

Model of the air-gas mixture formation in SI engines

Abstract: The paper presents the results of the modelling for the filling process of a propane-butane powered engine. The geometry of a model was based on a real 4-cylinder SI engine of an engine displacement of 2 dm³. The engine model and simulations were performed using the AVL FIRE software. The mass of the fuel supplied to a cylinder identical in all the cases. The study was performed for several values injector opening time, and some of the expense of the injector. The analysis focused on the impact of the gas mass flow through an injector on the fuel deposition in a combustion chamber. It was demonstrated that a change in the course of injection influenced the distribution of fuel in a cylinder. The values of the fuel concentration near a spark plug were also specified.

Key words: a combustion engine, gas injection, modeling, CFD.

Model procesu tworzenia mieszanki gazowo-powietrznej w silniku o zapłonie iskrowym

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań modelowych procesu napełniania silnika zasilanego gazem propan-butan. Geometrię modelu oparto na rzeczywistym czterocylindrowym silniku o zapłonie iskrowym, o pojemności skokowej równej 2 dm³. Model silnika oraz badania symulacyjne wykonano w programie AVL FIRE. We wszystkich badanych przypadkach masa paliwa dostarczona do cylindra była niezmienna. Badania wykonano dla kilku wartości czasu otwarcia wtryskiwacza oraz kilku wartości wydatku wtryskiwacza. Analizie poddano wpływ masowego natężenia przepływu gazu przez wtryskiwacz na depozycję paliwa w komorze spalania. Wykazano, że zmiana przebiegu wtrysku wpływa na rozkład paliwa w cylindrze. Wyznaczono również wartości koncentracji paliwa w podłożu świecy zapłonowej.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, wtrysk gazu, modelowanie, CFD.

1. Wprowadzenie

Jak wynika z zestawień statystycznych w Polsce od kilku lat systematycznie rośnie ilość samochodów, których silniki zasilane są gazem LPG [7]. Popularność takiego sposobu zasilania stawia Polskę w czołówce państw europejskich, gdy chodzi o zużycie ciekłego LPG do celów silnikowych.

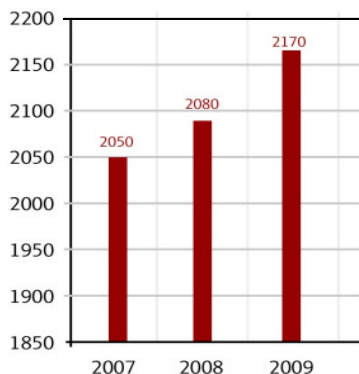


Fig. 1. Number of gas fueled vehicles in the Poland [7]
Rys. 1. Liczba pojazdów zasilanych gazem LPG w Polsce, w tys. szt. [7]

Powodem tak dużego zainteresowania zasilania silników paliwem LPG jest relatywnie niska jego cena w stosunku do ceny benzyny jak również poprawa parametrów silnika poprzez doskonalenie systemów zasilania w porównaniu z poprzednimi wersjami.

Obecnie najbardziej rozpowszechnione są układy sekwencyjnego wtrysku gazu LPG tzw. IV generacji. Aplikacja tego układu w pojeździe nie wymaga ingerencji w konstrukcję silnika, propan-butan ulega skropleniu przy ciśnieniu 6 bar, co ułatwia jego bezpieczne magazynowanie oraz transportowanie.

Zasada działania systemu opiera się na wtrysku odparowanego paliwa LPG do przewodów dolotowych silnika (podobnie jak w wielopunktowym układzie wtryskowym benzyny). Wtrysk realizowany jest za pośrednictwem elektromagnetycznych wtryskiwaczy połączonych w zespół wtryskowy. Wtryskiwany gaz przepływa przewodami wtryskowymi do dysz wtryskowych zamontowanych w przewodzie dolotowym. Takie podejście wynika z faktu, że we współczesnych pojazdach występują trudności z montażem oddzielnych wtryskiwaczy gazowych ze względu na utrudniony dostęp do

przewodów dolotowych. Stosowane przewody wtryskowe w zależności od pojazdu montowane są w różnych konfiguracjach, jeśli chodzi o ich średnicę i długość, co w konsekwencji powoduje zmianę przebiegu wtrysku paliwa. Ograniczenie wpływu tego czynnika może być uzyskane poprzez regulację trwania czasu wtrysku paliwa i jego wydatku [3], [2], [4].

