

MODELOWANIE WSPÓŁPRACY PIERŚCIENIA TŁOKOWEGO Z PÓŁKĄ TŁOKA W SILNIKU SPALINOWYM

MODELING OF COLLABORATION BETWEEN THE PISTON RING AND THE PISTON GROOVE SHELF IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

W artykule przedstawiono modele współpracy pierścienia uszczelniającego z rowkiem pierścieniowym tłoka stosowane lub możliwe do zastosowania podczas modelowania uszczelnienia tłok-pięścienie-cylinder. Prezentowane modele różnią się przede wszystkim zakresem opisywanych zjawisk, w szczególności uwzględnianiem: skręceń poprzecznych pierścienia, występowania filmu olejowego pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka oraz kontaktu pomiędzy chropowatościami tych powierzchni, zużycia powierzchni elementów.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, pierścień uszczelniający, przedmuchy spalin, zużycie, film olejowy

The paper presents models of cooperation between the compression ring and the piston groove used, or possible to use, in models of piston-rings-cylinder assembly. Presented models differ from each other in the range of considered phenomena. In particular the model can consider: twists of the rings, existence of oil film and asperity contact between side surfaces of the ring and the groove and wear of the surfaces.

Keywords: IC engine, compression ring, blowby, wear, oil film

1. Wprowadzenie

Zespół tłok-pierścienie-cylinder, występujący w silnikach spalinowych, jest obiektem zainteresowania wielu badaczy na całym świecie. Mimo wieloletnich badań, znajduje się on w fazie ciągłego rozwoju i modernizacji. Badania zespołu TPC mają na celu poprawę właściwości użytecznych silnika spalinowego, jak np. zwiększenie sprawności, trwałości lub zmniejszenie zużycia oleju. Poprawa jednej z tych właściwości często wiąże się z pogorszeniem pozostałych. Z tego względu konieczne staje się opracowanie wytycznych, mających zastosowanie w etapie projektowania silników spalinowych.

2. Sposoby modelowania zespołu tłok-pierścienie-cylinder

Badanie zespołu TPC może odbywać się przy użyciu modeli rzeczywistych lub matematycznych (rys. 1.)

Pomiar wielu interesujących wielkości fizycznych w pracującym, badawczym silniku spalinowym najczęściej wiąże się z trudnościami technicznymi, ograniczającymi zakres modelowania tego rodzaju. Dobór i rozmieszczenie czujników utrudniają m.in.: wysoka temperatura, duże przyspieszenia oraz niewielkie wymiary profilu pierścienia i rowków tłokowych. Poważny problem stanowi

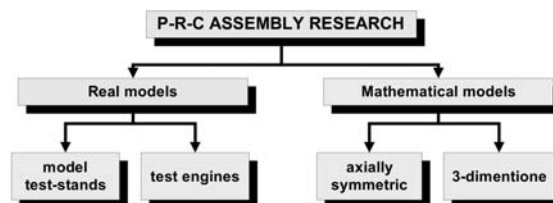
1. Introduction

Piston-rings-cylinder (P-R-C) assembly existing in internal combustion engines is a subject of interest for many researchers. Despite many years of investigation, it is still in the phase of constant development and modernization. Investigations of the P-R-C assembly are oriented towards improvement of operational properties of the engine, like increase of efficiency, durability or decrease in oil consumption. Improvement of one of these properties is often correlated with deterioration of others. Therefore it seems necessary to develop guidelines, which can be used during engine design phase.

2. Possibilities of modeling P-R-C assembly

Investigations of the P-R-C assembly can be done using real models and mathematical ones (fig. 1).

Measurement of many interesting physical quantities in a research engine during its operation is most often associated with technical difficulties, limiting scope of this type of modeling. Selection and location of sensors is hindered by such factors as high temperature, high accelerations and small sizes of ring's and piston groove's profiles. Serious problem is also related to the



Rys. 1. Podział modeli służących do badania zespołu TPC

Fig. 1. Classification of the models used in P-R-C assembly research

również wyprowadzenie sygnału na zewnątrz lub jego rejestracja we wnętrzu modelu. W przypadku badania niektórych zjawisk, konieczne jest takie rozmieszczenie czujników, które umożliwi pomiar w wąskim przedziale kąta obrotu wału korbowego, co pozwala na jedynie wycinkową analizę danego zjawiska.

Ograniczenia w badaniu niektórych zjawisk przy użyciu silników badawczych, spowodowały konieczność konstruowania stanowisk modelowych odbiegających budową lub działaniem od pracujących silników spalinowych. Do napędu takich modeli stosuje się najczęściej zewnętrzne źródło energii. Budowane są np. modele o nieproporcjonalnych wymiarach niektórych elementów, mających pomieścić odpowiednie czujniki. Dla przykładu, badanie zjawiska tworzenia się filmu olejowego na gładzi cylindra realizowano za pomocą modelu ze stałym tłokiem i ruchomym cylindrem lub modelu, w którym współpracę pierścienia z tuleją cylindrową symulowano klockiem poruszającym się po płaskiej płycie zwilżonej olejem silnikowym. Cechą charakterystyczną tego rodzaju stanowisk modelowych jest dostarczanie informacji najczęściej o jednym, wyizolowanym zjawisku.

Chcąc przy użyciu modeli rzeczywistych określić wpływ budowy pewnych elementów na pracę całego zespołu, pojawia się konieczność konstruowania wielu wersji tego samego stanowiska badawczego. Jest to powodem wysokich kosztów badań, będących kolejnym ograniczeniem w rozwoju tego rodzaju modelowania.

Do analizy współpracy elementów zespołu TPC zaczęto jednocześnie stosować modele matematyczne. Ze względu na stopień skomplikowania i różnorodność zjawisk zachodzących w zespole TPC, konieczne jest stosowanie licznych uproszczeń. Jednak wraz z rozwojem badań doświadczalnych, technik komputerowych i analizy numerycznej, modele matematyczne zespołu TPC uwzględniają coraz większą liczbę zjawisk zachodzących w rzeczywistym silniku spalinowym. Wprowadzanie parametrów konstrukcyjnych poszczególnych elementów w charakterze danych wejściowych modelu, umożliwia wykonywanie obliczeń dla wielu wariantów złożenia TPC. Dzięki temu, niskim kosztem, możliwe jest pozyskanie informacji użytecznych na etapie projektowania silnika spalinowego. Rozwój modelowania matematycznego umożliwia ujęcie w modelach obliczeniowych zjawisk, niedających się zbadać metodami doświadczalnymi. Wiąże się to z brakiem możliwości bezpośredniej weryfikacji modelu, co jednak nie stanowi o jego bezużyteczności.

Najczęściej stosowane są środkowo-symetryczne modele matematyczne, sprowadzające analizę uwzględnianych zjawisk do dwóch wymiarów. Dzięki temu, wiele zjawisk fizycznych staje się łatwiejszych do opisu matematycznego. Modele trójwymiarowe są rozwijane od niedawna, a stopień ich skomplikowania wymusza stosowanie wielu uproszczeń i założeń. Z tego względu, dalsza część artykułu będzie dotyczyła właśnie środkowo-symetrycznych modeli matematycznych.

3. Siły działające na pierścień tłokowy

Na rysunku 2 przedstawiono wyjściowy schemat sił działających na przykładowy pierścień tłokowy, będący podstawą do opracowania środkowo-symetrycznych modeli matematycznych zespołu TPC.

Wyjściowym założeniem do opracowania modeli, nieuwzględniających skręceń pierścieni tłokowych, jest warunek równowagi sił w kierunku osiowym i promieniowym:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

signal transmission or its recording within the model. In case of investigation of certain phenomena, it is also necessary to arrange sensors so as to have the possibility to measure in narrow range of crankshaft rotation angle, thus enabling more precise analysis of the given phenomena.

Constraints in investigation of certain phenomena using test engines brought about the necessity to design model stands which differ in construction or operation from real IC engines. Propulsion of these models is achieved usually using external source of energy. Models with disproportional dimensions of certain components are built, which have to contain appropriate sensors. For example, investigation of oil film development on the surface of the cylinder liner is made using model with immovable piston and movable cylinder or using model, where collaboration between piston ring and cylinder liner is simulated using friction block moving along the flat plate wetted with engine oil. Characteristic feature of these model stands is supplying of information regarding usually only one, isolated phenomena.

Application of real models for the determination of the influence which construction of certain components has on the operation of the whole assembly, requires the necessity to design many versions of the same test stand. It increases research costs, which, in consequence, become additional limitation in the development of such modeling.

In the analysis of the collaboration between components in the P-R-C assembly mathematical models come parallel into usage. Because of high complication level and variety of phenomena taking place in the P-R-C assembly, it is necessary to use numerous simplifications. However, with the development of experimental research, IT technology and numerical analysis, mathematical models of P-R-C assembly take into account increasing number of effects taking place in the real IC engine. Introduction of constructional parameters of different components as model input data allows for calculations for various variants of P-R-C assembly. Thus, with low cost, it is possible to gather useful information during engine design stage. Development of mathematical modeling enables formulation in analytical models of the phenomena, which cannot be investigated using experimental methods. It is related to the lack of possibilities of the direct model verification, what, nevertheless, does not makes them useless.

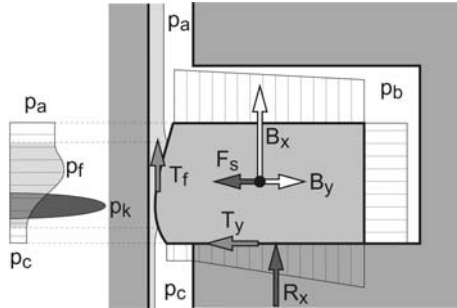
Most frequently axially symmetric mathematical models are used, which reduce analysis of the included effects to two dimensions. Thanks to that, many physical phenomena are easier to be described mathematically. 3-dimensional models are developed from very recently, and their complication ratio forces application of many simplifications and additional assumptions. From this reason, further part of this paper will concentrate on axially symmetric mathematical models.

3. Forces acting on the piston ring

Fig. 2 presents initial scheme of forces acting on the exemplary piston ring, which was used as a basis for the development of the axially symmetric mathematical models of the P-R-C assembly.

Basic assumption during preparation of models, which do not consider torsion of the piston rings, is condition of equilibrium of forces in axial and radial direction:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$



Rys. 2. Schemat sił działających na uszczelniający pierścień tłokowy: p_a, p_b, p_c - ciśnienie w przestrzeni odpowiednio nad, za i pod pierścieniem, B_x, B_y - siła bezwładności pierścienia, działająca odpowiednio w kierunku osiowym i promieniowym, F_s - siła sprężystości pierścienia, T_x, T_y - odpowiednio siła tarcia pierścienia o powierzchnię gładzi cylindrowej i półki tłoka, p_f, p_k - odpowiednio ciśnienie w filmie olejowym i ciśnienie kontaktu z nierównościami powierzchni, R_x - siła reakcji półki tłoka

Fig. 2. Scheme of forces acting on the sealing piston ring: p_a, p_b, p_c - pressure in volumes correspondingly above, behind and below the ring, B_x, B_y - ring inertia forces, acting in axial and radial direction, F_s - ring elastic force, T_x, T_y - correspondingly, ring friction forces acting on the cylinder liner surface and piston groove shelf, p_f, p_k - correspondingly, oil film pressure and contact pressure with surface irregularities, R_x - reaction force of the piston shelf

Większość modeli opracowanych na podstawie przedstawionego schematu sił, pomija udział promieniowej siły bezwładności oraz siły tarcia powierzchni pierścienia o powierzchnię półki tłoka. Uzasadnione jest to małą wartością przemieszczeń pierścienia w kierunku promieniowym.

W wielu starszych modelach nie uwzględniano również siły pochodzącej od ciśnienia w filmie olejowym, tworzącym się na gładzi cylindra, zastępując ją reakcją przeciwdziałającą sile ciśnienia gazów działającą w kierunku promieniowym oraz sile sprężystości pierścienia. Siłę tarcia pierścienia o tuleję cylindrową wyznaczano w tym przypadku z półempirycznego wzoru na siłę tarcia w filmie olejowym, rozdzielającym współpracujące powierzchnie.

4. Skręcenia pierścieni tłokowych

W modelach uwzględniających skręcenia pierścieni tłokowych (rys. 3), konieczne jest dodanie warunku równowagi momentów skręcających:

$$\sum M = 0 \quad (2)$$

W bilansie momentów, suma momentów obciążających pierścień tłokowy musi być równoważona momentem oporowym, będącym iloczynem jego sztywności skrętnej i wartości kąta skręcenia jego profilu:

$$\sum M_o = K \cdot \alpha \quad (3)$$

Konieczne staje się dokładne wyznaczenie punktów przyłożenia poszczególnych sił działających na profil pierścienia tłokowego. Do

Most of the models designed on the basis of the above force schema, skip contribution of radial inertia force and friction force of the ring surface acting on the piston groove shelf. It is justified because of the small movements of the ring in the radial direction. Many older model types did not take into account the force derived from the pressure in the oil film, created on the cylinder surface. This force was substituted by the reaction force counteracting the pressure force of the gasses acting in the radial direction and the elastic force of the piston ring. Friction force of the piston ring against the cylinder surface was obtained using semi-empirical formula for the friction force in the oil film, separating two mating surfaces.

4. Torsion of the piston rings

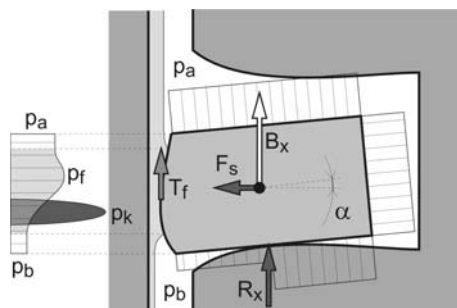
In models which take into account torsion of the piston rings (fig. 3), it is necessary to add equilibrium condition of the torsion torques:

$$\sum M = 0 \quad (2)$$

In the torque balance, the sum of torques acting on the piston ring must be balanced by the resistance torque, calculated as a product of ring's torsional stiffness and the value of torsion angle of its profile.

$$\sum M_o = K \cdot \alpha \quad (3)$$

It becomes necessary to precisely assign points where forces acting on the ring's profile are applied. To designate application



Rys. 3. Model uwzględniający skręcenie profilu pierścienia tłokowego: α - kąt skręcenia profilu pierścienia, p_a, p_b - ciśnienia w przestrzeniach odpowiednio nad i pod pierścieniem, (pozostałe oznaczenia jak na rys. 2)

Fig. 3. Model allowing for torsion of the piston ring's profile: α - torsion angle of the ring's profile, p_a, p_b - pressure in the volumes correspondingly above and below the ring (other designations as on fig. 2)

wyznaczenia punktów przyłożenia siły ciśnienia w filmie olejowym, tworzącym się na powierzchni tulei cylindrowej, stosowane jest równanie Reynoldsa dla przepływu jednokierunkowego:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

Wyznaczany jest rozkład ciśnienia w filmie olejowym w zwilżonym obszarze czoła pierścienia, które zastępowane jest wypadkową, przyłożoną w środku ciężkości pola ciśnień.

Istotny jest również punkt przyłożenia siły kontaktu z nierównościami powierzchni w przypadku występowania tarcia mieszanego.

5. Występowanie oleju na powierzchni półki tłoka

W przypadku analizy kąta skręcenia pierścienia tłokowego, przyjęcie skupionej siły R_x reakcji półki tłoka (rys. 3) jest znaczącym uproszczeniem. W rzeczywistości półka pokryta jest warstwą oleju (rys. 4), przy wyciskaniu którego powstają siły hydrodynamiczne. W warunkach tarcia mieszanego należy uwzględnić siłę powstającą przy kontakcie z nierównościami powierzchni.

Określenie punktu przyłożenia siły ciśnienia w filmie olejowym jest istotne ze względu na powodowany przez nią moment obciążający pierścień tłokowy. Położenie tego punktu zależy m.in. od szerokości obszaru, na którym pierścień jest zwilżony olejem. Ta z kolei, zależy od kąta skręcenia pierścienia tłokowego i grubości warstwy oleju.

Przy założeniu małego wpływu przemieszczeń promieniowych pierścienia, rozkład ciśnienia w wyciskanym filmie olejowym można obliczyć z uproszczonego równania Reynoldsa:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

6. Uwzględnienie zużycia profilu pierścienia i półki tłoka

W wyniku współpracy powierzchni pierścienia z powierzchnią półki tłoka zmiane ulega kształt profilu tych elementów (rys.5).

Skalę zjawiska można oszacować porównując przykładowe dane zamieszczone w tabeli 1.

Zakładając podobne zużycie współpracujących półek tłoka po 300h pracy silnika (ok. 30 tys. km w warunkach normalnej eksploatacji), wartość nominalnego luzu pierścienia w rowku zostanie podwojona.

Na rysunku 6 przedstawiono model zespołu TPC, uwzględniający zmiany profilu pierścienia i półki tłoka wskutek zużycia.

points of the pressure force in the oil film existing on the surface of the cylinder, Reynold's equation for the unidirectional flow is used:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

Pressure distribution is calculated in the wetted area of the piston front, which is substituted with the resultant force, applied at the gravity centre of the pressure field.

In case of mixed friction, it is also important to determine the point, where contact force with irregularities of the surface is applied.

5. Occurrence of oil on the ring's shelf

In case of torsion angle analysis of the piston ring, acceptance of the concentrated force R_x of the piston shelf reaction (fig. 3) is a considerable simplification. In reality, the shelf is covered with layer of oil (fig. 4), and extrusion of oil produces hydrodynamic forces. In case of mixed friction, it is necessary to consider the force forming during the contact with surface irregularities.

Determination of the application point of the pressure force in the oil film is significant, considering the torque generated by this force, which loads the piston ring. Location of this point depends on the width of the area, where the ring is wetted with oil. This in turn, depends on the torsion angle of the piston ring and the thickness of the oil layer.

Assuming low significance of the radial movements of the ring, pressure distribution in the extruded oil film can be calculated using simplified Reynold's equation:

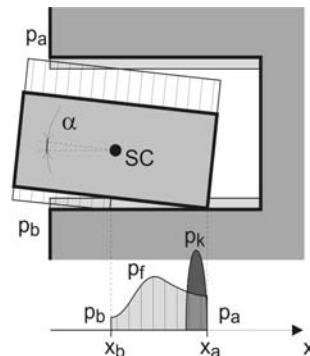
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

6. Giving consideration to the ring's and piston shelf's profile

As a result of mating between surfaces of the ring and piston shelf, profiles of these components are changed (fig. 5).

Scale of the phenomena can be estimated by comparison of the data shown in table 1.

Assuming similar wear of the collaborating piston shelves after 300 hours of engine operation (approx. 30.000 km in conditions of normal operation), the value of the nominal ring clearance in the piston groove is doubled. Fig. 6 shows model of the P-R-C assembly, which gives consideration to the profile changes of the ring and piston shelf, resulting from the wear.

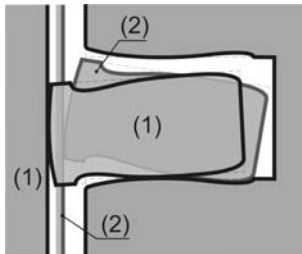


Rys. 4. Model uwzględniający występowanie warstwy oleju na powierzchni półki tłoka: x_a , x_b - granice obszaru zwilżenia powierzchni pierścienia (pozostałe oznaczenia jak na rys. 3)

Fig. 4. Model allowing for oil layer on the ring shelf surface: x_a , x_b - boundaries of the area of wetted piston surface (other designations as on fig. 3)

