

ANTONI ISKRA, JAROSŁAW KAŁUŻNY, MACIEJ BABIAK*

**PROBLEMY ODWZOROWANIA KINEMATYKI LISTWY
USZCZELNIENIA PROMIENIOWEGO SILNIKA WANKLA****MAPPING KINEMATICS OF THE RADIAL SEALING
STRIP IN A WANKEL ENGINE****Streszczenie**

Silnik Wankla używany do napędu trakcyjnego ma wiele zalet, np. takich jak duża koncentracja mocy i marginalne drgania, jednak dotychczas silnik ten nie znalazł szerszego zastosowania praktycznego. Jednym z głównych problemów wynikających z koncepcji silnika Wankla jest uszczelnienie promieniowe wirującego tłoka. W niniejszym artykule przedstawiono problemy symulacji współpracy listwy uszczelnienia promieniowego tłoka silnika Wankla. Omówiono budowę proponowanego stanowiska symulacyjnego oraz możliwości odwzorowania kinematyki w liniowym ruchu postępowym. Przedstawiono charakterystyczne różnice w relacjach geometrycznych elementów uszczelniających, jakie są stosowane w silniku Wankla i klasycznym silniku o posuwisto-zwrotnym ruchu tłoka, które mają znaczący wpływ na parametry filmu olejowego między poruszającymi się elementami. Zbudowane stanowisko badawcze umożliwi zbadanie parametrów filmu olejowego powstającego na powierzchni ślizgowej listwy uszczelniającej, co może mieć kluczowe znaczenie dla rozwiązania istniejących problemów konstrukcyjnych, uniemożliwiających – jak dotychczas – szersze zastosowanie silnika Wankla.

Słowa kluczowe: silnik Wankla, listwa uszczelnienia promieniowego, kinematyka ruchu, film olejowy

Abstract

The Wankel engine used to traction drive characterizes oneself with row of advantages like large concentration of power and marginal vibrations, however till now such engine did not find wider practical use. One from main problems resulting from idea of engine Wankel is the apex seal of rotor. In the article problems of tightening slat cooperation simulation are presented. Erected test bed will make possible examining of oil film parameters, what can have key meaning for solutions of existing constructional problems, making impossible as yet wider use of the Wankel engine.

Keywords: the Wankel engine, apex seal, kinematics of movement, oil film

* Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra, dr inż. Jarosław Kałużny, mgr inż. Maciej Babiak, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Podstawy koncepcji współczesnego silnika rotacyjnego są ogólnie znane od momentu, gdy w 1933 r. Felix Wankel złożył wniosek o przyznanie mu patentu na silnik DKM (*Drehkolben Maschine*). Ponad 20 lat zajęło inżynierom skonstruowanie działającego prototypu silnika wg pomysłu Feliksa Wankla. Kolejne lata przynosiły wzloty i upadki silnika Wankla, który od konstrukcji mającej wyprzeć klasyczny silnik suwowy stał się raczej jedynie motoryzacyjną ciekawostką. W 2003 r. świat obiegła informacja, że firma Mazda wprowadza nowy model sportowego samochodu napędzanego najnowszą wersją silnika Wankla, który dzięki opracowaniu nowych rozwiązań konstrukcyjnych ma być przełomem w dotychczasowej historii rozwoju tego rodzaju silnika. Rozwiązaniem przełomowym miało być przeniesienie okien wylotowych z trochoidalnej powierzchni gładzi cylindrowej na boczne pokrywy silnika, wzorem stosowanych dotychczas z powodzeniem okien dolotowych. Pokładane w nowym silniku nadzieje zostały spełnione, czego najlepszym dowodem było przyznanie silnikowi RENESIS tytułu „Engine of the Year 2003”. Cechą wartą szczególnego zaznaczenia jest osiągnięcie emisji na poziomie pozwalającym spełnić regulacje przewidziane w normie EURO 4.