Dzięki analizie zjawisk zachodzących podczas wtrysku gazu możliwe jest wyeliminowanie niekorzystnych efektów. Złożoność zagadnienia oraz pełna analiza procesów zachodzących podczas napełniania silnika mieszanką przyczyniła się do wykonania badań modelowych wykorzystujących technikę CFD (Computational Fluid Dynamics) pozwalających na wyjaśnienie obserwowanych zależności. Zastosowanie numerycznej mechaniki płynów do badań procesu napełniania silników zasilanych paliwami gazowymi opisano w pracach [1], [5], [6]. Proces napełniania mieszanką paliwo-powietrzną cylindra uwarunkowany jest od geometrii układu dozującego gaz tj. średnicy i długości przewodu wtryskowego, średnicy dyszy wtryskowej czy też odległości pomiędzy dyszą wtryskową a osią zaworu dolotowego. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań wpływu czasowego przebiegu wtrysku gazu do kolektora dolotowego na depozycję paliwa komorze spalania.

2. Metodyka badań

W celu określenia wpływu masowego natężenia przepływu gazu propan-butan przez wtryskiwacz na proces napełniania silnika, wykonano obliczenia w programie AVL FIRE stosując numeryczną mechanikę płynów. Opracowano model poprzez dyskretyzację geometrii opracowanej w programie CATIA v5. Uzyskano około 230 tysięcy komórek obliczeniowych (rys. 2).

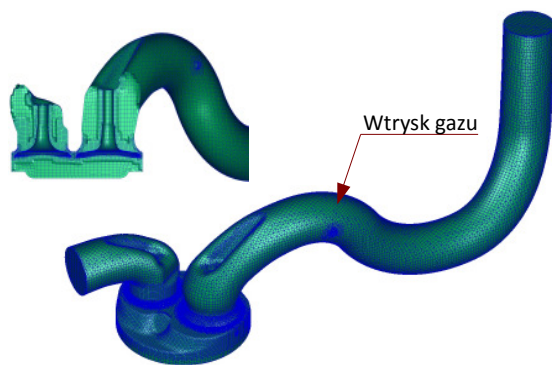


Fig. 2. Computational grid
Rys. 2. Siatka obliczeniowa

Geometria modelu została oparta na czterocylindrowym silniku o zapłonie iskrowym, o pojemności skokowej 2000 cm³. Wyniki badań stanowiskowych wykonanych na obiekcie rzeczywistym posłużyły do opracowanie warunków początko-

wych oraz brzegowych badań symulacyjnych. Założono:

- prędkość obrotową 1900 obr/min,
- ciśnienie w kolektorze dolotowym 60 kPa,
- ciśnienie w kolektorze wylotowym 100 kPa,
- ciśnienie początkowe w kolektorze dolotowym 60 kPa,
- ciśnienie początkowe w kolektorze wylotowym oraz w cylindrze 60 kPa.

W badaniach przyjęto następujące założenia:

- ścianki adiabatyczne (brak wymiany ciepła z czynnikiem).
- przepływ ściśliwy.

Model powietrza o właściwościach:

- ρ w warunkach normalnych 1,1841 kg/m³,
- lepkość dynamiczna $1,81 \cdot 10^{-05}$ kg/ms,
- ciepło właściwe 1003,62 J/kg K,
- przewodność cieplna 0,02637 W/m K,
- ciężar molekularny 28,96 kg/kmol,
- model turbulencji k-zeta-f.

Do kolektora dolotowego wtryskiwano propan. Wykonano obliczenia dla trzech przypadków przebiegu masowego natężenia przepływu gazu przez dyszę wtryskową (rys. 3) (trzy czasy wtrysku 8 ms, 10 ms, 12 ms). W każdym z nich uzyskano taką samą masę paliwa dostarczoną do przewodu dolotowego. Z uwagi na cel prowadzonych badań modelowych wykonano wyłącznie obliczenia procesu napełniania kończąc symulację w chwili zapłonu (20° przed GMP suwu sprężania). Analizie poddano depozycję oraz koncentrację paliwa w komorze spalania.