Tab. 1. Przykładowe dane wymiarowe
Tab. 1. Comparison of the data

Luz montażowy pierścienia w rowku / Assembly clearance of the ring in the piston groove	0,05 mm
Grubość filmu olejowego / Oil film thickness	2 μm
Średnia kwadratowa chropowatości powierzchni / Square mean of the surface roughness	0,4 μm
Lokalne zużycie górnej powierzchni pierścienia po 300 h pracy / Local wear of the upper surface of the ring after 300 h of operation	do 10 μm
Lokalne zużycie dolnej powierzchni pierścienia po 300 h pracy / Local wear of the lower surface of the ring after 300 h of operation	do 20 μm



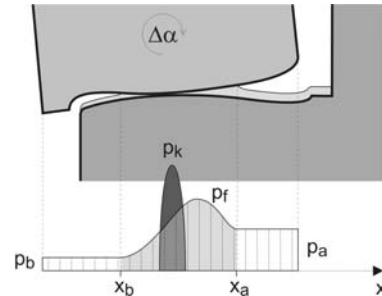
Rys. 5. Zużycie pierścienia tłokowego i półki w wyniku ich współpracy:
(1) - położenie pierścienia względem tulei cylindrowej i półki tłoka w chwili t_1 , (2) - położenie tych samych elementów w chwili t_2
Fig. 5. Wear of the piston ring and piston shelf as a result of their mating:
(1) – position of the ring relatively to the cylinder liner and piston shelf at time t_1 , (2) – position of these components at the time t_2

Zjawiskiem koniecznym do uwzględnienia w przedstawionym modelu jest przemieszczanie się punktu kontaktu półki z przylegającym do niej pierścieniem, wraz ze zmianą kąta jego skręcenia. W okolicy tego punktu może dochodzić do kontaktu z nierównościami powierzchni.

Przemieszczaniu się punktu kontaktu wzdłuż profilu półki towarzyszy efekt wyciskania filmu olejowego. Wskutek tego, grubość warstwy oleju zmniejszy się za, a zwiększy się przed pierścieniem, zgodnie z kierunkiem obrotu profilu pierścienia. Opis procesu wyciskania i kumulacji oleju jest niezbędny do ustalenia granic obszaru pierścienia zwilżonego olejem.

7. References

- [1] Koszałka G.: *Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model*. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI (2004) No. 2, pp. 245-257.
- [2] Niewczas A., Koszałka G.: *Niezawodność silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej. Lublin 2003.
- [3] Wolff A., Piechna J.: *Numerical simulation of piston ring pack operation*. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. L (2003) No. 3, pp. 303-329.
- [4] Tian T., Noordzij L. B., Wong V. W., Heywood J. B.: *Modeling piston-ring dynamics, blowby, and ring-twist effects*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No. 4, pp. 843-854, 1998.
- [5] Smoczyński M.: *Analiza położenia powierzchni ślizgowej uszczelniającego pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*. Rozprawa doktorska. Politechnika Łódzka, 1998.
- [6] Tian T., Rabute R., Heywood V. W., Heywood J. B.: *Effects of Piston-Ring Dynamics on Ring/Groove Wear and Oil Consumption in a Diesel Engine*. SAE Paper 970835, 1997.



Rys. 6. Model uwzględniający zużycie pierścienia i półki w wyniku współpracy (oznaczenia jak na rys. 4)
Fig. 6. Model giving consideration to the wear of the ring and piston shelf resulting from the mutual collaboration (designations as on fig. 4)

The necessary phenomena which has to be included in the described model is the relocation of the contact point of the shelf with adjacent ring, along with the change of the torsion angle. In the vicinity of this point direct contact with surface irregularities can occur.

Relocation of the contact point along the shelf profile is accompanied by the extrusion effect of the oil film. As a result, thickness of the oil layer will decrease behind, and increase before the ring, in agreement with the direction of the ring's profile rotation. Description of the extrusion and oil accumulation processes is indispensable for the estimation of the boundaries of the ring surface wetted with oil.

Prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS
Dr inż. Grzegorz KOSZAŁKA
Mgr inż. Mirosław GUZIK

Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny
Katedra Silników Spalinowych i Transportu
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin
e-mail: a.niewczas@pollub.pl