Cechą charakterystyczną silnika Wankla jest sposób uszczelnienia tłoka. Każdy z trzech wierzchołków posiada pojedynczą listwę uszczelniającą, która musi spełnić wszystkie zadania, jakie są również stawiane kompletnemu pakietowi pierścieni w klasycznym silniku tłokowym, m.in. uszczelnienie komór roboczych silnika, równomierne rozprowadzenie filmu olejowego na powierzchni gładzi cylindrowej, odprowadzenie ciepła itd. Tego rodzaju uszczelnienie pojedynczą listwą zawsze sprawiało wiele problemów konstruktorom. Ponadto jego niedoskonałość stała się przyczyną regresji w pracach na szerszą skalę nad dalszym rozwojem silnika Wankla, a jedyną firmą, która wciąż kontynuuje prace badawczo-rozwojowe jest wspomniana wcześniej Mazda. Wraz z pojawieniem się nowych perspektyw rozwoju silnika rotacyjnego wg koncepcji Feliksa Wankla autorzy postanowili podjąć prace nad zbadaniem zjawisk towarzyszących powstawaniu filmu olejowego na trochoidalnej gładzi cylindrowej. W niniejszym artykule przedstawiono problemy związane z odwzorowaniem kinematyki współpracy listwy uszczelnienia promieniowego z gładzią komory spalania na modelowym stanowisku badawczym.

2. Kinematyka listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla

Oczywistą różnicą między silnikiem Wankla i klasycznym silnikiem suwowym jest rodzaj ruchu, jaki wykonuje tłok. Oba rodzaje ruchu, obrotowy i posuwisto-zwrotny, w zasadniczy sposób wpływają na kinematykę elementów uszczelniających tłok. Dla silnika Wankla charakterystyczną cechą jest brak występowania zerowej prędkości unoszenia listwy uszczelnienia promieniowego. Cecha ta odróżnia go od silnika suwowego, w którym prędkość tłoka, a co za tym idzie także pakietu pierścieni tłokowych, w GMP i DMP wynosi zero. W tym miejscu należy zaznaczyć przewagę silnika Wankla, ponieważ udowodniono, że głównym czynnikiem wywołującym powstawanie filmu olejowego między współpracującymi elementami jest efekt poślizgu. Warunkiem koniecznym jest w tym przypadku niezerowa prędkość względna, a to oznacza, że listwa uszczelnienia promieniowego w czasie całego cyklu pracy silnika spełnia warunek powstawania filmu olejowego na

podstawie efektu poślizgu. Jest to bardzo korzystne, gdyż efekt poślizgu jako jedyny pozwala w nieskończenie długim czasie utrzymywać ciągłość filmu olejowego, oczywiście – przy założeniu niezerowej prędkości względnej współpracujących elementów. Efekty wyciskania i pochylania, bez udziału efektu poślizgu, ze względu na podstawy ich powstawania, występują w bardzo ograniczonym czasie, w którym są w stanie podtrzymać istnienie filmu olejowego. Porównanie prędkości listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla oraz tłoka silnika suwowego przedstawiono na rys. 1.

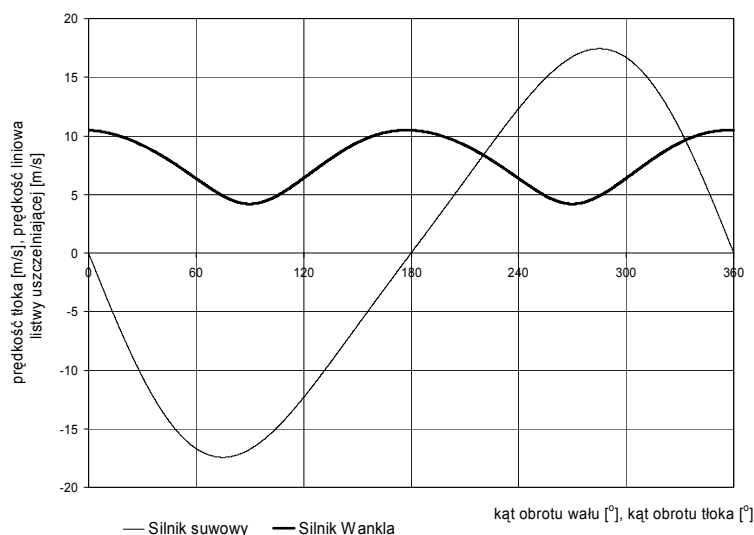
Inną cechą odróżniającą listwę uszczelnienia promieniowego od pierścieni tłokowych jest kąt natarcia, który w przypadku silnika Wankla określony jest jako kąt zawarty pomiędzy normalną do zarysu cylindra w punkcie styczności listwy a symetralną tłoka. Na rysunku 2 kąt ten został oznaczony jako kąt β . Tangens kąta natarcia wyrażony jest wzorem

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{3 \sin 2\varphi}{Z + 3 \cos 2\varphi} \quad (1)$$

gdzie:

- φ – kąt obrotu tłoka,
- Z – parametr charakterystyczny trochoidy.