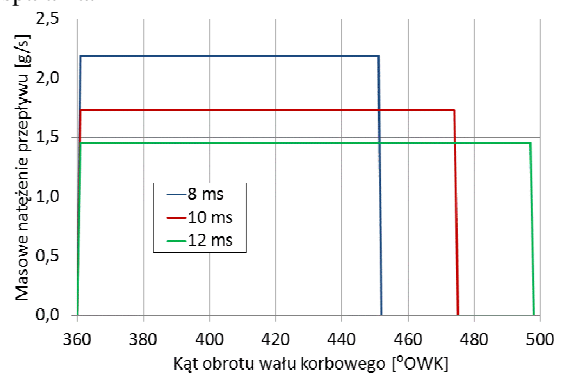


Fig. 1. Fuel injection course for different injection time
Rys. 3. Przebieg wtrysku paliwa dla różnych czasów wtrysku

3. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzenia badań symulacyjnych otrzymano przebiegi zmian masy paliwa w przewodzie dolotowym oraz w cylindrze dla wszystkich wariantów przebiegu wtrysku (rys. 4). W początkowej fazie wtrysku (360 – 400 °OWK) następuje liniowy wzrost masy paliwa w przewodzie dolotowym. Spowodowane jest to występowaniem przepływu zwrotnego spalin z przewodu wylotowego i z cylindra do przewodu dolotowego i jest skutkiem różnicy ciśnień występującej

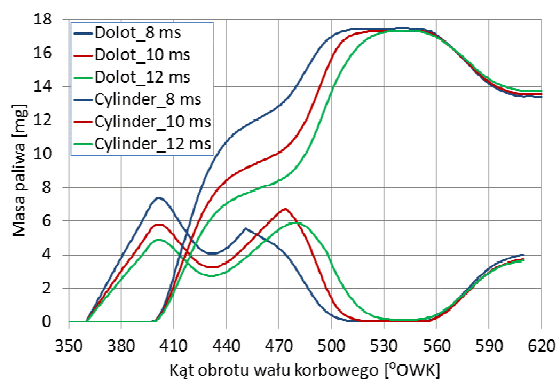


Fig. 4. Fuel mass in the inlet duct and in the cylinder
Rys. 4. Masa paliwa w przewodzie dolotowym oraz w cylindrze

w warunkach częściowego obciążenia silnika (60 kPa). Na rysunku 5 widoczny jest przepływ bezpośrednio z kanału wylotowego do dolotowego.

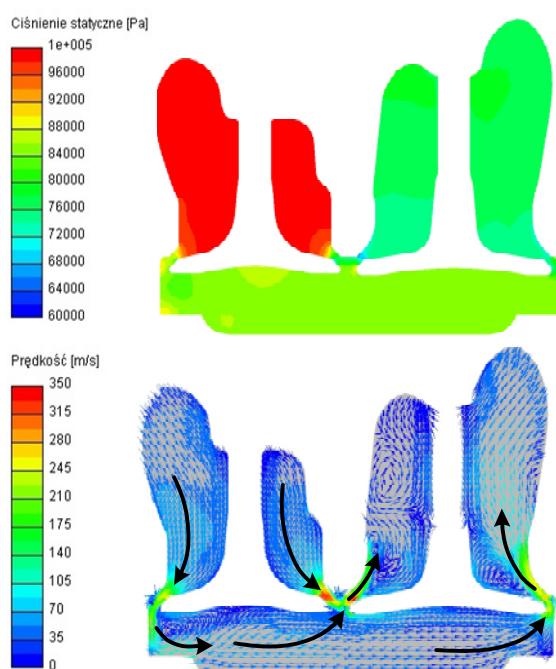


Fig. 5. Static pressure and velocity deposition (360 °OWK)
Rys. 5. Rozkład ciśnienia statycznego i prędkości (360 °OWK)

Na rysunku 6 przedstawiono rozkład paliwa w przewodzie dolotowym w chwili zmiany kierunku przepływu ładunku (390 °OWK) wskutek zamknięcia zaworu dolotowego (395 °OWK) następuje wyrównanie ciśnienia w cylindrze i w przewodzie dolotowym. W zależności od wariantu wtrysku paliwo cofa się na różną odległość w kierunku wlotu. Zwiększa się ona wraz ze skracaniem czasu wtrysku (większa intensywność wtrysku), jednakże w żadnym przypadku nie następuje wypływ paliwa przez przekrój wlotowy. Długość przewodu dolotowego jest na tyle duża, aby zapobiec temu. W przypadku mniejszych obciążeń silnika możliwe byłoby wydostawanie się paliwa do kolektora zbiorczego, co może być przyczyną nierównomierności zasilania poszczególnych cylindrów silnika [2].

