CRMOV18 chromowana	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma = \mathbf{40,97}$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 39,05$
				Składowa polarna $\gamma^p = 0,92$
Stal X90CRMOV18 z powłoka PCD	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma = \mathbf{38,95}$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 37,98$
				Składowa polarna $\gamma^p = 0,87$

Ze względu na zastosowanie innych materiałów na powierzchniach roboczych pierścieni tłokowych wykonano odpowiednie pomiary goniometryczne. Pomiary ponownie przeprowadzono z użyciem goniometru produkcji niemieckiej firmy Krüß typu D2 z oprogramowaniem DSA (*Drop Shape Analysis*), zgodnie z procedurą pomiarową, w której kąt zwilżania naniesioną kroplą cieczy wzorcowej mierzy się sześciokrotnie, co 3 sekundy. Do pomiarów używano trzech cieczy wzorcowych o znanych wartościach składowej polarnej γ^p i dyspersyjnej γ^d swobodnej energii powierzchniowej. Analizy wyników wykonano metodą Owensa–Wendta. Cieczami wzorcowymi były: woda, formamid i diiodometan. Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 2.5

Wyniki pomiarów wskazują na duże wartości składowej dyspersyjnej w przypadku zastosowania chromu jako pokrycia stali X90CRMOV18, z zachowaniem bardzo małej wartości składowej polarnej. Sumaryczna wartość składowych dyspersyjnej i polarnej również nie jest duża. Należy przy tym pamiętać, że za pomocą pomiarów goniometrycznych liczone są jedynie dwie składowe swobodnej energii powierzchniowej.

2.5. Podsumowanie doboru materiałów pod względem wartości SFE

Wśród właściwości materiałowych, jakimi powinny odznaczać się elementy par trących, na czoło wysuwają się odporność na zużycie, często utożsamiana z twardością, oraz zwilżalność czynnikiem smarnym, którym najczęściej jest olej smarujący, czego następstwem jest praca adhezji do oleju i wynikające z niej straty energii na tarcie.

Określenie wartości swobodnej energii powierzchniowej przeprowadzone na podstawie modułu Younga, twardości i napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia umożliwia ocenianie ogólnych właściwości wytrzymałościowych. Wymagana jest przy tym znajomość jedynie podstawowych właściwości materiałowych.

Obliczenia składowej dyspersyjnej γ_S^d swobodnej energii powierzchniowej, prowadzone według stałej Hamakera, umożliwiają ocenienie zwilżalności danego ciała, a w konsekwencji energii adhezji do oleju. To z kolei pozwala na wyciągnięcie wniosków na temat zachowania się dwóch współpracujących elementów w ruchu posuwisto-zwrotnym, zwłaszcza w tarciu mieszanym.

Na podstawie kąta zwilżania cieczami wzorcowymi wykonano obliczenia składowych: dyspersyjnej γ_S^d , γ_S^{LW} i polarnej γ_S^p swobodnej energii powierzchniowej. Uzyskano w ten sposób informacje na temat składowych wynikających z oddziaływań międzyfazowych. Nie jest możliwe obliczenie tymi metodami całkowitej wartości swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego, charakteryzujących się wiązaniem metalicznym i kowalencyjnym.

Obliczenia wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych wykonane na przykładzie elementów układu TPC silnika spalinowego, umożliwiają dobór materiału. W wyniku zrealizowanych dotychczas prac badaniom poddano wymienione pary trące, przy czym najlepsze wyniki uzyskano dla zestawienia oznaczonego jako 2 [46].

1. Żeliwo EN-GJL-200 – powłoka z azotku tytanu TiN na pierścieniu z żeliwa EN-GJL-350.

2. Żeliwo EN-GJL-200 azotowane – powłoka z azotku tytanu TiN na pierścieniu z żeliwa EN-GJL-350.

3. Żeliwo EN-GJL-200 – powłoka z węglaozotku tytanu Ti(C,N) na pierścieniu z żeliwa EN-GJL-350.

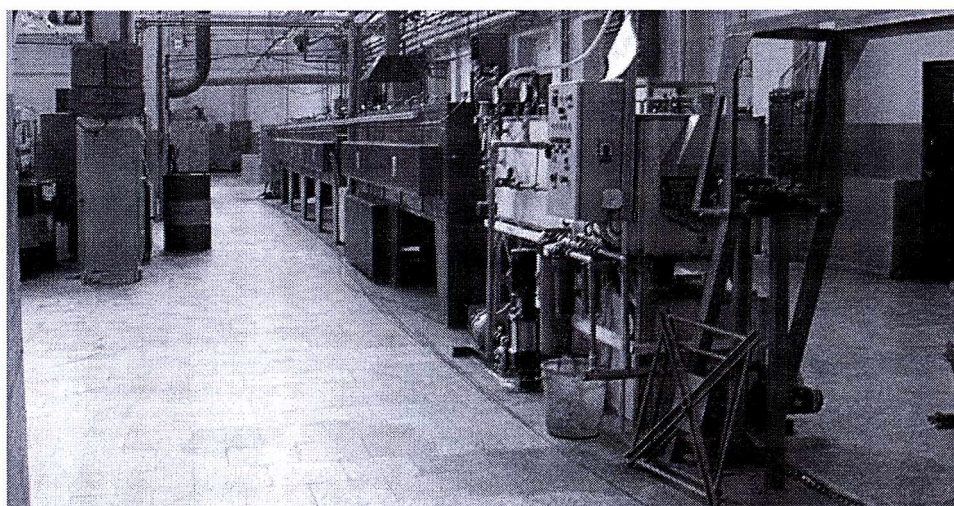
W związku z przeprowadzonymi rozważaniami opisanymi w pracy [46] oraz na podstawie pomiarów zamieszczonych w tabelach 2.1, 2.2 i 2.5 do dalszych prac badawczych obiektu rzeczywistego, czyli silnika spalinowego użyto wymienione pary trące:

1. Cylinder żeliwny EN-GJL-200 – pierścień ze stali X90CRMOV18 azotowany.
2. Cylinder żeliwny EN-GJL-200 – pierścień ze stali X90CRMOV18 chromowany.
3. Cylinder żeliwny EN-GJL-200 – pierścień ze stali X90CRMOV18 z powłoką PCD.

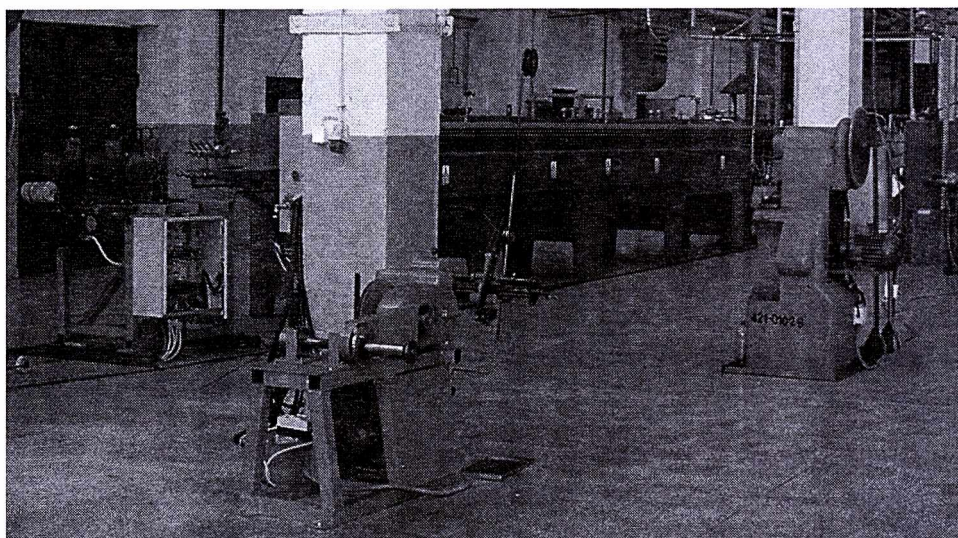
3. Wykonanie elementów par trących wraz z dobranymi powłokami przeciwzużyciowymi

3.1. Wykonanie pierścieni uszczelniających w technologii zwijania z taśmy stalowej

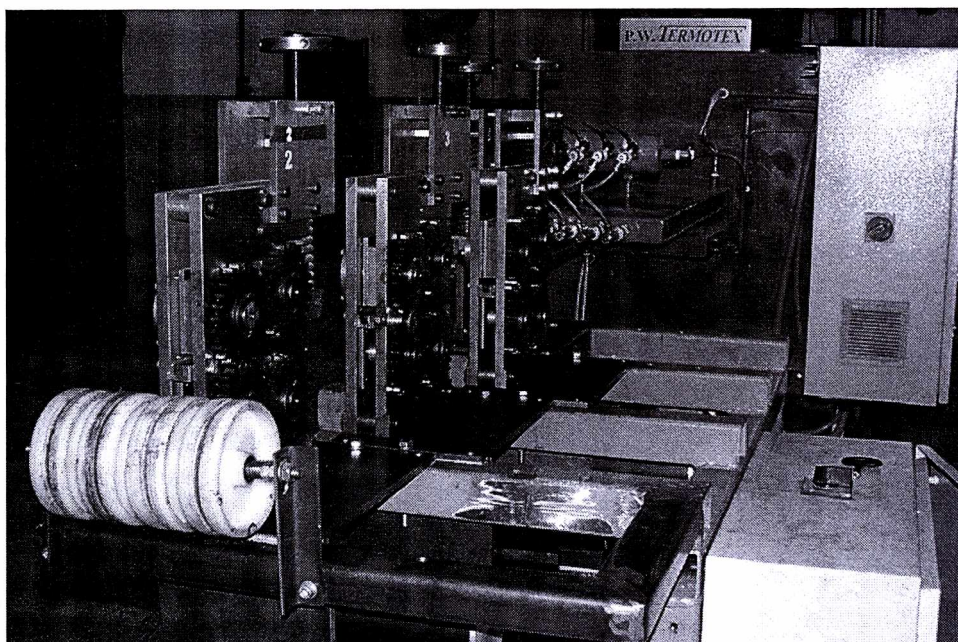
Pierścienie tłokowe oraz odpowiednie powłoki na pierścieniach wykonano w Fabryce Pierścieni Tłokowych „Prima” S.A. w Łodzi. Pierścienie uszczelniające oraz lamelki pierścieni olejowych wykonano w technologii zwijania na zimno ze specjalnie ukształtowanej taśmy stalowej. Przed przystąpieniem do realizacji procesu zwijania konieczne było wyżarzanie taśmy stalowej. W tym celu wykorzystano piec tunelowy do obróbki cieplnej w procesie ciągłym (rys. 3.1–3.5).



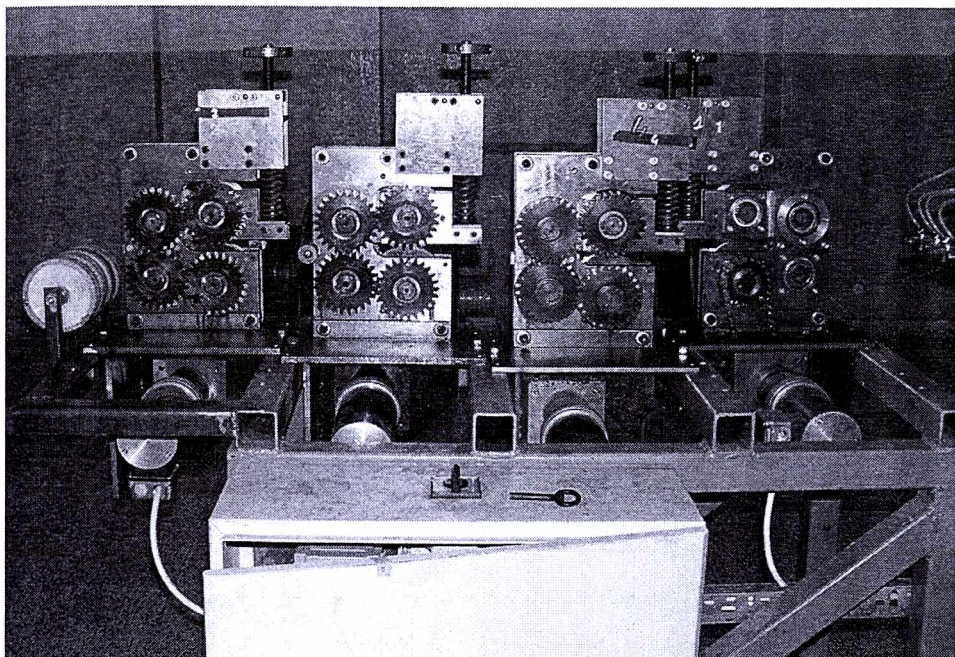
Rys. 3.1. Fotografia pieca tunelowego do ciągłej obróbki cieplnej taśm stalowych;
widok od strony podawczej taśmy



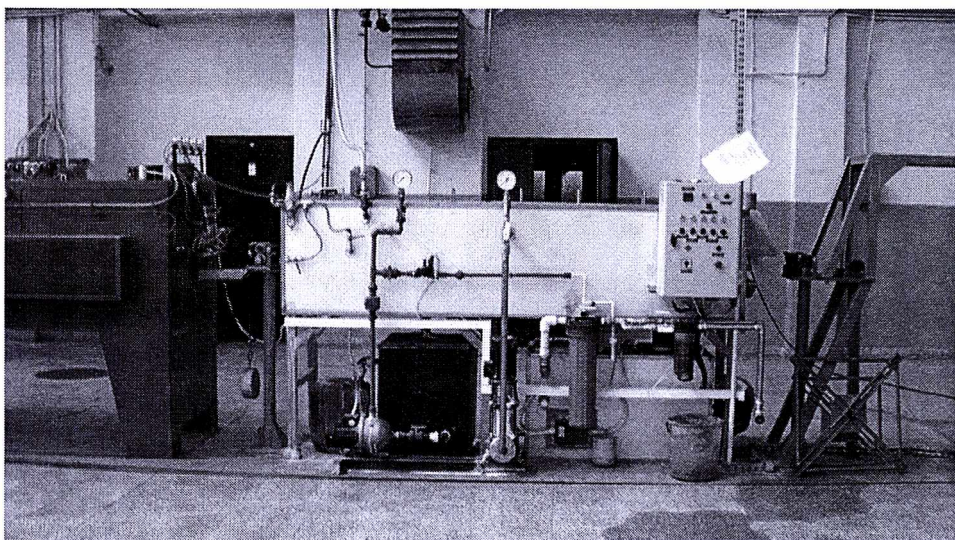
Rys. 3.2. Fotografia pieca tunelowego do ciągłej obróbki cieplnej taśm stalowych;
widok od strony zdawczej taśmy



Rys. 3.3. Fotografia urządzeń odbioru taśmy stalowej pieca tunelowego
do ciągłej obróbki cieplnej



Rys. 3.4. Fotografia urządzeń odbioru taśmy stalowej pieca tunelowego do ciągłej obróbki cieplnej; widok z boku

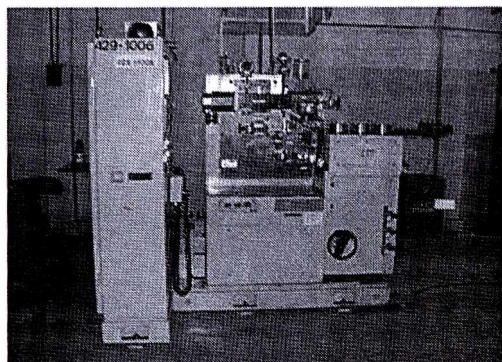


Rys. 3.5. Fotografia urządzeń sterujących pieca tunelowego do ciągłej obróbki cieplnej taśmy stalowej

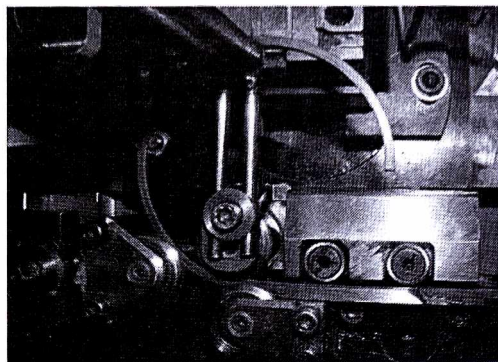
Po wyżarzaniu w piecu tunelowym kolejnym etapem jest wykonanie pierścieni w technologii zwijania na zimno. Operacja została wykonana z wykorzystaniem urządzenia przedstawionego na rys. 3.6.

Technologię zwijania pierścieni na zimno wdrożono w FPT „Prima” S.A. jako efekt realizacji projektu celowego nr 6 T07 2003 C/06276, który powstał pod kierunkiem autora niniejszego opracowania [48]. Urządzenie opracowano specjalnie do wykonywania pierścieni tłokowych. Materiał do ich produkcji jest podawany w formie taśmy stalowej za pomocą podajnika rolkowego sterowanego numerycznie i jest zwijany za pomocą trzech rolek. Podczas procesu zwijania jest uruchamiany sworzeń sterowany numerycznie za pomocą mikroprocesora, przez co uzyskuje się dobrą i dokładną kontrolę kształtu owalnego.

Urządzenie to może wytwarzać ciągły, okrągły zwój. W tym przypadku zwinięty pierścień jest odcinany po określonej liczbie zwojów. Prawidłowość kształtu jest kontrolowana za pomocą trzech rolek i sworznia o ustalonej średnicy (rys. 3.7).



Rys. 3.6. Fotografia urządzenia do zwijania pierścieni stalowych uszczelniających i bieżni pierścieni olejowych

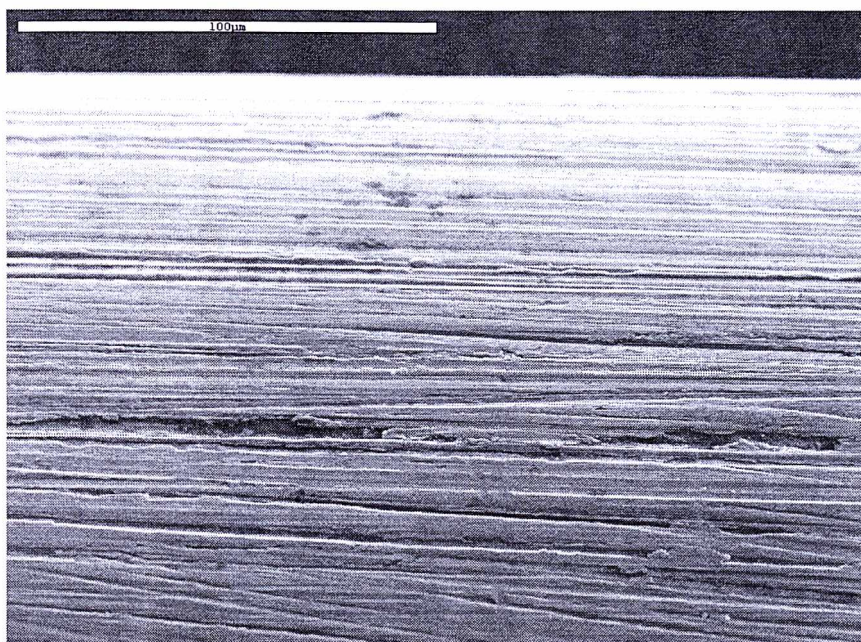


Rys. 3.7. Rolki zwijające pierścień i sworzeń kształtujący

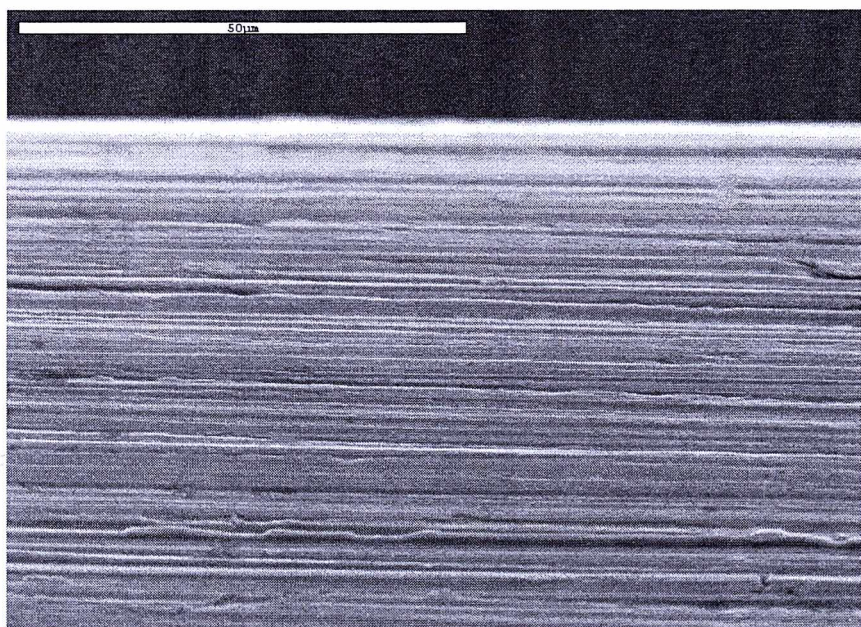
Po wykonaniu pierścieni uszczelniających w technologii zwijania, poddano je dalszym procesom technologicznym, w tym konstituowaniu warstw wierzchnich. Zastosowano w tym celu trzy technologie: azotowanie kąpielowe, chromowanie galwaniczne i chromowanie z nasypem diamentowym (powłoka PCD).

3.1.1. Badania materiałowe taśmy stalowej na pierścienie tłokowe

W wyniku przeprowadzonych badań makroskopowych na brzegu i w części środkowej taśmy stwierdzono obecność płytkich rys i zagłębień pozostałych po procesie obróbki mechanicznej (szlifowania) – rys. 3.8–3.12.



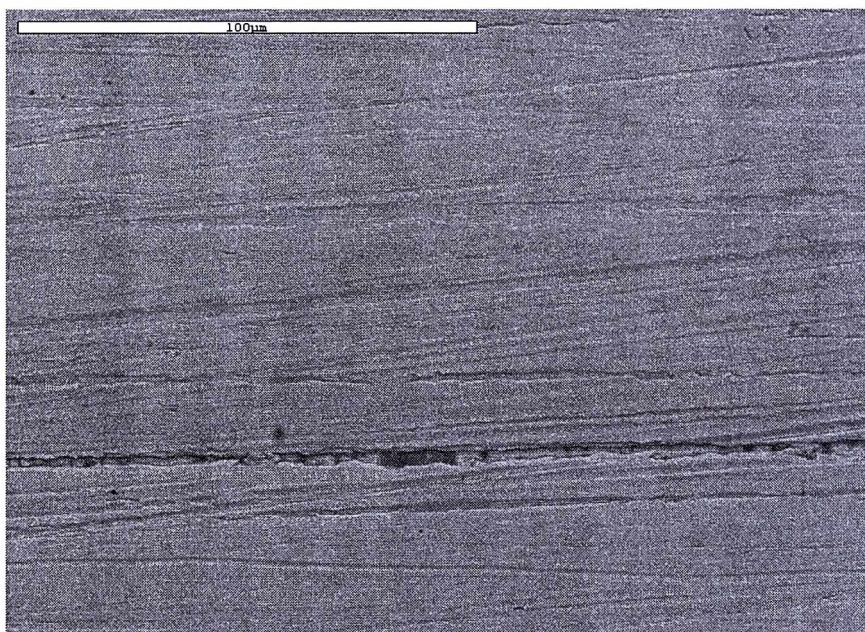
Rys. 3.8. Krawędź boczna taśmy. Mikroskopia skaningowa SE



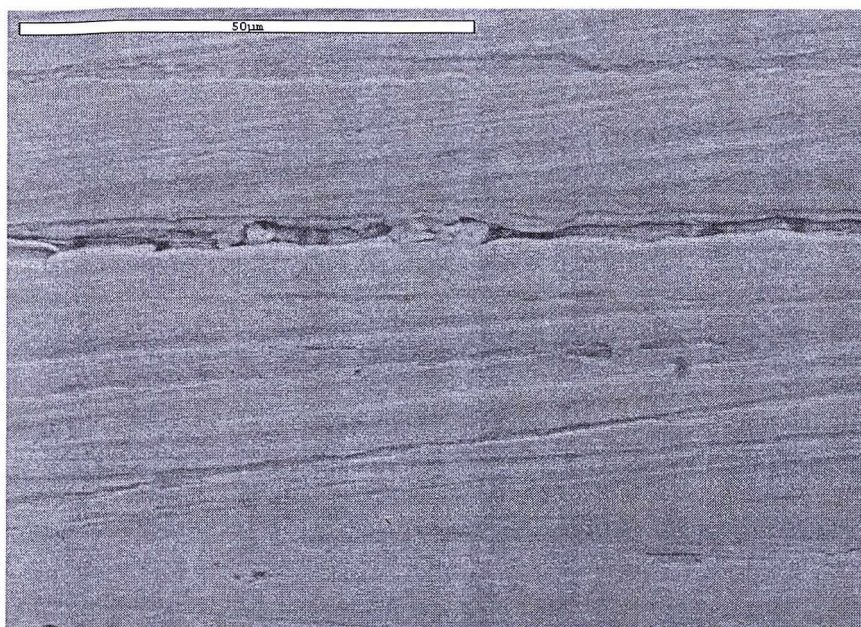
Rys. 3.9. Krawędź boczna taśmy. Mikroskopia skaningowa SE



Rys. 3.10. Część środkowa powierzchni taśmy. Mikroskopia skaningowa BSE



Rys. 3.11. Część środkowa powierzchni taśmy. Mikroskopia skaningowa BSE



Rys. 3.12. Część środkowa powierzchni taśmy. Mikroskopia skaningowa BSE

Analiza składu chemicznego

Wiórki do analizy składu chemicznego pobrano z całego przekroju poprzecznego taśmy metodą skrawania. Wyniki analizy chemicznej przedstawiono w tabeli nr 3.1.

Tabela 3.1. Wyniki analizy składu chemicznego

Pierwiastek chemiczny	Zawartość w % wag.
C	0,850
Mn	0,34
Si	0,40
P	0,009
S	0,005
Cr	17,00
V	0,10
Ni	0,25
Mo	1,00

Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że badana próbka została wykonana z materiału, który pod względem składu chemicznego odpowiada:

- stali gat. X90CrMoV18 wg normy DIN EN 10088-1 nr 1.4112,
- w polskich normach nie znaleziono odpowiednika tej stali.

Pomiar twardości

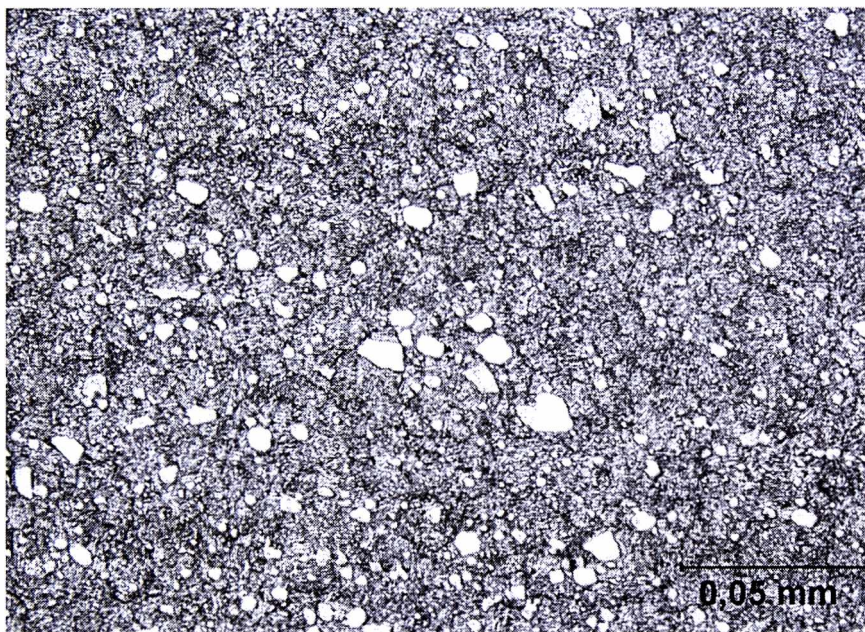
Pomiar twardości wykonano metodą Vickersa pod obciążeniem 98,070 N (10 kG) w warunkach zgodnych z normą PN-EN ISO 6507-1. Średnia twardość z pięciu pomiarów wynosiła 390 ± 5 HV10.

Badania mikroskopowe

Badania mikroskopowe wykonano na przekroju poprzecznym próbki wyciętej z taśmy stalowej.

W stanie nietrawionym stwierdzono niewielką ilość wtrąceń niemetalicznych rozmieszczonych równomiernie.

Po wytrawieniu odczynnikiem $MiFe$ stwierdzono strukturę martenzytu skrytoiglastego z rozmieszczonymi węglkami chromu – rys. 3.13.



Rys. 3.13. Struktura martenzytu skrytoiglastego z węglkami chromu.
Trawienie $MiFe$. Mikroskopia świetlna

Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono:

1. Badana próbka została wykonana z materiału, który pod względem składu chemicznego odpowiada:

- stali gat. X90CrMoV18 wg normy DIN EN 10088-1 nr 1.4112,
- w polskich normach stal nie ma odpowiednika.

2. Twardość próbki wynosi 390 ± 5 HV10.

3. W stanie nietrawionym stwierdzono występowanie małej ilości wtrąceń niemetalicznych.

4. Strukturę stali stanowi martenzyt skrytoiglasty z węglnikami chromu.

5. Na brzegu i w części środkowej taśmy stwierdzono obecność płytkich rys pozostałych po procesie obróbki mechanicznej – szlifowaniu.

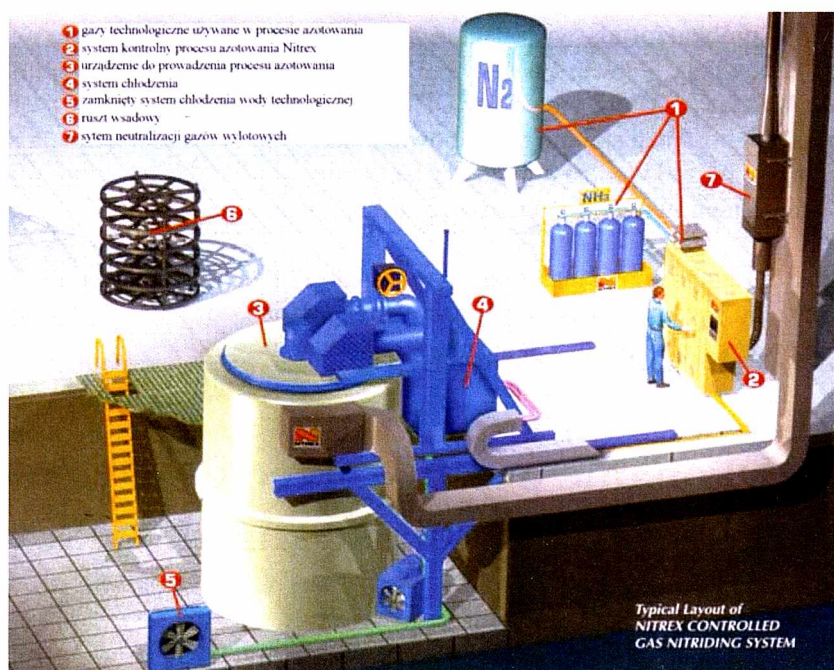
3.2. Wykonanie powłok przeciwwzyciowych na uszczelniających pierścieniach tłokowych

3.2.1. Azotowanie w technologii Nitrex

Azotowanie może być jedną z podstawowych technologii stosowanych w celu zwiększenia trwałości zespołu TSP w przypadku pierścieni zwijanych z taśmy stalowej [44], [48], [49].

Zastosowano proces azotowania kąpielowego prowadzonego według technologii Nitrex (rys. 3.14). Proces azotowania Nitrex prowadzono z zastosowaniem automatycznego sterowania, będącego następstwem kontrolowania atmosfery w trybie ciągłym. Podczas procesu azotowania poszczególne jego etapy, takie jak czyszczenie, zasyпка, azotowanie i chłodzenie wykonywane są kolejno bez konieczności ingerencji pracownika obsługującego. Proces Nitrex działa w układzie zamkniętym.

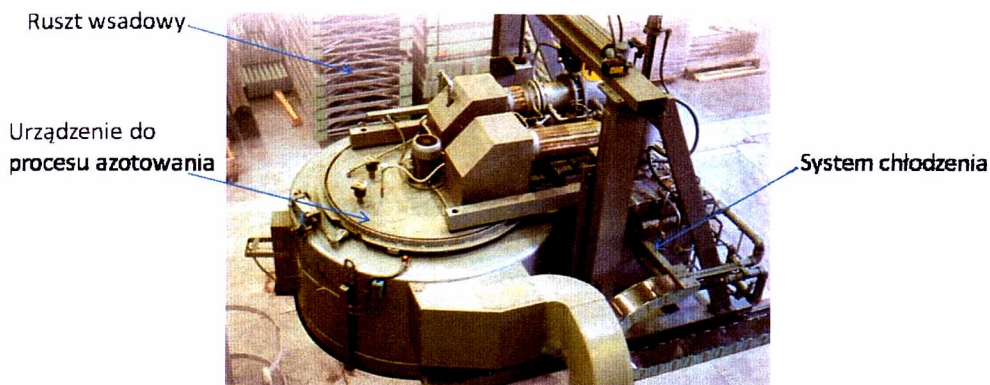
W trakcie procesu analizowany jest skład gazów wychodzących, a otrzymane w ten sposób dane przesyłane są w sposób ciągły do numerycznego systemu sterującego (rys. 3.15). System ten porównuje otrzymane informacje z parametrami wzorcowymi procesu i określa optymalne jego warunki dla pierścieni poddawanych obróbce i dostosowuje do ich parametrów skład i przepływ atmosfery wewnątrz urządzenia przedstawionego na rys. 3.16. System obsługiwany jest za pomocą łatwego w użyciu, sterowanego przez menu oprogramowania, które pomaga i wspiera operatora w wybieraniu cyklu azotowania, wzorcowania sprzętu oraz wykrywania i usuwania usterek. Wymagany cykl realizacji procesu wybierany jest spośród cykli azotowania, który jest wykonany przez wytwórcę technologii. Po wybraniu odpowiedniego cyklu system sterowania procesem przejmuje kontrolę nad dalszymi operacjami, aż do momentu, gdy pierścienie są gotowe do wyładowania.



Rys. 3.14. Schemat procesu azotowania w technologii Nitrex



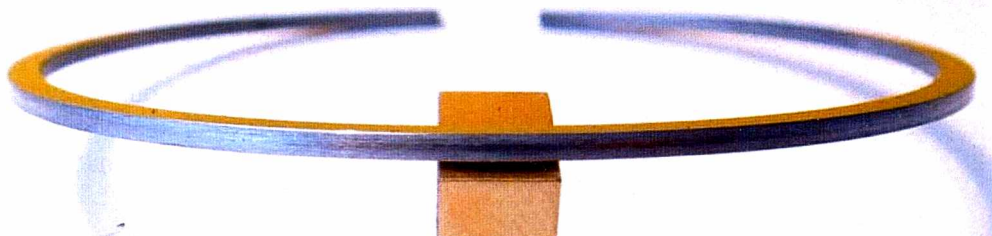
Rys. 3.15. Urządzenia sterujące procesem azotowania w technologii Nitrex



Rys. 3.16. Urządzenie do prowadzenia procesu azotowania w technologii Nitrex

Po azotowaniu grubość warstwy azotowanej na średnicy zewnętrznej (bieżni) ma minimum 0,05 mm, a na głębokości 0,05 mm ma twardość minimum 700 HV (0,1). Na powierzchniach bocznych grubość warstwy azotowanej wynosi minimum 0,03 mm i ma twardość na tej głębokości minimum 700 HV (0,1).

Wytworzone w ramach realizacji badań pierścienie uszczelniające, przeznaczone do pierwszej próby trwałościowej, przekazano do firmy kooperującej z FPT „Prima” S.A. w celu konstituowania warstwy wierzchniej azotowanej. Na rysunku 3.17 zamieszczono fotografię jednego z uszczelniających pierścieni tłokowych o średnicy 65 mm z warstwą wierzchnią azotowaną. Jest to wyrób gotowy, wykonany z taśmy stalowej japońskiej firmy Hitachi Metals Ltd; stal gatunku X90CrMoV18 według normy DIN EN 10088-1 nr 1.4112. Powierzchnie czołowe pierścienia poddano szlifowaniu oraz docieraniu, aby uzyskać odpowiednią średnicę zewnętrzną.



Rys. 3.17. Pierścień tłokowy stalowy azotowany średnicy zewnętrznej 65 mm

Aby sprawdzić grubość warstwy azotowanej oraz jej twardość, czyli prawidłowości realizacji procesu azotowania w technologii Nitrex, jeden z pierścieni przekazano do badań materiałowych.

Wykonano pomiary mikrotwardości warstwy wierzchniej pierścienia oraz sporządzono fotografie w technologii mikroskopii skaningowej (SEM) powierzchni azotowanej bieżni zewnętrznej pierścienia.

Pomiar twardości

Pomiar twardości wykonano metodą Vickersa w warunkach zgodnych z normą PN-ISO 6507-3 pod obciążeniem 50 G, 100 G oraz 1000 G.

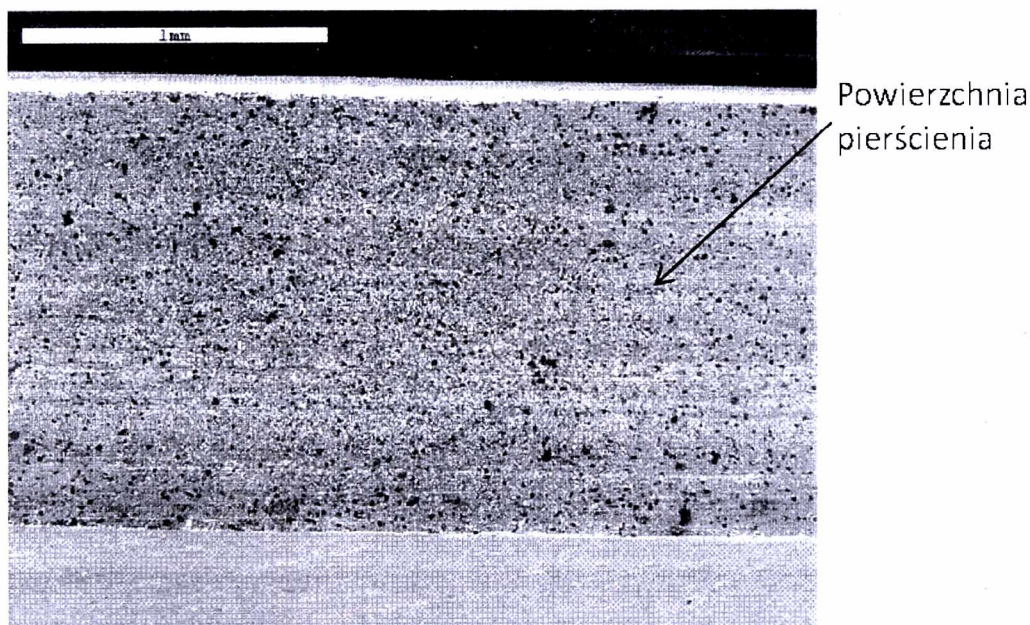
Twardość, a właściwie mikrotwardość, warstwy azotowanej wynosiła 1100 do 1300 HV 0,05.

Twardość rdzenia wynosząca 390 HV 10, ponownie została potwierdzona.

Zbadano również twardość na głębokości 0,05 mm i potwierdzono jej wartość równą około 830 HV 0,1, czyli większa, niż deklarowana minimalna w procesie azotowania Nitrex.

Badania makroskopowe

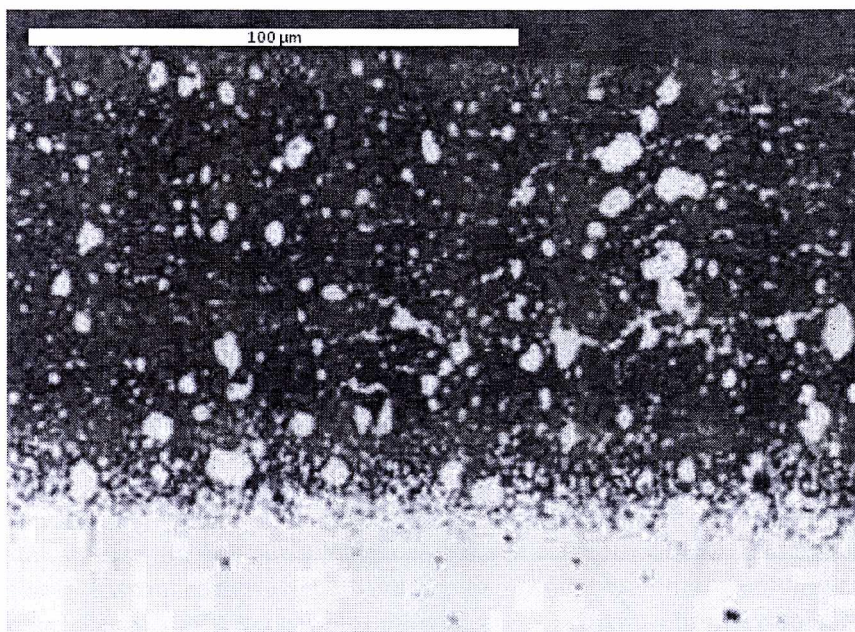
Obserwacjom makroskopowym poddano azotowaną powierzchnię bieżni pierścienia współpracującej z gładzią cylindra. Wykazano obecność obwodowych śladów szlifowania będących wynikiem docierania średnicy zewnętrznej pierścienia (rys. 3.18).



Rys. 3.18. Powierzchnia bieżni pierścienia współpracująca z gładzią cylindra.
Mikroskopia skaningowa

Badania mikroskopowe

Obserwacje mikroskopowe wykonano na mikroskopie Neophot Firmy Carl Zeiss. Stosowano powiększenie 400-krotne. Na rysunku 3.19 przedstawiono fotografię warstwy azotowanej. Ciemna powierzchnia to warstwa azotowana, a jasna stal X90CrMoV18.



Rys. 3.19. Fotografia przekroju pierścienia azotowanego.
Część ciemna: warstwa azotowana, część jasna: stal X90CrMoV18
wg normy DIN EN 10088-1 nr 1.4112

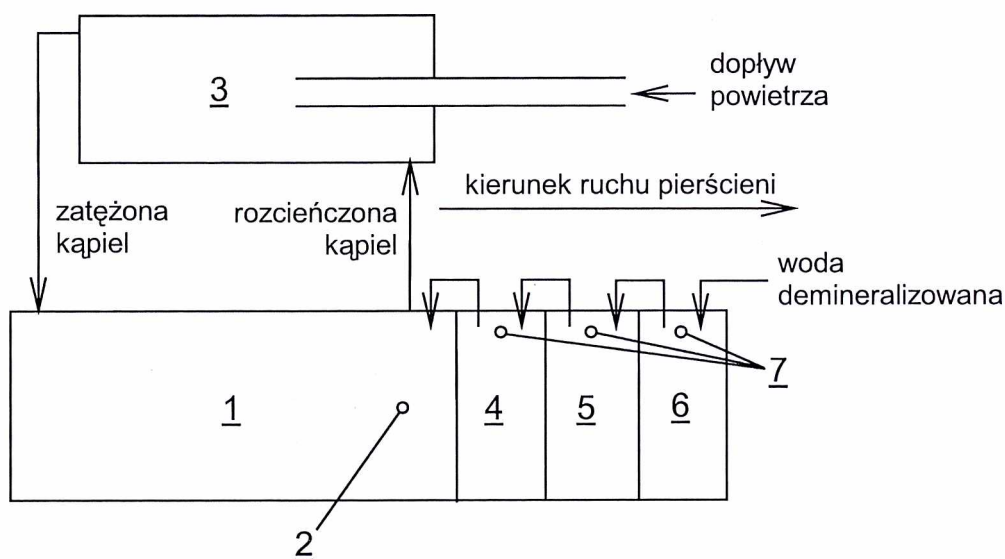
Stwierdzono, że warstwa azotowana ma grubość około 75 μm , czyli przekracza minimalną grubość o 25 μm . W warstwie występują cząstki (azotki) o wymiarach dochodzących do około 4 μm . Warstwa jest równomierna na całym przekroju pierścienia.

3.2.2. Powłoka chromowa

Drugą powierzchnią badaną w trakcie drugiej próby trwałości zespołowej była powierzchnia chromowa nałożona metodą galwaniczną na stali X90CrMoV18.

Nakładanie powłoki chromowej na bieżniach pierścieni tłokowych zostało wykonane w FPT „Prima” S.A. w tzw. bezściekowym procesie chromowania. Jest to spo-

sób chromowania w tzw. zamkniętym obiegu kąpieli. Polega on na wykorzystaniu procesu wyparnego. Zastosowany w FPT „Prima” S.A. proces jest wynalazkiem opatentowanym przez Instytut Mechaniki Precyzyjnej (IMP) i nosi nazwę „Odzysk kąpieli do chromowania przy użyciu wyparki IMPCHROM”. Sposób prowadzenia zamkniętego obiegu kąpieli polega na podawaniu kąpieli z wanny galwanicznej 1 (rys. 3.20) do wyparki 3, skąd częściowo stężona kąpiel jest z powrotem podawana do wanny 1.



Rys. 3.20. Schemat urządzenia do chromowania pierścieni:

1 – wanna technologiczna, 2 – sondy konduktometryczne, 3 – wyparka IMPCHROM,
4, 5, 6 – płuczki jednostopniowe, 7 – podnośniki kaskady

W zastosowanych wyparkach IMPCHROM wykorzystuje się ciepło kąpieli generowane w czasie procesu chromowania. W strefie odparowania kąpieli prowadzona jest w przepływie w stosunkowo cienkiej warstwie, przez którą przepływa powietrze. Przez częściowe odparowanie kąpieli w wyparce 3 uzyskuje się w wannie 1 rezerwę pojemności, umożliwiającą wprowadzenie do niej popłuczyn z układu trzech przeciwpływowych płuczek kaskadowych 4, 5 i 6, z których ostatnia zasilana jest wodą demineralizowaną. Podnośniki powietrzne 7 przepompowujące popłuczyny są tak skonstruowane, że umożliwiają przepompowanie jedynie nadmiaru popłuczyn, nie dopuszczając do spadku pierwotnie założonego poziomu. W wannie technologicznej 1 poziom kąpieli jest regulowany poprzez umieszczenie w niej sondy konduktometrycznej 2 (najdłuższa sonda jest sondą odniesienia, średnia sonda wyznacza minimalny poziom kąpieli, najkrótsza wyznacza

maksymalny poziom kąpeli), połączonych z elektronicznym regulatorem poziomu, który z kolei steruje zaworem elektromagnetycznym.

Powłokę chromową nakłada się na powierzchnie zewnętrzne pierścieni. Pierścienie przeznaczone do chromowania powinny mieć odpowiednio przygotowane krawędzie, co zapobiega sklejanemu się pierścieni w czasie obróbki galwanicznej, a w konsekwencji zabezpiecza przed wykruszaniem krawędzi. W tym celu na krawędziach zewnętrznych pierścieni stalowych w czasie walcowania profiluje się promienie, które dotychczas w pierścieniach żeliwnych były wykonywane w osobnej operacji.

Przed chromowaniem pierścienie uszczelniające i lamelki pierścieni olejowych centrowane są na trzpieniach i ściskane poosiowo bez centrowania w tulejach, tak jak to się wykonuje podczas chromowania pierścieni żeliwnych. Trzpień mają średnicę zewnętrzną większą od średnicy wewnętrznej pierścieni o 0,2–0,3 mm.

Rozcinanie zwijki następuje po chromowaniu. Pakietowane pierścienie podlegają procesowi oczyszczania powodującego dobrą przyczepność chromu do podłoża. W tym celu dla pierścieni stalowych opracowane zostało trawienie anodowe, które zastąpiło obróbkę hydrościerną stosowaną dotychczas w pierścieniach żeliwnych. Trawienie to umożliwia oczyszczenie powierzchni z tlenków, soli i innych zanieczyszczeń tak, aby uzyskana powierzchnia była czysto metaliczna. Prowadząc proces chromowania przestrzegana jest zasada, aby nie było żadnej warstwy pośredniej między powierzchnią metaliczną a powłoką chromową. Tak przygotowane pierścienie poddawane są chromowaniu. W czasie tej obróbki pierścienie umieszcza się w wannach galwanicznych wyłożonych wykładziną odporną na działanie kwasu chromowego. Wanny te są odpowiednio wentylowane oraz mają wykraplacze mgły kwasu chromowego. Do procesu chromowania, przebiegającego z szybkością nakładania powłoki około $1,1 \mu\text{m}/\text{min}$, stosowana jest kąpiel fluorokrzemianowa samosterująca i anody ze stopu ołowiu z dodatkiem 7% cyny.

Po chromowaniu pierścienie płukane są w płuczkach odzyskowych, następnie usuwane są narosty chromu (dogładanie powierzchni chromowej) na szlifierce bezkłowej taśmowej. Tak obrobione pierścienie podlegają procesowi odwodorowania, który przeprowadzany jest w celu wyeliminowania „kruchości wodorowej”. W czasie chromowania wydzielający się wodór dyfunduje w materiał podłoża i w przypadku stali powoduje kruchość wodorową. W celu usunięcia naprężeń powstałych z tego powodu przeprowadza się proces odwodorowania polegający na ogrzewaniu pierścieni w suszarce z cyrkulacją powietrza o temperaturze 450–570 K w czasie minimum 2 godzin. Po odwodorowaniu pierścienie są rozpakietowywane i poddawane dalszej obróbce mechanicznej. Powierzchnie chromowane w pierścieniach tłokowych są szlifowane i docierane.

Grubość nałożonej powłoki chromu w zależności od przeznaczenia pierścieni jest równa 0,06–0,3 mm.

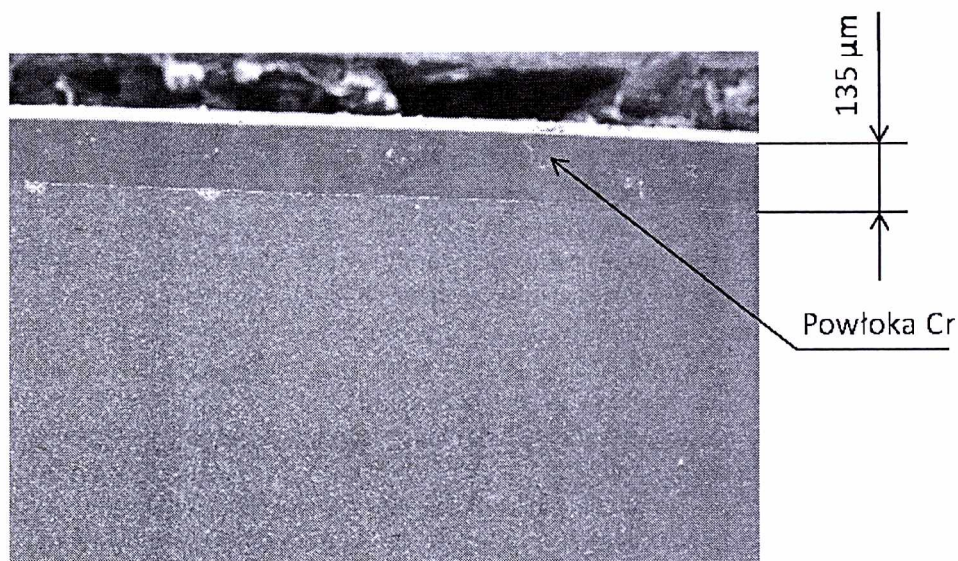
Badania materiałowe pierścieni z powłoką chromową

Celem badań było:

- określenie składu chemicznego naniesionej powłoki trwałościowej na średnicy zewnętrznej pierścienia,

- określenie metody naniesienia powłoki trwałościowej na pierścień,

Badaniom poddano tylko powłokę nałożoną na średnicy zewnętrznej pierścienia – zaznaczoną strzałką na rys. 3.21.



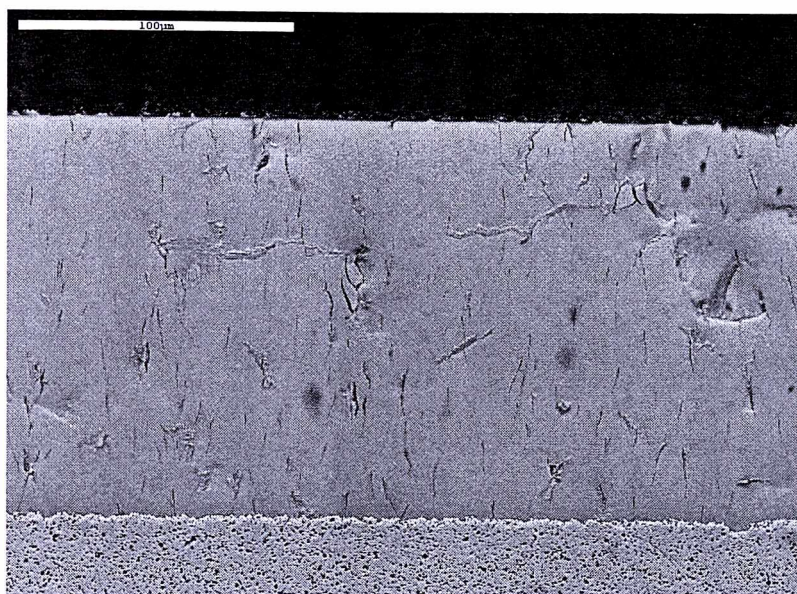
Rys. 3.21. Widok ogólny przekroju poprzecznego pierścienia z zaznaczoną badaną powłoką o grubości około 135 μm . Mikroskopia skaningowa (SEM)

Zastosowano następujące metody badań:

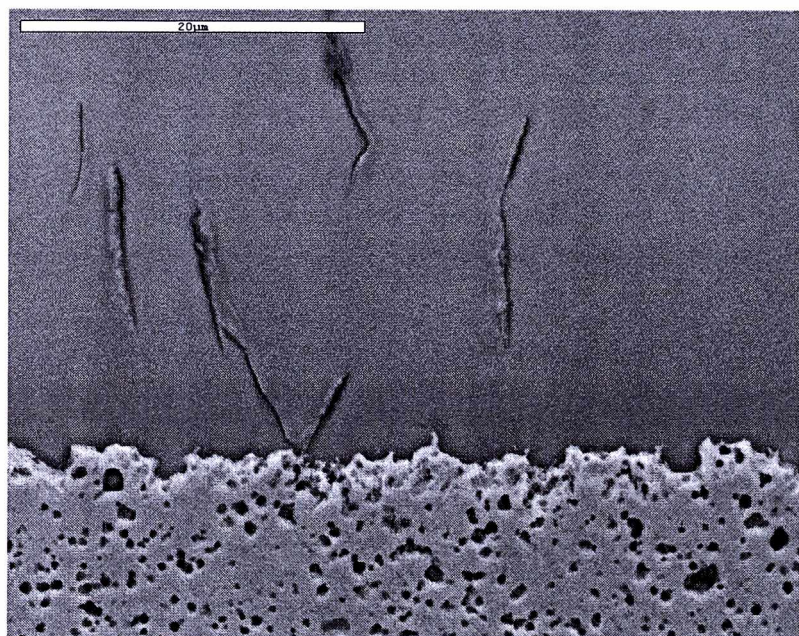
- Mikroanaliza składu chemicznego za pomocą mikroanalizatora EDX, Oxford Link ISIS-300 współpracującego z elektronowym mikroskopem JEOL-JSM 5800LV. Mikroanaliza ta polegała na uzyskaniu widma energetycznego promieniowania rentgenowskiego z powierzchni badanej próbki w celu określenia występujących pierwiastków. Wyniki analizy przedstawiono w postaci charakterystycznego widma promieniowania rentgenowskiego.

- Badania mikroskopowe za pomocą elektronowego mikroskopu skaningowego JEOL-5800 LV, stosując detektory SE i BSE.

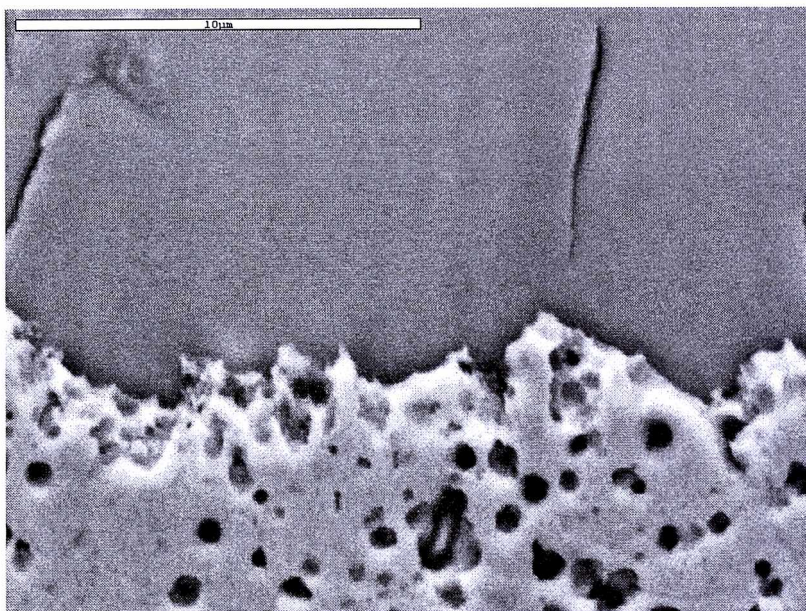
Na powierzchni zewnętrznej pierścienia stwierdzono obecność powłoki wykonanej z chromu grubości od 132 μm do 141 μm . W powłoce chromowej stwierdzono liczne drobne mikropęknięcia poprzeczne uwidoczniające się po wytrawieniu (rys. 3.22 –3.24).



Rys. 3.22. Powłoka chromowa na średnicy zewnętrznej pierścienia.
Trawienie 5% HNO_3 . Mikroskopia skaningowa



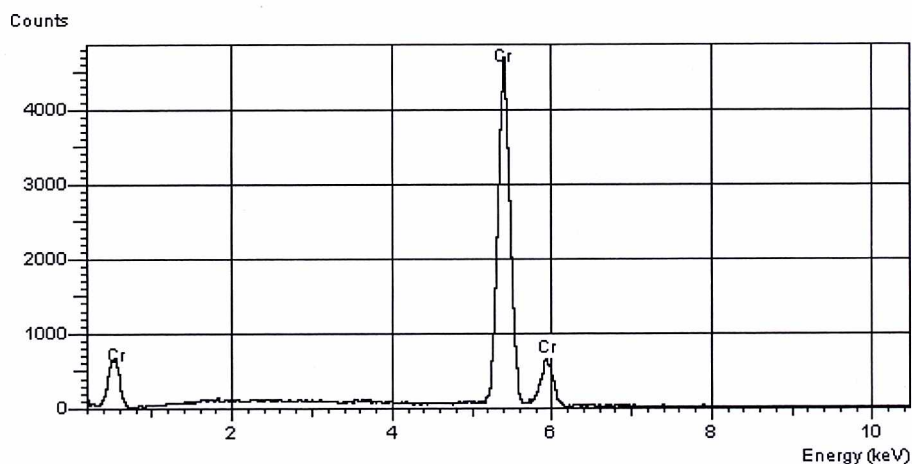
Rys. 3.23. Powiększony fragment obszaru pokazanego na rys. 3.21. Widoczne mikropęknięcia
w warstwie chromowej. Mikroskopia skaningowa. Trawienie 5% HNO_3



Rys. 3.24. Powiększony fragment obszaru pokazanego na rys. 3.21. Widoczne mikropęknięcia w warstwie chromowej. Mikroskopia skaningowa. Trawienie 5% HNO_3

Mikroanalizę składu chemicznego powłoki zewnętrznej wykonano za pomocą mikroanalizatora EDX, Oxford Link ISIS-300 współpracującego z elektronowym mikroskopem JEOL-JSM 5800LV.

Widmo energetyczne promieniowania rentgenowskiego uzyskane z powłoki zewnętrznej (rys. 3.25).



Rys. 3.25. Widmo energetyczne promieniowania rentgenowskiego z powłoki zewnętrznej

W wyniku analizy uzyskanego widma energetycznego promieniowania rentgenowskiego, potwierdzono, że powłoka zewnętrzna jest wykonana z chromu.

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono:

- Na powierzchni zewnętrznej pierścienia stwierdzono obecność powłoki trwałościowej grubości 132–141 μm , wykonanej z chromu.
- Warstwa chromowa została nałożona metodą galwaniczną.
- W powłoce chromowej stwierdzono występowanie licznych poprzecznych mikro-pęknięć.

3.2.3. Powłoka chromowa z nasypem diamentowym – powłoka PCD

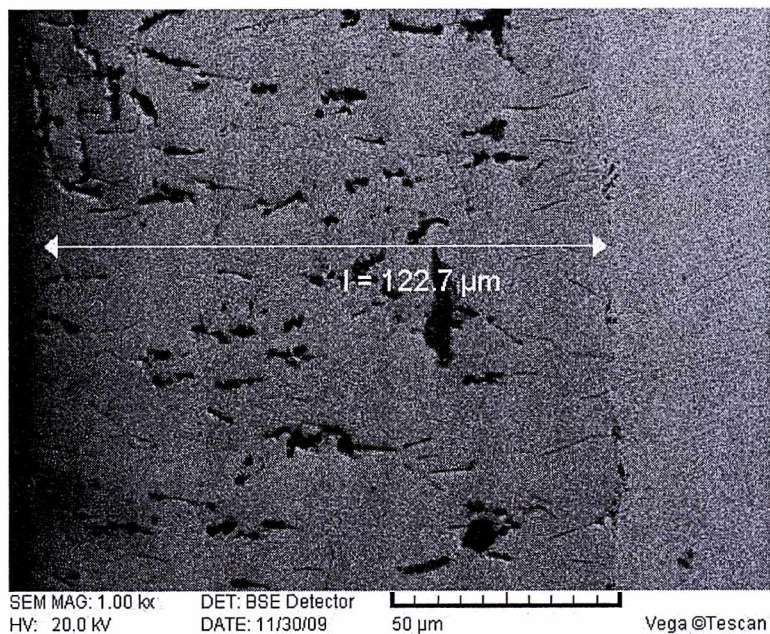
W trakcie trzeciej próby badaniom poddano pierścień ze stali X90CrMoV18 z powłoką otrzymaną w technologii chromowania. Jest ona prowadzona według opisanego procesu z celowo wprowadzonymi spękaniami. W pęknięciach tych, otrzymanych w wyniku odwrócenia biegunowości kąpieli galwanicznej, osadzono proszek diamentowy. Proszek został wcześniej dodany do kąpieli galwanicznej i znajdował się w niej w formie zawiesiny. Konstytuowana powłoka jest wielowarstwowa. Po uformowaniu każdej z warstw, odwracano biegunowość prądu i powstawały spękania jednolitej powłoki chromu. W spękania te wskutek burzliwego przebiegu procesu wnikał proszek diamentu. Po odpowiednim czasie powracano do pierwotnej biegunowości kąpieli, osadzając kolejną warstwę powłoki chromowej. Proces powtarzano sześciokrotnie, otrzymując powłokę o żądanej grubości. Ponieważ w trakcie procesu nie ulegał zmianie skład kąpieli, powłoka jest w przekroju jednolita z licznymi spękaniami o długości równej grubości poszczególnych warstw chromu. Powłoka ta ma nazwę handlową PCD. Jej powstanie jest efektem ścisłej współpracy Politechniki Wrocławskiej, w tym autora, z Fabryką Pierścieni Tokowych „Prima” S.A. w Łodzi.

Badania materiałowe pierścieni z powłoką PCD

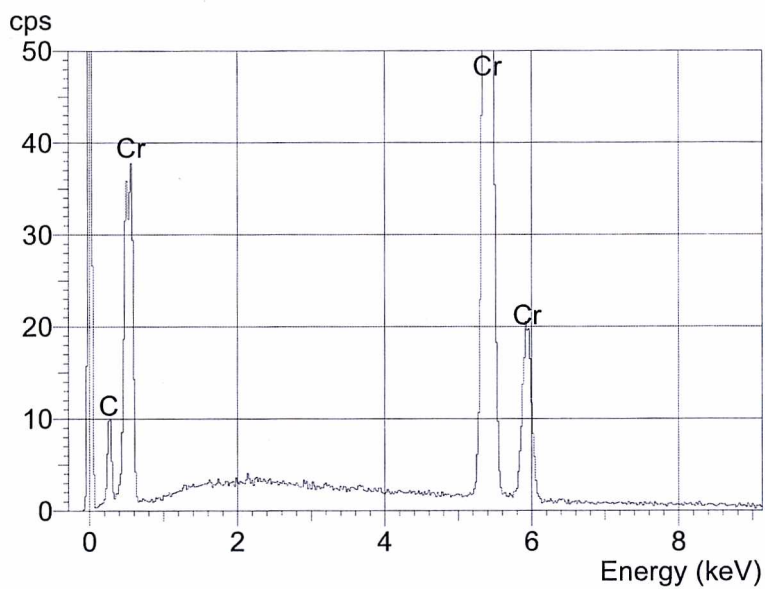
Badania materiałowe przeprowadzono metodą SEM-EDX, z wykorzystaniem mikroanalizatora Link 300 ISIS Oxford Instruments w elektronowym mikroskopie skaningowym Vega 5135 Tescan. Badaniom poddano warstwę PCD przedstawioną na rys. 3.26.

Grubość badanej warstwy chromu z nasypem diamentowym jest równa 122,7 μm .

Na rysunku 3.27 przedstawiono widmo promieniowania rentgenowskiego z przekroju badanej warstwy pierścienia. Celem wykonania widma było określenie składu ilościowego pierwiastków w powłoce. Energia wiązki elektronowej zastosowana w pomiarach była równa 20 keV, zastosowano powiększenie 3000 $\times$.



Rys. 3.26. Przekrój warstwy wierzchniej pierścienia chromowanego z dodatkiem diamentu
[materiał własny FPT Prima S.A.]



Rys. 3.27. Widmo promieniowania rentgenowskiego z przekroju badanej powłoki
[materiał własny FPT Prima S.A.]

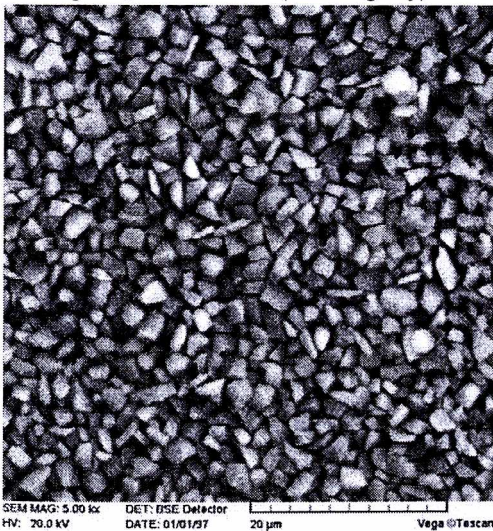
W wyniku przeprowadzonego badania otrzymano zamieszczony w tabeli 3.2 skład pierwiastków wyrażony w % wagowych. Skład ten jest uśrednionym wynikiem 10 pomiarów w polach o wymiarach 80×60 mikrometra (powiększenie źródłowe 3000×).

Tabela 3.2. Uśredniony wynik pomiaru składu w % wagowych
[materiał własny FPT Prima S.A.]

Element, %	C	Cr
Minimum	2,810	92,770
Maksimum	3,230	97,190
Wartość średnia	2,968	97,032
Odchylenie stand.	0,162	0,162

Wyniki pomiaru wskazują, że zawartość diamentu w powłoce chromu jest równa około 3% wagowych. Obecność w powłoce diamentu, jako najtwardszego z tworzyw spotykanych w przyrodzie, oznacza ogólne zwiększenie twardości średniej powłoki, ale również jest bardzo korzystne ze względu na współpracę. Chodzi o małą odporność temperaturową diamentu. Otóż minerał ten w temperaturze około 970 K podlega grafityzacji. W normalnych warunkach pracy między powierzchnią pierścienia i cylindra

powiększenie 5000× (widok ogólny)



powiększenie 10000×



Rys. 3.28. Widok krystalitów diamentu [materiał własny FPT Prima S.A.]

znajduje się film olejowy. W skrajnych obciążeniach może jednak dojść do jego przerwania i współpracy w procesie tarcia granicznego lub mieszanego. Szczególnie ten ostatni przypadek stwarza niebezpieczeństwo zatarcia. Tu jednak może pomóc obecność diamentu, który przy dużych naciskach jednostkowych i osiągnięciu w związku tym temperatury lokalnej przewyższającej temperaturę grafityzacji, staje się swoistym smarem stałym.

W związku z istotną rolą diamentu w powłoce będącego w istocie w postaci bardzo drobnych kryształów poddano go badaniom w celu określenia wielkości kryształitów. Badania wykonano metodą SEM-EDX, Link 300 ISIS Oxford Instruments w elektronowym mikroskopie skaningowym Vega 5135 Tescan. Zdjęcia skaningowe proszku oraz naniesione pomiary wielkości kryształitów przedstawiono na rys. 3.28.

Średni wymiar kryształitów proszku diamentu, obliczony na podstawie 95 pomiarów, wynosi 2,4 mikrometra.

3.3. Badania cylindra silnika

Wobec osiągnięcia przez silnik badawczy po trzeciej próbie stanu granicznego cylindrów zaistniała możliwość weryfikacji materiału, z jakiego wykonano jego blok.

Cel i zakres badań

Badania miały na celu określenie gatunku i mikrostruktury materiału, z którego został wykonany blok silnika Siecento 900.

Zakres badań:

- Badania mikroskopowe z wykorzystaniem mikroskopu świetlnego NEOPHOT 32
- Wydanie orzeczenia

Badania mikroskopowe

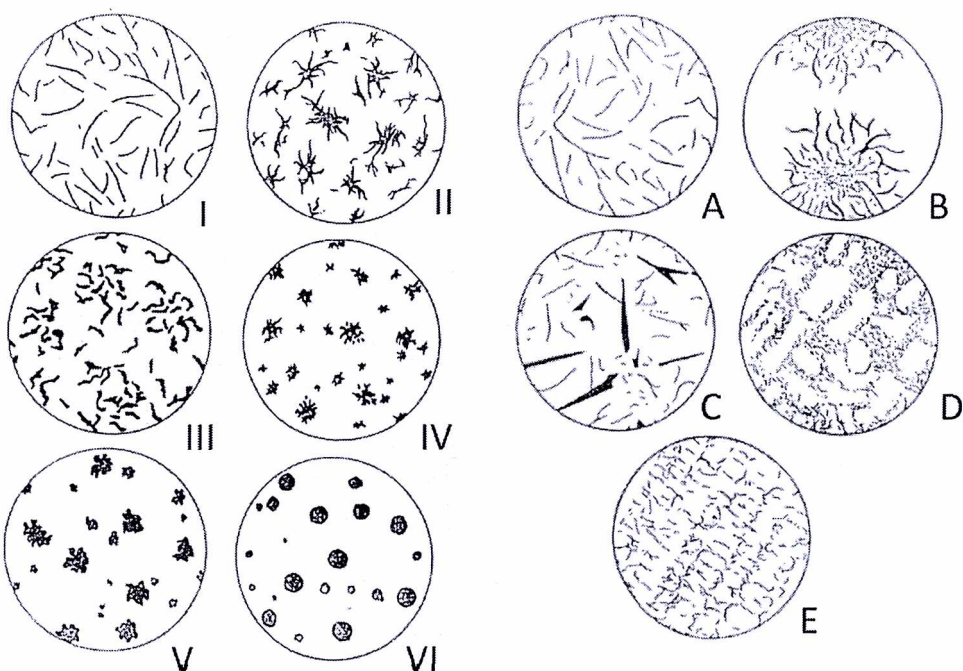
Badania zostały przeprowadzone za pomocą mikroskopu świetlnego NEOPHOT 32.

Zgodnie z normą PN-EN ISO 945 określono cechy wydzieliń grafitu. Po dokonaniu zglądu zaobserwowano grafit w postaci przedstawionej na rys. 3.29, przy powiększeniu rzędu 100x. Kształt wydzieliń według wzorca (rys. 3.30) został wybrany jako numer I.

Wzorce rozmieszczenia grafitu (rys. 3.31) pokazują pięć rodzajów oznaczonych literami od A do E. Przedmiotowy przypadek ma rozmieszczenie typu C.



Rys. 3.29. Zdjęcie ukazujące wydzielenia grafitu. Powiększenie 100×



Rys. 3.30. Wzorce kształtu wydzielen grafitu
(rozmieszczenie A)

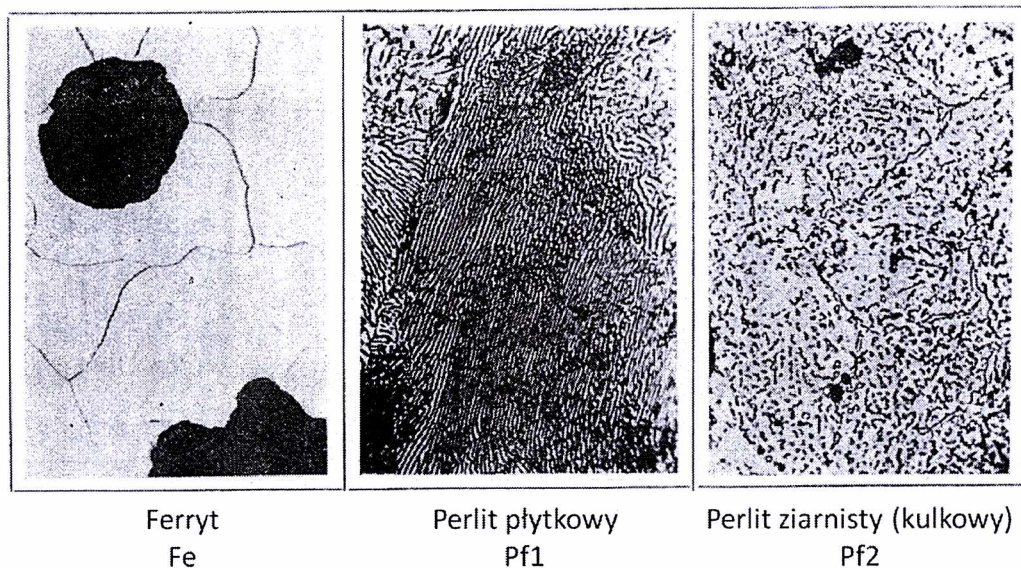
Rys. 3.31. Wzorce rozmieszczenia
wydzielen grafitu

Wielkości wydzieli grafitu oscylują w zakresie od ok. 250 μm do 350 μm (średnica). Zgodnie z normą PN-EN ISO 945 jest to numer wzorca 3, co pokazuje tabela 3.3.

Tabela 3.3. Wymiary wydzieli grafitu o kształcie I do IV

Numer wzorca	Wymiary wydzieli obserwowane przy powiększeniu 100x	Rzeczywisty wymiar
	mm	mm
1	>100	>1
2	50 do 100	0,5 do 1
3	25 do 50	0,25 do 0,5
4	12 do 25	0,12 do 0,25
5	6 do 12	0,6 do 0,12
6	3 do 6	0,03 do 0,06
7	1,5 do 3	0,015 do 0,03
8	<1,5	<0,015

Ocena rodzaju osnowy metalicznej została przeprowadzona według normy PN-04661.



Rys. 3.32. Rodzaje osnowy metalicznej. Powiększenie około 100x

Ze zglądu trawionego widocznego na rysunku 3.33 można wywnioskować, że badane żeliwo ma ośnowę perlitu płytkowego.



Rys. 3.33. Próbką z widoczną ośnową perlityczną. Powiększenie 400×

Procentową, średnią zawartość perlitu określa norma PN 04661 przy powiększeniu 100× zglądu trawionego. W przypadku danego materiału jest to 100% perlit.



Rys. 3.34. Próbką po trawieniu. Powiększenie 100×

Wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że:

- materiał, z którego wykonany jest blok silnika benzynowego z pojazdu samochodowego Seicento, jest żeliwem szarym o strukturze perlitycznej ENGJL-320,
- charakterystyka wydzieleni grafitu – I C 3; osnowa perlityczna.

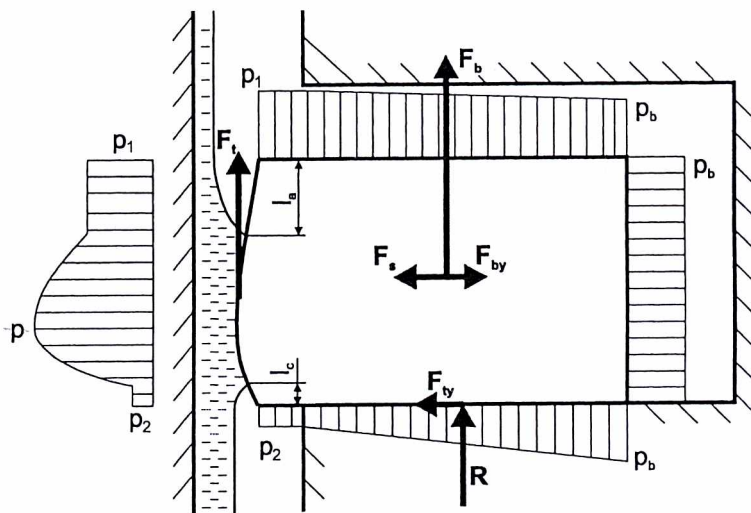
4. Badania symulacyjne współpracy pary trącej pierścienie tłokowe–cylinder silnika spalinowego

4.1. Analiza literaturowa symulacji współpracy zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego

Jedną z najbardziej rozpowszechnionych na świecie par trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny jest para pierścieni uszczelniający–cylinder zespołu tłok–pierścienie–cylinder (TPC) silnika spalinowego. Zespół TPC silnika spalinowego jest rozwiązaniem generującym znaczne opory ruchu. Różni badacze oceniają udział strat tarcia, przypadających na węzeł pierścienie tłokowe–cylinder, na 19–60% ogółu strat tarcia w silniku spalinowym. Wiąże się to z charakterem ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka w cylindrze. Zmienna prędkość, a zwłaszcza jego nawrotny charakter, z chwilowym zatrzymaniem w położeniach zwrotnych, nie sprzyjają powstawaniu filmu olejowego na całej długości ruchu tłoka w cylindrze. 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, oczywiście, ruch pierścienia po powierzchni cylindra (rys. 4.1).

W położeniach zwrotnych tłoka zbliżaniu się pierścienia do cylindra przeciwdziała zjawisko wyciskania oleju z przestrzeni między powierzchnią roboczą pierścienia a powierzchnią cylindra (efekt wyciskania). Zachodzi ono w efekcie oddziaływania sprężystości własnej pierścienia [87]. Mechanizmem warunkującym uszczelnienie pierścienia w cylindrze jest zjawisko jego dociskania do powierzchni cylindra oraz dolnej powierzchni rowka tłoka, wywołane ciśnieniem pochodzącym od gazów spalinyowych powstałych podczas spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w komorze spalania silnika spalinowego (rys. 4.1). Ciśnienie to nie ma wartości stałej wzdłuż przekroju pierścienia tłokowego. Jego wartość maleje wzdłuż wysokości pierścienia i wynosi

w zależności od rodzaju silnika maksymalnie 21 MPa [52], [56]. Spadek ciśnienia jest uwarunkowany geometrią powierzchni bocznej oraz początkową jego wartością. Ciśnienie powyżej i poniżej pierścienia ma również wpływ na ciśnienie w filmie olejowym na powierzchni bocznej pierścienia na styku z cylindrem [34].



Rys. 4.1. Schemat rozkładu nacisków i sił działających na pierwszy pierścień tłokowy uszczelniający w cylindrze podczas ruchu tłoka w kierunku zwrotu zewnętrznego (ZZ) [71]:

p_b – ciśnienie za pierścieniem, p – rozkład ciśnienia na powierzchni czołowej pierścienia,
 p_1 – ciśnienie nad pierścieniem, p_2 – ciśnienie pod pierścieniem

Pierścienie tłokowe wykonują w cylindrze skomplikowane ruchy wywołane wahaniami tłoka w cylindrze, wynikającymi z niezbędnego luzu między elementami układu TPC i układu korbowego. Ruchy te to przemieszczenia pierścienia poosiowe i promieniowe w rowku tłoka, obrót w rowku pierścieniowym względem osi cylindra oraz odkształcenia powodujące pochylenia pierścienia względem gładzi cylindra. Wywołują one chwilową zmianę profilu pierścienia względem gładzi cylindra i wpływają w istotny sposób na parametry filmu olejowego w szczelinie między pierścieniem a gładzią cylindra [35]. Dodatkowo wpływ na chwilowe położenie pierścienia mają również odkształcenia cylindra.

Badania ruchu pierścienia i modelowanie układu sił występujących w zespole tłok–pierścień–cylinder (TPC) opisano w wielu publikacjach, między innymi w pracach Drogoscha i in. [13], Meiera [67], Jakobsa [37]. Potwierdzone licznymi pomiarami wyniki rozważań teoretycznych opublikował Tschöke w pracach [103], [104]. Ruchy pierścienia zostały opisane również przez Kornprobsta i in. [54]. Kornprobst i in. przedstawili program opisujący ruchy pierścieni tłokowych w cylindrze (poparte

wynikami pomiarów) umożliwiającą obliczenie wielu innych parametrów, między innymi; przedmuchów gazów spalinowych z komory spalania do skrzyni korbowej, sił i momentów działających na pierścien tłokowy uszczelniający, oporów ruchu oraz przebiegu prędkości względnej pierścienia i tłoka. Prace nad opisem ruchu pierścienia opublikował również Dursunkaya i in. [16] oraz Heywood i in. [32]. Z przytoczonych publikacji wynika, że uszczelnienie jest najlepsze wtedy, gdy podczas całego cyklu pracy pierścień jest 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 przedmuchi spaliny do skrzyni korbowej.

Gdy suma sił działających wzdłuż osi cylindra na pierścień zmienia zwrot (rys. 4.1), wtedy pierścień może odrywać się od dolnej powierzchni rowka tłoka i przemieszczać w kierunku poosiowym, 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 dość dużej częstotliwości. Drgania te mogą najprawdopodobniej mieć amplitudę w kierunku promienia cylindra [35]. Jednak pierścień w przeważającej części swej pracy jest oddzielony od tulei cylindrowej warstwą filmu olejowego. Wtedy każde drganie promieniowe jest silnie tłumione i nie ma wpływu na pracę uszczelnienia. W chwili pojawienia się przedmuchów między powierzchnią ślizgową pierścienia a gładzią cylindra tłumienie to zanika. Pozostaje jednak tłumienie wywołane promieniowym przemieszczaniem się pierścienia i stykiem jego powierzchni górnej i dolnej z rowkiem pierścieniowym w tłoku, które zanika jedynie w momencie przemieszczania się osiowego pierścienia.

Na chwilowe położenie pierścienia w rowku tłoka mają wpływ następujące siły: siła gazowa F_{gaz} , siła bezwładności F_B , siła tarcia F_T , siła własnej sprężystości pierścienia F_{spr} , siła oddziaływania hydrodynamicznego F_{hydr} (rys. 4.1). W celu określenia chwilowego położenia należy ustalić równowagę sił działających na pierścień w kierunku promieniowym (rad) i osiowym (ax). W ten sposób można zapisać równania równowagi sił w następującej postaci (4.1):

w kierunku osiowym(ax):

$$F_{Bax} + F_{\text{gaz}ax} + F_{Tax} + \text{inne} = 0 \quad (4.1)$$

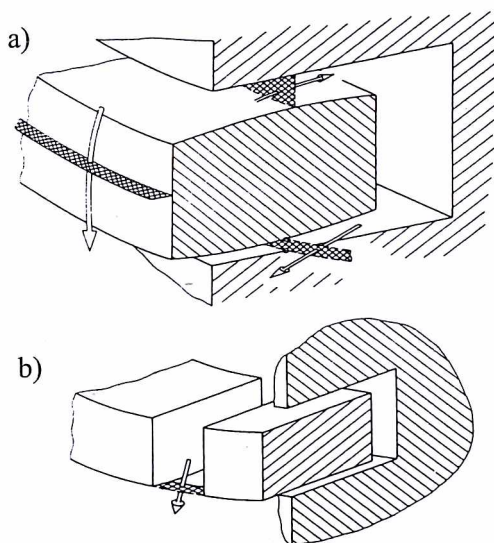
w kierunku promieniowym (rad):

$$F_{\text{spr}} + F_{\text{gaz}rad} + F_{T_{rad}} + \text{inne} = 0$$

W rozważaniach nie uwzględniono w równaniu pochylenia pierścienia. Siły gazowe powstają wskutek ciśnienia działającego na pierścień ze wszystkich stron. Rozkład ciśnienia na powierzchni górnej oraz za pierścieniem jest w tym położeniu pierścienia w przybliżeniu stały. Ciśnienie za pierścieniem jest dodatkowo wspomagane własną sprężystością pierścienia (F_{spr}).

Występujące w zespole TPC naciski są następstwem ciśnień pochodzących od procesu spalania i sprężystości własnej zespołu pierścieni tłokowych. Wartości tych ciśnień są określane w wyniku pomiarów bezpośrednich lub obliczeń prowadzonych z wykorzystaniem modeli matematycznych przepływu czynnika w zespole TPC. Za przykład pomiarów bezpośrednich ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych można przytoczyć prace Todsena [102] i Englisha [18]. Stwierdzono w nich ponaddziesięciokrotny spadek ciśnienia na pierwszym pierścieniu w pierwszej fazie procesu spalania, a więc w przedziale $0-20^\circ$ OWK.

Podstawowym zagadnieniem w modelowaniu przepływu czynnika w zespole TPC jest opisanie przestrzeni międzypierścieniowych i przepływu gazów między nimi. Ciśnienia te są liczone krokowo z przepływu gazu przez pakiet pierścieni, gdzie wartościami brzegowymi są zmierzone ciśnienia panujące w komorze spalania i skrzyni korbowej. Przy czym powinien być uwzględniony przepływ gazu przez zamek pierścienia oraz powierzchnie boczną, górną i dolną pierścienia (rys. 4.2)



Rys. 4.2. Szczeliny wypływu gazu na pierścieniu tłokowym [54]:
a) na powierzchni uszczelniających, b) na zamku pierścienia

W większości modeli dostępnych w literaturze zakłada się, że przepływ pomiędzy pierścieniami, tłokiem i gładzią tulei zachodzi zgodnie z przemianą izotermiczną. W praktyce jest to zbliżone do prawdy ze względu na bardzo bliski kontakt tych elementów oraz niewielkie ich przekroje. Nieodzowna jest przy tym znajomość temperatury poszczególnych elementów. Najczęściej za model uszczelnienia tłoka z pierścieniami w tulei cylindrowej przyjmuje się labirynt ograniczony powierzchnią cylindra,

boczną powierzchnią tłoka, powierzchniami górną, dolną i tylną rowków pierścieniowych w tłoku i pierścieniami tłokowymi. Jest to kilka przestrzeni połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi. Z charakteru zmian ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika wynika, że przepływ w tych przestrzeniach jest nieustalony i jego natężenie zależy nie tylko od przekroju szczelin, ale i objętości poszczególnych przestrzeni [71].

Zgodnie z opisem na rysunku 4.2a, przy ustawieniu pierścienia w tej pozycji przepływ gazu może odbywać się nie tylko przez zamek, lecz również wokół pierścienia. Wymiar pola przekroju na powierzchni bocznej może dziesiątki razy przekraczać wartość pola przekroju powierzchni zamka [97]. Do takiej sytuacji może dojść przy przemieszczeniach osiowych pierścienia w rowku tłoka.

W wyniku procesu wytwarzania elementów zespołu TPC ich kształt wskutek założonych dokładności wykonawczych odbiega od doskonałości. Może to wpływać na zwiększenie intensywności przepływu czynnika przez powstałe nieszczelności. Mogą to być niekołowości cylindrów, brak płaskości powierzchni półek rowków pierścieniowych, brak kołowości pierścieni po montażu zespołu TPC i inne. Również w trakcie eksploatacji pojawiają się zmiany przepływu związane z zużyciem elementów zespołu TPC. Objawiają się one przykładowo wzrostem zużycia cylindra w ZZ pierwszego pierścienia.

Na wartość natężenia przepływu ma również wpływ zmiana warunków pracy silnika powodująca temperaturowe zmiany geometrii elementów zespołu TPC. Tłok w jednym cyklu pracy wielokrotnie zmienia swoje położenie w cylindrze, przylegając do jego powierzchni jedną lub drugą stroną oraz przyjmując położenia skośne. Ma to wpływ na zmiany pola powierzchni przekroju zamka.

W przestrzeniach między pierścieniami a półkami rowków tłoka i powierzchnią cylindra znajduje się olej smarujący, który powoduje zmniejszenie ich objętości oraz doszczelnienie. Ilość oleju znajdującego się na tych powierzchniach zależy od mikrogeometrii powierzchni oraz ich zwilżalności olejem.

Opisane w literaturze modele matematyczne przepływu gazów w zespole TPC różnią się między sobą zarówno sposobem opisu, jak i zakresem uwzględnianych zjawisk [71]. W modelach Tinga [101], Furuhamy [22] i Munro [69] założono, że temperatura czynnika w poszczególnych stopniach i ich objętości są stałe i niezmiennie w czasie oraz że przepływ między poszczególnymi stopniami odbywa się tylko przez zamki pierścieni, a ich przekroje są stałe. Sam przepływ jest modelowany jako izentropowy przepływ przez kryżę i korygowany współczynnikiem przepływu. Ponadto uwzględniono, że przepływ w zależności od stosunku ciśnień przed i za szczeliną może być podkrytyczny lub krytyczny. Zamodelowano zespół trzypierścieniowy, obciążony siłami: ciśnieniem gazu, tarcia, oporu oleju podczas osiadania na półce rowka tłoka oraz adhezji pierścienia uszczelniającego. Pominięto uszczelniające działanie pierścienia olejowego. W modelu Miyachiki i innych [68], poza wymienionymi cechami, uwzględniono uszczelniające działanie pierścienia olejowego, zawężając obciążenie do sił pochodzących od ciśnienia gazu i bezwładności. W modelu Yoshidy

i innych [109], [110], [111] wprowadzono dodatkowo współzależność między modelem uszczelnienia i modelem dynamiki pierścieni. Polega to na uwzględnieniu dodatkowego pola powierzchni przepływu czynnika w momencie, gdy pierścień nie styka się z rowkiem pierścieniowym. Podobnie Petris i inni [75] również uwzględnili przepływ dookoła pierścienia. Opierając się na dotychczas wymienionych modelach, w odmienny sposób liczą pole powierzchni przepływu, jako sumę ważoną pola powierzchni przekroju zamka, oraz pola powierzchni przekroju pomiędzy pierścieniem a rowkiem. Wagami są podane w pracy Namaziana i Heywooda [70] współczynniki przepływu w zamku i rowku pierścienia. Ponieważ pole między powierzchnią pierścienia a rowkiem jest małe oraz z uwagi na niedokładności wykonania, uwzględniają oni tę wartość nawet w czasie, gdy pierścień spoczywa na rowku tłoka (rys. 4.2b). Wspomniany model Namaziana i Heywooda [70] w pełni ujmuje zagadnienia przepływu zarówno przez zamek pierścieni, jak i wokół pierścienia. Przyjęto, że labirynt składa się z trzech przestrzeni: dwóch za pierścieniami uszczelniającymi i jednej między nimi. Podobnie jak w przypadku wymienionych modeli pominięto działanie uszczelniające pierścienia zgarniającego. Założono izotermiczny przepływ między stopniami, w których temperatura czynnika jest stała i równa założonej temperaturze cylindra. Najważniejszym *novum* jest to, że przestrzenie za pierścieniami są połączone szczelinami o przekrojach wynikających z chwilowych położeń pierścieni w rowkach. Podobnie jak w modelach Tinga i Furuhamy, przepływ przez zamek jest izentropowym (bez wymiany ciepła z otoczeniem) przepływem przez kryżę z uwzględnieniem przepływu krytycznego i podkrytycznego. Heywood w pracy [32] powrócił do modelu opublikowanego wspólnie z Namazianem, przedstawiając jego udoskonaloną wersję. Uwzględniono tu uszczelniające działanie pierścienia olejowego. Ponadto wprowadzono statyczne i dynamiczne skręcenia poprzeczne pierścieni. Przemieszczenia osiowe oraz skręcenia dynamiczne są tu określone jako wynik równowagi sił i momentów pochodzących od ciśnienia gazu, bezwładności, oporu oleju podczas opadania pierścienia na półkę rowka w tłoku, nacisków powierzchniowych między półkami rowka i pierścieniem, sił tarcia oraz ciśnienia w filmie olejowym. Przepływ przez szczelinę pierścień-rowek jest modelowany jak w pracy [71] i przyjęty jako izotermiczny.

Nieco odmienny sposób opisu wymiany czynnika między przestrzeniami pierścieniowymi zastosował Sygniewicz [97]. Zmienił on założenie o stałej temperaturze w stopniach równej temperaturze cylindra na zmienną temperaturę wynikającą z równania zmiany energii wewnętrznej czynnika. W modelu tym założono jednak, że objętość stopni jest stała, a izentropowy przepływ następuje jedynie przez zamki pierścieni. Pole przekroju powierzchni zamka zmienia się według skali logarytmicznej, która jest związana z założonymi logarytmicznymi zmianami temperatury ścianki tulei cylindrowej wzdłuż jej tworzącej. 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 [61]. 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 zmierzonego ciśnienia i przepływu, co pozwala dla konkretnego silnika na określenie objętości przedmuchu spalin do skrzyni korbowej i ciśnienia międzypierścieniowego w zależności od luzu na zamku, czy objętości przestrzeni międzypierścieniowych. Kontynuacją badań Sygniewicza jest rozwój modeli matematycznych przeprowadzony przez Smoczyńskiego i przedstawiony w pracach [89], [90], [91], [92], [93]. 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 [92]. W dalszych pracach model jest rozbudowany o skrętne przemieszczenia pierścienia w rowku tłoka, odkształcenia pierścienia i półki pierścieniowej w tłoku, co pozwala już na określenie położenia kąтового powierzchni ślizgowej uszczelniającego pierścienia tłokowego względem powierzchni tulei cylindrowej [89], [90], aby w pracy [91] 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 obniżenia do minimum strat tarcia.

Modelem, podsumowującym dotychczasowe opisy procesu przepływu czynnika w labiryncie zespołu TPC, jest zaproponowany przez Niewczasa i Koszałkę model opisany w pracach [55], [71]. W modelu tym uwzględniono wpływ zużycia elementów zespołu TPC w trakcie eksploatacji silnika spalinowego, który objawia się w postaci powiększenia luzów oraz zmiany sprężystości pierścieni tłokowych. Ciśnienie w przestrzeniach międzypierścieniowych zintegrowane jest z przemieszczeniem pier-

ścieni w rowkach pierścieniowych. Oznacza to, że objętość i pole przekroju zamków pierścieni są funkcjami kąta obrotu wału korbowego, natomiast pole przekrojów szczelin między pierścieniem a półkami rowków pierścieniowych wynikają z chwilowych położeń pierścieni w rowkach. Niezależnie rozpatrywane są przestrzenie międzypierścieniowe i zapierścieniowe. Oznacza to uwzględnienie przepływów między bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków oraz akumulacyjne działanie przestrzeni zapierścieniowych. Model nie uwzględnia przepływu między boczną powierzchnią pierścienia a cylindrem zakładając idealną jego kołowość i przyleganie pierścienia na całym obwodzie cylindra. W modelu uwzględniono uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego oraz deformacje cieplne elementów zespołu TPC. Uwzględniono również wymianę ciepła między przepływającym przez uszczelnienie gazem a ściankami labiryntu. Czynnikiem przepływającym przez labirynt jest gaz półdoskonały, którego energia wewnętrzna oraz ciepło właściwe dla stałej objętości i stałego ciśnienia są zależne tylko od temperatury. Założono, że przepływ czynnika przez szczeliny jest izentropowy. Ciepło między gazem, z otaczającymi go ściankami, jest wymieniane w stopniach labiryntu. Na podstawie przeprowadzenia obliczeń z wykorzystaniem tego modelu możliwe jest uzyskanie nie tylko ciśnienia w przestrzeniach międzypierścieniowych, lecz również temperatury elementów zespołu TPC. Szczególną zaletą modelu jest wykazanie wpływu prognozowanego zużycia elementów zespołu na wartości ciśnienia w przestrzeniach międzypierścieniowych oraz wartości przedmuchu spalin do skrzyni korbowej.

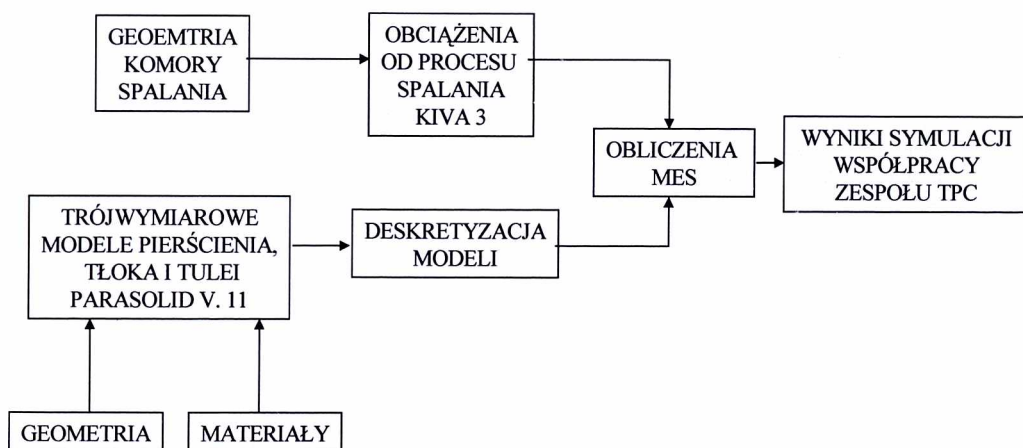
Z zacytowanych prac wynika, że naukowcy zajmujący się badaniami i modelowaniem matematycznym przepływu czynnika w labiryncie pierścieniowym uważają, iż wartości ciśnienia w poszczególnych przestrzeniach międzypierścieniowych są bezpośrednio związane z siłą tarcia w zespole TPC. Ta z kolei jest wynikiem między innymi zastosowanych materiałów, z jakich wykonano elementy tego zespołu, a zwłaszcza powierzchnie boczną uszczelniającego pierścienia tłokowego oraz powierzchnię cylindra.

4.2. Badania symulacyjne współpracy elementów zespołu TPC

Autor opracowania wraz ze współpracownikami z Politechniki Wrocławskiej od wielu lat zajmuje się zagadnieniami, między innymi, symulacji współpracy zespołu TPC silnika spalinowego. W ramach tych badań zrealizowano symulacje z wykorzystaniem programów komputerowych Unigraphics i KIVA3. Zamieszczono skrócony do minimum opis najważniejszych wyników uzyskanych z przeprowadzonych badań.

Z przytoczonych opisów badań modelowych zamieszczonych w podrozdziale 4.1 wynika, że nie uwzględniano w nich powłok przeciwzużyciowych. Autor wykonał taką symulację numeryczną. Jej szczegółowy opis znajduje się w pracy [46]. Zakres prac opracowanej symulacji przedstawiono na rys. 4.3. Zrealizowano następujące działania:

1. Opracowanie modeli geometrycznych zespołu TPC silnika tłokowego.
2. Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone.
3. Obliczenie obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego realizowanego w przykładowym silniku o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem programu KIVA3 i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych.
4. Przeprowadzenie obliczeń MES w elementach zespołu TPC poddanych obciążeniom obliczonym w punkcie 3. zakresu prac.

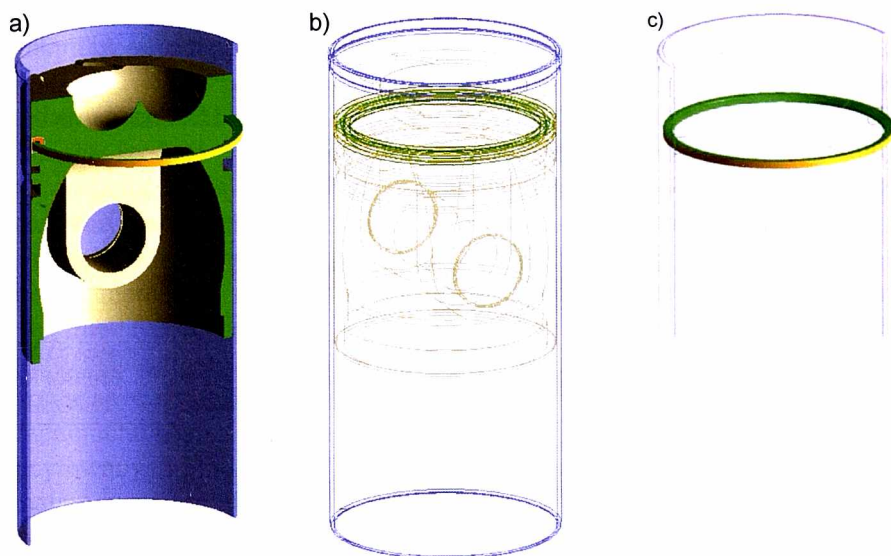


Rys. 4.3. Schemat zakresu prac zrealizowanych dotychczas w ramach symulacji komputerowych współpracy zespołu TPC [46], [50]

4.2.1. Opracowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych pierścienia tłokowego, tłoka i tulei cylindrowej

Pierwszym z etapów symulacji było, na podstawie danych producenta przykładowego silnika oraz informacji zawartych w pracy [61], zbudowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych tłoka z wkładką stabilizującą, pierścienia uszczelniającego z twardą powłoką przeciwzużyciową oraz tulei cylindrowej (rys. 4.4). Modele od-

zwierciadlały cechy geometryczne elementów rzeczywistych przykładowego silnika o ZS oraz relacje między nimi i parametrami geometrycznymi. Ponadto uwzględniały one również zmiany ich wymiarów wraz ze wzrostem temperatury. W końcowym etapie budowy modeli geometrycznych stworzono model zespołu TPC z zachowaniem relacji geometrycznych i kinematycznych zachodzących pomiędzy nimi. Budowę modeli oparto na kodzie komputerowym zapisu geometrii Parasolid v.11 i zrealizowano, używając modułu UG/Scenerio programu komputerowego Unigraphics [41].



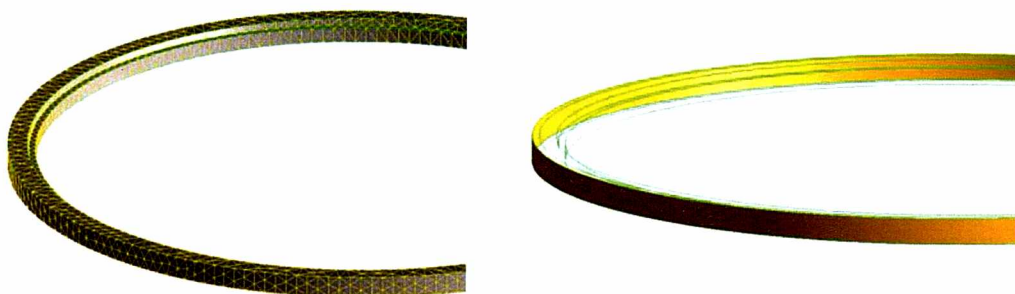
Rys. 4.4. Modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu użyte do badań symulacyjnych [46], [42]:

- a) w postaci cieniowanej, b) w postaci konturowej,
c) pierścień tłokowy cieniowany z wyróżnioną powłoką z azotku tytanu

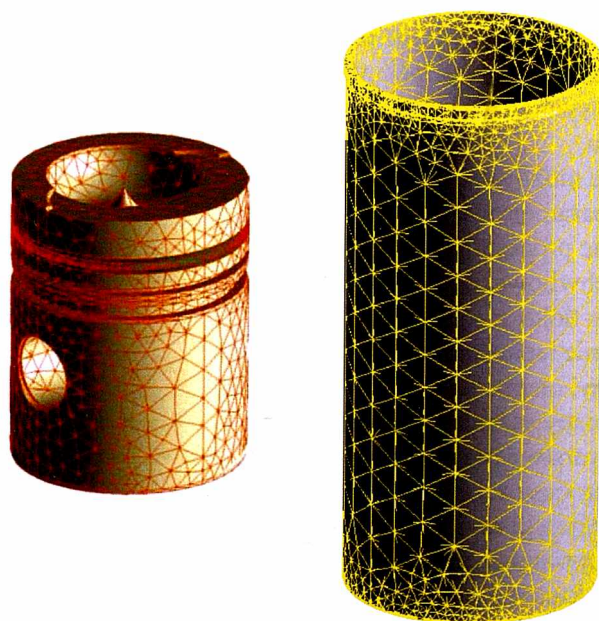
4.2.2. Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone

Opracowane modele tłoka z wkładką, tulei oraz pierścienia tłokowego z powłoką podzielono na czworościenne, czterowęzłowe elementy skończone. Powłokę przeciwzużyciową pierścienia tłokowego zamodelowano w postaci przestrzennej siatki dwuwymiarowej. Następnie na jej podstawie, jako wzorzec, zbudowano bryłową siatkę przestrzenną pierścienia tłokowego. Dzięki temu uzyskano zamierzony efekt zmiany właściwości materiałowych z zachowaniem ciągłości modelu, co stanowi *novum*. W końcowym etapie budowy modelu zespołu TPC połączono modele dyskretne odpowiednich elementów składowych przez relacje między ich siatkami lub elementy

kontaktowe. Na rysunkach 4.5 i 4.6 przedstawiono modele pierścienia tłokowego z powłoką, tłoka z wkładką kompensacyjną Al-Fin i tulei, po podziale na elementy skończone.



Rys. 4.5. Model pierścienia tłokowego podzielony na elementy skończone z powłoką z azotku tytanu zamodelowaną w postaci elementów płaszczyznowych [46]



Rys. 4.6. Modele tłoka z wkładką kompensacyjną oraz tulei podzielone na elementy skończone [46]

4.2.3. Obliczanie obciążeń osiowoniesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych

Symulacje procesu spalania w przykładowym silniku o zapłonie samoczynnym wykonano, używając w tym celu program KIVA3 [4]. Jest on oparty na metodzie różnic skończonych. Przestrzenna siatka obliczeniowa metody różnic skończonych jest realizowana przez podział zmiennej w czasie przestrzeni spalania na objętości skończone. Objętości mają kształt sześciościenny. Trójwymiarowy wektor prędkości stanowi główne równanie, na którym oparte są pozostałe równania stanowiące podstawowy układ równań modelu. Należą do niego: równanie zachowania masy, równanie zachowania pędu, równanie zachowania k-tego składnika oraz równanie zachowania energii. W programie podstawowe równania dynamiki płynów, ruchu cząstek i reakcji chemicznych są dyskretyzowane w czasie i w trójwymiarowej przestrzeni komory spalania. Zmienna w czasie dyskretyzacja jest realizowana w trzech etapach – A, B i C. Etap A uwzględnia skład ładunku zawartego w komorze, etap B – dyfuzję między nimi, a etap C – przepływ. Wszystkie trzy etapy są stosowane dla tego samego przedziału czasu, ale następują po sobie i w pełni zajmują ten przedział nie nachodząc na siebie. Pozostałe etapy realizacji algorytmu symulacji systemem KIVA3 obejmują:

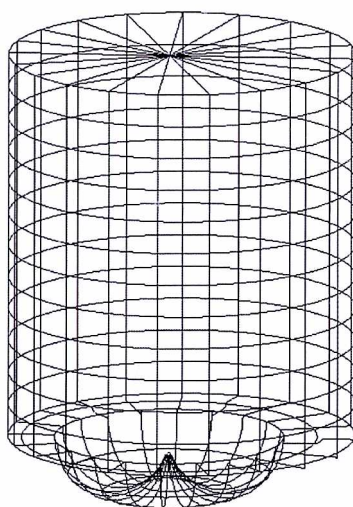
- obliczanie wymiarów kropeł paliwa i podstawowych parametrów ich ruchu w trakcie wtrysku,
- sprawdzanie możliwości kolizji między poszczególnymi kroplami,
- obliczanie parametrów ruchu turbulentnego,
- symulowanie procesu parowania paliwa,
- obliczanie chwilowej objętości przestrzeni spalania z uwzględnieniem posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka,
- 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 aktualnej temperatury, ciśnienia i masy poszczególnych objętości kontrolnych.

W wyniku symulacji procesu spalania przeprowadzonej programem KIVA3 otrzymano, między innymi, zmienne w czasie i przestrzeni spalania przebiegi trójwymiarowe:

- 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 symulacji zgromadzono w plikach numerycznych.

W analizowanym modelu zespołu TPC silnika o ZS zastosowano siatkę o rozmiarze 4224 komórek obliczeniowych dla komory spalania, natomiast dla przestrzeni spalania nad tłokiem o rozmiarze 10 560 komórek obliczeniowych. Na rysunku 4.7 przedstawiono widok siatki obliczeniowej.



Rys. 4.7. Obraz siatki obliczeniowej symulacji procesu spalania [46]

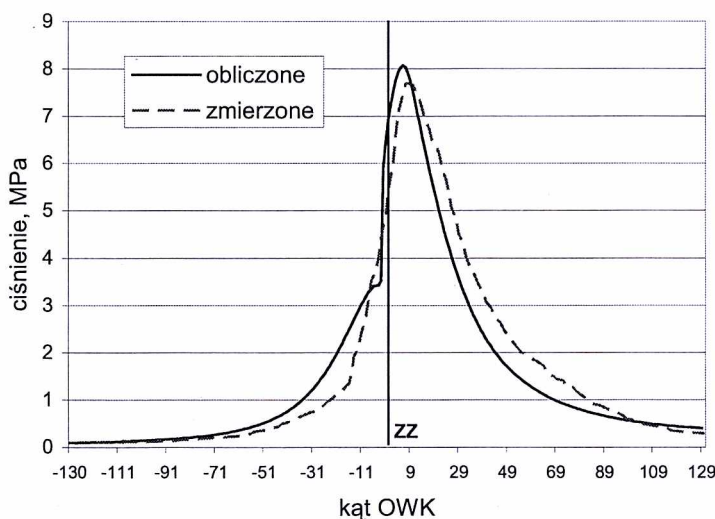
Symulacja komputerowa bazowała na założeniach zawartych w podmodelach Kiva-ERC (*Engine Research Centre, University of Wisconsin, Madison model*) [5]. Użyte podmodele wtrysku, inicjacji procesu spalania i procesu spalania omówiono w opracowaniu Konga i in. [53]. Model wtrysku zawiera tzw. model „kropelkowy” („blob”) rozpraszania wtryskiwanego paliwa [83], opisujący hydrodynamikę warstwy przyściennej paliwa i współczynnik zmiany wymiaru kropli uwzględniający zmianę jej kulistości. Model zapłonu bazuje na modelu zapłonu Shella. Model spalania jest

laminarno-turbulentny i zmienny w czasie. W podmodelu spalania użyto zmodyfikowanego modelu turbulencji zwanego RNG $k-\varepsilon$ [27].

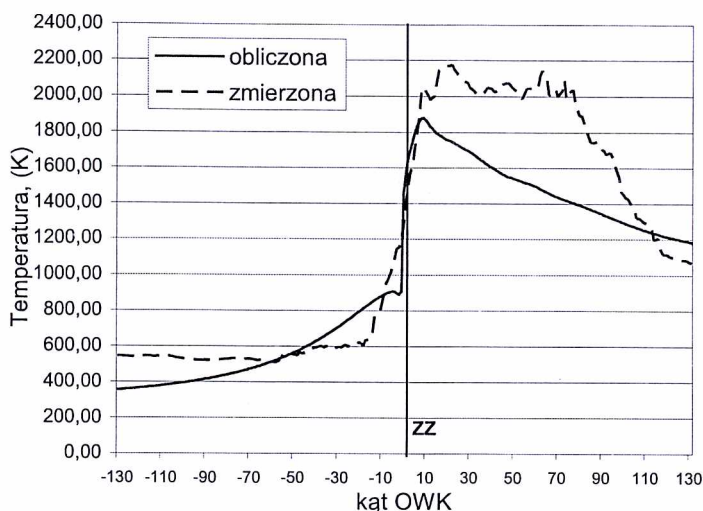
Do opisu konwekcji ciepła między ładunkiem i ścianką został zastosowany model o nazwie „Temperature Wall Function Model” opisany w pracy [28]. Model jest oparty na jednowymiarowym równaniu zachowania energii i ujmując skutek zmian termodynamicznych gęstości gazu w warstwie przyściennej oraz zmianę liczby Prandtla. W związku ze zmianą gęstości gazu, bezwymiarowa wartość temperatury jest liczona jako proporcjonalna do logarytmicznego stosunku temperatury strumienia do temperatury przyściennej warstwy gazu zamiast arytmetycznej różnicy tych dwóch temperatur, którą stosuje się w przypadku nieściśliwych strumieni gazu [39].

W wyniku przeprowadzenia symulacji procesu spalania programem KIVA3 uzyskano między innymi przebiegi ciśnienia i temperatury w komorze spalania. Na rysunkach 4.8, 4.9 przedstawiono uśrednione wartości ciśnienia i temperatury, uzyskane jako wartości średnie, z wszystkich elementów skończonych modelujących przestrzeń spalania w funkcji stopnia OWK; od momentu zamknięcia zaworu ssącego (130° OWK przed ZZ) do momentu otwarcia zaworu wydechowego (130° OWK po ZZ).

Obliczona na podstawie symulacji maksymalna średnia wartość temperatury w komorze spalania jest równa 1910 K i przypada na $9,5^\circ$ OWK po ZZ. Maksymalna średnia wartość ciśnienia jest równa około 8,06 MPa i przypada na 10° OWK po ZZ. Obliczone wartości znajdują swoje potwierdzenie na podstawie bezpośredniego pomiaru ciśnienia i temperatury (rys. 4.8, 4.9) dla przykładowego silnika spalinowego ZS. Różnica w wartościach średnich temperatury obliczonej i zmierzonej jest spowodowana posadowieniem termopary w komorze spalania [43].



Rys. 4.8. Wykresy uśrednionych przebiegów ciśnienia w funkcji kąta OWK [46]



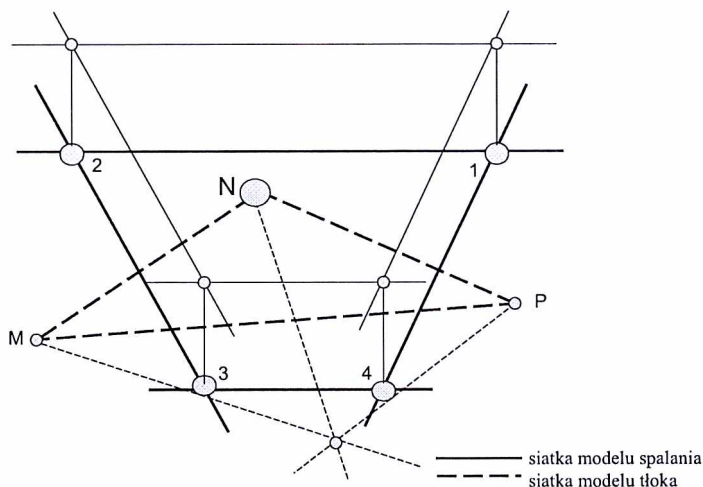
Rys. 4.9. Wykresy uśrednionych przebiegów temperatury w funkcji kąta OWK [46]

4.2.4. Obciążenie zespołu TPC z wykorzystaniem wyników symulacji procesu spalania

Wyniki symulacji procesu spalania wykorzystano jako obciążenie modelu dyskretnego zespołu TPC. Warunki brzegowe zostały zadeklarowane dla każdego węzła siatki obliczeniowej. Wartości temperatury ładunku w pobliżu węzła, współczynnika przejmowania ciepła oraz ciśnienia są wyznaczone według metody opracowanej przez Wiśniewskiego [107]. Obliczane one są na podstawie wartości w najbliższych czterech węzłach siatki modelu obliczeniowego procesu roboczego zrealizowanego za pomocą programu KIVA3. Pokazano to schematycznie na rys. 4.10. W szczególności wartość współczynnika przejmowania ciepła w węzłach oraz temperatura i ciśnienie w ich pobliżu, dla czworościennej siatki MES modeli elementów zespołu TPC (węzeł N na rys. 8.12), jest liczona jako wartość średnia z węzłów sześciściennej siatki modelu procesu roboczego KIVA3 (węzły 1, 2, 3, 4 na rys. 4.10). Węzły: 1, 2, 3, 4 są węzłami ściany bezpośrednio przylegającej do ściany N-M-P siatki czworościennej modelu tłoka.

Podstawą przyjmowania warunków brzegowych są najczęściej uśrednione w cyklu pracy, parametry charakteryzujące wymianę ciepła w poszczególnych jego elementach. Wprawdzie przez uśrednienie tracona jest informacja o chwilowych zjawiskach lokalnych, jednak unika się przewymiarowania wskutek zastosowania zbyt ostrych reżimów przykładowo: temperatury. Dotyczy to wszystkich elementów zespołu TPC oraz komory spalania. Tu obciążono elementy zespołu TPC rozkładem powierzchniowo-

wym temperatury, współczynnika przejmowania ciepła i ciśnienia, będącym wynikiem symulacji procesu spalania, uśrednionym w węzłach siatki modelu procesu spalania. Uśrednienie przeprowadzono dla części cyklu pracy przy zamkniętych zaworach od 130° OWK przed ZZ do 130° OWK po ZZ. Narzuca to ostrzejsze warunki brzegowe w porównaniu z uśrednieniem wartości dla całego cyklu pracy, lecz jest uzasadnione ze względu na zastosowanie twardych powłok przeciwzużyciowych, mających swój rodowód w materiałach ceramicznych.



Rys. 4.10. Schemat obliczania obciążenia denka tłoka [107]

4.2.5. Obliczanie obciążeń z uwzględnieniem uzyskanych symulacji procesu spalania

W analizie przepływu ciepła uwzględniono warunki brzegowe trzeciego rodzaju. Oznacza to, że strumień ciepła wymieniany na powierzchni ciała jest proporcjonalny do różnicy temperatury powierzchni ciała i ośrodka, który otacza daną powierzchnię. Warunki brzegowe (temperatura oraz współczynnik przejmowania ciepła) na tłoku od strony skrzyni korbowej, w drugim i trzecim rowku pierścieniowym oraz na płaszczyźnie tłoka przyjęto zgodnie z danymi w pracy [61]. Także na tym źródle oparto wartości warunków brzegowych na cylindrze 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, obliczonymi programem KIVA3.

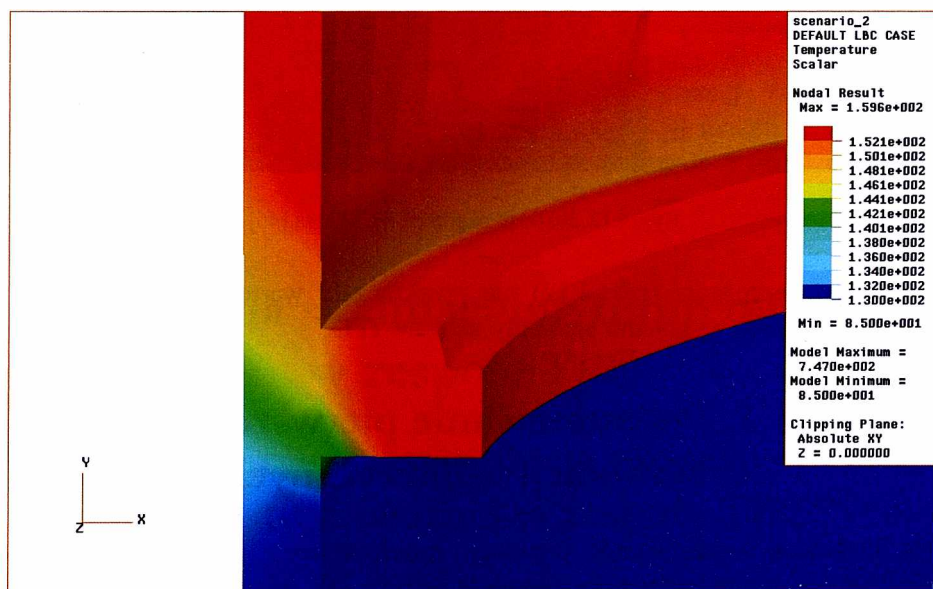
W związku z ograniczeniami wynikającymi z możliwości prowadzenia obliczeń metodą MES, zaistniała konieczność chwilowego utwierdzenia elementów zespołu

TPC. W związku z tym za warunki brzegowe przyjęto: ograniczenie ruchu tulei cylindrowej w części kołnierzej, ograniczenie odkształcenia tulei na powierzchni styku z blokiem silnika oraz chwilowe zablokowanie przemieszczania tłoka wzdłuż osi cylindra.

Kompletny model dyskretny składający z tłoka, pierścienia z twardą powłoką przeciwzużyciową i tulei cylindrowej obciążono: rozkładem ciśnienia ładunku zawartego w komorze spalania – według modelu procesu roboczego, naciskiem montażowym pierścienia – wyznaczonym analitycznie 1,25 kPa, naciskiem montażowym tulei – wyznaczonym analitycznie 0,1539 MPa. Obliczenia przeprowadzono dla ustalonego przepływu ciepła, opisanego równaniem Fouriera oraz statycznego układu obciążeń. Podstawowe jednostki zapisu w opracowanej symulacji to: naprężenie – mN/mm^2 , siła reakcji – mN, temperatura – $^{\circ}\text{C}$. Kompletnie wyniki obliczeń przedstawiono w pracy [46]

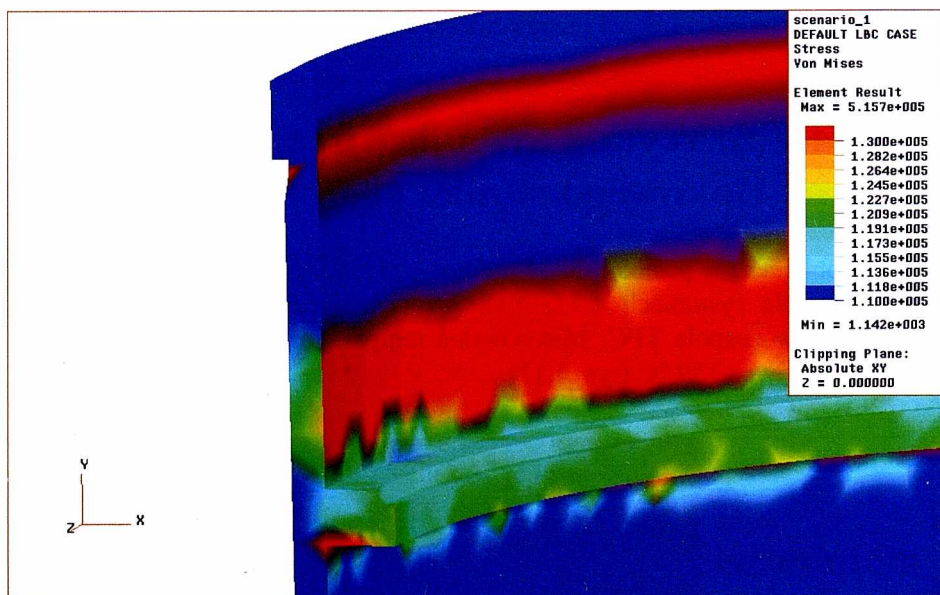
4.2.6. Wyniki symulacji zespołu TPC tłokowego silnika spalinowego

Wyniki obliczeń, w postaci plików numerycznych, można przedstawić za pomocą rozkładu 3D. Na rysunkach 4.11, 4.12 przedstawiono rozkład pola temperatury oraz naprężeń w zespole TPC. Maksymalna temperatura występująca w pierścieniu tłokowym jest równa 159°C (rys. 4.11).



Rys. 4.11. Rozkład pola temperatury w obszarze współpracy pierścienia z powłoką i tulei [46]

Temperatura nie jest wysoka, pomimo zastosowania powłoki przeciwzużyciowej z azotku tytanu, dla której przewodność cieplna ($\lambda_m = 27 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ [105]) jest około dwukrotnie mniejsza niż dla żeliwa ($\lambda_m = 53 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ [61]), z którego wykonano pierścień tłokowy. Dla porównania wykonano również obliczenia dla pierścienia tłokowego bez powłoki i maksymalna temperatura była jedynie o około 2% niższa; 155 °C. Temperatura powierzchni uszczelniającej pierścienia tłokowego na styku z powierzchnią tulei cylindrowej była równa 140–148 °C (rys. 8.13). Dla pierścienia bez powłoki była równa 136–145 °C. Zmierzona temperatura na tej powierzchni była równa 133 °C [61]. Różnica między wartością obliczoną i zmierzoną wynosi około 3–5%.



Rys. 4.12. Rozkład naprężeń wg Misesa [46]

Obliczone naprężenia (rys. 4.12) nie przekraczały wartości dopuszczalnych dla materiałów, z jakich wykonano elementy zespołu TPC.

4.2.7. Podsumowanie pierwszej części symulacji numerycznych

Na podstawie opracowanej symulacji numerycznej i jej wyników uzyskano, między innymi, temperaturę i obciążenie w zespole TPC przykładowego silnika spalinowego. Opracowano algorytm, w którym pierścień tłokowy ma twardą powłokę przeciwzużyciową, którą zamodelowano za pomocą elementów skończonych płasz-

czyznowych, co przy grubości powłoki ($3\text{ }\mu\text{m}$) 1000 razy mniejszej od grubości pierścienia jest wystarczającym przybliżeniem rzeczywistości. Symulacja ta, jako obliczenia obciążeń zespołu TPC, pochodzących od procesu spalania, wykorzystuje program KIVA3. Numeryczne modele geometryczne elementów zespołu TPC utworzono z wykorzystaniem kodu komputerowego zapisu geometrii Parasolid v.11 i zbudowano według modułu UG/Scenerio systemu komputerowego Unigraphics. Dyskretyzację modeli przeprowadzono, używając czterowęzłowe elementy skończone typu tetra, wraz z powłoką uszczelniającego pierścienia tłokowego zamodelowaną elementami płaszczyznowymi czworobocznymi. Po tym procesie wykonano obliczenia MES, biorąc jako warunki brzegowe średnią temperaturę, ciśnienie i współczynnik przejmowania ciepła w każdym z węzłów siatki komory spalania i stosując jako Solwer program MSC/Nastran. Końcowym efektem były przedstawione na rys. 4.11 i 4.12 przykładowy trójwymiarowy rozkład temperatury i naprężeń, do których utworzenia użyto systemu Unigraphics.

Na podstawie przeprowadzonych prac można sformułować następujące wnioski [46]:

- Zastosowanie przeciwzużyciowej powłoki z azotku tytanu nie spowodowało istotnego zwiększenia temperatury uszczelniającego pierścienia tłokowego i pozostałych elementów zespołu TPC przykładowego silnika o ZS.
- Obliczone na podstawie symulacji procesu roboczego ciśnienie i temperatura dobrze korelują z rzeczywistymi zmierzonymi wartościami.
- Symulacja komputerowa zawiera model pierścienia z twardą powłoką przeciwzużyciową, co jest innowacją w stosunku do stosowanych dotychczas modeli.
- Obliczona temperatura na powierzchni bocznej uszczelniającego pierścienia tłokowego różni się od zmierzonej o 3–5%.
- Analiza MES umożliwia obliczenie rozkładu temperatury, strumienia ciepła, obciążeń, naprężeń zredukowanych, przemieszczeń oraz sił reakcji w zespole TPC. Uzyskane pozytywne wyniki symulacji stanowią podstawę do prowadzenia dalszych prac badawczych.

4.3. Badania symulacyjne filmu olejowego w zespole TPC

4.3.1. Numeryczna symulacja procesu spalania i warstwy smarnej w zespole TPC

Opisane symulacje komputerowe współpracy zespołu TPC i ich wyniki stanowiły podstawę wykonania kolejnych badań symulacyjnych według innych oprogramowań. Dotychczasowe rozważania (opisane w rozdziale 4.2) dotyczyły silników

o zapłonie samoczynnym. Kolejne badania wykonano, symulując współpracę zespołu TPC w silniku o zapłonie iskrowym. Wynika to z faktu, iż opisane w dalszej części próby trwałości zespołowej zrealizowano na silniku o zapłonie iskrowym typu Seicento 900.

Najnowsze sposoby wyznaczania napełnienia cylindra spalinowego oraz spalania, uwzględniające geometrię 3D silnika spalinowego, reakcje chemiczne i turbulencje można sprowadzić do wyznaczenia pola ciśnienia i prędkości w komorze spalania metodami CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Program CFD bazuje najczęściej na metodzie elementów skończonych MES [5], [85], [86], [112] lub na metodzie objętości skończonych MOS [24], [39]. Program wyznacza pole prędkości i pole ciśnienia powstające podczas przepływu czynnika i reakcji chemicznych. Umożliwiają one wyznaczenie przepływu i efektów spalania z uwzględnieniem reakcji chemicznych, geometrii, tarcia, lepkości czynnika, oraz wymiany ciepła. Aby wykonać obliczenia, należy przygotować kształt komory spalania, następnie dyskretyzować obszar obliczeniowy, na przykład: z użyciem programu Gambit [19], Design Modeler [5]. Dla tak przygotowanych danych przyjmuje się warunki brzegowe i początkowe, wybiera parametry obliczeń. Metody CFD są metodami stosunkowo tanimi, nie licząc zakupu sprzętu i oprogramowania. Niektóre parametry charakteryzujące przepływ są dokładniej wyznaczane niż metodami pomiarowymi, jak np.: pole prędkości, temperatury, rozkład ciśnienia, co z wykorzystaniem metod pomiarowych teoretycznie jest możliwe, lecz w praktyce nie stosowane ze względu na koszty.

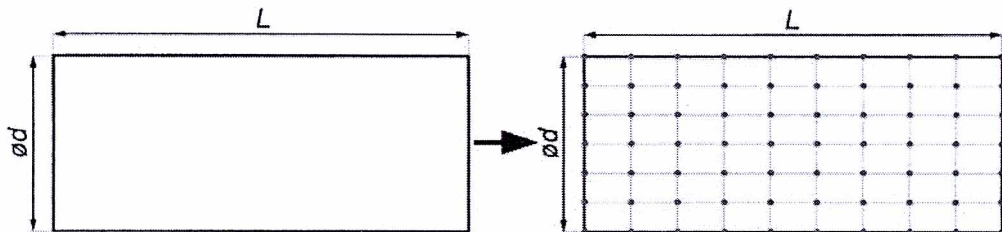
Poprawne przygotowanie siatki wymaga przestrzegania zasad opisanych w pracach [5], [7], [73], [100] oraz pewnego doświadczenia. Podobnie jak założenie odpowiednich warunków brzegowych i początkowych oraz wybór pozostałych parametrów obliczeń [5], [7], [72], [74], [106]. Czas obliczeń procesu spalania – niestacjonarny (z uwzględnieniem czterech suwów) trwa do kilkudziesięciu dni. Uwzględniając szybki rozwój sprzętu komputerowego, należy sądzić, że metoda ta będzie coraz powszechniejsza. Obecnie można znaleźć wiele programów liczących, a utrudnieniami występującymi jest wymiana danych między nimi [51]. W metodach CFD problemem jest interpretacja wyników, komputer bowiem „policzy wszystko”. Niestety nie zawsze zgodnie z uwzględnieniem fizycznych cech zjawiska. Wymaga to umiejętnej interpretacji wyników. Do opisanych tu obliczeń wykorzystano system obliczeniowy ANSYS – FLUENT, uznawany za jeden z najlepszych programów komercyjnych dostępnych na rynku.

Istotą wszystkich metod numerycznych jest poszukiwanie rozwiązania przybliżonego. Podczas rozwiązywania zamieniany jest model ciągły na model dyskretny (rys. 4.12).

System FLUENT opiera się na metodzie objętości skończonych (MOS), która polega na bezpośredniej dyskretyzacji (w przestrzeni fizycznej) równań, które wyrażają podstawowe zasady mechaniki płynów. Równania można zapisać jako jedno równanie transportu postaci (4.1):

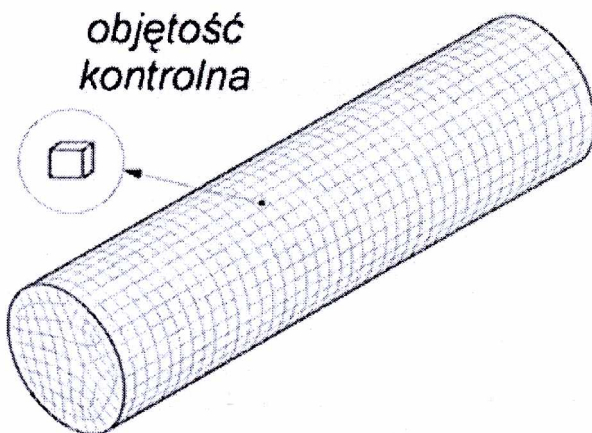
$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \varphi dV}_{\text{człon niestacjonarny}} + \underbrace{\oint_A \rho \varphi V dA}_{\text{człon konwekcyjny}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \varphi dA}_{\text{człon dyfuzyjny}} + \underbrace{\int_V S_\varphi dV}_{\text{człon źródłowy}} \quad (4.1)$$

gdzie: $\varphi = 1$ – równanie ciągłości, $\varphi = v$ – równanie zachowania pędu dla ox , $\varphi = h$ – równanie zachowania energii (h – entalpia).



Rys. 4.12. Zamiana modelu ciągłego na model dyskretny

Przestrzeń obliczeniową dzieli się na skończoną liczbę powierzchni kontrolnych (2D) lub objętości kontrolnych (3D) (rys. 4.13).

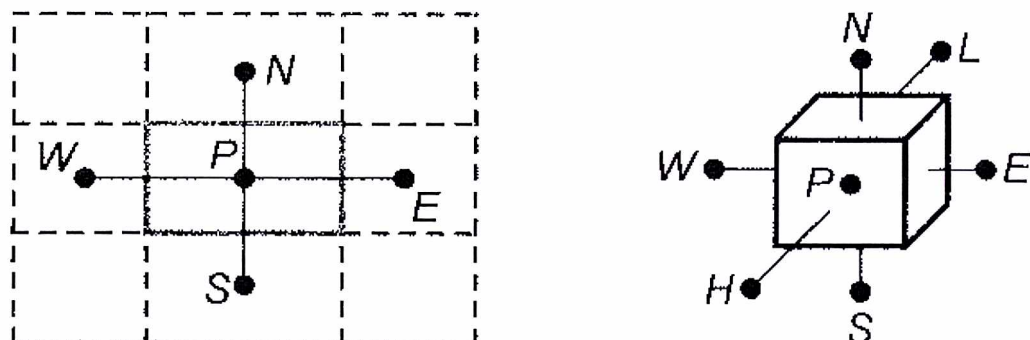


Rys. 4.13. Objętość kontrolna siatki 3D

Uogólnione równanie transportu stosuje się do każdej objętości kontrolnej i dyskretyzuje, czyli sprowadza równanie różniczkowe do algebraicznego (4.2):

$$\frac{(\rho \varphi_p)^{t+\Delta t} - (\rho \varphi_p)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{\text{pow}} \rho_f \varphi_f V_f A_f = \sum_{\text{pow}} \Gamma_f (\nabla \varphi)_{1,f} A_f S_\varphi \Delta V \quad (4.2)$$

Wartości poszukiwanych zmiennych znajdują się w centrum powierzchni objętości kontrolnej (rys 4.14).



Rys. 4.14. Wartości poszukiwane w punkcie P dla przepływu: a) 2D, b) 3D

Dana zmienna P może być wyrażona przez wartości lokalne w komórkach do siebie przyległych (4.3):

$$a_P \varphi_P = a_E \varphi_E + a_W \varphi_W + a_N \varphi_N + a_S \varphi_S + a_L \varphi_L + a_H \varphi_H + a_P^0 \varphi_P^0 + S_\varphi \quad (4.3)$$

gdzie: a_i – reprezentuje dyfuzję i konwekcję, $a_P^0 \varphi_P^0$ – reprezentuje człon niestacjonarny, S_φ – reprezentuje człon źródłowy.

Można to zapisać w postaci (4.4):

$$a_P \varphi_P = \sum a_{nb} \varphi_{nb} + a_P^0 \varphi_P^0 + S_\varphi \quad (4.4)$$

Następnie jest tworzony układ równań wszystkich komórek dziedziny przepływu (4.5):

$$\left[\begin{array}{c} A \end{array} \right] \left\{ \varphi \right\} = \left\{ R \right\} \quad (4.5)$$

Układ ten rozwiązywany jest iteracyjnie do spełnienia warunku (4.6):

$$|\varphi_i - \varphi_{i+1}| < \varepsilon \quad (4.6)$$

Obliczenia można prowadzić dwiema metodami: Coupledą [1] i Segregatedą.

4.3.2. Budowa trójwymiarowego modelu procesu spalania

Prace mające na celu uzyskanie pola ciśnienia na drodze dedukcyjnej (model numeryczny) przeprowadzono w dwóch etapach.

1. Pierwszy obejmował obliczenie parametrów wpływającej mieszanki do cylindra silnika spalinowego.

2. Drugi obejmował proces spalania przy zamkniętych zaworach rozrządu.

4.3.2.1. Model obliczeniowy parametrów wpływającej mieszanki do cylindra silnika spalinowego

Budowa modelu numerycznego obejmowała:

- odwzorowanie elementów wnętrza fragmentu układu dolotowego,
- transformację geometrii do postaci numerycznej,
- połączenie elementów układu,
- dyskretyzowanie przestrzeni obliczeniowej,



Rys. 4.15. Model dyskretny dolotu ładunku do cylindra

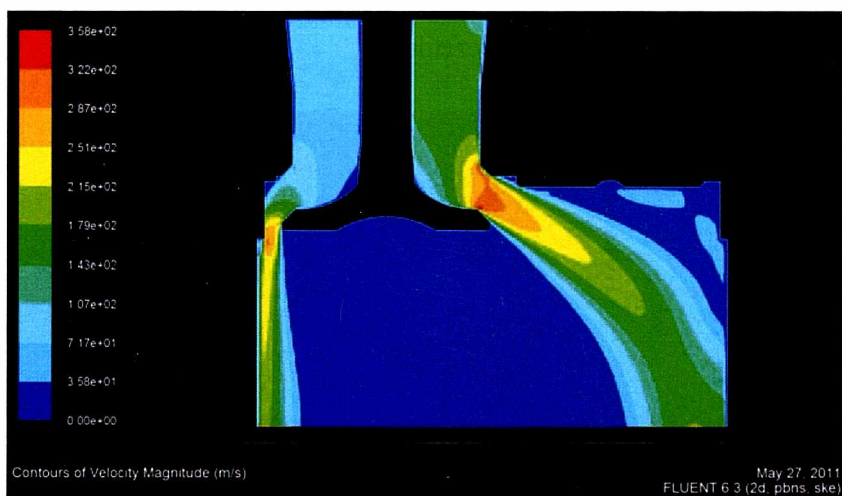
- przypisanie warunków brzegowych,
- wybór opisu zjawisk fizycznych,
- wybór sposobu aplikacji równań różniczkowych,
- przeprowadzenie obliczeń,
- wizualizację wyników obliczeń.

Badania przeprowadzono w sposób stacjonarny.

Na rysunku 4.15 przedstawiono model dyskretny zbudowany w celu określenia pola prędkości ładunku napływającego do cylindra silnika spalinowego. Model jest w większości dyskretyzowany elementami typu czworosciennego „Quad” ze względu na większą jakość numeryczną w porównaniu z elementami typu „Tetra”. Przestrzeń w bezpośrednim kontakcie z zaworem dolotowym została dyskretyzowana elementami typu „Tetra” ze względu na nieforemny kształt tej części przestrzeni. Elementy typu „Tetra” wykazują większą dokładność opisu nieforemnej geometrii.

Analiza otrzymanych wyników

Analizując rozkład prędkości w cylindrze silnika spalinowego, zauważono dwa różne rodzaje zawirowań ładunku.



Rys. 4.16. Pole prędkości ładunku napływającego do cylindra

Po analizie pola prędkości ładunku napływającego do cylindra stwierdzono wartości maksymalne prędkości $v = 358$ m/s występujące w przestrzeni przyzaworowej (rys. 4.16); prawa część zaworu oraz niewiele mniejsze $v = 322$ m/s w lewej części zaworu. Pole prędkości ma charakter bardzo zróżnicowany o intensywnych gradientach. W bezpośrednim kontakcie wartości maksymalnych znajdują się prędkości minimalna; $v = 0$ m/s umiejscowiona pod zaworem dolotowym.

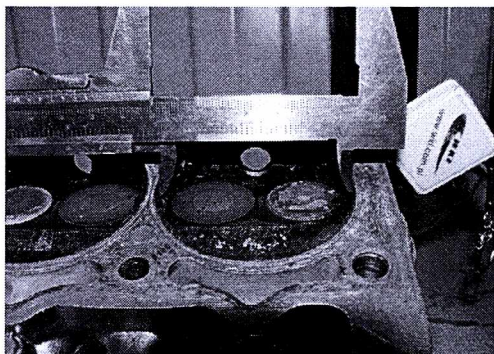
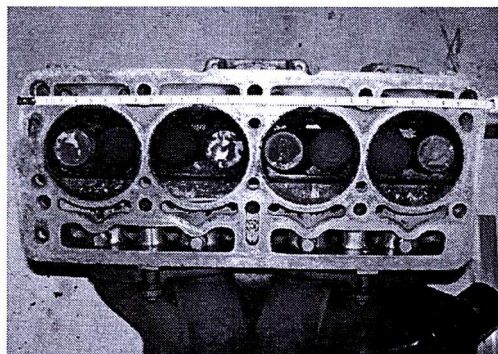
4.3.2.2. Proces spalania przy zamkniętych zaworach rozrządu

Badania przeprowadzono w sposób niestacjonarny, a budowa modelu numerycznego obejmowała wymienione działania.

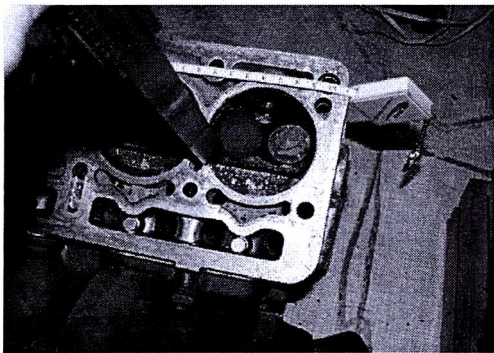
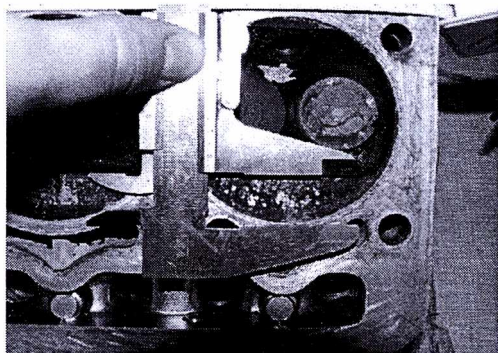
- Odwzorowanie elementów wnętrza komory spalania.
- Transformację geometrii do postaci numerycznej.
- Dyskretyzowanie przestrzeni obliczeniowej.
- Przypisanie warunków brzegowych.
- Wybór opisu zjawisk fizycznych.
- Wybór sposobu aplikacji równań różniczkowych.
- Przeprowadzenie obliczeń.
- Wizualizację wyników obliczeń.

Odwzorowanie i transformacja geometrii na postać numeryczną wykonuje się wtedy, gdy nie dysponuje się zapisem cyfrowym.

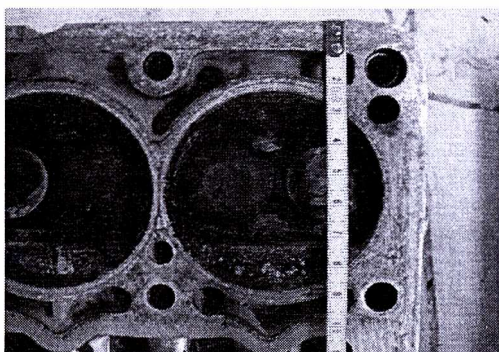
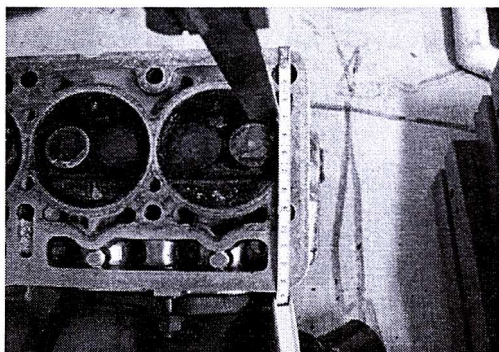
Odwzorowanie objętości wnętrza układu dolotowego. Ten etap polegał na pomiarach komory spalania w głowicy oraz posadowienia zaworów (rys. 4.17–4.21).



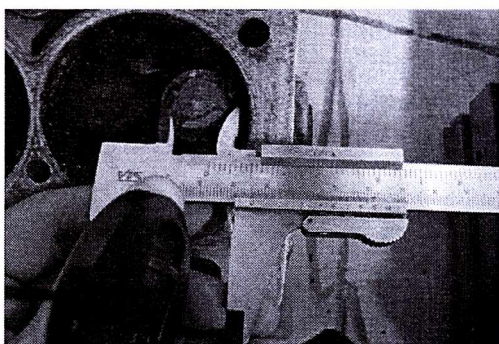
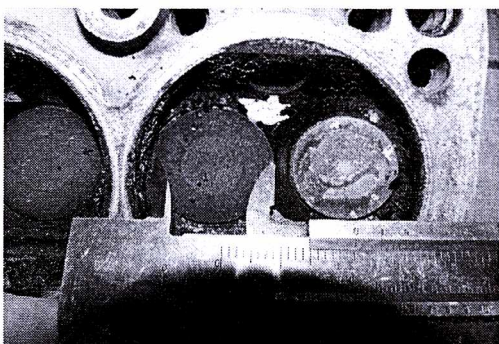
Rys. 4.17. Widok głowicy silnikowej i pomiar średnicy wewnętrznej



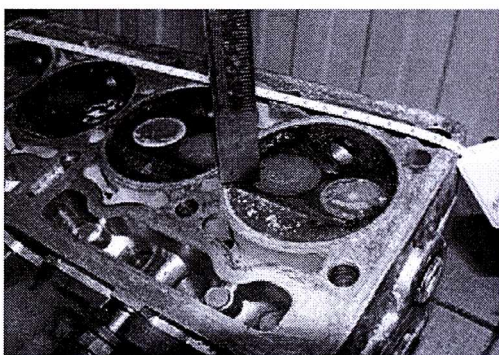
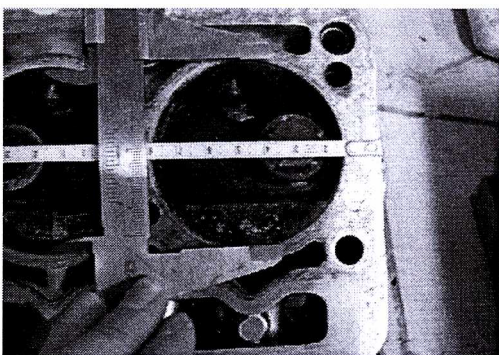
Rys. 4.18. Pomiar komory spalania w głowicy silnikowej



Rys. 4.19. Pomiar komory spalania w głowicy silnikowej cd.

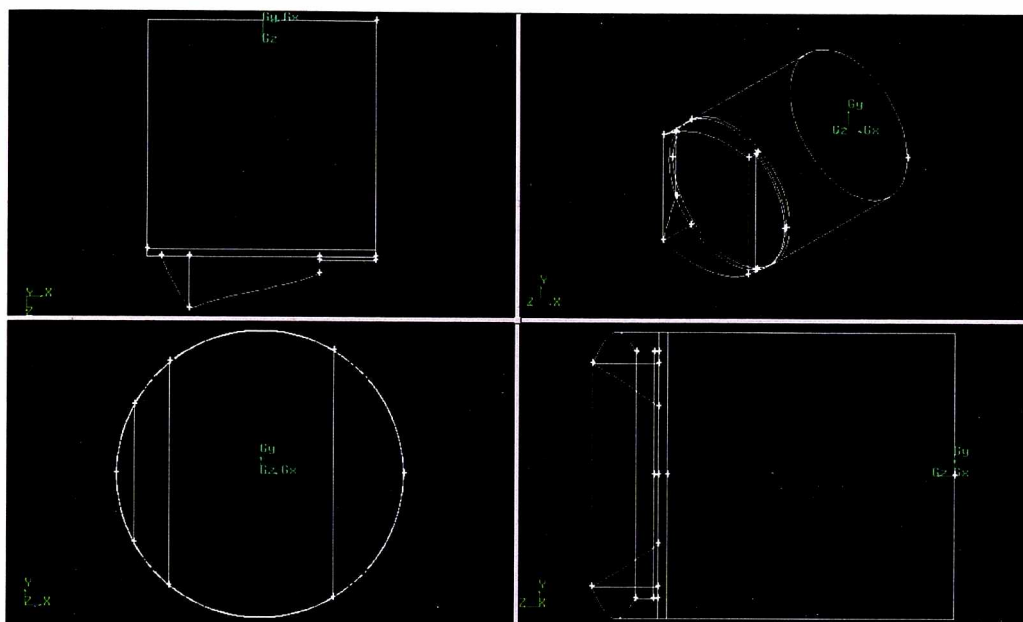


Rys. 4.20. Pomiar średnic grzybków zaworów w głowicy silnikowej

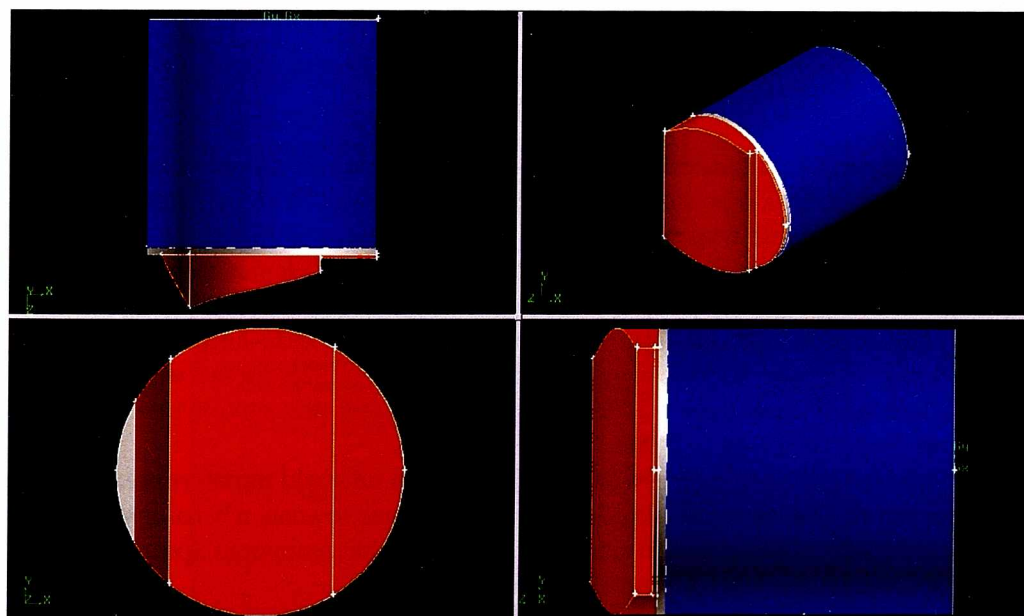


Rys. 4.21. Pomiar komory spalania w głowicy silnikowej cd.

Transformacja geometrii na postać cyfrową. Polegała ona na wprowadzeniu wymiarów geometrycznych z użyciem preprocesora o nazwie Gambit do postaci cyfrowej. Na rysunku 4.22 przedstawiono postać prętową geometrii modelu numerycznego, na rysunku 4.23 postać objętościową tego modelu.

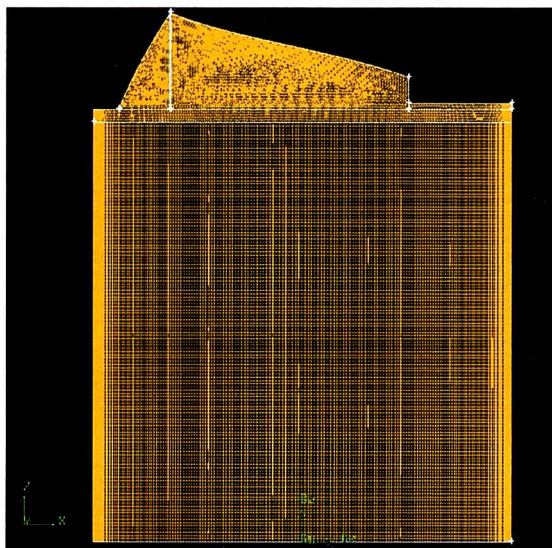


Rys. 4.22. Geometria modelu numerycznego komory roboczej silnika; postać prętowa



Rys. 4.23. Geometria modelu numerycznego komory roboczej silnika; postać objętościowa

Dyskretyzowanie trójwymiarowej przestrzeni. Kolejnym etapem budowy modelu była dyskretyzacja uzyskanej objętości. Przez wzgląd na „solver” oprogramowania bazującego na metodzie objętości skończonych, w małym stopniu wrażliwej na typ elementu dyskretyzującego (służy on jedynie do opisu przestrzeni), wybrano elementy typu „tetra” dla opisu przestrzeni w głowicy do denka tłoka (rys. 4.24).



Rys. 4.24. Widok dyskretyzowanego fragmentu modelu przestrzeni roboczej

Elementy takie znacznie dokładniej wypełniają skomplikowane kształty geometryczne w razie niskiego stopnia degradacji, w porównaniu z elementami „heksa”. Ponadto, by dokładnie wypełnić objętość, użyto elementów o rozmiarze 2 (rys. 4.24). Natomiast przestrzeń odwzorowującą skok tłoka opisano elementami typu „Quad”. Następnie wybrano niestacjonarny model symulacji (rys. 4.25).

Wybór modelu turbulencji. Model przepływu przyjęto za turbulentny k -epsilon (rys. 4.26). Przyjęto wartości: gęstość powietrza $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ w temperaturze 297 K, lepkość dynamiczna $\eta = 1,7894\text{E-}05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Model ten przyjęto również ze względu na liczbę Reynoldsa – $Re = 23961$.

Wybór sposobu aplikacji równań różniczkowych na siatki numeryczne. Złożoność występujących zjawisk wymusiła odrębne rozwiązywanie równań, a w następnej kolejności konieczność zastosowania niejawnego schematu obliczeniowego (program niestety nie dysponuje schematem Cranca–Nikolsona).

Współczynniki faktora relaksacji określono dla: ciśnienia ($= 0,5$), gęstości ($= 1$), sił od ciała sztywnego ($= 1$), pędu ($= 0,7$). Dla tak dobranych faktorów w przedstawionym zadaniu zbieżność zachodzi szybciej (rys. 4.27).

General

Mesh

Scale...

Check

Report Quality

Display...

Solver

Type

☒ Pressure-Based☐ Density-Based

Velocity Formulation

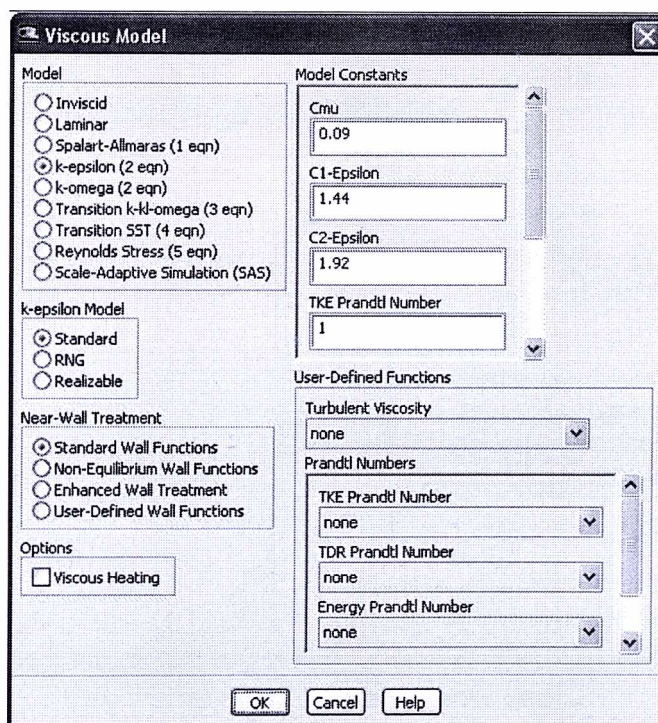
☒ Absolute☐ Relative

Time

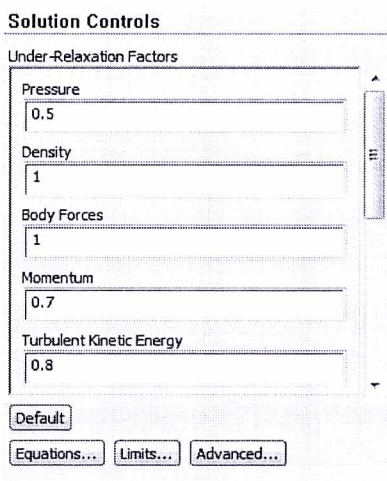
☐ Steady☒ Transient☐ Gravity

Units...

Rys. 4.25. Wybór modelu obliczeniowego

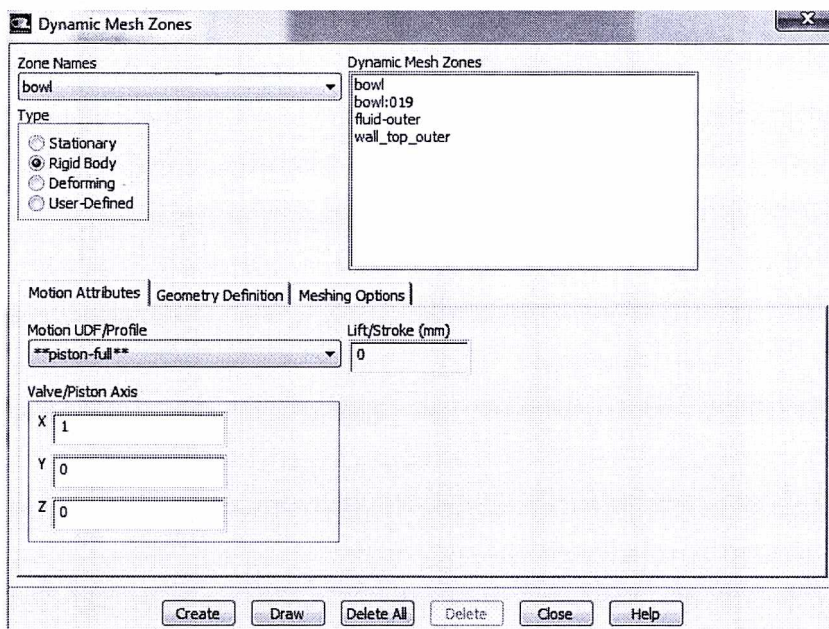


Rys. 4.26. Wybór modelu turbulencji k -epsilon (k - ϵ)

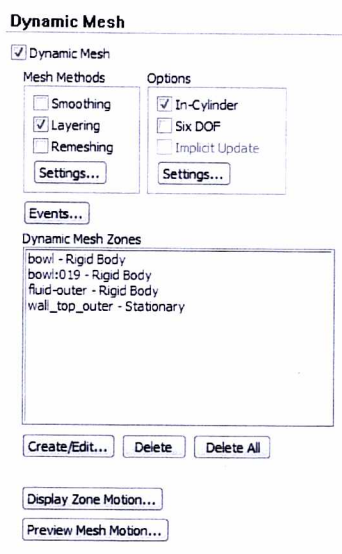


Rys. 4.27. Wybór faktorów relaksacji

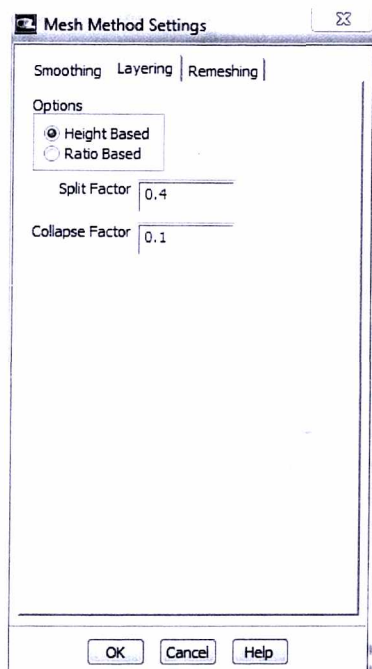
Warunki dotyczące dynamicznej siatki. Na rysunkach 4.28–4.31 przedstawiono ekrany, na których dokonano wyboru parametrów charakteryzujących dynamiczną siatkę modelu.



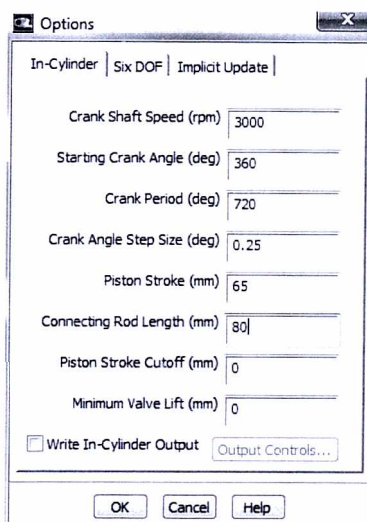
Rys. 4.28. Przypisanie warunków „Rygid Body” dla tłoka i głowicy



Rys. 4.29. Przypisanie warunków „dynamic mesh” w cylindrze

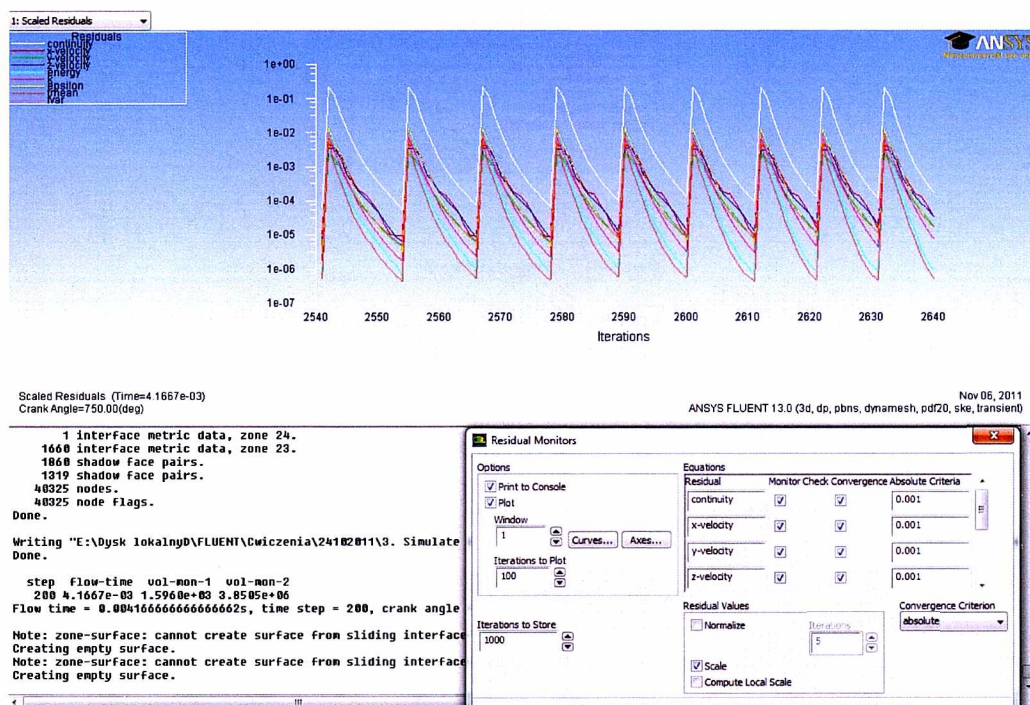


Rys. 4.30. Przypisanie warunków numerycznych dynamicznej siatce



Rys. 4.31. Przypisanie warunków pracy tłoka

Przeprowadzenie obliczeń niestacjonarnych. Obliczenia przeprowadzono w trybie numerycznej dokładności z jedenastoznakową mantysą, za granicę obliczeń przyjęto osiągnięcie przez rozwiązanie numeryczne względem rozwiązania dokładnego zbieżności rzędu 10^{-3} . Zadaną dokładność osiągnięto po 2640 krokach obliczeniowych (rys. 4.32).



Rys. 4.32. Wykres zbieżności do rozwiązania dokładnego

Wizualizacja wyników obliczeń. Wizualizację wyników obliczeń modelu 3D wykonano w przekroju osi tłoka płaszczyzną yz (rys. 4.24). Wyniki pola ciśnienia ze względów edycyjnych przedstawiono po obrocie płaszczyzny yz tak, że oś z przybrała położenie horyzontalne.

Pole ciśnienia dla kąta OWK; od $232,5^\circ$ OWK ($52,5^\circ$ OWK po ZW zapoczątkowującym suw sprężania) do 480° OWK (120° OWK po ZZ zapoczątkowującym suw rozprężania) zamieszczono na rysunkach 4.33–4.44. 0° OWK odpowiada położeniu ZZ na początku suwu dolotowego rozpoczynającego cykl roboczy silnika. Kąt równy 720° OWK to położenie ZW kończące suw wylotu i będące końcem cyklu roboczego oraz początkiem suwu dolotowego kolejnego cyklu roboczego silnika.

Pole ciśnienia odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie

położenie $232,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się niewielkimi gradientami ciśnienia, co jest zobrazowane na rys. 4.33. Ciśnienie maksymalne $0,016$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,015$ MPa.

Pole ciśnienia, odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie 255° OWK, charakteryzuje się niewielkimi gradientami ciśnienia, co jest zobrazowane na rysunku 4.34. Ciśnienie maksymalne $0,048$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną równą $0,046$ MPa.

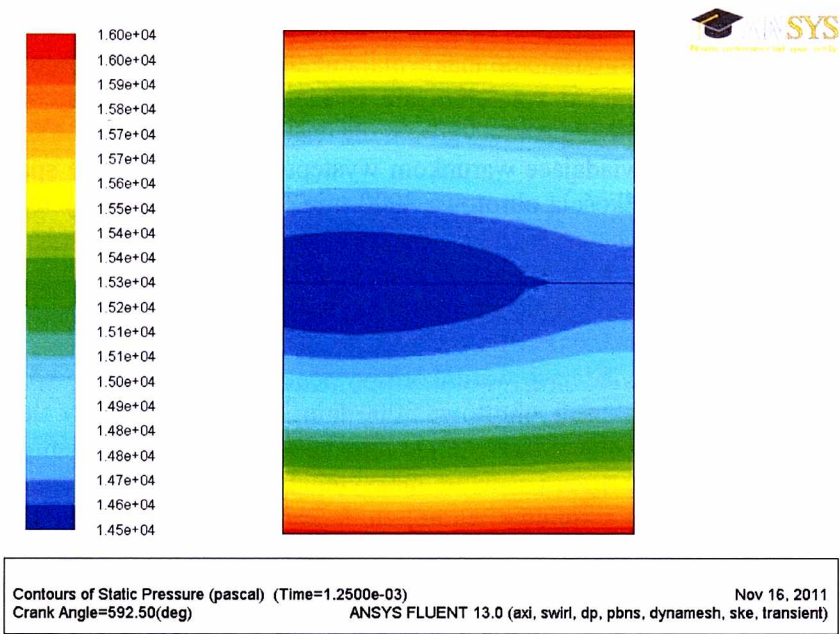
Pole ciśnienia, odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie $277,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się niewielkimi gradientami ciśnienia co jest zobrazowane na rysunku 4.35. Ciśnienie maksymalne $0,117$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,15$ MPa.

Pole ciśnienia, odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie 300° OWK, charakteryzuje się pewnym gradientem ciśnienia, co jest zobrazowane na rysunku 4.36. Ciśnienie maksymalne $0,280$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,276$ MPa.

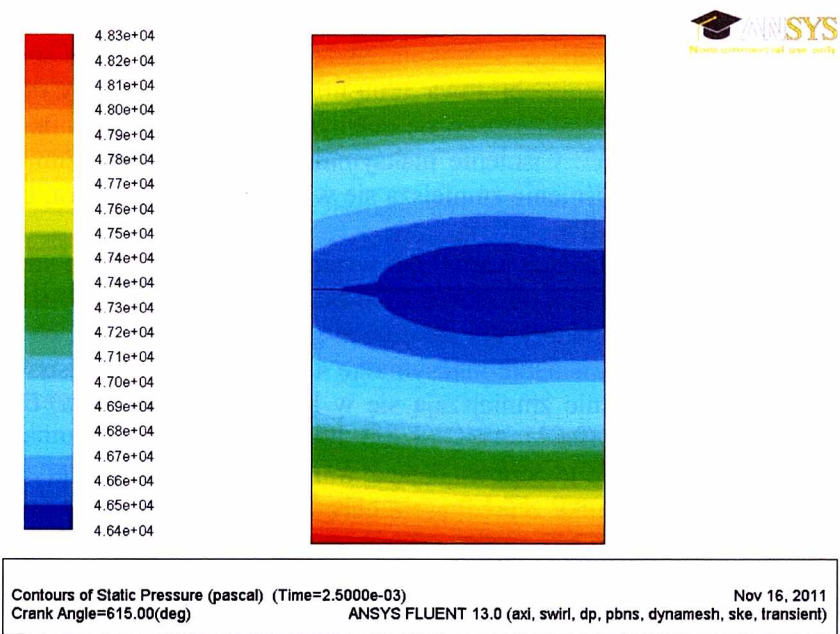
Pole ciśnienia, odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie $322,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się pewnym gradientem ciśnienia, co jest zobrazowane na rysunku 4.37. Ciśnienie maksymalne $0,718$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,710$ MPa.

Pole ciśnienia, odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie 345° OWK, charakteryzuje się dużym gradientem ciśnienia, co jest zobrazowane na rysunku 4.38. Ciśnienie maksymalne $4,450$ MPa jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejszają się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $2,440$ MPa.

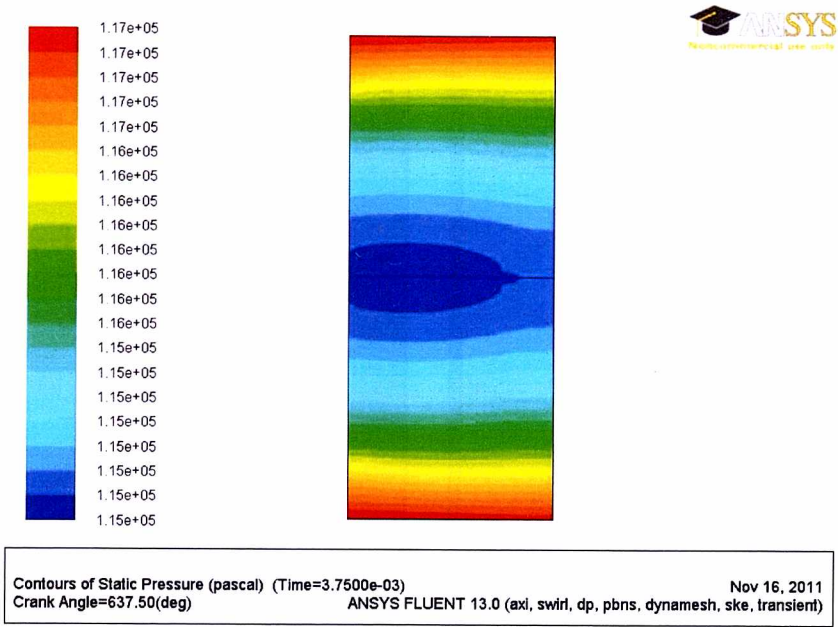
Pole ciśnienia (rys. 4.39), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie $367,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się największym gradientem ciśnienia podczas całego cyklu pracy. Ciśnienie maksymalne zarówno dla wymienionego kąta OWK, jak i dla całego cyklu pracy $5,500$ MPa, jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $2,810$ MPa.



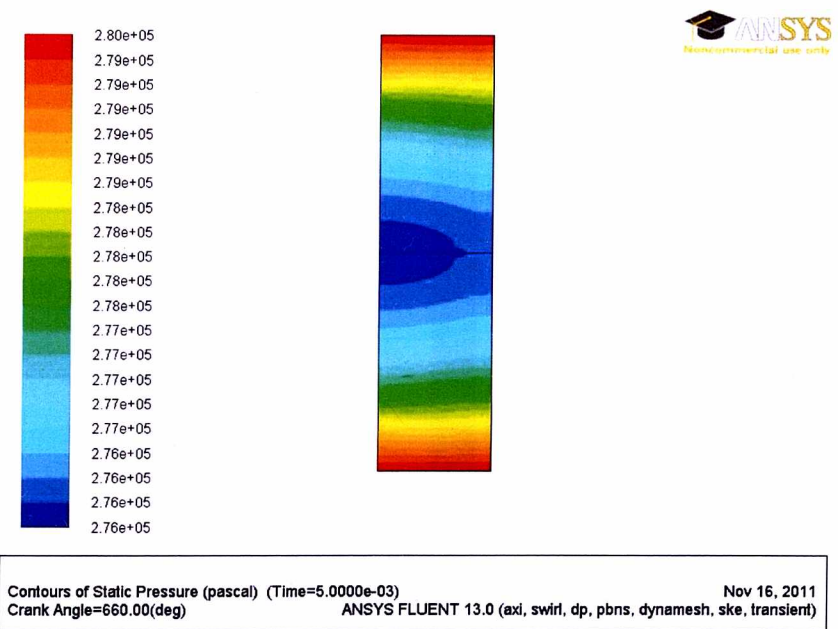
Rys. 4.33. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 232,5° OWK



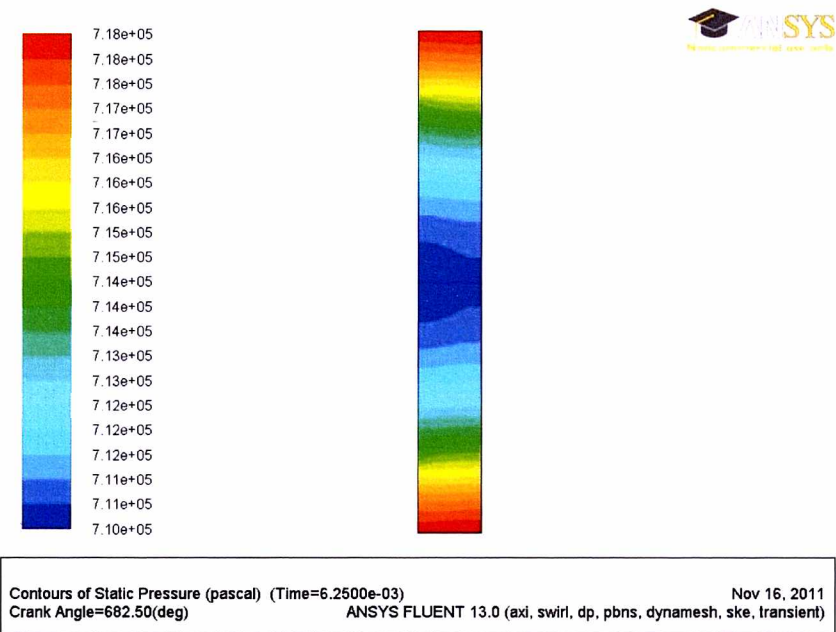
Rys. 4.34. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 255° OWK



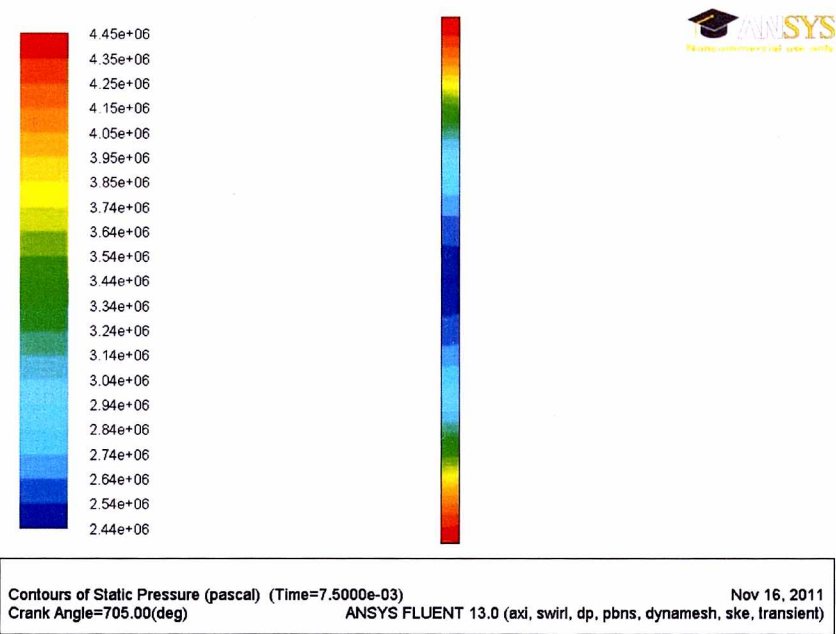
Rys. 4.35. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 277,5° OWK



Rys. 4.36. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 300° OWK



Rys. 4.37. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 322,5° OWK



Rys. 4.38. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 345° OWK

Pole ciśnienia (rys. 4.40), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie 390° OWK, charakteryzuje się niewielkim gradientem ciśnienia. Ciśnienie maksymalne $2,820 \text{ MPa}$ jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $2,810 \text{ MPa}$.

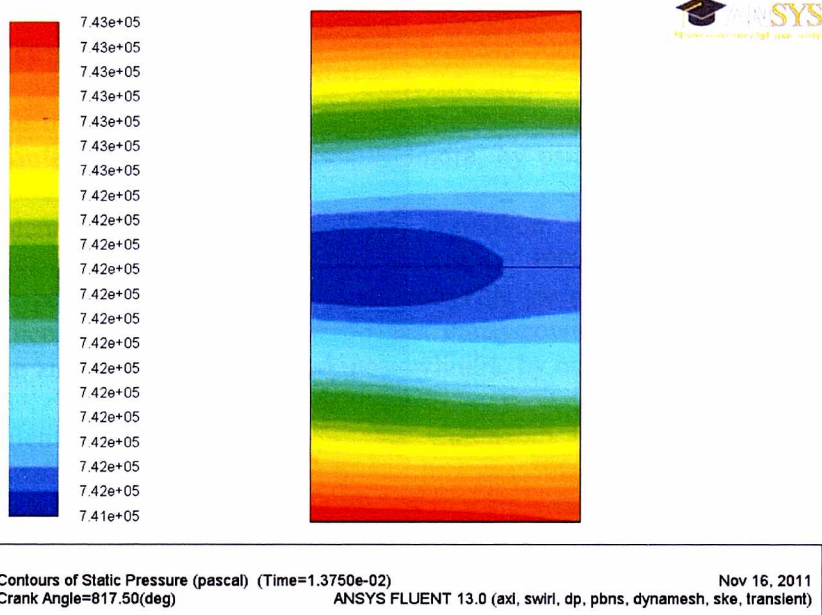
Pole ciśnienia (rys. 4.41), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenia $412,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się niewielkim gradientem ciśnienia. Ciśnienie maksymalne $1,880 \text{ MPa}$ jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejszają się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $1,870 \text{ MPa}$.

Pole ciśnienia (rys. 4.42), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenia 435° OWK, charakteryzuje się niewielkim gradientem ciśnienia. Ciśnienie o wartościach maksymalnych $1,150 \text{ MPa}$ jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejszają się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $1,140 \text{ MPa}$.

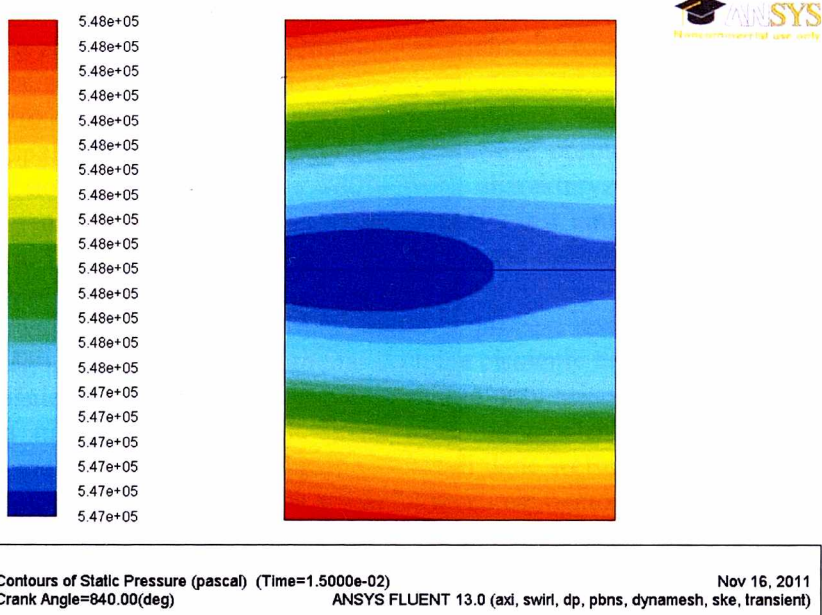
Pole ciśnienia (rys. 4.43), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenia $457,5^\circ$ OWK, charakteryzuje się niewielkim gradientem ciśnienia. Ciśnienie maksymalne $0,743 \text{ MPa}$ jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienia zmniejszają się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,741 \text{ MPa}$.

Pole wartości ciśnienia (rys. 4.44), odpowiadające warunkom występującym w komorze spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 min^{-1} w momencie, gdy tłok osiągnie położenie 480° OWK, charakteryzuje się znikomym gradientem ciśnienia. Ciśnienie maksymalne $0,548 \text{ MPa}$ jest umiejscowione przy ściankach cylindra. Ciśnienie zmniejsza się w kierunku osi cylindra, by osiągnąć wartość minimalną $0,547 \text{ MPa}$.

Podsumowując badania numeryczne dotyczące procesu spalania w cylindrze silnika spalinowego, można stwierdzić, że maksymalne ciśnienie dla całego cyklu pracy to $5,5 \text{ MPa}$. Ciśnienie o wymienionej wartości panuje przy ściankach cylindra. Wartość ta, oddająca największe obciążenia pochodzące od ciśnienia gazu, została użyta w kolejnym modelu jako warunek brzegowy, czyli dane wejściowe. Celem kolejnego modelu jest określenie pola ciśnienia w strefie styku elementów zespołu TPC dla warunków największych obciążeń występujących w badanym silniku.



Rys. 4.43. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 457,5° OWK



Rys. 4.44. Konturowy wykres pola ciśnienia w cylindrze silnika dla kąta 480° OWK

4.3.3. Obliczanie numeryczne ciśnienia w strefie styku elementów zespołu TPC w ujęciu stacjonarnym

Przedstawiono merytoryczny harmonogram ważniejszych prac prowadzonych celem budowy modelu numerycznego strefy styku elementów zespołu TPC przykładowego silnika o zapłonie iskrowym Seicento 900:

1. Identyfikacja wymiarów geometrycznych.
2. Translacja geometrii na postać numeryczną.
3. Dyskretyzacja przestrzeni obliczeniowej.
4. Wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych.
5. Wybór schematu obliczeniowego.
6. Wybór modelu turbulencji.
7. Przeprowadzenie obliczeń.
8. Edycja wyników.

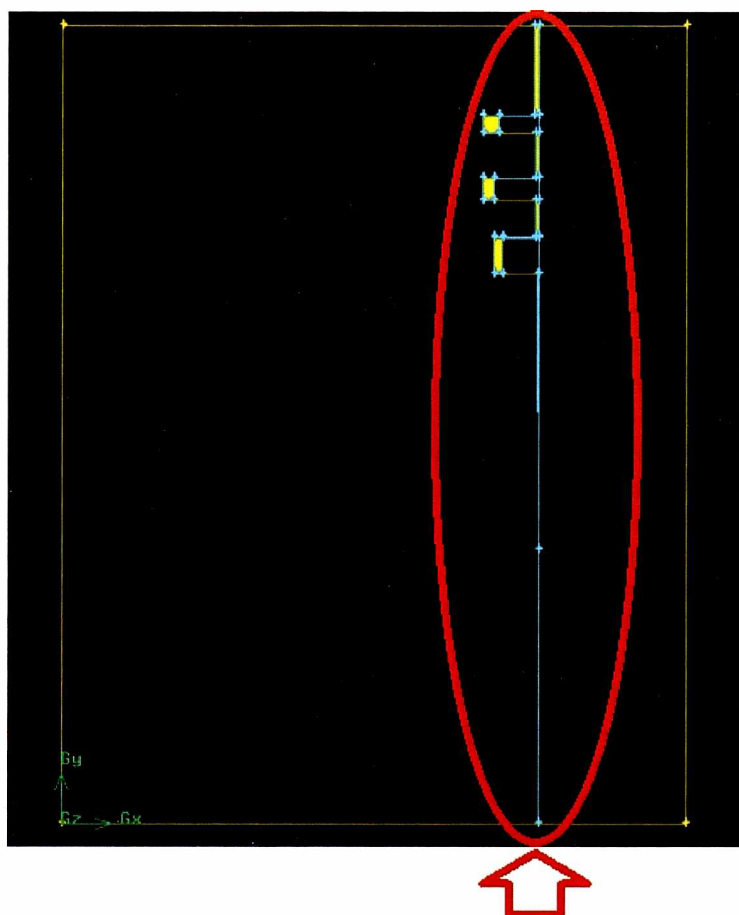
Identyfikację wymiarów geometrycznych przestrzeni roboczej cylindra wykonano z dokładnością do jednej setnej części milimetra.

Translacja geometrii na postać numeryczną. Kolejnym krokiem było wprowadzenie wymiarów geometrycznych do postaci numerycznej na podstawie interfejsu programu Gambit, który stanowi preprocesor komercyjnego systemu obliczeniowego Fluent. Obszar geometryczny modelu numerycznego (zaznaczony na rys. 4.45) obejmuje przestrzeń ograniczoną przez powierzchnię tłoka pierścieni tłokowych i cylindra.

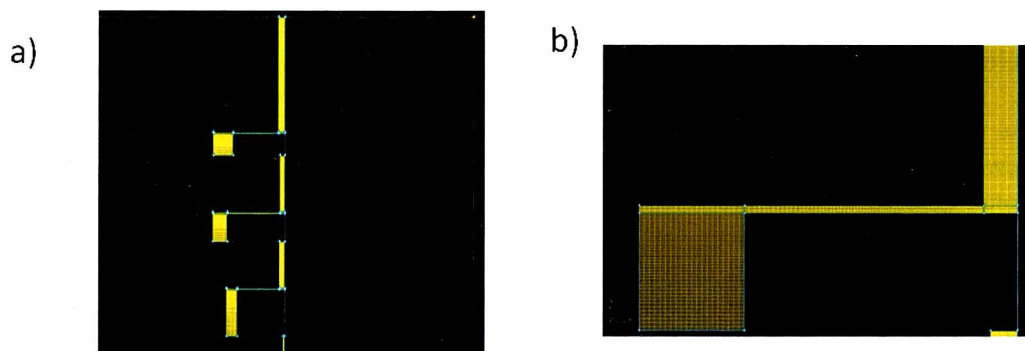
Dyskretyzacja przestrzeni obliczeniowej. Trzecim krokiem w budowie modelu numerycznego była dyskretyzacja przestrzeni geometrycznej modelu (rys. 4.46).

Dyskretyzację prowadzono elementami czworobocznymi typu „Quad” ze względu na lepszą jakość względem elementów typu „Tri”. Widoczne na rysunku 4.46 elementy czworoboczne nie wykazują degradacji przekątnych, jedynie niewielkie zmiany długości boków, co uznano za dopuszczalne odstępstwo od idealnego kształtu kwadratu elementu typu „Quad”.

Wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych. Czwartym krokiem w budowie modelu numerycznego było wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych. Za warunek brzegowy wybrano: „pressure inlet” („ciśnienie wejściowe”) oraz „pressure outlet” (ciśnienie wyjściowe”) jako warunki umożliwiające wprowadzenie ciśnienia panującego w komorze spalania oraz ciśnienia panującego w komorze korbowej. Wartości danych wielkości to odpowiednio: 5,5 MPa dla wielkości wprowadzonej jako *war. wlotu* oraz 0,2 MPa dla *war. wylotu* (nazewnictwo typowe dla systemów obliczeniowych umożliwiających określanie parametrów przepływu). Za warunek początkowy w obliczeniach stacjonarnych przyjęto warunek brzegowy ciśnienia panującego na wlocie.



Rys. 4.45. Widok postaci geometrycznej modelu



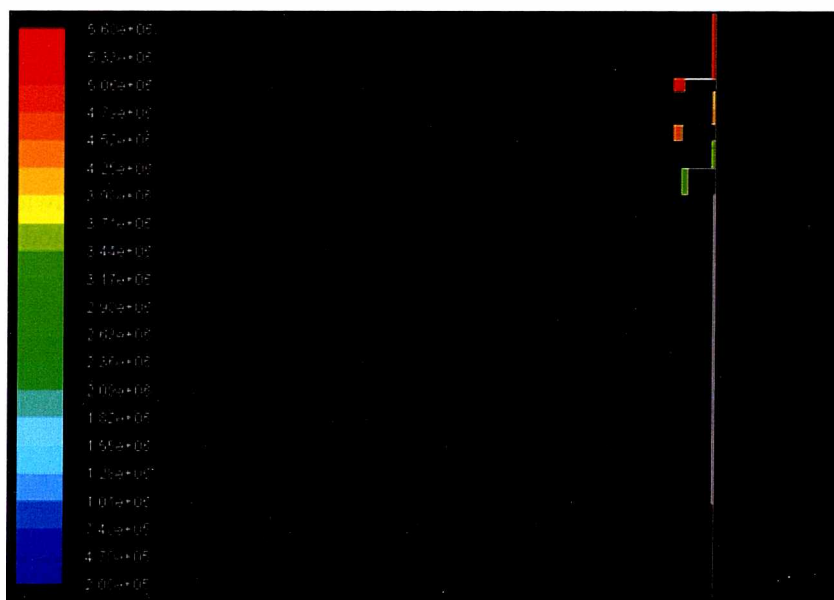
Rys. 4.46. Dyskretna postać modelu geometrycznego: a) widok przestrzeni dyskretnej wokół trzech pierścieni, b) widok przestrzeni wokół pierścienia uszczelniającego

Wybór schematu obliczeniowego. Piątym krokiem w budowie modelu numerycznego był wybór schematu obliczeniowego – niejawnego ze względu na bezwzględną stabilność danego modelu i dostosowanie wielkości kroku do prędkości przebiegu zjawisk fizycznych.

Wybór modelu turbulencji. Za model turbulencji uzupełniający równania zasad zachowania masy, energii i pędu o współczynniki bezwymiarowe umożliwiające symulację przepływów turbulentnych wybrano model – „Reynolds Stress piątego rzędu” dedykowany do przepływów wymuszonych, w których struga płynu, wskutek nagłych zmian pola przekroju poprzecznego, zmienia kierunek.

Przeprowadzenie obliczeń. Uwieńczeniem prac dotyczących budowy modelu numerycznego było przeprowadzenie obliczeń. Czynniki, takie jak: duża liczba elementów (ok. $1 \cdot 10^6$) w dyskretyzowanej przestrzeni obliczeniowej 2D oraz wymagający ogromnej mocy obliczeniowej model turbulencji (najbardziej pracochłonny obliczeniowo w stosowanej wersji oprogramowania) wywołały konieczność dużego nakładu pracy obliczeniowej na iterację równań w danej przestrzeni numerycznej. Obliczenia pojedynczego modelu trwały około 30 godzin ciągłej pracy jednostki obliczeniowej, pracującej zgodnie z zakupioną licencją na jednym wątku procesora.

Edycja wyników. Na rysunku 4.47 przedstawiono pole ciśnienia. Maksymalna wartość ciśnienia występuje na wysokości denka tłoka i wynosi ok. 5,5 MPa. Taka wartość utrzymuje się do wysokości pierwszego pierścienia uszczelniającego, po opływie którego spada do ok. 4,0 MPa. Ciśnienie 4,0 MPa utrzymuje się do wysokości



Rys. 4.47. Konturowe pole ciśnienia w rowkach tłoka

drugiego pierścienia uszczelniającego, po opływie którego następuje redukcja jego do ok. 2,3 MPa. Podczas opływu trzeciego pierścienia olejowego następuje redukcja wartości ciśnienia do ok. 1,3 MPa. Wartość 1,3 MPa zmniejsza się wzdłuż długości płaszcza tłoka do wartości 0,2 MPa panującej w komorze korbowej.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że na podstawie aproksymacji uogólnionego równania transportu do dyskretnej postaci modelu geometrycznego, z użyciem metody objętości skończonych, jest możliwe określenie pola ciśnienia panującego w przestrzeni współpracy zespołu TPC. Dokładność otrzymanych wyników zależy od uwzględnienia zewnętrznych uwarunkowań oraz wielkości dyskretnego modelu.

4.3.4. Badania numeryczne rozkładu prędkości oleju w warstwie filmu olejowego zespołu TPC

Badania przeprowadzono dla dwóch środków smarnych oraz kilku prędkości tłoka.

- Olej silnikowy o parametrach: $\rho = 889 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 1,06 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$.
- Olej silnikowy o parametrach: $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0,001003 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$.
- Film smarny o grubości $5 \text{ }\mu\text{m}$.
- Prędkość tłoka 0 m/s modelowano w celu dekompozycji zagadnienia klina smarnego. Dzięki temu wyodrębniono czyste oddziaływanie ciśnienia spalania gazów w cylindrze.

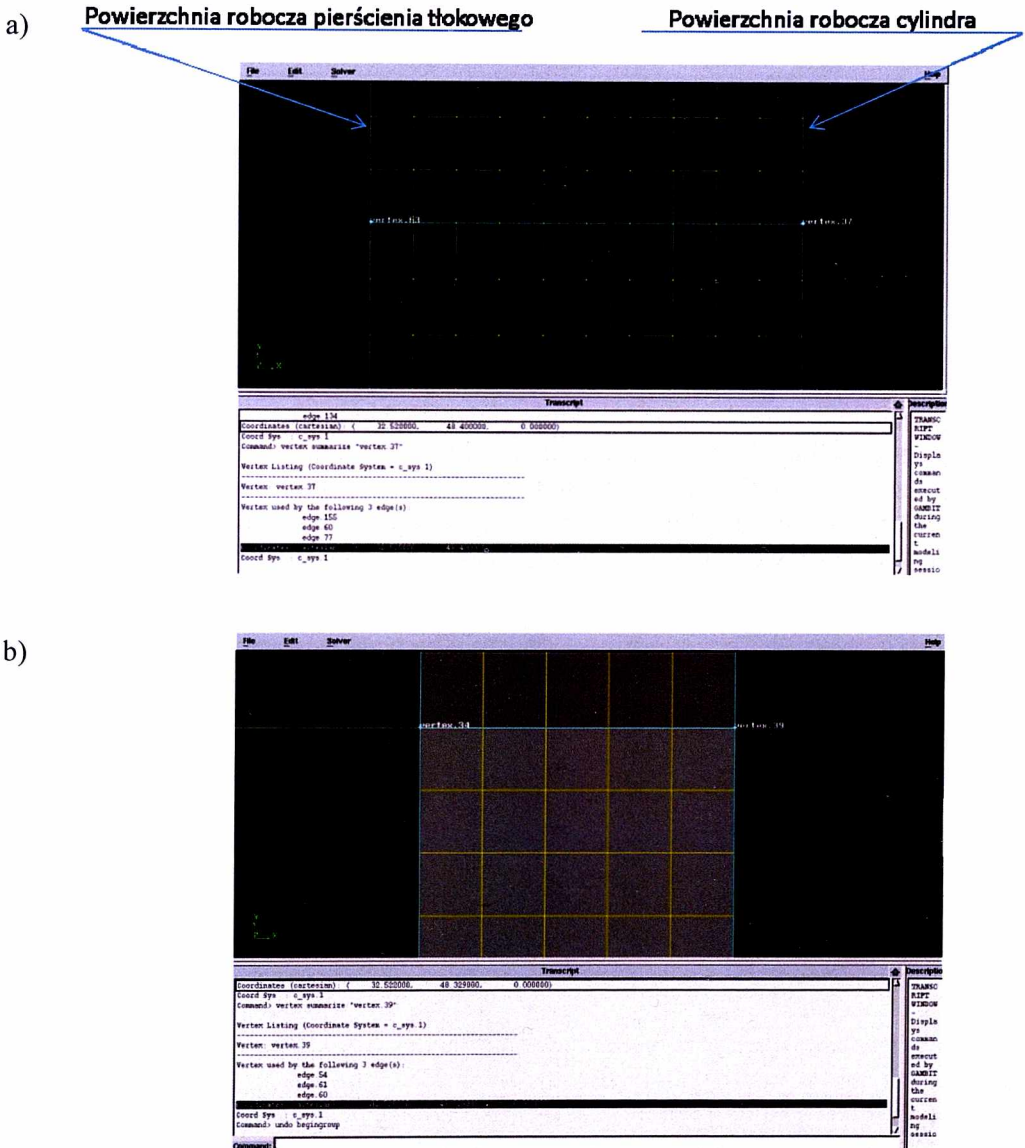
- Prędkość tłoka $0,1 \text{ m/s}$.
- Prędkość tłoka 1 m/s .
- Prędkość tłoka 10 m/s .
- Prędkość tłoka 100 m/s .

Harmonogram prac dla poszczególnego filmu smarnego. Przedstawiono merytoryczny harmonogram ważniejszych prac prowadzonych w budowie modelu numerycznego:

1. Budowa numerycznego modelu geometrycznego.
2. Dyskretyzacja przestrzeni obliczeniowej.
3. Wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych.
4. Wybór schematu obliczeniowego.
5. Wybór modelu turbulencji.
6. Przeprowadzenie obliczeń.
7. Edycja wyników.

Budowa numerycznego modelu geometrycznego. Prace rozpoczęto od wprowadzenia geometrii warstwy smarnej grubości filmu olejowego $5 \text{ }\mu\text{m}$ (rys. 4.48a). Prace prowadzono na podstawie interfejsu programu Gambit, który stanowi preprocesor komercyjnego systemu obliczeniowego Fluent.

Dyskretyzacja przestrzeni obliczeniowej. Drugim krokiem w budowie modelu numerycznego jest dyskretyzacja przestrzeni geometrycznej modelu (rys. 4.48a, 4.48b). Wprowadzono elementy typu „Quad” wykazujące większą dokładność w porównaniu do elementów typu „tetra”.



Rys. 4.48. Geometria modelu numerycznego – „filmu smarnego”: a) widok fragmentu dyskretnej postaci geometrii, b) widok fragmentu dyskretnej postaci geometrii wraz z powierzchnią

Wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych. Trzecim krokiem w budowie modelu numerycznego jest wprowadzenie warunków brzegowych i początkowych. Za warunek brzegowy przyjęto: „pressure inlet” oraz „pressure outlet”, warunki umożliwiające wprowadzenie ciśnienia panującego w komorze spalania oraz ciśnienia panującego w komorze korbowej. Wartości danych wielkości to 5,5 MPa dla wielkości wprowadzonej jako *war. wlotu* oraz 0,2 MPa dla *war. wylotu* (nazewnictwo typowe dla systemów obliczeniowych umożliwiających określanie parametrów przepływu). Za warunek początkowy w obliczeniach stacjonarnych przyjęto warunek brzegowy ciśnienia panującego na wlocie.

Wybór schematu obliczeniowego. Czwartym krokiem w budowie modelu numerycznego jest wybór schematu obliczeniowego – niejawnego ze względu na bezwzględną stabilność danego modelu oraz dostosowanie wielkości kroku do prędkości przebiegu zjawisk fizycznych.

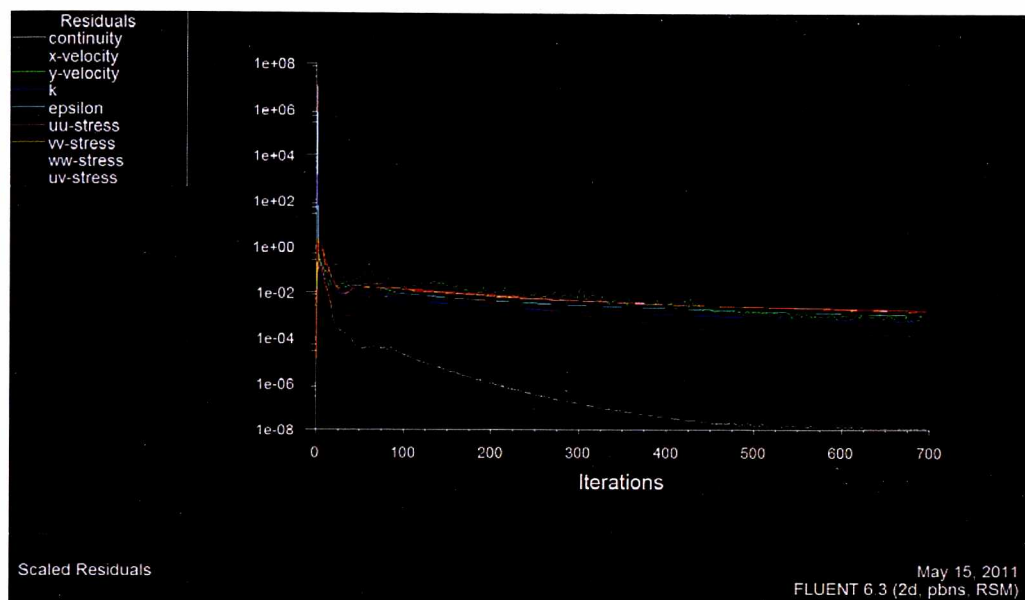
Wybór modelu turbulencji. Za model turbulencji uzupełniający równania zasad zachowania masy, energii i pędu o współczynniki bezwymiarowe umożliwiające symulację przepływów turbulentnych wybrano model – „Reynolds Stress piątego rzędu” przeznaczony do przepływów wymuszonych, w których strugi płynu na skutek nagłych zmian pola poprzecznego przekroju zmieniają kierunek.

Przeprowadzenie obliczeń. Uwieńczeniem prac dotyczących budowy modelu numerycznego są obliczenia w dyskretyzowanej przestrzeni obliczeniowej 2D oraz wymagający ogromnej mocy obliczeniowej model turbulencji; najbardziej pracochłonny obliczeniowo w stosowanej wersji oprogramowania (rys. 4.49). Wywołało to konieczność dużego nakładu pracy obliczeniowej na iterację równań, którą prowadzono do osiągnięcia zbieżności (ok. $1 \cdot 10^8$) w ciągu 700 kroków obliczeniowych. Obliczenia pojedynczego modelu trwały około 20 godzin ciągłej pracy jednostki obliczeniowej pracującej zgodnie z zakupioną licencją na jednym wątku procesora.

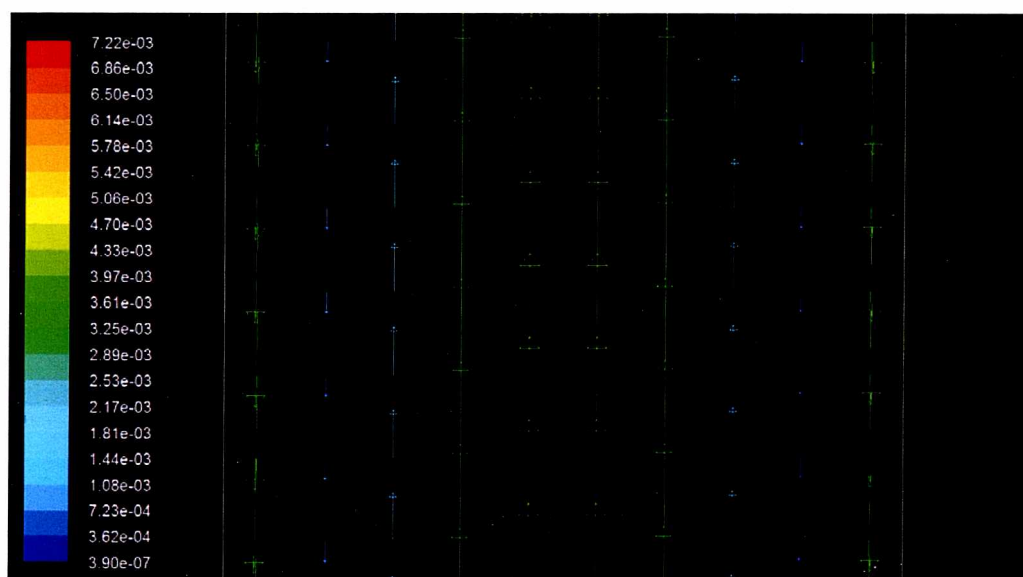
Edycja wyników. Na podstawie badań numerycznych określono pole prędkości w warstwie oleju smarnego między pierwszym pierścieniem uszczelniającym a cylindrem. Obliczenia przeprowadzono wariantowo dla prędkości tłoka 0 m/s (rys. 4.50), 0,1 m/s (rys. 4.51), 1 m/s (rys. 4.52), 10 m/s (rys. 4.53), 100 m/s (rys. 4.54).

Obliczenia prowadzone dla zerowej prędkości tłoka przeprowadzono (jak wspomniano) w celu dekompozycji zagadnienia klina smarnego. Wyodrębniono tu czyste oddziaływanie ciśnienia spalania gazów w cylindrze (rys. 4.50).

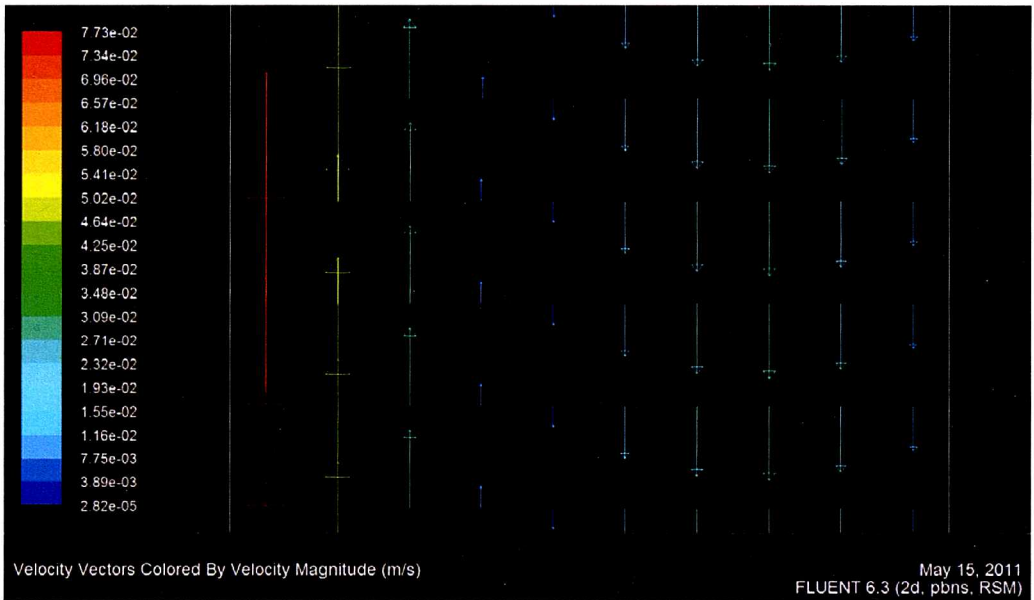
Analizując wektorowe pole prędkości oleju smarnego (rys. 4.51), można zauważyć największą prędkość $v \approx 0,08$ m/s oleju w warstwie o bezpośrednim kontakcie z krawędzią pierścienia tłokowego poruszającego się z prędkością 0,1 m/s, wertykalnie o zwrocie zgodnym z osią y (rys. 4.48a). Prędkość oleju maleje do wartości zerowej wraz z pozycją bliższą środka warstwy smarnej. Następnie prędkość rośnie, by osiągnąć maksimum 0,03 m/s o zwrocie przeciwnym do zwrotu osi y (rys. 4.48a) w 3/4 warstwy smarnej, mierząc od krawędzi pierścienia. Wartości minimalne 0,00003 m/s dla przepływu zgodnego z działaniem ciśnienia spalania umiejscowione są w bezpośredniej bliskości z cylindrem.



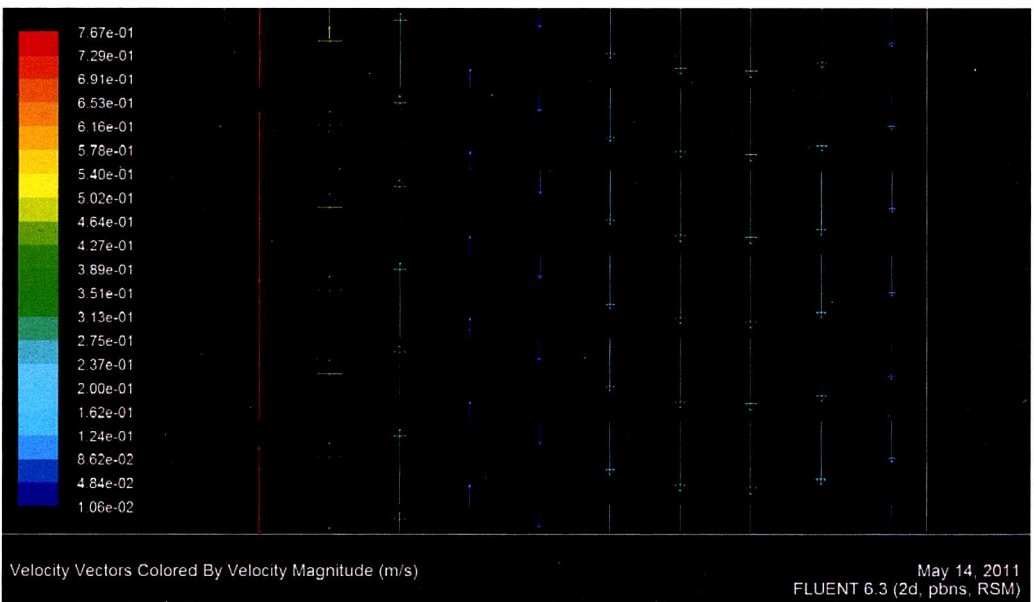
Rys. 4.49. Wykres obrazujący zbieżność przebiegu obliczeń modelu turbulencji



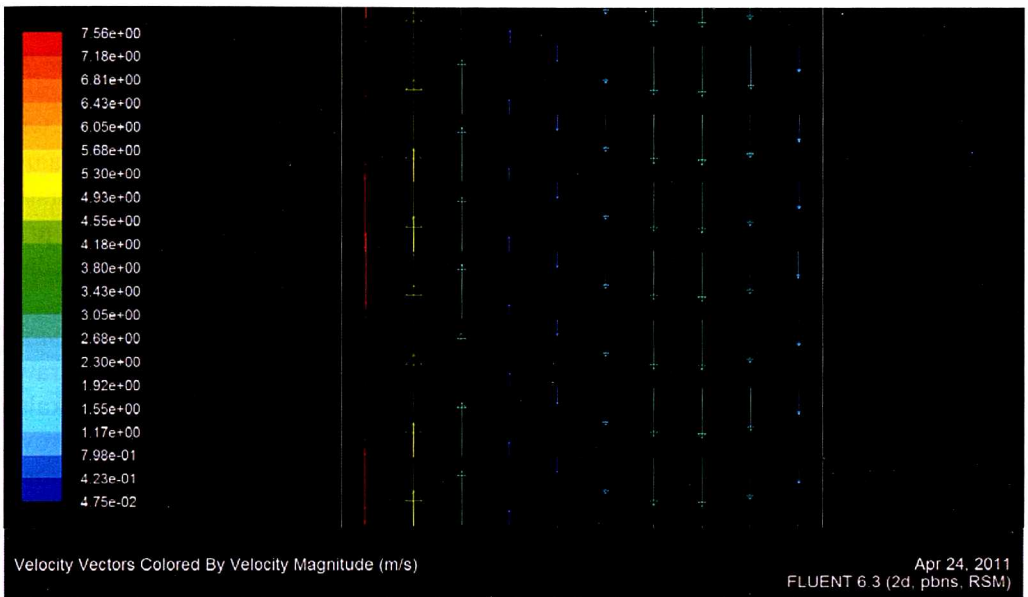
Rys. 4.50. Widok wektorowego pola prędkości w filmie smarnym dla prędkości tłoka 0 m/s



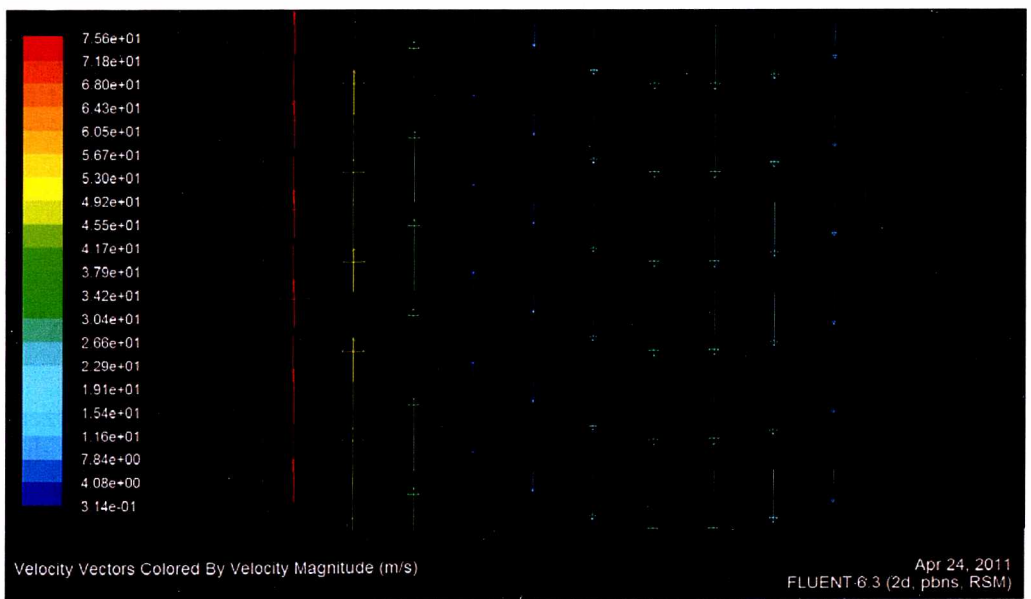
Rys. 4.51. Widok wektorowego pola prędkości w filmie smarnym dla prędkości tłoka 0,1 m/s



Rys. 4.52. Widok wektorowego pola prędkości w filmie smarnym dla prędkości tłoka 1 m/s



Rys. 4.53. Widok wektorowego pola prędkości w filmie smarnym dla prędkości tłoka 10 m/s



Rys. 4.54. Widok wektorowego pola prędkości w filmie smarnym dla prędkości tłoka 100 m/s

Analizując wektorowe pole prędkości oleju smarowego (rys. 4.52), można zauważyć największą prędkość 0,77 m/s oleju w warstwie o bezpośrednim kontakcie z krawędzią pierścienia tłokowego poruszającego się z prędkością 1 m/s, wertykalnie o zwrocie zgodnym z osią y (rys. 4.48a). Prędkość oleju maleje do wartości zerowej wraz z pozycją bliższą środka warstwy smarowej. Następnie prędkość rośnie, by osiągnąć maksimum 0,35 m/s o zwrocie przeciwnym do zwrotu osi y (rys. 4.48a) w 3/4 warstwy smarowej, mierząc od krawędzi pierścienia. Wartości minimalne 0,01 m/s dla przepływu zgodnego z działaniem ciśnienia spalania umiejscowione są w bezpośredniej bliskości z cylindrem.

Analizując wektorowe pole prędkości oleju smarowego (rys. 4.53), można zauważyć największą prędkość 7,56 m/s oleju w warstwie o bezpośrednim kontakcie z krawędzią pierścienia tłokowego poruszającego się z prędkością 10 m/s, wertykalnie o zwrocie zgodnym z osią y (rys. 4.48a). Prędkość oleju maleje do wartości zerowej wraz z pozycją bliższą środka warstwy smarowej. Następnie prędkość rośnie, by osiągnąć maksimum 2,60 m/s o zwrocie przeciwnym do zwrotu osi y (rys. 4.48a) w 3/4 warstwy smarowej, mierząc od krawędzi pierścienia. Wartości minimalne 0,05 m/s dla przepływu zgodnego z działaniem ciśnienia spalania umiejscowione są w bezpośredniej bliskości z cylindrem.

Analizując wektorowe pole prędkości oleju smarującego (rys. 4.54), można zauważyć największą prędkość 75,60 m/s oleju w warstwie o bezpośrednim kontakcie z krawędzią pierścienia tłokowego poruszającego się z prędkością 100 m/s, wertykalnie o zwrocie zgodnym z osią y (rys. 4.48a). Prędkość oleju zmniejsza się do wartości zerowej wraz z pozycją bliższą środka warstwy smarowej. Następnie prędkość rośnie, by osiągnąć maksimum 23,00 m/s o zwrocie przeciwnym do zwrotu osi y (rys. 4.48a) w 3/4 warstwy smarowej, mierząc od krawędzi pierścienia. Wartości minimalne 0,31 m/s dla przepływu zgodnego z działaniem ciśnienia spalania umiejscowione są w bezpośredniej bliskości z tuleją cylindrową.

4.3.5. Wnioski z przeprowadzonych badań numerycznych symulacji „filmu smarowego”

1. Przeprowadzone za pomocą systemu obliczeniowego Ansys–Fluent obliczenia numeryczne procesu spalania w przykładowym silniku Seicento 900 wykazały dużą zbieżność z rzeczywistymi wynikami ciśnienia maksymalnego w komorze spalania, którego obliczona maksymalna wartość była równa 5,5 MPa.

2. Ciśnienie 5,5 MPa stanowiło obciążenie wymuszające w obliczeniach pola ciśnienia w zespole tłok–pierścień–cylinder.

3. Wraz ze wzrostem prędkości przemieszczania się tłoka w kierunku ZZ zwiększa się prędkość w przyścienniej (przy powierzchni pierścienia) warstwie smarowej.

4. Charakterystyczne jest zjawisko inwersji prędkości przemieszczania się warstwy smarnej w okolicy środka grubości warstwy i jej maksimum w odległości około $3/4$ od powierzchni pierścienia tłokowego.

5. Obliczenia pola ciśnienia w filmie olejowym są wykonane dla stałego maksymalnego ciśnienia w komorze roboczej. Stwarza to zawyżone warunki pracy na większości cyklu roboczego.

6. W kolejnych obliczeniach planuje się powiązać prędkość przemieszczania się tłoka z aktualnie panującym w komorze roboczej, już obliczonym, ciśnieniem chwilowym. Stanowi to przyczynek do kontynuacji badań.

5. Badania modelowe elementów silników spalinowych przygotowanych według opracowanych założeń

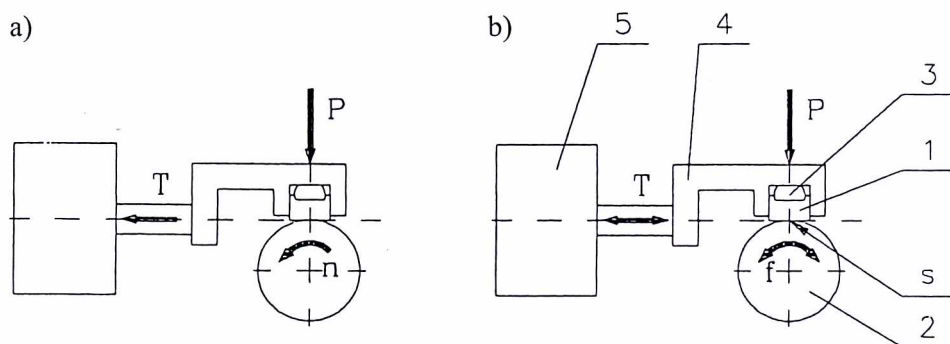
5.1. Badania modelowe zespołu TPC silnika spalinowego

Opracowanie nowych materiałów zespołu TPC wymaga wykonania wielu prac badawczych, począwszy od badań numerycznych, poprzez badania na tribotesterach, jakościowe badania na obiekcie rzeczywistym i ilościowe badania na obiekcie rzeczywistym [45], [46], [56]. Tak wykonany pełny program badawczy zapewnia miarodajną odpowiedź obiektu technicznego. Na każdym etapie prac badawczych niezbędne są odpowiednie powtórzenia badań umożliwiające statystyczne opracowanie ich wyników. W niniejszym rozdziale przedstawiono drugi z etapów badań opracowywanej pary trącej uszczelniający pierścień tłokowy–cylinder przeznaczonej do silnika spalinowego, czyli badania modelowe na tribotesterze. Całość prac badawczych zamieszczono w pracy [46].

5.2. Wybór tribotestera i wykonanie elementów testowych

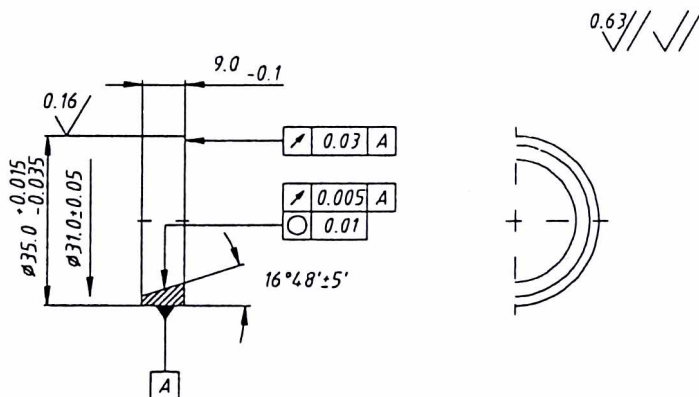
Wobec dużej liczby różnych rozwiązań, istotnego znaczenia nabiera wybór odpowiedniego tribotestera. Z przedstawionego w publikacjach [76], [77] opisu urządzeń testujących wynika, że najodpowiedniejszym do badań elementów pary trącej pierścień–cylinder jest tribotester typu rolka–klocek (rys. 5.1).

Odpowiednim urządzeniem jest opracowany i wykonany w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu tribotester oznaczony symbolem T05. Ten typ tribotestera jest preferowany do badań powłok niskotarciowych, w tym wykonanych z azotku tytanu.

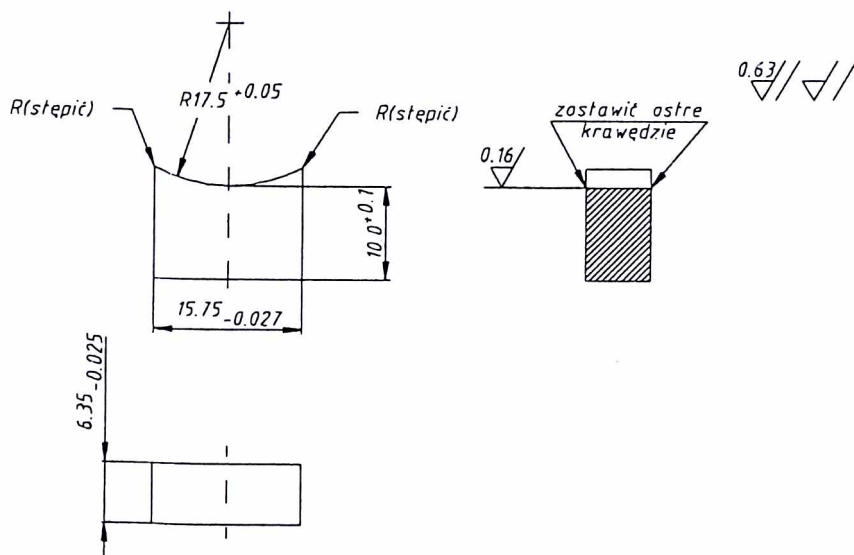


Rys. 5.1. Schemat testera T05 [77]: a) jednostajna prędkość obrotowa, b) ruch oscylacyjny:
1 – próbka (klocek), 2 – przeciwpółka (rolka), 3 – wkładka półkulista, 4 – uchwyt próbki,
5 – tensometryczny czujnik siły tarcia

Elementami testowymi w urządzeniu T05 są: obracająca się przeciwpółka w postaci rolki i nieruchoma próbka w postaci klocka [77]. Na rysunku 5.2 i 5.3 przedstawiono kształt pierścieniowej przeciwpółki oraz próbki. Próbka ma wklęsłą powierzchnię testową, która przylega do rolki tworzy styk rozłożony o polu powierzchni 100 mm^2 . Przeciwpółkę wykonano z żeliwa EN-GJL-200 (rys. 5.2). Przygotowano 20 przeciwpółek, z których 10 podano procesowi azotowania próżniowego [8]. Próbkę wykonano z żeliwa szarego oznaczonego wg PN-EN 1560 jako: EN-GJL-350 (rys. 5.3). Powierzchnie robocze próbek pokryto powłoką z azotku tytanu, stosując, opisaną w [105], technologię łukowo-próżniowego fizycznego osadzania z fazy gazowej wspomaganego plazmą (PAPVD).



Rys. 5.2. Kształt i wymiary przeciwpółki (rolki) [77]



Rys. 5.3. Kształt i wymiary próbki (klocka) z wklęsłą powierzchnią tarcia [77]

5.3. Realizacja badań na tribotesterze

5.3.1. Dobór obciążenia i ustalenie zakresu badań

Podstawowe znaczenie podczas prowadzenia prac badawczych na tribotesterze ma obciążenie testowanych par trących; w tym nacisk jednostkowy oraz prędkość liniowa. W związku z tym, w trakcie badań pierwszego zestawienia testowego, opracowano program badań, dobierając odpowiednie prędkość liniową i nacisk (tabela 5.1). Do badań przyjęto prędkość liniową równą 1,25 m/s oraz nacisk równy 5 MPa. Przyjęte do badań duże naciski i mała prędkość powodują skrajnie trudne warunki pracy par trących, zbliżone do warunków panujących w okolicy ZZ pierwszego pierścienia tłokowego na początku suwu rozprężania silnika spalinowego [57], [58]. Taki dobór spowodował zjawisko tarcia mieszanego, co jest widoczne na podstawie współczynnika tarcia znacznie przekraczających wartość zbliżoną do 0,01 typową dla tarcia płynnego.

Zakres badań przeprowadzonych obejmował pomiar sił tarcia i temperatury masowej próbki, które były archiwizowane jako charakterystyki czasowe oraz zużycie, których opis stanowi podstawową treść niniejszego opracowania. Ustalono równe przebiegi, ze stałą prędkością liniową pod stałym obciążeniem w obecności dwóch środków smarnych. Badaniom poddano 19 sztuk zestawień par trących, co umożliwiło przeprowadzenie niezbędnych powtórzeń dla wytypowanych skojarzeń tarciovych (tabela 5.1):

1. Próbką pokrytą powłoką TiN współpracującą z przeciwpróbką żeliwną w obecności środka smarnego w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (pięć zestawień próbek o numerach: 3, 5, 6, 8, 10).

2. Próbką pokrytą powłoką TiN współpracującą z przeciwpróbką żeliwną azotowaną w obecności środka smarnego w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (cztery zestawienia próbek o numerach: 2, 4, 7, 9).

3. Próbką pokrytą powłoką TiN współpracującą z przeciwpróbką żeliwną w obecności środka smarnego w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESE 5W50 (pięć zestawień próbek o numerach: 12, 13, 15, 18).

4. Próbką pokrytą powłoką TiN współpracującą z przeciwpróbką żeliwną azotowaną w obecności środka smarnego w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESE 5W50 (pięć zestawień próbek o numerach: 11, 14, 16, 17, 19).

Tabela 5.1. Program badań na tribotesterze T05

Nr próbki	Przeciwpróbka	Obciążenie MPa	Prędkość 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	mineralny
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

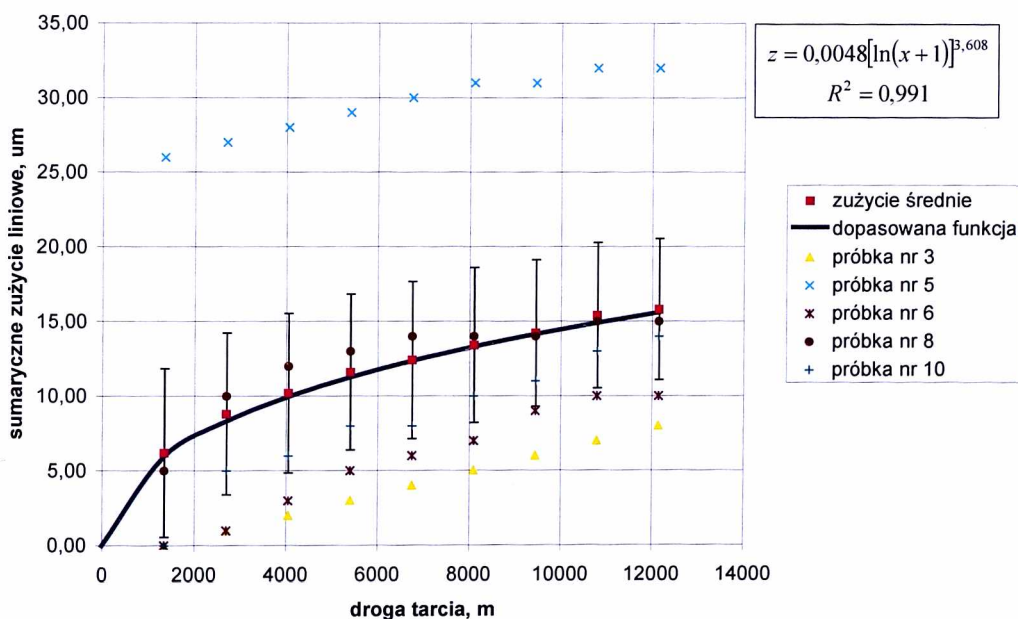
Długość drogi tarcia w jednym biegu testu ustalono na 1350 m. Całkowita droga tarcia została ustalona na 10 biegów testera dla próbek pracujących przy smarowaniu olejem mineralnym oraz 20 biegów dla oleju syntetycznego. Wydłużenie drogi tarcia dla oleju syntetycznego jest podyktowane zamiarem zastosowania tego oleju docelowo przy współpracy przykładowej pary trącej. Wyznaczono sumaryczne zużycie węgla

tarcia w zależności od drogi tarcia. W trakcie badań mierzono temperaturę próbki. Przyjęto pomiar liniowy zużycia za pomocą czujnika zegarowego o działce elementarnej $W_e = 0,002$ mm. Po ostygnięciu węzła tarcia przeprowadzano po każdym biegu pomiar zużycia, które było sumą zużycia próbki i przeciwpróbki. Ze względu na badania naukowe prowadzono je według programu statycznego, zdeterminowanego, kompletnego.

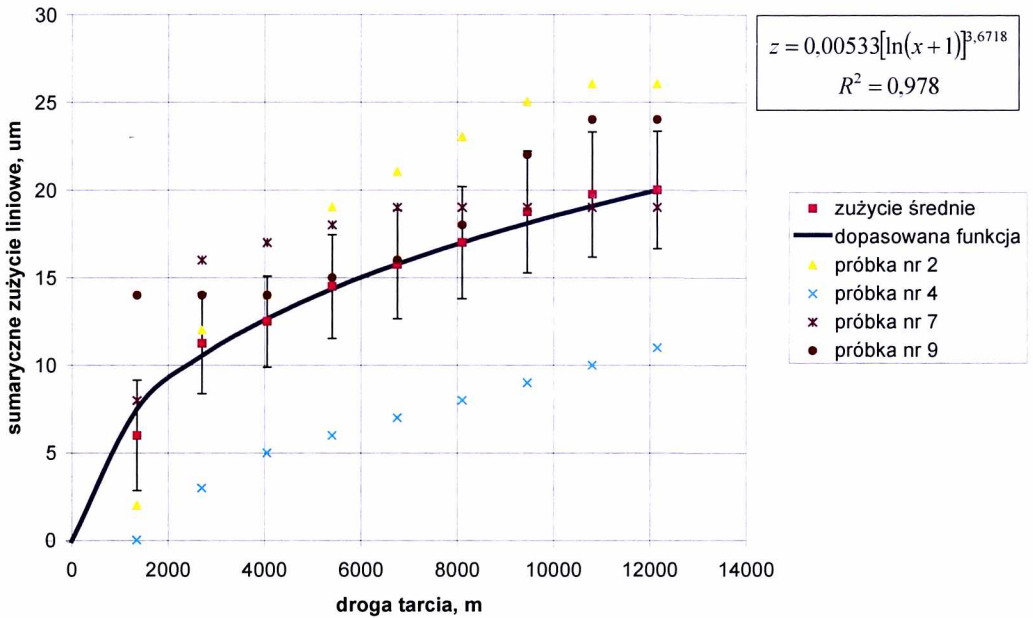
5.3.2. Opracowanie wyników badań

Zużycie liniowe

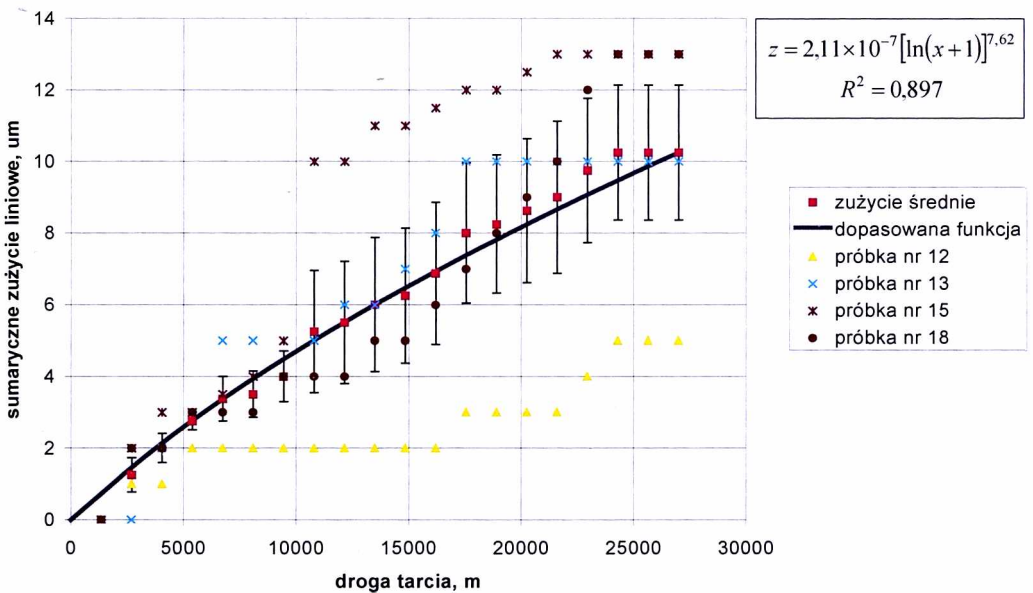
Pomiary zużycia liniowego przeprowadzono po każdym biegu badanego zestawień próbka–przeciwpróbka, odczytując wartość sumarycznego zużycia próbki i przeciwpróbki. Jest to spowodowane koniecznością przeprowadzania nieinwazyjnego pomiaru; bez demontażu zestawienia. W przeciwnym razie zakłócenia wynikające z wielokrotnego demontażu i montażu spowodowałyby zwielokrotnienie błędów natury przypadkowej, które wpłynęłyby na końcowe wyniki badań. Z tego względu jedynym możliwym był pomiar sumarycznego zużycia próbki i przeciwpróbki po każdym biegu. Pomiary prowadzono po doprowadzeniu do temperatury otoczenia. Sumaryczne zużycie linowe próbki i przeciwpróbki zamieszczono na rysunkach 5.4–5.7.



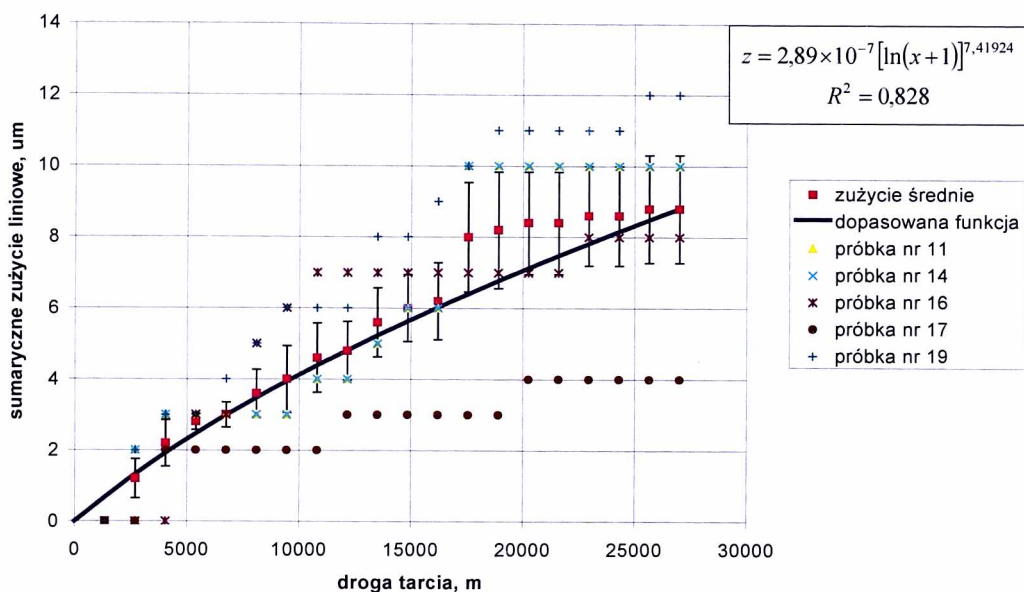
Rys. 5.4. Wykresy sumarycznego zużycia liniowego próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem mineralnym



Rys. 5.5. Wykresy sumarycznego zużycia liniowego próbek z powłoką z TiN, przeciwpółki żeliwnej azotowanej i wężła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem mineralnym.



Rys. 5.6. Wykresy sumarycznego zużycia liniowego próbek z powłoką z TiN, przeciwpółki żeliwnej i wężła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem syntetycznym



Rys. 5.7. Wykresy sumarycznego zużycia liniowego próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej azotowanej i wężła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem syntetycznym

Sumaryczne zużycie liniowe po przebiegu 13 500 m zestawienia próbki, o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w obecności oleju mineralnego ($16 \mu\text{m}$), jest mniejsze niż dla zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną ($20 \mu\text{m}$). Zużycie linowe zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w obecności oleju syntetycznego ($5 \mu\text{m}$) jest podobne jak dla zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną ($5 \mu\text{m}$). Na uwagę zasługuje fakt ponadtrzykrotnie większego sumarycznego zużycia zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w obecności oleju mineralnego ($16 \mu\text{m}$) w porównaniu z analogicznym zestawieniem w obecności oleju syntetycznego ($5,0 \mu\text{m}$). Podobna sytuacja występuje w zestawieniu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną. Zużycie w obecności oleju mineralnego równe $20 \mu\text{m}$ jest ponadczterokrotnie większe od zużycia w obecności oleju syntetycznego ($5 \mu\text{m}$).

Po przebiegu 27 000 m zużycie zestawienia z przeciwpróbką żeliwną ($10,7 \mu\text{m}$) są również większe niż dla zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną ($9 \mu\text{m}$).

Zużycie zestawień par trących z przeciwpróbką żeliwną cechowała stała kinetyka procesu; podobne zużycia na poszczególnych biegach. Kinetyka zużycia zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną wykazuje wyraźną tendencję malejącą. Maksymalna jej wartość przypada na bieg drugi. Wskazuje to na docieranie skojarzenia. Przeprowadzone wcześniej badania organoleptyczne potwierdzają możliwość wystąpienia intensywniejszego zużycia w początkowym okresie ze względu na to, że proces

azotowania próżniowego [65] powoduje wzrost chropowatości powierzchni, który musi zostać zniwelowany w początkowym okresie współpracy.

Temperatura próbki

W trakcie badań mierzono temperaturę próbki podczas całego cyklu badawczego. W tym celu wykonano obliczenia średniej temperatury z poszczególnych biegów dla wszystkich badanych zestawień materiałowych zgodnie z danymi w tabeli 5.1. Do obliczeń przyjęto temperaturę, którą osiągała próbka na końcu każdego biegu. Uzyskano wartości zestawione w tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Średnia temperatura próbki poszczególnych próbek w powiązaniu z programem prowadzonych prac badawczych

Nr próbki	Przeciwpróbka	Rodzaj oleju	Średnia temperatura próbki; T_p , °C	Odchylenie standardowe
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	mineralny	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

Na podstawie wyników zamieszczonych w tabeli 5.2 stwierdzono, że średnia temperatura próbki pokrytej powłoką TiN, współpracującej z przeciwpróbką żeliwną w obecności oleju mineralnego (próbki 1, 3, 5, 6, 8, 10), była równa 46,8 °C, a w obecności oleju syntetycznego (próbki 12, 13, 15, 18) temperatura próbki wynosiła 67,5 °C. Temperatura próbki pokrytej powłoką z TiN współpracującej z przeciw-

próbką żeliwną azotowaną w obecności oleju mineralnego (próbki 2, 4, 7, 9) była równa 38,3 °C, a w obecności oleju syntetycznego (próbki 11, 14, 16, 17, 19) temperatura próbki była równa 45,5 °C. Zmierzona temperatura próbek jest potwierdzeniem dużych sił stycznych powstających podczas współpracy próbek pokrytych TiN z przeciwpróbką żeliwną w porównaniu do współpracy z przeciwpróbką azotowaną. Różnica średniej temperatury jest równa dla oleju mineralnego 18,2%, a dla oleju syntetycznego 32,6%.

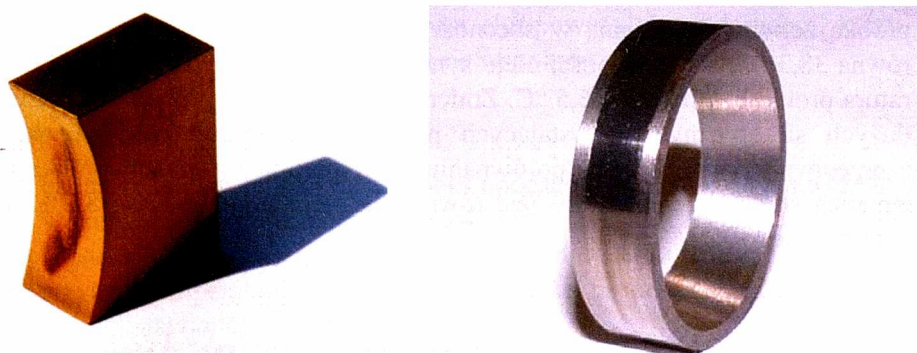
5.4. Omówienie wyników badań

Przeprowadzone badania porównawcze umożliwiły wyznaczenie współczynników tarcia badanych zestawień materiałowych w obecności oleju mineralnego i syntetycznego, zużycia oraz temperatury próbek (tabela 5.3).

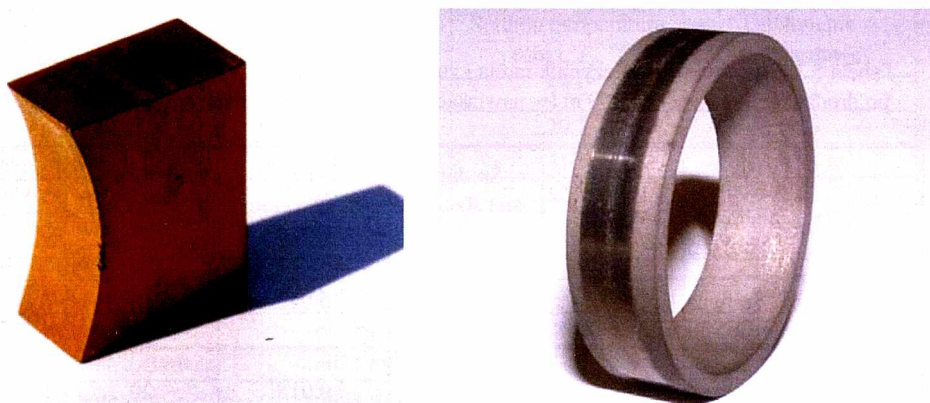
Tabela 5.3. Siła tarcia, współczynnik tarcia i zużycie badanych zestawień materiałowych par trących po drodze tarcia równej 13 500 m (w nawiasach podano wartości dla drogi tarcia równej 27 000 m)

Rodzaj zestawienia materiałowego	Średnia siła styczna N	Średni współczynnik tarcia	Średnie zużycia μm	Średnia temperatura próbki °C
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna Olej mineralny Elf Sporti 15W40	20,9	0,042	16	46,8
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna 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)	5 (11)	67,5 (54,5)
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna azotowana Olej syntetyczny Elf Synthese 5W50	15,3 (8,0)	0,031 (0,015)	5 (9)	45,5 (40,5)

Z przeprowadzonych oględzin próbek i przeciwpróbek obu zestawień materiałowych wynika, iż praktycznie całe sumaryczne zużycie przypada na przeciwpróbkę. W przeciwnym razie należałoby oczekiwać całkowitego usunięcia powłoki z TiN ze względu na jej grubość wynoszącą około 3 μm . Potwierdzają ten fakt obrazy przykładowych próbek pierwszego zestawienia (rys. 5.8) oraz zestawienia drugiego (rys. 5.9). Zużycie powłok TiN stwierdzone na podstawie wykonanych oględzin po badaniach było pomijalnie małe (niemierzalne), nawet po drodze tarcia wynoszącej 27 000 metrów.



Rys. 5.8. Fotografia próbki z powłoką z TiN i przeciwpróbki żeliwnej po badaniach (droga tarcia równa 13 500 m)



Rys. 5.9. Fotografia próbki z powłoką TiN i przeciwpróbki żeliwnej azotowanej po badaniach (droga tarcia równa 27 000 m)

Sumaryczne względne zużycie węzła tarcia z przeciwpróbką azotowaną współpracującą z próbką o powłoce z TiN w stosunku do przeciwpróbki żeliwnej współpracującej z próbką o powłoce z TiN w obecności oleju mineralnego było większe o 18%. Natomiast w obecności oleju syntetycznego było mniejsze o około 9%. Należy tu jednak podkreślić, że przy tak małym zużyciu liniowym rzędu kilkunastu μm duży wpływ na niepewność pomiaru ma postępujące zużycie i położenie węzła łożyskowego testera.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono poza tym ponaddwukrotnie większe sumaryczne zużycie próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną w obecności oleju mineralnego (16 μm ; tabela 5.2) w porównaniu z analogicznym zestawieniem pary trącej w obecności oleju syntetycznego (5 μm ; tabela 5.2).

W przypadku zestawienia z przeciwpróbką azotowaną zużycie w obecności oleju mineralnego (20,0 μm ; tabela 5.2) było ponaddwukrotnie większe od zużycia tego zestawienia pary trącej w obecności oleju syntetycznego (9 μm ; tabela 5.2).

Pomimo obliczonych większych współczynników tarcia dla obu zestawień materiałowych w obecności oleju syntetycznego w porównaniu do oleju mineralnego, stwierdzono znacznie mniejsze sumaryczne zużycie podczas pracy w obecności oleju syntetycznego.

5.5. Podsumowanie badań modelowych na tribotesterze

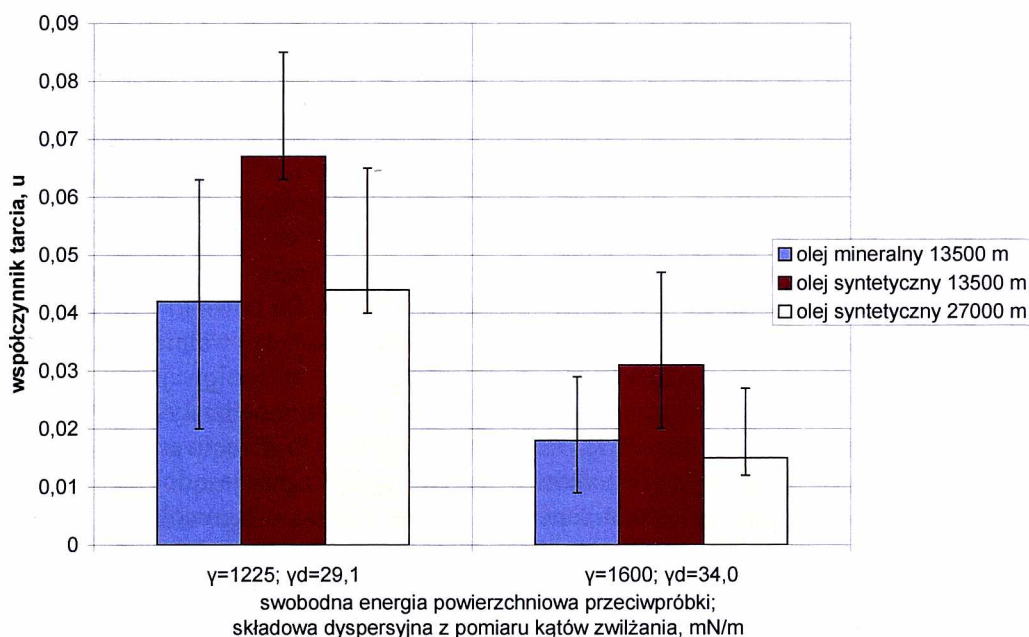
Utworzenie dobrze związanej z powierzchnią warstwy smarnej jest warunkowane wieloma czynnikami. Począwszy od mikrostruktury powierzchni przez właściwości czynnika smarnego i inne. Ogólnie trwałość warstwy smarnej jest tym większa, im silniejsze jest jej związanie z podłożem [12], [13]. Przez trwałość jest tu rozumiany czas, przez który może warstwa smarna znosić określone oddziaływanie niszczące. Warstwa ta nabiera zasadniczego znaczenia pod względem współpracy z powierzchnią innego elementu, w chwili lokalnego przerwania filmu olejowego wskutek wzrostu obciążenia, kiedy dochodzi do styku nierówności powierzchni. Innymi słowy, im lepiej jest ona związana z podłożem, tym mniejszy jest współczynnik tarcia.

Przyczyny mniejszego zużycia upatruje się w zmniejszonej w dużym stopniu intensywności zużywania adhezyjnego podczas tarcia mieszanego, gdy dochodzi do mikrokontaktów nierówności powierzchni [46]. Cechę taką wykazują powłoki o małej wartości sumy składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej, w tym zastosowane tutaj na próbkach powłoki z azotku tytanu. Istotne znaczenie ma również mała wartość składowej polarnej tej energii, która dla powłoki z azotku tytanu jest kilkakrotnie mniejsza, niż dla innych powłok o porównywalnie małej sumie składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej. Jest to związane z apolarnością oleju smarującego oraz zmniejszeniem oddziaływań Keesoma w podwyższonej temperaturze [63]. Podczas współpracy z przeciwpróbką o dużej sumie składowych dyspersyjnej i polarnej, na której powierzchni jest dobrze związana warstwa czynnika smarnego, stworzone zostają warunki do osiągnięcia, nawet podczas dużych obciążeń, małych sił stycznych i małego zużycia.

Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym zapobieganiu zużyciu adhezyjnemu jest w tym przypadku zastosowanie jako czynnika smarnego oleju syntetycznego. Właściwości oleju syntetycznego [31], [83], głównie jego zdolność tworzenia filmu olejowego już od momentu rozruchu w połączeniu z właściwościami powierzchni próbki; mała intensywność zużywania adhezyjnego oraz właściwościami przeciwpróbki; dobre utrzymywanie warstwy smarnej, umożliwiły osiągnięcie małego zużycia.

Różnice w wartościach swobodnej energii powierzchniowej żeliwa EN GJL 200 i żeliwa EN GJL 200 azotowanego spowodowały znaczne różnice współczynnika tarcia i zużycia badanych zestawień materiałowych par trących.

Na rysunkach 5.10 i 5.11 przedstawiono średnie wartości współczynnika tarcia oraz zużycia badanych zestawień materiałowych. Na osi rzędnych zamieszczono wartość średnią swobodnej energii powierzchniowej żeliwa ($\gamma = 1225 \text{ mN/m}$) i żeliwa azotowanego ($\gamma = 1600 \text{ mN/m}$), z których wykonano przeciwpróbki do badań, obliczoną na podstawie danych zawartych w tabeli 5.4. W szczególności dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną zmierzono w trakcie badań na tribotesterze najmniejsze współczynniki tarcia (tab. 5.3) równe 0,018 we współpracy w oleju mineralnym oraz 0,031 we współpracy w oleju syntetycznym po przebiegu 13 500 m. Wartości współczynnika tarcia w trakcie badań na tribotesterze podczas współpracy próbki z powłoką z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną były znacznie większe (tab. 5.3) i wynosiły 0,042 (olej mineralny) oraz 0,067 (olej syntetyczny) (rys. 5.10). Wartości współczynnika tarcia po przebiegu 27 000 m dla zestawień pracujących w oleju syntetycznym uległy obniżeniu do wartości 0,015 dla przeciwpróbki żeliwnej azotowanej oraz 0,044 dla przeciwpróbki żeliwnej.

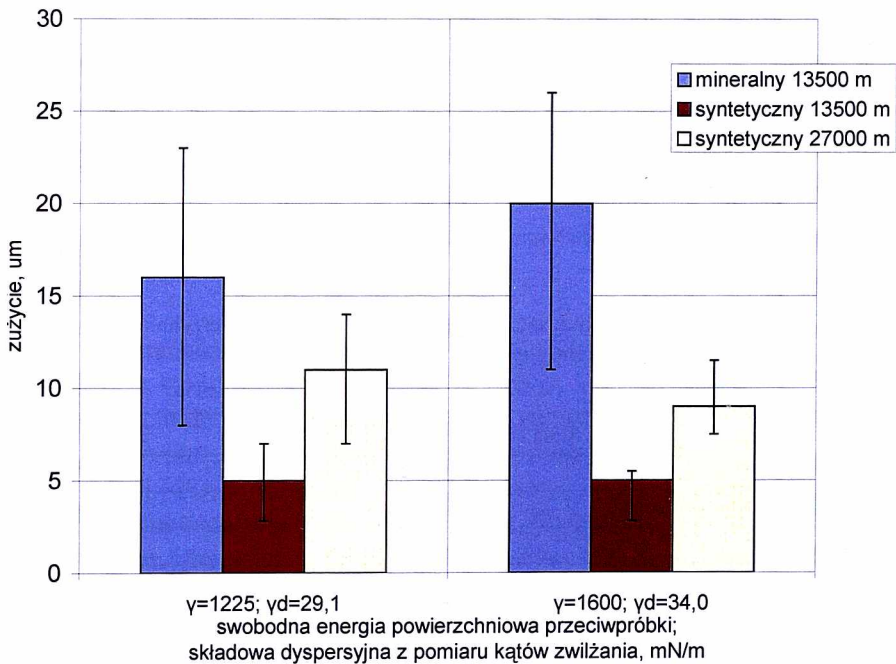


Rys. 5.10. Współczynnik tarcia badanych zestawień materiałowych w funkcji swobodnej energii powierzchniowej przeciwpróbki; po lewej przeciwpróbka żeliwna, po prawej przeciwpróbka żeliwna azotowana

Jak wynika z danych zawartych w tabeli 5.3 oraz na rys. 5.11, zużycie podczas pracy zestawień materiałowych w oleju mineralnym jest większe dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną. Jednak sytuacja ta ulega zmianie w przypadku pracy przy użyciu oleju syntetycznego jako czynnika smarnego. Zaobserwowane w trakcie badań obniżenie intensywności zużycia w poszczególnych biegach zaowocowało, po przebiegu 27 000 m, mniejszym zużyciem dla zestawienia materiałowego z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (rys. 5.11).

W związku z tym, że pozostałe czynniki wpływające na współczynnik tarcia oraz zużycie były statystycznie podobne, różnic wartości upatruje się we właściwościach przeciwpróbki, co potwierdza sformułowane cele opracowania o istotnym wpływie wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych, zwłaszcza dyspersyjnej, na właściwości tribologiczne par tących.

Jak opisano w pracy [46] azotowanie spowodowało wzrost całkowitej swobodnej energii powierzchniowej (tabela 5.4), co powoduje również wzrost twardości. Ponadto, zgodnie z obliczeniami z wykorzystaniem stałej Hamakera oraz pomiarami za pomocą kątów zwilżania, zwiększeniu również uległa wartość składowej dyspersyjnej (tabela 5.5, 5.6) tej energii. Duże wartości składowej dyspersyjnej



Rys. 5.11. Sumaryczne zużycie liniowe próbki i przeciwpróbki w funkcji swobodnej energii powierzchniowej przeciwpróbki; po lewej przeciwpróbka żeliwna, po prawej przeciwpróbka żeliwna azotowana

swobodnej energii powierzchniowej sprzyjają tworzeniu jednolitej warstwy filmu olejowego, która w wyniku dobrego zwilżania jest dobrze związana z podłożem. Według obliczeń składowej dyspersyjnej za pomocą stałej Hamakera żeliwa EN GJL 200 jest równa 103,6 mN/m, a proces azotowania powoduje jej wzrost do wartości 107,0 mN/m.

Tabela 5.4. Swobodna energia powierzchniowa obliczona według modułu Younga (γ_Y), twardości i ułamka Poissona (γ_{HI}) oraz napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia (γ_{Ti}) [46]

Materiał	Moduł Younga E , GPa	Twardość HV	Ułamek Poissona ν	Tempe- ratua topnienia T_f , K	Współ- czynnik tempe- raturowy $d\gamma/dT$, mN/(K·m)	γ_Y mN/m	γ_{HI} mN/m	γ_{Ti} mN/m
Żeliwo EN-GJL-200	100 [79]	250**	0,25 [79]	1500 [8]	−0,49 [8]	875	342	2460
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	200 [79]	800**	0,25 [79]	1500 [8]	−0,49 [8]	1250	1093	2460
Azotek tytanu – TiN	590 [10]	2100 [10] (1600)*	0,23 [79]	3223 [10]	−0,25 [8]	3503	2067 (1574)*	2734
Węgloazotek tytanu – Ti(C,N)	530 [10]	2300 [10] (1800)*	0,23 [79]	3283 [10]	−0,25 [8]	2981	2144 (1678)*	2748

* Wartości dotyczące powłoki, ** wartości pomiarowe.

Tabela 5.5. Składniki dyspersyjne swobodnej energii powierzchniowej obliczone z użyciem stałej Hamakera [46]

Materiał	Stała Hamakera $A_{11} \cdot 10^{-13}$ mJ	γ_S^d , mJ/m ²
Żeliwo EN-GJL-200	21,26	103,56
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	35,00	106,59
Azotek tytanu – TiN	11,00	53,35
Węgloazotek tytanu – Ti(C,N)	10,00	48,68

Utworzenie dobrze związanej z powierzchnią warstwy smarnej jest warunkowane wieloma czynnikami. Począwszy od mikrostruktury powierzchni przez właściwości czynnika smarnego (dodatki) i inne. Generalnie trwałość warstwy smarnej jest tym większa, im silniejsze jest jej związanie z podłożem [95]. Przez trwałość rozumiany

jest tu czas, przez który może ona znosić określone oddziaływanie niszczące. Warstwa ta nabiera zasadniczego znaczenia, ze względu na współpracę z powierzchnią innego elementu, w chwili lokalnego przerwania filmu olejowego wskutek wzrostu obciążenia, kiedy dochodzi do styku nierówności powierzchni. Innymi słowy, im lepiej jest ona związana z podłożem, tym mniejsze generowane są wartości współczynnika tarcia.

Tabela 5.6. Wyniki pomiarów składowych swobodnej energii powierzchniowej żeliwa EN-GJL-200 przed i po azotowaniu [46]

Materiał	Kąt zwilżania θ cieczą pomiarową			Metoda Owensa–Wendta	Metoda kwasowo-zasadowa van Ossa-Gooda
	dijodometan	formamid	woda		
EN-GJL-200	54,18	57,53	69,87	Suma składowych $\gamma = 39,20$	Suma składowych $\gamma = 36,07$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 29,06$	Składowa LW $\gamma^{LW} = 31,92$
				Składowa polarna $\gamma^p = 10,14$	Składowa AB $\gamma^{AB} = 4,15$
					Składowa kwasowa = 0,28 Składowa zasadowa = 15,51
EN-GJL-200 azotowane	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma = 40,41$	Suma składowych $\gamma = 39,51$
				Składowa dyspersyjna $\gamma^d = 34,01$	Składowa LW $\gamma^{LW} = 35,58$
				Składowa polarna $\gamma^p = 6,40$	Składowa AB $\gamma^{AB} = 3,93$
					Składowa kwasowa = 0,47 Składowa zasadowa = 8,26

Przyczyny mniejszego współczynnika tarcia oraz zużycia upatruje się w zmniejszonej w dużym stopniu intensywności zużywania adhezyjnego podczas tarcia mieszanego, gdy dochodzi do mikrokontaktów nierówności powierzchni. Cechę taką wykazują powłoki o małej sumie składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej [46], w tym zastosowane tutaj na próbkach powłoki z azotku tytanu (tabela 5.7). Istotne znaczenie ma również mała składowa polarna tej energii, która dla powłoki z azotku tytanu jest kilkakrotnie mniejsza, niż dla innych powłok o porównywalnie małej sumie składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej (tabela 5.7). Jest to związane z apolarnością oleju smarującego oraz obniżeniem oddziaływań Keesoma w podwyższonej temperaturze [46]. Podczas współpracy z przeciwpróbką o dużej sumie składowych dyspersyjnej i polarnej, na której powierzchni jest dobrze związana warstwa czynnika smarowego, stworzone zostają warunki do osiągnięcia, nawet podczas dużych obciążeń, małych sił stycznych i małego zużycia (rys. 5.11).

Tabela 5.7. Suma składowych swobodnej energii powierzchniowej dla TiN, Ti(C,N), CrN oraz multiwarstw CrN-Cr, (Ti,Cr)N, CrN-TiN [46]

Materiał	Kąt zwilżania θ cieczą pomiarową			Składowe swobodnej energii powierzchniowej	Metoda obliczeniowa		
	dijodometan	formamid	woda		Fowkesa	Kaelbego	Owensa –Wendta
TiN	59,27	69,04	78,80	Suma składowych γ	29,44	29,45	
				Składowa dyspersyjna γ^d	24,33	23,75	
				Składowa polarna γ^p	5,11	5,69	
CrN	55,50	66,68	87,92	Suma składowych γ	31,25	31,25	
				Składowa dyspersyjna γ^d	27,45	27,23	
				Składowa polarna γ^p	3,80	4,07	
Ti(C,N)	66,72	59,18	70,92	Suma składowych γ	34,23	34,32	
				Składowa dyspersyjna γ^d	17,67	17,80	
				Składowa polarna γ^p	16,56	16,52	
CrN-Cr	24,7 (α -bromo- naftalen)	62,7	92,6	Suma składowych γ		40,67	139,27
				Składowa dyspersyjna γ^d		39,86	128,04
				Składowa polarna γ^p		0,81	11,23
(Ti,CrN)	22,9 (α -bromo- naftalen)	59,9	76,8	Suma składowych γ		39,56	38,46
				Składowa dyspersyjna γ^d		34,03	33,54
				Składowa polarna γ^p		5,53	4,93
CrN-TiN	2,7 (α -bromo- naftalen)	60,5	84,8	Suma składowych γ		41,94	84,04
				Składowa dyspersyjna γ^d		39,67	83,06
				Składowa polarna γ^p		2,24	0,98

Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym zapobieganiu zużyciu adhezyjnemu jest w tym przypadku zastosowanie oleju syntetycznego. Właściwości oleju syntetycznego [84], głównie jego zdolność tworzenia filmu olejowego, już od momentu rozruchu w połączeniu z właściwościami powierzchni próbki; mała intensywność zużywania adhezyjnego oraz właściwościami przeciwpróbki; dobre utrzymywanie warstwy smarnej, umożliwiły osiągnięcie małego współczynnika tarcia i zużycia.

6. Próba trwałości zespołowej obiektu badań (silnik spalinowy)

W ramach badań potwierdzających wpływ stanu energetycznego powierzchni na zużycie i trwałość wykonano trzy próby trwałości zespołowej; każda po 200 godzin pracy silnika. W każdej próbie użyto inne zestawy pierścieni tłokowych w celu przebadania różnych zestawień materiałowych zgodnych z prowadzonymi badaniami wpływu stanu energetycznego powierzchni na zużycie i trwałość par trących.

Badania przedmiotowych pierścieni wykonano w ramach próby trwałości zespołowej opracowanej przez firmę GOETZE A.G., obecnie (*Federal Mogul*); producenta pierścieni tłokowych [40]. Ideą testu trwającego 1 godzinę i powtórnego 150 razy jest skrajna zmiana obciążeń w trakcie jego trwania. Powoduje to istotne zmiany temperatury współpracujących elementów układu TPC. Szczególnie dużym obciążeniom poddawany jest przy tym pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy, którego temperatura ulega w trakcie godzinowego testu dwukrotnie podwyższeniu do wartości około 523 K, po czym ulega zmniejszeniu do około 473 K. Test ten nosi również nazwę testu zimno-gorącego. Główny efekt tak prowadzonych badań to znaczna intensyfikacja obciążeń cieplnych 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, między innymi, o odporność na wykruszenia powłoki oraz zużycia pierścieni tłokowych i cylindrów. Bardzo istotną sprawą jest to, że czas trwania tak prowadzonych prac badawczych jest wydatnie skrócony i wraz z docieraniem jest równy 200 godzin ruchu w warunkach hamowni silnikowej. Nie można porównać tego czasu do przebiegu w warunkach eksploatacji naturalnej z uwagi na to, że w rzeczywistości tak skrajne obciążenia, następujące bezpośrednio po sobie, zdarzają się stosunkowo rzadko.

Podobne badania autor opracowania prowadził wielokrotnie, sprawdzając każdorazowo zużycie zespołu tłok–pierścień–cylinder (TPC). Przykładowo w pracy [46] opisano badania będące pierwotnym potwierdzeniem istotności wpływu stanu energetycznego powierzchni elementów par trących na tarcie i zużycie. Badania te wykonano

na silniku o zapłonie samoczynnym. Opisano kolejne próby trwałości zespołowej tym razem celowo użyto silnika o zapłonie iskrowym.

6.1. Próba trwałości zespołowej nr 1

Zakres pracy obejmował, poza omówionymi wcześniej obliczeniami wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych, wykonanie pomiarów geometrycznych i masy pierścieni tłokowych oraz opis powierzchni cylindrów, z którymi one współpracowały. Zakres badań obejmował:

- oznakowanie badanych elementów,
- pomiar geometryczny grubości i wysokości pierścieni,
- pomiar masy.

Po przeprowadzeniu pomiarów i badań wykonano montaż badanych elementów w silniku Seicento 900, który został zamontowany na stanowisku hamownianym w laboratorium silnikowym Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

Kolejnym krokiem było prowadzenie ruchu silnika Seicento w trakcie trwającej 200 godzin próby trwałości zespołowej. Po zakończeniu próby badane pierścienie ponownie poddano pomiarowi geometrycznemu, aby stwierdzić wielkość ich zużycia.

6.1.1. Zestawienie zespołów pierścieni tłokowych

Do badań użyto pierścienie tłokowe, które zamontowano według następującego zestawienia:

Cylinder 1, 2, 3, 4

I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką symetryczną azotowany.

II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną.

III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy stalowy składany z elementem sprężystym typu Niflex, półki górna i dolna pierścienia; chromowane na bieżni zewnętrznej.

6.1.2. Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym grubości promieniowej i wysokości osiowej w dziesięciu punktach na obwodzie. Wielkości te zmierzono, używając długościomierza Abbego, o dokładności pomiarowej równej 1 μm . W przy-

padku pierścieni olejowych wykonano pomiar geometryczny grubości i wysokości górnej i dolnej półki pierścieni. Oprócz pomiarów geometrycznych pierścienie tłokowe zważono, korzystając z wagi laboratoryjnej szalkowej produkcji Zakładów Mechaniki Precyzyjnej ZMP w Gdańsku. Masa pierścieni olejowych została zmierzona osobno dla górnej i dolnej półki. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.1.3. Próba trwałości zespołowej

Po wykonaniu wszystkich prac pomiarowych przeprowadzono montaż badanych pierścieni tłokowych i innych elementów silnikowych z nimi współpracujących w silniku spalinowym o zapłonie iskrowym typu 1170A1 046 900 SPI CF2 „BASIC S” POLONIA samochodu Seicento 900 o numerze fabrycznym 9888751. Silnik zamontowano na stanowisku hamownianym w laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Stanowisko hamowniane produkcji Firmy Automex Gdańsk jest wyposażone w hamulec wodny umożliwiający zdejmowanie charakterystyk oraz pracę ciągłą silnika spalinowego o mocy maksymalnej 75 kW, w zakresie do 6000 obr/min i spełnia wymagania, jakie stawia silnik Seicento 900, o mocy znamionowej 29 kW przy 5500 obr/min (dane zaczerpnięte z Instrukcji serwisowej silnika).

Silnik w trakcie trwania próby był zasilany benzyną bezołowiową PB 95 Eurosuper o ciężarze właściwym $0,755 \text{ g/cm}^3$. Jako środka smarującego użyto oleju SELENIA VS MAX 15W/40. Środkiem chłodzącym był płyn chłodzący PARAFLU 11. W celu zasymulowania rzeczywistych warunków pracy oraz konieczności zapewnienia odpowiednich warunków cieplnych wprowadzono dodatkowy nadmuchi wentylatorem imitującym warunki podczas jazdy samochodu oraz zapewniającym odpowiednie chłodzenie silnika. W układzie smarującym, ze względu na bardzo obciążenia podczas próby trwałości zespołowej, zaszła konieczność wprowadzenia dodatkowego chłodzenia oleju smarującego.

Układ silnik–hamulec wodny został wyposażony we wszystkie niezbędne urządzenia zapewniające prawidłowy przebieg próby. W tym kompletny układ wydechowy składający się z dwóch tłumików (środkowego i końcowego) oraz katalizatora, takich jak montowane w samochodach Seicento. Wydech spalin zrealizowano bezpośrednio do atmosfery, w taki sposób, że po opuszczeniu końcowego tłumika spaliny miały do przebycia jedynie odcinek około 1 metra, który w niczym nie zakłócał ich swobodnego biegu. Ponadto stanowisko wyposażono w układ umożliwiający zasilanie w paliwo składający się z fabrycznego zbiornika paliwa pojemności 40 litrów umieszczonego w pobliżu stanowiska badawczego.

Próba silnikowa składała się z 50-godzinnego cyklu *docierania silnika* oraz godzinne-go cyklu *trwałości zespołowej*, który powtórzono 150 razy. W ten sposób osiągnięto łączny czas trwania próby równy 200 godzin. *Docieranie silnika* było prowadzone

według zestawienia przedstawionego w tabeli 6.1 Czas trwania cyklu docierania był równy 50 godzin.

Tabela 6.1. Przebieg próby docierania silnika

Lp.	Czas	Czas	Moc	Moc	Obroty	Obroty
	%	h	%	kW	%	min ⁻¹
1	0–5	2,5	0	0	30	1650
2	5–8	1,5	13	4	40	2200
3	8–25	8,5	35	10	60	3300
4	25–50	12,5	50	14,5	70	3850
5	50–80	15	70	20	90	4950
6	80–90	5	75	22	95	5220
7	90–100	5	100	29	100	5500

Po zakończeniu cyklu docierania ponownie stwierdzono, że silnik osiąga moc 29 kW przy obrotach równych 5500 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy równy około 65 N·m w zakresie od 2800 do około 3300 obr/min. Dane te były zgodne z danymi fabrycznymi silnika. W związku z tym zastosowano nastawy cyklu trwałości zespołowej przedstawione w tabeli 6.2. Cykl trwałości zespołowej powtórzono w przypadku próby 200-godzinnej 150 razy. W trakcie badań były mierzone podstawowe wskaźniki pracy silnika; zużycie paliwa, temperatura cieczy chłodzącej i oleju smarującego oraz ciśnienie oleju smarującego.

Tabela 6.2. Cykl trwałości zespołowej

Lp.	Czas	Czas	Moc	Moc	Moment	Moment	Obroty	Obroty	Pomiar
	%	min	%	kW	%	N·m	%	min ⁻¹	
1	16,7	10	0	0	0	0	100%	5500	Tak
2	25	15	68	20	100	65	mom. max	3000	Tak
3	16,7	10	50	14	70	45,5	75%	4120	Tak
4	16,7	10	100	29	90	58,5	moc max.	5500	Tak
5	25	15	0	0	0	0	bieg jałowy	950	Tak

Średnio, w trakcie trwania godzinowego cyklu, silnik zużywał w punkcie 1 cyklu około 750 cm³ paliwa, w punkcie 2 cyklu około 2600 cm³ paliwa, w punkcie 3 cyklu około 1450 cm³ paliwa, w punkcie 4 cyklu około 2500 cm³ paliwa oraz w punkcie 5 cyklu około 230 cm³ paliwa. Łącznie w trakcie jednego cyklu silnik zużył średnio około 7530 cm³ paliwa. W sumie zużyto około 1150 litrów benzyny 95 w trakcie trwania 150 cykli trwałości zespołowej oraz około 270 litrów benzyny 95 w trakcie realizacji 50-godzinnej cyklu docierania. W sumie silnik zużył około 1420 litrów paliwa w trakcie trwania całej 200-godzinnej próby.

W trakcie próby po okresie docierania wymieniono olej smarujący wraz z filtrem oleju. Ponadto w sumie dolano 2,1 litra oleju smarującego, co wobec trudnych warunków pracy nie stanowi dużej ilości.

Przebieg próby był bezawaryjny.

Po zakończeniu próby silnik zdemontowano i poddano pomiarom i badaniom organoleptycznym.

6.1.4. Pomiar pierścieni tłokowych po próbie

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym grubości i wysokości promieniowej w tych samych dziesięciu punktach na obwodzie, w których je mierzyliśmy przed próbą. Wielkości te zmierzono, używając długościomierza Abbego o dokładności pomiarów równej 1 μm . Poza pomiarami geometrycznymi pierścienie tłokowe ważono, korzystając z wagi laboratoryjnej szalkowej produkcji Zakładów Mechaniki Precyzyjnej ZMP w Gdańsku. Masa pierścieni olejowych została zmierzona osobno dla półki górnej i dolnej. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.1.5. Zużycie pierścieni tłokowych

W celu określenia zużycia liniowego pierścieni tłokowych obliczono różnicę pomiarów ich grubości i wysokości przed i po próbie 200-godzinnej. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 6.3 oraz 6.4.

Tabela 6.3. Zużycie linowe na grubości promieniowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycie liniowe; różnica pomiaru grubości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										$Z_{\text{śr}}$ mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0,002	0	0	0,002	0,004	0,001	0,002	0,001	0,003	0	0,001
2/1	0	0	0,002	0,002	0,002	0,001	0,004	0,003	0,003	0,004	0,002
3/1	0,005	0,002	0,005	0,003	0,003	0,003	0,005	0,006	0,004	0,004	0,004
4/1	0,001	0,002	0,002	0	0,001	0	0,002	0,001	0	0,002	0,001
1/2	0,01	0,005	0,004	0,007	0,003	0,004	0,006	0,005	0,004	0,008	0,005
2/2	0,006	0,001	0,001	0,005	0,003	0,001	0	0,006	0,009	0,008	0,004
3/2	0,009	0,007	0,006	0,005	0,009	0,006	0,007	0,006	0,009	0,007	0,007
4/2	0,018	0,002	0,005	0,008	0,003	0,002	0,004	0,008	0,005	0,009	0,006
1G/3	0,008	0,005	0,007	0,005	0,005	0,007	0,009	0,007	0,005	0,006	0,006
1D/3	0,004	0,009	0,002	0,005	0,005	0,009	0,004	0,009	0,001	0,006	0,005
2G/3	0,007	0,011	0,004	0,005	0,005	0,003	0,005	0,005	0,003	0,005	0,005
2D/3	0,002	0,004	0	0,001	0,002	0,002	0,003	0,002	0,002	0,002	0,002
3G/3	0,005	0	0,003	0,007	0,002	0,003	0,002	0,006	0,006	0,002	0,003
3D/3	0,004	0,002	0,004	0,004	0,001	0,001	0,004	0,003	0,004	0,004	0,003
4G/3	0,004	0,001	0,004	0,005	0,005	0,013	0,003	0,005	0,004	0,006	0,005
4D/3	0,003	0,006	0,003	0,004	0,003	0,013	0,006	0,005	0,001	0,006	0,005

Tabela 6.4. Zużycie liniowe na wysokości osiowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycie liniowe; różnica pomiaru wysokości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										Z_{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0,001	0	0,0002
2/1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3/1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4/1	0	0	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0,0001
1/2	0	0,001	0	0	0	0	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0009
2/2	0	0	0	0	0	0,001	0	0,001	0	0,002	0,0004
3/2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4/2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1G/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1D/3	0	0	0,001	0	0	0	0	0	0,001	0,001	0,0003
2G/3	0	0	0	0	0,001	0	0	0	0	0	0,0001
2D/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3G/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3D/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4G/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4D/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

W podobny sposób jak zużycie liniowe na grubości i wysokości pierścieni obliczono ubytek ich masy. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 6.5.

Tabela 6.5. Ubytek masy pierścieni tłokowych

Nr pierścienia	Ubytek masy, g
1/1	0,0007
2/1	0,0015
3/1	0,0010
4/1	0,0025
1/2	0,0042
2/2	0,0025
3/2	0,0036
4/2	0,0060
1G/3	0,0031
1D/3	0,0028
2G/3	0,0030
2D/3	0,0034
3G/3	0,0014
3D/3	0,0039
4G/3	0,0038
4D/3	0,0028

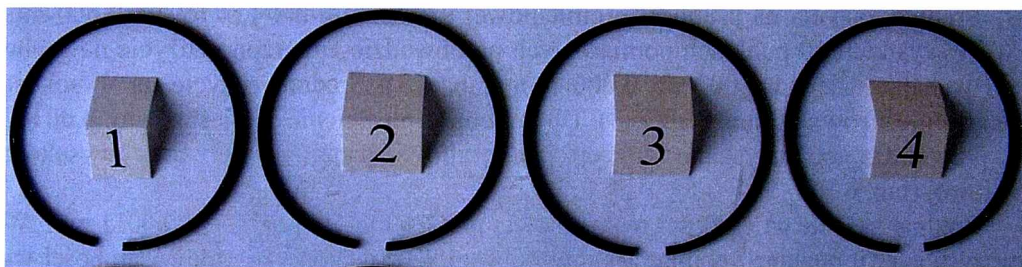
6.1.6. Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni

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

Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych wykazały dla wszystkich pierścieni prawidłową ich współpracę z tłokami i cylindrami, będącą wynikiem nadania im odpowiednich cech konstrukcyjnych.

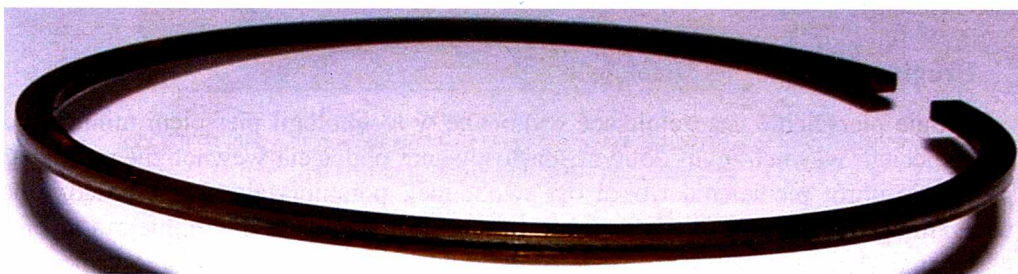
Pierwsze pierścienie uszczelniające

Pierwsze pierścienie uszczelniające wykonano w technologii zwijania z taśmy stalowej oraz poddano procesowi azotowania (rys. 6.1).



Rys. 6.1. Widok pierwszych pierścieni uszczelniających po próbie

We wszystkich pierścieniach ślady współpracy na górnej półce są skupione na całym obwodzie przy krawędzi wewnętrznej (rys. 6.2). Dolna półka wykazuje ślady współpracy na całej szerokości, na całym obwodzie powierzchni.



Rys. 6.2. Widok bocznej powierzchni pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1

Boczna powierzchnia współpracy z cylindrem dla wszystkich pierścieni wykazuje prawidłowy jej obraz (rys. 6.2). Jej powierzchnia w części środkowej jest równomiernie wybliszczona na całym obwodzie. Podsumowując, pierścienie te wykazują prawidłowy charakter pracy, co rokuje dużą trwałość zespołu tłok–pierścienie–cylinder.

Średnie zużycie na grubości promieniowej **pierścienia 1/1** jest równe 0,0015 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycia na grubości wahające się od 0 do 0,004 mm (tab. 6.3). Średnie zużycia na wysokości osiowej jest równa 0,0002 mm (tab. 6.4). Ubytek masy pierścienia 1/1 jest równy 0,0007 g i potwierdza on uzyskane bardzo małe zużycie na grubości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.5).

Średnie zużycie na grubości promieniowej **pierścienia 2/1** jest równe 0,0021 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na grubości wahające się od 0 do 0,004 mm (tab. 6.3). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równa 0 mm (tab. 6.4). Ubytek masy pierścienia 2/1 jest równy 0,0015 g i potwierdza on uzyskane wyniki zużycia grubości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.5).

Średnie zużycia na grubości promieniowej **pierścienia 3/1** jest równe 0,004 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na grubości wahające się od 0,002 do 0,006 mm (tab. 6.3). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe 0 mm (tab. 6.3). Ubytek masy pierścienia 3/1 jest równy 0,0010 g i potwierdza on uzyskane zużycie na grubości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.5).

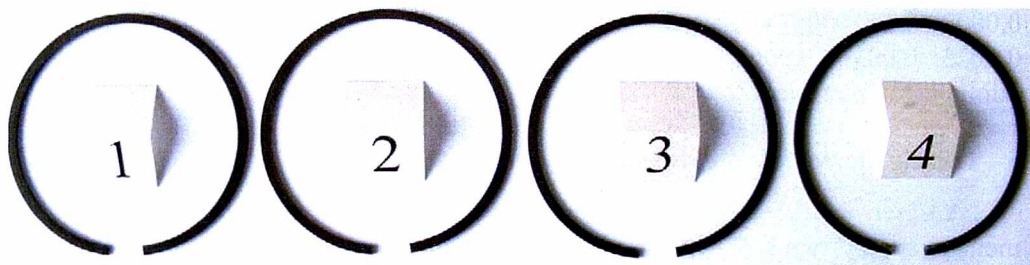
Średnie zużycie na grubości promieniowej **pierścienia 4/1** jest równe 0,0011 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na grubości wahające się od 0 do 0,002 mm (tab. 6.3). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe 0,0001 mm (tab. 6.4). Ubytek masy pierścienia 4/1 jest równy 0,0025 g i potwierdza on uzyskane zużycie na grubości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.5).

Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

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

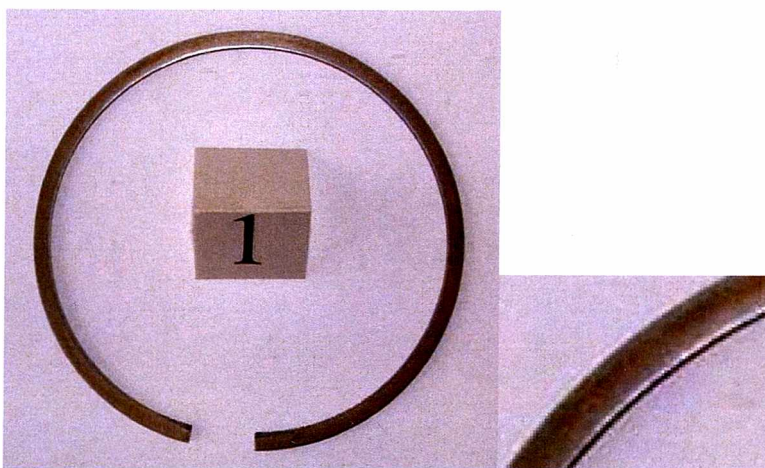
Drugie pierścienie uszczelniające

Drugie pierścienie uszczelniające wykonane w technologii pierścieni minutowych z podcięciem wewnętrznym dolnym. Zastosowanie podcięcia wewnętrznego dolnego powoduje obrót pierścienia wokół osi swobodnej, pomniejszając kąt pomiędzy powierzchnią roboczą pierścienia a powierzchnią cylindra. W sumie zmniejsza to efekt zgarniania oleju smarującego do miski olejowej, powodując jednocześnie współpracę półek pierścienia krawędzią z powierzchniami rowka tłoka. Potwierdzeniem tej sytuacji jest obraz drugich pierścieni uszczelniających (rys. 6.3).



Rys. 6.3. Widok drugich pierścieni uszczelniających po próbie

Wszystkie te pierścienie współpracowały z powierzchnią rowka tłoka na górnej powierzchni krawędzią wewnętrzną (rys. 6.4), a na dolnej powierzchni ślady współpracy skupiają się w pobliżu krawędzi zewnętrznej. Jednak wyraźnie widoczna jest strefa granicy współpracy z dolną powierzchnią rowka w tłoku w pobliżu krawędzi, w odległości około 0,3 mm od niej. Granica ta jest w przypadku wszystkich pierścieni widoczna prawie na całym obwodzie. Ponadto wyraźnie widoczne jest zużycie dolnej półki właśnie na tej powierzchni.



Rys. 6.4. Widok powierzchni górnej drugiego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1; po prawej powiększony fragment pierścienia

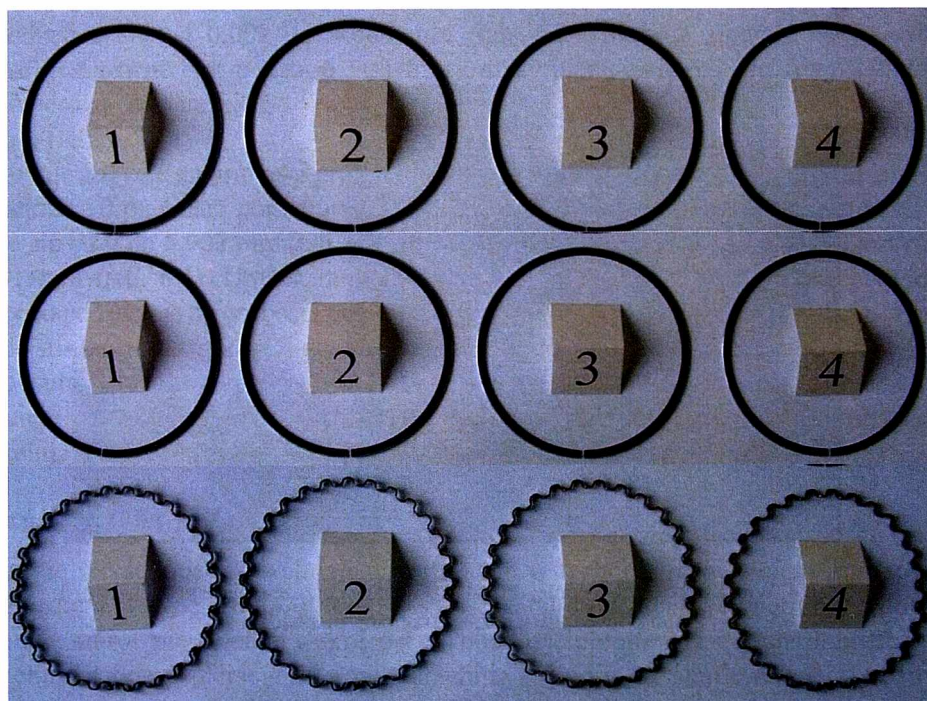
Średnie zużycie na grubości promieniowej tych pierścieni są znaczące głównie z uwagi na konstrukcję minutową pierścieni i są równe odpowiednio: 0,0056; 0,0040; 0,0071; 0,0064 mm (tab. 6.3). Średnie zużycie na wysokości osiowej są równe:

0,0009; 0,0004; 0; 0 mm (tab. 6.4). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0042; 0,0025; 0,0036; 0,0060g (tab. 6.5). Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

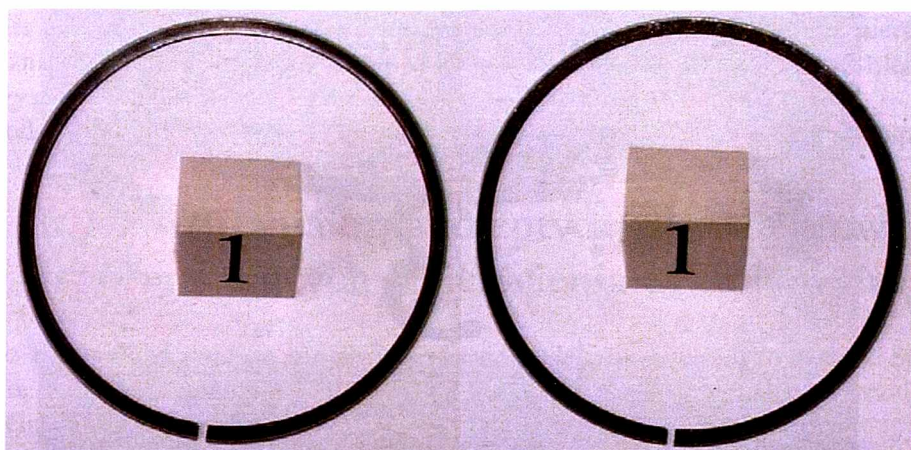
Trzecie pierścienie olejowe

Jako pierścienie olejowe zamontowano składane, trzyczęściowe pierścienie z elementem sprężystym typu Niflex (rys. 6.5).

Oznaczono je jako 1/3, 2/3, 3/3, 4/3 i zamontowano odpowiednio w gniazdach 1, 2, 3 i 4 silnika. We wszystkich pierścieniach stwierdzono współpracę górnej powierzchni górnej bieżni z rowkiem pierścieniowym tłoka na całej powierzchni. Wyraźnie współpraca jest skupiona w pobliżu krawędzi wewnętrznej (rys. 6.6). W przypadku dolnej bieżni jej dolna powierzchnia również nosi ślady współpracy na całej powierzchni. Jest ona skupiona przy krawędzi wewnętrznej. Dla każdego z pierścieni stwierdzono, że dolna powierzchnia bieżni górnej oraz górna powierzchnia bieżni dolnej stykała się z elementem sprężystym w sposób spoczynkowy. Świadczy o tym ich wygląd przedstawiony również na rys. 6.6.

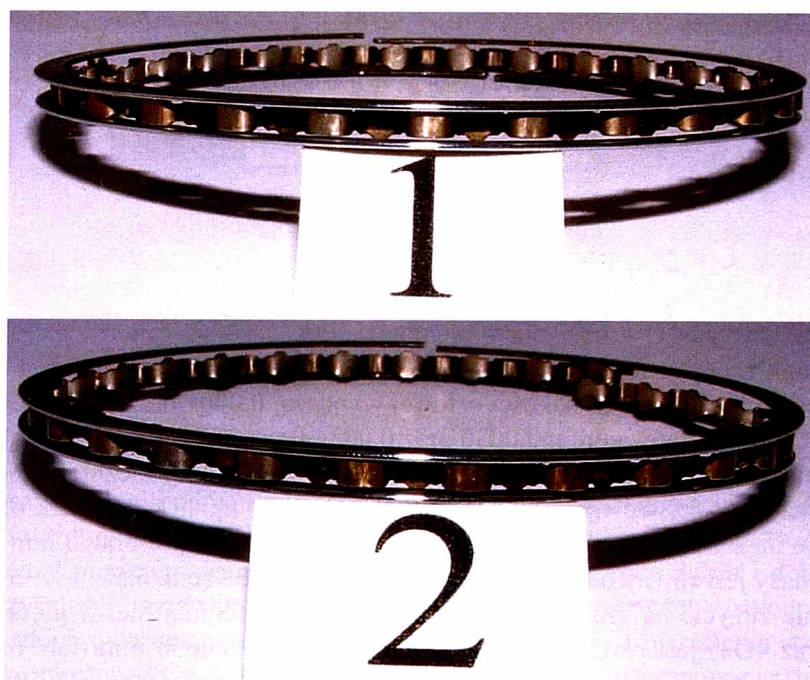


Rys. 6.6. Widok trzecich olejowych pierścieni składanych po próbie;
od góry rysunku górna półka, dolna półka, element sprężysty

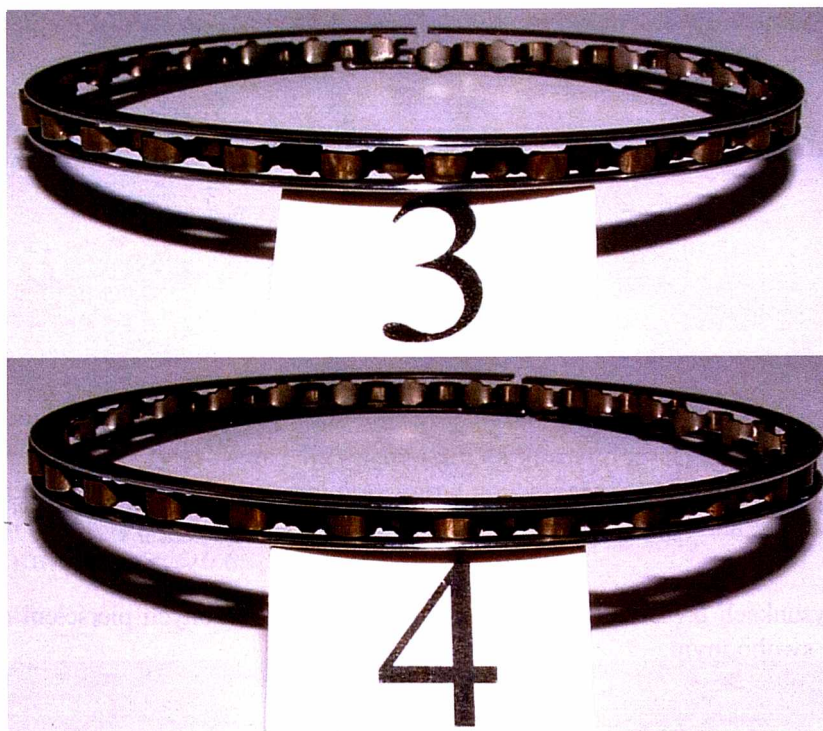


Rys. 6.6. Widok górnej powierzchni górnej półki (po lewej) oraz górnej powierzchni dolnej półki (po prawej) olejowego pierścienia składanego cylindra nr 1

Na rysunkach 6.7 oraz 6.8 przedstawiono fotografie złożonych pierścieni olejowych w stanie swobodnym.



Rys. 6.7. Widok pierścieni olejowych pierwszego i drugiego cylindra



Rys. 6.8. Widok pierścieni olejowych trzeciego i czwartego cylindra

Średnie zużycie na grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni **pierścienia 1/3** (1G/3 oraz 1D3) jest równe odpowiednio: 0,0064 oraz 0,0054 mm (tab. 6.3). Odpowiadające im zużycie na wysokości osiowej wynoszą: 0 oraz 0,0003 (tab. 6.4). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0031 oraz 0,0028 (tab. 6.5).

Średnie zużycie na grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni **pierścienia 2/3** (2G/3 oraz 2D3) jest równe odpowiednio: 0,0053 oraz 0,0020 mm (tab. 6.3). Odpowiadające im zużycie na wysokości osiowej wynoszą: 0,0001 oraz 0 (tab. 6.4). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0030 oraz 0,0034 (tab. 6.5).

Średnie zużycie na grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni **pierścienia 3/3** (3G/3 oraz 3D3) jest równe odpowiednio: 0,0036 oraz 0,0031 mm (tab. 6.3). Odpowiadające im średnie zużycie na wysokości osiowej wynoszą: 0 oraz 0 mm (tab. 6.4). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0014 oraz 0,0039 (tab. 6.5).

Średnie zużycie na grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni **pierścienia 4/3** (4G/3 oraz 4D3) jest równe odpowiednio: 0,0050 oraz 0,0050 mm (tab. 6.3). Odpowiadające im zużycie na wysokości osiowej wynoszą: 0 oraz 0 (tab. 6.4). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0038 oraz 0,0028 (tab. 6.5).

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

Podsumowując, trzecie pierścienie olejowe wykazują prawidłowy obraz współpracy.

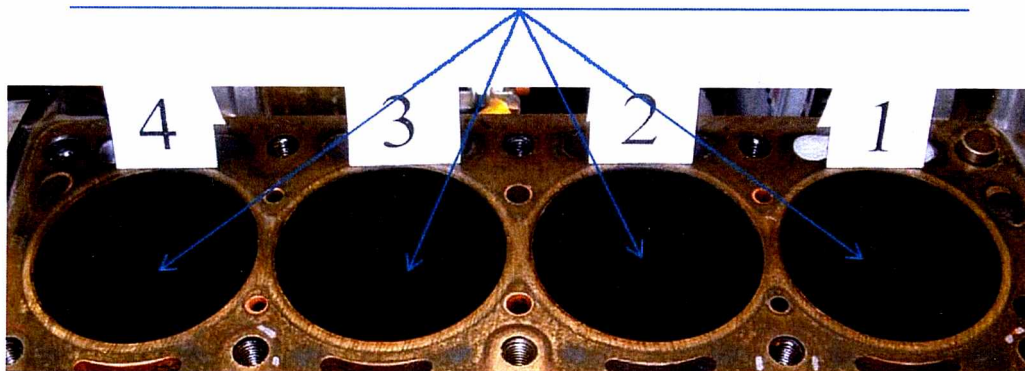
6.1.7. Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi

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

Cylindry

Stwierdzono, że cylindry uległy bardzo małemu zużyciu. Wszystkie cylindry są równomiernie dotarte na całym obwodzie, na całej powierzchni współpracy z pierścieniami tłokowymi. Widoczne są rysy honownicze (rys. 6.9).

Rysy wzdłużne widoczne na powierzchni wewnętrznej cylindrów



Rys. 6.9. Widok bloku silnika po próbie

We wszystkich cylindrach między ZZ I pierścienia uszczelniającego, a ZZ II pierścienia uszczelniającego zaobserwowano nieznaczne zużycie. Oznacza to, że współpraca między pierścieniami azotowanymi i tuleją żeliwną była dobra i dobrze rokuje na przyszłość, wzięwszy pod uwagę niemierzalne wartości zużycia cylindra. We wszystkich cylindrach między ZZ III pierścienia a ZW I pierścienia stwierdzono w kierunku prostopadłym do przekroju poprzecznego silnika występowanie rys wzdłużnych po obu stronach cylindra. Należy dodać, że tuleje mają sumaryczny przebieg

równy 1100 godzin ruchu silnika (pięć prób trwałości zespołowej, w tym jedna dłuższa o 50%). Stan cylindra jest wynikiem sumarycznego przebiegu 1100 godzin.

Cylinder 1

ZZ I pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ II pierścienia widoczny na 90% obwodu. ZZ III pierścienia niewidoczny. ZW III pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest bardzo dobry. Cylinder z widocznymi wyraźnymi rysami honowniczymi (rys. 6.10).

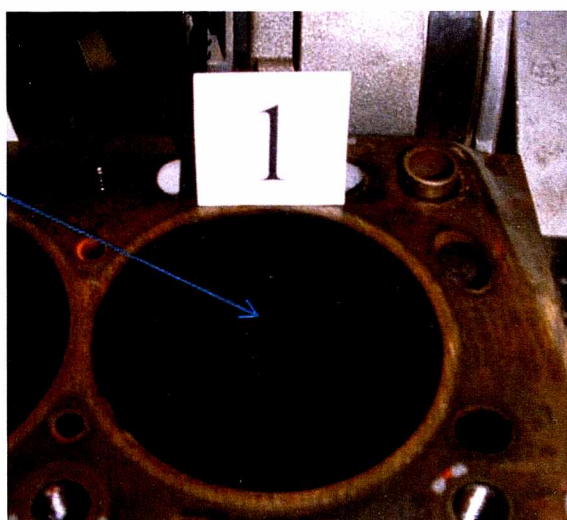
Cylinder 2

ZZ I pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ II pierścienia widoczny na 90% obwodu. ZZ III pierścienia niewidoczny. ZW III pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest bardzo dobry. Liczba zarysowań mniejsza niż w pierwszym cylindrze o około 10%. Cylinder z widocznymi wyraźnymi rysami honowniczymi (rys. 6.11).

Cylinder 3

ZZ I pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ II pierścienia widoczny na 90% obwodu. ZZ III pierścienia niewidoczny. ZW III pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest bardzo dobry. Cylinder z widocznymi wyraźnymi rysami honowniczymi (rys. 6.12).

Rysy wzdłużne



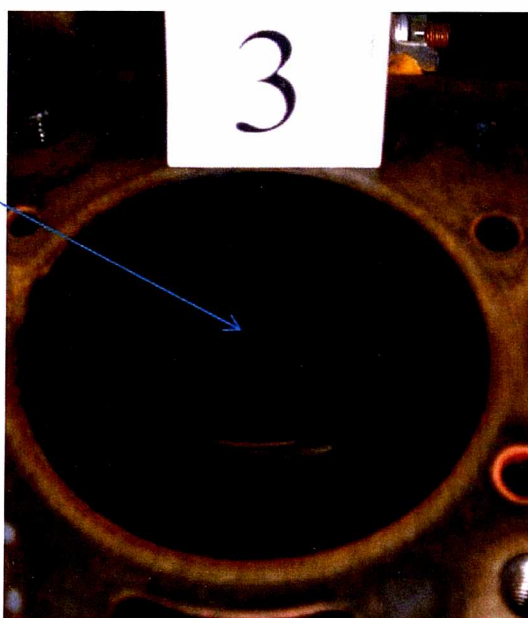
Rys. 6.10. Widok cylindra nr 1 po próbie

Rysy wzdłużne



Rys. 6.11. Widok cylindra nr 2 po próbie

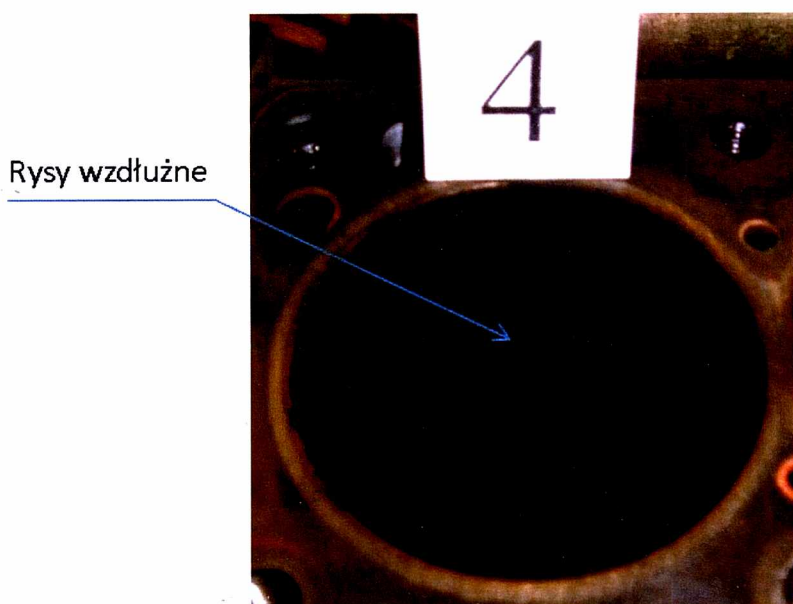
Rysy wzdłużne



Rys. 6.12. Widok cylindra nr 3 po próbie

Cylinder 4

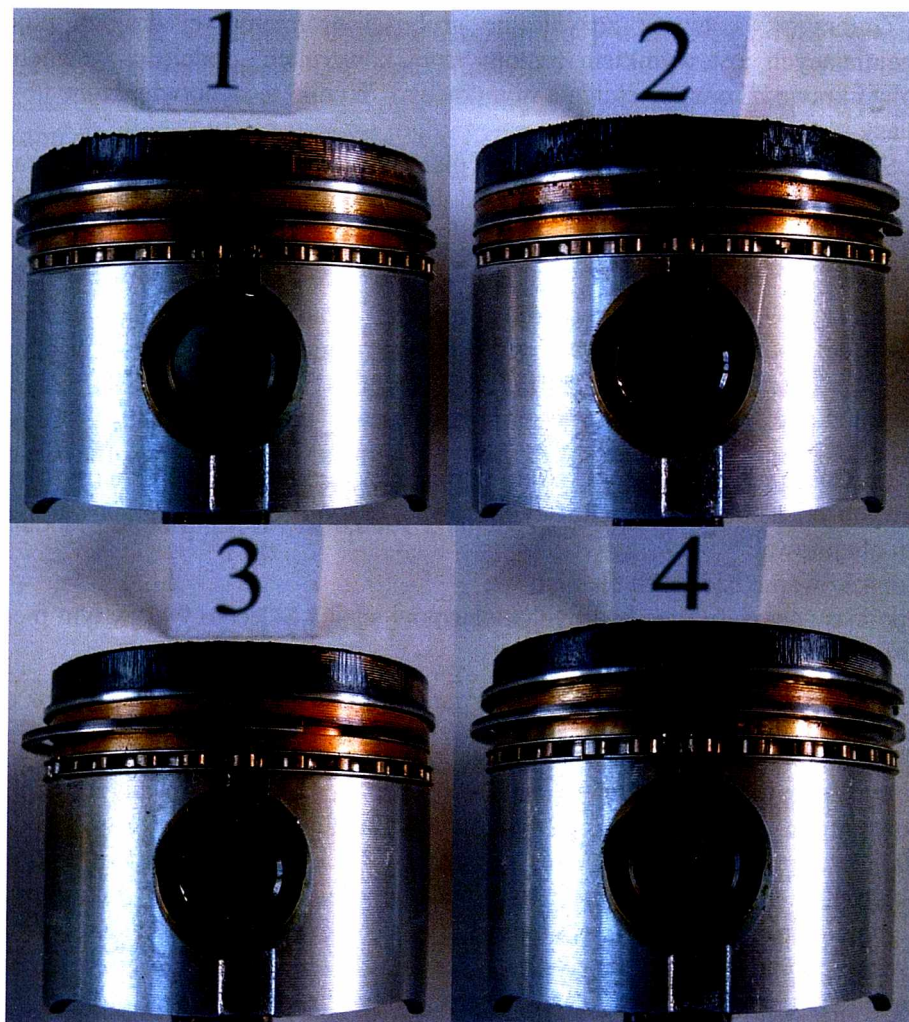
ZZ I pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ II pierścienia widoczny na 90% obwodu. ZZ III pierścienia niewidoczny. ZW III pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalne. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest bardzo dobry. Cylinder dotarty z widocznymi wyraźnymi rysami holowniczymi (rys. 6.13).



Rys. 6.13. Widok cylindra nr 4 po próbie

Tłoki

Badania organoleptyczne tłoków nie wykazały istotnego ich zużycia. Współpraca zarówno z pierścieniami tłokowymi, jak i z cylindrami była prawidłowa (rys. 6.14). Stwierdzono jedynie niewyczuwalne drobne zarysowania płaszcza wszystkich tłoków w przekroju prostopadłym do osi sworzni tłokowego. Zarysowania te są praktycznie niewidoczne, dlatego jest niemożliwe pokazanie ich na rysunku.



Rys. 6.14. Widok tłoków silnika badawczego po próbie

6.1.8. Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 1

1. Oględziny pierścieni wykonanych według technologii zwijania z taśmy stalowej nie wykazały falistości ich powierzchni. Obraz współpracy z półkami tłoka nasuwa wniosek o małej zdolności pierścienia zgarniania oleju smarującego do miski olejowej; współpraca górną częścią bieżni z tuleją cylindrową.

2. Zmierzone, znaczące zużycie na grubości promieniowej drugich pierścieni uszczelniających jest wynikiem zastosowanej konstrukcji; podcięcia wewnętrznego na dolnej krawędzi oraz pierścienia minutowego. Wyniki te są potwierdzone ubytkami ich masy.

3. Stwierdzono w przypadku trzecich pierścieni olejowych małe zużycie zarówno na grubości, jak i wysokości górnych i dolnych bieżni tych pierścieni. Świadczy to o dobrej ich odporności na zużycie oraz prawidłowej współpracy z elementem sprężystym i żeliwnym cylindrem.

6.2. Próba trwałości zespołowej nr 2

Zakres pracy obejmował wykonanie pomiarów geometrycznych i masy pierścieni tłokowych oraz opis powierzchni cylindrów, z którymi one współpracowały. Zakres badań obejmował:

- oznakowanie badanych elementów,
- pomiary geometryczne badanych elementów silnika Seicento 900, w tym pierścieni tłokowych:
 - szerokości i wysokości pierścieni,
 - masy.

Po przeprowadzeniu pomiarów geometrycznych wykonano montaż badanych elementów silnikowych w silniku Seicento 900, który został zamontowany na stanowisku hamownianym w laboratorium silnikowym Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Kolejnym krokiem było badanie silnika Seicento w trakcie trwającej 200 godzin próby trwałości zespołowej. Po zakończeniu próby badane pierścienie ponownie poddano pomiarom geometrycznym, aby stwierdzić ich zużycie. Ponadto wykonano pomiar ciśnienia sprężania przed i po próbie trwałości zespołowej

6.2.1. Zestawienie zespołów pierścieni tłokowych

Celem niniejszych badań było stwierdzenie różnic w zużyciu pierścieni tłokowych uszczelniających chromowanych, wykonanych w opisanej w rozdziale 3 technologii zwijania z taśmy stalowej. Do badań dostarczono pierścienie tłokowe, które zgodnie z ustaleniami zamontowano według następującego zestawienia:

Cylinder 1, 2, 3, 4

I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką symetryczną chromowany.

II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa sferoidalnego S-14; standardowy.

III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy ze sprężyną spiralną z żeliwa S-14 z półkami skośnymi.

6.2.2. Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym szerokości promieniowej i wysokości osiowej w równomiernie rozłożonych dziesięciu punktach na obwodzie. Pomiary wykonano, używając długościomierza Abbego, o dokładności pomiarowej równej 1 μm . Poza pomiarami geometrycznymi pierścienie tłokowe zważono, korzystając z wagi laboratoryjnej szalkowej produkcji Zakładów Mechaniki Precyzyjnej ZMP w Gdańsku. Masa pierścieni olejowych została zmierzona bez ekspandera. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.2.3. Próby trwałości zespołowej

Po wykonaniu wszystkich prac pomiarowych przeprowadzono montaż badanych pierścieni tłokowych i innych elementów współpracujących w silniku spalinyowym o zapłonie iskrowym typu 1170A1 046 900 SPI CF2 BASIC S POLONIA samochodu Seicento 900 o numerze fabrycznym 9888751. Silnik zamontowano na stanowisku hamownianym w laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Stanowisko hamowniane produkcji Firmy RSPU Raszyn jest wyposażone w hamulec wodny, umożliwiający zdejmowanie charakterystyk oraz pracę ciągłą silnika spalinyowego o mocy maksymalnej 75 kW, w zakresie do 6000 obr/min i spełnia wymagania stawiane silnikowi Seicento 900 o mocy znamionowej 29 kW przy 5500 obr/min (dane zaczerpnięte z Instrukcji serwisowej silnika).

Silnik w trakcie trwania próby był zasilany benzyną bezołowiową 95 Eurosuper o ciężarze właściwym 0,755 g/cm^3 . Jako środka smarującego użyto oleju na bazie syntetycznej SELENIA ACT 10W/40. Środkiem chłodzącym był płyn chłodzący PARAFLU 11. W celu zapewnienia odpowiednich warunków cieplnych wprowadzono dodatkowy nadmuchiwanie silnika wentylatorem zapewniającym odpowiednie jego chłodzenie i umożliwienie tym samym stosowania dużych obciążeń silnika podczas próby trwałości zespołowej. Natomiast w układzie smarującym, ze względu na wspomniane duże obciążenie silnika w trakcie godzinnej próby trwałości zespołowej, zaszła konieczność wprowadzenia dodatkowego chłodzenia oleju smarującego.

Układ silnik–hamulec wodny został wyposażony we wszystkie niezbędne urządzenia zapewniające prawidłowy przebieg próby, w tym kompletny układ wydechowy,

składający się z dwóch tłumików (środkowego i końcowego) oraz katalizatora, takich jak montowane w samochodach Seicento. Wydech spalin zrealizowano ze wspomaganie wentylatorem wyciągowym w taki sposób, aby po opuszczeniu końcowego tłumika spaliny miały do przebycia jedynie odcinek około 3 metrów w poziomie, po czym trafiały do komina wyciągowego z wspomnianym wentylatorem. Układ został tak zaprojektowany, aby nie zakłócał ich swobodnego biegu. Ponadto, stanowisko wyposażono w układ umożliwiający zasilanie w paliwo składający się z fabrycznego zbiornika paliwa o pojemności 40 litrów umieszczonego w pobliżu stanowiska badawczego.

Prowadzona próba silnikowa składała się z 50-godzinnego cyklu *docierania silnika* oraz godzinnego cyklu *trwałości zespołowej*, który powtórzono 150 razy. W ten sposób osiągnięto łączny czas trwania próby równy 200 godzin.

Docieranie silnika było prowadzone według zestawienia w tabeli 6.1, zamieszczonego w podrozdziale 6.1. Czas trwania cyklu docierania był równy 50 godzin. Po zakończeniu cyklu docierania stwierdzono, że silnik osiąga moc 29 kW przy obrotach równych 5500 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy równy około 65 N·m w zakresie od 2800 do około 3300 obr/min. Dane te były zgodne z danymi fabrycznymi silnika i pozwoliły na wyznaczenie punktów cyklu trwałości zespołowej przedstawionego w tabeli 6.2, zamieszczonej w podrozdziale 6.1. *Cykl trwałości zespołowej* jest to godzinny cykl zawierający fazy ruchu silnika pod obciążeniem maksymalnym przy obrotach momentu maksymalnego i maksymalnej mocy oraz fazy ruchu pod obciążeniem częściowym i na biegu luzem. Cykl ten jest powtarzany w przypadku próby 200-godzinnej 150 razy.

W trakcie pomiaru były mierzone podstawowe wskaźniki pracy silnika; zużycie paliwa, temperatura cieczy chłodzącej i oleju smarującego oraz ciśnienia oleju smarującego.

Średnio w trakcie trwania godzinnego cyklu silnik zużywał w punkcie 1 cyklu około 750 cm³ paliwa, w punkcie 2 – około 2600 cm³ paliwa, w punkcie 3 – około 1450 cm³ paliwa, w punkcie 4 – około 2500 cm³ paliwa oraz w punkcie 5 – około 230 cm³ paliwa. Łącznie w trakcie jednego cyklu silnik zużył średnio około 7.530 cm³ paliwa. W sumie zużyto około 1130 litrów etyliny 94 w trakcie trwania 150 cykli trwałości zespołowej oraz około 270 litrów etyliny 94 w trakcie realizacji 50-godzinnego cyklu docierania. W sumie silnik zużył około 1400 litrów paliwa w trakcie trwania całej 200-godzinnej próby.

W trakcie próby po okresie docierania wymieniono olej smarujący wraz z filtrem oleju. Ponadto w sumie dolano 3,2 l oleju smarującego. Ilość dolanego oleju jest znacząca. W porównaniu z poprzednimi próbami jest ona zwiększona o około 50%.

Przebieg próby ze względu na silnik był bezawaryjny. W trakcie jej trwania zaistniały wymienione awarie:

1. 20 godzina ruchu. Awaria przetwornika siły umożliwiającego pomiar momentu obrotowego; przetwornik wymieniono na inny, uruchamiając jednocześnie procedurę jego zakupu.

2. 33 godzina ruchu. Awaria łożyska wału hamulca obciążeniowego; wymieniono łożysko podporowe.

3. 34 godzina ruchu. Awaria sprzęgła elastycznego wału napędowego; wymieniono sprzęgło, krzyżak sprzęgła Kardana oraz cały korpus hamulca obciążeniowego z powodu skrzywienia wału.

4. 45 godzina ruchu. Stwierdzono nieszczelność chłodnicy. Wobec niewielkiego ubytku płynu chłodzącego próbę kontynuowano.

5. 133 godzina ruchu. Awaria panelu sterującego hamulca obciążeniowego; po wezwaniu serwisu naprawiono panel sterujący.

Wymienione awarie urządzeń sterujących są spowodowane ich wiekiem oraz zużyciem. Po zakończeniu próby silnik zdemontowano i poddano pomiarom i badaniom organoleptycznym.

Pomiar ciśnienia sprężania

W celu sprawdzenia szczelności komór spalania wykonano pomiar ciśnienia sprężania. Pierwszy pomiar wykonano po 3 godzinach ruchu po ułożeniu się pierścieni w cylindrach, jednak przed zakończeniem procesu docierania. Drugi pomiar wykonano po zakończeniu próby, czyli po 200 godzinach pracy silnika. Zmierzone ciśnienie wykazało prawidłowy stan silnika we wszystkich jego cylindrach. Po próbie zmierzono wyższe ciśnienie sprężania w cylindrach 1, 2 oraz o 0,05 MPa, niższe ciśnienie w cylindrze 4. Ciśnienie sprężania w cylindrze 3 pozostało na tym samym poziomie. Wyższe ciśnienie i ciśnienie pozostające na tym samym poziomie nie budzą zastrzeżeń i są następstwem prawidłowej współpracy oraz dotarcia par trących. Niższe ciśnienie w cylindrze 4 może wynikać z jego zużycia.

6.2.4. Pomiar pierścieni tłokowych po próbie

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym szerokości promieniowej i wysokości osiowej w tych samych dziesięciu punktach na obwodzie, w których je mierzono przed próbą. Używano długościomierza Abbego o dokładności pomiarów równej 1 μm . Oprócz pomiarów geometrycznych pierścienie tłokowe zważono, korzystając z wagi laboratoryjnej szalkowej produkcji Zakładów Mechaniki Precyzyjnej ZMP w Gdańsku. Waga pierścieni zgarniających została zmierzona bez ekspandera. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.2.5. Zużycie pierścieni tłokowych

W celu obliczenia zużycia liniowego pierścieni tłokowych obliczono różnicę pomiarów ich szerokości i wysokości przed i po próbie 200-godzinnej. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 6.6 oraz 6.7.

Tabela 6.6. Zużycie liniowe na szerokości promieniowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycie liniowe; różnica pomiaru grubości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										Z_{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0,013	0,012	0,002	0,005	0,001	0,005	0,005	0,001	0,007	0,008	0,0059
2/1	0,015	0,014	0,012	0,016	0,015	0,016	0,018	0,018	0,02	0,017	0,0161
3/1	0,013	0,016	0,015	0,022	0,019	0,021	0,026	0,019	0,018	0,017	0,0186
4/1	0,02	0,025	0,013	0,018	0,02	0,022	0,024	0,02	0,017	0,019	0,0198
1/2	0,026	0,013	0,019	0,008	0,013	0,019	0,023	0,017	0,014	0,019	0,0171
2/2	0,013	0,017	0,014	0,019	0,012	0,013	0,021	0,021	0,016	0,02	0,0166
3/2	0,043	0,028	0,033	0,031	0,022	0,009	0,04	0,06	0,032	0,035	0,0333
4/2	0,027	0,01	0,015	0,013	0,014	0,013	0,014	0,017	0,018	0,025	0,0166
1/3	0,014	0,037	0,026	0,018	0,028	0,03	0,015	0,026	0,019	0,03	0,0243
2/3	0,005	0,018	0,002	0,009	0,013	0,004	0,012	0,015	0,006	0,013	0,0097
3/3	0,026	0,011	0,009	0,016	0,02	0,018	0,029	0,032	0,027	0,025	0,0213
4/3	0,015	0,015	0,008	0,006	0,008	0,01	0,011	0,013	0,011	0,017	0,0114

Tabela 6.7. Zużycie liniowe na wysokości osiowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycia liniowe; różnica pomiaru wysokości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										Z_{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0,001	0	0	0,002	0	0,001	0	0,001	0,001	0	0,0006
2/1	0,001	0	0	0	0	0,001	0	0	0	0,002	0,0004
3/1	0	0	0	0	0	0,002	0	0,001	0	0	0,0003
4/1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1/2	0,001	0	0,005	0	0	0	0	0	0	0	0,0006
2/2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3/2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4/2	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0001
1/3	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0001
2/3	0,005	0,002	0	0	0,002	0	0	0	0,002	0	0,0011
3/3	0,004	0	0	0	0	0,013	0,005	0	0,003	0	0,0025
4/3	0,004	0,004	0,004	0,002	0	0	0	0	0,003	0,003	0,002

W podobny sposób jak zużycie na szerokości i wysokości pierścieni obliczono ubytek ich masy. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 6.8.

Tabela 6.8. Ubytek masy pierścieni tłokowych

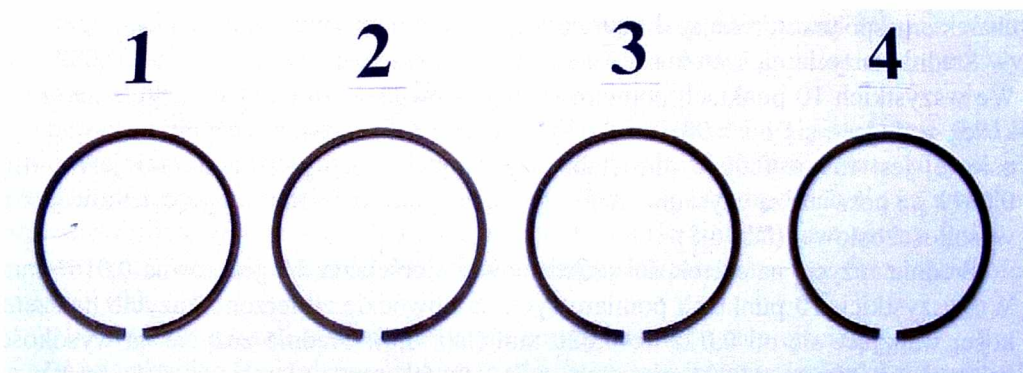
Nr pierścienia	Ubytek masy, g
1/1	0,0011
2/1	0,0014
3/1	0,0021
4/1	0,0020
1/2	0,0029
2/2	0,0031
3/2	0,0029
4/2	0,0039
1/3	0,002
2/3	0,0014
3/3	0,0013
4/3	0,0026

6.2.6. Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni

Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych wykazały dla wszystkich pierścieni prawidłową ich współpracę z tłokiem i cylindrem, będącą wynikiem nadania im odpowiednich cech konstrukcyjnych.

Pierwsze pierścienie uszczelniające

Pierwsze pierścienie uszczelniające wykonano w technologii zwijania z taśmy stalowej oraz poddane procesowi chromowania (rys. 6.15).



Rys. 6.15. Widok pierwszych pierścieni uszczelniających po próbie

We wszystkich pierścieniach ślady współpracy na górnej półce są skupione na całym obwodzie na całej szerokości powierzchni (rys. 6.16). Dolna półka wykazuje ślady współpracy na całym obwodzie powierzchni, przy krawędzi zewnętrznej. Jest to dobrze widoczne na pierścieniu nr 4 z czwartego cylindra.



Rys. 6.16. Widok dolnej powierzchni pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 4; po prawej stronie powiększony fragment pierścienia

Boczna powierzchnia współpracy z tuleją cylindrową dla wszystkich pierścieni wykazuje prawidłowy jej obraz. Jej powierzchnia jest równomiernie wybluszczona na całym obwodzie na około 2/3 wysokości, licząc od górnej półki w dół (rys. 6.17). Wskazuje to na współpracę pierścienia z cylindrem, z pozytywnym obrotem wokół osi swobodnej. Obraz ten potwierdza współpracę dolnej półki pierścienia z rowkiem skupioną przy krawędzi zewnętrznej. Podsumowując, pierwsze pierścienie uszczelniające wykazują prawidłowy charakter współpracy, rokując dużą trwałości zespołu tłok–pierścienie–cylinder.

Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 1/1** jest równe 0,0059 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości, wahające się od 0,001 do 0,013 mm (tab. 6.6). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe 0,0006 mm (tab. 6.7). Ubytek masy pierścienia 1/1 jest równy 0,0011 g i potwierdza uzyskane małe wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.8).

Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 2/1** jest równe 0,0161 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości wahające się od 0,012 do 0,020 mm (tab. 6.6). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe 0,0004 mm (tab. 6.7). Ubytek masy pierścienia 2/1 jest równy 0,0140 g i potwierdza on uzyskane wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.8).



Rys. 6.17. Powierzchnia boczna pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1 z widocznym obszarem współpracy na około 2/3 wysokości pierścienia licząc od górnej półki

Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 3/1** jest równe 0,0186 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości wahające się od 0,013 do 0,022 mm (tab. 6.6). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równa 0,0004 mm (tab. 6.7). Ubytek masy pierścienia 3/1 jest równy 0,0021 g i potwierdza uzyskane wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.8).

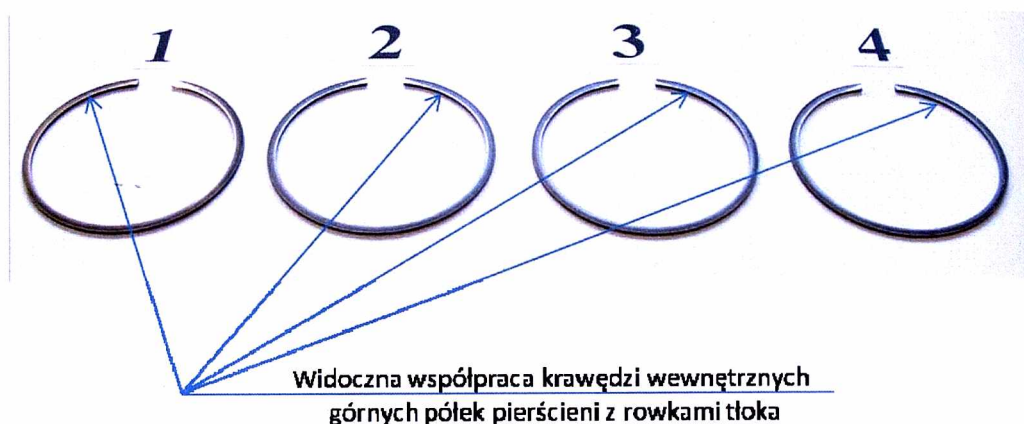
Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 4/1** jest równe 0,0198 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości wahające się od 0,013 do 0,025 mm (tab. 6.6). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest zerowe (tab. 6.7). Ubytek masy pierścienia 4/1 jest równy 0,020 g i potwierdza uzyskane wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej (tab. 6.8).

Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

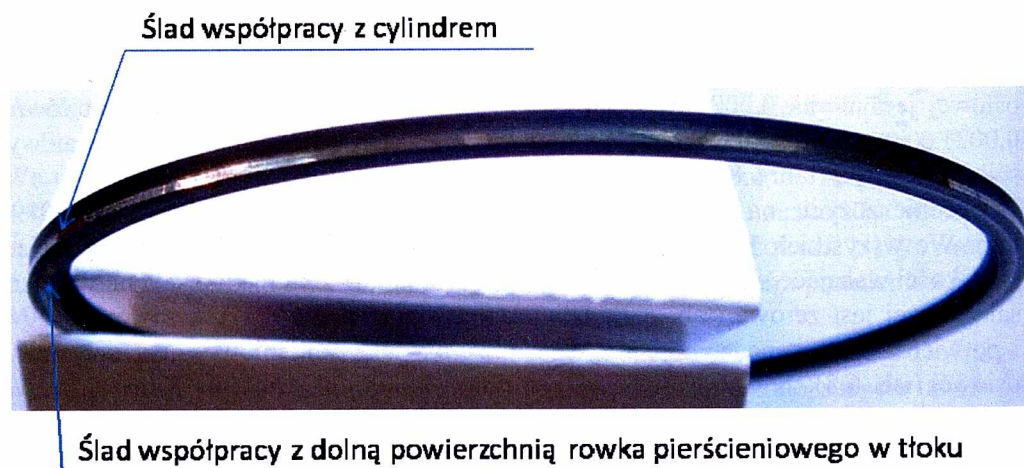
Podsumowując stwierdzono małe zużycie na szerokości promieniowej pierwszych pierścieni uszczelniających. Pierścienie te bardzo dobrze rokują pierścienie uszczelniane stosowane w silniku o zapłonie iskrowym.

Drugie pierścienie uszczelniające

Drugie pierścienie uszczelniające wykonano w technologii pierścieni minutowych, z podcięciem wewnętrznym dolnym. Zastosowanie wewnętrznego podcięcia dolnego powoduje obrót pierścienia wokół osi swobodnej, pomniejszając kąt między powierzchnią roboczą pierścienia a powierzchnią cylindra. W sumie zmniejsza to efekt zgarniania oleju smarującego do miski olejowej, powodując jednocześnie współpracę krawędzi półek pierścienia z powierzchnią rowka tłoka. Potwierdzeniem tej sytuacji jest obraz drugiego pierścieni uszczelniających (rys. 6.18).



Rys. 6.18. Widok drugich pierścieni uszczelniających po próbie



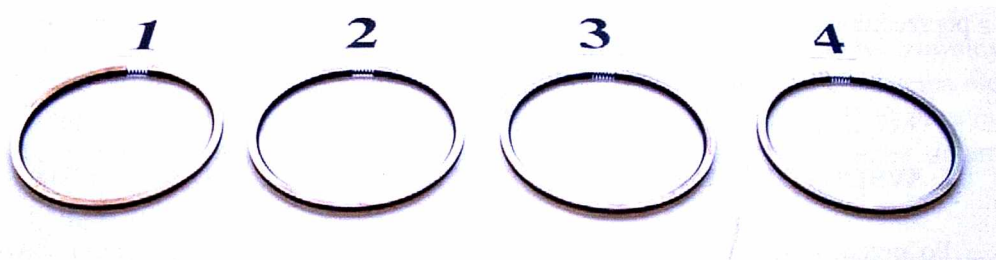
Rys. 6.19. Fotografia powierzchni bocznej czołowej pierścienia nr 1/2

Wszystkie pierścienie współpracowały z powierzchnią rowka tłoka na górnej powierzchni krawędzią wewnętrzną (rys. 6.18; zaznaczenie), a na dolnej powierzchni ślady współpracy skupiają się w odległości około 1,5 mm od krawędzi zewnętrznej. Jednak wyraźnie widoczna jest strefa granicy współpracy z dolną powierzchnią rowka w tłoku (rys. 6.19). Granica ta jest w przypadku wszystkich pierścieni widoczna na całym obwodzie, a zużycie jest już zauważalne, choć jeszcze niemierzalne.

Średnie zużycie na szerokości promieniowej pierścieni jest znaczące ze względu na konstrukcję minutową pierścieni i równe odpowiednio: 0,0171; 0,0166; 0,0333; 0,0166 mm (tab. 6.6). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe: 0,0006; 0,0; 0,0; 0,0001 mm (tab. 6.7). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0029; 0,0031; 0,0029; 0,0039 g (tab. 6.8). Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

Trzecie pierścienie olejowe

Jako pierścienie olejowe zamontowano standardowy dwuczęściowy pierścień z elementem sprężystym w postaci sprężyny śrubowej (rys. 6.20).



Rys. 6.20. Widok trzech olejowych pierścieni składanych po próbie



Rys. 6.21. Widok górnej powierzchni olejowego pierścienia cylindra nr 1; po prawej powiększony fragment pierścienia

Oznaczono je jako 1/3, 2/3, 3/3, 4/3 i zamontowano odpowiednio w gniazdach 1, 2, 3 i 4. silnika. We wszystkich pierścieniach stwierdzono współpracę górnej powierzchni z rowkiem pierścieniowym tłoka nie na całej powierzchni, lecz w sposób nieregularny, częściowo może to być spowodowane jej falistością. Znajduje to potwierdzenie w obrazie dolnej powierzchni pierścienia, która jest zużyta w sposób wskazujący wyraźnie na jej falistość. Zużycie na dolnej powierzchni odpowiada zużyciu na powierzchni górnej, wskazując na regularne zmiany wysokości osiowej tych pierścieni. Wyraźnie współpraca zarówno na powierzchni górnej, jak i dolnej jest skupiona w pobliżu krawędzi zewnętrznej (rys. 6.21).

Średnie zużycie na szerokości promieniowej pierścieni olejowych jest równe odpowiednio: 0,0243, 0,0097, 0,0213, 0,0114 mm (tab. 6.6). Odpowiadające im wartości zużycia na wysokości osiowej wynoszą: 0,0001, 0,0011, 0,0025, 0,0020 mm (tab. 6.7). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0020, 0,0014, 0,0013, 0,0026 g (tab. 6.8).

Elementy sprężyste noszą jedynie ślady prawidłowej współpracy z pierścieniami.

Podsumowując, trzecie pierścienie zgarniające wykazują obraz współpracy wskazujący na falistość powierzchni. Również zwiększone zużycie oleju smarującego w porównaniu z poprzednimi próbami upatruje się w konstrukcji i wykonaniu pierścieni olejowych.

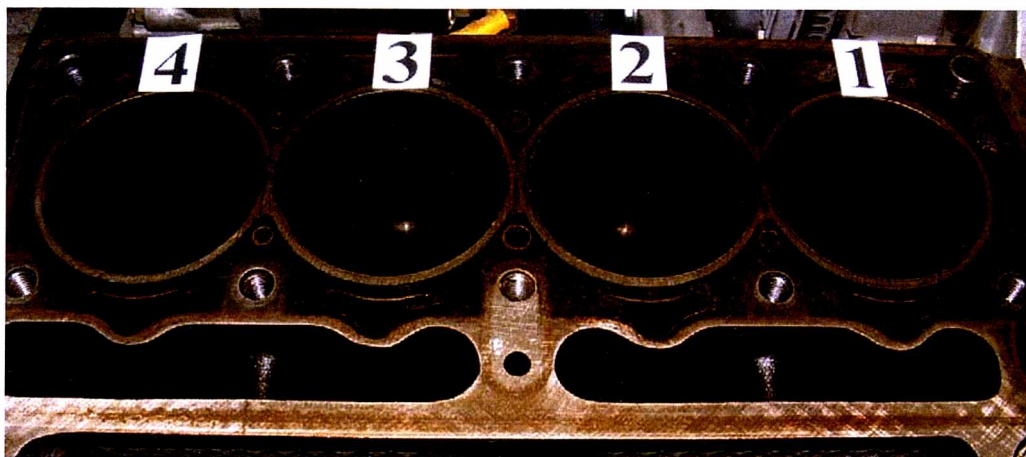
6.2.7. Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi

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

Cylindry

Stwierdzono, że cylindry uległy małemu zużyciu. Wszystkie cylindry są równomiernie dotarte na całym obwodzie i na całej powierzchni współpracy z pierścieniami tłokowymi. Widoczne są rysy honownicze (rys. 6.22). We wszystkich cylindrach powyżej ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego i na powierzchni głowicy w obrębie komory spalania stwierdzono występowanie nagaru grubości około 0,3 mm.

We wszystkich cylindrach między ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego a ZZ drugiego pierścienia uszczelniającego zaobserwowano nieznaczne zużycie. Oznacza to, że współpraca między pierścieniami chromowanymi i tuleją żeliwną była dobra, i dobrze rokuje na przyszłość, wzięwszy pod uwagę niemierzalne zużycia cylindra. We wszystkich cylindrach pomiędzy ZZ trzeciego pierścienia a ZW pierwszego pierścienia stwierdzono w kierunku prostopadłym do przekroju poprzecznego silnika występowanie rys wzdłużnych po obu stronach cylindra. Należy dodać, że tuleje mają sumaryczny przebieg równy 1300 godzin ruchu silnika (sześć prób trwałości zespołowej, w tym jedna dłuższa o 50%). Stan cylindra jest rezultatem sumarycznego przebiegu 1300 godzin.



Rys. 6.22. Widok bloku silnika po próbie

Cylinder 1

ZZ pierwszego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest dobry. Cylinder dotarty z widocznymi wyraźnymi rysami holowniczymi (rys. 6.23).

Cylinder 2

ZZ pierwszego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest dobry. Liczba zarysowań mniejsza niż w pierwszym cylindrze o około 10%. Cylinder dotarty z widocznymi wyraźnymi rysami honowniczymi (rys. 6.24).

Cylinder 3

ZZ pierwszego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest dobry. Cylinder dotarty z widocznymi wyraźnymi rysami holowniczymi (rys. 6.25).

Cylinder 4

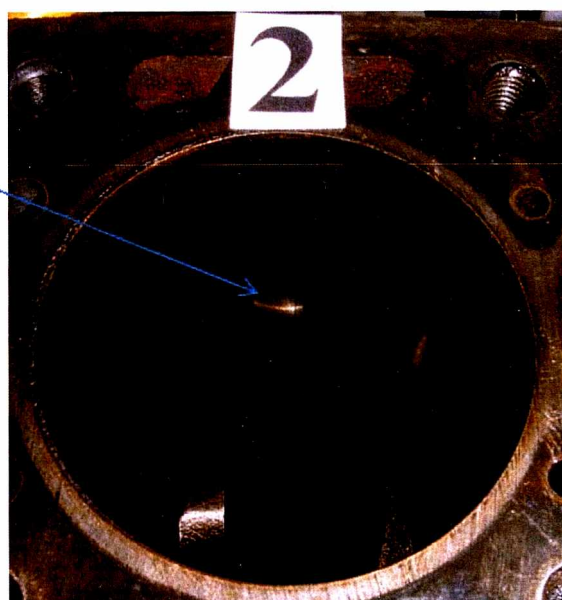
ZZ pierwszego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie. ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza drobnymi zarysowaniami, jest dobry. Cylinder dotarty z widocznymi wyraźnymi rysami holowniczymi (rys. 6.26).

Rysy wzdłużne



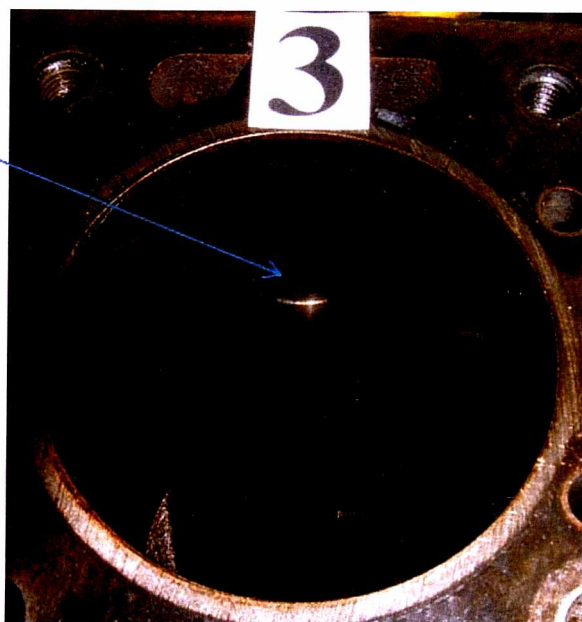
Rys. 6.23. Widok cylindra nr 1 po próbie

Rysy wzdłużne



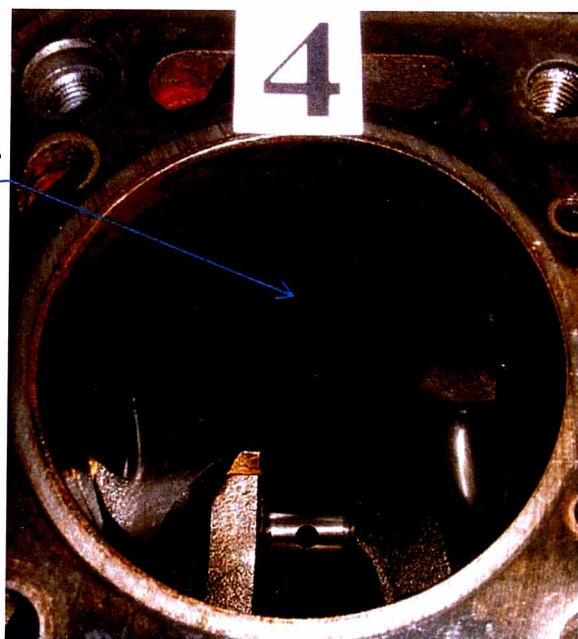
Rys. 6.24. Widok cylindra nr 2 po próbie

Rysy wzdłużne



Rys. 6.25. Widok cylindra nr 3 po próbie

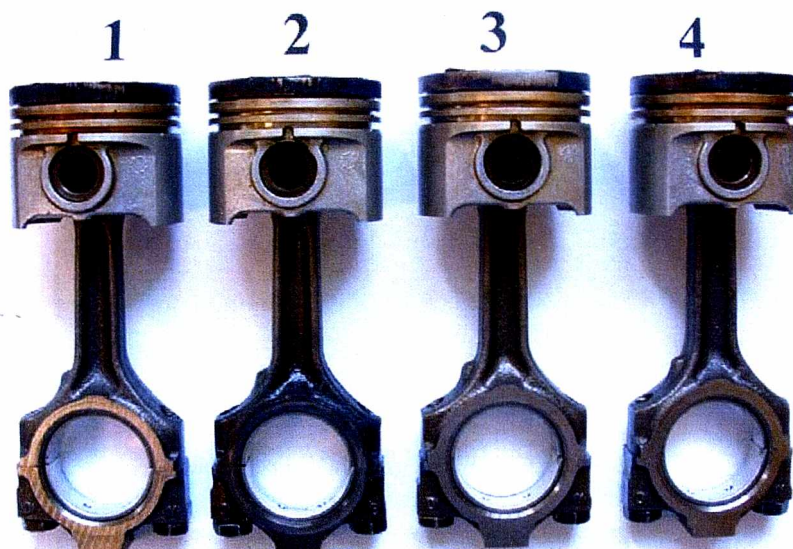
Rysy wzdłużne



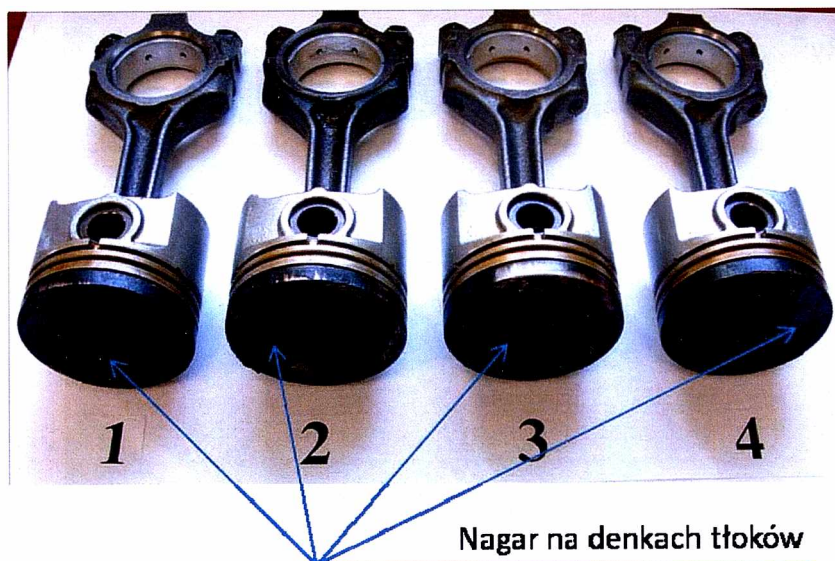
Rys. 6.26. Widok cylindra nr 4 po próbie

Tłoki

W próbie użyto tłoków o niestandardowej wysokości rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego, równej 1,2 mm. Podyktowane to zostało tendencjami do obniżania wysokości osiowej pierwszego pierścienia uszczelniającego, stwierdzonymi na podstawie analizy i doświadczeń własnych autora opracowania.



Rys. 6.27. Widok zespołu tłok–korbowód silnika badawczego po próbie



Rys. 6.28. Widok od strony denka tłoków zespołu tłok–korbowód po próbie

Badania organoleptyczne tłoków nie wykazały istotnego ich zużycia. Współpraca zarówno z pierścieniami tłokowymi, jak i z cylindrami była prawidłowa. Stwierdzono jedynie niewyczuwalne drobne zarysowania płaszcza wszystkich tłoków w przekroju prostokątnym do osi sworzni tłokowego (rys. 6.27). Stwierdzono duże ilości nagaru na denkach tłoków, który jest wynikiem zużycia oleju smarującego większego o 50% w porównaniu z poprzednią próbą (rys. 6.28).

6.2.8. Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 2

- Zmierzono małe zużycie pierwszych pierścieni uszczelniających. Oględziny chromowanych pierścieni wykonanych według technologii zwijania z taśmy stalowej nie wykazały falistości ich powierzchni.

- Obraz współpracy z półkami tłoka nasuwa wniosek o małej zdolności pierwszych pierścieni uszczelniających zgarniania oleju smarującego do miski olejowej; współpraca górną częścią bieżni z tuleją cylindrową; rolę zgarniania oleju przejmuje w tym zestawieniu pierścień drugi.

- Współpraca powierzchni bocznej jest prawidłowa na całym obwodzie pierwszych pierścieni i skupiona na 2/3 wysokości, licząc od górnej krawędzi; przylegalność pierścieni jest pełna.

- Zmierzono znaczące zużycie na szerokości promieniowej drugich pierścieni uszczelniających. Są one wynikiem zastosowanej konstrukcji; podcięcie wewnętrzne na dolnej krawędzi oraz pierścień minutowy. Wyniki te są potwierdzone znaczącym ubytkiem masy drugich pierścieni uszczelniających.

- W przypadku trzecich pierścieni zgarniających zmierzono znaczące zużycie zarówno na szerokości, jak i wysokości tych pierścieni. Ponadto, stwierdzono falistość powierzchni pierścieni objawiającą się zmianami ich wysokości osiowej. Było to przyczyną zwiększonego zużycia oleju smarującego, zwłaszcza w połączeniu z małą zdolnością zgarniania oleju do miski olejowej przez pierwsze pierścienie uszczelniające.

- Ciśnienie sprężania zmierzone po 3 godzinach ruchu oraz po 200 godzinach wskazują na prawidłowy stan techniczny silnika, potwierdzając dużą szczelność komór spalania we wszystkich cylindrach.

6.3. Próba trwałości zespołowej nr 3

Zakres pracy obejmował wykonanie pomiarów geometrycznych i masy pierścieni tłokowych oraz opis powierzchni cylindra, z którymi one współpracowały. W szczególności zakres badań obejmował:

- oznakowanie badanych elementów,
- pomiar geometryczny badanych elementów silnika Seicento 900, a w tym pierścieni tłokowych,
 - geometryczna szerokość i wysokość pierścieni,
 - masa.

Po przeprowadzeniu pomiarów geometrycznych wykonano montaż badanych elementów silnikowych w silniku Seicento 900, który został zamontowany na stanowisku hamownianym w laboratorium silnikowym Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Kolejnym krokiem było badanie silnika Seicento w trakcie trwającej 200 godzin próby trwałości zespołowej. Po zakończeniu próby badane pierścienie ponownie poddano pomiarom geometrycznym w celu stwierdzenia ich zużycia. Ponadto wykonano pomiar ciśnień sprężania przed i po próbie trwałości zespołowej

6.3.1. Zestawienie zespołów pierścieni tłokowych

Celem niniejszych badań jest stwierdzenie różnic w zużyciu pierścieni tłokowych uszczelniających wykonanych w technologii azotowania i chromowania, z nasypem diamentowym (PCD). Do badań skierowano pierścienie tłokowe, które zgodnie z ustaleniami zostały zamontowane wg następującego zestawienia:

Cylinder 1, 3

I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką niesymetryczną azotowany o wysokości 1,2 mm.

II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa K-12; standardowy.

III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy ze sprężyną spiralną stalowy azotowany.

Cylinder 2, 4

I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką niesymetryczną z powłoką chromową PCD o wysokości 1,2 mm.

II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa K-12; standardowy.

III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy stalowy chromowany ze spiralną sprężyną.

6.3.2. Pomiar pierścieni tłokowych przed próbą

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym szerokości promieniowej i wysokości osiowej w dziesięciu punktach na obwodzie. Do pomiaru używano długosciomierza Abbego o dokładności pomiarowej równej 1 μm . Oprócz pomiarów geome-

trycznych pierścienie tłokowe zważono, korzystając z laboratoryjnej wagi szalkowej produkcji Radomskiej Fabryki Wag RADWAG typu AS 220/X. Masa pierścieni olejowych została zmierzona bez ekspandera. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.3.3. Próba trwałości zespołowej

Po wykonaniu wszystkich prac pomiarowych przeprowadzono montaż badanych pierścieni tłokowych i innych elementów z nimi współpracujących w silniku spalinyowym o zapłonie iskrowym typu 1170A1 046 900 SPI CF2 "BASIC S" POLONIA samochodu Seicento 900 o numerze fabrycznym 9888751. Silnik zamontowano na stanowisku hamownianym w laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Stanowisko hamowniane produkcji Firmy RSPU Raszyn jest wyposażone w hamulec wodny, umożliwiający zdejmowanie charakterystyk oraz pracę ciągłą silnika spalinowego o mocy maksymalnej 75 kW, w zakresie do 6000 obr/min i spełnia wymagania, jakie stawia silnik Seicento 900 o mocy znamionowej 29 kW przy 5500 obr/min (dane zaczerpnięte z Instrukcji serwisowej silnika).

Silnik w trakcie trwania próby był zasilany benzyną bezołowiową 95 Eurosuper o ciężarze właściwym $0,755 \text{ g/cm}^3$. Jako środka smarującego użyto oleju na bazie syntetycznej SELENIA ACT 10W/40. Środkiem chłodzącym był płyn chłodzący PARAFLU 11. W celu zapewnienia odpowiednich warunków cieplnych wprowadzono dodatkowy nadmuch wentylatorem zapewniającym odpowiednie chłodzenie silnika. Natomiast w układzie smarującym, ze względu na bardzo duże obciążenia podczas godzinnej próby trwałości zespołowej, zaszła konieczność wprowadzenia dodatkowego chłodzenia oleju smarującego.

Układ silnik–hamulec wodny został wyposażony we wszystkie niezbędne urządzenia zapewniające prawidłowy przebieg próby, w tym kompletny układ wydechowy składający się z dwóch tłumików (środkowego i końcowego) oraz katalizatora, takie jak montowane w samochodach Seicento. Wydech spalin zrealizowano ze wspomaganiem wentylatorem wyciągowym w taki sposób, że po opuszczeniu końcowego tłumika spaliny miały do przebycia jedynie odcinek około 3 metrów w poziomie, po czym trafiały do komina wyciągowego ze wspomnianym wentylatorem. Układ został tak zaprojektowany, aby nie zakłócał ich swobodnego biegu. Ponadto stanowisko wyposażono w układ umożliwiający zasilanie w paliwo składający się z fabrycznego zbiornika paliwa pojemności 40 litrów umieszczonego w pobliżu stanowiska badawczego.

Prowadzona próba silnikowa składała się z 50-godzinnego cyklu *docierania silnika* oraz godzinnego cyklu *trwałości zespołowej*, który został powtórzony 150 razy. W ten sposób osiągnięto łączny czas trwania próby równy 200 godzin.

Docieranie silnika było prowadzone według programu zamieszczonego w tabeli 6.1. Czas trwania cyklu docierania był równy 50 godzin. Po zakończeniu cyklu docie-

rania stwierdzono, że silnik osiąga moc 29 kW przy obrotach równych 5500 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy równy około 65 N·m w zakresie od 2800 do około 3300 obr/min. Dane te były zgodne z danymi fabrycznymi silnika i pozwoliły na wyznaczenie punktów cyklu trwałości zespołowej przedstawionego w tabeli 6.2.

Cykl trwałości zespołowej jest to godzinny cykl zawierający fazy ruchu silnika pod obciążeniem maksymalnym, przy obrotach momentu maksymalnego i maksymalnej mocy oraz fazy ruchu pod obciążeniem częściowym i na biegu luzem. Cykl ten jest powtarzany w przypadku próby 200 godzinnej 150 razy. W trakcie pomiaru były mierzone podstawowe wskaźniki pracy silnika; zużycie paliwa, temperatura cieczy chłodzącej i oleju smarującego oraz ciśnienie oleju smarującego.

Średnio w trakcie trwania godzinowego cyklu silnik zużywał w punkcie 1 cyklu około 750 cm³ paliwa, w punkcie 2 – około 2300 cm³ paliwa, w punkcie 3 – około 1250 cm³ paliwa, w punkcie 4 – około 2300 cm³ paliwa oraz w punkcie 5 – około 230 cm³ paliwa. Łącznie w trakcie jednego cyklu silnik zużył średnio około 6830 cm³ paliwa. W sumie zużyto około 1024 litrów benzyny 95 w trakcie trwania 150 cykli trwałości zespołowej oraz około 220 litrów benzyny 95 w trakcie realizacji 50-godzinnego cyklu docierania. W sumie silnik zużył około 1244 litrów paliwa w trakcie trwania całej 200-godzinnej próby.

W trakcie próby po okresie docierania wymieniono olej smarujący wraz z filtrem oleju. Ponadto, w sumie dolano 3,0 l oleju smarującego. Ilość dolanego oleju jest znacząca. W porównaniu z próbą I jest ona zwiększona o około 50% i porównywalna do ilości oleju zużytej przez silnik w trakcie próby II.

Przebieg próby od strony silnika był prawie bezawaryjny. W trakcie jej trwania zaistniały wymienione uszkodzenia:

1. 30 i 37 godzina ruchu – uszkodzenie szafy sterującej hamulcem obciążeniowym. Uszkodzenie usunięto.

2. 50 godzina ruchu silnika – uszkodzenie szafy sterującej hamulcem obciążeniowym. Uszkodzenia nie udało się usunąć, więc kontynuowano próbę na sterowaniu ręcznym.

3. 52 godzina ruchu silnika – uszkodzenie hamulca obciążeniowego. Zatarciu uległo uszczelnienie przestrzeni wodnej. W wyniku tego uszkodzenia zaistniała konieczność całkowitego demontażu hamulca i jego kompleksowej regeneracji. Po regeneracji hamulca próbę kontynuowano.

4. 102 godzina ruchu – uszkodzenie hydraulicznych regulatorów luzu zaworowego silnika. Wymieniono dwa regulatory luzu zaworowego oraz panewki korbowodowe, które również wykazywały ślady zużycia.

Wymienione uszkodzenia urządzeń sterujących są spowodowane ich wiekiem oraz zużyciem. Hamulec obciążeniowy z szafą sterującą to konstrukcja licząca około 22 lata.

Pomiar ciśnienia sprężania

W celu sprawdzenia szczelności komór spalania wykonano pomiar ciśnienia sprężania. Pierwszy pomiar wykonano po docieraniu, po 50 godzinach ruchu. Drugi po-

miar wykonano po zakończeniu próby, czyli po 200 godzinach ruchu silnika. Zmierzone ciśnienie wykazuje prawidłowy stan silnika we wszystkich jego cylindrach. Po próbie zmierzono niższe ciśnienie sprężania w cylindrach 1, 3 oraz 4 o odpowiednio 1,5; 1,0 oraz 1,5 bara. Ciśnienie sprężania w cylindrze 2 pozostało na tym samym poziomie. Niższe ciśnienie i ciśnienie pozostające na tym samym poziomie sugeruje zużycie zespołów pierścieni tłokowych lub gładzi cylindrów.

6.3.4. Pomiar pierścieni tłokowych po próbie

Pierścienie tłokowe poddano pomiarom geometrycznym szerokości promieniowej i wysokości osiowej w tych samych dziesięciu punktach na obwodzie, w których je mierzono przed próbą. Do badań użyto długościomierza Abbego o dokładności pomiarów równej 1 μm . Oprócz pomiarów geometrycznych pierścieni tłokowych zważono, korzystając z wagi laboratoryjnej szalkowej produkcji Radomskiej Fabryki Wag RADWAG typu AS 220/X. Masa pierścienia zgarniającego została zmierzona bez ekspandera. Dokładność pomiaru jest równa 0,0001 grama.

6.3.5. Zużycie pierścienia tłokowego

W celu określenia zużycia pierścienia tłokowego obliczono różnicę pomiarów ich szerokości i wysokości przed i po próbie 200-godzinnej. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 6.9 oraz 6.10.

Tabela 6.9. Zużycie liniowe na szerokości promieniowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycie liniowe; różnica pomiaru grubości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										Z_{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	–0,009	–0,012	–0,02	–0,02	–0,011	–0,007	–0,002	0	–0,014	–0,009	–0,0104
2/1	0,001	0	0,005	0,002	–0,003	0,003	0,004	0,002	0,003	0	0,0017
3/1	–0,006	–0,003	0,001	–0,001	–0,01	–0,002	0,004	–0,004	0,003	0,002	–0,0016
4/1	0,002	0,003	0	0	0,002	0,002	0,001	0,001	0	–0,003	0,0008
1/2	0,011	0,004	0,009	0,002	0,009	0,008	0,005	0	0,005	0,02	0,0073
2/2	0,023	–0,002	0,006	0,004	0,003	0	0,013	0,01	0,004	0,012	0,0073
3/2	0,018	0,004	0,009	0,009	0,005	0,005	0,008	0,01	0,005	0,015	0,0088
4/2	0,014	0,007	0,003	0	–0,003	0,001	0,009	0,013	0,009	0,001	0,0054
1/3	0,02	–0,011	0,028	0,015	–0,002	0,014	0,006	–0,009	0,018	0,013	0,0092
2/3	0,007	–0,001	–0,001	0,021	0	0,001	0,004	0,021	0,059	0,009	0,012
3/3	–0,004	0,009	0,024	0,014	–0,015	0,042	0,022	–0,003	0,023	–0,001	0,0111
4/3	0,039	0,014	0,002	0,013	0,024	–0,025	0,005	0,017	0,011	–0,004	0,0096

Tabela 6.10. Zużycie liniowe na wysokości osiowej pierścieni tłokowych

Nr pierśc.	Zużycie liniowe; różnica pomiaru wysokości przed i po badaniach w punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścienia (1–10), mm										Z_{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0	–0,005	–0,005	–0,003	–0,004	–0,005	–0,004	–0,003	–0,003	–0,003	–0,0035
2/1	0	0,005	0,003	0,002	0,004	0,004	0,006	0,006	0,006	0,008	0,0044
3/1	–0,001	–0,004	–0,001	0,001	0,001	0,001	0	0	0,003	–0,002	–0,0002
4/1	0,01	0,01	0,01	0,011	0,013	0,012	0,008	0,008	0,008	0,014	0,0104
1/2	0,005	0,005	0,005	0,005	0,006	0,004	0,007	0,007	0,006	0,01	0,006
2/2	0,008	0,006	0,003	0,006	0,008	0,008	0,007	0,006	0,002	0,006	0,006
3/2	0,005	0,002	0,007	0,005	0,007	0,003	0,007	0,004	–0,001	0,006	0,0045
4/2	0,005	0,005	0,005	0,001	0,005	0,002	0,004	0,002	0,003	–0,008	0,0024
1/3	0,002	–0,003	–0,002	–0,002	0	–0,001	0,003	0,002	0,002	0,003	0,0004
2/3	0,001	0,004	0,002	0,004	0,003	0,005	0,005	0,006	0,005	0,006	0,0041
3/3	0,002	0,006	0,007	0,006	0,004	0,002	0	0,001	0,002	0,003	0,0033
4/3	0,007	0,007	0,005	0,005	0,003	0,004	0,005	0,005	0,005	0,008	0,0054

W podobny sposób jak zużycie na szerokości i wysokości pierścieni obliczono ubytek ich masy. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 6.11.

Tabela 6.11. Ubytek masy pierścieni tłokowych

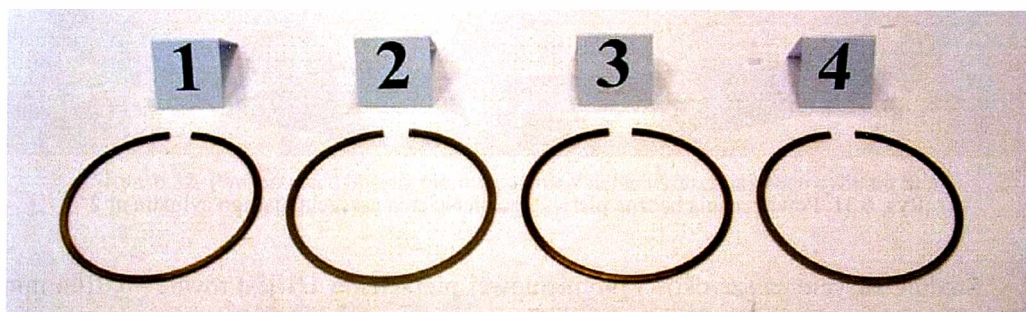
Nr pierścienia	Ubytek masy, g
1/1	–0,0025
2/1	0,0047
3/1	0,0161
4/1	0,0158
1/2	0,0172
2/2	0,0065
3/2	0,0108
4/2	0,0083
1/3	0,0032
2/3	0,0018
3/3	0,0126
4/3	0,0029

6.3.6. Analiza pomiarów badań zużycia pierścieni

Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych wykazały dla wszystkich pierścieni prawidłową ich współpracę z tłokiem i cylindrem, będącą wynikiem nadania im odpowiednich cech konstrukcyjnych.

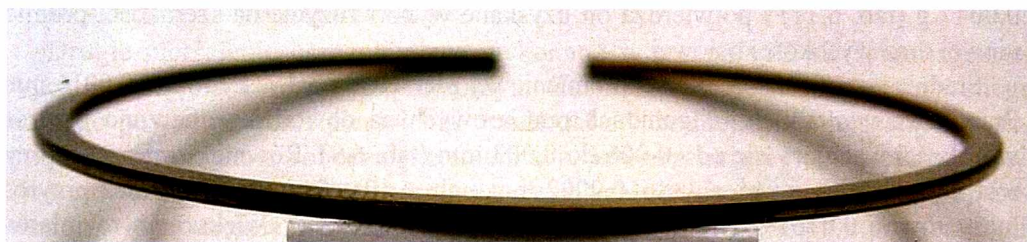
Pierwsze pierścienie uszczelniające

Pierwsze pierścienie uszczelniające wykonano w technologii zwijania z taśmy stalowej, poddano procesowi azotowania (gniazda 1 i 3) oraz chromowania z nasypem diamentowym PCD (gniazda 2 i 4) (rys. 6.29).



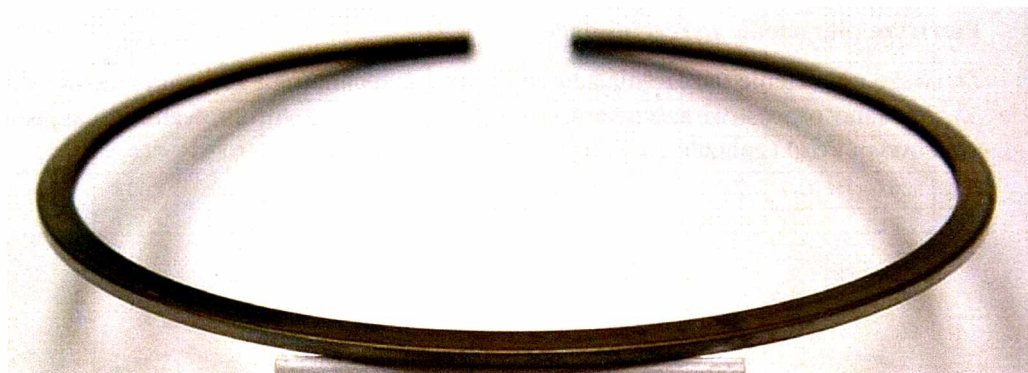
Rys. 6.29. Widok pierwszych pierścieni uszczelniających po próbie

We wszystkich pierścieniach ślady współpracy na górnej półce są skupione na całym obwodzie, na całej szerokości powierzchni (rys. 6.29). Dolna półka wykazuje ślady współpracy na całym obwodzie powierzchni, na całej powierzchni. Częściowo niewyraźnie widoczne są ślady współpracy przy krawędzi zewnętrznej dolnej na pierścieniach 1 i 3, poddanych procesowi azotowania.



Rys. 6.30. Powierzchnia boczna pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1

Boczna powierzchnia współpracy z tuleją cylindrową dla wszystkich pierścieni wykazuje prawidłowy jej obraz. Jej powierzchnia jest równomiernie wyblyszczona na całym obwodzie na prawie całej wysokości (rys. 6.30–6.33). Pierścienie 1 i 3 uległy równomiernemu wyblyszczeniu na całej powierzchni, na około 3/4 wysokości, licząc od dolnej krawędzi. Pierścienie 2 i 4 są wyblyszczone na całej powierzchni, zachowując przy tym kształt widocznej baryłki symetrycznej.



Rys. 6.31. Powierzchnia boczna pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 2

Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 1/1** jest równe $-0,0104$ mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono przyrost szerokości wahający się od $-0,02$ do $0,0$ mm (tab. 6.9). Również zmierzono przyrost wysokości osiowej równy $-0,003$ mm (tab. 6.10) oraz przyrost masy równy $0,0025$ g, potwierdzający zwiększenie rozmiarów pierścienia (tab. 6.11). Jakikolwiek dywagacje na temat przyczyn tego zjawiska wymagają szczegółowych badań materiałoznawczych.

Średnie zużycie szerokości promieniowej **pierścienia 2/1** jest równe $0,0017$ mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości wahające się od $-0,003$ do $0,003$ mm (tab. 6.9). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe $0,0044$ mm (tab. 6.10). Ubytek masy pierścienia 2/1 jest równy $0,0047$ g (tab. 6.11) i potwierdza on uzyskane wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej.

Średnia zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 3/1** jest równa $-0,0016$ mm. Prawie we wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono przyrost szerokości wahający się od $-0,006$ do $0,003$ mm (tab. 6.9). Również zmierzono przyrost wysokości osiowej równy $-0,0002$ mm (tab. 6.10). Zmierzono również przyrost masy równy $0,0161$ g (tab. 6.11), zaprzeczający częściowo zwiększeniu rozmiarów pierścienia. Podobnie jak w przypadku pierścienia 1/1 dywagacje na temat przyczyn tego zjawiska wymagają szczegółowych badań materiałoznawczych.

Średnie zużycie na szerokości promieniowej **pierścienia 4/1** jest równe 0,0008 mm. We wszystkich 10 punktach pomiarowych na obwodzie zmierzono zużycie na szerokości wahające się od $-0,003$ do $0,003$ mm (tab. 6.9). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe 0,0104 mm (tab. 6.10). Ubytek masy pierścienia 4/1 jest równy 0,0158 g (tab. 6.11) i potwierdza uzyskane wyniki zużycia na szerokości promieniowej oraz wysokości osiowej.



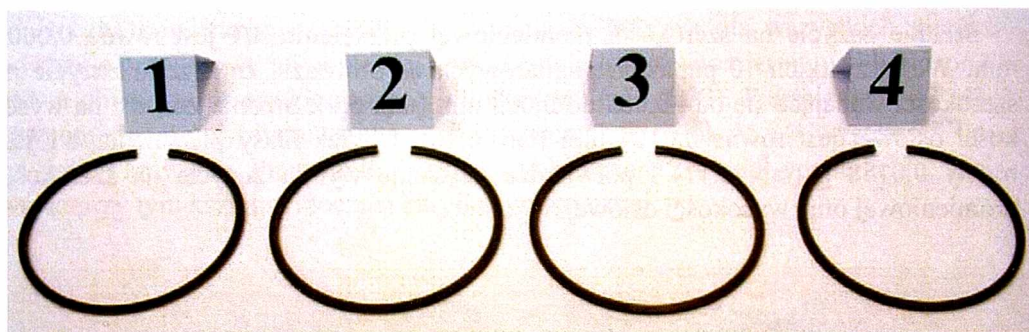
Rys. 6.32. Powierzchnia boczna pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 3



Rys. 6.33. Powierzchnia boczna pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 4

Drugie pierścienie uszczelniające

Drugie pierścienie uszczelniające wykonano w technologii pierścieni minutowych z podcięciem wewnętrznym dolnym. Zastosowanie podcięcia wewnętrznego dolnego powoduje obrót pierścienia wokół osi swobodnej, pomniejszając kąt pomiędzy powierzchnią roboczą pierścienia, a powierzchnią cylindra cylindrowej. W sumie zmniejsza to efekt zgarniania oleju smarującego do miski olejowej, powodując jednocześnie współpracę półki pierścienia krawędziami z powierzchnią rowka tłoka. Potwierdzeniem tej sytuacji jest obraz drugich pierścieni uszczelniających (rys. 6.34).



Rys. 6.34. Widok drugich pierścieni uszczelniających po próbie

Wszystkie te pierścienie współpracowały z powierzchnią rowka tłoka na górnej powierzchni z krawędzią wewnętrzną (rys. 6.34), a na dolnej powierzchni ślady współpracy skupiają się w odległości około 1,5 mm od krawędzi zewnętrznej. Jednak wyraźnie widoczna jest strefa granicy współpracy z dolną powierzchnią rowka w tłoku (rys. 6.35). Granica ta jest w przypadku wszystkich pierścieni widoczna na całym obwodzie, a zużycie jest już zauważalne, choć jeszcze niemierzalne.

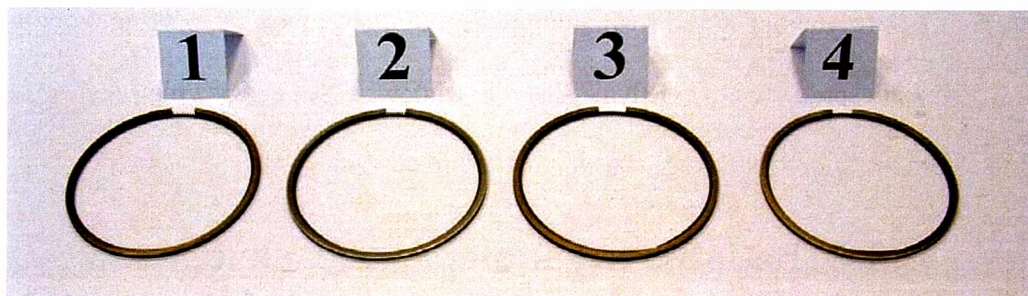


Rys. 6.35 Fotografia powierzchni bocznej czołowej pierścienia nr 1/2

Średnie zużycie na szerokości promieniowej tych pierścieni jest znaczące głównie z uwagi na konstrukcję minutową pierścieni i równe odpowiednio: 0,0073; 0,0073; 0,0088; 0,0054 mm (tab. 6.9). Średnie zużycie na wysokości osiowej jest równe: 0,006; 0,006; 0,045; 0,0024 mm (tab. 6.10). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0172; 0,0065; 0,0108; 0,0083 g (tab. 6.11). Nie stwierdzono faliści powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

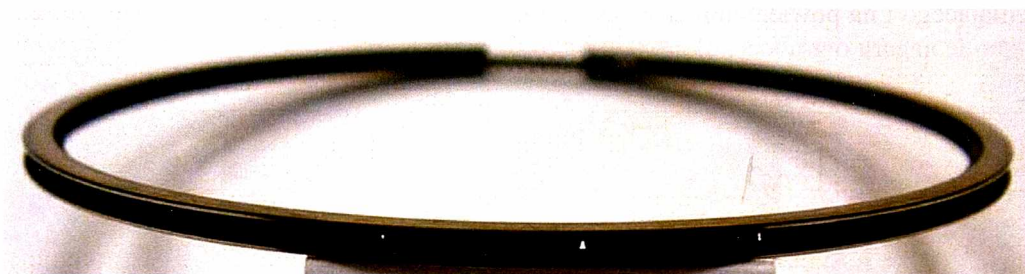
Trzecie pierścienie olejowe

Jako pierścienie olejowe zamontowano stalowe pierścienie o wysokości 2 mm z elementem sprężystym w postaci sprężyny śrubowej (rys. 6.36). Pierścienie te wykonano w dwóch technologiach, z powierzchnią współpracy azotowaną i chromowaną oraz zamontowano w cylindrach 1 i 3; azotowany (rys. 6.37) oraz 2 i 4; chromowany (rys. 6.38).



Rys. 6.36. Widok trzech pierścieni olejowych po próbie

Oznaczono je jako 1/3, 2/3, 3/3, 4/3 i zamontowano odpowiednio w gniazdach 1, 2, 3 i 4 silnika. We wszystkich pierścieniach stwierdzono prawidłową współpracę górnej powierzchni z powierzchnią rowka pierścieniowego tłoka. Znajduje to potwierdzenie w obrazie dolnej powierzchni pierścienia, która jest zużyta w sposób również prawidłowy.



Rys. 6.37. Widok olejowego pierścienia (azotowany) cylindra nr 1



Rys. 6.38. Widok olejowego pierścienia cylindra nr 2 (chromowany)

Średnie zużycie na szerokości promieniowej pierścieni olejowych jest równe odpowiednio: 0,0092, 0,012, 0,0111, 0,0096 mm (tab. 6.9). Odpowiadające im zużycie na wysokości osiowej wynosi: 0,0004, 0,0041, 0,0033, 0,0054 mm

(tab. 6.10). Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0032, 0,0018, 0,0126, 0,0029 g (tab. 6.11).

Elementy sprężyste noszą jedynie ślady prawidłowej współpracy z pierścieniami.

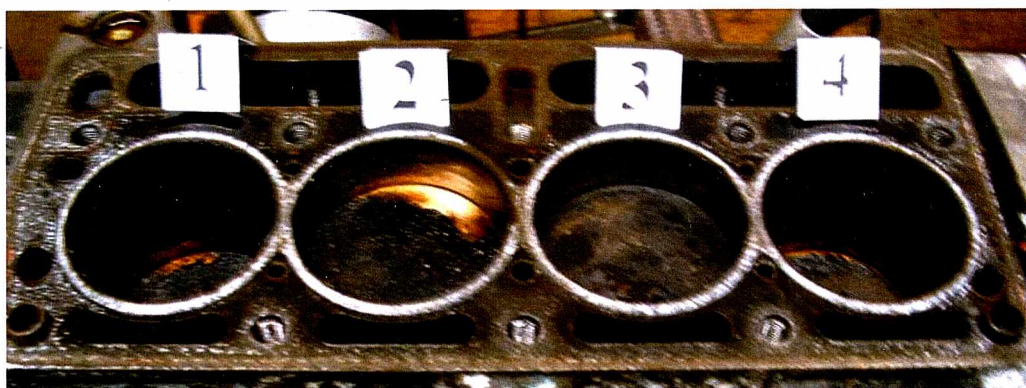
Podsumowując, trzeci pierścień olejowy wykazuje prawidłowy obraz współpracy z tłokiem i cylindrem zarówno w technologii chromowania, jak i azotowania

6.3.7. Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi

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

Cylindry

Stwierdzono, że cylindry uległy małemu zużyciu. Praktycznie rysy honownicze nie są widoczne. We wszystkich cylindrach powyżej ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego i na powierzchni głowicy w obrębie komory spalania stwierdzono występowanie nagaru o grubości około 0,3 mm (rys. 6.39, 6.40).



Rys. 6.39. Widok bloku silnika po próbie przed demontażem tłoków i zdjęciem nagaru

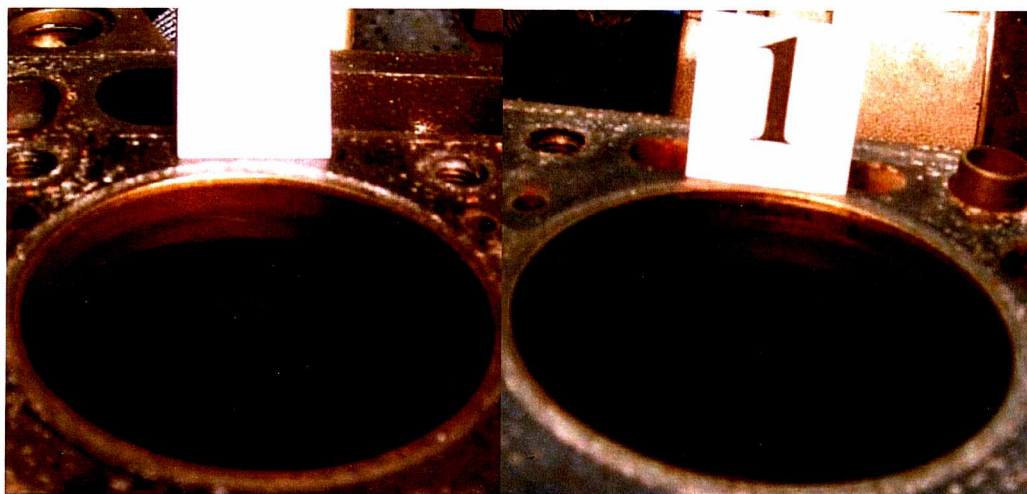
We wszystkich cylindrach między ZZ trzeciego pierścienia a ZW pierwszego pierścienia stwierdzono w kierunku prostopadłym do przekroju poprzecznego silnika występowanie rys wzdłużnych po obu stronach cylindra. Należy dodać, że tuleje mają sumaryczny przebieg równy 1500 godzin ruchu silnika (siedem prób trwałości zespołowej, w tym jedna dłuższa o 50%). Stan cylindrów jest wynikiem sumarycznego przebiegu 1500 godzin.



Rys. 6.40. Widok bloku silnika po próbie po demontażu tłoków i zdjęciu nagaru

Cylinder 1

ZZ pierwszego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra dobry, poza niewyczuwalnymi zarysowaniami po stronie oddziaływania siły normalnej i po stronie przeciwnej. Cylinder z miejscowo widocznymi śladami rys honowniczych (rys. 6.41).



Rys. 6.41. Widok cylindra nr 1 po próbie; po lewej stronie oddziaływania maksymalnej siły normalnej, po prawej stronie przeciwnej

Cylinder 2

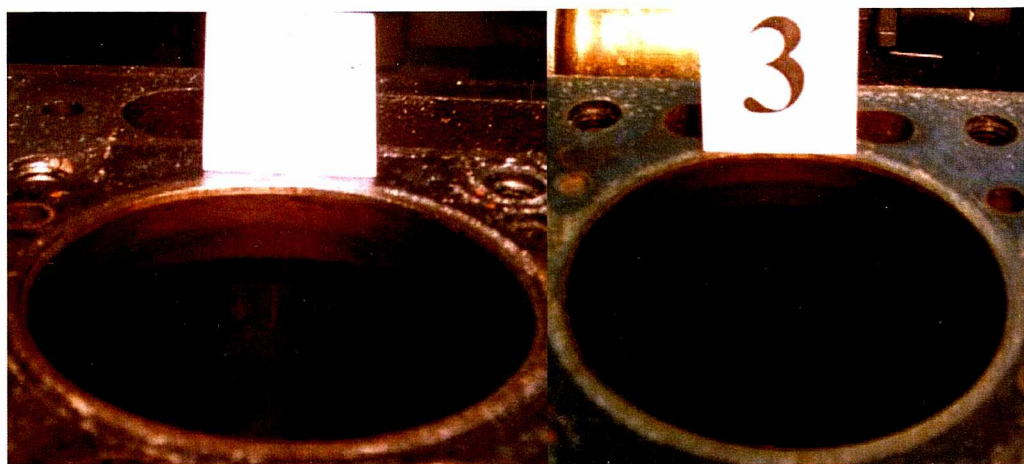
ZZ pierwszego pierścienia jest widoczny i wyczuwalny na całym obwodzie, ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie. ZW trzeciego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Liczba zarysowań mniejsza niż w cylindrze nr 1 o około 10% (rys. 6.42).



Rys. 6.42. Widok cylindra nr 2 po próbie; po lewej strona oddziaływania maksymalnej siły normalnej, po prawej strona przeciwna

Cylinder 3

ZZ pierwszego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie, ale niewyczuwalny, ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie, ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia jest widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Stan ogólny cylindra, poza niewyczuwalnymi zarysowaniami, jest dobry. Cylinder z miejscowo widocznymi rysami holowniczymi (rys. 6.43).



Rys. 6.43. Widok cylindra nr 3 po próbie; po lewej strona oddziaływania maksymalnej siły normalnej, po prawej strona przeciwna

Cylinder 4

ZZ pierwszego pierścienia widoczny i wyczuwalny na całym obwodzie. ZZ drugiego pierścienia widoczny na całym obwodzie. ZZ trzeciego pierścienia niewidoczny. ZW trzeciego pierścienia widoczny na całym obwodzie i niewyczuwalny. Widoczne liczne niewyczuwalne zarysowania na powierzchni roboczej cylindra (rys. 6.44).



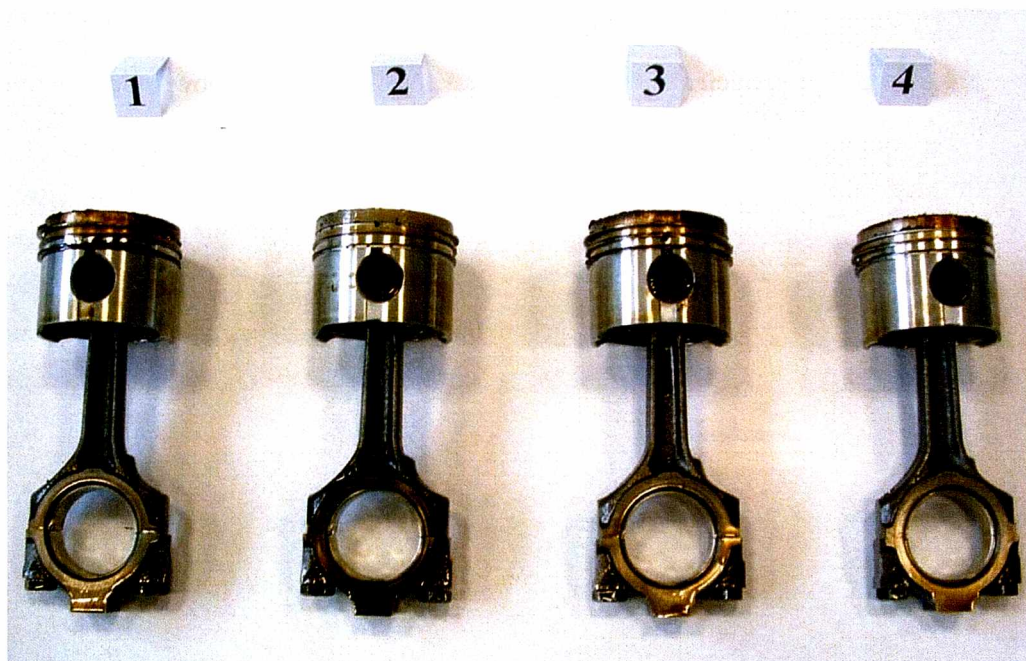
Rys. 6.44. Widok cylindra nr 4 po próbie; po lewej strona oddziaływania maksymalnej siły normalnej, po prawej strona przeciwna

Tłoki

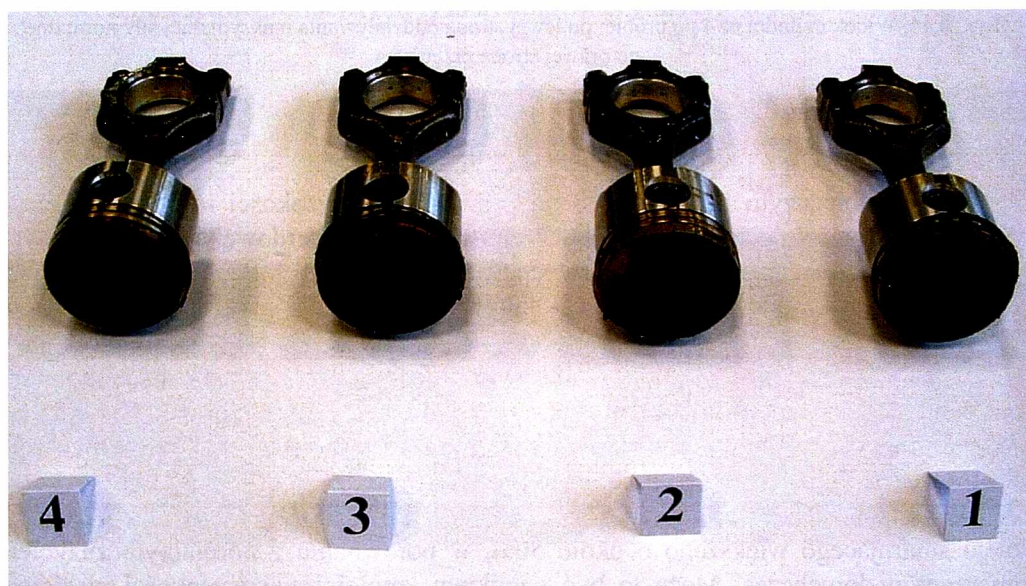
W tej próbie użyto nowe tłoki o niestandardowej wysokości rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego, równej 1,2 mm oraz niestandardowej wysokości rowka pierścienia olejowego również 2 mm. Na podstawie analizy literaturowej i doświadczeń własnych autora postanowiono obniżyć wysokość pierścieni olejowych w porównaniu do rozwiązania standardowego.

Badania organoleptyczne tłoków nie wykazały istotnego ich zużycia. Współpraca zarówno z pierścieniem tłokowym, jak i z cylindrem była prawidłowo. Stwierdzono jedynie niewyczuwalne drobne zarysowanie płaszcza wszystkich tłoków w przekroju prostopadłym do osi sworznia tłokowego (rys. 6.45).

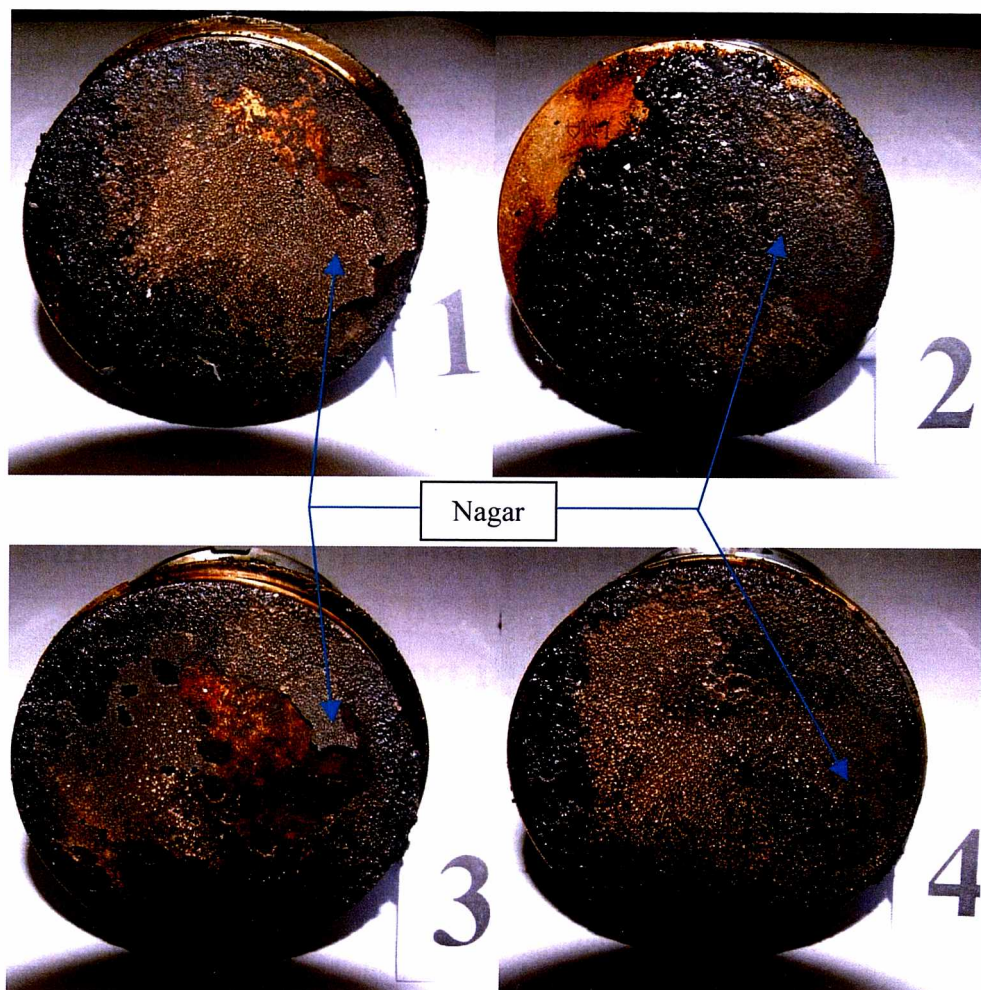
Stwierdzono duże ilości nagaru na denkach tłoków, który jest wynikiem zużycia oleju smarującego większego o około 50%, w porównaniu z normalnym zużyciem mierzonym dotychczas. Może to być wynikiem zmniejszonej wysokości pierścieni olejowych (rys. 6.46, 6.47) oraz zwiększonego zużycia cylindrów.



Rys. 6.45. Widok zespołu tłok–korbowód silnika badawczego po próbie



Rys. 6.46. Widok od strony denek tłoków zespołu tłok–korbowód po próbie



Rys. 6.47. Widok nagaru na denkach tłoków po próbie

6.3.8. Wnioski po próbie trwałości zespołowej nr 3

- Zanotowano mieralne małe zużycie pierwszych pierścieni uszczelniających. Oględziny pierścieni wykonanych według technologii zwijania z taśmy stalowej nie wykazały falistości ich powierzchni.

- Współpraca powierzchni bocznej jest prawidłowa na całym obwodzie pierwszych pierścieni i skupiona w środku ich wysokości (baryłka symetryczna); przylegalność pierścieni jest pełna.

- Zmierzono znaczące zużycie na szerokości promieniowej drugich pierścieni uszczelniających. Są one wynikiem zastosowanej konstrukcji; podcięcie wewnętrzne na dolnej krawędzi oraz pierścień minutowy. Wyniki te są potwierdzone ubytkami masy drugich pierścieni uszczelniających
- W przypadku trzecich pierścieni olejowych zmierzono znaczące zużycie zarówno na szerokości, jak i wysokości tych pierścieni. Nie stwierdzono falistości powierzchni pierścieni. Zmniejszona wysokość tych pierścieni w połączeniu z dużym zużyciem cylindrów współpracujących z pierścieniami chromowanymi z nasypem diamentowym w gniazdach 2 i 4 mogła być przyczyną zwiększonego zużycia oleju smarującego.
- Ciśnienie sprężania zmierzone po 50 godzinach ruchu oraz po 200 godzinach wskazuje na dobry stan techniczny silnika. Zanotowany spadek ciśnienia sprężania jest niejednoznaczny. Zwłaszcza dotyczy to cylindra nr 2, w którym pomimo znaczącego zużycia cylindra i pierścienia nie zanotowano spadku ciśnienia sprężania.

6.4. Analiza zużycia pierścienia i cylindra w aspekcie ich swobodnej energii powierzchniowej

W przeprowadzonych badaniach użyto elementów zespołu TPC, których materiały zostały dobrane na podstawie całkowitej swobodnej energii powierzchniowej oraz jej składowych. W tabeli 6.12, 6.13 i 6.14 poñownie przytoczono, obliczone w rozdziale 2, wartości tej energii i jej składowych oraz średnie zużycie pierścieni z warstwą wierzchnią azotowaną; próba trwałościowa 1 (tabela 6.12), powłoką chromową; próba trwałościowa 2 (tabela 6.13) i powłoką PCD; próba trwałościowa 3 (tabela 6.14). Wartości średnie obliczono na podstawie zużycia z gniazd od 1 do 4 silnika badawczego. Zużycie średnie węzła ($z_{sr\text{ węzła}}$) jest sumą średnich wartości zużycia tulei i pierścieni.

Tabela 6.12. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie zużycie pierścieni azotowanych i cylindrów żeliwnych

Materiał	γ_Y mN/m	γ_{H^*} mN/m	γ_{Ti} mN/m	γ_{Al}^d mN/m	γ_{pom}^d	γ_{pom}^p	z_{sr} μm	$z_{sr\text{ węzła}}$ μm
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200	875	342	2260	103,6	29,06	10,1	4,5	7
Pierścień; Stal X90CRMOV18 azotowana	1252	500	2460	110,81	33,01	5,45	2,5	

Tabela 6.13. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie zużycie pierścieni chromowanych i cylindrów żeliwnych

Materiał	γ_Y mN/m	γ_{HV} mN/m	γ_{Ti} mN/m	γ_{A11}^d mN/m	γ_{pom}^d	γ_{pom}^p	Z_{sr} μm	Z_{sr} węzła μm
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200	875	342	2260	103,6	29,06	10,1	4,5	19,6
Pierścień; Stal X90CRMOV18 chromowana	1295	633	2460	98,02	39,05	0,92	15,1	

Tabela 6.14. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie zużycie pierścieni z powłoką PCD i cylindrów żeliwnych

Materiał	γ_Y mN/m	γ_{HV} mN/m	γ_{Ti} mN/m	γ_{A11}^d mN/m	γ_{pom}^d	γ_{pom}^p	Z_{sr} μm	Z_{sr} węzła μm
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200	875	342	2260	103,6	29,06	10,1	14,5	17,0
Pierścień; Stal X90CRMOV18 z powłoką PCD	1438	1011	2460	95,53	37,98	0,87	2,5	

Na podstawie analizy zużycia można stwierdzić, że dobór współpracujących powierzchni w przypadku wszystkich zestawień materiałowych spełnił założenia przedstawione w rozdziale 2. W każdym przypadku wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej jednego z elementów jest większa, a drugiego mniejsza. Wprawdzie jest tu odwrotnie niż w przypadku proponowanym w pracy autora [46] zestawień par trących jednak ogólne założenie jest spełnione. Elementy o powierzchni większej (pierwszy) mają składową dyspersyjną mniejszą niż składowa zmierzona dla elementu drugiego o powierzchni mniejszej. Ponadto twardość obu elementów wszystkich trzech zestawień materiałowych par trących jest duża, a różnica między nimi jest znacząca.

Każdorazowo wartość całkowita swobodnej energii powierzchniowej i twardość współpracujących powierzchni par trących jest większa dla elementu drugiego. Jest to zgodne z proponowanym doбором.

Bardzo istotną rolę w przypadku tego zestawienia materiałowego odgrywa wysoka wartość składowej dyspersyjnej powłoki chromowej (oszacowana na podstawie stałej Hamakera i zmierzona goniometrycznie) i bardzo mała wartość składowej polarnej. W kolejnych trzech próbach zgodnie z zaprezentowanym w rozdziale drugim doбором materiałowym wartość tej składowej jest minimalizowana.

Komentarza wymaga znacząca wartość zużycia cylindrów w trakcie próby 3, z jednocześnie niewielkim zużyciem pierścieni z powłoką PCD. Autor upatruje przyczyny takiego stanu rzeczy w znaczącym ogólnie dużym poziomie zużycia silnika badawczego, będącym wynikiem przepracowania w skrajnie trudnych warunkach w sumie 1500 godzin.

6.4.1. Wnioski z badań na obiekcie rzeczywistym

Wnioski z badań na obiekcie rzeczywistym można sformułować następująco:

1. Wartości zużycia potwierdziły trafność doboru skojarzeń materiałowych przykładowej pary trącej zespołu TPC pierścieni–cylinder silnika spalinowego przeprowadzonych na podstawie wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych. Wartości składowych polarnych ograniczono do minimum ze względu na współpracę pary trącej w obecności apolarnego oleju smarującego.

2. Możliwy jest również dobór zestawienia, w którym element o małej powierzchni (pierścień) cechuje się większą wartością składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej od elementu o dużej powierzchni (cylinder), pod warunkiem zachowania większej wartości całkowitej tej energii elementu o dużej powierzchni (cylinder).

7. Podsumowanie

Na podstawie rozważań o fizycznych aspektach zjawisk zachodzących na powierzchniach oraz wynikach prac badawczych stwierdzono, że swobodna energia powierzchniowa jest miarą twardości substancji i może być czynnikiem warunkującym dobór powierzchni elementów pary trącej [45], [46], [47]. Swobodną energię powierzchniową można oszacować na podstawie przytoczonego równania (1.28);

$$\gamma_s \cong 293 \cdot HV \cdot r_0 \frac{1 - 2\nu}{32} \quad (7.1)$$

Składowa dyspersyjna γ_s^d lub Lifshitz–van der Waalsa γ_s^{LW} swobodnej energii powierzchniowej, zwłaszcza gdy za substancję zwilżającą stosuje się ciecz apolarną (oleje smarujące), jest miarą zwilżalności ciała stałego (równania (1.45), (1.47) oraz (1.49)). Po wyrugowaniu z tych równań składowych polarnych otrzymuje się zależności, na podstawie których widoczna jest zależność zwilżalności, czyli kąta zwilżania Θ od wartości składowej dyspersyjnej γ_s^d lub składowej γ_s^{LW} ciała stałego. W szczególności dla cieczy apolarnej na podstawie równania Owens–Wendta otrzymuje się zależność:

$$\begin{aligned} \gamma_L(1 + \cos\Theta) &= 2 \left[(\gamma_L^d \gamma_s^d)^{1/2} \right] \\ \cos\Theta &= \left[(\gamma_L^d \gamma_s^d)^{1/2} \right] \frac{2}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (7.2)$$

Podobnie na podstawie równania Wu dla cieczy apolarnej otrzymuje się zależność:

$$\begin{aligned} \gamma_L(1 + \cos\Theta) &= 4 \frac{\gamma_s^d \gamma_L^d}{\gamma_s^d + \gamma_L^d} \\ \cos\Theta &= \frac{\gamma_s^d \gamma_L^d}{(\gamma_s^d + \gamma_L^d)} \frac{4}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (7.3)$$

Na podstawie zaś zasady van Ossa-Gooda, pomijając oddziaływania kwasowe i zasadowe (analogiczne do oddziaływań polarnych), otrzymuje się równanie:

$$\begin{aligned} (\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} &= \gamma_L (1 + \cos \Theta_i) / 2 \\ \cos \Theta &= (\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} \frac{2}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (7.4)$$

Wielkości γ_S oraz γ_S^d lub γ_S^{LW} mogą być wskaźnikami doboru materiałów na elementy par trących, które zapewnia dużą odporność na ich zużycie (γ_S), odpowiednia zwilżalność olejami smarującymi (γ_S^d), oraz małe straty związane z tarciem. Generalnie przyczyny mniejszych wartości współczynnika tarcia oraz zużycia podczas pracy w oleju syntetycznym upatruje się w zmniejszonej w dużym stopniu intensywności zużywania adhezyjnego podczas tarcia mieszanego, gdy dochodzi do mikrokontaktów nierówności powierzchni. Cechę taką wykazują powłoki o małej wartości składowej dyspersyjnej γ_S^d lub Lifshitza–van der Waalsa γ_S^{LW} swobodnej energii powierzchniowej. Ze względu na apolarność oleju smarującego wymagane jest zmniejszenie wartości składowej polarnej γ_S^p lub składowej kwasowo-zasadowej γ_S^{AB} tej energii, która dla powłok chromowej i PCD jest kilkakrotnie mniejsza, niż dla innych powłok o porównywalnie małej wartości swobodnej energii powierzchniowej.

Zrealizowanym efektem užitarnym było opracowanie pary trącej pierścieni – tuleja, w której zastosowano między innymi technologię chromowania w obiegu zamkniętym. Obecnie tuleje cylindrowe w zasadzie wykonuje się jako żeliwne bez pokryć przeciwzużyciowych. Powszechnym 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.

Przeprowadzone za pomocą systemu obliczeniowego Ansys–Fluent obliczenia numeryczne procesu spalania w silniku Seicento 900 wykazały dużą zbieżność z rzeczywistymi wynikami ciśnienia maksymalnego w komorze spalania, którego obliczona maksymalna wartość była równa 5,5 MPa. Ciśnienie 5,5 MPa stanowiło obciążenie wymuszające w obliczeniach pola ciśnienia w zespole tłok–pierścienie–cylinder. Wraz ze wzrostem prędkości przemieszczania się tłoka w kierunku zwrotu zewnętrznego zwiększa się prędkość w przyściennie (przy powierzchni pierścienia) warstwie smarnej. Charakterystyczne jest zjawisko inwersji prędkości przemieszczania się warstwy smarnej w okolicy środka grubości warstwy i jej maksimum w odległości około 3/4 od powierzchni pierścienia tłokowego. Przeprowadzone obliczenia pola ciśnienia w filmie olejowym są wykonane dla stałej wartości maksymalnego ciśnienia w komorze roboczej. Stwarza to zawyżone warunki pracy na większości cyklu roboczego. W ko-

lejszych obliczeniach planuje się powiązać prędkość przemieszczania się tłoka z aktualnie panującym w komorze roboczej, już obliczonym, ciśnieniem chwilowym. Stanowi to przyczynek do kontynuacji badań.

Badania zasadnicze przeprowadzono realizując cykl trwałości zespołowej; tzw. test „zimny–gorący” opracowany przez firmę Goetze A.G. (*Federal Mogul*), która jest jednym z czołowych producentów pierścieni tłokowych na świecie. Nastawy tego testu umożliwiają sprawdzenie zespołu TPC silnika spalinowego, a w tym pierścieni tłokowych, w szczególności pod kątem odporności powłok przeciwzużyciowych, na skrajnie zmienne obciążenia cieplne.

Pozytywne wyniki prac badawczych dowiodły słuszności zastosowania dodatkowego czynnika doboru powierzchni par trących, którym była swobodna energia powierzchniowa i jej składowe, a opracowane pierścienie w zestawieniu z cylindrami żeliwnymi pomyślnie przeszły testy silnikowe.

Literatura

- [1] Adamson A.W., *Physical Chemistry of Surface*, Interscience Publishers, Inc., New York 1960.
- [2] Akallin O., Newaz G.M., *New experimental technique for friction simulation in automotive piston ring and cylinder liners*, SAE Spec. Publ., 1372, 79–84 (1998).
- [3] Allen B.C., *Liquids Metals*, Marcel Dekker Inc., New York 1972.
- [4] Amsden A.A., *KIVA3: A KIVA Program with block structured mesh for complex geometries*. Los Alamos National Laboratory LA-12503-MS.
- [5] Ansys. www.ansys.com 2010.
- [6] 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.
- [7] Atkins W.S., *Consultants and Members of the NSC*, Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics, Sirehna, HSVA, FLOWTECH, VTT, Imperial College of Science & Technology, Germanischer Lloyd, Astilleros Espanoles, <http://pronet.wsatkins.co.uk/mamet/>
- [8] Benesch R., Janowski J., Mamro K., *Metalurgia żelaza. Podstawy fizykochemiczne procesów*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1979.
- [9] 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), 1989, 543–552.
- [10] Burakowski T., Wierzchoń T., *Inżynieria powierzchni metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1995.
- [11] Dereń J., Haber J., Pampuch R., *Chemia ciała stałego*, PWN, Warszawa 1977.
- [12] Dong-Chul Han, Jae-Seon Lee, Hyng-Joon Kim, *Frictional characteristics of the piston ring*, Proceedings of ASIATRIB’98, Shanghai, China, 1998, 461–464.
- [13] Drogosch W., Dallef J., Wiemann L., *Kolbenbewegung – rechnerisch und experimentell*, Mahle Kolloquium 1977.
- [14] Drzymała J., *Advances in Colloid and Interface Science*, Elsevier, 50, 1994, 143–185.
- [15] Drzymała J., *Podstawy mineralurgii*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [16] Dursunkaya Z., Flemming M.F., Keribar R., *An integrated model of ring pack performance*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 113, 1991, 382–389.
- [17] Dutkiewicz E.T., *Fizykochemia powierzchni*, WNT, Warszawa 1998.
- [18] Englisch C., *Kolbenringe*, Wien – Springer Verlag, Wiedeń 1958.
- [19] Fluent Inc., *Fluent 6.1 User’s Guide*, 2003.
- [20] Fowkes F.M., *Attractive forces at interfaces*, Ind. Eng. Chem., 56 (12), 1964, 40–52.
- [21] Fowkes F.M. i in., *J. Coll. Interf. Sci.*, 1980, 78, 1, 200.
- [22] Furuhashi S., Hiruma M., Tsumita M., *Piston ring motion and its influence on engine tribology*, SAE Paper 790860, 1980.
- [23] Good R.J., *Intermolecular and interatomic forces*, in: Treatise of adhesion and adhesives, Ed: Patrick R.L., Vol. 1(3), New York, Marcel Dekker, Inc., 1967, 9–68.
- [24] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.

- [25] Haimann R., *Metaloznawstwo*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1980.
- [26] 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.
- [27] Han, Z., Reitz, R.D., *Turbulence Modelling of Internal Combustion Engines Using RNG k- ϵ models*, Com. Sci. Tech., 106, 4–6, 267, 1995.
- [28] Han Z., Uludogan A., Hampson G.J., Reitz R.D., *Mechanism of Soot and NO_x Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine*, SAE Paper 960633, 1996.
- [29] 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.
- [30] Hebda M., *Procesy tarcia, zużycia i smarowania maszyn*, Wyd. ITE, Warszawa 2007.
- [31] Hermann D., Szczerski B., *Zastosowanie metody trapezu spadku lepkości do oceny trwałego i przemijającego spadku lepkości olejów zawierających modyfikatory lepkości*, Journal of Kones '97, Warsaw 1997.
- [32] Heywood J.B., Noordzij L.B., Tian T., Wong V.W., *Modelling piston-ring dynamics, blowby and ring-twist effects*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Trans ASME, Vol. 120, No. 4, 1998, 843–854.
- [33] Hirschfelder O., i in., *Molecular theory of gases and liquides*, Wiley, New York 1954.
- [34] Iskra A., *Symulacja parametrów pracy pierścienia na stanowisku modelowym*. Materiały konferencyjne KONMOT '94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 93–104.
- [35] Iskra A., *Wpływ drgań własnych pierścienia uszczelniającego na warunki pracy zespołu tłokowo-cylindrowego*, Journal of KONES, Vol. 1, No. 1, Warszawa–Lublin 1994, 167–174.
- [36] Israelachvili J., *Intermolecular and Surface Forces*, Academic Press, London 1985.
- [37] Jakobs R.J., *Untersuchung der Kolbenschaft Schmierung und des Kolbensekundärbewegung an einem Glaszylindermodellmotor*, praca doktorska, Universität Hanover, 1975.
- [38] Jańczuk B., Zdziennicka A., Wójcik W., *Swobodna energia powierzchniowa*, Wiadomości Chemiczne, 49, 5–6, 1995, 301–324.
- [39] Johnson R., *Fluid Dynamic*, CRC Press LLC, Floryda 1998.
- [40] Kays W.M., Crawford M.E., *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill Company, 1980.
- [41] Kaźmierczak A., *Computer simulation of piston-piston ring-cylinder liner coaction in combustion engine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering – Part D, Vol. 218, No. 12, 2004, Professional Engineering Publishing Limited, Nortgate Avenue, Bury St Edmunds, Suffolk IP32 6BW, United Kingdom.
- [42] Kaźmierczak A., *Computer simulation of the new ring seal coaction in combustion engine*, Industrial Lubrication & Tribology, Vol. 56, No. 4, 2004, Emerald, 60/62 Toller Lane, Bradford BD8 9BY, United Kingdom, 210–216.
- [43] Kaźmierczak A., *Simulation of piston-piston ring-cylinder unit coactions in a diesel engine*, MECCA (Praha), 2006, Vol. 4, No. 1/2, 42–49.
- [44] Kaźmierczak A., *Study and the implementation of the new technology of piston rings production*, Industrial Lubrication & Tribology, Vol. 58, No. 4, 2006, Emerald, 60/62 Toller Lane, Bradford BD8 9BY, United Kingdom, 140–144.
- [45] Kaźmierczak A., *Physical aspects of wear of the piston-ring-cylinder set of the combustion engine*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering – Part D, Vol. 222, No. D11, November 2008, Professional Engineering Publishing Limited, Nortgate Avenue, Bury St Edmunds, Suffolk IP32 6BW, United Kingdom, 2103–2119.
- [46] Kaźmierczak A., *Tarcie i zużycie zespołu tłok–pierścienie–cylinder*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Seria Monografie nr 32, Wrocław 2005.

- [47] Kaźmierczak A., *The new ring seal of the combustion engines and its surface free energy*, Industrial Lubrication & Tribology, Vol. 56, No. 1, 2004, Emerald, 60/62 Toller Lane, Bradford BD8 9BY, United Kingdom, 6–13.
- [48] Kaźmierczak A. i in., *Wdrożenie technologii prototypowych pierścieni tłokowych silników spalinowych*, Raport z realizacji projektu celowego nr 6 T07 2003 C/06276, Spr. I16/6/2006, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2006, 372.
- [49] Kaźmierczak A., *Wear-resistance piston rings coated with titanium nitrid*, Journal of Friction and Wear, Vol. 24, No. 5, Allerton Press, 222 Rosewood Drive, Danvers. MA 01923, USA, 2004, 33–38.
- [50] Kaźmierczak A., *Wpływ zastosowania powłoki cermetalicznej na procesy tribologiczne w uszczelnieniu pierścieniowym silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Seria Monografie nr 31, Wrocław 2002.
- [51] Khodorovsky A., *Experience in Using Various CAD Systems for Hull Lines Design*. Problems of CAD System Integration into Current Design Technology, 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2001, Szczecin–Miedzyzdroje, September, 27–29, 2001.
- [52] Kołodziej E., *Stanowisko do badań porównawczych zużycia pary ślizgowej pierścieni tłokowych–gładź cylindra silnika*. Materiały konferencyjne KONMOT '94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 145–153.
- [53] Kong S.-C., Han Z., Reitz R.D., *The development and application of a diesel ignition and combustion model for multidimensional engine simulation*, SAE Paper 950278, 1995.
- [54] Komprobst H., Woshni G., Zeilinger K., *Simulation des Verhaltens von Kolbenringen in Motorbetrieb*, MTZ 11,12, 1989.
- [55] Koszałka G., *Analiza wpływu luzów pierścienia uszczelniającego na szczelność grupy tłokowej silnika spalinowego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 2001.
- [56] Koszałka G., *Predicting the durability of the piston-rings-cylinder assembly of a diesel engine using a piston ring pack model*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, No. 3(51), 2011, 40–44.
- [57] Koszałka G., *Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blowby flow rate*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, No. 4(48), 2010, 72–81.
- [58] Koszałka G., Hunicz J., Niewczas A., *A Comparison of Performance and Emissions of an Engine Fuelled with Diesel and Biodiesel*, SAE Int. J. Fuels Lubr. 3(2), 2010, 77–84, doi:10.4271/2010-01-1474.
- [59] Kozakevitch P., Urbain G., Mem. Sci. Rev. Metall., 58, nr 12, 1961, 401.
- [60] Krzymień A., *Wyznaczanie strat tarcia w węzłach ciernych silnika spalinowego*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2/96 (106), Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996, 229–240.
- [61] Kwaśniewski S., Sroka Z.J., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [62] Lennard-Jones J.E., Proc. Roy. Soc. Ser. A., 1924, 196, 463.
- [63] Lugscheider E., Bobzin K., Bärfwulf St., Horning Th., *Oxidation characteristics and surface energy of chromium-based hardcoatings use in semisolid forming tools*, Surface and Coating Technology, No. 133–134, 2000, Elsevier, 2000, 540–547.
- [64] Lyklema H., *Fundamentals of Interface and Colloid Science*. Vol. 1. Fundamentals, Academic Press, London, San Diego, New York, Boston, Sydney, Tokyo, Toronto 1993.
- [65] *Materiały reklamowe technologii NITROVAC*, Instytut Inżynierii Materiałowej i Technik Bezwiórowych, Politechnika Łódzka, Łódź 2000.
- [66] Masashito N., *Trends in engine technology and tribology*, Tribology International, Vol. 27, 1994, No. 1, 3–8.
- [67] Meier A., *Zur Kinematik der Kolbengeräusche*, ATZ 54, 1952, 6.

- [68] Miyachika M., Hirota T., Kashiyama K., *A consideration on piston second land pressure and oil consumption of internal combustion engine*, SAE Paper 840099, 1985.
- [69] Munro R., *Blow-by in relation to piston and ring features*, SAE Paper 810932, 1982.
- [70] Namazian M., Heywood J.B., *Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power*, SAE Paper 820088, 1982.
- [71] Niewczas A., Koszałka G., *Niezawodność silników spalinowych*, Wydawnictwa Uczelniane, Politechnika Lubelska, Lublin 2003.
- [72] Oertel Jr. H., Laurien E., *Numerische Stromungsmechanik*, Springer-Verlag, Berlin, 1995.
- [73] Olsen N., *Computational Fluid Dynamics in Hydraulic and Sedimentation Engineering*, The Norwegian University of Science and Technology, Trondheim 1999.
- [74] Peyreat R., Taylor T., *Computational Methods for Fluid Flow*, Springer-Verlag, New York 1983.
- [75] Petris De C., Giglio V., Police G., *A mathematical model for the calculation of blow-by flow and oil consumption depending on ring pack dynamic. Part I. Gas flows, oil scraping and ring pack dynamic*, SAE Paper 941940, 1994.
- [76] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., *Metody oceny właściwości eksploatacyjnych węzłów tarcia*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 1 (181), 1990, 151–163.
- [77] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., Wulczyński J., *Eksperymentalne badania tarcia, zużycia i smarowania. Metody i urządzenia*, Tribologia, 4, 1992, 88–93.
- [78] Pocius A.V., *Adhesion and Adhesives Technology*, Hanser, New York 1997.
- [79] *Poradnik Mechanika*, praca zbiorowa, WNT, Warszawa 1985.
- [80] Priest M., Dowson D., Taylor C.M., *Predictive wear modeling of lubricated piston rings in a diesel engine*, Wear, Vol. 231, Iss. 1, 1999, 89–101.
- [81] Przepiórka J., *Metoda poprawy charakterystyk tribologicznych poliamidowo-stalowych węzłów tarcia*, Rozprawa doktorska, Politechnika Radomska, Radom 2002.
- [82] Pytko S., Pytko P., *Napięcie powierzchniowe a efekt Rebintera*. Materiały XXIII Szkoły Tribologicznej, Tribologia 2007, Łagów 2007.
- [83] Pytko S., Pytko P., *Problemy smarowania silników spalinowych w przyszłości*, Tribologia, 3, 1991, 57–60.
- [84] Reitz, R. D., *Modelling Atomization Processes in High-Pressure Processes Vaporizing Sprays*, Atomisation and Spray Technology, 3, 1987, 309.
- [85] Rosiak M., Parzonka I., *Stan energetyczny powierzchni a zużycie i tarcie zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego*, Praca dyplomowa pod opieką dra hab. inż. A. Kaźmierczaka, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2010.
- [86] Rusiński E., *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [87] Serdecki W., *Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Rozprawa habilitacyjna nr 235, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1990.
- [88] Siwiec G., Botor J., *Napięcie powierzchniowe i jego związek z wybranymi parametrami charakteryzującymi fazę ciekłą*, Rudy Metali, vol. 47, nr 12, 2002, 601–607.
- [89] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza odkształceń mechanicznych półki tłoka*, Journal of KONES '97, Warszawa 1997, 412–419.
- [90] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu obciążeń mechanicznych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów samochodowych i Silników Spalinowych, INTERKONMOT '98, PAN w Krakowie, Kraków 1998.
- [91] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu odkształceń cieplnych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No. 3–4, 1999, 279–285.

- [92] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przemieszczenia uszczelniającego pierścienia tłokowego w rowku pierścieniowym tłoka*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No. 1, 1995, 478–483.
- [93] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych jako punkt wyjścia do oceny strat tarcia pierścieni*, Materiały konferencji Konmot '89, Kraków 1989.
- [94] Smolik J., *Mechanizmy zużywania się powłok przeciwzużyciowych na narzędziach skrawających jako istotny aspekt doboru powłok w zależności od warunków ich późniejszego zastosowania*, Tribologia, 4–5/93 (130–131), 1993, 271–276, 363–368.
- [95] Starosta R., *Wpływ własności warstwy wierzchniej stali na trwałość powierzchniowej warstwy oleju*, Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wrocław 1982.
- [96] Suchanek J., Jurci P., Hruby V., *Tribological characteristics of duplex treated hss*. Materiały konferencyjne INTERTRIBO 1999, Stara Leśna–Tatrzańska Łomnica 1999, 385–388.
- [97] Sygniewicz J., *Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleja cylindrową*, Zeszyty Naukowe nr 615, Wyd. Politechniki Łódzkiej, Łódź 1991.
- [98] Szarawara J., *Termodynamika chemiczna stosowana*, WNT, Wyd. 3, Warszawa 1997.
- [99] Thompson J., Soni B., Weatherill N., *Grid Generation*, CRC Press LLC, Florida, 1999.
- [100] Thompson J., Warsi Z., Mastin C., *Numerical Grid Generation Foundations and Applications*, Elsevier Science Publishing Co., Inc., New York 1985.
- [101] Ting L.L., Mayer J.E. Jr., *Piston ring lubrication and cylinder bore analysis. Part II: Theory verification*. Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 7, Trans. ASME, 1974, 258–266.
- [102] Todsén U., *Untersuchungen an dem Tribologischen System Kolben–Kolbenring–Zylinder*, Rozprawa doktorska, Uniwersytet Hanover, 1984.
- [103] Tschöke H., *Messung der Kolbensekundärbewegung an Verbrennungsmaschinen*, Technische Messen, 48, 1981, 7/8.
- [104] Tschöke H., Essers U., *Einfluss der Reibung an Kolben und Pleuel auf die Sekundärbewegung des Kolbens*, MTZ, 55, 1983, 3.
- [105] 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, Informationssgesellschaft Verlag, Oberrursel 1994, 587–590.
- [106] Wilcox D., *Turbulence Modeling for CFD*, KNI, Inc., Anaheim 2002.
- [107] Wiśniewski P., *Metoda kojarzenia modeli procesu roboczego i struktury konstrukcyjnej obiektu na przykładzie silnika spalinowego*, Politechnika Wrocławska IKiEM, PRE 10/2000.
- [108] Witek A., *Materiał twardszy niż diament*, Wiedza i Życie, 11, 1994.
- [109] Yoshida H., Kobayashi H., Sato A., *Effect of piston second land volume and land shape on oil consumption*, JSAE Review, 16 (3), 1995.
- [110] 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, 1996, 7–16.
- [111] Yoshida H., Yamada M., Kobayashi H., *Diesel engine oil consumption depending on piston ring motion and design*, SAE Paper 930995, 1993.
- [112] Zienkiewicz O., *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa 1972.
- [113] Żenkiewicz M., *Adhezja i modyfikowanie warstwy wierzchniej tworzyw wielkocząsteczkowych*, WNT, Warszawa 2000.



The influence of a combustion engines surface layers energy state on friction and wear of its friction pairs

This work comprises the description of the influence of the energy state of surface layers engine components members on wear and tear of its friction pairs. In particular, the emphasis is given to a friction pair piston rings–cylinder. Considerations preceded by the description of phenomena occurring at the friction pairs. The methods of estimation of the total surface free energy, implementing authors mathematical relationships based on material properties. Furthermore, this work discusses the components of the surface free energy, defining their role in the phenomena occurring at the interphase boundary, along with the methods of evaluation and measurement of these components. Moreover, this work discusses the wettability of solids and the methods of its study.

Based on theoretical considerations, the selection procedure of a material for a combustion engines friction pair performing to-and-fro motion is presented here. Furthermore, the values of surface free energy as well as a specific durability for minimization of the friction and wear was defined. This issue is supported by calculations of the specific values of the surface free energy and its components for several variants of piston ring–cylinder engine friction pairs. In a further step taken the selected items friction pairs were manufactured and subjected to materials testing and scanning electron microscopy methods.

The corresponding values of surface free energy components provides adequate wetting of lubricating oil. The difference in the values of free energy dispersive component of surface friction pairs should be high while minimizing the polar components. Relevance of formulated relationships were verified in the course of the tribotester basic simulation and essential research on the real object.

The research also identifies the pressure field between the elements of piston rings–cylinder, and defines the velocity distribution in the layer of lubricating oil film in piston ring–cylinder friction pair. The results indicates a shift of the zero velocity in the direction of the piston ring.

The utilitarian effect of the research is described in the monograph commercialization of technology of the piston rings winded of steel strip, coated with ceramic originated materials as well as commercialization of the piston rings with so called diamond coating technology.

The positive results of the research, described in this work, proves the validity of additional factor employment for the surface and material of friction pair selection. This additional factor appears to be a surface free energy and its components. The information contained in the monograph may be a contribution to their application in the industry. The described technologies and the algorithms of friction pair material selection may be utilized in many technical object.



Politechnika
Wrocławska

Biblioteka Główna

372173L/2

Współczesny silnik spalinowy jest urządzeniem, w którym funkcjonują układy elektroniczne. W przypadku jakichkolwiek nieprawidłowości urządzenie to przechodzi w stan awaryjny. Wciąż jednak sercem silnika spalinowego jest wykonujący ruch posuwisto-zwrotny zespół tłok–pierścienie–cylinder (TPC). Odpowiednia budowa i dobór materiałów elementów tego zespołu warunkuje duże przebiegi pojazdów samochodowych. W monografii określono wpływ stanu energetycznego warstwy wierzchniej elementów silnika spalinowego na zużycie i tarcie par trących zespołu TPC. Rozważania poprzedzono opisem zjawisk zachodzących na granicach faz elementów par trących. Przedstawiono metody szacowania wartości całkowitej i składowych swobodnej energii powierzchniowej, przytaczając własne zależności matematyczne oparte na właściwościach materiałowych. Omówiono zagadnienia zwilżalności ciała stałego i przedstawiono metody jej badania. Na podstawie rozważań teoretycznych przedstawiono zasady doboru materiałów elementów par trących silnika spalinowego wykonujących ruch posuwisto-zwrotny. Zagadnienie to poparto obliczeniami konkretnych wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych dla kilku wariantów par trących pierścieni tłokowy–cylinder silnika spalinowego. Wykonano wybrane elementy par trących oraz poddano je badaniom. Badania numeryczne umożliwiły określenie pola ciśnienia między elementami zespołu TPC oraz rozkładu prędkości w warstwie smarnej filmu olejowego. Opisane pozytywne wyniki prac badawczych dowiodły słuszności zastosowania dodatkowego czynnika doboru powierzchni i materiału par trących, którym jest swobodna energia powierzchniowa. Informacje zawarte w monografii stanowią przyczynek do ich zastosowania w praktyce przemysłowej. Opisane technologie i algorytm doboru materiałów par trących może być stosowany w wielu obiektach technicznych.



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej są do nabycia w księgarni,
plac Grunwaldzki 13, 50-377 Wrocław, budynek D-1 PWr., tel. 71 320 29
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową: zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-7493-792-4