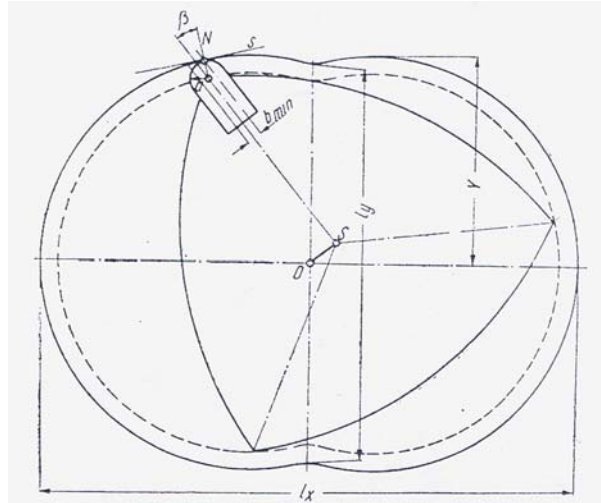
Na podstawie powyższego wzoru możliwe jest wyznaczenie kąta natarcia listwy uszczelnienia promieniowego dla dowolnego położenia tłoka silnika Wankla. Dla parametru $Z = 7$, jaki przyjęto dla silnika RENESIS firmy Mazda, wartości maksymalnego i minimalnego kąta natarcia wynoszą – odpowiednio – $25,38^\circ$ i $-25,38^\circ$. Wartość amplitudy przechylania listwy uszczelnienia promieniowego jest kilka rzędów większa niż np. dla prze-



Rys. 1. Krzywe prędkości tłoka silnika suwowego i listwy uszczelnienia promieniowego dla pełnego obrotu wału korbowego i tłoka silnika Wankla

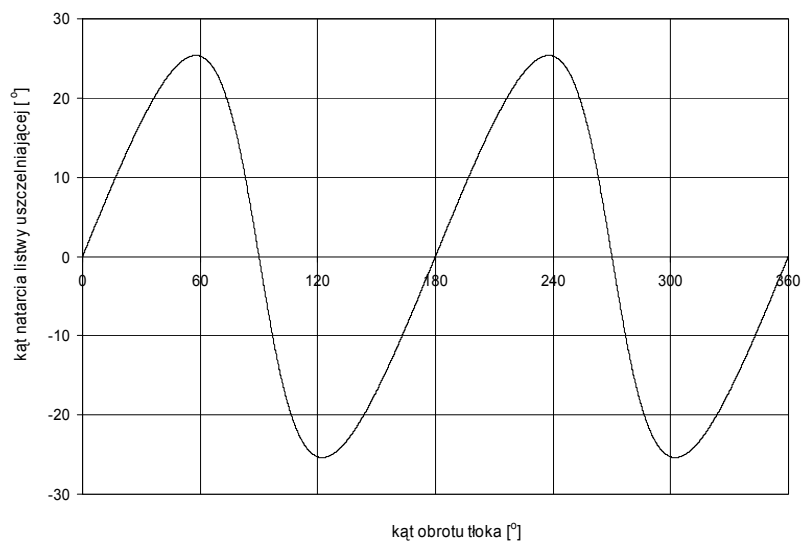
Fig. 1. Speed curves of piston and apex seal for full revolution of the crankshaft and Wankel engine rotor

chylania pierścienia uszczelniającego klasycznego silnika tłokowego, które w tym przypadku wynika z nieznacznych ruchów poprzecznych tłoka. Przebieg zmian kąta natarcia listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla przedstawiono na rys. 3.



Rys. 2. Kąt β natarcia listwy uszczelnienia promieniowego [1]

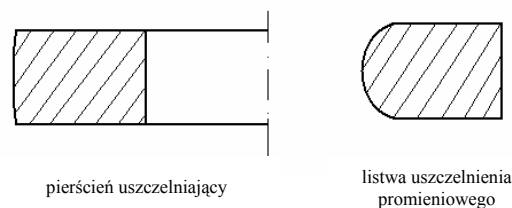
Fig. 2. β attack angle of the apex seal [1]



Rys. 3. Wartość kąta natarcia listwy uszczelnienia promieniowego dla chwilowych położeń podczas pełnego obrotu tłoka

Fig. 3. Attack angle values of the apex seal for instantaneous positions during full rotor revolution

Tak duże zmiany kąta natarcia wymuszają zastosowanie listwy o stosunkowo małym promieniu krzywizny, który niekoniecznie jest optymalny pod kątem parametrów filmu olejowego i znacznie odbiega od kształtu powierzchni roboczych pierścieni uszczelniających stosowanych we współczesnych silnikach suwowych, gdzie strzałka baryłki wynosi zaledwie kilka μm . Porównanie przykładowych przekrojów baryłkowego pierścienia uszczelniającego i listwy uszczelnienia promieniowego pokazano na rys. 4.

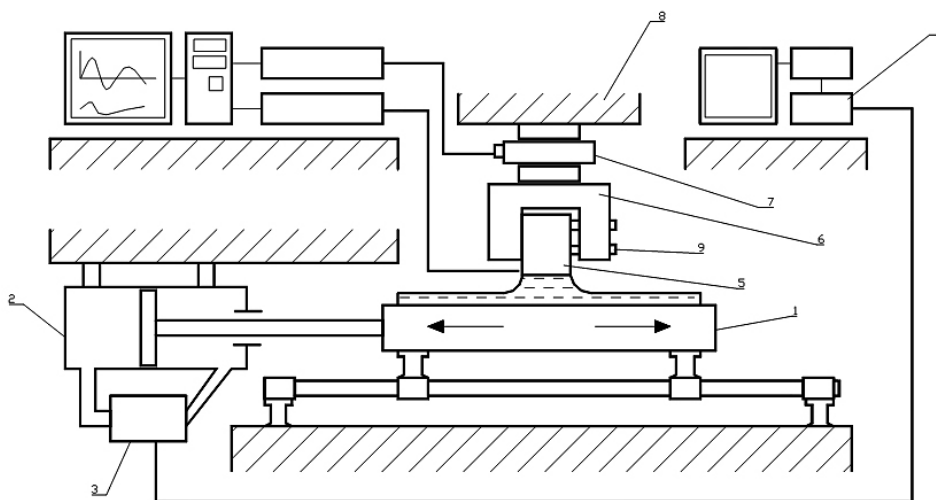


Rys. 4. Porównanie kształtów powierzchni roboczych pierścienia uszczelniającego i listwy uszczelnienia promieniowego

Fig. 4. Comparison of working surface shapes for the piston sealing ring and apex seal

3. Symulacja ruchu i jego realizacja na stanowisku badawczym

Do badań stanowiskowych autorzy zaplanowali wykorzystanie stanowiska do pomiarów parametrów filmu olejowego, które jest własnością Zakładu Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej i pierwotnie służyło do symulacji współpracy pierścienia z gładzią cylindrową w ruchu posuwisto-zwrotnym. Jego schemat przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Schemat budowy stanowiska badawczego (opis w tekście) [2]

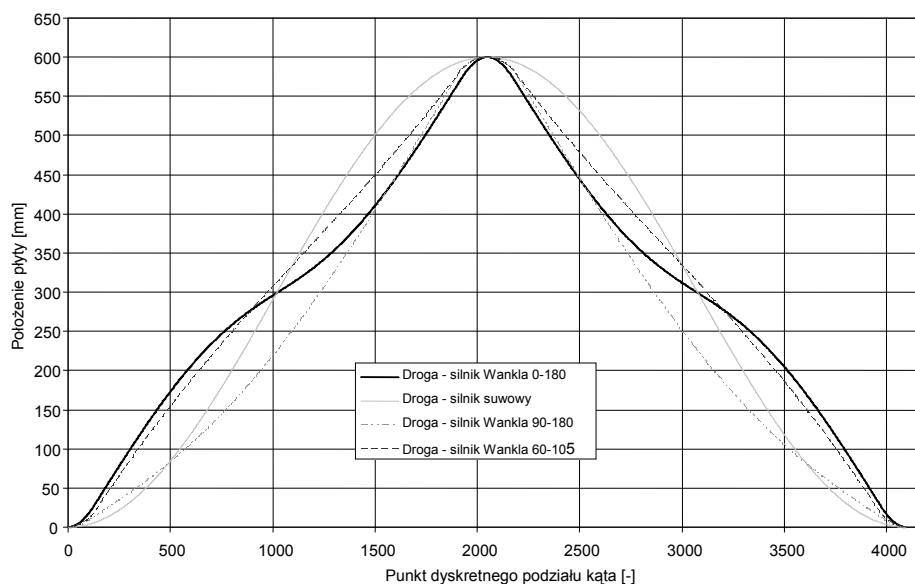
Fig. 5. Schema of construction of the research stand (description in text) [2]

Na przedstawionym stanowisku ruch wykonuje wózek z osadzoną płytą symulującą gładź cylindra 1, do którego napędu służy siłownik hydrauliczny 2. Ciśnienia w komorach roboczych siłownika są regulowane przez zawór elektromagnetyczny 3, do którego sterowania wykorzystywany jest sygnał powstający jako różnica napięć pomiędzy sygnałem aparatury sterującej 4 a sygnałem rezystora suwakowego, który jest sprzężony z tłoczyskiem wózka. Element symulujący pierścień tłokowy 5 bądź też listwę uszczelniającą osadzony jest w klockowym modelu tłoka 6, który poprzez przetwornik siły 7 jest osadzony na suporcie 8.

Ponieważ w ruchu listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla nie występują punkty zwrotne, a płyta stanowiska z oczywistych powodów ma skończoną długość, ruch posuwisto-zwrotny należało zastąpić liniowym ruchem postępowym w granicach długości płyty. Kolejnym krokiem do odzwierciedlenia kinematyki listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla było zastąpienie sterowania analogowego jego cyfrowym odpowiednikiem. Pozwoliło to na praktycznie dowolne określenie drogi płyty, a tym samym przebiegu profilu prędkości, także profilu prędkości listwy uszczelnienia promieniowego. Dodatkową zaletą takiego sposobu programowania ruchu płyty jest to, że można wybrać dowolną część obrotu tłoka silnika Wankla, jaka ma być odzwierciedlona na stanowisku. Wyznaczenie drogi płyty polega na określeniu jej położenia dla każdego z 4096 punktów. W przypadku wyznaczania drogi tłoka silnika suwowego 4096 punktów oznacza pełen obrót wału korbowego, czyli dwa suwy pracy silnika, natomiast w przypadku symulacji ruchu listwy uszczelnienia promieniowego liczba ta jest dyskretnym podziałem dowolnie wybranej wartości kąta obrotu tłoka. Ponieważ, jak już wcześniej wspomniano, w czasie pracy silnika Wankla nie występują punkty zwrotne w ruchu listwy uszczelnienia promieniowego, należało zadbać o bezpieczne rozpędzenie i wyhamowanie płyty stanowiska o kontrolowanych przyspieszeniach. W tym celu do programu generującego zbiór z danymi drogi płyty dodano dodatkowe procedury, które odpowiadają za realizację początkowej i końcowej fazy ruchu płyty. Wstępnie autorzy przyjęli, że przy całkowitej długości płyty 800 mm jedynie 500 mm będzie wykorzystane do faktycznej realizacji ruchu listwy uszczelnienia promieniowego, natomiast po 50 mm na jej rozpędzenie i wyhamowanie. Wynika to z ukształtowania płyty, która w środkowym odcinku swojej długości charakteryzuje się największą płaskością profilu. Na rysunku 6 przedstawiono przykładowe krzywe drogi płyty dla wybranych kątów obrotu tłoka, a także – dla porównania – krzywą drogi płyty symulującą posuwisto-zwrotny ruch silnika tłokowego.