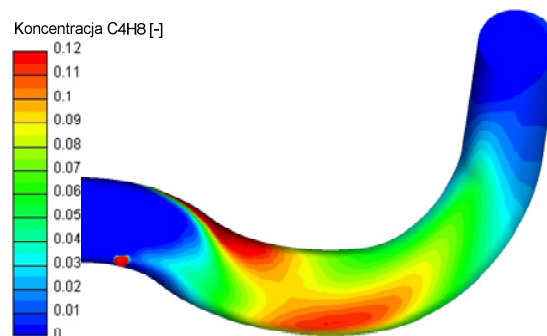


Fig. 6. Fuel deposition in the inlet duct (390 °OWK)
Rys. 6. Rozkład paliwa w przewodzie dolotowym (390 °OWK)

Wzrost masy paliwa w cylindrze rozpoczyna się dla 390 °OWK i przebiega z największą intensywnością dla czasu wtrysku równego 8 ms. Wynika to z największej masy paliwa zgromadzonej w przewodzie dolotowym. Proces transportu paliwa do cylindra kończy się najpóźniej dla wariantu 12 ms (ok. 545 °OWK). Następnie rozpoczyna się wypływ paliwa z cylindra spowodowany przepływem zwrotnym ładunku na skutek zmniejszania się objętości cylindra, podczas gdy zawór dolotowy pozostaje otwarty (rys. 7).

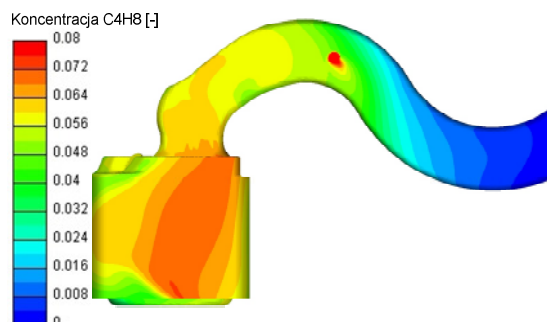


Fig. 7. Fuel deposition in the inlet duct (610 °OWK)
Rys. 7. Rozkład paliwa w przewodzie dolotowym (610 °OWK)

W przypadku zastosowania czasu wtrysku dłuższego niż 12 ms część wtrysniętego paliwa w ogóle nie dostała by się do cylindra. Masa paliwa w cylindrze zmniejsza się 17,3 do 13,8 mg, czyli o ok. 20%. Paliwo to pozostanie w przewodzie dolotowym do następnego cyklu pracy silnika. Skutkiem przepływu zwrotnego jest zubożenie ładunku w cylindrze. Jednakże w następnych cyklach skład mieszaniny palnej powinien ustalić się na stałym założonym poziomie.

Średni poziom koncentracji paliwa w cylindrze we wszystkich rozpatrywanych przypadkach ustalił się na poziomie około 0,054. Z analizy rysunku 7 wynika, że rozkład paliwa w cylindrze w chwili zapłonu (700 °OWK) znacznie się różni w zależności od zastosowanego czasu wtrysku. Różnice widoczne są zarówno w wartości maksymalnej koncentracji jak i w położeniu geometrycznym strefy najbogatszej w paliwo. Największą jednorodność mieszaniny palna wykazuje dla najdłuższego czasu wtrysku (rys. 8). Jest to skutkiem wydłużonego czasu trwania procesu mieszania się propanu

z powietrzem. W przypadku najkrótszego czasu wtrysku wystąpiła największa wartość koncentracji maksymalnej. Wynika to z faktu wytworzenia się strefy bogatej mieszanki już podczas wtrysku. Nawet pod koniec suwu sprężania strefa ta wyraźnie widoczna jest w komorze spalania (rys. 7).

Położenie strefy bogatej mieszanki w chwili zapłonu znacznie różni się w zależności od wariantu wtrysku (rys. 9). W przypadku czasu wtrysku równego 8 ms najbogatsza mieszanka gromadzi się w okolicy świecy zapłonowej. Wartość koncentracji maksymalnej jest w tym przypadku największa, więc co wpływa korzystnie na proces zapłonu. Dla 12 ms maksimum koncentracji występuje w okolicy gniazda zaworu dolotowego. Natomiast w przypadku 10 ms przypada ona na strefę pomiędzy zaworem dolotowym a świecą zapłonową.

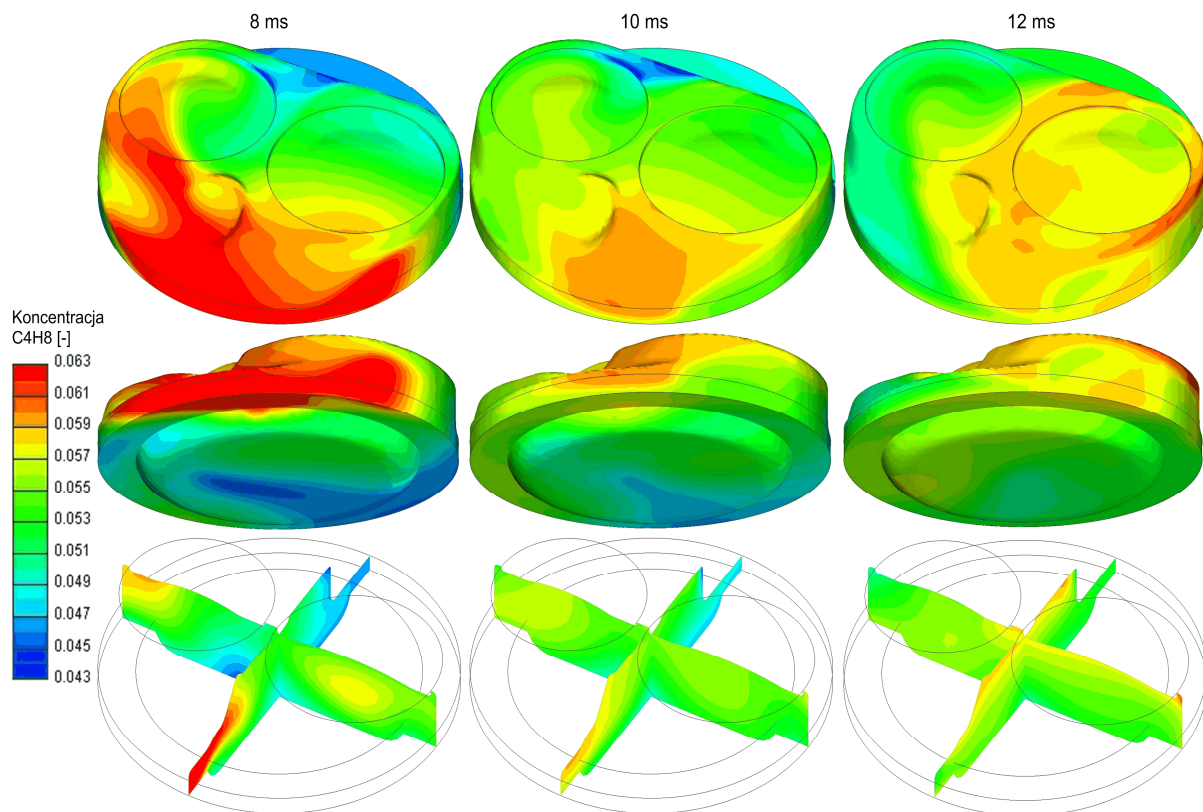


Fig. 7. Fuel deposition in the combustion chamber (700 °OWK)
Rys. 9. Rozkład paliwa w komorze spalania (700 °OWK)

4. Wnioski

W warunkach częściowego obciążenia badanego silnika (60 kPa) następuje znaczny przepływ zwrotny przez zawór dolotowy pod koniec suwu wylotu. Powoduje to cofnięcie się wtrysniętego paliwa do wlotu przewodu dolotowego. Jednakże nie następuje wypływ paliwa na zewnątrz.