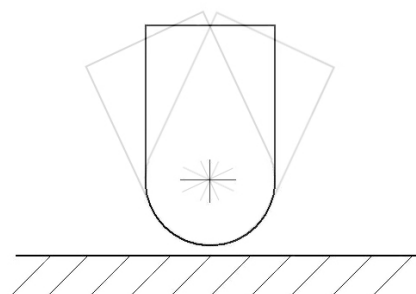
4. Relacje geometryczne listwy uszczelnienia promieniowego i gładzi cylindrowej

Jak już wspomniano, kąt natarcia listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla zmienia się w znacznym zakresie. Listwa uszczelnienia promieniowego w czasie pełnego obrotu tłoka wykonuje pewnego rodzaju ruch wahadłowy względem gładzi cylindrowej. Jego odwzorowanie jest dość kłopotliwe na istniejącym stanowisku badawczym. Autorzy postanowili przyjąć założenie, że profil powierzchni roboczej listwy uszczelniającej jest wycinkiem okręgu. Założenie takie pozwala na wprowadzenie uproszczenia, że niezależnie od kąta natarcia listwy uszczelniającej położenie jej powierzchni roboczej względem gładzi cylindrowej jest jednakowe, co przedstawiono na rys. 7.



Rys. 6. Przebieg drogi płyty dla silnika suwowego i narożników tłoka silnika Wankla dla wybranych przedziałów kąta obrotu tłoka, odpowiednio: 0–180°OT, 0–360°OT, 90–180°OT, 60–105°OT

Fig. 6. Plate course ways for stroke engine and Wankel engine



Rys. 7. Położenie listwy uszczelnienia promieniowego względem gładzi cylindrowej dla kątów natarcia -25° , 0° , 25°

Fig. 7. Apex seal orientation in relation to the sliding surface for attack angles: -25° , 0° , 25°

Wynikający ze zmian kąta natarcia ruch listwy uszczelnienia promieniowego generuje dodatkową składową prędkości względem gładzi cylindrowej. Znając wartość parametru charakterystycznego Z , bardzo łatwo można wyznaczyć prędkość zmian kąta natarcia, a znając dodatkowo promień krzywizny powierzchni roboczej listwy uszczelnienia promieniowego, możliwe staje się obliczenie liniowej prędkości. Aby uzyskać rzeczywistą wartość prędkości powierzchni listwy uszczelniającej względem gładzi cylindrowej, należy zsumować prędkość unoszenia i prędkość wynikającą ze zmian kąta natarcia. Autorzy po-

równali przebiegi prędkości listwy uszczelnienia promieniowego z i bez uwzględnienia prędkości poślizgu wynikającego ze zmienności kąta natarcia. Dla wartości parametru $Z = 7$ i promienia krzywizny listwy $r = 1$ mm maksymalna różnica między omawianymi prędkościami wynosi 2,5%. Wpływ tak niewielkich zmian prędkości wynikających ze zmian kąta natarcia na parametry filmu olejowego – jak można przypuszczać – będzie nieznaczny. Zakładając jednak zastosowanie profilu powierzchni roboczej listwy uszczelnienia promieniowego o kształcie innym niż kołowy, uwzględnienie zmian kąta natarcia może stać się konieczne w poprawnym określaniu parametrów filmu olejowego, ponieważ będą ulegać zmianom wzajemne relacje geometryczne współpracujących powierzchni.

5. Podsumowanie

Obecnie badania filmu olejowego – niezależnie, czy to w warunkach pracy silnika Wankla, czy też klasycznego silnika o posuwisto-zwrotnym ruchu tłoka, nabierają szczególnego znaczenia. Wydłużenie czasu pracy na biegu jałowym samochodowego silnika spalinowego powoduje, że uwaga konstruktorów powinna się skupiać na maksymalnym poprawieniu sprawności mechanicznej. Opanowanie poprawnego odwzorowania kinematyki listwy uszczelnienia promieniowego silnika Wankla to pierwszy i najważniejszy krok na drodze dalszego poznawania zjawisk towarzyszących powstawaniu filmu olejowego pomiędzy gładzią cylindrową a listwą uszczelniającą. Badania te, poza możliwością określenia sprawności mechanicznej, powinny pozwolić na zbadanie jakości współpracy elementów pod kątem ich zużycia na skutek tarcia organicznego i mieszanego, wynikającego z chwilowych zaników filmu olejowego.

Literatura

- [1] Bernhard M., *Silniki spalinowe o tłokach obrotowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1964.
- [2] Jakubiak L., *Badania modelowe parametrów współpracy pierścienia tłokowego z cylindrem silnika spalinowego*, rozprawa doktorska, Wydział MRiT, Politechnika Poznańska, Poznań 2002.