Cała masa wtrysniętego gazu zostaje zassana do cylindra w procesie napełniania. Jednakże przepływ zwrotny występujący przed zamknięciem zaworu dolotowego spowodował wypchnięcie części paliwa wymieszanego z powietrzem do przewo-

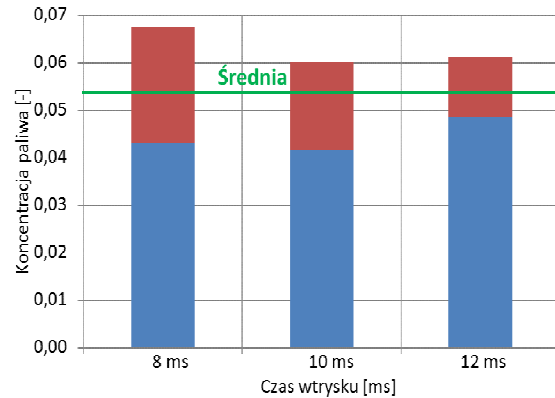


Fig. 8. Fuel concentration in the cylinder (700 °OWK)
Rys. 8. Koncentracja paliwa w cylindrze (700 °OWK)

du dolotowego powodując zubożenie mieszanki. Zostanie ono zassane do cylindra w następnym cyklu napełniania. Wtedy też skład mieszanki palnej osiągnie wartość założoną.

Średnia koncentracja paliwa w komorze spalania w momencie zapłonu jest taka sama we wszystkich analizowanych przypadkach, jednakże rozkład oraz wymieszanie paliwa są różne. Uwarstwienie mieszanki zwiększa się wraz ze skracaniem czasu wtrysku, natomiast najlepsze warunki zapłonu (duża koncentracja w pobliżu świecy zapłonowej) uzyskano dla najkrótszego czasu wtrysku.

W obszarze przyszłych prac autorów znajdzie się dokładniejsze zbadanie wpływu czasu wtrysku na rozkład paliwa w cylindrze. W tym celu konieczne jest uzupełnienie modelu o proces spalania

oraz przeprowadzenie modyfikacji siatki obliczeniowej koniecznych do przeliczenia kolejnego cyklu pracy silnika.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CFD Computational Fluid Dynamics
/Obliczeniowa Mechanika Płynów
LPG Liquefied Petroleum Gas/*Gaz Skroplony*

°OWK Stopni Obrotu Wału Korbowego/*Degree Crank Angle*
GMP Górne Martwe Położenie/*Top Dead Center*

Bibliography/Literatura

- [1] Bahram K., Haworth D., Hubler.: Multidimensional Port and In-Cylinder visualization Flow Calculations and Flow Vision Study in an Internal Combustion Engine with Different Intake Configurations. SAE Technical Paper nr 941871, 1994.
- [2] Grabowski Ł., Wendeker M.: The Mixture Formation Process In The Gas Fuelled Engine. Monografia, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 2010.
- [3] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M.: The effect of injection start angle of vaporized LPG on SI engine operation parameters. SAE Technical Paper nr 2007-01-2054, 2007.
- [4] Lee Y., Kim Ch., OH S Kang K.: Effets of Injetion Timing on Mixture Distribution in a Liquid-Phase LPG Injection Engine for a heavy-DutyVehicle. Vol. 47 (2004) , No. 2 Special Issue on International Conferences on Power and Energy System pp.410-415.
- [5] Semin, Ismail A. R., Bakar R. A.: Smiulation Investigation of Intake Static Pressure of CNG Engine, Journal of Engineering and Applied Sciences 3 (9): str. 718-724, Medwell Journals, 2008.
- [6] Shashikantha E., Parikh P.P.: Spark ignition producer gas engine and dedicated compressed natural gas engine- technology development and experimental performance optimization. SAE Technical Paper nr 1999-01-3515, 1999.
- [7] <http://www.motofakty.pl>, LPG coraz popularniejsze w Polsce

Mr Mirosław Wendeker, Prof. DSc., Ph.DEng. – head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Łukasz Grabowski, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



Dr inż. Łukasz Grabowski – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej

Mr Rafał Sochaczewski, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



mgr inż. Rafał Sochaczewski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej

Mr Konrad Pietrykowski, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



Dr inż. Konrad Pietrykowski – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej

Mr Michał Rola, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.



mgr inż. Michał Rola – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej

Mr Grzegorz Barański, MSc, Eng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology



mgr inż. Grzegorz Barański – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej