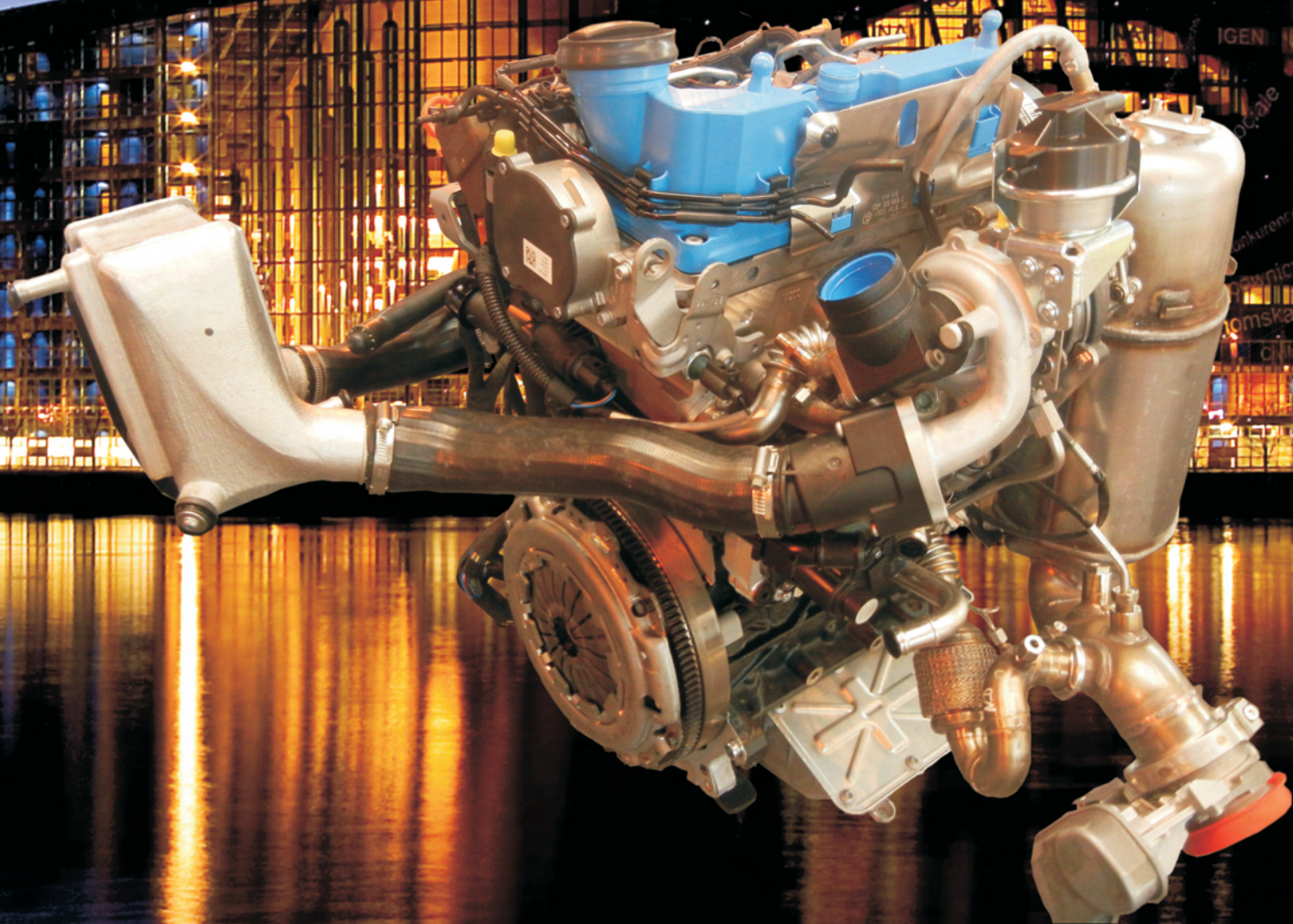




2/2014 (157)



**COMBUSTION ENGINES**



# POWERFUL

## POWERtrain for FUTURE Light-duty



**DELPHI**

**MAGNETI  
MARELLI**

**FIAT GROUP**

**CRF** **CENTRO RICERCHE FIAT**

**LMM**  
MEMBER OF THE AVL GROUP



**FEV**



**RWTH AACHEN  
UNIVERSITY**



**ECOCAT**



[www.powerful-eu.org](http://www.powerful-eu.org)

## PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

### **BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd**

Instytut Badań i Rozwoju  
Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o

### **Institute of Mechanised Construction and Rock Mining**

Instytut Mechanizacji Budownictwa  
i Górnictwa Skalnego

### **Automotive Industry Institute**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

### **Institute of Logistics and Warehousing**

Instytut Logistyki i Magazynowania

### **Motor Transport Institute**

Instytut Transportu Samochodowego

### **The Institute for Sustainable Technologies**

Instytut Technologii Eksploatacji

### **Air Force Institute of Technology**

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

### **Industrial Institute of Agricultural Engineering**

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

### **The Rail Vehicles Institute TABOR**

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

### **Institute of Aviation**

Instytut Lotnictwa

AVL-List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.



## COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

2/2014 (157)

Rok XLXIII

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

### **Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: [sekretariat@ptnss.pl](mailto:sekretariat@ptnss.pl)

WebSite: <http://www.ptnss.pl>

### **Scientific Board/Rada Programowa:**

Prof. Krzysztof Wislocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszkański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – UK

### **Editorial/Redakcja:**

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl)

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr inż. Miłostaw Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – [papers@ptnss.pl](mailto:papers@ptnss.pl)

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

*M. Weißner, K. Wrede, S. Watzl, T. Menzel, M. Schüttenhelm, C.B. Klüting, M. Frambourg:*  
Powerful – development of engine and vehicle to realise low CO<sub>2</sub>-emissions/*Powerful – rozwój silnika i pojazdu o małej emisji CO<sub>2</sub>* (2014-201) ..... 3

*I. Pielecha, J. Czajka, P. Borowski, K. Wisłocki:*  
Research-based assessment of the influence of hydrocarbon fuel atomization on the formation of self-ignition spots and the course of pre-flame processes/*Badawcza ocena wpływu rozpylenia paliw węglowodorowych na tworzenie się ognisk samozapłonu oraz przebieg procesów przedpłomiennych* (2014-202) ..... 22

*P. Grzeschik, H.-J. Laumen:* FEV HiFORS: A new passenger car Diesel injector with continuous rate shaping for 2500 bar injection pressure (2014-203) ..... 36

*J. Czajka, K. Wisłocki, I. Pielecha, P. Borowski:*  
Examination of the influence of multi-injection strategy on thermodynamic indexes of engine cycle and on the emission of toxic compounds/*Badanie wpływu strategii wieloczęściowego wtrysku paliwa na termodynamiczne wskaźniki pracy silnika i na emisję składników spalin* (2014-204) ..... 45

*T. Maunula:* Combination of LNT and SCR for NO<sub>x</sub> reduction in passenger car applications (2014-205) ..... 60

*T. Wittka, B. Holderbaum:* Potentials for NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> reduction of combined NSC + passive SCR system in Diesel passenger car application (2014-206) ..... 68

**Editor/Wydawca**  
**Polish Scientific Society of Combustion Engines**  
43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland  
tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

The Publisher of this magazine does not endorse the products or services advertised herein. The published materials do not necessarily reflect the views and opinions of the Publisher./*Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.*

© Copyright by  
**Polish Scientific Society of Combustion Engines**  
All rights reserved.  
No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.  
*Wszelkie prawa zastrzeżone.  
Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.*

**Subscriptions/Prenumerata**  
Send subscription requests to the Publisher's address. Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing. *Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy. Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.*  
**Preparation for print/Przygotowanie do druku**  
ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA  
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A  
**Circulation/Nakład: 650 egz.**  
**Printing and binding/Druk i oprawa**  
Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

This publication is co-financed by The Ministry of Science and Higher Education./*Wydanie publikacji jest dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.*

Wydawnictwo rejestrowane w bazie danych o zawartości polskich czasopism technicznych   
– **BAZTECH** [www.baztech.icm.edu.pl](http://www.baztech.icm.edu.pl)

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie   
**IC Journal Master List**  
– **Index Copernicus** [www.indexcopernicus.com](http://www.indexcopernicus.com)

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, the panel of associate paper reviewers will be listed in each year's last issue of the magazine./*Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego lista recenzentów współpracujących publikowana będzie w ostatnim w danym roku numerze czasopisma.*

**Cover/Okladka**  
I – "Powerful" engine (fot. Volkswagen), background (European Parliament – [www.gridmedia.nazwa.pl](http://www.gridmedia.nazwa.pl))  
IV – Turbo of "Powerful" engine (fot. Volkswagen)

Deklaracja wersji pierwotnej  
*Wersją pierwotną czasopisma Combustion Engines jest wersja drukowana.*

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku  
**Combustion Engines**  
otrzymują **7 punktów**  
zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 grudnia 2013 r.

Michael WEIßNER  
Karsten WREDE  
Sebastian WATZL  
Tobias MENZEL  
Martin SCHÜTTENHELM  
Christian B. KLÜTING  
Michael FRAMBOURG

PTNSS-2014-201

## Powerful – development of engine and vehicle to realise low CO<sub>2</sub>-emissions

*The EU funded project "Powerful" supported the creation of new solutions to reduce fuel consumption and emission levels below current levels. The task of the related project, performed with a Golf 6 Variant TDI® BMT, is the achievement of 98 g CO<sub>2</sub>/km in NEDC under respect of EU6 minus 10% emission limits. This article describes the general activities undertaken regarding the overall technical approach, the efforts of developing the research engine, its integration into a special validator vehicle and the main results. Some technical features like LTC (Low Temperature Combustion) or heat storage system of engine and vehicle are described more detailed. Beside the NEDC also more dynamic cycles have been investigated including real world driving.*

Key words: TDI, Downsizing, LTC, CO<sub>2</sub>, Alternative fuel, Low Emission

### Powerful – rozwój silnika i pojazdu o małej emisji CO<sub>2</sub>

*Finansowany przez UE projekt "Powerful" wspiera tworzenie nowych rozwiązań, w celu zmniejszenia zużycia paliwa i obniżenia emisji związków toksycznych poniżej obecnie obowiązujących poziomów. W ramach projektu wykonano badania na pojeździe Golf 6 Variant TDI® BMT, osiągając poziom emisji 98 g CO<sub>2</sub>/km w teście NEDC względem normy Euro 6 minus 10% wielkości emisji. W artykule opisano ogólne działania podejmowane w zakresie podejścia koncepcyjnego, rozwijania koncepcji na silniku badawczy, integracji zaproponowanych rozwiązań w specjalnym pojeździe weryfikującym oraz przedstawiono główne wyniki badań. Niektóre koncepcje jak LTC (spalanie niskotemperaturowe) oraz systemu magazynowania ciepła z silnika i pojazdu zostały opisane bardziej szczegółowo. Oprócz testu NEDC przeprowadzono również badania w cyklach jezdnych odwzorowujących rzeczywiste warunki jazdy.*

Słowa kluczowe: TDI, Downsizing, spalanie LTC, emisja CO<sub>2</sub>, paliwa alternatywne, mała emisja

### 1. Introduction

The well-known and respected influence of automotive based CO<sub>2</sub>-emissions on the climate enhances the necessity of improving the efficiency of passenger cars. Beside the tendency towards hybrid and full electric systems the internal combustion engines will remain a key factor of automotive industry in the next decades. Hence the efficiency of these engines needs to be improved to create a noticeable positive effect on the worldwide CO<sub>2</sub>-emission. Within the 7th framework program of the European Union the project "Powerful" supports several technical strategies towards reduced fuel consumption.

The approach described in this article (and in this magazine) is based on the combination of a homogeneous Diesel combustion "LTC" (Low Temperature Combustion) using a special fuel blend and a downsizing Diesel-engine. Key element of the project is, beside the CO<sub>2</sub>-level, the control of the NO<sub>x</sub>-emission. Downsizing leads to higher specific engine loads and therefore leads to increased NO<sub>x</sub>-emissions. This shall be addressed by the NO<sub>x</sub>-decreasing LTC and a novel exhaust gas aftertreatment system (EATS). The EATS follows the idea of on-board reforming, using a combination of LNT and passive SCR and creating ammonia without urea. The performance of all systems will be demonstrated in a Golf 6 Variant.

### 1. Wprowadzenie

Dobrze znane i respektowane oddziaływanie motoryzacji na emisję CO<sub>2</sub> powoduje zmiany klimatyczne, prowadzi to do konieczności poprawy efektywności działania samochodów osobowych. Oprócz tendencji do budowy pojazdów hybrydowych czy w pełni elektrycznych, silniki spalinowe pozostaną kluczowym rozwiązaniem w przemyśle motoryzacyjnym w następnych dekadach. W związku z tym należy ciągle poprawiać sprawność silników spalinowych, aby uzyskać zauważalny pozytywny wpływ na światową emisję CO<sub>2</sub>. W ramach 7. programu ramowego Unii Europejskiej w projekcie "Powerful" wykorzystano kilka metod technicznych pozwalających na zmniejszenia zużycia paliwa.

Zmniejszenie zużycia paliwa opisane w tym artykule (oraz w tym czasopiśmie) opiera się na połączeniu spalania niskotemperaturowego "LTC" (Low Temperature Combustion), z wykorzystaniem specjalnej mieszanki paliw i z downsizingiem silnika o zapłonie samoczynnym. Kluczowym elementem projektu jest, obok zmniejszenia poziomu emisji CO<sub>2</sub>, kontrola emisji NO<sub>x</sub>. Downsizing prowadzi do wyższych obciążeń silnika, a tym samym do wzrostu emisji NO<sub>x</sub>. Wzrost ten należy obniżyć przez wykorzystanie spalania niskotemperaturowego i nowego układu oczyszczania spalin (EATS – exhaust gas aftertreatment system). Układ oczyszczania spalin wykorzystuje koncepcję reformingu w pojeździe przez zastosowanie kombinacji LNT (LNT –

## 2. Engine

Instead of using the engine of the base vehicle, the 1.6l R4 TDI engine, a new 1.4l R3 TDI engine has been created to demonstrate a variety of technical solutions. Based on the EA189 engine with 1.2l displacement the bore has been increased to reach 1.4l. This required a new crankcase with extended and offered the use of new honing methods, of which several solutions have been tested.

The project offered the possibility to scrutinise all elements of the engine. Efforts have been made to reduce friction and fuel consumption or to optimise heat management. A variety of measures have been investigated as shown in the following table.

*lean NO<sub>x</sub> trap*) i pasywnego SCR (SCR – *selective catalytic reduction*) oraz tworzenie amoniaku bez wykorzystywania mocznika.

## 2. Silnik

Zamiast korzystać z silnika 1.6l R4 TDI który jest standardowo montowany w pojeździe weryfikującym, został stworzony nowy silnik 1.4l R3 TDI w celu przedstawienia różnorodność zastosowanych rozwiązań technicznych. Nowy silnik oparty jest na silniku EA189 o pojemności 1.2l, gdzie zwiększono średnicę cylindrów, aby osiągnąć 1.4l. Wymagało to zastosowania nowej skrzyni korbowej z ze zwiększonymi średnicami tulei oraz zaproponowano wykorzystanie nowych sposobów

Tab. 1. Measures to build up "Powerful" engine

Tabela 1. Działania pozwalające na zbudowanie silnika "Powerful"

Component/składnik	Action/measure/działania/badania
Crank case/skrzynia korbową	New design with extended liners and modified honing/nowa konstrukcja z rozszerzonymi tulejami i modyfikowane honowanie
Cylinder head/głowica	Variation of inlet ports/różne kształty kanałów dolotowych
Camshafts/wałki rozrządu	Variation of cam-profiles/różne profile krzywki wałka rozrządu
Bearing shell/panewka	Variation of geometry and material/coating/różna geometria i materiał/powłoki
Piston ring/pierścienie tłokowe	Variation of ring designs and ring tension/różne kształty pierścieni i różne naprężenie
Piston/tłok	Variation of bowls, compression ratios and material/różne kształty komory spalania, różny stopień sprężania oraz materiał
Inlet manifold/kolektor dolotowy	Dethrottling of air intake/brak dławienia w kalane dolotowym
Exhaust manifold/kolektor wylotowy	Isolation; reduction of thermal mass/izolacja; zmniejszenie masy termicznej
EGR/recyrkulacja spalin	Additional Low Pressure EGR system/dodatkowy system niskociśnieniowej recyrkulacji spalin
DPF/catalyst/filtr cząstek stałych	Variation of sizes/thermal capacities/różne wymiary/pojemność cieplna
Injector/wtryskiwacz	Variation of injector size and type/różne wielkości i typy wtryskiwacza
High pressure pump/pompa wysokiego ciśnienia	New pump design; 3 cam vs. 2 cam/nowa konstrukcja pompy; 3 wałki zamiast 2
Auxiliary drive/napęd pomocniczy	Decoupling device for auxiliary belt/rozłączanie napędów pomocniczych napędzanych paskiem
Boost system/system doładowania	Variation of turbo charger layouts and bearing concepts/różne układy turbodoładowania oraz różne koncepcje łożysk

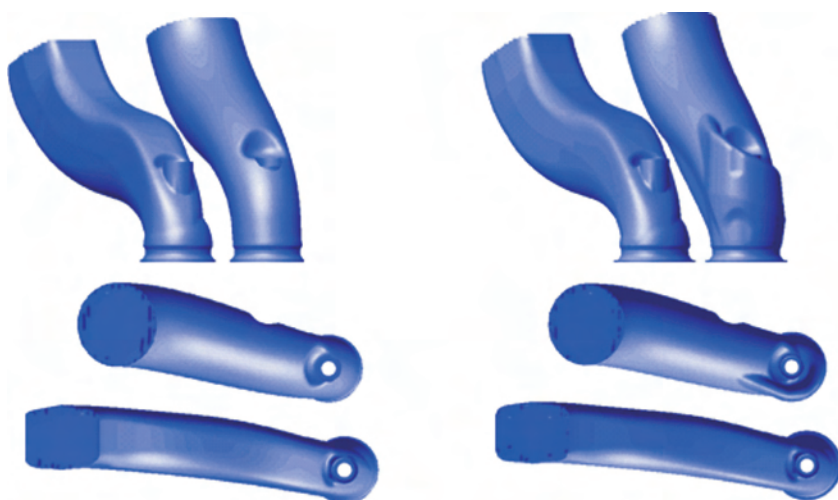


Fig. 1. Experimental designs of inlet ports  
Rys. 1. Projekty konstrukcji kanałów dolotowych

honowania, z których kilka zostało przetestowanych.

W ramach projektu możliwe było modyfikowanie wszystkich elementów silnika. Podjęto wysiłki w celu zmniejszenia tarcia, zmniejszenia zużycia paliwa oraz optymalizacji systemu magazynowania ciepła. Różnorodność działań jakie zostały zbadane przedstawiono w tabeli 1.

Różne konstrukcje głowic oraz wałków rozrządu zostały przebadane z wykorzystaniem symulacji CFD do oceny najbardziej obiecujących geometrii. Ostatecznie zostały zaprojektowane dwie wersje profili krzywki wałka rozrządu oraz dwie geometrie kanałów dolotowych, wykonane i przetestowane w pierwszej wersji silnika.

The variations of cylinder heads and camshafts have been supported by internal CFD simulations to evaluate the most promising geometries. Finally two cam profile options and inlet port designs have been realised and tested in the first engine evolutions.

The high efficiency of the engine in addition to the envisaged low temperature combustion leads to very low exhaust gas temperatures. This is a conflict with catalysts that need a certain minimum temperature (e.g. 200 °C) to create a sufficient performance. To save as much heat energy as possible in the exhaust gas the exhaust manifold has been fabricated with less material and a coating.

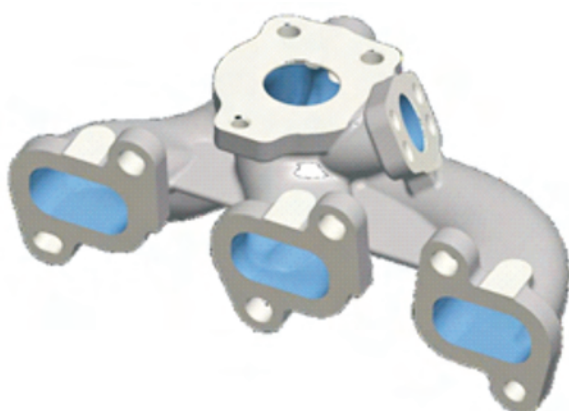


Fig. 2. Exhaust manifold  
Rys. 2. Kanał wylotowy

### 2.1. EGR system

The LTC requires EGR-rates up to 60%. This can hardly be realised with commonly used high pressure EGR-systems. The extraction of exhaust gas on the high pressure side before turbine leads to reduced boost pressure. To avoid this effect an additional low pressure EGR-system has been implemented to the “Powerful”-engine.

The exhaust gas is extracted behind the turbo charger and is fed through an EGR-cooler into the intake of the compressor. To ensure a positive pressure difference an exhaust flap is installed, which can be partially closed on demand to create some backpressure.

The EGR system was, like many other elements of the engine, scrutinised to discover any potentials for efficiency improvements. The exhaust gas is flowing through pipes, coolers, valves etc and is throttled at many geometries in the EGR system. Also those geometries can be optimised to reduce energy losses. Some geometrical modification has been applied to the system to reduce internal flow resistance.

Wysoka sprawność silnika z wykorzystaniem spalania niskotemperaturowego prowadzi do bardzo niskich temperatur gazów spalinowych. Prowadzi to do zmniejszenia efektywności pracy układów oczyszczania spalin, które wymagają pewnej minimalnej temperatury (np. 200 °C) w celu zapewnienia wystarczającej wydajności. Aby zaoszczędzić jak największą ilość energii cieplnej, jak to tylko możliwe z gazów spalinowych, kolektor wylotowy jest wykonany z mniejszej ilości materiału tworząc ciekłą powłokę.

### 2.1. Układ EGR

Spalanie niskotemperaturowe (LTC) wymaga użycia udziału EGR na poziomie do 60%. Zapotrzebowanie to może być trudne do zrealizowania z wykorzystaniem powszechnie stosowanych wysokociśnieniowych układów EGR. Ubytek gazów wylotowych po stronie wysokiego ciśnienia przed turbiną prowadzi do obniżenia ciśnienia doładowania. Aby tego uniknąć został wprowadzony dodatkowy system niskociśnieniowego EGR do silnika „Powerful”.

Spaliny są pobierane za turbosprężarką i są kierowane przez chłodnicę EGR do wlotu sprężarki. Aby zapewnić dodatnią różnicę ciśnień, została zainstalowana przepustnica wylotowa, która może być częściowo zamykana na żądanie w celu wytworzenia pewnego przeciwciśnienia.

System EGR, podobnie jak wiele innych elementów silnika, został przeanalizowany pod względem potencjalnej poprawy efektywności. Spaliny przepływają przez przewody,

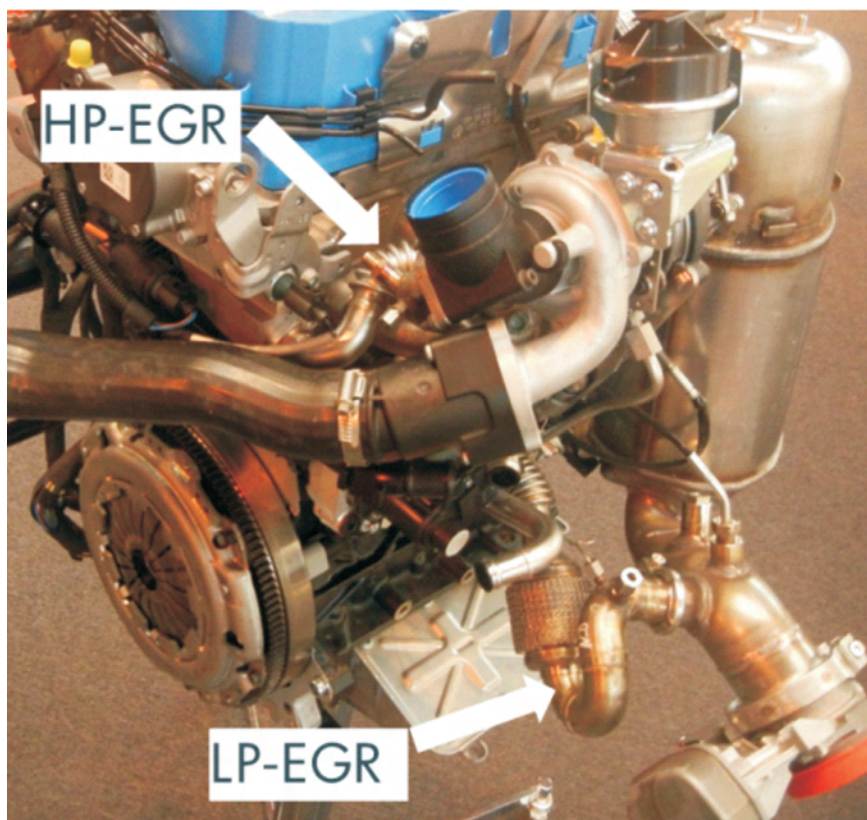


Fig. 3. HP and LP EGR at “Powerful”-engine

Rys. 3. Wysoko- i niskociśnieniowy układ recyrkulacji spalin w silniku „Powerful”

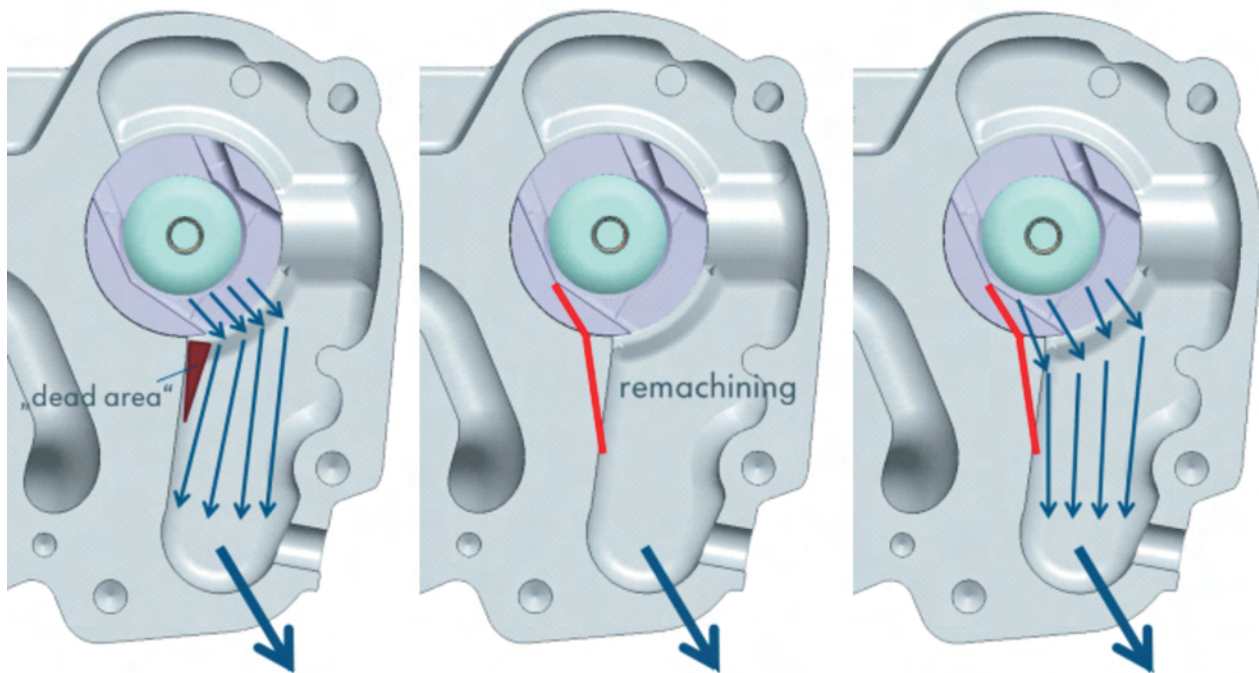


Fig. 4. Remachining of low pressure EGR cooler  
 Rys. 4. Modyfikacje zaworu niskociśnieniowego EGR

Figure 4 shows the remachining of the EGR-valve to widen the flow section and to eliminate disturbing edges.

## 2.2. Piston

Compression ratios and piston designs have been tested as well as the piston material. A variation between  $\epsilon = 14$  up to  $\epsilon = 18.5$  has been performed including different piston bowl designs. Finally the best bowl and compression ratio has been realised with a steel piston, which adds some positive, thermal effects to the combustion process to create the best possible fuel efficiency.

The general potential has been demonstrated in this project by reducing CO<sub>2</sub> significantly. Regardless this ad-

chłodnice, zawory itp., przez co są dławione na licznych zmianach geometrii w układzie EGR. Również te zmiany mogą być optymalizowane w celu zmniejszenia strat energii.

Niektóre modyfikacje geometryczne zostały zastosowane w układzie EGR w celu zmniejszenia wewnętrznych oporów przepływu.

Rysunek 4 przedstawia modyfikację zaworu EGR poszerzającą przekrój przepływu oraz eliminującą zakłócające krawędzie.

## 2.2. Tłok

Stopień sprężania i konstrukcje tłoków zostały przetestowane również z uwzględnieniem zastosowanych materiałów

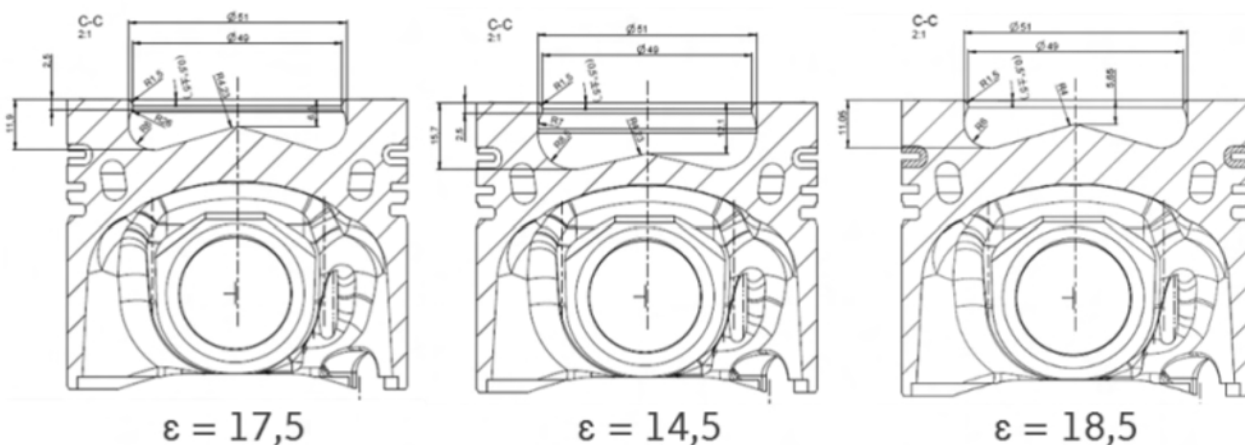


Fig. 5. Selected piston designs from test program  
 Rys. 5. Wybrane projekty tłoków z programu testowego



Fig. 6. Steel pistons with coking after engine testing

Rys. 6. Stalowe tłoki z osadem (nagarem) po badaniach silnikowych

vantage it needs to be considered, that the thermal effects and heat distribution in the piston and combustion area are different compared to aluminium pistons. The design needs to be developed further and adjusted to the envisaged engine layout to avoid oil-coking at the piston rings, as discovered in the described research engine.

### 2.3. Injection system

The injection system has been optimised in several details. Based on a standard common rail system the injectors have been switched towards seat hole injectors to have better control of Hydrocarbon emissions (HC). The injector size has been adapted to the envisaged output of 66 kW/250 N·m. Also a reduction of energy losses has been created by the change of the high pressure pump design. Instead of using a 2-cam pump the design has changed towards a 3-cam profile. This enables a perfect synchronisation of the injections to the 3 cylinders.

A comparison of the pumps on an engine has been done to validate the potential of the new 3-cam design.

A first benefit has been found to be a lower drag torque. The average advantage of 0.33 N·m equals a power of 70 W, which roughly creates 1 g less CO<sub>2</sub>/km in NEDC.

Stationary tests in different operating points confirm the potential of the pump. A reduction of fuel consumption by 1% can be found at low and high torques.

### 2.4. Low Temperature Combustion (LTC)

The idea of LTC is to reach an optimised homogenisation of the fuel-air-mix combined with high EGR levels (up to 60%) to reduce local and overall combustion temperatures. This should reduce the soot and NO<sub>x</sub>-level, but is limited to certain loads or speeds.

The low temperature combustion has been tested in different configurations of the engine and also with Diesel and with a special fuel.

The fuel blend is a mix from naphta and HVO (hydrotreated vegetable oil) by 75/25%. It is enhancing the operating range in terms of engine speed and load by in-

tłoków. Wykonano różne projekty komór spalania tłoków ze stopniami sprężania od  $\varepsilon = 14$  do  $\varepsilon = 18,5$ . Ostatecznie najlepszą komorę i stopień sprężania zrealizowano w tłoku ze stali, który dał pewny pozytywny efekt termiczny przy realizacji procesu spalania w celu stworzenia możliwie najlepszej wydajności paliwa.

Ogólny potencjał, który został zaprezentowany w tym projekcie to zrealizowanie znacznego obniżenia emisji CO<sub>2</sub>. Bez względu na uzyskane korzyści powinno być wzięte pod uwagę, że efekty termiczne i rozkład ciepła na tłoku i w przestrzeni spalania różnią się w porównaniu z tłokami aluminium. Projekt wymaga dalszego rozwoju i dostosowania do planowanego układu silnika, aby uniknąć kokosowania oleju na pierścieniach tłokowych jak to zauważono w opisywanym silniku badawczym.

### 2.3. Układ wtryskowy

Układ wtryskowy został zoptymalizowany w kilku szczegółach. Na podstawie standardowego systemu Common Rail wtryskiwacze zostały zamienione na wtryskiwacze bezstudzienkowe dla lepszej kontroli emisji węglowodorów (HC). Rozmiar wtryskiwaczy został dostosowany do planowanej mocy wyjściowej 66 kW/250 N·m. Ponadto zmniejszenie strat energetycznych zostało zrealizowane przez zmianę konstrukcji pompy wysokiego ciśnienia. Zamiast wykorzystania pompy z podwójną krzywką konstrukcja została zmodyfikowana do wykorzystania trójkrzywkowego profilu. Rozwiązanie to zapewniło doskonałą synchronizację wtrysku dla trzycylindrowego silnika.

Porównanie pomp paliwa zostało przeprowadzone na silniku, aby potwierdzić potencjał nowej trójkrzywkowej konstrukcji.

Pierwszymi korzyściami okazały się zmniejszone momenty tarcia. Przeciętna korzyść osiągnięta na poziomie 0,33 N·m równa się odzyskanej mocy 70 W, co w przybliżeniu skutkuje zmniejszeniem emisji o 1 g CO<sub>2</sub>/km w teście NEDC. Testy stacjonarne w różnych punktach pracy potwierdzają potencjał zastosowanej pompy paliwa. Zmniejsz-

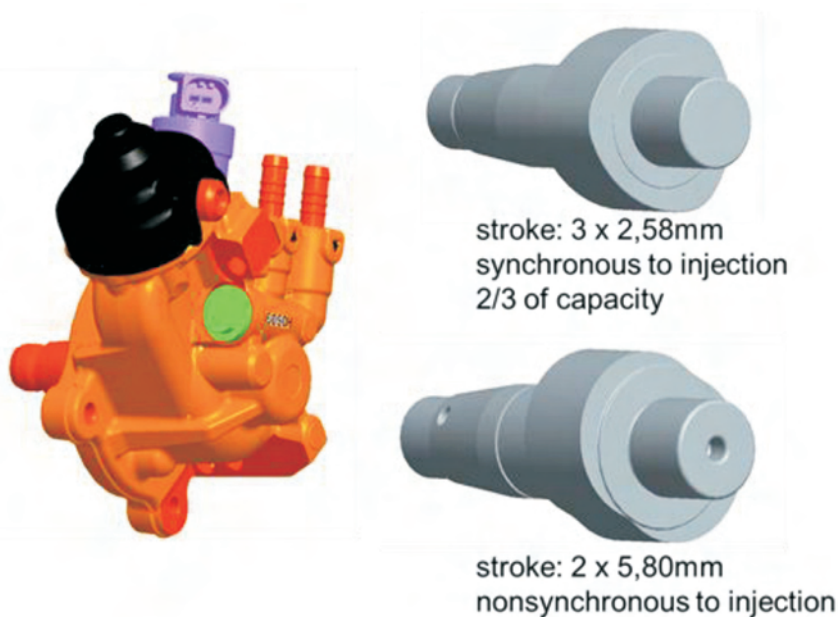


Fig. 7. 3-cam-design of high pressure pump

Rys. 7. 3-krzywkowa konstrukcja pompy wysokiego ciśnienia

creasing the ignition delay and an improved vaporisation. A reduced boiling point and an increased cetane number are the characteristic properties to increase the ignition delay and therefore the time for homogenisation of fuel and air. The range to use LTC has been increased by this tailored fuel blend above 7 bar BMEP. After many iterations and improvements the final range is shown in the Fig. 8. LTC has been calibrated up to 50 N·m engine torque between 1100 and 3900 rpm. This covers the requirements to use LTC in different situations including light accelerations.

porcji 75/25 %. Powoduje to zwiększenie zakresu prędkości i obciążenia silnika przez zwiększenie opóźnienia zapłonu i poprawy odparowania. Zmniejszona temperatura wrzenia i wzrost liczby cetanowej są charakterystycznymi właściwościami umożliwiającymi zwiększenie opóźnienia zapłonu, a zatem zwiększenia czasu homogenizacji paliwa z powietrzem. Zakres zastosowania LTC został zwiększony przez dostosowanie mieszanki dla parametrów pracy powyżej 7 bar BMEP. Po wielu powtórzeniach i udoskonaleniach został ustalony ostateczny zakres,

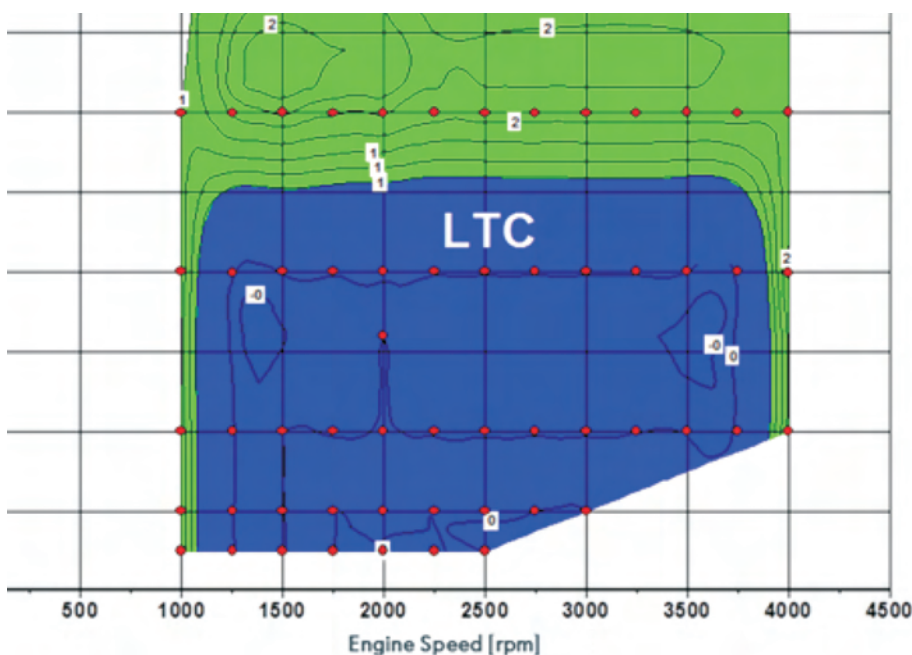


Fig. 8. LTC operating range as a compromise of NO<sub>x</sub>-reduction and CO<sub>2</sub>-penalty

Rys. 8. Zakres stosowania LTC jako kompromis redukcji NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub>

szczenie zużycia paliwa o 1% zostało zanotowane dla niskich i wysokich momentów obrotowych.

#### 2.4 Spalanie niskotemperaturowe (LTC)

Idea spalania niskotemperaturowego (*Low Temperature Combustion*) prowadzi do zoptymalizowanej homogenizacji mieszanki paliwo-powietrznej w połączeniu z dużą wartością EGR (do 60%) w celu redukcji lokalnej i globalnej temperatury spalania. To prowadzi do redukcji poziomu sadzy i NO<sub>x</sub>, ale tylko w ograniczonym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej.

Spalanie niskotemperaturowe zostało przebadane w różnych konfiguracjach silnika przy użyciu oleju napędowego, a także z dodatkami paliwowymi.

Mieszanka paliwowa powstała z połączenia nafty i oleju roślinnego (*Hydrotreated Vegetable Oil*) w pro-

porcji 75/25 %. Powoduje to zwiększenie zakresu prędkości i obciążenia silnika przez zwiększenie opóźnienia zapłonu i poprawy odparowania. Zmniejszona temperatura wrzenia i wzrost liczby cetanowej są charakterystycznymi właściwościami umożliwiającymi zwiększenie opóźnienia zapłonu, a zatem zwiększenia czasu homogenizacji paliwa z powietrzem. Zakres zastosowania LTC został zwiększony przez dostosowanie mieszanki dla parametrów pracy powyżej 7 bar BMEP. Po wielu powtórzeniach i udoskonaleniach został ustalony ostateczny zakres, który przedstawiono na rysunku 4. Spalanie niskotemperaturowe zostało określone dla momentu obrotowego silnika do 50 N·m w zakresie od 1100 do 3900 obr/min. Jest to zakres wykorzystania LTC w zróżnicowanych warunkach podczas lekkiego przyspieszania pojazdem. Test dla obciążenia silnika wynoszącego 75 N·m został przeprowadzony, ale zakres emisji CO<sub>2</sub> był nie do przyjęcia.

Sposób takiego spalania prowadzi do zmniejszenia kontroli nad procesem spalania, ponieważ nie jest bezpośrednio związany ze zwiększeniem iniekcji. Aby umożliwić pełną kontrolę nad silnikiem zostały wdrożone innowacyjne systemy elektronicznego sterowania spalaniem. Ciśnienie spalania

A test with 75 N·m load has been performed but increased the CO<sub>2</sub>-level unacceptably.

This type of combustion leads to the loss of control over the combustion process because it is not directly linked to the event of injection anymore. To enable a full control over the engine an innovative electronic system, the combustion control, has been implemented. It is monitoring the internal pressure of each cylinder and adjusts the injection parameters for the following cycle to reach the target values of the calibration.

The transition between standard combustion and LTC needed to be addressed in terms of drivability and emissions. To realise a dynamic transition the used engine software offers the option to switch between operating modes. The transition is realised in a way that the LTC is prepared by adjusting mainly the EGR rate before switching the injection strategy.

Figure 9 shows an example measured in the vehicle in the final calibration. The engine is running in standard combustion mode up to appr. 850 s (x-axis: time [s]). After fulfilling certain criteria to run LTC the preparation for the change to LTC is started. Typical conditions are minimum or maximum temperatures, load, gear etc.

As main preparation the EGR-rate is increased by the ECU from 46 to 54% as shown by the blue graph. This is necessary to prepare LTC and to avoid an unacceptable noise level. After reaching the required EGR level the injection strategy changes from pilot + main injection to the LTC-type main injection. This can be followed by the black graph of the figure.

At the same moment the ECU changes to a new centre of combustion (CoC, red graph), which is applied in the LTC mapping for the given operating point. The combustion control is adjusting the value within a few cycles, while LTC is activated instantly between two cycles. After switching to

jest nadzorowane osobno dla każdego cylindra, a parametry wtrysku są dostosowane dla kolejnych cykli aż do osiągnięcia docelowych wartości kalibracji.

Przejsie ze standardowego spalania do spalania niskotemperaturowego musi uwzględniać właściwości jezdne pojazdu i emisję spalin. Aby umożliwić dynamiczne przejście zastosowano oprogramowanie silnika umożliwiające wybór trybu pracy. Przejście na LTC jest realizowane głównie przez zmianę zakresu użycia EGR przed zmianą strategii sterowania wtryskiem.

Rysunek 9 przedstawia przykład pomiarów końcowej kalibracji. Silnik pracuje w standardowym trybie pracy przez 850 s (oś x: czas [s]). Po spełnieniu określonych kryteriów dla LTC jest uruchomione przygotowanie do zmiany trybu pracy. Odpowiednie warunki określone są przez minimalne lub maksymalne temperatury, obciążenie silnika, bieg itp.

Głównym czynnikiem przygotowującym jest zwiększenie stosowanego EGR z 46 do 54 % za pomocą sterownika silnika, przedstawione na wykresie za pomocą niebieskiej linii. Jest to konieczne do przygotowania LTC, aby uniknąć niedopuszczalnego poziomu hałasu. Po osiągnięciu wymaganego poziomu EGR strategia sterowania wtryskiem zmienia się z dawki pilotującej + dawki głównej na dawkę główną spalania LTC. Zmiana strategii wtrysku została przedstawiona na wykresie za pomocą czarnej linii.

W tym samym czasie sterownik silnika zmienia kąt występowania centrum spalania (CoC, czerwona linia), które jest stosowane dla danego punktu pracy LTC. Regulacja sterowania spalaniem jest dostosowana w kilku cyklach, natomiast spalanie niskotemperaturowe jest aktywowane pomiędzy dwoma cyklami. Po przejściu na LTC sterowanie spalaniem jest dostosowane do osiągnięcia kąta centrum spalania i stabilnej pracy trybu LTC. Zmiana trybu pracy na LTC odbywa się szybko i jest prawie niezauważalna dla kierowcy.

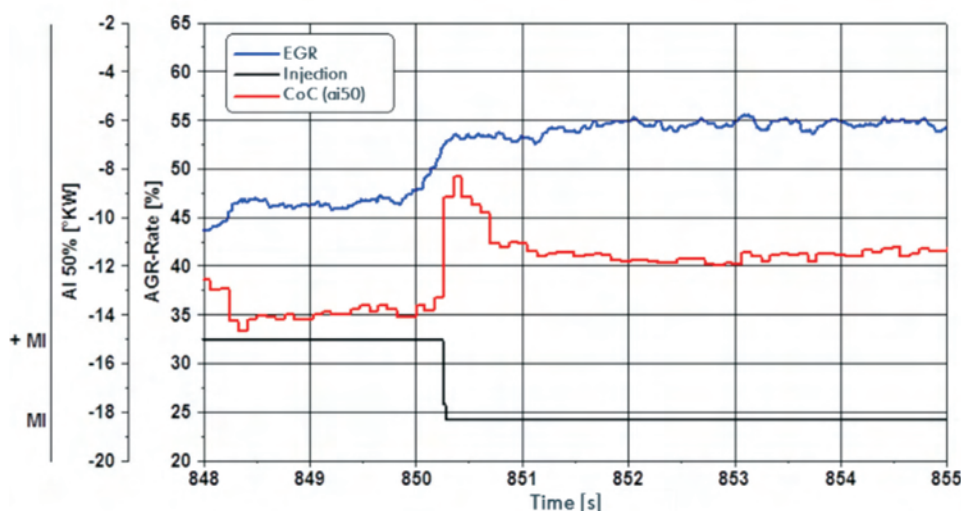


Fig. 9. Transition from standard combustion to LTC; 70 km/h, 1400 rpm, 30 N·m

Rys. 9. Przejście ze standardowego spalania do spalania niskotemperaturowego; 70 km/h, 1400 obr./min, 30 N·m

## 2.5. Turbodoładowanie

Kluczowym czynnikiem wpływającym na sprawność silników, szczególnie tych o zapłonie samoczynnym konstruowanych w oparciu o koncepcję downsizingu, są systemy doładowania. Zabudowanie turbosprężarki oddziałuje na wiele czynników, np. właściwości jezdne, ciśnienie w układzie wylotowym, uzyskiwany moment obrotowy czy zużycie paliwa. Klienci oczekują osiągnąć poziomu pojazdu na określonym poziomie, więc konieczna jest kompensacja spadku mocy wynikającego z ograniczenia pojemności skokowej silnika. Użytecznym narzędziem, umożli-

LTC the combustion control adjusts the centre of combustion and a stable LTC running mode is reached. The change from and towards LTC takes place quickly and is hardly noticeable by the driver.

## 2.5. Turbo charger

A key factor for high efficiency especially on downsizing Diesel engines is the charging system. The layout of the turbocharger affects various aspects of the engine like drivability, backpressures, dynamic torque and fuel consumption. Customers still expect the well-known levels of vehicle acceleration so the loss of engine capacity needs to be compensated. A useful way to create the same requested power with a smaller engine is to charge it, for example by a turbo charger. In this project the base vehicle was already equipped with a turbocharged Diesel engine, so the compensation has been done by a dedicated and improved turbo charger. The main focus was laid on the efficiency. One of the engine's overall efficiency factors is the component efficiency of the turbocharger. The ratio between the energy taken out of the exhaust gas and the energy applied to the fresh, compressed air is crucial and needs to be optimised.

In "Powerful" the standard turbocharger has been replaced by a system with a smaller turbine and a similar sized compressor. The decrease of turbine size improves the dynamic response of the charger and improves drivability and efficiency. The "Powerful" turbocharger from BMTS is shown in Fig. 10.

In a next development step the standard plain bearing has been replaced by a ball bearing. The effect of the ball bearing is a reduction of friction. Instead of friction some pumping losses in the bearing due to the oil have to be considered.

A comparison between the two bearing concepts (standard vs. ball bearing) with unchanged oil flow showed a significant advantage for the ball bearing greater than 1 g CO<sub>2</sub>/km. A sample operating point is shown in Fig. 11.

To guarantee a sufficient lubrication and a protection against overheating of the bearing some oil flow is necessary.

wiającym zwiększenie osiągow, jest na przykład zastosowanie turbodoładowania. W prezentowanym projekcie pojazd bazowy został wyposażony w doładowany silnik o zapłonie samoczynnym, więc kompensacji dokonano poprzez modyfikację zainstalowanej turbosprężarki. Nacisk położono na poprawę sprawności. Czynnikiem wpływającym na spraw-



supplier:	Bosch-Mahle
type:	BM 65
turbine:	T045
compressor:	V020 (D37mm)
bearing:	plain bearing

Fig. 10. Turbo charger with plain bearing (BMTS)

Rys. 10. Turbosprężarka z ślizgowym łożyskowaniem wałka (BMTS)

ność silnika jest sprawność turbosprężarki. Stosunek energii odebranej ze spalin do energii oddanej świeżemu ładunkowi jest w tym wypadku decydujący i na nim skupiono uwagę.

W projekcie „Powerful” bazową turbosprężarkę zastąpiono urządzeniem posiadającym mniejszą turbinę, natomiast sprężarka posiadała zbliżone gabaryty. Zmniejszenie wymiarów turbinę wpłynęło na poprawę nadążności urządzenia, a tym samym polepszenie właściwości jezdnych i wzrost sprawności. Rysunek 10 przedstawia turbosprężarkę wykonaną przez BMTS.

W następnym etapie rozwojowym łożysko ślizgowe zastąpiono łożyskiem tocznym, dzięki czemu obniżono moc

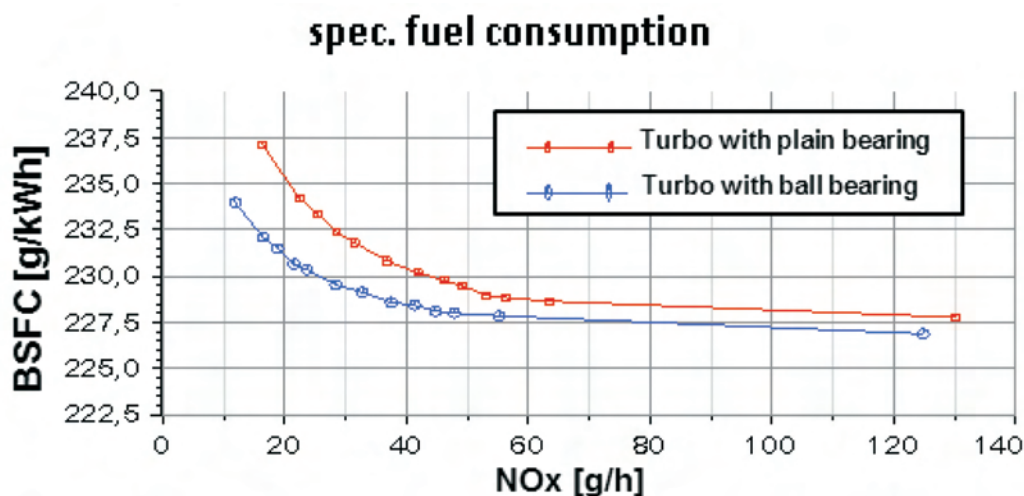


Fig. 11. Reduced fuel consumption with ball bearing turbo charger (2000 rpm, 80 N·m)

Rys. 11. Redukcja jednostkowego zużycia paliwa w silniku z turbosprężarką wyposażoną w łożyska toczne (2000 obr/min, 80 N·m)

By controlling and reducing this oil flow through the bearing the efficiency of the charger can be further improved and maintained on the highest achievable level within the limits of the system.

The positive effect of a reduced oil flow in the bearing has been validated and is shown in the following diagram. It shows the fuel consumption for different oil flows including zero oil. Without oil flow the friction in the bearing is minimised because of minimised splashing and pumping losses.

It should be mentioned, that zero oil is not a real option for a ball bearing turbo charger due to overheating and bearing damages after a very short time. It just demonstrates the potential and limits of oil flow control.

Stationary bench tests with the three described evolutions of the charger (slide bearing, ball bearing, ball bearing with oil flow control) showed reduced CO<sub>2</sub> emissions (Diesel).

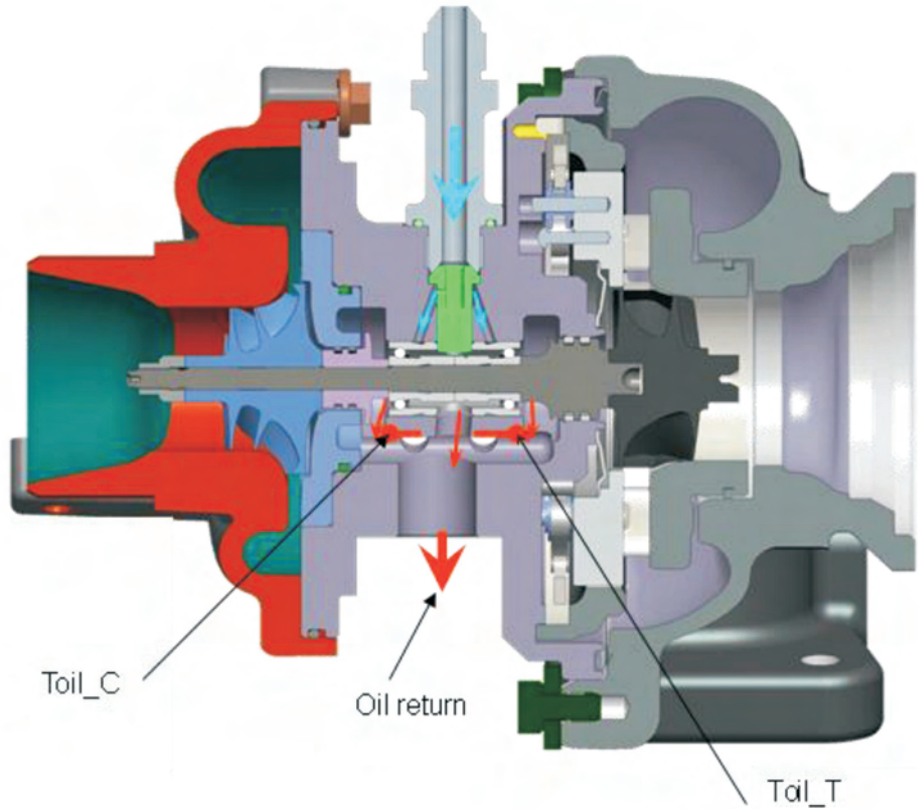


Fig. 12. Turbo charger BM65 with ball bearing  
Rys. 12. Turbosprężarka BM65 z łożyskami tocznymi

tarcia. Zamiast strat tarcia, pewne straty pompowania oleju w łożysku musiały być wzięte pod uwagę.

Porównanie koncepcji łożyskowania (ślizgowego i tocznego) z niezmiennym natężeniem przepływu oleju pokazało istotne zalety łożysk tocznych, przekładające się na obniżenie emisji CO<sub>2</sub> przekraczające 1 g/km. Przykładowy punkt pracy przedstawiono na rysunku 11.

Celem zagwarantowania dostatecznego smarowania i zabezpieczenia przed przegrzaniem łożyska konieczne jest natężenie przepływu oleju o wymaganej wartości. Dzięki kontroli i redukcji natężenia przepływu oleju, sprawność może zostać zwiększona i utrzymana na najwyższym osiągalnym poziomie.

Dostrzeżony i zweryfikowany został pozytywny skutek zmniejszenia natężenia przepływu oleju, co pokazuje wykres na rys. 13, na którym przedstawiono jednostkowe zużycie paliwa w funkcji zmiennego natężenia przepływu oleju, włącznie z jego

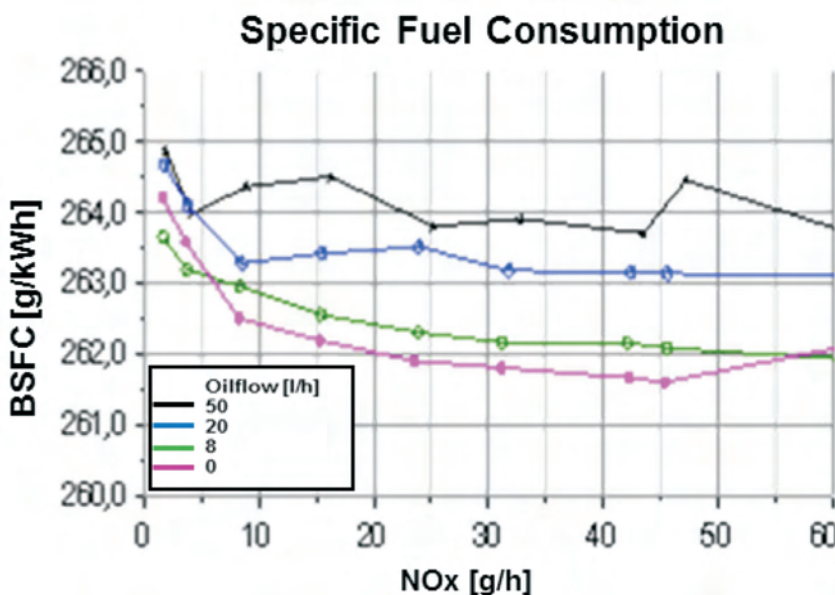


Fig. 13. Effect of oil flow on fuel consumption (1375 rpm; 35 N·m)

Rys. 13. Wpływ natężenia przepływu oleju na jednostkowe zużycie paliwa (1375 obr/min; 35 N·m)

Tab. 2. Fuel consumption and CO<sub>2</sub>-emission with different turbo charger evolutions  
 Tab. 2. Zużycie paliwa i emisja CO<sub>2</sub> pojazdu wyposażonego w trzy rozpatrywane typy turbosprężarek

Configuration/konfiguracja	Fuel consumption/zużycie paliwa [dm <sup>3</sup> /100 km]	CO <sub>2</sub> (NEDC) [g/km]
Charger BM T045 plain/zwykły	4.28	112.6
Charger BM T045 ball/łożyska kulkowe	4.24	111.5
Charger BM T045 ball, oil flow/łożyska kulkowe, przepływ oleju	4.20	110.4

As shown in the table the control of the oil flow nearly produced the same potential as the change from plain to ball bearing. Both measures show a sufficient potential for CO<sub>2</sub> reduction compared to the efforts taken, hence both are used in the “Powerful”-engine.

### 3. Vehicle

The base line vehicle is a Golf 6 Variant BMT®, which is equipped with a 1.6l R4 TDI® engine and homologated with 109 g CO<sub>2</sub>/km in NEDC. This vehicle has been modified towards the “Powerful” validator vehicle by numerous measures (Fig. 14).



Fig. 14. “Powerful” validator vehicle  
 Rys.14. Weryfikacyjny pojazd projektu „Powerful”

The integration of the 1.4L R3 TDI® engine required new engine brackets and package solutions, chassis modifications to create clearance for the turbo charger and EATS, an electrical integration of the new engine electronics into the vehicle structure, a different fuel system, measurement and control equipment and the reformat gas system for running the EATS. An overview of the overall layout is given in Fig. 15.

The final validator increased its weight compared to the reference car due to the described systems brought on board and due to the modifications.

The reference car is assigned to inertia class 3250 lbs for NEDC homologation. Due to the additional weight of the required systems (batteries, control units, gas system etc.) the inertia class of the validator has been changed to 3500 lbs. This addresses a certain increase of weight. The

zatrzymaniem. Brak przepływu oleju w łożyskowaniu turbosprężarki powoduje minimalizację strat tarcia, spowodowaną ograniczeniem strat pompowania i odrzucania oleju przez obracający się wał.

Należy nadmienić, że brak przepływu oleju działa destrukcyjnie również na łożysko toczne, ponieważ doprowadza do przegrzania łożyska i w konsekwencji do jego zniszczenia, aczkolwiek pokazuje potencjał i ograniczenia dla natężenia przepływu oleju.

Testy na stacjonarnym stanowisku pomiarowym z trzema opisywanymi turbosprężarkami (z wałkiem łożyskowym ślizgowo, z wałkiem łożyskowym tocznie oraz z wałkiem łożyskowym tocznie i kontrolowanym natężeniem przepływu oleju) pokazały obniżenie emisji CO<sub>2</sub>.

Jak pokazano w tabeli 2, kontrola natężenia przepływu oleju przez łożyska wykazuje taki sam potencjał w redukcji zużycia paliwa, jak zmiana sposobu łożyskowania wałka. Obydwa rozwiązania umożliwiają czerpanie znaczących korzyści w stosunku do nakładu pracy, więc zostały jednocześnie zaimplementowane w projekcie.

### 3. Pojazd

Pojazd bazowy to Golf 6 Variant BMT® z homologacją na 109 g CO<sub>2</sub>/km w teście NEDC.

Pojazd ten został zmodyfikowany na model weryfikacyjny w celu realizacji projektu „Powerful” (rys. 14).

Zintegrowanie silnika 1.4 R3 TDI wymaga nowych wsporników jednostki napędowej i szeregu modyfikacji nadwozia wymaganych do stworzenia przestrzeni dla turbosprężarki i układów oczyszczania spalin, integracji elektrycznej nowej elektroniki silnika w konstrukcji pojazdu, nowego zmodernizowanego systemu paliwowego, urządzeń do pomiaru i kontroli oraz instalacji pojemników gazów niezbędnych do reformingu i pracy systemu EATS. Przegląd ogólny układu przedstawiony jest na rysunku 15.

Ostatecznie waga pojazdu weryfikacyjnego uległa zwiększeniu w porównaniu do samochodu bazowego ze względu na liczne modyfikacje i systemy umieszczone w pojeździe.

Samochód bazowy jest przypisany do klasy bezwładności 1474 kg dla testu homologacyjnego NEDC. Ze względu

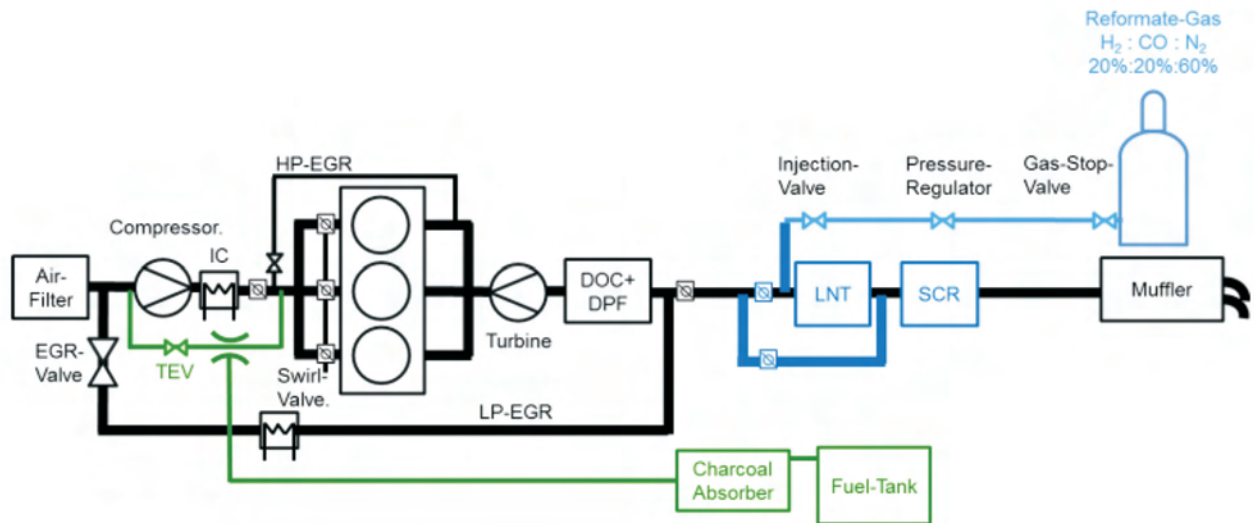


Fig. 15. Schematic layout of engine and EATS in the vehicle

Rys. 15. Schemat układu silnika i EATS w pojeździe

challenge to reach the CO<sub>2</sub> target is nonetheless increased by the additional weight.

An example for prototype technologies is the reformat gas system to run the EATS. To simulate the effect of an on board fuel reformer it has been decided to use a synthetic gas (H<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>/CO; 20/60/20%) with the properties close to the product of the reformer.

na dodatkową masę wymaganych systemów (akumulatorów, urządzeń kontrolnych, systemów niezbędnych do reformingu itp.) klasa bezwładności pojazdu weryfikacyjnego uległa zmianie na 1588 kg. Świadczy to o pewnym wzroście masy samochodu demonstracyjnego. Osiągnięcie celu zmniejszonej emisji CO<sub>2</sub> w żaden sposób nie została zakłócona przez zwiększenie masy pojazdu.

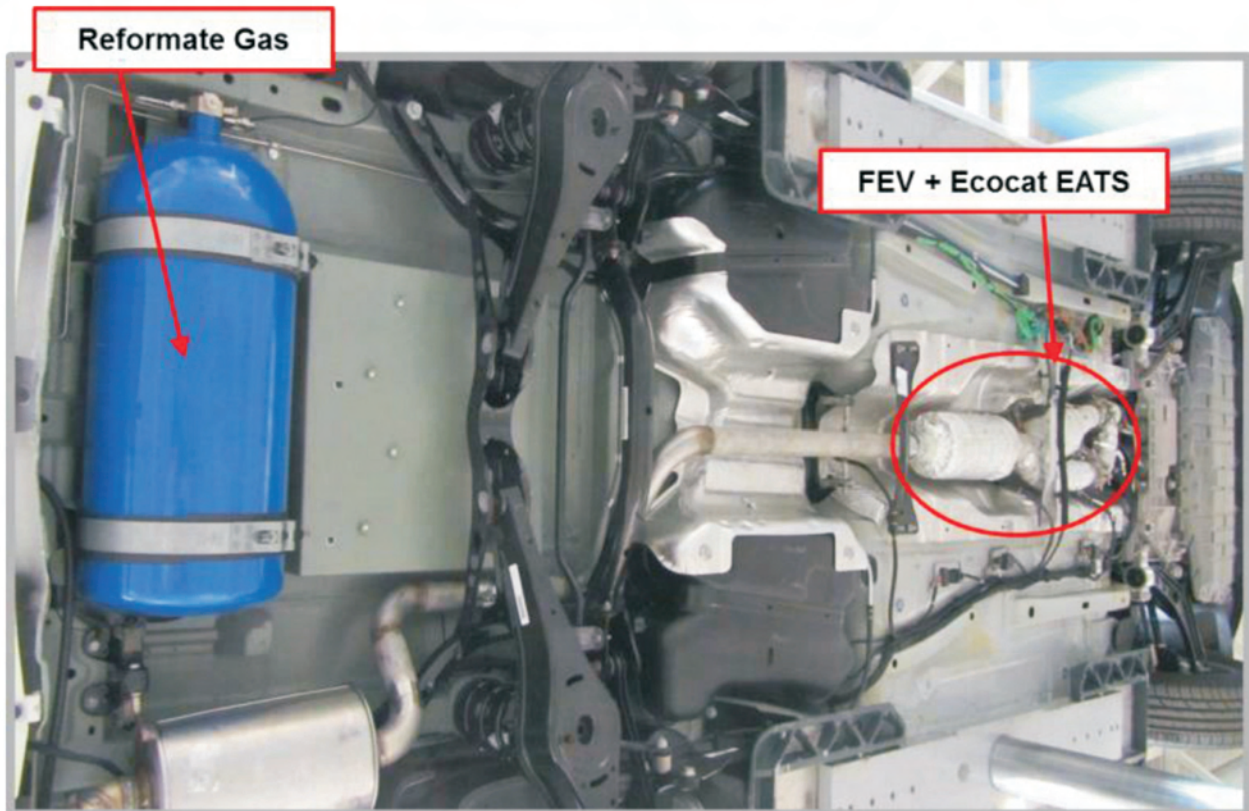


Fig. 16. Integration of Gas-system in the vehicle

Rys. 16. Integracja zbiornika gazowego dla systemu EATS w pojeździe

Tab. 3. Measures to build up "Powerful" vehicle #2  
Tabela 3. Podjęte działania do zbudowania pojazdu „Powerful” nr 2

Area/obszar	Action/measure/działania/pomiary
Engine/silnik	R3 TDI Powerful engine, new engine mounting, intercooler, water system, ECU/R3 TDI silnik projektu Powerful, nowe mocowanie silnika, intercooler, system wodny, ECU
Fuel system/układ wtryskowy	System from gasoline pendant including charcoal absorber/kompletny system paliwowy włącznie z absorberem węgla
EATS/system oczyszczania spalin	Powerful EATS including electronic control/Powerful EATS łącznie z elektronicznym sterowaniem
Reformat gas/gazy reformulowane	Gas system with bottle, connectors, valves, injectors, electronics and safety devices like emergency stop switch/instalacja gazowa z butlą, złącza, zawory, wtryskiwacze, elektronika i urządzenia bezpieczeństwa, takie jak na awaryjny wyłącznik stop
Suspension/zawieszenie	Rear axle from 4WD-variant Stronger springs and dampers from Passat due to increased axle weight/Tylna oś z pojazdu VW Passat z napędem na 4 koła, wykorzystanie silniejszych sprężyn i amortyzatorów z powodu zwiększonego nacisku na oś
Chassis/podwozie	Front: clearance for turbocharger packaging Rear: integration of batteries, gas bottle/przód: zwolnienie miejsca na umieszczenie turbosprężarki, tył: integracja miejsca na akumulator i butle gazu
Electric/układy elektryczne	Additional loom for control units, batteries, measurement equipment and sensors/dodatkowe wiązki dla jednostek kontrolnych, akumulatorów, urządzeń pomiarowych i czujników
Fire protection/ochrona przeciwpożarowa	Manual fire extinguisher installed in the vehicle/zainstalowany w pojeździe manualny system gaśniczy
PEMS/mobilne pomiary emisji	Preparation of arrangement/loom for PEMS integration/przygotowanie układu do integracji systemu PEMS

The measures to build the "Powerful" vehicles reach from emergency stop switches to a new engine. An overview is given in Table 3. The complete integration of the PCM in validator #1 is not in this list, which describes solely the actions undertaken on the final validator.

### 3.1. PCM-Exhaust-Heatstorage

To reduce the fuel consumption, minimise engine wear and optimize passenger comfort during cold start, a PCM heatstorage system has been applied to the vehicle. The technology of the used PCM-Exhaust-Heatstorage was investigated in a previous research project with the goal of creating a high energy density storage concept by usage of exhaust waste heat.

In a PCM based heat storage (also called latent heat storage), the phase change enthalpy of a material is used. Typically, a material is chosen, which changes from solid to fluid phase while heated up and changes back from fluid to solid phase when releasing the heat energy.

The storage is recharged during driving by otherwise wasted exhaust energy.

In a first attempt, the original system design was used. The release of heat was bundled into the engine cooling circuit. Previous tests on gasoline engines had shown a CO<sub>2</sub>-benefit of > 5 g/km within the NEDC. The target was to transfer as much of this benefit as possible to the regarded diesel application. The gained impact on coolant and oil warm-up performance using that discharge concept is shown in Fig. 17.

After 3 minutes, an advance in coolant temperature of 20 to 30 K was accomplished.

The effects of additional cold start consumption in diesel engines do significantly differ from those of gasoline engines. Whereas the cold start of gasoline engines is dominated by effects of imperfect mixture formation and combustion and thus strongly affected by liner temperature, cold start con-

Przykładem prototypowych technologii jest zastosowany system gazów reformowanych do działania EATS. Aby symulować efekt reformingu paliwa na pokładzie pojazdu użyto gazów syntetycznych (H<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>/CO; 20/60/20%) o właściwościach zbliżonych do produktów reformera.

Modyfikacje wymagane do zbudowania pojazdu „Powerful” doprowadziły do powstania nowego silnika. Informacje poglądowe podane są w tabeli 3. Pełna integracja PCM w pojeździe weryfikacyjnym nr 1 nie jest wyszczególniona w liście, która opisuje działania podejmowane wyłącznie do budowy ostatecznej wersji samochodu weryfikacyjnego.

### 3.1. Materiały zmiennofazowe – system akumulacji ciepła odzyskanego z układu wylotowego

System akumulacji ciepła (PCM) został zastosowany w pojeździe w celu zmniejszenia zużycia paliwa, zmniejszenia zużycia silnika i optymalizacji komfortu pasażerów podczas zimnego rozruchu. Technologia zastosowania odzysku ciepła z układu wylotowego została przebadana w poprzednim projekcie w celu przechowywania energii cieplnej o dużej gęstości przez wykorzystanie ciepła traconego w układzie wylotowym.

W oparciu o przechowywanie ciepła PCM (zwanego także ukrytym magazynowaniem ciepła) jest używana entalpia przemiany fazowej materiału. Zazwyczaj jest wybierany materiał, który zmienia się z ciała stałego do fazy ciekłej przy ogrzewaniu i przemienia się z powrotem z cieczy do fazy stałej podczas uwalniania energii cieplnej.

Magazynowanie ciepła odbywa się przez odzysk energii podczas jazdy przez odzysk ciepła z układu wylotowego.

Podczas pierwszych prób był użyty oryginalnie zaprojektowany system. System uwalniania ciepła został połączony z systemem chłodzenia. Dotychczasowe badania na silnikach spalinowych wykazały korzyści dla emisji CO<sub>2</sub> w postaci jej zmniejszenia o 5 g/km w teście NEDC. Celem było przeniesienie systemu w jak największym stopniu jak to możliwe

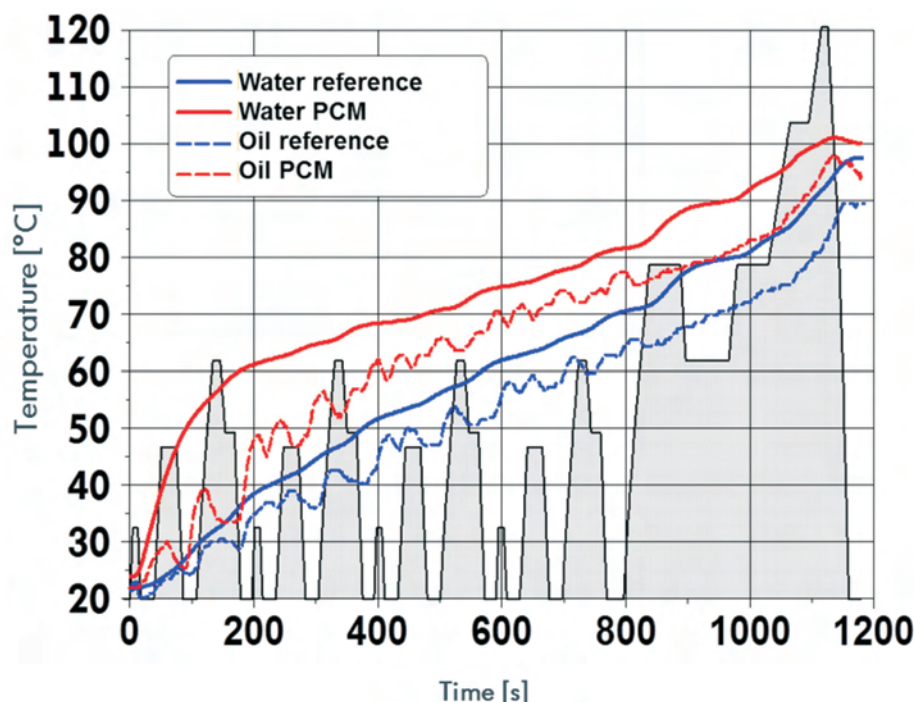


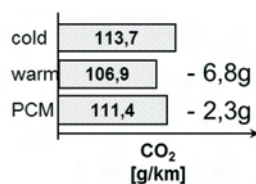
Fig. 17. NEDC, heat released to engine oil

Rys. 17. Ciepło uwalniane do oleju silnikowego w teście NEDC

sumption of diesel engines is, to a high degree, determined by increased mechanical friction.

To better address this special characteristic of the new application, the PCM-Exhaust-Heatstorage System was modified to enable a direct heat release into the engine oil. The results are shown in Fig. 18.

The effect of the heat release into the oil is significant. An advance in oil temperature compared to the reference of 40 to 50 K was achieved. Fig. 19 represents the effect on CO<sub>2</sub> emission gained by heat release into engine oil in the NEDC:


 Fig. 19. CO<sub>2</sub>-benefit of PCM in NEDC

Rys. 19. Korzyści emisji CO<sub>2</sub> przy użyciu PCM w teście NEDC

Although the gained two to three g/km CO<sub>2</sub> reduction seem beneficial on first sight, they do not meet the goal based on results of previous applications of the PCM-Exhaust-Heatstorage. Additionally, the charging was

dla silnika ZS. Wykazano największy wpływ na temperaturę płynu chłodzącego i oleju przez szybsze nagrzewanie się co przedstawiono na rys. 17.

W ciągu 3 minut uzyskano wzrost temperatury o 20 do 30 K.

Dodatkowe efekty podczas zimnego rozruchu różnią się znacząco w silniku o zapłonie iskrowym i o zapłonie samoczynnym. Natomiast zimny rozruch w silniku o ZI jest zdominowany przez efekty niedoskonałego tworzenia i spalania, a tym samym zdecydowanie wpływa na liniowość temperatury, zwiększone zużycie paliwa podczas zimnego rozruchu silnika ZS co jest spowodowane zwiększonym tarciem mechanicznym.

Aby lepiej ukierunkować specjalistyczny charakter nowej aplikacji systemu PCM został on zmodyfikowany w celu oddania ciepła do oleju silnikowego.

Wyniki przedstawiono na rysunku 18.

Efekt oddawania ciepła do oleju jest znaczący. Osiągnięto wzrost temperatury o 40 do 50 K. Rysunek 19 przedstawia efekt emisji CO<sub>2</sub> uzyskany przez oddawanie ciepła do oleju w teście NEDC:

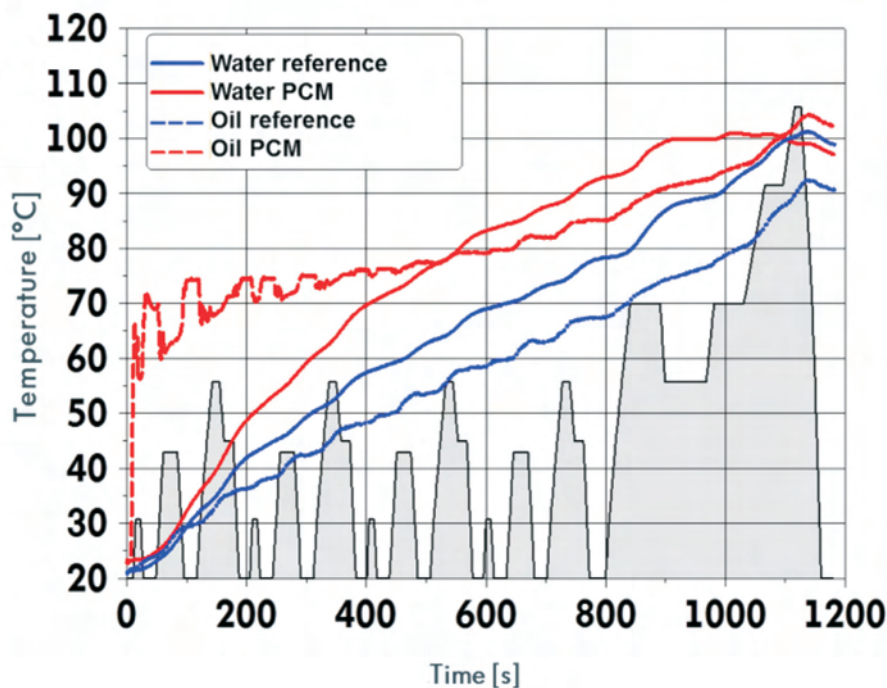


Fig. 18. NEDC, heat released to engine coolant

Rys. 18. Test NEDC, oddawanie ciepła do płynu chłodzącego

challenging due to the very efficient diesel engine and the complex exhaust after treatment systems, both resulting in very low exhaust gas temperatures. In the test configuration, it was impossible to recharge the system inside the NEDC limits.

In conclusion, the PCM-Exhaust-Heatstorage system was not able to transfer its promising performance in gasoline applications into this diesel application. A too small net CO<sub>2</sub> benefit in combination with too long recharge time resulted in a negative recommendation for usage in the final validator.

### 3.2. Electronics

The “Powerful” validator contains some special solutions on the electronics. Several systems have been integrated into the given, electronic architecture. The prototype engine software needed to be linked to the vehicle system. Two separate control units ES1000 have been implemented to control EATS, gas system and some engine functionalities.

In total two vehicles have been built. The first prototype performed the main engine testing and PCM investigations. The second vehicle, the validator, has been equipped with the latest engine evolution and the novel EATS to perform one year of testing on chassis roller test benches and test tracks.

### 4. Methodology of testing

The development of the “Powerful” vehicle is based on intensive testing. To achieve the necessary results three different test methods have been used. Over the period of two years the engine has been running on engine test benches of the Volkswagen group research to evaluate the best technical solutions and calibrations. For 1 ½ years the vehicles have been running on chassis roller test benches and also on the road to adjust the calibration of PCM, engine and EATS and there interaction. The last few month of the project have been characterised by a direct link of engine and chassis roller test bench. The direct feedback from the vehicle has been transferred to the engine test bench, where improvements have been elaborated, which have been tested the next day in the vehicle. This link between the two methods enabled an efficient and fast calibration of the EATS and engine.

Pomimo uzyskania redukcji o dwa do trzech g/km CO<sub>2</sub> dających wstępne korzyści, nie uzyskano celu opierającego się na wynikach poprzednich badań systemu PCM-Exhaust-Heatstorage. Ponadto akumulacja ciepła w wydajnych silnikach ZS jest bardzo trudna ze względu na złożoną instalację oczyszczania spalin oraz niską temperaturę spalin. W rezultacie niemożliwe było magazynowanie ciepła w zakresach limitów testu NEDC.

Podsumowując system PCM zastosowany w silnikach benzynowych nie mógł prawidłowo pracować w zastosowaniu do silnika o ZS. Zbyt małe korzyści emisji CO<sub>2</sub> w połączeniu z zbyt długim czasem magazynowania ciepła spowodowało negatywną rekomendację do zastosowania w pojeździe weryfikującym.

### 3.2. Układy elektroniczne

Pojazd weryfikacyjny „Powerful” zawiera pewne szczególne rozwiązania z dziedziny elektroniki. Kilka systemów zintegrowano w jedną architekturę. Prototypowy układ sterowaniem silnika musiał zostać połączony z elektroniką pojazdową. Dwie osobne jednostki sterujące ES1000 zaimplementowano do kontroli EATS, układu zasilania i niektórych elementów wykonawczych silnika.

W konsekwencji zbudowano dwa pojazdy. Na pierwszym z nich przeprowadzono główne testy silnika oraz testy PCM. Drugi pojazd weryfikacyjny był wyposażony w ostatnią wersję silnika i oprogramowanie ETAS. Badania były przeprowadzone na hamowniach podwoziowych oraz torach testowych i trwały rok.

### 4. Metodologia badań

Rozwój projektu „Powerful” opiera się na intensywnych badaniach. Aby uzyskać wyniki badań wykorzystano trzy różne metody badań. W okresie dwóch lat silnik został uruchomiony na stanowisku silnikowym w grupie Volkswagena w celu określenia najlepszego technicznego rozwiązania i kalibracji. W ciągu pół roku pojazd został przebadany na stanowisku podwoziowym, a także w warunkach drogowych w celu kalibracji PCM, silnika i w płynie na układ oczyszczania spalin. Ostatnie miesiące projektu charakteryzowały się bezpośrednim połączeniem badań



Fig. 20. Rear compartment with ES1000 and preparation for PEMS

Rys. 20. Przestrzeń bagażowa z układem ES1000 i przygotowanie do pomiarów z użyciem PEMS

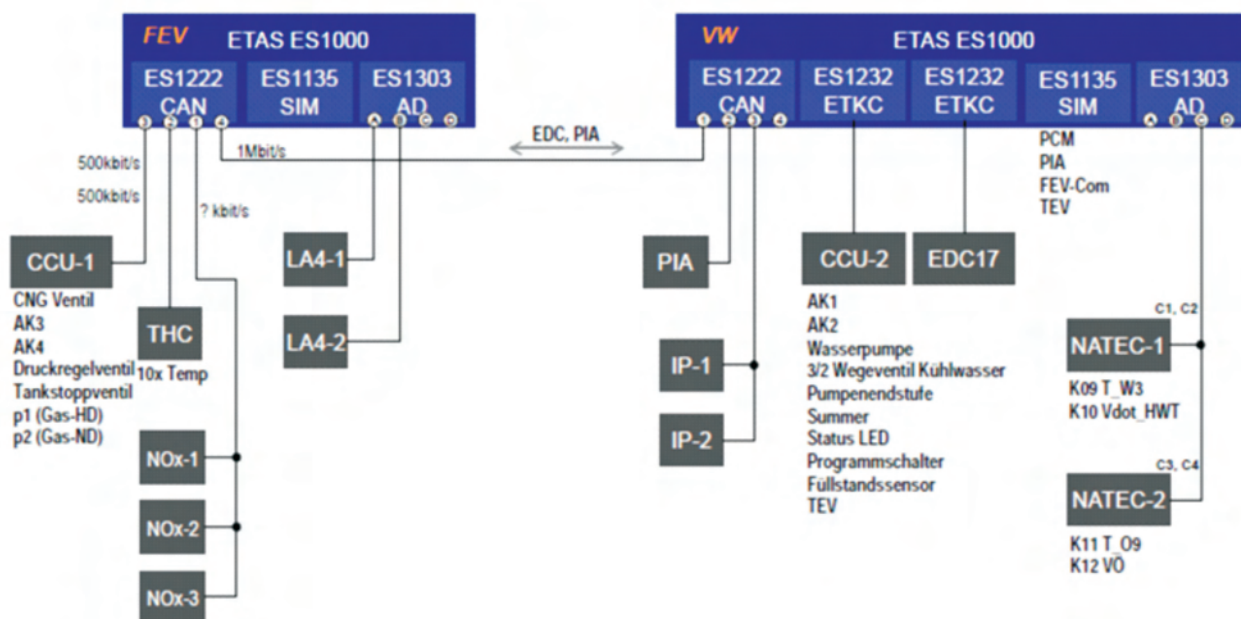


Fig. 21. Structure of electronic research components

Rys. 21. Schemat struktury elektronicznych komponentów pomiarowych

Additionally to the obliged NEDC tests road testing without and with PEMS (Portable Emission Measurement System) have also been performed. Fully equipped the vehicle weight without driver has been increased by the PEMS to 1820 kg corresponding to inertia class 4250 lbs, which drastically increased the challenge especially for the handling of the NO<sub>x</sub> raw emissions.

### 5. Results

The aim of “Powerful” is to stay below a certain CO<sub>2</sub> and emission level in the standard New European Driving Cycle containing urban and extra urban cycles.

silnikowych i badań na hamowni podwoziowej. Bezpośrednie reakcje pojazdu były przekazywane do hamowni silnikowej, gdzie opracowano zmiany, które zastosowano następnego dnia w pojeździe. Jest to powiązanie pomiędzy dwoma metodami wydajnej i szybkiej kalibracji układu oczyszczania spalin z silnikiem.

Ponadto test NEDC w warunkach drogowych przeprowadzono bez użycia oraz z użyciem przenośnego systemu pomiaru emisji spalin (PEMS). Masa pojazdu wyposażonego w PEMS wzrosła do 4250 lbs (1820 kg), co spowodowało drastyczne zwiększenie emisji, zwłaszcza dla surowych norm NO<sub>x</sub>.



Fig. 22: Validator equipped with PEMS

Rys. 22. Pojazd weryfikacyjny wyposażony w system PEMS

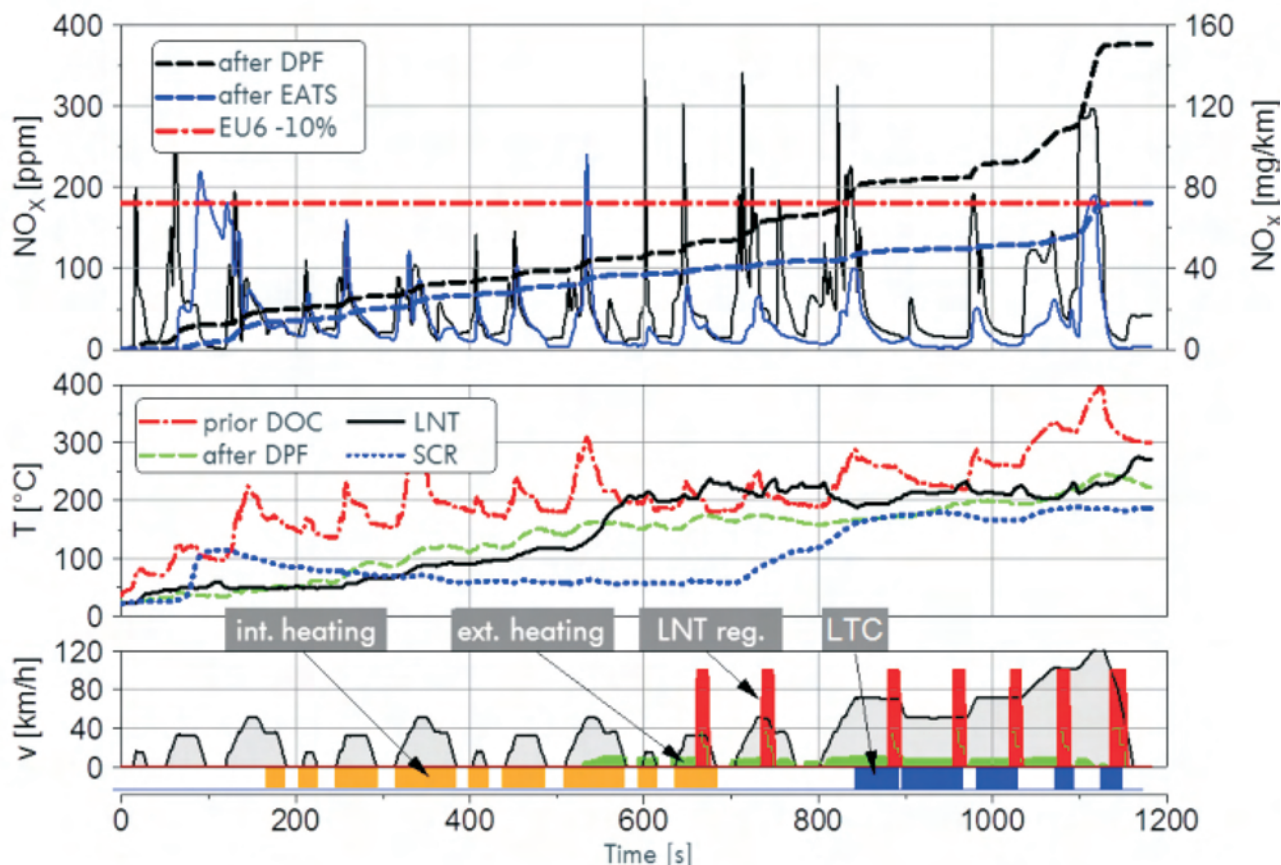
Fig. 23. NEDC with main CO<sub>2</sub>-penalty contributorsRys. 23. Test NEDC i główne czynniki wpływające na wzrost emisji CO<sub>2</sub>

Fig. 23 shows a NEDC test, which can be used as a sample to demonstrate the different phases and activities performed by engine, gas system and EATS. It is a combination of finding the best compromise of several measures, which are creating additional CO<sub>2</sub>, but are necessary to control the emission level. A CO<sub>2</sub> penalty is inevitable.

The example of an NEDC describes the different contributors to the CO<sub>2</sub>-penalty. The given example is the first calibration which leads to the accomplishment of the NO<sub>x</sub>-target of 72 mg/km. At the bottom of the figure the different measures to run the EATS are shown.

The first applied measure (marked in orange) is the internal heating. As soon as the oxidation catalyst reaches a certain temperature (ca. 200 °C) the engine changes the combustion to create higher exhaust gas temperatures. This combustion mode creates higher HC emissions, which will only be converted by the catalyst at temperatures above 200 °C. HC emissions and the cold catalyst avoid an earlier starting of the heating mode. This engine mode is less efficient and leads to a CO<sub>2</sub>-penalty.

The second measure is the external heating (green marking). To use the exothermic reaction of the LNT in the advanced EATS the reformat gas is dosed in upstream LNT. This can be done when the LNT reaches around 120 °C. The effect can be seen in Fig. 18 (time = 550 s), when the

## 5. Wyniki badań

Celem projektu Powerful było spełnienie przez pojazd norm emisji CO<sub>2</sub> i emisji związków toksycznych w teście NEDC, zarówno w części miejskiej jak i pozamiejskiej. Rysunek 23 przedstawia test NEDC, który może być użyty jako przykład do zademonstrowania różnych faz aktywności silnika, systemu zasilania i EATS. Jest to kombinacja kompromisowych nastaw układów dokonanych po kilku pomiarach, która skutkuje emisją dodatkowej ilości CO<sub>2</sub>, ale jest ona niezbędna do kontroli poziomu emisyjności.

Przykładowy przebieg testu NEDC wskazuje na główne czynniki powodujące wzrost emisji CO<sub>2</sub>. Podany przykład jest związany z pierwszą kalibracją umożliwiającą uzyskanie emisji NO<sub>x</sub> na poziomie 72 mg/km. W środkowej części rysunku przedstawiono wyniki pomiarów temperatury w poszczególnych składowych EATS.

Pierwszym zastosowanym środkiem jest wewnętrzne ogrzewanie. Po przekroczeniu przez reaktor utleniający założonej temperatury (ok. 200 °C) silnik tak steruje procesem spalania, by zwiększyć temperaturę spalin. Taki tryb spalania powoduje wzrost emisji HC, które mogą zostać konwertowane wyłącznie w reaktorze pracującym przy temperaturze ponad 200 °C. Emisja HC oraz chłodny reaktor katalityczny blokują włączenie trybu wewnętrznego podgrzewania. Ten tryb powoduje zmniejszenie sprawności silnika, co w kon-

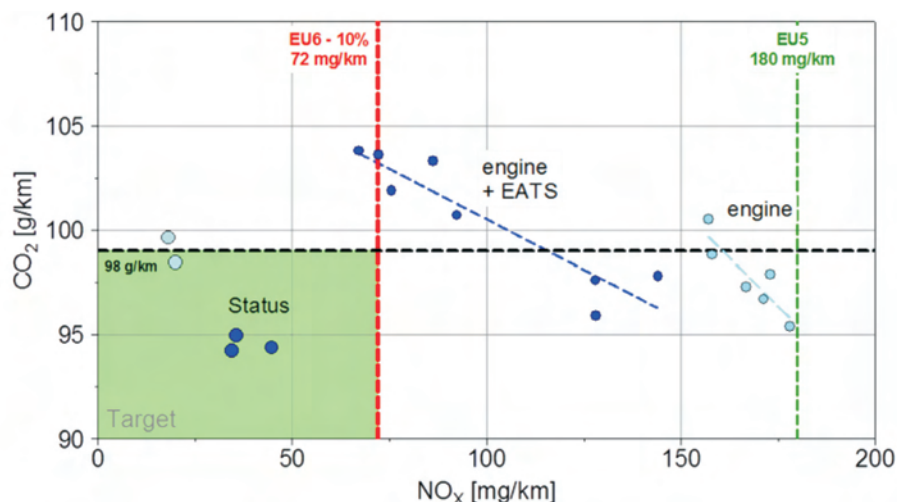


Fig. 24. Improvements of NO<sub>x</sub>/CO<sub>2</sub>-levels during vehicle testing (NEDC)

Rys. 24. Obniżenie poziomów emisji NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> w fazie testów pojazdu (NEDC)

temperature (black graph) in the LNT (“NSK” in diagram) rises rapidly after starting the external heating. The reformat gas contents CO, which leads to a CO<sub>2</sub>-penalty.

While the internal heating can be stopped, the third measure starts. Starting at 200 °C the LNT stores NO<sub>x</sub> and needs regular regeneration. Depending on the cycle the regeneration of the LNT is activated and will be repeated regularly. This is done by dosing bigger amounts of the reformat gas to create rich condition ( $\lambda < 1$ ) in the catalyst. The use of the gas leads to a further CO<sub>2</sub>-penalty (red marking).

Finally the use of LTC, which is helpful to keep the NO<sub>x</sub> raw emissions low, adds another CO<sub>2</sub>-penalty caused by the increased fuel consumption of this combustion process (blue marking).

Figure 24 shows the steps made during the period of vehicle testing in terms of NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> in NEDC-tests.

The first step has been made with vehicle #1 with a basic Oxi-cat and DPF system and without the dedicated Powerful-EATS. The engine was calibrated to EU5 emission levels as an accepted base level for SCR-systems. This configuration was instantly in the targeted CO<sub>2</sub>-window below 98 g/km, the best test result showed 95 g CO<sub>2</sub>/km.

The same engine in vehicle #2 (validator) in combination with the Powerful EATS delivered a NO<sub>x</sub>-reduction. Different adjustments and calibrations of the EATS created a range of results showing the trade-off between CO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub>. Only one parameter was achieving the target, CO<sub>2</sub> or NO<sub>x</sub>, but not both at the same time.

These tests were fundamental for the calibration of EATS and the engine. An updated EATS hardware with a new LNT improved the NO<sub>x</sub>-conversion. This improvement is based on a better coating of the catalyst and on the circumstance, that the catalysts were fresh without significant aging effects. This update produced test results, which accomplished both, the CO<sub>2</sub> target of below 100 g/km and the NO<sub>x</sub> target of 72 mg/km.

The last step was made by a final calibration towards higher efficiency (less fuel efficiency penalty) by using the

sekwencji prowadzi do wzrostu emisji CO<sub>2</sub>.

Kolejnym elementem jest zewnętrzne ogrzewanie. Aby przeprowadzić egzotermiczną reakcję w zaawansowanym systemie EATS zreformowany gaz doprowadza się do górnej części LNT. Można tego dokonać, gdy LNT osiągnie temperaturę ok. 120 °C. Wyniki pomiarów temperatury zostały przedstawione na rysunku 18 (t = 550 s). Temperatura w LNT gwałtownie wzrasta po włączeniu zewnętrznego ogrzewania. Zreformowany gaz zawiera CO, przez co wzrasta emisja CO<sub>2</sub>.

W chwili wyłączenia zewnętrznego ogrzewania, aktywowany jest trzeci układ. LNT jest włączany przy 200 °C, magazynuje NO<sub>x</sub> i wymaga regularnej regeneracji. Regeneracja jest przeprowadzana w zależności od cyklu pracy i regularnie powtarzana. Następuje ona przez podanie dużej objętości zreformowanego gazu, co ma na celu stworzenie odpowiednich warunków w reaktorze katalitycznym. Użycie gazu powoduje dalsze zwiększenie emisji CO<sub>2</sub>.

Spalanie niskotemperaturowe, korzystne z punktu widzenia emisji NO<sub>x</sub>, powoduje kolejny wzrost emisji CO<sub>2</sub> związany ze zwiększeniem zużycia paliwa.

Rysunek 24 pokazuje postępy poczynione w trakcie prowadzenia badań testowych pojazdu w odniesieniu do emisji NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> w teście NEDC.

Pierwszy etap ukończono w oparciu o pojazd #1 wyposażony w typowy utleniający reaktor katalityczny i system DPF, bez układu EATS wykonanego w ramach projektu Powerful, bez układu spełnia normę emisji Euro5 na poziomie bazowym dla pojazdów wyposażonych w system SCR. Wspomniana konfiguracja umożliwiała osiągnięcie założonego celu dla emisji CO<sub>2</sub> – rezultat na poziomie 98 g/km, natomiast najlepszy wynik wyniósł 95 g/km.

Pojazd #2 (weryfikator) posiadający tę samą jednostkę napędową w połączeniu z EATS wykonanym w projekcie Powerful, charakteryzował się obniżoną emisją NO<sub>x</sub>. Zróżnicowane konfiguracje nastaw układu EATS stworzyły pakiet wyników ułatwiających znalezienie rozwiązania kompromisowego względem emisji CO<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub>. Możliwe było spełnienie założeń maksymalnej emisji jednego z wymienionych składników, nie było natomiast możliwe jednoczesne spełnienie założeń maksymalnej emisji obydwu składników.

Testy te posłużyły za bazę do kalibracji układu EATS i silnika. Zmodyfikowany układ oczyszczania spalin wyposażony w nowy system LNT charakteryzował się usprawnioną konwersją NO<sub>x</sub>. Poprawa ta była zasługą zastosowania nowych powłok reaktora katalitycznego, dzięki czemu jego działanie było równe działaniu nowego reaktora. Konse-

given margin between the achieved NO<sub>x</sub> values and the target. Considering a drop of catalyst performance by aging effects some NO<sub>x</sub> conversion efficiency has been sacrificed to reduce the CO<sub>2</sub> values. This has been done for example by reducing heating measures. The final calibration is safely on the target.

The results of NEDC testing are shown in Table 4. The targets have been accomplished simultaneously even with the increased inertia class of 3500 lbs.

Beside the NEDC also WLTC cycles have been investigated. It addresses situations of the real world driving by

kwencją było jednoczesne spełnienie założeń maksymalnych emisji na poziomie 100 g CO<sub>2</sub>/km oraz 72 mg NO<sub>x</sub>/km.

Ostatnim etapem była końcowa kalibracja ukierunkowana na wzrost sprawności (obniżenie zużycia paliwa), której przeprowadzenie było możliwe dzięki różnicy między osiągniętymi i założonymi poziomami emisji. Mając na uwadze spadek sprawności reaktora związany z efektem starzenia, obniżono emisję CO<sub>2</sub> kosztem efektywności redukcji NO<sub>x</sub>. Dokonano tego m. in. poprzez ograniczenie podgrzewania. Nastawy końcowe uplasowały rezultaty prac w założonych granicach.

Tab. 4. Project targets and results for CO<sub>2</sub> and emissions (EU6 minus 10%) in NEDC

Tab. 4. Założenia do projektu i osiągnięte wartości emisji dla CO<sub>2</sub> oraz pozostałych składników (Euro 6 minus 10%) w teście NEDC

Parameter/parametr	Target value/wartość docelowa	Reached value/wartość uzyskana	Accomplished?!/realizacja?	Unit/jednostka
CO <sub>2</sub>	98	94.4	Yes	g/km
NO <sub>x</sub>	0.072	0.045	Yes	g/km
CO	0.45	0.082	Yes	g/km
HC + NO <sub>x</sub>	0.153	0.100	Yes	g/km
PM	0.0045	0	Yes	g/km

including higher loads and speeds and is characterised by an increased dynamic compared to NEDC.

The experience made with NEDC and WLTC tests is an increase of CO<sub>2</sub> by 5%. It is increasing in WLTC due to the higher dynamic and maximum loads. The longer duration of the cycle creates a higher ratio of warm conditions and therefore reduces HC and CO emissions. At the same time the increase of average temperature in combination with the higher loads and the increased transience lead to higher raw and tailpipe NO<sub>x</sub>-emissions.

Wyniki testów wg procedury NEDC przedstawiono w tabeli 4. Założenia zostały spełnione jednocześnie, nawet dla klasy bezwładności zwiększonej do 3500 lbs.

Testy przeprowadzono nie tylko wg procedury NEDC, ale również WLTC. Odnosi się ona do sytuacji w rzeczywistych warunkach, również z większymi obciążeniami i prędkościami. W porównaniu do NEDC, charakteryzuje się większą dynamiką jazdy.

Z przeprowadzonych badań wynika, że emisja CO<sub>2</sub> w teście WLTC jest większa o 5% niż w teście NEDC.

Tab. 5. Results for CO<sub>2</sub> and emissions (EU6 minus 10%) in WLTC in comparison to NEDC

Tab. 5. Wartości emisji CO<sub>2</sub> i pozostałych związków z testów wg procedury WLTC w odniesieniu do procedury NEDC

Parameter/parametr	Reference Value from NEDC/wartość referencyjna w teście NEDC	Reached Value/uzyskana wartość Test 1	Reached Value/uzyskana wartość Test 2	Unit/jednostka
CO <sub>2</sub>	94.4	100.1	99.6	g/km
NO <sub>x</sub>	0.045	0.063	0.053	g/km
CO	0.082	0.019	0.007	g/km
HC + NO <sub>x</sub>	0.100	0.089	0.070	g/km

## 6. Summary

The undertaken efforts regarding engine development set up of the vehicles and calibration of engine and EATS have contributed to a successful end of the "Powerful" project by safely accomplishing the given CO<sub>2</sub> and emission targets. The link of all technical measures and their intelligent use lead to an overall CO<sub>2</sub> reduction of about 15 g/km. With this research engine the potential of several technical measures like improved turbo chargers, injection components and friction reduction (PCM) has been demonstrated. At the same time the task has been mastered to use the best possible combination of measures to create a sufficient overall NO<sub>x</sub>-conversion with a minimised CO<sub>2</sub> penalty.

Wynika to z większej dynamiki jazdy, a zatem i większego obciążenia. Dłuższy czas trwania testu zwiększa udział pracy w ustalonym stanie termicznym, a tym samym powoduje obniżenie emisji HC i CO. Jednocześnie wzrost średniej temperatury w połączeniu z większymi i bardziej zmiennymi obciążeniami skutkowało zwiększeniem emisji NO<sub>x</sub> zarówno z silnika, jak i układu wylotowego pojazdu.

## 6. Podsumowanie

Podejmowane działania w zakresie rozwoju silnika, skonfigurowanie go z pojazdem oraz dalsza kalibracja z systemem oczyszczania spalin przyczyniły się do pomyślnego zakończenia projektu "Powerful" przez osiągnięcie zakładanego poziomu emisji CO<sub>2</sub> oraz pozostałych celów emisyjnych. Powiązanie wszystkich środków technicznych

The downsizing concept demonstrates its potential to reduce fuel consumption and CO<sub>2</sub>-emission, while the increased NO<sub>x</sub> emission, which is a consequence of the increased specific engine load, remains a challenge for systems without active SCR.

Generally the Diesel engine still has potential of a further improvement of fuel efficiency and emissions. It is still worth spending efforts in internal combustion engines to contribute to an environment friendly automotive future.

### Acknowledgement

The research leading to these results has received funding from the European Union 7th Framework Program [FP7/2007-2011] under grant agreement No. 234032. The authors are grateful to the funding of EU in the “Powerful” research project and all persons, who know to have their contribution in this study in author’s R&D laboratories.

i ich inteligentne wykorzystanie prowadzi do ogólnego zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> o 15 g/km. Dzięki wykorzystaniu potencjału szeregu środków technicznych w silniku badawczym, przedstawiono takie działania jak ulepszenie turbodoładowania, wykorzystanie nowych wtryskiwaczy i zmniejszenie tarcia. Jednocześnie możliwe było przez wykorzystanie najlepszej kombinacji środków technicznych, aby dokonać wystarczającej konwersji całkowitej NO<sub>x</sub> ze zminimalizowaniem emisji CO<sub>2</sub>.

Koncepcja downsizingu pokazuje potencjał do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>, podczas gdy zwiększa się emisja NO<sub>x</sub>, co jest konsekwencją zwiększonego obciążenia silnika. Zwiększona emisja NO<sub>x</sub> pozostaje dużym wyzwaniem technicznym dla systemów bez aktywnego SCR.

Ogólnie silnik o zapłonie samoczynnym ma nadal potencjał dalszego rozwoju pod kątem możliwości zmniejszenia zużycia paliwa i redukcji emisji spalin. Nadal więc jest warto poświęcić wysiłki w pracach badawczych nad silnikami spalinowymi, które przyczynią się do poprawy oddziaływania na środowiska i wpłyną na przyszłość motoryzacji.

### Bibliography/Bibliografia

1. Käppner C., Henn M., Löscheter H.T., Drückhammer J., Appelt C., Hampe J.: Exhaust Energy Recovery by PCM Heat Storage; Aachener Kolloquium 2012.

Michael Weißner, Dipl.-Ing. – Volkswagen AG, Group Research Powertrain (Germany).

e-mail: [michael.weissner@volkswagen.de](mailto:michael.weissner@volkswagen.de)



Karsten Wrede, Dipl.-Ing.(FH) – Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [karsten.wrede@volkswagen.de](mailto:karsten.wrede@volkswagen.de)



Sebastian Watzl, Dipl.-Ing.(FH) – Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [sebastian.watzl@volkswagen.de](mailto:sebastian.watzl@volkswagen.de)



Tobias Menzel, Dipl.-Ing.(FH), Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [tobias.menzel@volkswagen.de](mailto:tobias.menzel@volkswagen.de)



### Abbreviations/Oznaczenia i skróty

HCs	Hydrocarbons/węglowodory
LNT	Lean NO <sub>x</sub> Trap/układ wychwytyjący NO <sub>x</sub>
SCR	Selective Catalytic Reduction/selektywna redukcja katalityczna
EATS	Exhaust Gas Aftertreatment System/system oczyszczania spalin
LTC	Low Temperature Combustion/spalanie niskotemperaturowe
NEDC	New European Driving Cycle/europejski cykl jezdny
PEMS	Portable Emission Measurement System/mobilny system pomiaru emisji spalin
PCM	Phase Changing Material/materiał zmiennofazowy
EGR	Exhaust Gas Recirculation/system recyrkulacji spalin

Christian B. Klütting, Dipl.-Wirt.-Ing. – Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [christian.kluetting@volkswagen.de](mailto:christian.kluetting@volkswagen.de)



Martin Schüttenhelm, Dipl.-Ing., Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [martin.schuettenhelm@volkswagen.de](mailto:martin.schuettenhelm@volkswagen.de)



Michael Frambourg, Dipl.-Ing. – Volkswagen AG, Group Research (Germany).

e-mail: [michael.frambourg@volkswagen.de](mailto:michael.frambourg@volkswagen.de)



## Research-based assessment of the influence of hydrocarbon fuel atomization on the formation of self-ignition spots and the course of pre-flame processes

*The paper discusses the issues of the influence of the fuel spray formation on the generation of self-ignition spots and the development of pre-flame processes in the cylinder of a model diesel engine. The investigations were carried out with the use of 8-hole piezoelectric injectors for a standard diesel fuel and three other types of fuel that were mixtures of ethanol, butanol and gasoline in a variety of proportions. By applying optical methods of analysis the authors determined the geometrical indexes of the forming of fuel spray and of fuel mass distribution in the longitudinal and transverse cross-section of the fuel spray during the injection process. The location and number of the self-ignition spots in the combustion chamber were evaluated on the basis of a comparison under the swirl vs. no swirl conditions.*

Key words: diesel fuel injection, atomization, self-ignition

### Badawcza ocena wpływu rozpylenia paliw węglowodorowych na tworzenie się ognisk samozapłonu oraz przebieg procesów przedpłomiennych

*W artykule omówiono zagadnienia wpływu kształtowania się strugi wtryskiwanego paliwa na tworzenie ognisk samozapłonu oraz rozwój procesów przedpłomiennych w przestrzeni roboczej modelowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Badania wykonano wykorzystując 8-otwinkowe wtryskiwacze piezoelektryczne dla standardowego oleju napędowego oraz dla 3 innych paliw, które stanowiły mieszaniny: etanolu, butanolu i benzyny w różnych proporcjach. Stosując optyczne metody analizy określano wskaźniki geometryczne powstającej strugi wtryskiwanego paliwa oraz rozkład masy paliwa w przekroju podłużnym i poprzecznym strugi w trakcie trwania procesu wtrysku. Miejsce i liczbę powstających ognisk samozapłonu w przestrzeni spalania oceniano porównawczo w warunkach braku zawirowania ładunku oraz przy jego występowaniu.*

Słowa kluczowe: wtrysk oleju napędowego, rozpylenie, samozapłon

### 1. Introduction

The need to comply with exhaust emission standards will force to search for alternative fuels to power the compression ignition engines. At the same time, expected reduction of carbon dioxide emissions into the atmosphere makes it desirable to apply ethanol, butanol and gasoline as additives to diesel fuel. Mixtures of these fuels have properties similar to diesel fuel, however, in some aspects surpass it. The paper contains an assessment of the applicability of such mixtures of fuels in terms of their properties for atomization, evaporation and further combustion. Already authors' earlier work focused on alternative fuels used in spark-ignition engines [5] and in compression-ignition engines [6, 7].

Analysis of literature concerning application of modern alternative fuels shows some significant aspects of this problem:

a) application of ethanol as additive to diesel fuel in the rate of 10-15% implicates lowering of PM emission by 20-27% and 30-41% respectively [1]. Such mixture has lower density, lower cetane number and smaller viscosity [2, 3]. The important barrier in application of this kind of mixtures is limited mixing ability in lower temperatures. Some research works are being currently performed for working out of new fuel additives which should allow to preserve homogeneity of the diesel fuel and ethanol mixtures independently from the temperature;

### 1. Wprowadzenie

Konieczność spełniania norm emisji spalin powoduje poszukiwanie paliw alternatywnych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Jednocześnie ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery sprawia, że w obszarze zainteresowania jest etanol, butanol oraz benzyna jako dodatki do oleju napędowego. Mieszaniny tych paliw mają własności zbliżone do oleju napędowego, jednak w niektórych aspektach je przewyższają.

W artykule dokonano oceny możliwości zastosowania takich mieszanin paliw w aspekcie właściwości ich rozpylenia oraz dalszego spalania. Wcześniejsze prace autorów dotyczyły paliw alternatywnych stosowanych w silnikach o zapłonie iskrowym [5] oraz w silnikach o zapłonie samoczynnym [6, 7].

Analiza literatury dotycząca stosowania najnowszych paliw alternatywnych wskazuje na następujące aspekty:

a) zastosowanie etanolu jako dodatku do oleju napędowego w ilości 10-15% powoduje zmniejszenie emisji PM odpowiednio o 20-27% i 30-41% [1]. Mieszanina taka wykazuje także mniejszą gęstość, mniejszą liczbę cetaonową i lepkość [2, 3]. Barię w wykorzystaniu takich mieszanin jest ograniczona skłonność do mieszania w obniżonych temperaturach. Prowadzone są obecnie badania w celu opracowania dodatków pozwalających zachować jednorodność mieszaniny oleju napędowego i etanolu niezależnie od temperatury;

- b) application of the butanol additive to diesel fuel in amount of 10% reduces the cetane number of fuel by 7% in comparison to diesel fuel [8]; small additives of nitrate of diethylohexyl (0.1%) are resulting in improvement of cetane number, which reduces self-ignition delay of the fuel. Investigation of the butanol additive (5-20%) into diesel fuel performed by Kinoshita [9] showed an increase in self-ignition delay when comparing to the diesel fuel; however the improvement in thermal efficiency of the combustion process has been confirmed.
- c) application of the diethylether (DDE) as an additive to diesel fuel allows for decreasing of self-ignition delay due to the high cetane number of DDE. Investigations performed by Biradar [10], where 5-10% DDE stand for additive to diesel fuel, have indicated an increase of maximal cylinder pressure and of maximal values of heat release rates. Experiments conducted by Iranmanesh for DDE additive up-to 10% [15] and up-to 20% [16] have showed significant decreasing of  $\text{NO}_x$  emission (up-to 51%) by higher DDE-rates. Reaching on this way of the smaller fuel viscosity leads to the improvement of fuel atomization and of combustion process course, but PM emission has not been improved simultaneously and CO emission has been recorded even higher. Similar results were obtained by Cui et al. [17] in which the application of ethanol and diesel fuel mixtures has contributed to decreasing of PM and  $\text{NO}_x$  emissions by simultaneous increasing of CO and hydrocarbons emissions. Despite the use of more volatile ethanol, the self-ignition delay increased against this of the diesel fuel, by low engine loads.

According to the examples discussed above, the share of additives in the base fuel is being usually restricted to small values. Only in cases of the ethanol application bigger shares could be taken into account.

To meet future emission limits such fuel properties are required which allow to decrease fuel density at the expense of only a small limitation of fuel calorific value. It is also required to reduce the viscosity of fuel in order to facilitate its dispersion during the injection. The use of alternative fuels (or fuel mixtures) should be capable of burning them with a large participation of recirculated exhaust gases. This requirement can be met only in the case of fuels with reduced tendency to form particulate matter, and thus more volatile. In this case it is indicated to use additives to diesel fuel in form of gasoline components (e.g., ethanol, butanol or DEE).

The use of alternative fuels (or additions) results in changes in atomization and their burning at a later stage. Research conducted by Parka [11] indicate that the high-ambient gas pressure is resulting in the fast breakup of droplets and the small droplet size. In comparison of D100 and DE20 fuels, the droplet size of DE20 fuel was smaller than that of D100 fuel due to the low kinematic viscosity and surface tension.

The evaporation of liquid droplets has very important influence on the ignition, combustion and exhaust emissions with the atomization characteristics of spray and the mixing process of air and fuel droplets [12]. Authors of the work

- b) zastosowanie butanolu w ilości 10% do oleju napędowego zmniejsza o 7% liczbę cetanową takiej mieszaniny w stosunku do oleju napędowego [8]; nieznaczne dodatki azotanu dietyloheksylu (0,1%) powodują poprawę liczby cetanowej, co zmniejsza opóźnienie samozapłonu paliwa. Badania dodatku butanolu (5-20%) do oleju napędowego prowadzone przez Kinoshitę [9] wykazały zwiększenie opóźnienia samozapłonu w stosunku do oleju napędowego, jednak jednocześnie stwierdzono polepszenie sprawności cieplnej procesu spalania;

- c) zastosowanie dietyleteru (DEE) jako dodatku do oleju napędowego pozwala na zmniejszenie opóźnienia samozapłonu ze względu na dużą wartość liczby cetanowej dietyleteru DEE. Badania prowadzone przez Biradara [10], w których DEE stanowiło 5-10% dodatku do oleju napędowego, wskazują na zwiększanie maksymalnego ciśnienia w cylindrze oraz zwiększenie maksymalnych wartości szybkości wywiązywania ciepła. Badania prowadzone przez Iranmanesha przy zawartości DEE do 10% [15] oraz do 20% [16] wykazały możliwości znacznego ograniczenia emisji  $\text{NO}_x$  (do 51%) przy dużym udziale dietyleteru. Uzyskanie mniejszej lepkości prowadzi do poprawy rozpylenia paliwa, a tym samym do poprawy procesu spalania, jednak zacinienie spalin nie zostało znacząco poprawione (a emisja CO nawet uległa zwiększeniu). Podobne rezultaty uzyskano w badaniach Cui i in. [17], w których zastosowanie mieszaniny etanolu i oleju napędowego przyczyniło się do zmniejszenia emisji sadzy oraz  $\text{NO}_x$  przy zwiększonej emisji tlenku węgla i węglowodorów w porównaniu do zasilania olejem napędowym. Mimo zastosowania bardziej lotnego etanolu, przy niewielkim obciążeniu silnika, opóźnienie samozapłonu uległo zwiększeniu w porównaniu do zasilania paliwem bazowym.

Jak wynika z przedstawionych tutaj przykładów, udział dodatków w paliwie bazowym jest ograniczony przeważnie do niewielkich ilości. Jedyne w przypadku etanolu można mówić o znacznych udziałach tego dodatku. W przypadku stosowania paliw pozwalających na spełnienie przyszłych limitów emisji spalin, wymagane są właściwości pozwalające na ograniczenie gęstości kosztem niewielkiego ograniczenia wartości opałowej. Wymagane jest także zmniejszenie lepkości paliwa w celu ułatwienia jego rozpylenia podczas wtrysku. Stosowanie paliw alternatywnych (lub mieszanin paliw) powinno pozwalać na ich spalanie z dużym udziałem recyrkulowanych spalin. Wymaganie to może być spełnione tylko w przypadku paliw o zmniejszonej skłonności do tworzenia cząstek stałych, a więc bardziej lotnych. W tym względzie celowe jest stosowanie dodatków do oleju napędowego składników benzyn (w postaci np. etanolu, butanolu lub DEE).

Zastosowanie paliw alternatywnych (lub dodatków) skutkuje zmianami w ich rozpyleniu i w późniejszym spalaniu. Badania prowadzone przez Parka [11] wskazują, że duże ciśnienie gazu skutkuje szybkim rozpadem kropeł i ich małą średnicą. Porównując paliwa D100

[13] stated, that DE20 fuel started to evaporate earlier, and its final vaporized fuel mass was also larger than D100. It is the reason why the volatility of DE20 is superior to that of D100 and the active energy to evaporate in DE20 is lower than that in D100. In addition, the high-injection pressure in both fuels resulted in the fast and large evaporation due to the active atomization.

Studies of ignition delay reported in the work [14] was carried out with the use of fuels with similar cetane numbers. A mixture of ethanol and butanol with the diesel fuel has been used for this purpose, which its cetane number CN was 35 (40% ethanol or butanol 55%) and CN = 40 (30% and 40% ethanol, butanol). No significant differences in self-ignition delay have been observed at variable engine loads for the fuels with the same cetane number.

The authors' work based on previous knowledge concerning these fuels allowed for an assessment of the spray formation and atomization processes in terms of their geometrical indexes. Research on pre-flame processes were designed to determine the ability to self-ignition based on local values of indexes of the combustion process.

## 2. Methodology of research

### 2.1. Investigated fuels

Research on the fuel atomization and generation of self-ignition spots was conducted for diesel fuel and for mixtures of diesel fuel (DF) with butanol (BUT) and ethanol (E20, E100). These fuels have been marked as F1, F2, F3 and F4, and their basic indicators are shown in table 1. One can notice that for every fuels in order from F1 to F4 the calorific value is reduced by ca. 20%, their density by ca. 3.5%, and viscosity by ca. 55%. Ethanol additive to diesel fuel significantly reduces the viscosity and density of the mixture; from this reason the better and faster fuel atomization and shorten the self-ignition delay was expected in this case.

### 2.2. Research stands

Information on issues affecting fuel atomization and pre-flame combustion require analysis of the injection and combustion using the respective test stands. An analysis of the injection process, the formation of sprays and liquid fuel distribution in sprays was carried out using a Constant Volume Chamber (with back-pressure adjustable in a wide range of values), which is schematically shown in Figure 1.

To determine the self-ignition delay, as well as the number and locations of self-ignition spots a Rapid Compression Machine (RCM) has been exploded, which is presented in Fig. 2.

### 2.3. Range of research

In order to obtain the comparative results the research was carried out for three different values of injection pressure and for 3 different fuel injection duration times. During most of the measurements constant back pressure equal to 30 bar has been maintained in the workspace; in one series of measurement back pressure was increased up

oraz DE20, średnice kropeł paliwa DE20 są mniejsze niż średnice kropeł paliwa D100 z powodu małej lepkości kinematycznej i napięcia powierzchniowego. Parowanie kropeł cieczy ma bardzo istotny wpływ na zapłon, spalanie i emisję szkodliwych składników spalin wraz z charakterystyką rozpylenia oraz procesem mieszania powietrza i kropeł paliwa [12]. Autorzy pracy [13] stwierdzili, że proces parowania paliwa DE20 zaczyna się wcześniej, a całkowita masa odparowanego paliwa jest również większa niż paliwa D100. Przyczyna tego jest również większa lotność paliwa DE20 niż paliwa D100, a także mniejsza energia aktywacji parowania paliwa DE20 niż paliwa D100. Ponadto, duże ciśnienie wtrysku paliwa obu paliw skutkuje szybkim i długim parowaniem podczas rozpylenia paliw.

Badania opóźnienia samozapłonu przedstawione w pracy [14] prowadzono z wykorzystaniem paliw o podobnych liczbach cetanowych. Użyto w tym celu mieszaniny etanolu i butanolu z olejem napędowym, których liczba cetanowa wynosiła 35 (dodatek etanolu 40% lub butanolu 55%) oraz CN = 40 (dodatek 30% etanolu oraz 40% butanolu). Stwierdzono brak różnic w opóźnieniu samozapłonu przy zmiennych wartościach obciążenia dla tych paliw przy jednakowej liczbie cetanowej.

Własne badania wykorzystujące wiedzę dotyczącą tych paliw pozwoliły na ocenę procesów rozpylenia (tworzenia strugi) w aspekcie ich wskaźników geometrycznych. Badania procesów wczesnopłomiennych miały na celu określenia zdolności do samozapłonu na podstawie lokalnych wartości wskaźników procesu spalania.

## 2. Metodyka badań

### 2.1. Paliwa poddane badaniom

Badania nad rozpyleniem paliwa i powstawaniem ognisk samozapłonu przeprowadzono dla oleju napędowego oraz dla paliw stanowiących mieszaniny ON, butanolu oraz

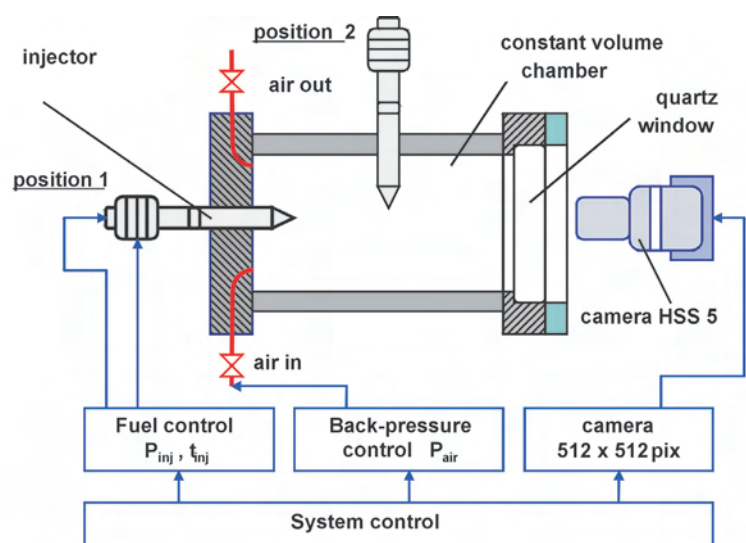
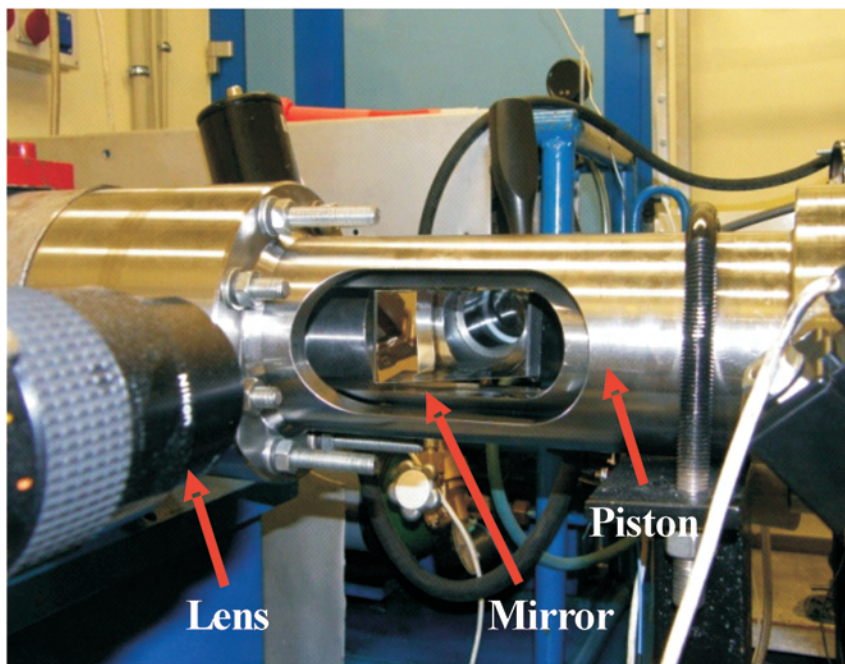


Fig. 1. The scheme of Constant Volume Chamber for investigations of fuel injection and atomization

Rys. 1. Schemat komory stałej objętości do badania rozpylenia paliwa

Table 1. Characteristics of investigated fuels  
 Tablica 1. Charakterystyka zastosowanych paliw

Fuel/paliwo	F1	F2	F3	F4
Composition/skład	ON	70% ON 30% E20	45% ON 45% BUT 10% DEE	45% ON 45% E100 10% DEE
Calorific value/wartość opałowa [MJ/kg]	42.87	41.58	37.46	34.72
Density/gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	835	813	812	805
Viscosity/lepkość [mPa·s]	2.95	1.59	1.62	1.33
Air access ratio, $\lambda/\lambda$ stoichiometric/ $\lambda$ stoch. [-]	14.53	14.21	12.85	11.83


 Fig. 2. Optical access into combustion chamber of the Rapid Compression Machine  
 Rys. 2. Dostęp optyczny do komory spalania w maszynie do pojedynczego cyklu spalania

to 40 bar. Different injection duration times and injection pressures have resulted in different values of injected fuel doses from 2.5 to 31 mg. Test plan of investigations on injection performed in the Constant Volume Chamber is presented in Table 2.

#### 2.4. Rules of interpretation of fuel atomization research results

In the assessment of the injection process and injected fuel distribution, geometric indexes evaluated on the basis of an assessment of the amount of light reflected from the

etanolu. Paliwa te oznaczono jako F1, F2, F3 i F4, a ich podstawowe wskaźniki przedstawiono w tabelicy 1. Można zauważyć, że dla poszczególnych paliw w kolejności od F1 do F4 wartość opałowa zmniejsza się o ok. 20%, ich gęstość o ok. 3,5%, lepkość o ok. 55%. Dodatek etanolu do oleju napędowego istotnie zmniejsza więc lepkość i gęstość mieszaniny; oczekiwano więc w tym przypadku lepszego i szybszego rozpylenia paliwa oraz skrócenia zwłoki samozapłonu.

#### 2.2. Stanowiska badawcze

Problematyka zagadnień dotyczących rozpylenia paliwa i określenia procesów przedpłomiennych wymagała analizy wtrysku i spalania z wykorzystaniem odpowiednich stanowisk badawczych. Analizę procesu wtrysku, tworzenia się strugi paliwa oraz rozkładu ciekłego paliwa w strudze prowadzono wykorzystując komorę o stałej objętości (z regulowaną w szerokich granicach wartością przeciwcisnienia), którą schematycznie przedstawiono na rys. 1.

Do oceny czasu opóźnienia samozapłonu, a także liczby i miejsc powstawania ognisk samozapłonu zastosowano tzw. Maszynę Pojedynczego Cyklu (MPC), której widok przedstawia rys. 2.

#### 2.3. Zakres badań

W celu uzyskania wyników porównawczych badania przeprowadzono dla 3 różnych wartości ciśnienia wtrysku i dla 3 różnych czasów wtrysku paliwa. W trakcie większości

 Table 2. Test plan of investigations in the Constant Volume Chamber  
 Tablica 2. Plan badań w komorze stałej objętości

$P_{inj}/P_{wtr}$	$t_{inj}/t_{wtr}$	0.3	0.5	0.7
500 bar	$P_{back}$	30 bar	30 bar	30 bar
	$q_o$	2.5 mg	9.1 mg	17 mg
800 bar	$P_{back}$	30 bar	30 bar	30 bar
	$q_o$	11.5 mg	15 mg	25 mg
1000 bar	$P_{back}$	30 bar/40 bar	30 bar/40 bar	30 bar/40 bar
	$q_o$	8 mg	18 mg	31 mg

droplets of fuel have been applied. On this basis the droplet distribution within the observation space has been identified and interpreted. The analysis includes the following indicators: fuel spray penetration and fuel spray area (its flat exposition). Spray penetration was being determined as an average of eight (the number of injector holes) fuel sprays recorded at the same time. Fuel spray area refers to the area (his flat exposition) covered by droplets glowing with reflected light of a defined level of luminance; this area was determined as a total for all sprays of injected fuel (here with 8 holes in injector).

Analysis of the distribution of fuel in cross and longitudinal planes were made for a single fuel spray in order to obtain real values, and not the average ones, Figure 3. The distance from the axis of the injector to the cross-section of spray under analysis was  $72 \text{ pix} = 14.4 \text{ mm}$ .



Fig. 3. Methodology of fuel distribution in cross-section and longitudinal section of fuel spray

Rys. 3. Sposób oceny rozkładu stężenia paliwa w przekroju wzdłużnym i poprzecznym strugi paliwa

### 3. Research on fuel atomization

#### 3.1. Influence of injection pressure on fuel spray geometrical indexes

Investigations on fuel spray atomization were carried out in a Constant Volume Chamber. Sample pictures of sprays of different fuels in the time 0.4 ms after start of injection is shown in Fig. 4. Investigated fuels have been chosen to be characterized by different physical properties (tab. 1), which allows for an assessment of the impact of these properties to changes in fuel atomization process, and their later combustion. For comparison purposes, the medium value of spray penetration for different fuels have been determined as well as the area covered by the fuel aerosol; such a comparison is shown in Figure 5.

Due to the limited internal diameter of research chamber the maximal linear spray penetration is limited to 42 mm. This value has been reached at injection pressure of 100 MPa after time  $t = 1 \text{ ms}$  from the start of injection (see e.g. Fig. 5b). In fact, spray penetration is limited by maximal linear value of engine combustion chamber and the back-pressure of the charge.

Analysis of spray penetrations at different injection pressures does not indicate the existence of significant differences

pomiarów utrzymywano stałe przeciwcisnienie w przestrzeni roboczej równe 30 bar; w jednej serii pomiarowej przeciwcisnienie zwiększono do 40 bar. Różne czasy i ciśnienia wtrysku skutkowały różnymi wielkościami wtryskiwanych dawek paliwa od ok. 2,5 do 31 mg. Plan badań wtrysku paliwa wykonanych w komorze o stałej objętości zestawiono w tablicy 2.

#### 2.4. Zasady interpretacji wyników badań rozpylenia paliwa

W ocenie procesu wtrysku i rozprzestrzeniania się paliwa wykorzystano wskaźniki geometryczne strugi oceniane na podstawie oceny ilości światła odbitego od kropeł paliwa oraz rozkładu tak identyfikowanych kropeł paliwa w przestrzeni obserwacji. W analizie uwzględniono następujące wskaźniki geometryczne strugi paliwa: zasięg oraz pole powierzchni jej płaskiej ekspozycji.

Zasięg wyznaczano jako wartość średnią z ośmiu (liczba otworków wtryskiwacza) jednocześnie rejestrowanych strug paliwa.

Pole powierzchni odnosi się do obszaru (jego płaskiej ekspozycji) zajętego przez krople paliwa świecące światłem odbitym o zdefiniowanym poziomie luminancji; obszar ten został określony sumarycznie dla wszystkich strug wtryskiwanego paliwa (tutaj z 8 otworków wtryskiwacza).

Analizy rozkładu paliwa w przekroju poprzecznym i wzdłużnym strugi wykonano dla pojedynczej strugi paliwa, w celu uzyskania wartości rzeczywistych, a nie uśrednionych, rys. 3. Odległość analizowanego przekroju poprzecznego od osi wtryskiwacza wynosiła  $72 \text{ pix} = 14,4 \text{ mm}$ .

### 3. Badania rozpylenia paliw

#### 3.1. Wpływ ciśnienia wtrysku paliwa na wskaźniki geometryczne strugi

Badania rozpylenia paliwa prowadzono w komorze o stałej objętości. Przykładowe obrazy strug różnych paliw w czasie 0.4 ms po rozpoczęciu wtrysku przedstawiono na rys. 4. Paliwa dobrano tak, aby charakteryzowały się różnymi cechami fizycznymi (tab. 1), co pozwala na ocenę wpływu tych cech paliw na zmiany w procesie rozpylenia i późniejszego ich spalania. W celach porównawczych wyznaczono wartości średniego zasięgu strug uzyskanych podczas wtrysku różnych paliw, a także pole powierzchni obszaru objętego przez rozpylone paliwo; porównanie takie przedstawiono na rys. 5. Ze względu na ograniczony wymiar wewnętrzny komory objętości badawczej, maksymalny wymiar liniowy zasięgu strugi ograniczony jest do 42 mm. Taką wartość uzyskano przy ciśnieniu 100 MPa po czasie  $t = 1 \text{ ms}$  od początku wtrysku (por. np. rys. 5b). W rzeczywistości zasięg strugi jest ograniczony odpowiednim wymiarem liniowym przestrzeni spalania oraz występującym w niej przeciwcisnieniem.

Analiza zasięgu strug wtryskiwanych przy różnych ciśnieniach wtrysku nie wskazuje na istnienie istotnych różnic w powstawaniu strug i rozpyleniu badanych paliw. Maksymalne zmiany zasięgu obserwowane są po około 1,5 ms od początku wtrysku i wynoszą około 7% (co w wartościach bezwzględnych stanowi zakres 30-40 mm) –

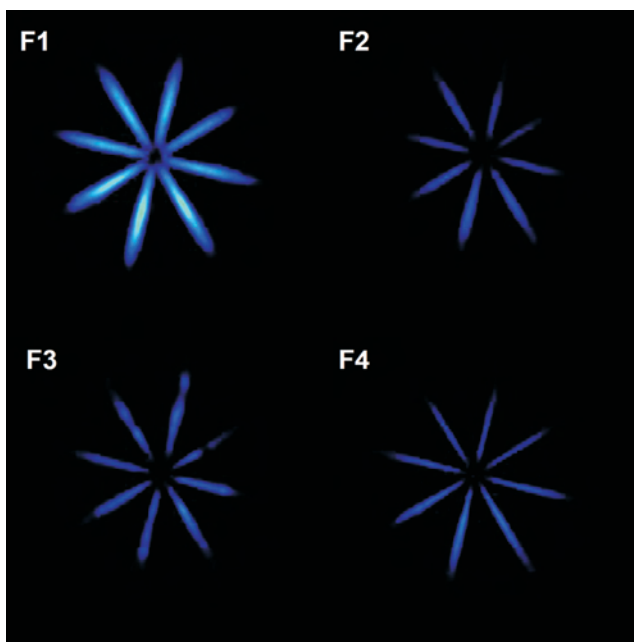


Fig. 4. Sprays formation for different fuel at injection pressure 100 MPa; injection time  $t_{inj} = 0.7$  ms; time after SOI 0.4 ms

Rys. 4. Rozpylenie badanych paliw przy ciśnieniu 100 MPa; czas wtrysku  $t_{wtr} = 0,7$  ms; czas od rozpoczęcia wtrysku wynosi 0,4 ms

rys. 5a. Zwiększenie wartości ciśnienia wtrysku powoduje zmniejszenie różnic w zasięgu strugi. Największe różnice uzyskuje się na początku wtrysku paliwa, jednakże wynikają one wtedy głównie z niedokładności obróbki materiału zdjęciowego, szczególnie pod względem uchwycenia chwili początku wtrysku paliwa (rys. 5b). Największy zasięg strugi wystąpił dla paliw F1 i F2, czyli paliw o największej gęstości i lepkości. Oznacza to, że paliwa zawierające największy udział oleju napędowego (a tym samym mające największą gęstość) najwolniej odparowują. Paliwa takie ulegają rozpyleniu na większe krople niż paliwa o mniejszej gęstości i lepkości. Większe krople mają większą bezwładność i szybkość poruszania się, co skutkuje ich większym zasięgiem. W przypadku zastosowań silnikowych paliwa takie będą wolniej odparowywać, co prowadzi do zwiększenia opóźnienia samozapłonu. Zjawisko to jest niekorzystne, gdyż ogranicza prędkość obrotową silnika spalinowego i pogarsza stopień wypalenia paliwa, więc także sprawność cieplną procesu.

W przypadku paliw zawierających dużą ilość paliw dodatków w postaci etanolu i butanolu (paliwa F3 i F4 zawierają tylko 45% oleju napędowego) następuje zmniejszenie zasięgu strugi paliwa. Zwiększenie części lotnych w paliwie skutkuje lepszym odparowaniem i prowadzi do skrócenia okresu opóźnienia samozapłonu. Ta właściwość

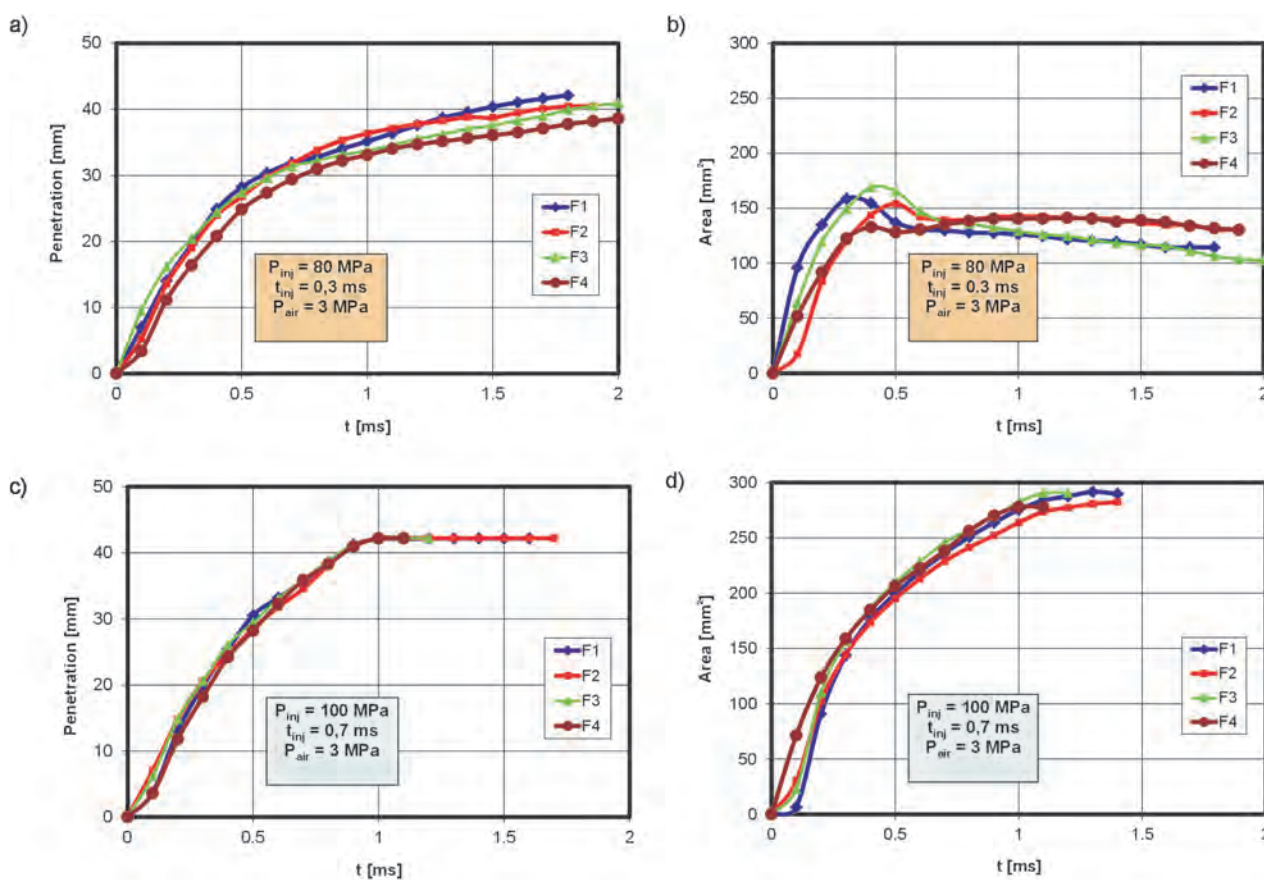


Fig. 5. Analysis of fuel spray penetration (a, b) and spray area (c, d) of sprays of injected fuels (average values from 8 sprays, by injection pressure 80 MPa, Fig. a, c, and by injection pressure 100 MPa, Fig. b, d)

Rys. 5. Analiza zasięgu (a, b) i powierzchni (c, d) strug wtryskiwanego paliwa (wartości uśrednione z ośmiu strug paliwa, przy ciśnieniu wtrysku 80 MPa, rys. a, c, oraz ciśnieniu wtrysku 100 MPa, rys. b, d)

in the formation of sprays and atomization of investigated fuels. Maximal spray penetration changes are observed after about 1.5 ms after SOI and are equal ca. 7% (what in absolute terms represents a range of 30-40 mm) – Fig. 5a. Increase of injection pressure reduces the differences in spray penetrations for tested fuels. The biggest differences are obtained at the beginning of the fuel injection, however, they are then mainly due to inaccuracies in the processing of imagery, especially in terms of capture of time of start of injection (Fig. 5b). The largest spray penetration was noticed for fuels F1 and F2, it means for fuels with the highest density and viscosity. This means that the fuel containing the largest share of diesel fuel (and hence having the highest density) evaporate more slowly. Such fuels are spraying on the larger drops than fuels with a lower density and viscosity. Larger drops have a greater inertia and speed of movement, resulting in their increased penetration. In the case of motor applications, such fuels will evaporate more slowly, which leads to increase of self-ignition delay. This is a disadvantage, because it limits the speed of combustion and engine speed; this reduces the rate of fuel burning-out and reduces thermal efficiency of the process, as well.

In the case of fuels containing a large amount of additives such as ethanol and butanol (fuels F3 and F4 contain only 45% of diesel fuel) reducing of spray penetration is being observed. Increase of volatile molecules in fuel results in better evaporation and leads to a shortening of the self-ignition delay. This property facilitates the use of such fuels when working with a large share of recirculated exhaust gases in cylinder.

Analysis of the fuel sprays area (Figure 5 c-d) allows the conclusion that with the smaller injection pressure this area is significantly smaller and stabilizes after the end of injection (about 0.6 ms, Fig. 5 c); after this time, the decreasing of the sprays area indicates the evaporation process of fuel, and with the loss of this area the speed of evaporation can be estimated. It is also noted the greater area covered by fuel aerosol for fuels with smaller density, which is easier to atomize. At the time of approximately 0.5 ms after start of injection the biggest area of sprays is reached by more volatile fuels like F3 and F4, and maximal differences of analyzed areas for all fuels achieve 10% range.

The reduction of the area covered by the drops of fuel after the injection can be applied for estimation of the fuel evaporation rate. In Figure 5c the high speed of fuel loss (evaporation) with regard to fuel F3 can be observed. In the case of larger injection pressure (here 100 MPa) a greater penetration of fuel sprays and larger areas covered by fuel spray were observed. Evaporation process of fuel could be observed in this case only after the time ca. 1.5 ms after SOI. Such studies, however, should be carried out in conditions of increased charge temperatures in the research area.

From the comparative analysis of the spray penetration and of the area of fuel atomization it could be concluded that at high injection pressure, and hence the energy of fuel sprays, the impact of the type of injected fuel is negligible. The impact of this can be clearly seen at smaller injection

ułatwia wykorzystanie takich paliw podczas pracy z dużym udziałem recyrkulowanych spalin.

Analiza powierzchni strug wtryskiwanego paliwa (rys. 5c-d) pozwala zauważyć, że przy mniejszym ciśnieniu wtrysku powierzchnia ta jest istotnie mniejsza i stabilizuje się po zakończeniu wtrysku (po ok. 0.6 ms, rys. 5c); po tym czasie zmniejszanie się powierzchni strugi wskazuje na proces parowania paliwa, a z ubytku powierzchni można oszacować prędkość parowania. Daje się także zauważyć większą powierzchnię obszaru objętego przez rozpylone paliwo dla paliw o mniejszej gęstości, czyli łatwiej ulegających rozpyleniu. W czasie około 0,5 ms od rozpoczęcia wtrysku największą powierzchnię uzyskują paliwa najbardziej lotne F3 i F4, a maksymalne różnice analizowanej powierzchni dla wszystkich paliw wynoszą 10% .

Na podstawie zmniejszania się obszaru objętego kroplami paliwa po zakończeniu wtrysku można wnioskować o szybkości parowania paliwa. Na rys. 5c można zaobserwować dużą szybkość ubytku paliwa (parowania) w odniesieniu do paliwa F3. W przypadku większego ciśnienia wtrysku (tutaj 100 MPa) obserwowano większy zasięg strug paliwa oraz większe obszary objęte rozpylonym paliwem. Proces parowania paliwa można by było w tym przypadku obserwować jedynie po czasie ok. 1.5 ms po początku wtrysku. Badania takie należałoby jednak przeprowadzić dodatkowo w warunkach zwiększonej temperatury powietrza w przestrzeni badawczej.

Z analizy porównawczej uzyskanych wyników w zakresie analizy zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa oraz obszaru objętego efektem jego rozpylenia można uznać, że przy dużych ciśnieniach wtrysku, a więc również energii strugi wtryskiwanego paliwa, wpływ rodzaju wtryskiwanego paliwa jest nieznaczny. Wpływ taki daje się jednak wyraźnie zauważyć przy wtrysku z mniejszymi wartościami ciśnienia paliwa; wówczas paliwa (lub ich mieszaniny) o charakterze bardziej lotnym i o mniejszej gęstości sprzyjają mniejszej penetracji do wnętrza komory oraz lepszemu rozpyleniu i szybszemu parowaniu. Ta właściwość pozwala oczekiwać również lepszej skłonności do wcześniejszego samozapłonu.

Chcąc potwierdzić te spostrzeżenia podjęto dalszą analizę w celu określenia rozkładu paliwa we wtryskiwanej strudze, zarówno w jej przekroju poprzecznym, jak i w przekroju wzdłużnym, wzdłuż rdzenia strugi.

### 3.2. Wpływ ciśnienia wtrysku na rozkład paliwa w przekroju wzdłużnym i poprzecznym strugi paliwa

Badania geometrii strugi wtryskiwanego paliwa (zasięgu i powierzchni) poparto analizą luminancji światła odbitego od strugi w przekroju poprzecznym oraz przekroju podłużnym przyjmując, że jest ona miarą koncentracji kropli paliwa w obserwowanym obszarze. Na rys. 6 przedstawiono porównanie takich rozkładów w przekrojach poprzecznych strug dla dwóch czasów po rozpoczęciu wtrysku: dla  $t = 0,5$  ms oraz  $t = 0,8$  ms. Porównanie przeprowadzono dla wszystkich badanych paliw od F1 do F4. Z porównanie tego wyniku, że po upływie czasu 0.3 ms następuje znaczne zmniejszenie luminancji dla paliw F2 i F4. Paliwa te zawierają w swoim

pressure values; the fuel (or mixtures thereof) which are more volatile and less dense foster less penetration to the interior of the chamber and applying better and faster evaporation. This property allows you to expect also better ability to self-ignition.

Confirmation of these observations needed further analysis in order to determine the distribution of fuel in sprays, both in its cross-section, and in a longitudinal section along the spray core.

### 3.2. Influence of injection pressure on fuel distribution along cross- and longitudinal section of the spray

Investigations of fuel spray geometry (spray penetration and spray area) have been supported by the analysis of luminance of light reflected from fuel droplets in cross and longitudinal section of sprays. It was assumed that the light luminance could stand for the measure of the fuel droplets concentration in the observed area. In Figure 6 the comparison of such distributions in cross sections of spray for two times after start of injection SOI has been presented, namely for  $t = 0.5$  ms and  $t = 0.8$  ms. This comparison has been evaluated for all investigated fuels: from F1 up to F4. This comparison shows, that after the time 0.3 ms the luminance of fuel droplets is getting significantly reduced for fuels F2 and F4. These fuels contain ethanol, what significantly influences on the reduction of fuel concentration in the spray core.

Increasing the fuel injection pressure up to 100 MPa and elongation of the injection time to 0.7 ms result in similar observations (Fig. 7). F3 fuel still has the smallest spray luminance which points to the rapid growth of the volatile phase (evaporation) in the fuel.

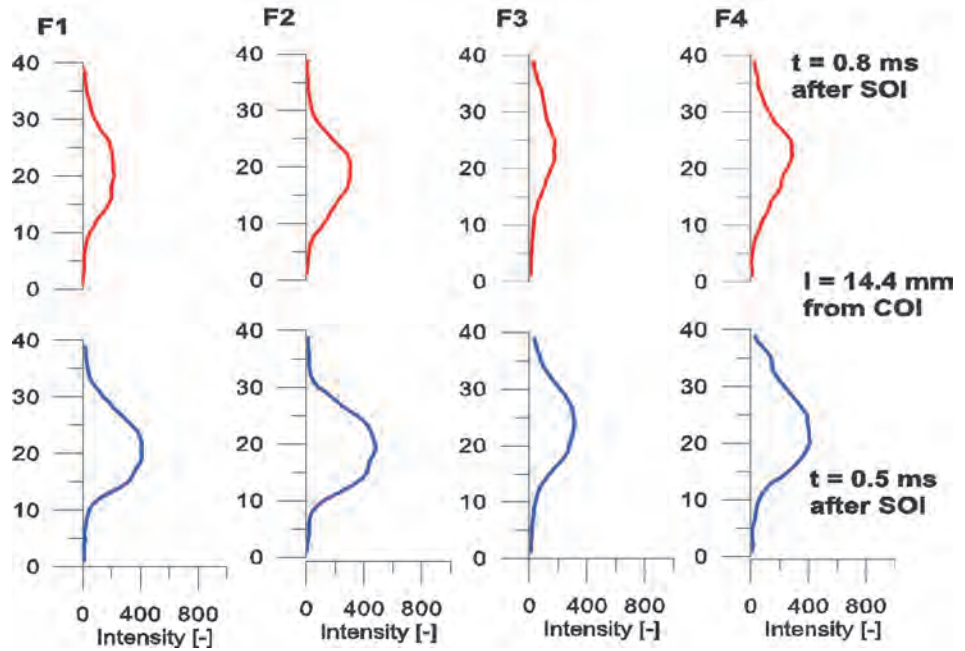


Fig. 6. Fuel concentration distribution in cross-section of the sprays of different fuels; injection pressure  $P_{inj} = 80$  MPa, back-pressure 3 MPa

Rys. 6. Rozkład koncentracji paliwa w przekroju poprzecznym strug różnych paliw; ciśnienie wtrysku  $P_{wtr} = 80$  MPa, przeciwcisnienie 3 MPa

składzie etanol, co wpływa na istotne zmniejszenie stężenia paliwa w rdzeniu strugi.

Zwiększenie ciśnienia paliwa do 100 MPa oraz wydłużenie czasu wtrysku do 0.7 ms skutkuje podobnymi obserwacjami (rys. 7). Nadal paliwo F3 wykazuje najmniejszą luminancję strugi co wskazuje na szybki przyrost fazy lotnej (parowanie) w tym paliwie. Natomiast zwiększenie

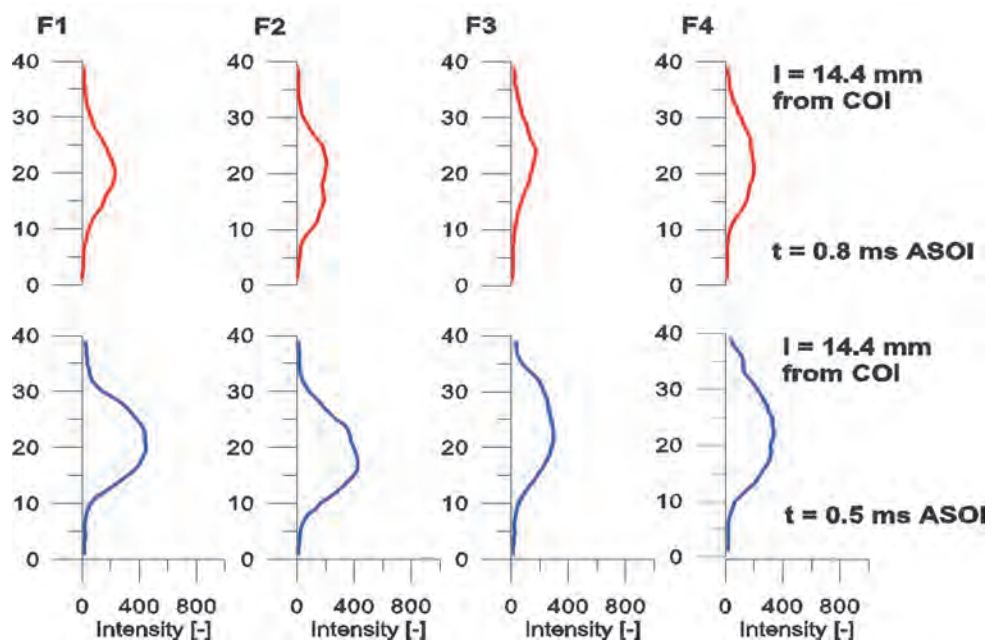


Fig. 7. Fuel concentration distribution in the cross-section of sprays of different fuels by  $P_{inj} = 100$  MPa; back-pressure in the chamber 3 MPa

Rys. 7. Rozkład koncentracji paliwa w przekroju poprzecznym strug różnych paliw przy  $P_{wtr} = 100$  MPa; przeciwcisnienie w komorze 3 MPa

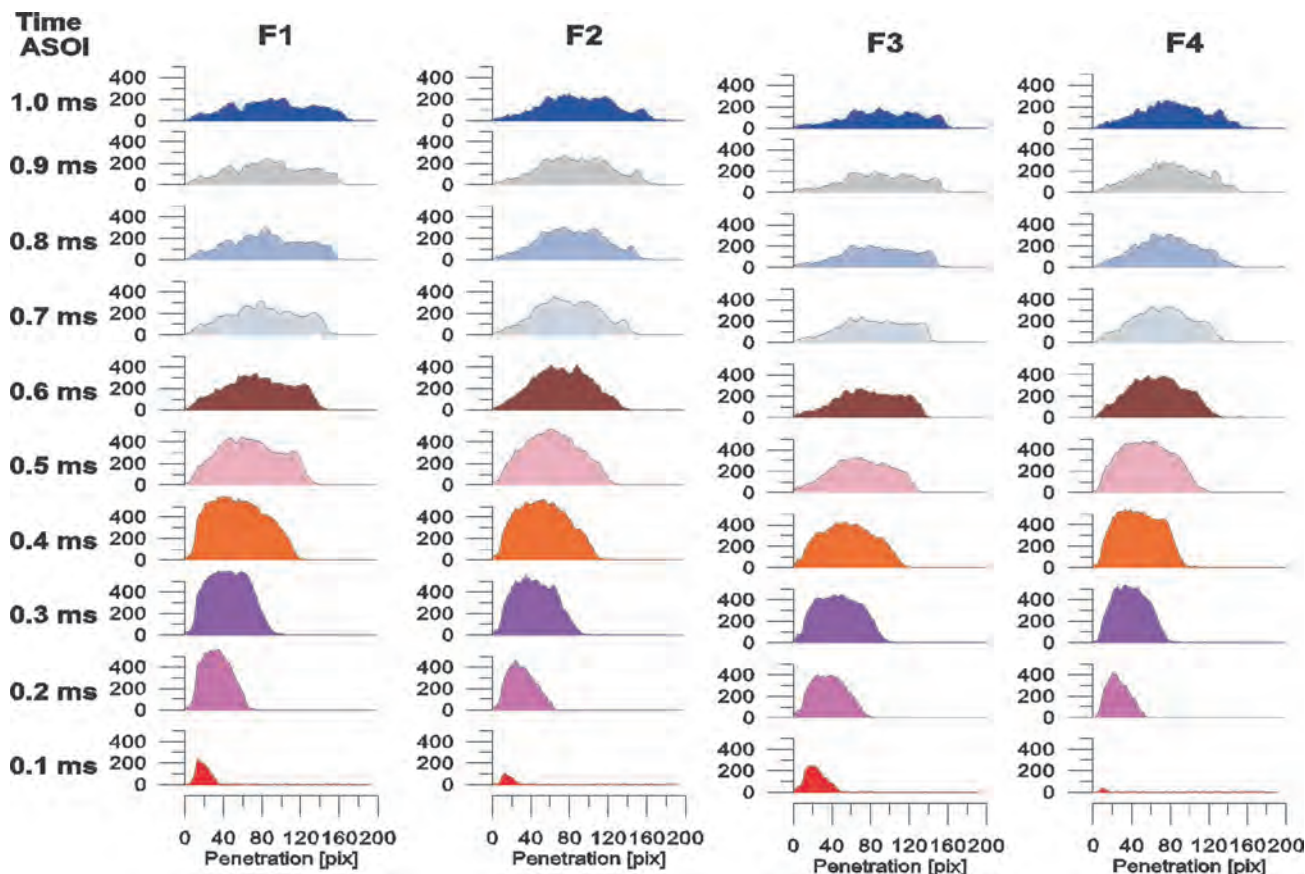


Fig. 8. Fuel mass distribution in the longitudinal section of the spray of different fuels; chamber back-pressure 3 MPa, injection pressure  $P_{inj} = 80$  MPa, injection duration  $t_{inj} = 0.3$  ms

Rys. 8. Rozkład koncentracji paliwa w przekroju podłużnym strug różnych paliw; wtryskiwanie do komory przy przeciwności 3 MPa w kolejnych przedziałach czasu (warunki wtrysku  $P_{wtr} = 80$  MPa,  $t_{wtr} = 0,3$  ms)

While increasing the injection time increases the fuel quantity dispensed by the injector. A large mass of fuel causes that the fuel distribution in fuel sprays after 0.5 and 0.8 ms after start of injection does not bring substantial changes. Increased fuel dose causes that after the time 0.8 ms the fuel concentration in spray is increased, reflecting the delayed evaporation.

Analysis of fuel distribution in cross section of spray of fuel F3 (Fig. 6 and 7) shows a significantly lower its concentration (a mixture of diesel fuel, butanol and DEE) regardless of the time of observation. Despite the fact that the density of this fuel ( $\rho = 805$  kg/m<sup>3</sup>) differs a little from fuel density of fuel F2 ( $\rho = 813$  kg/m<sup>3</sup>), the distribution of fuel in the cross-section of spray indicates greater volatility, resulting in a lower luminance of fuel drops in this section.

It should be noted that this fuel has in its composition 45% of butanol. Previous observations have been also confirmed by the analysis of longitudinal sections. It is apparent from it that the fuel F3 indicates the smallest fuel concentration in this section which is indicated by low luminance value (Fig. 8). This phenomenon is observed particularly intensively during the atomization process for  $t > 0.5$  ms.

Increasing the fuel injection pressure up to 100 MPa and elongation of the injection duration up-to  $t_{inj} = 0,7$  ms results in similar changes. F3 fuel shows the smallest luminance val-

czasu wtrysku powoduje zwiększenie ilości wypływającego paliwa z wtryskiwacza. Duża masa paliwa powoduje, że analiza rozkładu paliwa w strudze po 0.5 oraz po 0.8 ms od rozpoczęcia wtrysku nie przynosi istotnych zmian. Zwiększona dawka paliwa powoduje, że po czasie 0.8 ms koncentracja paliwa w strudze jest zwiększona, co świadczy o opóźnionym parowaniu.

Analiza rozkładu paliwa w przekroju poprzecznym strugi wtryskiwanego paliwa F3 (rys. 6 i 7) wskazuje na znacznie mniejszą jego koncentrację (mieszanina ON, butanolu oraz DEE) niezależnie od czasu obserwacji. Mimo, że gęstość tego paliwa ( $\rho = 805$  kg/m<sup>3</sup>) niewiele różni się od gęstości paliwa F2 ( $\rho = 813$  kg/m<sup>3</sup>), rozkład paliwa w przekroju strugi wskazuje na większą lotność, co skutkuje mniejszą luminancją przekroju kropeł paliwa. Należy zauważyć, że paliwo to zawiera w swoim składzie 45% butanolu. Poprzednie spostrzeżenia potwierdza również analiza przekroju wzdłużnego. Wynika z niego, że paliwo F3 wykazuje najmniejszą koncentrację w tym przekroju o czym świadczy niewielka wartość luminancji (rys. 8). Zjawisko to jest obserwowane szczególnie intensywnie w czasie rozpylenia dla  $t > 0,5$  ms.

Zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa do 100 MPa i wydłużenie czasu wtrysku do  $t_{wtr} = 0,7$  ms skutkuje podobnymi zmianami. Paliwo F3 wykazuje najmniejsze wartości lumi-

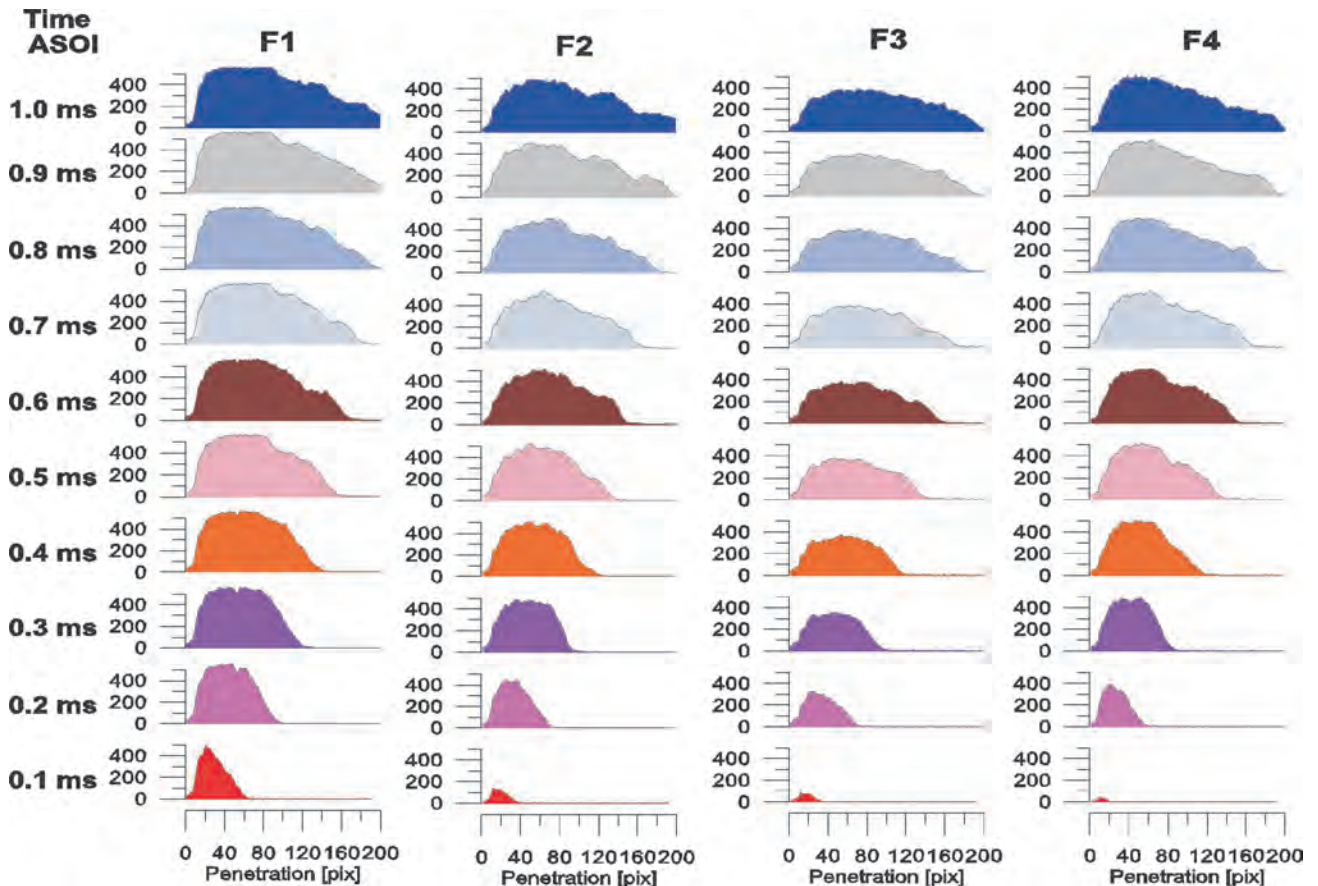


Fig. 9. Fuel mass distribution in the longitudinal section of the spray of different fuels; chamber back-pressure 3 MPa, injection pressure  $P_{inj} = 100$  MPa, injection duration  $t_{inj} = 0.7$  ms

Rys. 9. Rozkład koncentracji paliwa w przekroju podłużnym strug różnych paliw; wtryskiwanie do komory z przeciwnościem 3 MPa w kolejnych przedziałach czasu (warunki wtrysku  $P_{wr} = 100$  MPa,  $t_{wr} = 0,7$  ms)

ues (Fig. 9), which proves greatly its evaporation. However, the decrease in luminance is definitely smaller than with the smaller injection pressure 80 MPa.

Differentiated atomization of these fuels causes that there are also expected the differences in their flammability and pre-flame processes course. To determine such differences the research of self-ignition delay was carried out in a Rapid Compression Machine. The results of these tests are shown below.

#### 4. Determination of self-ignition ability of tested fuels

Self-ignition delay of hot flames was defined in the following way: this is the time counted from the moment in which in the image appears fuel at the tip of the injection nozzle, until the moment in which in the image appears the first outbreak of a hot flame, which ensures a further continuous development. This method of self-ignition delay determination is saddled with a mistake arising from the half of the interval time between following images; by the application of filming frequency by 60 000 FPS this time amounts  $< 8.3 \mu\text{s}$ .

An example of a sequence of images for the assessment of self-ignition delay of hot flames is shown in Fig. 10.

A research on the phenomenon of the self-ignition and

nancji (rys. 9), co świadczy o znacznym jego odparowaniu. Jednak spadek luminancji jest zdecydowanie mniejszy, niż przy mniejszym ciśnieniu wtrysku 80 MPa.

Zróżnicowane rozpylenie tych paliw powoduje, że spodziewane są również różnice w ich zapalności i przebiegu procesów przedpłomiennych. W tym celu przeprowadzono badania samozapłonu paliw w Maszynie Pojedynczego Cyklu. Wyniki tych badań przedstawiono poniżej.

#### 4. Ocena skłonności badanych paliw do samozapłonu

Określenie czasu opóźnienia samozapłonu gorących płomieni zdefiniowano w sposób następujący: jest to czas liczony od chwili, w której na zdjęciu pojawia się wtrysk na końcówce rozpylacza, aż do chwili, w której na zdjęciu pojawiają się pierwsze ogniska gorącego płomienia, które gwarantują dalszy ciągły jego rozwój. Ten sposób określania opóźnienia samozapłonu obarczony jest błędem wynikającym z połowy czasu odstępu pomiędzy kolejnymi zdjęciami; przy zastosowanej częstotliwości filmowania 60 000 FPS czas ten wynosi  $< 8.3 \mu\text{s}$ .

Przykład sekwencji zdjęć dla oceny czasu opóźnienia samozapłonu gorących płomieni przedstawiono na rys. 10.

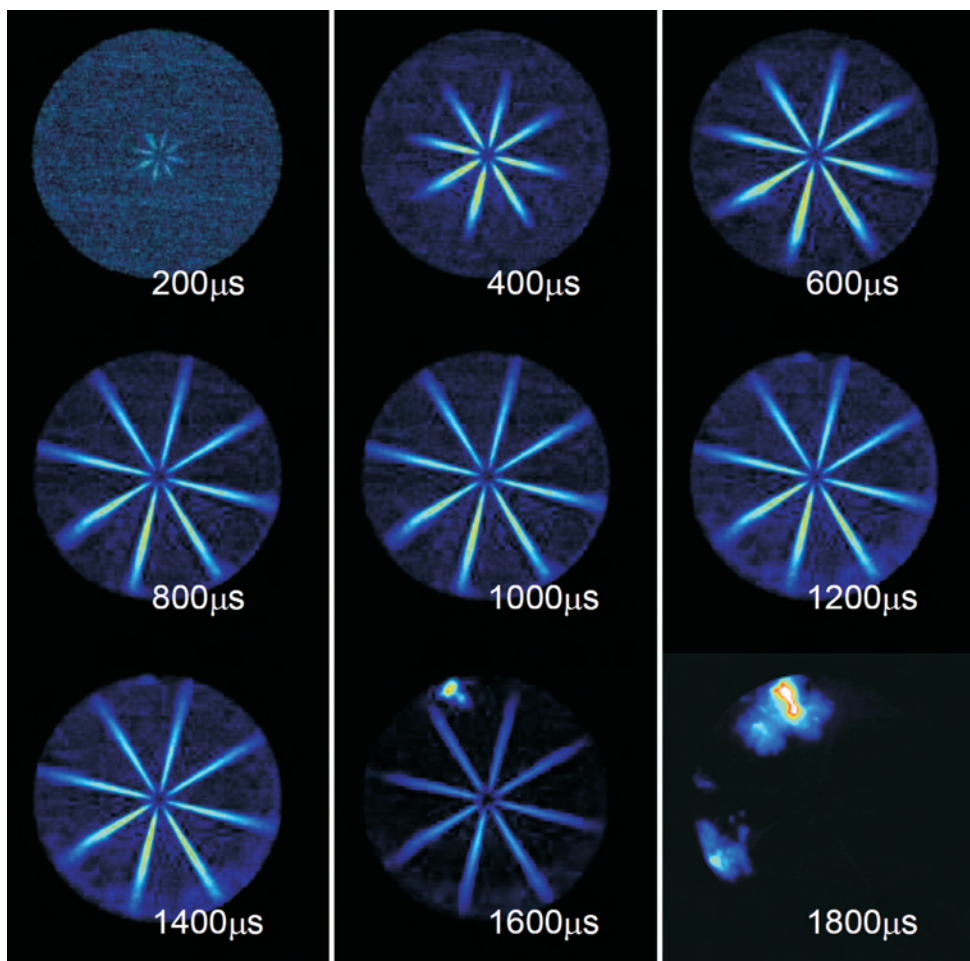


Fig. 10. Sequence of images showing the method of determining of the self-ignition delay of hot flames ( $P_{inj} = 100 \text{ MPa}$ ,  $t_{inj} = 0.5 \text{ ms}$ , fuel F4)

Rys. 10. Sekwencja zdjęć obrazująca sposób określenia czasu opóźnienia samozapłonu gorących płomieni ( $P_{wtr} = 100 \text{ MPa}$ ,  $t_{wtr} = 0,5 \text{ ms}$ ) – fuel F4

combustion process was carried out by adjusting injection duration to equal the energy contained in fuel (for different fuels with different calorific values). Because of this the dose of fuel at a pressure of 50 MPa has been reduced to approximately 16.6 mg, and at a pressure of 100 MPa to 9.3 mg. These values correspond to the equivalent energy of diesel fuel. It was found that the injected fuel dose will have energy equal to  $Q = 713 \text{ J}$ .

In Figure 11 there are presented two following images: the first one for the inception of the first self-ignition spots, subsequent to depict the further development of these spots into regular flame.

The comparison was made for a single dose of fuel injected, for two cases of fuel injection pressure  $P_{inj} = 50 \text{ MPa}$  (images on the left side) and 100 MPa (right side), for which the time of self-ignition of hot flames ( $t_{soc}$  – time of start of combustion) has been determined and then referred to the time of the start of injection ( $t_{soi} = 0.0$ ). This value is specified as self-ignition delay of individual fuels.

From the images presented in Fig. 11 it could be concluded, that the short self-ignition delay occurs for injection of F2 and F4 fuels, regardless of injection pressure and size

Badania zjawiska samozapłonu i procesu spalania prowadzono dostosowując czas wtrysku do jednakowej energii zawartej w dawce paliwa (dla różnych paliw). Z tego względu ograniczono wielkość dawki paliwa przy ciśnieniu 50 MPa do około 16,6 mg, a przy ciśnieniu 100 MPa do wartości 9,3 mg. Wartości te odpowiadają ekwiwalemtowi energetycznemu olejowi napędowemu. Ustalono, że wtryskiwana dawka będzie miała energię równą  $Q = 713 \text{ J}$ .

Na rysunku 11 przedstawiono obok siebie dwa kolejne zdjęcia: pierwsze dla chwili powstania pierwszych ognisk samozapłonu, następnie kolejne dla zobrazowania dalszego rozwoju tych ognisk. Porównanie przeprowadzono dla pojedynczej dawki wtryskiwanego paliwa, dla dwóch przypadków ciśnienia wtrysku paliwa  $P_{wtr} = 50 \text{ MPa}$  (obrazy z lewej strony) oraz 100 MPa (obrazy z prawej strony), dla którego wyznaczono czas pojawienia się samozapłonu gorących płomieni (oznaczenie  $t_{soc}$  – time of start of combustion) odnosząc go do chwili początku wtrysku ( $t_{soi} = 0,0$ ). Wielkość tę określono jako czas opóźnienia samozapłonu poszczególnych paliw.

Z przedstawionych na rys. 11 obrazów wynika, że najmniejsze opóźnienie samozapłonu występuje podczas wtrysku paliwa F2 oraz F4, niezależnie od wielkości ciśnienia i dawki. W przypadku tych paliw, zwiększenie ciśnienia wtryskiwanego paliwa i mniejsza dawka powodują skrócenie okresu opóźnienia samozapłonu o 0,2 ms. Mniejsze ciśnienia paliwa powodują, że paliwo F3 uzyskuje największe wartości opóźnienia samozapłonu oraz najmniejszą dynamikę rozwoju płomienia.

Podobne warunki zaobserwowano przy zwiększeniu ciśnienia paliwa. Wynika z tego, że duża zawartość paliw benzynowych znacznie zmniejsza stężenie paliwa w strudze, jednak nie pozwala na skrócenie opóźnienia samozapłonu paliwa. Własności te wynikają z przeciwnych właściwości paliw cechujących się odmiennymi liczbami: cetanową oraz oktanową.

Warunki łatwej zapalności paliwa F2 potwierdzają badania wcześniejsze (rys. 6), w których uzyskano mniejszą


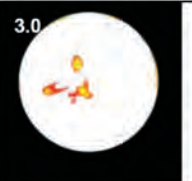

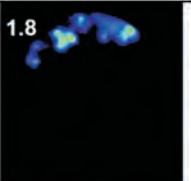
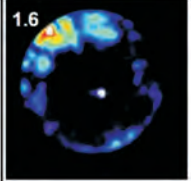
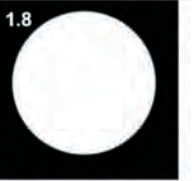

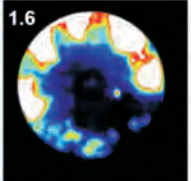


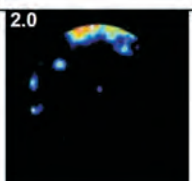
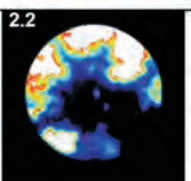

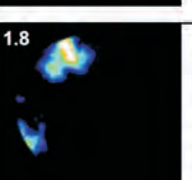
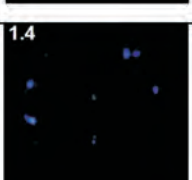
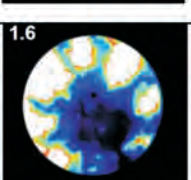
		F1 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 50 MPa t-SOC = 2.8 ms Very high dynamics of flame propagation.			F1 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 100 MPa t-SOC = 1.4 ms Flame penetrate with reduced speed.
		F2 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 50 MPa t-SOC = 1.6 ms Big number of self-ignition spots. High dynamics of flame propagation.			F2 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 100 MPa t-SOC = 1.4 ms In the beginning phase the flame area is getting reduced.
		F3 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 50 MPa t-SOC = 3.2 ms First self-ignition spots of small area, Slow flame propagation.			F3 – Q = 713 J P <sub>inj</sub> = 100 MPa t-SOC = 2.0 ms Higher dynamics of flame penetration.
		F4 – Q = 713 J t-SOC = 1.6 ms Slow flame propagation, flame covers whole chamber after long time (2.0 ms).			F4 – Q = 713 J t-SOC = 1.4 ms Flame covers whole chamber after long time 1.8 ms from SOC.

Fig. 11. Images of self-ignition spots and early flame propagation for hydrocarbon fuels for variety of injection pressures and fuel doses

Rys. 11. Obrazy samozapłonu paliw węglowodorowych wtryskiwanych przy różnych ciśnieniach paliwa dla różnych dawek

of fuel dose. In the case of these fuels, a higher injection pressure and a smaller fuel dose result in shortening of self-ignition delay for 0.2 ms. Lower fuel pressures are causing for fuel F3 the greatest delay values and the smallest flame development dynamics.

Similar conditions were observed by increasing the fuel pressure. It follows that the high content of petrol significantly reduces the concentration of fuel in sprays, however, does not allow for shortening of self-ignition delay. These properties arise from the opposite properties of fuels characterized by cetane or octane numbers.

Easy flammability conditions confirm earlier tests of fuel F2 (Fig. 6), which resulted in

powierzchnię strugi rozpylanego paliwa. Jednak analiza przekroju poprzecznego i wzdłużnego nie wskazuje jednoznacznie na mniejsze stężenie paliwa w rdzeniu strugi (rys. 7 i 8). Pozwala to na stwierdzenie, że mieszanina oleju napędowego z etanolem jest paliwem pozwalającym na uzyskiwanie

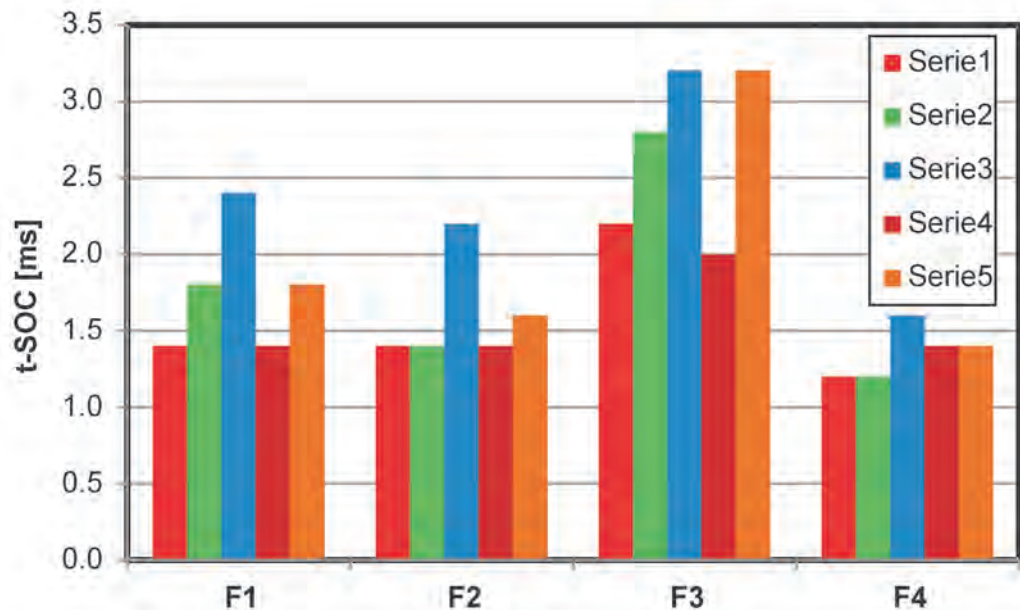


Fig. 12. Values of self-ignition delay for investigated fuels in 5 series of measurements

Rys. 12. Wartości opóźnienia samozapłonu dla kolejnych prób badawczych

a smaller area of fuel sprays. However, the cross-sectional and longitudinal analysis of sprays does not indicate clearly to the smaller fuel concentration in the core planes (Fig. 7 and 8). This allows to declare that a mixture of diesel fuel with ethanol is the fuel with small self-ignition delay values. It makes possible to get bigger engine speeds because of shorter duration of combustion. Quick evaporation of ethanol will be conducive to a small particulates and hydrocarbons emissions. Similar conclusions are to be drawn from the fuel properties of the F4. Much larger amount of ethanol (45%) results in reducing of self-ignition delay. However, participation in the fuel of 30% DEE does not impact significantly on the reduction of self-ignition delay in relation to fuel F2. Analysis of images from Fig. 11 allows to declare that self-ignition spots occur when fuel sprays are still visible. In the case of fuel F2 ignition delay time is the same (1.6 ms) but the fuel in sprays had already evaporate (no lighting of sprays by appearing of light-emitting flame).

Research on the self-ignition of fuels were conducted with five replications. The values obtained in subsequent attempts were correlated with the average values (Fig. 12). It was a certain uniqueness results of self-ignition delays that may result from the limited repeatability of charge movement in chamber, which significantly affects the rate of formation of self-ignition spots. However, the overall picture has been confirmed: fuel F4 has the greatest propensity to combust, better than fuel F2 and F1 fuel (diesel).

### Summary

The research reported here show the applicability of alternative fuels in combustion systems of compression ignition (CI) engines. These fuels are characterized by various physical and chemical properties, which leads to different conditions of fuel atomization and combustion. In particular, it should be noted that:

- mean values of fuel atomization indicators do not indicate clearly on the existence of significant differences in their values; this note mainly applies to fuel spray penetration at different injection pressures and injected doses;
- for smaller values of the injection pressure the differences in spray penetration are increasing for some fuels; about 0.8 ms after start of the injection fuel containing ethanol has a much larger surface area of sprays than the other fuels;
- evaluation of fuel distribution in sprays indicates that fuels with ethanol have a greater rate of evaporation;
- fuel containing ethanol are shortening the self-ignition delay, faster evaporation of fuel, and as a consequence the reduction of emissions of toxic compounds is being expected.

### Acknowledgments

The research presented in this paper was performed within the European Research Project PowerFul FP7, grant agreement No.234032, POWERtrain for Future Light-duty vehicles. The authors are grateful to EU for funding the work and to all persons, who have their contribution in this study and laboratory works.

niewielkich wartości opóźnienia samozapłonu. Umożliwia to uzyskanie dużej wartości prędkości obrotowej podczas spalania (krótki czas trwania spalania). Szybkie odparowanie etanolu będzie sprzyjało niewielkiej emisji cząstek stałych oraz węglowodorów. Podobne wnioski należy wyciągnąć z własności paliwa F4. Znacznie większa ilość etanolu (45%) powoduje, że uzyskuje się zmniejszenie opóźnienia samozapłonu. Jednakże udział w paliwie 30% DEE nie wpływa w znaczącym stopniu na skrócenie opóźnienia samozapłonu w stosunku do paliwa F2. Analiza obrazów z rys. 11 pozwala na stwierdzenie, że ogniska samozapłonu pojawiają się, gdy widoczne są jeszcze strugi paliwa. W przypadku paliwa F2 czas opóźnienia samozapłonu jest ten sam (1,6 ms) jednak strugi paliwa zdążyły już odparować (brak oświetlenia strug przez pojawiający się płomień).

Badania samozapłonu paliw przeprowadzono z pięciokrotnym powtórzeniem. Wartości uzyskane w kolejnych próbach zestawiono z wartościami średnimi (rys. 12). Stwierdzono pewną niepewność uzyskanych wyników opóźnienia samozapłonu, które mogą wynikać z ograniczonej powtarzalności ruchu ładunku w przestrzeni spalania, który istotnie wpływa na szybkość tworzenia się ognisk samozapłonu. Jednak ogólny obraz uległ potwierdzeniu: paliwo F4 wykazuje największą skłonność do samozapłonu, lepszą od paliwa F2 oraz od paliwa F1 (oleju napędowego).

### Podsumowanie

Przedstawione badania wskazują na możliwości zastosowania paliw alternatywnych w systemach spalania silników o zapłonie samoczynnym. Paliwa te charakteryzują się innymi właściwościami fizykochemicznymi, co prowadzi do odmiennych warunków rozpylenia paliwa i spalania. W szczególności należy stwierdzić, że:

- średnie wartości wskaźników rozpylenia paliwa nie wskazują jednoznacznie na występowanie różnic w przebiegu tych wskaźników; uwaga ta dotyczy głównie zasięgu strugi paliwa przy zróżnicowanych ciśnieniach i dawkach wtrysku;
- przy mniejszych wartościach ciśnienia wtrysku różnice w rozwoju strugi zwiększają się dla różnych paliw; paliwo zawierające etanol ma znacznie większą powierzchnię strugi niż pozostałe paliwa po około 0,8 ms od rozpoczęcia wtrysku;
- ocena rozkładu paliwa w strudze wskazuje, że paliwa z dodatkiem etanolu charakteryzują się większą szybkością parowania;
- paliwa zawierające etanol wykazują skrócenie okresu opóźnienia samozapłonu, szybsze odparowanie paliwa, a w konsekwencji tego należy się spodziewać zmniejszenia emisji składników szkodliwych spalin.

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

DEE	Diethylether/ <i>dietyleter</i>
$P_{air/back}$	Air back-pressure/ <i>przeciwciśnienie powietrza</i>
$P_{inj}$	Fuel injection pressure/ <i>ciśnienie wtrysku paliwa</i>

## Bibliography/Literatura

- [1] Shi X., Yu Y., He H., Shuai S., Wang J., Li R.: Emission characteristics using methyl soyate-ethanol-diesel fuel blends on a diesel engine. *Fuel* 2005, 84, 1543-1549.
- [2] Satge' de Caro P., Mouloungui Z., Vaitilingom G., Berge J.C.: Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines. *Fuel* 2001, 80, 565-574.
- [3] Hansen A.C., Zhang Q., Lyne P.W.L.: Ethanol-diesel fuel blends – A review. *Biores. Technol.* 2005, 96, 277-285.
- [4] He B.Q., Shuai S.J., Wang J.X., He H.: The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. *Atmos. Environ.* 2003, 37, 4965-4971.
- [5] Pielecha I., Maslennikov D., Wislocki K.: Optical Research of Spray Development of E85 Fuel in High Pressure Gasoline Direct Injection System, SAE Technical Paper 2010-01-2285, 2010.
- [6] Wislocki K., Pielecha I., Maslennikov D., Czajka J.: Analysis of Bio-Diesel Spray Atomization in Common-Rail Piezoinjector System, SAE Technical Paper 2010-01-2282, 2010.
- [7] Pielecha I., Wislocki K., Czajka J., Maslennikov D.: Determination of the self-ignition delay for different types of diesel fuels. W2P014, 34th International Symposium on Combustion, Warszawa 2012.
- [8] Wadumesthrige K., Ng K., Salley S.: Properties of Butanol-Biodiesel-ULSD Ternary Mixtures, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 3(2):660-670, 2010.
- [9] Kinoshita E., Hamasaki K., Imabayashi R.: Diesel Combustion Characteristics of Bio-diesel with 1-Butanol, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 5(1):558-565, 2012.
- [10] Biradar C., Subramanian K., Dastidar M.: Performance Improvement and Emissions Reduction of a DI Diesel Engine for use of Karanja Biodiesel-Diesel Blend (B20) Using Diethyl Ether, SAE Technical Paper 2011-26-0004, 2011.
- [11] Park S.H., Cha J., Kim H.J., Lee C.S., Effect of early injection strategy on spray atomization and emission reduction characteristics in bioethanol blended diesel fueled engine. *Energy* 39 (2012) 375–387, doi: 10.1016/j.energy.2011.12.050.
- [12] Baumgarten C. Mixture formation in internal combustion engines. New York: Springer; 2006.
- [13] Park S.H., Suh H.K., Lee C.S., Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel. *Renewable Energy* 35 (2010) 144–150, doi: 10.1016/j.renene.2009.06.012.
- [14] Yamamoto, S., Watanabe, S., Komada, K., Sakaguchi, D. et al., Study on Combustion and Soot Emission of Ethanol or Butanol Blended with Gas Oil in a Direct Injection Diesel Engine, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 6(3):2013, doi:10.4271/2013-32-9112
- [15] Iranmanesh, M., Subrahmanyam, J., and Babu, M., Potential of Diethyl ether as supplementary fuel to improve combustion and emission characteristics of diesel engines, SAE Technical Paper 2008-28-0044, 2008, doi:10.4271/2008-28-0044.
- [16] Iranmanesh, M., Subrahmanyam, J., and Babu, M., Potential of Diethyl Ether as a Blended Supplementary Oxygenated Fuel with Biodiesel to Improve Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engines, SAE Technical Paper 2008-01-1805, 2008, doi:10.4271/2008-01-1805.
- [17] Cui, X., Helmantel, A., Golovichev, V., and Denbratt, I., Combustion and Emissions in a Light-Duty Diesel Engine Using Diesel-Water Emulsion and Diesel-Ethanol Blends, SAE Technical Paper 2009-01-2695, 2009, doi:10.4271/2009-01-2695.

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [ireneusz.pielecha@put.poznan.pl](mailto:ireneusz.pielecha@put.poznan.pl)



Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



Prof. Krzysztof Wislocki, DSc, DEng. – Professor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – Profesor nzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [krzysztof.wislocki@put.poznan.pl](mailto:krzysztof.wislocki@put.poznan.pl)



Przemysław Borowski, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Przemysław Borowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl)



## FEV HiFORS: A new passenger car Diesel injector with continuous rate shaping for 2500 bar injection pressure

*This paper presents the HiFORS continuously rate shaping injector for injection pressures of 2500 bar and above developed by FEV GmbH and the Institute for Combustion Engines, RWTH Aachen University. The development process from concept definition to hydraulic and design layout, material choice and manufacturing is discussed. The hydraulic operating properties are verified by injection test rig investigations. Optical investigations are conducted in an optically accessible high pressure, high temperature chamber using shadowgraphy and OH chemoluminescence detection, thereby capturing both liquid and gaseous penetration as well as combustion areas. Single cylinder investigations are carried out at a 0.4 dm<sup>3</sup> research engine in different operating points from low part load to full load. Compared to a serial production piezo injector, base measurements using conventional square injection profiles already show reduced combustion noise at improved NO<sub>x</sub>-soot trade-off as well as lowered HC and CO emissions. Detailed investigations at part load operating points explore the potential of different continuous rate shaping patterns, while the injector's high injection pressure capability of up to 2500 bar and its influence on engine performance is tested at full load operation points.*

Key words: Diesel Injection System, Injection Hydraulics, Mixture Formation

### 1. Introduction

Increasing energy cost as well as fiscal incentives for low CO<sub>2</sub> emission vehicles are strong drivers towards efficient drivetrain concepts, resulting in a constantly high request for Diesel engine driven passenger cars especially in Europe. Despite of its outstanding thermodynamic efficiency, the intrinsic pollutant emissions of the Diesel engine, mainly nitrogen oxides and particulate matter, pose a significant challenge against the background of strict European emission regulation. Exhaust gas aftertreatment systems, although technically mature and highly efficient, considerably contribute to drivetrain cost both for manufacturers and, in the form of increased fuel or additional AdBlue consumption, also for customers. In addition, increasingly efficient combustion processes resulting in low exhaust gas temperatures are a limiting factor for aftertreatment effectiveness especially in test cycle relevant cold start conditions.

Due to these considerations, combustion process optimization not only towards low fuel consumption but also minimized pollutant emission is gaining in importance; at the same time, combustion noise has to remain as low as possible to satisfy tight NVH requirements. The fuel injection system is one of the main determining factors in achieving these targets: today, commercially available passenger car common rail systems employ pressures up to 2500 bar [1] and sophisticated multiple injection patterns to optimize mixture formation for combustion processes utilizing high boosting pressures and exhaust gas recirculation (EGR) rates.

Injection rate shaping and its potential to further improve combustion development have been approached in numerous investigations in research and development. Out of the need for low complexity and high cost-effectiveness of commercial systems, the main path in the automotive industry goes towards discontinuous processes using latest servo injector designs or directly controlled injectors which

allow for a high number of single injection events at shortest dwell times, thereby blurring the line between multiple injection and digital rate shaping. However, when used for continuous rate shaping, directly controlled injectors have to face the drawbacks of needle seat throttling on mixture formation [2]. On the other side, most experimental systems for pressure modulated continuous rate shaping have a high system complexity with additional high pressure components and / or control elements which may be difficult to integrate into an engine concept outside of the laboratory.

FEV and VKA's approach of fully integrating a pressure modulation system into a standard-sized passenger car injector has overcome these challenges. The new high pressure fast opening rate shaping (HiFORS) injector has been specifically designed for state of the art injection pressures of up to 2500 bar combined with completely flexible continuous rate shaping and shortest needle opening and closing times, thus avoiding needle seat throttling as far as possible.

### 2. HiFORS injector

The HiFORS (High Pressure / Fast Opening / Rate Shaping) injector has been developed with the aim to provide a highly flexible tool for use in the development and study of state-of-the-art diesel combustion processes. Considerations particularly include the operation with both high EGR rates and high boost pressures and the consequent demand for high injection pressures [3] as well as the option of combustion shaping on the basis of advanced control concepts [4, 5, 6]. Against this background, the following development objectives have been set for the new injector:

- Injection pressures up to 2500 bar
- Injection rate shaping ability
- High needle opening and closing speeds.

Additional demands include lowest possible leakage, which allows efficient injection system operation at high injection pressures, as well as integration feasibility in

a state-of-the-art diesel engine cylinder head. This means significant restrictions on the amount of space available for the individual injector components.

Similar to the former FEV FIRST injector [7], the HiFORS features a two-stage hydraulic servo system which transforms the actuation voltage of a single piezo actuator into a corresponding injection pressure. In this concept, the injector does not need any additional actuation elements or connections.

### 2.1. Design concept

The aim of the injector design, see Fig. 1, is to find a modular concept which provides maximum flexibility for the use of the individual components in addition to the functional flexibility of the injector. The individual injector functions are carried out by separate modules. These can be exchanged individually exists or in groups to adapt to changing operating conditions such as different fuels.

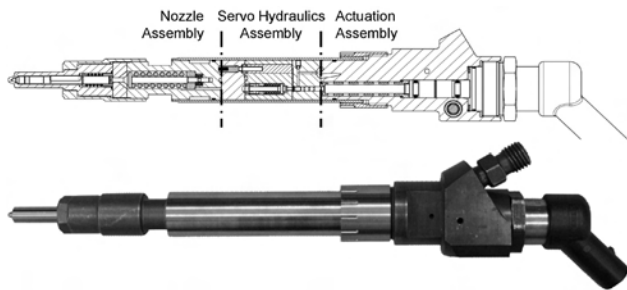


Fig. 1. HiFORS injector

The actuation assembly, the servo hydraulics assembly and the nozzle assembly form the main subsystems of the injector. A clamping sleeve connects the modules to each other and applies a sufficiently high contact pressure to the contact planes between the components to ensure the tightness of the high pressure loaded areas even at the highest supply pressures.

The actuation assembly is enclosed by the connector body which carries the hydraulic fittings for high pressure inlet and drain as well as the electrical connections of the integrated sensors and a piezo module taken from a serial production injector. Inside the connector body, the extension of the piezoelectric element is transmitted to the subsequent servo hydraulic assembly by a transmission module which can be carried out with or without a hydraulic coupler.

The injection rate shaping functionality is carried out by the servo hydraulics assembly. A pilot valve transmits the movement of the piezo module into a control pressure. The control pressure actuates the main valve, which in turn controls the injection pressure which is fed to the nozzle assembly. The current configuration is a compromise between the least possible permanent leakage and optimum hydraulic performance, using a pressure-balanced pilot valve and a non-pressure-balanced

main valve. Depending on the application, i.e. in particular, depending on the required injection pressure and viscosity of fuel, the modules of the servo hydraulic group can be replaced by other components with different valve concepts. This enables the alternative operation with two hydraulic pressure balanced valves for best performance at low rail pressures, or with two non-pressure-balanced valves without permanent leakage for fuels with reduced viscosity.

The nozzle assembly consists of the nozzle module taken from a serial production injector, the adapter plate and the nozzle holder carrying the nozzle spring. In addition, the nozzle holder has an integrated inductive needle lift sensor and a strain gauge based injection pressure sensor. These sensors with are used to observe and evaluate the injection process, and for the basis for an injection rate shape control using appropriate algorithms [5].

### 2.2. Servo hydraulic system

Fig. 2 shows the injector's hydraulic scheme. The piezo actuator moves a pressure balanced, spring loaded 3/2-way pilot valve with a maximum travel in the range of few  $\mu\text{m}$ .

The position of this valve governs the pressure inside a control volume which can be adjusted to any value between drain and rail pressure. An anti-cavitation valve in the drain path increases the back pressure to a level which prevents cavitation during high pressure drops at the pilot valve's control edges. The control pressure acts on the main valve piston and opens the main valve until the resultant forces of rail pressure, control pressure and injection pressure acting on the main valve assembly are at equilibrium. Thus, the injection pressure is directly dependent on the control pressure and can be freely varied by adjusting the actuator voltage. The main valve itself is a 2/2-way valve without pressure balancing to minimize leakage. When the injection pressure exceeds the nozzle needle's opening pressure preadjusted by spring tension, the nozzle opens very quickly and injection begins. For end of injection, the piezo actuator is discharged and the pilot valve is pushed back into its rest position. Since the pressure in the relatively small control volume drops very quickly, the spill valve, which was held closed against injection pressure by pilot pressure and a preloaded spring, now opens and allows for a quick pressure relief in the nozzle volume to prevent a delayed end of injection with unfavourably slowly decreasing injection pressures. Once nozzle pressure drops below the nozzle opening pressure, the needle shuts off the injector.

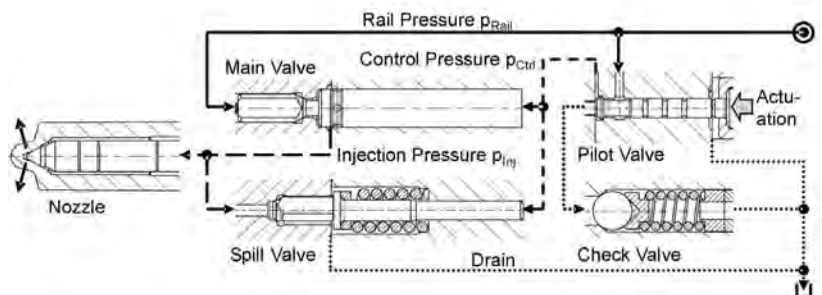


Fig. 2. Hydraulic layout

**2.3. Material choice and manufacturing process**

Due to the utilization of high injection pressures, ensuring the mechanical durability of the injector has special importance. The crucial factor is the interaction of a high strength of the base material, a favourable macro and micro geometry of surfaces in contact with pressurized fuel and the influence of the manufacturing process.

A powder metallurgy hot work steel has been chosen for the high pressure carrying main injector components. Such high-strength steels pose extraordinary challenges to the production process, especially since many of the high pressure enclosing geometries can reasonably only be manufactured after hardening accompanied with further strength increase. For the internal high pressure ducts which are largely shaped as deep holes, sinker EDM has proved to be the only practicable method of manufacture. Being a thermal manufacturing process, however, EDM leads to some adverse effects regarding fatigue strength, such as

- thermal residual stresses leading to micro cracks
- rough surfaces in the magnitude of  $R_z \approx 10 \mu\text{m}$
- uncontrolled changes of the material texture up to a depth of 30 ... 40  $\mu\text{m}$ .

These effects reduce the fatigue strength of the respective work piece to such an extent that loading those with the required pressures may become impossible. Therefore, as a further manufacturing step, all high pressure enclosing surfaces have been reworked using electrochemical machining (ECM), see Fig. 3. In just one step, this procedure allows to:

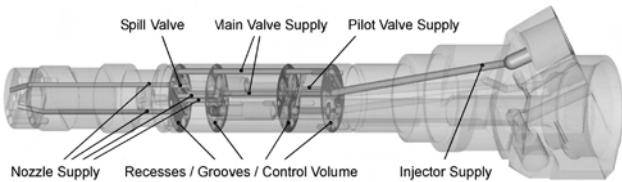


Fig. 3. ECM reworked surfaces

- ablate the surface areas damaged by the EDM process without affecting the underlying base material
- create a surface with roughness  $< 2 \mu\text{m}$
- deburr and round the bore intersections in the inlet of the pilot valve, which has a favourable effect on both flow and fatigue strength.

**3. Hydraulic operational behaviour**

The hydraulic investigations of the HiFORS injector have been carried out in the injection laboratory of FEV GmbH using an injection

quantity indicator (EMI) and an indicator tube (injection rate indicator, EVI).

**3.1. Injection quantity measurements**

Fig. 4 shows the profiles of the injection quantities over the control period of the injector when using an 8-hole nozzle with a hydraulic flow of  $740 \text{ cm}^3/\text{min}$  at 100 bar. The piezoelectric actuator is driven by a rectangular voltage profile where the voltage level has been sufficiently high to yield the maximum possible injection pressure at any given rail pressure. The characteristic curves show a small

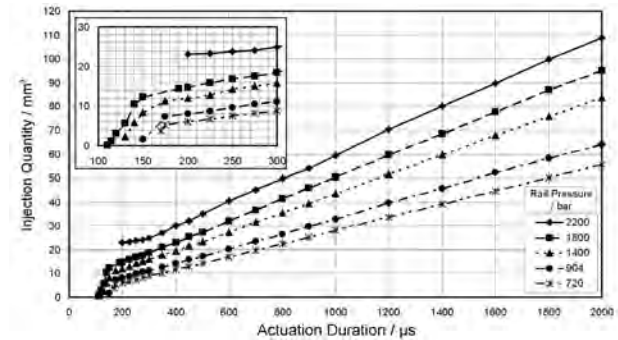


Fig. 4. Injection quantities for square actuation profile and maximum actuation voltage with 8 hole nozzle, hydraulic flow rate  $740 \text{ cm}^3/\text{min}$ , 0.2 mm max. needle lift

quantity range with relatively steep increase in the injection quantity, in which the opening and closing of the nozzle is performed by purely ballistic needle movement. This range is followed by a region with smaller quantity gradients in which the nozzle needle opens completely and remains in its open position until the end of the injection.

By actuation of the injector with lower piezo voltages, at any time, an arbitrarily chosen lower injection pressure can be utilized. This can be used, for example, to increase the metering accuracy for small injection quantities.

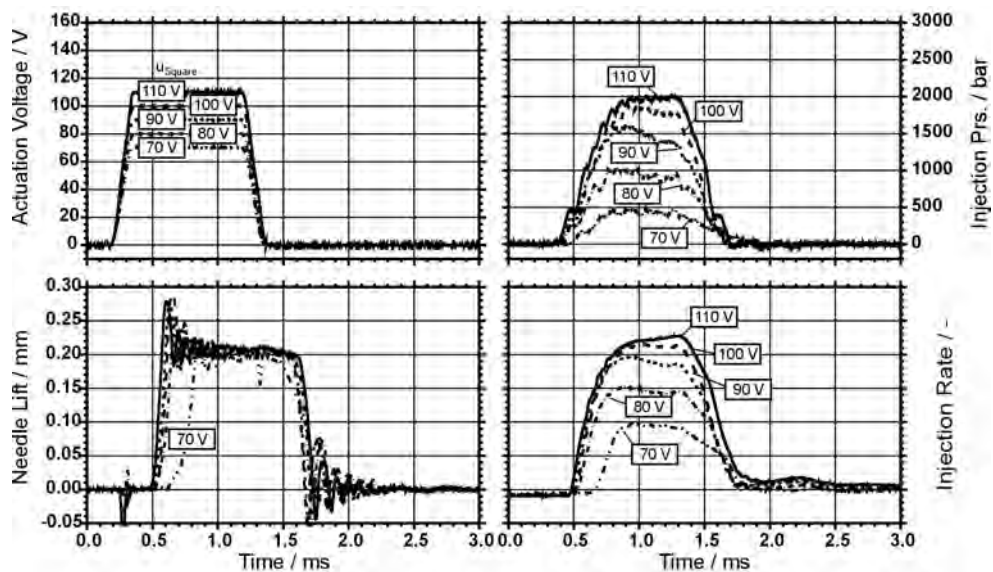


Fig. 5. Pressure modulation for square actuation profile and 2200 bar rail pressure

**3.2. Pressure modulation**

Fig. 5 shows the effect of varying the actuation voltage for a square injection of 1 ms duration at a rail pressure of 2200 bar. The injection pressure measured in the nozzle body follows the voltage variation. Apart from the case of the smallest actuation voltage, in all cases the nozzle fully opens within 100  $\mu$ s and closes just as quickly. EVI measurements show that the injection rate reaches its steady state value approximately 400  $\mu$ s after the hydraulic start of injection and the drop of the injection rate at the end of injection has a similar duration.

Apart from the case of the smallest actuation voltage, the needle opening and closing times are virtually independent of the voltage level and take about 100 ... 150  $\mu$ s. The bouncing effects in the needle lift signal are caused by the measurement technology and are not to be considered as individual injection events.

Fig. 6 shows the collective injection pressure map for different rail pressures and driving voltages. Each rail pressure is connected to a specific actuation voltage range in which pressure modulation is possible.

**3.3. Continuous rate shaping**

Figures 7 and 8 show variations of the typical boot and ramp injection patterns at 2200 bar. During the boot injection, the driving voltage is first raised to an intermediate level of 70, 75, or 80 V. After a holding time of 400  $\mu$ s, the actuation voltage is raised to 120 V, which is the required voltage for the maximum injection pressure. The stepped increase in actuation voltage is transferred to both the injection pressure and the injection rate profiles. It is worth noting that for all actuation profiles, the falling edge of the injection pressure has almost exactly the same profile. This gives an indication of the robustness of the servo system thus demonstrates the good stability of the injection hydraulics.

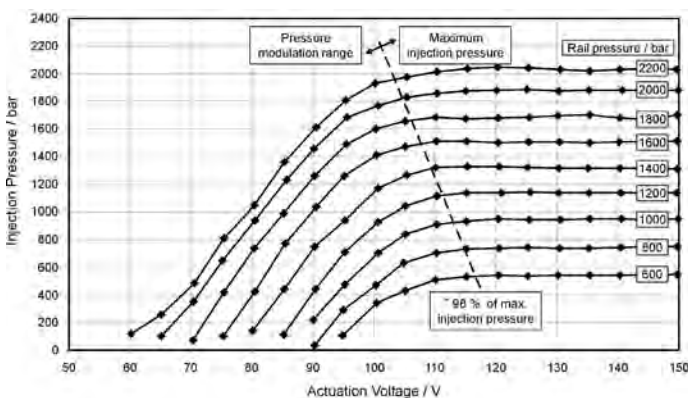


Fig. 6. Maximum injection pressure for square actuation profile in dependency of rail pressure and actuation voltage

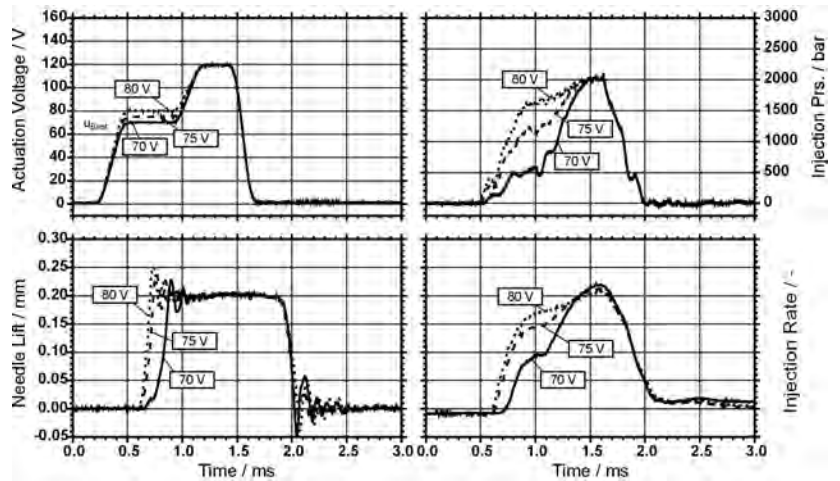


Fig. 7. Variation of boot injection profile at 2200 bar rail pressure

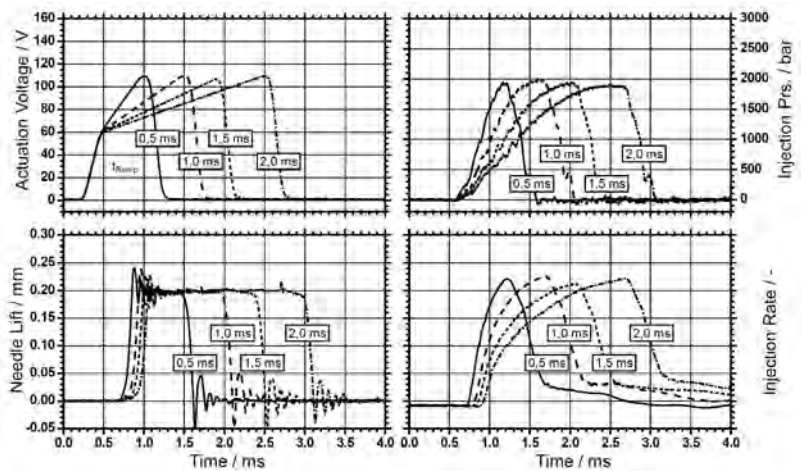


Fig. 8. Variation of ramp injection profile at 2200 bar rail pressure

For ramp shaped injection, the actuation voltage is set to an intermediate threshold level before being continuously increased to the maximum level. This actuation yields continuously increasing injection pressure and injection rate curves with freely selectable gradient. By fine tuning of the actuation profile, potentially in combination with appropriate control strategies, accurately tailored injection events can be produced. These result in optimized combustion and cylinder pressure gradients which can be adapted for example to lowest pollutant and noise emissions and optimum utilization of the mechanical load capacity of the engine.

**4. Optical rate shaping investigations**

The optical investigation of the HiFORS spray and mixture formation and combustion properties were conducted in a high pressure, high temperature optically accessible combustion chamber at VKA, see Fig. 9, using a 3-hole nozzle with a total hydraulic flow of 234 cm<sup>3</sup>/min and identical spray hole geometries to the nozzle used in the single cylinder investigations. The chamber's capabilities and the data processing approaches utilized are described in detail by Graziano et al [8]. The rate shaping experiments were conducted in an air environment at

a chamber pressure of 50 bar and temperature of 800 K, simulating Diesel engine conditions at begin of injection during part load operation. Apart from square injection profiles, ramp and boot injection pressure shapes at rail pressure levels of 1200 and 1800 bar were used. The ramp profiles were shaped for a fixed ramp duration of 1 ms independent of the injection duration. The boot profiles were defined to hold approximately half rail pressure level for about half of the injection duration before quickly rising to maximum injection pressure.

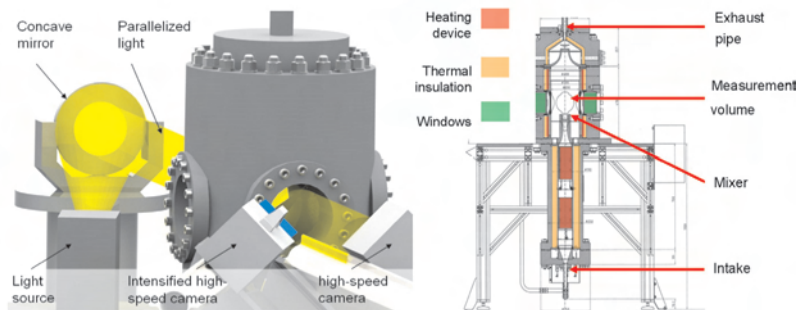


Fig. 9. Optical chamber set-up

The upper two diagrams in Fig. 10 show spray formation behaviour under the influence of different injection rate shapes. The individual injection durations have been chosen to yield the same injection quantities as a reference piezoelectrically actuated servo injector at a duration of actuation (DOA) of 800  $\mu$ s. The liquid penetration length of the injection sprays shows no obvious dependency on neither rail pressure level nor rate shaping profile; this aligns with literature, e.g. [9] where it was found that the liquid spray length is solely dependent on spray hole diameter, physical fuel properties and the thermodynamic state of the cylinder charge. The gaseous spray penetration however results from the impulse exchange between

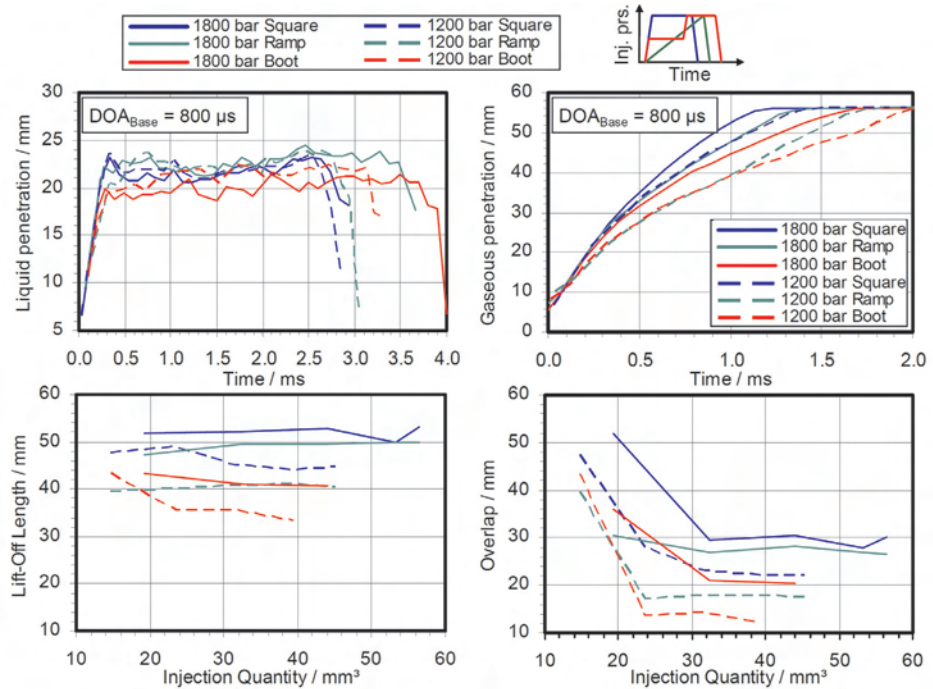


Fig. 10. Optical investigation results for different injection rate shapes and injection pressures

liquid and surrounding gas including the entrainment of ambient air and therefore shows a strong dependence on rail pressure and injection pressure profiles. As a consequence of combustion starting in the gaseous portion of the spray, both lift-off length (i.e. distance from nozzle tip to combustion zone) and overlap (distance from the tip of the liquid spray core to the combustion zone) are reduced for lower rail pressures as well as for rate shaping injection with reduced effective injection pressure at the beginning of injection. Since these values are indicators for the available distance and time for mixture preparation, they explain the tendency of increased soot formation due to non-sufficient oxygen availability when employing rate shaping in engine operation.

## 5. Single cylinder engine investigations

### 5.1. Experimental design

The single cylinder engine investigations were carried out on a 4-valve, 390  $\text{cm}^3$  engine with a compression ratio of 15. The part load point definition by engine speed and internal mean effective pressure (IMEP) covers the main

operation range for relevant test cycles in a hypothetical C-class vehicle as introduced by [4]; this includes fixed centers of combustion taken from the engine's reference calibration with a close-to-production piezoelectrically driven servo injector as well as target values for  $\text{NO}_x$  emissions for meeting EURO6 emission legislation, see Tab. 1.

The part load operating points are used for comparing the HiFORS injector's performance against the reference injector without the use of rate shaping as well as the potential analysis of rate shaping profiles in the higher load operating points PL3 and PL4. The HiFORS injector's high pressure capability is explored in three full load operating points at 2000, 3000, and 4000  $\text{min}^{-1}$  by increasing engine load as far as possible within given peak pressure, soot, and exhaust gas temperature limits. All investigations were carried out using a close to production nozzle module with a hydraulic flow rate of 625  $\text{cm}^3/\text{min}$  on both reference and HiFORS injectors.

### 5.2. Base investigations

The base investigations were carried out in form of exhaust gas recirculation (EGR) sweeps in the defined part

Tab. 1. Single cylinder engine operating point definition

Operating point	Engine speed	IMEP	P <sub>Rail</sub>	P <sub>Intake</sub>	Center of Combustion	Spec. NO <sub>x</sub> target
	min <sup>-1</sup>	bar	bar	bar	°CA ATDC	g/kWh
PL1	1500	4.3	720	1.07	5.8	0.2
PL2	1500	6.8	904	1.50	6.6	0.2
PL3	2280	9.4	1399	2.29	9.2	0.4
PL4	2400	14.8	1800	2.60	10.8	0.6
FL1	2000	27.0 (ref.)	1800 (ref.)	2.46	–	–
FL2	3000	29.0 (ref.)	2000 (ref.)	2.70	–	–
FL3	4000	28.6 (ref.)	2000 (ref.)	3.00	–	–

load operating points using a reference piezoelectrically actuated servo injector with and without pilot injection and the HiFORS injector without pilot injection. Due to the HiFORS injector's hydraulic layout, the needle opens while nozzle pressure is still being built up, resulting in a steep ramp-shaped injection pressure trace similar to former cam-driven UI systems even for rectangular actuation voltage profiles. As a consequence, the mass flow rate during

relatively quick needle operation without long times under the effect of seat throttling, resulting in excellent mixture formation from the very beginning of injection. Only in high part load point PL4, the HiFORS injector's soot emissions are higher than both reference injections. This might be caused by higher internal pressure losses between fuel supply and nozzle which become evident at longer injection durations when nozzle opening and closing effects have less impact.

The combustion sound level is in all operating points comparable to the reference injector with pilot injection, thus confirming the approach of omitting the pilot injection for the HiFORS injector. The indicated efficiency of the HiFORS injector also follows the reference injector with pilot injection in points PL2

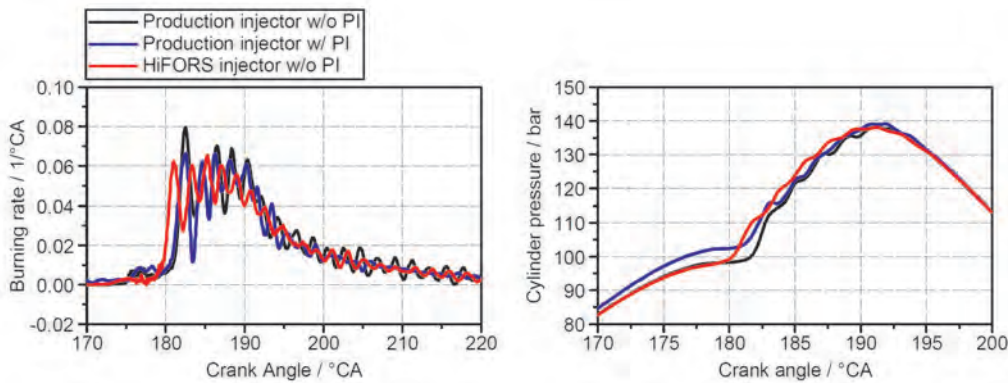


Fig. 11. Burning rate and cylinder pressure traces for HiFORS and production injectors at part load operating point PL4, indicated specific NO<sub>x</sub> emissions ≈ 0.5 g/kWh

ignition delay is reduced, with the effect of reduced maximum burning rate and a less steep cylinder pressure gradient very similar to the reference injection with pilot event, see Fig. 11. An additional pilot injection for the HiFORS injector is therefore considered obsolete.

Fig. 12 shows overall results of the EGR sweeps when recalculated to the respective specific NO<sub>x</sub> targets for EURO6 calibration. While point FL1 shows no reasonably measurable soot emissions at all for all injection patterns, in part load points FL2 to FL3 the filter smoke numbers of the HiFORS injector are even lower than those of the reference injector with single main injection; this is contributed to the

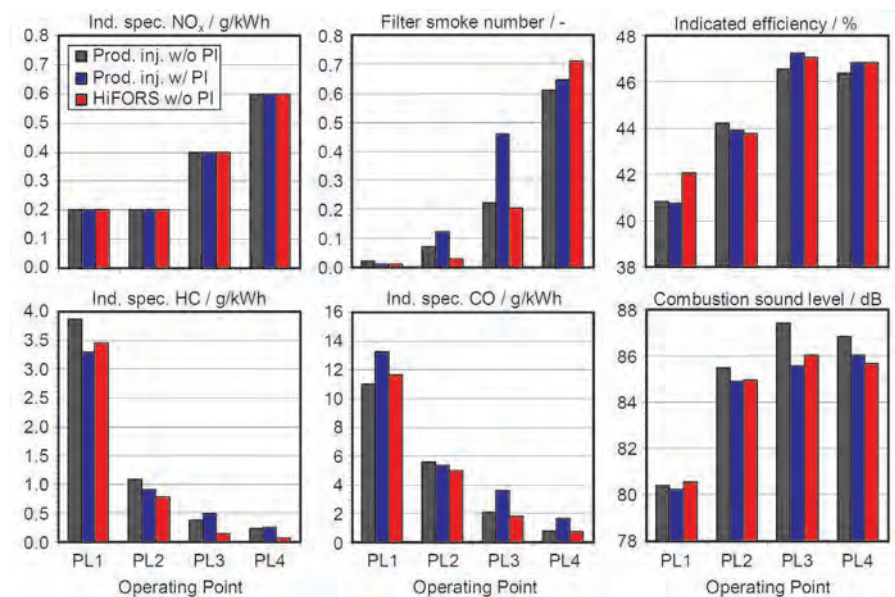


Fig. 12: Emissions, efficiency and combustion sound at part load operation for HiFORS and production injectors

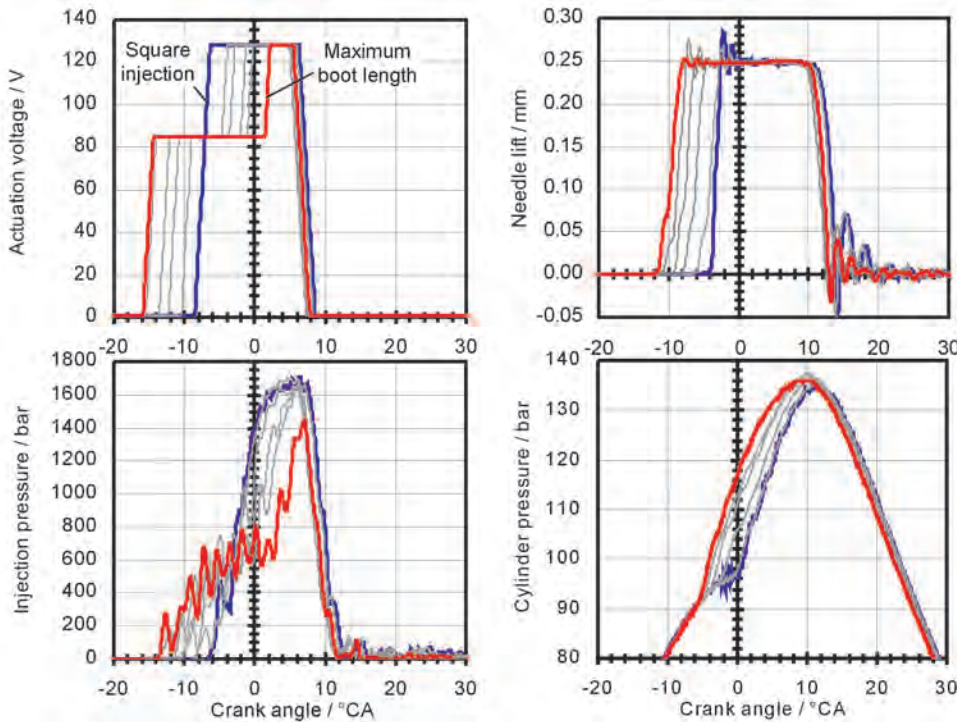


Fig. 13. Low boot rate shaping variation at part load operating point PL4. Blue: square injection profile; red: maximum boot length injection profile; grey: intermediate injection profiles

to PL4, while in the low load point PL1, with short injection duration and therefore high importance of needle opening and closing behaviour, the HiFORS injector has significant advantages.

### 5.3. Rate shaping

Rate shaping investigations were carried out in higher part load operating points PL3 and PL4 where injection duration is sufficiently long to allow for significant alterations of the injection rate shape while, in contrast to full load conditions, combustion sound and NO<sub>x</sub> reduction still play a

role compared to purely performance driven requirements which prefer rectangular injection profiles. In both points, variations of the ramp profile with decreasing slope steepness and low, medium, and high boot profiles with increasing boot level durations were investigated. All values shown in Tab. 1 including the indicated NO<sub>x</sub> emission level were fixed throughout the variations by adaptation of begin and duration of injection and EGR rate. Fig. 13 shows the example of the low level boot profile variation at PL4. The investigation starts with a square injection (blue curve) and the typical resultant cylinder pressure profile of a Diesel engine combustion without pilot injection. When introducing and extending the boot level in the actuation voltage profile, the injector's hydraulic system will follow and form the according boot shape in the injection pressure profile. Due to the increasing period of fuel being injected at low injection rates, for constant engine load the total injection duration must increase; at the same time, the begin of injection is shifted to earlier points to keep the center of combustion constant. For increasing boot durations, the

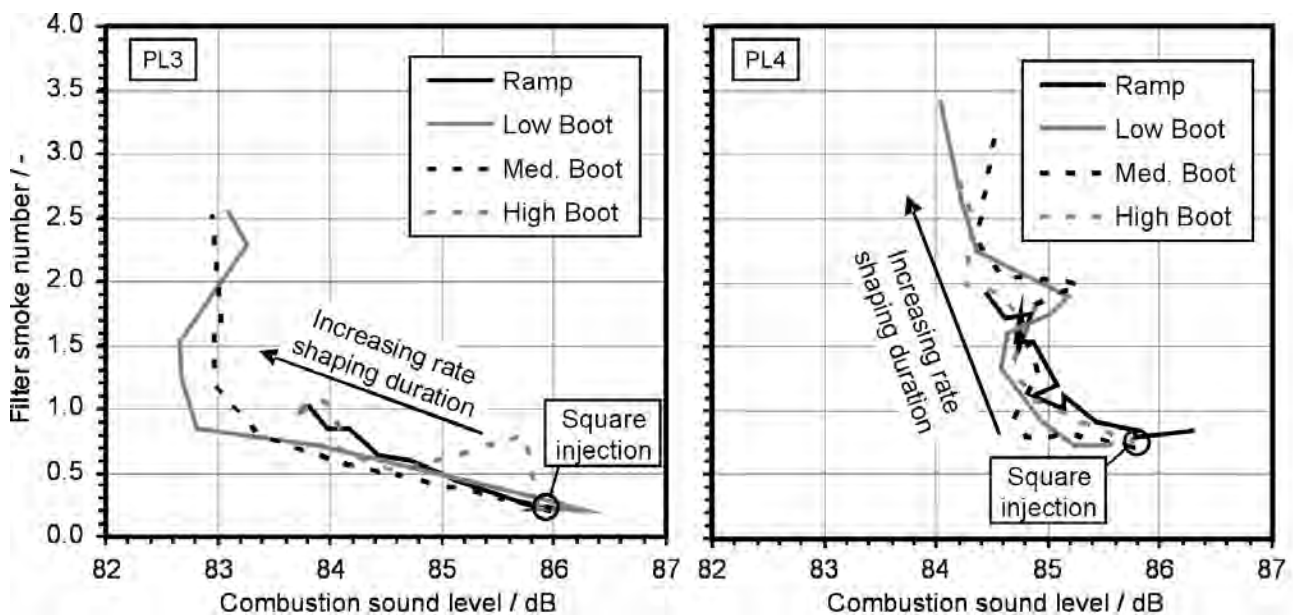


Fig. 14: Soot-sound trade-off for different injection rate shapes at part load operating points PL3 and PL4

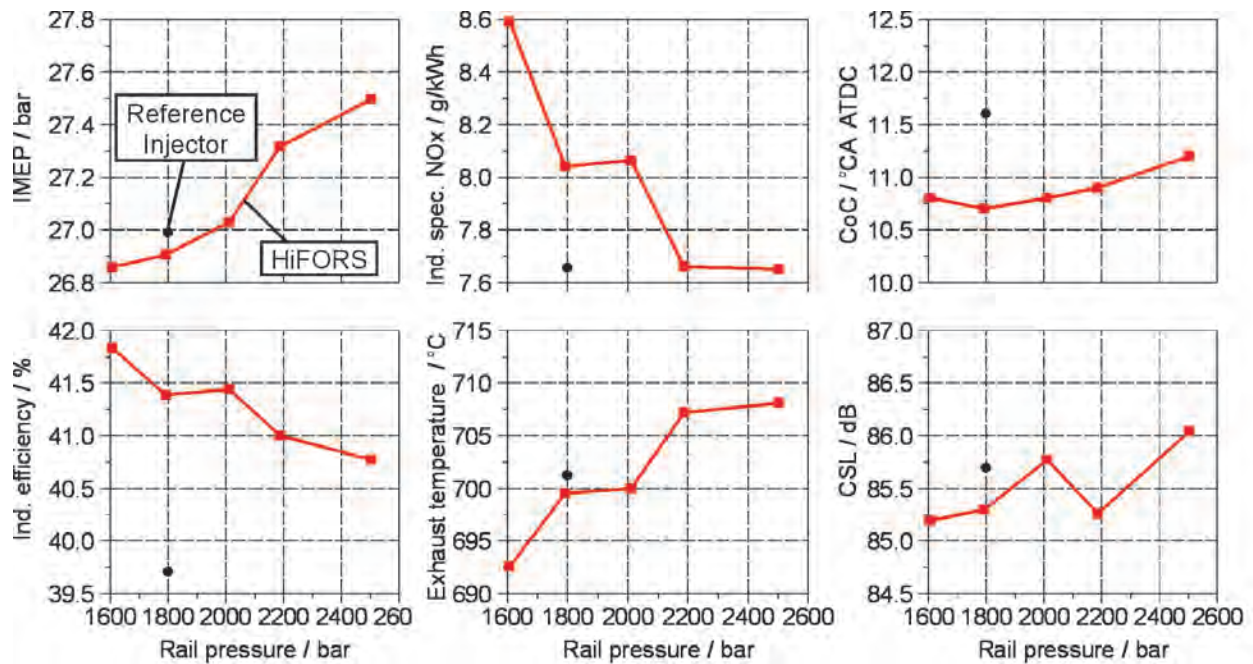


Fig. 15. Single cylinder engine behaviour at full load operating point FL1

cylinder pressure rise caused by combustion starts earlier and tends to form a less steep pressure rise gradient. The profile variation is ended when rate shaping duration becomes so long that the injection pressure does not reach the maximum defined by the square injection anymore (red curve).

Since combustion sound reduction at moderate drawbacks especially in soot emission is one of the main aims of injection rate shaping, the relation between these two parameters is shown in Fig. 14 for both rate shaping part load operating points. In both cases, the variation starts with square injection profiles in the lower right-hand corner at low soot emissions and relatively high combustion sound levels. By applying rate shaping patterns with increasing shaping durations, the combustion yields reduced sound levels and increased soot emissions. All profiles follow very similar operating point dependant paths within the measurement fluctuations. However, in both cases the ramp variations only show limited capability in altering the engine's soot-sound behaviour, the same applies for the high boot profiles in PL3.

The variation trajectories for PL3 and PL4 have quite different characteristics. At PL3, sound level improvement can only be achieved by increasing soot emissions up to a point where further rate shaping only leads to more soot without any more sound benefit, with the critical parameters placed at about 83 dB and a filter smoke number of 1.0. At PL4, the potential for combustion sound reduction at limited additional soot emissions is smaller, but using the medium boot level there is the possibility to lower combustion sound by 1 dB without any drawbacks in soot formation.

#### 5.4. Full Load Operation

In the full load operating points, the potential of significantly increased rail pressures on engine performance is investigated. The operating points are defined by engine

speed and upper limits for cylinder peak pressure, exhaust temperature and soot emissions, while engine load is increased in combination with adaptation of center of combustion as far as possible within these limits. For the exemplary full load operating point FL1 shown in Fig. 15, the effective limits are peak cylinder pressure at 180 bar and a maximum filter smoke number of 1.0. The rail pressure for the HiFORS injector is varied from 1600 to 2500 bar, while the reference injector was operated at 1800 bar rail pressure.

The results show that by using increased injection pressures, the maximum engine load can be increased from around 26.85 bar IMEP at 1600 bar rail pressure to 27.5 bar at 2500 bar rail pressure, thus improving the indicated engine full load performance by 2.4 % without any need to improve the thermal or mechanical capabilities of engine components. To stay within peak pressure limits, the center of combustion (CoC) has to be slightly shifted from around 10.75 to 11.25 °CA ATDC, resulting in an increase of exhaust temperature from 692.5 to 708 °C and consequently a drop of indicated efficiency from 41.8 to 40.8 %. Due to the shift of combustion center and therefore lower peak cylinder temperature, the indicated NO<sub>x</sub> emissions are lowered from 8.6 to 7.65 g/kWh while higher cylinder pressure gradients during combustion at increased injection pressure lead to higher combustion sound level of 86.0 at 2500 bar rail pressure compared to 85.25 at 1600 bar.

Compared to the reference injector, the HiFORS injector's high injection pressure capability enables higher engine full load performance at better indicated efficiency although the combustion center has to be shifted to later points at highest rail pressures. Given a fixed full load target, this opens up the possibility to optimize the combustion process by using nozzles with smaller hydraulic flow rates which improve operation behavior within the whole engine operation range.

As another conclusion, for optimized utilization of highest injection pressures at full load conditions, the respective engine's peak pressure capability should be increased to avoid the need for combustion center shift with its impact on engine efficiency.

## 6. Summary and Outlook

FEV GmbH and the Institute for Combustion Engines, RWTH Aachen University, have developed the HiFORS injector as a highly flexible research tool for developing and testing modern diesel combustion processes. The piezoelectrically actuated injector contains a spring-loaded nozzle needle with an upstream control valve which not only governs the start and duration of injection of injection, but also the flexible injection rate. The rapid opening and closing action of the nozzle needle, ensures short times in the area of small needle lifts even at small injection rates, so that the harmful influence of needle seat throttling can be largely minimized.

The presented injector is capable of injection pressures of up to 2500 bar. This pressure capability has been achieved by appropriate manufacturing processes and special surface treatment of all high pressure containing volumes. Furthermore, the leakage losses have been significantly minimized, thus making it possible to significantly reduce the thermal load of the injector.

The capability of the injector regarding high injection pressures and flexible rate shaping and is proven by injection test rig investigations. The influence of injection at different rail pressure levels with variable injection rate profiles on

mixture formation and combustion in a laboratory environment is investigated by high pressure, high temperature optical chamber experiments. While the liquid spray core length remains constant for all variations, both reduced rail pressures and rate shaping approaches decrease gaseous spray penetration, resulting in combustion start closer to the nozzle tip with less spray development time and length needed for optimum mixture formation.

The new injector's impact on engine operation is analyzed using a single cylinder research engine. Injector performance is tested against a piezoelectrically actuated close to production servo injector using identical nozzles. Base EGR sweeps show significant advantages in  $\text{NO}_x$ -soot trade-off in low to medium part loads while maintaining combustion sound level and indicated efficiency of a standard injection pattern with pilot injection. The continuous rate shaping functionality opens additional potential for combustion sound reduction at moderately increased soot emissions. At full load operation, the injector's high pressure capability enables both increased engine performance and improved indicated efficiency compared to the reference injector.

Next steps will include the integration of the HiFORS injector into advanced closed-loop combustion control systems [5, 10], thereby fully exploring the ability of continuous rate shaping to form an optimum Diesel combustion process.

## Acknowledgment

The research leading to these results has received funding from the European Union Seventh Framework Programme [FP7/2007-2011] under grant agreement No. 234032.

## References

- [1] Matsumoto S. et al.: Der neue Diesel-Magnetventil-Injektor von Denso. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 74 (2) (pp. 146-150), 2013.
- [2] Predelli O. et al.: Kontinuierliche Einspritzverlaufsformung in Pkw-Dieselmotoren – Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen. In: 31. Internationales Wiener Motorensymposium, Vienna 2010.
- [3] Herrmann O.E. et al.: Ultra High Pressure Fuel Injection for minimized Engine-Out Emissions of HD Diesel Engines. In: Diesel and Gasoline Direct Injection VI, Berlin 2010.
- [4] Rottmann M.: Einspritzratenformung am schnelllaufenden DI-Dieselmotor. PhD thesis, RWTH Aachen 2011.
- [5] Hinkelbein J.: Entwicklung einer Verbrennungscharakteristikregelung mittels Einspritzverlaufsmodulation bei direktein-spritzenden Dieselmotoren. PhD thesis, RWTH Aachen 2010.
- [6] Kremer F. et al.: Verbrennungsratenregelung – Baustein zur weiteren Komfortsteigerung  $\text{CO}_2$ -optimierter Dieselmotoren. In: Engine Combustion Processes X, Munich 2011.
- [7] Laumen H.-J. et al.: Flexible Einspritzverlaufsformung - Auch bei PKW-Dieselmotoren ein wirkungsvolles Mittel zur Reduzierung von Verbrauch und Schadstoffemissionen? In: Diesel and Gasoline Direct Injection IV, Berlin 2006.
- [8] Graziano B. et al.: Investigation on the Ignition Sensitivity of 2-MTHF, Heptane and Di-n-butylether. In: Proceedings of the European Combustion Meeting 2013, Lund 2013.
- [9] Siebers D.L.: Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays based on Mixing-Limited Vaporization. SAE Technical Paper Series 1999-01-0528, 1999.
- [10] Schnorbus T.G.: Zylinderdruckgeführtes Einspritzmanagement beim Dieselmotor. PhD thesis, RWTH Aachen University 2010.

Paul Grzeschik, Dipl.-Ing. – Project Engineer Engine Design. Institute for Combustion Engines, RWTH Aachen University.

e-mail: [grzeschik@yka.rwth-aachen.de](mailto:grzeschik@yka.rwth-aachen.de)



Hermann-Josef Laumen, Dr.-Ing. – Senior Technical Specialist Fuel Injection Systems. FEV GmbH.

e-mail: [laumen@fev.com](mailto:laumen@fev.com)



## Examination of the influence of multi-injection strategy on thermodynamic indexes of engine cycle and on the emission of toxic compounds

The main target of this work was to investigate on the 1-cyl. research engine concerning practical realization possibilities of cold-flame-combustion when operating with high and very high Exhaust Gas Recirculation (EGR) rates. After determining of possibilities of lowering  $NO_x$  and Soot emissions for EGR rates ca. 40-60% some further investigation on optimization of SOI and CoC parameters were performed. Additionally, some preliminary investigations of the optimization of combustion parameters when applying various strategies of multi-injection have been conducted and analyzed.

Key words: diesel engine, exhaust gas recirculation, low temperature combustion, injection strategies

## Badanie wpływu strategii wieloczęściowego wtrysku paliwa na termodynamiczne wskaźniki pracy silnika i na emisję składników spalin

Głównym celem badań było uzyskanie efektu spalania niskotemperaturowego skutkującego zmniejszeniem emisji  $NO_x$  wraz z jednoczesnym zmniejszeniem emisji sadzy (cząstek stałych) dzięki zastosowaniu dużego stopnia recykulowanych spalin. Po uzyskaniu możliwości obniżenia emisji  $NO_x$  i sadzy przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 40-60%, prowadzono dalsze badania nad optymalizacją parametrów SOI i CoC. Dodatkowo, prowadzono wybrane wstępne badania optymalizacyjne parametrów procesu spalania przy stosowaniu różnych strategii wtrysku wieloczęściowego.

Słowa kluczowe: silnik ZS, EGR, niskotemperaturowe spalanie, strategie wtrysku paliwa

### 1. Introduction and motivation for the research

Reducing emissions of exhaust gas toxic compounds is now mainly possible in two ways. There are: applying the internal engine methods (e.g. exhaust gas recirculation systems, modern combustion systems) or by use of engine external methods like exhaust aftertreatment systems [6–9]. It is possible to apply external exhaust gas recirculation systems (low and high pressure) and internal exhaust gas recirculation. Emissions standards impose the search for new concepts of the combustion process. To these may include homogeneous combustion systems (HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition) or low temperature combustion (LTC – Low Temperature Combustion). It is also possible to use exhaust aftertreatment systems containing DOC (Diesel Oxidation Catalyst), DPF (Diesel Particle Filter), SCR (Selective Catalytic Reduction), or a combination thereof [6–9].

### 1. Wprowadzenie i uzasadnienie badań

Ograniczenie emisji składników szkodliwych spalin jest obecnie głównie możliwe dwoma sposobami. Są to: zastosowanie wewnątrzsilnikowych sposobów ich ograniczenia (np. układy recyrkulacji spalin, nowoczesne systemy spalania) lub przez zastosowanie pozasilnikowych układów oczyszczania spalin [6–9]. Możliwe jest stosowanie układów zewnętrznej (nisko i wysokotemperaturowej) i wewnętrznej recyrkulacji spalin. Standardy emisji spalin wymuszają poszukiwanie nowych koncepcji procesu spalania. Do nich można zaliczyć układy spalania homogenicznego (HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition) lub spalanie niskotemperaturowe (LTC – Low Temperature Combustion). Możliwe jest stosowanie układów oczyszczania spalin zawierających systemy DOC (Diesel Oxidation Catalyst), DPF (Diesel Particle Filter), SCR (Selective Catalytic Reduction) lub ich kombinacji [6–9].

Table 1. Control parameters of engine operating points suggested by Volkswagen

Table 1. Control parameters of engine operating points suggested by Volkswagen

	engine speed/prędkość obrotowa	injection quantity/dawka paliwa	center of combustion/centrum spalania	injection pressure/ciśnienie wtrysku	intake manifold pressure/ciśnienie w kolektorze dolotowym	EGR cooled/udział spalin chłodzonych	$P_{\text{Compression}}$
	[rpm]	[mg/stroke]	[°CA aTDC]	[bar]	[mbar]	[%]	[bar]
1	1000	12	9	440	1017	0-50	36-38
2	1500	12	10	600	1017	0-59.2	36-38
3	1500	23	11	1200	1213	0-64.8	36-38
4	2000	17	8	1180	1120	0-56.5	36-38

One of the most desirable solution to control the combustion process is using e.g. a low temperature combustion to reduce emissions of nitrogen oxides and particles. This concept is based on the reduction of the combustion temperature (leading to reduction of the production of NO<sub>x</sub> by the use of a high share of recirculated exhaust gases) with a concomitant reduction of the compression ratio [3, 4]. Such conditions increase the period of mixing the fuel and at the same time extend the self ignition delay of fuel. For this reason, it becomes necessary to use the strategy of division of fuel dose for simultaneous reducing of emissions of hydrocarbons and carbon monoxide.

Applying of fuel dose division in the LTC system [1] has allowed further reduction of emissions of hydrocarbons and carbon monoxide. In the case of small loads, it is achieved by reducing of the time of the interval between doses and reducing of the size of the second dose (up to a size of 20%). By medium and high loads the further reducing of the sound level generated by the combustion process has been achieved by use of the injection of two doses, so as to achieve two-stage combustion.

Current works also apply to application of dual fuel systems: diesel, gasoline and ethanol [2], where the petrol fuel was injected into the intake manifold with the significant participation of the recirculated exhaust gas. Regardless of the fuel mixtures (petrol-diesel or E85-diesel fuel) identical start of combustion was achieved, wherein E85-diesel fuel mixture was combusted with small share of EGR and smaller amount of fuel dose injected into the intake manifold. A mixture of petrol-diesel allowed to obtain a two-stage combustion, and combustion of a E85-diesel mixture resulted in a high one-stage of the heat release.

## 2. Main problem and methodology of research

The research was created on 1-cylinder research engine for determining of it operational parameters for different EGR-rates varying from 0% up-to 60% of exhaust gases. Main target here was to determine the possibility of achieving the cold-flame-combustion-effect resulting with reduced NO<sub>x</sub> emission and simultaneously getting any reduction of soot emission, using different injection strategy.

Taking into consideration the results of earlier performed tests by Volkswagen, 4 test points were suggested. The

Jednym z najbardziej pożądanym rozwiązaniem sterowania procesem spalania jest wykorzystanie np. spalania niskotemperaturowego w celu ograniczenia emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych. Koncepcja ta bazuje na ograniczeniu temperatury spalania (prowadzącej do ograniczenia powstawania NO<sub>x</sub> przez zastosowanie dużego udziału recyrkulowanych spalin) z jednoczesnym obniżeniem stopnia sprężania [3, 4]. Warunki takie zwiększają okres mieszania paliwa co jednocześnie wydłuża okres samozapłonu paliwa. Z tego powodu konieczne staje się wykorzystanie strategii podziału dawki paliwa, w celu jednoczesnego ograniczenia emisji węglowodorów i tlenku węgla.

Zastosowanie podziału dawki paliwa w systemie LTC [1] pozwoliło dodatkowo na ograniczenie emisji węglowodorów i tlenku węgla. W przypadku małych obciążeń uzyskano to dzięki skróceniu czasu przerwy między dawkami i ograniczeniu wielkości drugiej dawki (do wielkości 20%). Podczas średnich i dużych obciążeń uzyskano dodatkowo ograniczenie poziomu dźwięku generowanego przez proces spalania w wyniku wtrysku dwóch dawek, tak aby uzyskać spalanie dwustopniowe.

Obecne prace dotyczą również zastosowania układów dwupaliwowych: oleju napędowego, benzyny i etanolu [2], w których paliwa benzynowe wtryskiwano do kanału dolotowego przy znacznym udziale recyrkulowanych spalin. Niezależnie od mieszanin (benzyna-olej napędowy lub E85-olej napędowy) uzyskano jednakowy początek spalania, przy czym E85-olej napędowy spalano przy mniejszym udziale EGR i mniejszej porcji dawki paliwa wtryskiwanej do kolektora dolotowego. Mieszanina benzyna-olej napędowy pozwalała na uzyskanie spalania dwustopniowego, a spalanie mieszaniny E85-olej napędowy skutkowało dużym jednostopniowym wywiązywaniem ciepła.

## 2. Problem i metodyka badawcza

Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku doświadczalnym w celu określenia wskaźników operacyjnych silnika pracującego dla różnych wartości recyrkulacji spalin w zakresie od 0% do 60% ilości ładunku w cylindrze. Głównym celem badań było określenie możliwości uzyskania efektu spalania niskotemperaturowego skutkującego zmniejszeniem emisji NO<sub>x</sub> i jednoczesnego uzyskania zmniejszenia emisji sadzy (cząstek stałych) dzięki zastosowaniu zmienionej strategii wtrysku paliwa.

Uwzględniając wyniki wcześniejszych badań przeprowadzonych przez firmę Volkswagen, zaproponowano 4 punkty obciążenia silnika. Wynikają one z testu silnikowego NEDC. Wartości poszczególnych parametrów dla danych punktów pracy silnika są podane w tabelicy 1. Rozmieszczenie tych punktów pracy na charakterystyce ogólnej silnika pokazano na rys. 1.

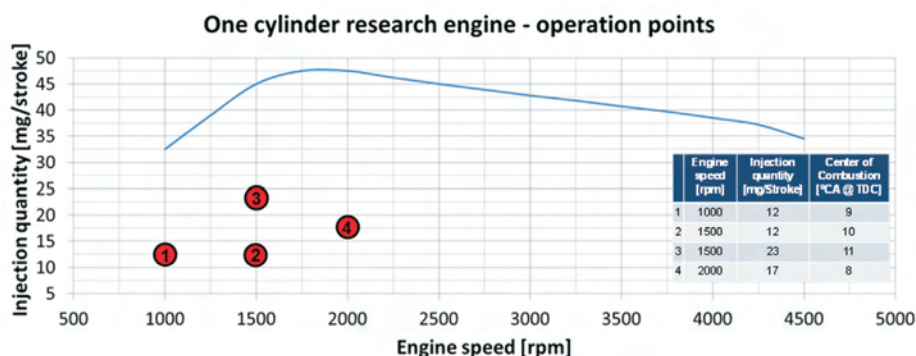


Fig. 1. Location of operating points on the engine operating map

Rys. 1. Położenie punktów pracy na mapie pracy silnika

points are relative to the NEDC test. Values of individual parameters for a given operation point are presented in Table 1. The location of operating points on the engine operating map is shown in Fig. 1.

In order to perform a cold-flame-combustion process in this investigation was used fuel whose parameters are shown in Table 2. In this study, was done a comparison of results obtained using, a fuel RF (EU5-CEC-Diesel Fuel) and F4 (75% Naphtha + 25% HVO). From the comparison shown in Fig. 2 it has been found that by applying of fuel F4 the substantial reduction of soot (PM) emission by high EGR-rates should be achieved against Reference Fuel (RF), Fig. 2, especially by higher EGR-rates. For F4 the level of  $\text{NO}_x$  emission was kept at similar values as for RF fuel, slightly better by lower EGR-rates. For high EGR-rates  $\text{NO}_x$  emission is getting much lower, what implicated effects of LTC.

Table 2. Specific features of the fuel used in research

Tabela 2. Specyfika paliwa wykorzystywanego w badaniach

Feature/ wielkość	Units/ jednostka	RF/wartości referencyjne	Results/ wyniki
Cetane Number/liczba cetanowa	CFR	54.4	51.1
Density@15 deg C/ gęstość	kg/m <sup>3</sup>	835	740
Distillation IBP/destylacja	°C	–	96.3
Distillation FBP/destylacja	°C	362.7	290.3
Sulfur/siarka	mg/kg	< 10	< 3.0
Aromatics/aromatyczne	% v/v	3.0	0.0
Net heating value/wartość opalowa	MJ/kg	42.87	44.19

### 3. Methodology

In test-bed investigations of AVL research engine main measured values were:  $M_o$  (torque),  $G_c$  (fuel consumption) and  $n$  (engine speed). Based on these data some other indexes were calculated:

Indicated power:

$$P_i = \frac{V_{ss} \cdot \text{IMEP} \cdot n}{\tau}$$

Indicated specific fuel consumption:

$$b_i = \frac{G_c}{P_i}$$

Specific emission was calculated emission density, air density and air and fuel consumption:

Soot

$$\text{Soot} \left[ \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] = \frac{\text{Soot} \left[ \frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \rho_{\text{ex}} (G_e + G_{\text{air}})}{P_i}$$

W celu uzyskania niskotemperaturowego procesu spalania w tych badaniach zastosowano paliwo, którego parametry przedstawiono w tablicy 2. W tych badaniach porównano wyniki otrzymane przy użyciu paliwa referencyjnego RF (EU5-CEC-olej napędowy) i paliwa F4 (75% nafta + 25% HVO). Na podstawie porównania przedstawionego na rys. 2 stwierdzono, że stosując paliwo F4 można uzyskać znaczne zmniejszenie emisji sadzy (cząstek stałych) w stosunku do zasilania olejem napędowym, szczególnie przy dużym stopniu recyrkulacji spalin. Dla paliwa F4 emisja  $\text{NO}_x$  utrzymywała się na takim samym poziomie, jak w przypadku zasilania olejem napędowym (RF) i była nieznacznie niższa przy mniejszych wartościach stopnia recyrkulacji spalin. Dla większego udziału spalin, emisja  $\text{NO}_x$  znacznie się obniża, co wskazuje na wystąpienie spalania niskotemperaturowego LTC.

### 3. Metodyka

W badaniach stanowiskowych na silniku AVL mierzono główne wskaźniki operacyjne:  $M_o$  (moment obrotowy),  $B_e$  (sekundowe zużycie paliwa) i  $n$  (prędkość obrotowa silnika). Na podstawie tych wielkości obliczano pozostałe wskaźniki: moc indykowaną, indykowane jednostkowe zużycie paliwa.

Jednostkową emisję obliczano na podstawie gęstości emisji, gęstości powietrza oraz zużycia powietrza i paliwa dla sadzy, CO, HC,  $\text{CO}_2$  i sprawności indykowanej.

Współczynnik kowariancji dla średniego ciśnienia użytecznego,  $\text{COV}(\text{IMEP})$ , jest powszechnie uznawaną zmienną do oceny powtarzalności spalania, i jest definiowany następująco:

$$\text{COV}(\text{IMEP}) = \frac{\sigma(\text{IMEP})}{\mu(\text{IMEP})}$$

gdzie:  $\sigma$  i  $\mu$  oznaczają odpowiednio odchylenie standardowe i wartość średnią wynikającą z liczby następujących po sobie cykli spalania; w przeprowadzonych badaniach wykorzystano 20 lub 30 cykli spalania do wyznaczenia każdego uśrednienia.

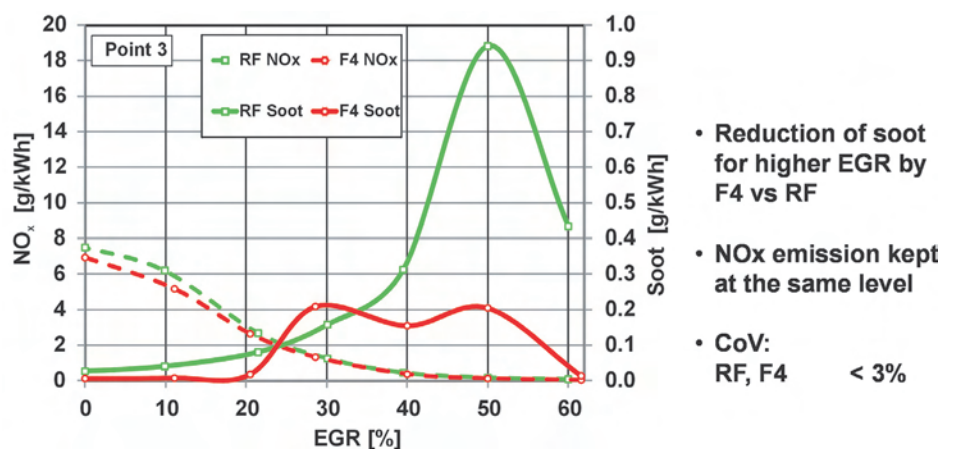


Fig. 2. Soot and  $\text{NO}_x$  emissions when using RF and F4 fuels vs EGR-rate

Rys. 2. Emisja sadzy i tlenków azotu przy użyciu paliwa RF i F4 z wykorzystaniem różnego udziału recyrkulacji spalin

- Reduction of soot for higher EGR by F4 vs RF
- $\text{NO}_x$  emission kept at the same level
- CoV: RF, F4 < 3%

$$CO \quad CO \left[ \frac{g}{kWh} \right] = \frac{CO [ppm] \cdot 0.000966 \cdot (G_e + G_{air})}{P_i}$$

$$HC \quad HC \left[ \frac{g}{kWh} \right] = \frac{HC [ppm] \cdot 0.000479 \cdot (G_e + G_{air})}{P_i}$$

$$CO_2 \quad CO_2 \left[ \frac{g}{kWh} \right] = \frac{CO_2 [ppm] \cdot 0.001519 \cdot (G_e + G_{air})}{P_i}$$

$$\eta_i \quad \eta_i = \frac{1}{G_{CV} \cdot b_i}$$

The coefficient of variation for the indicated mean effective pressure, COV(IMEP), is a commonly accepted variable for combustion stability, and is defined as:

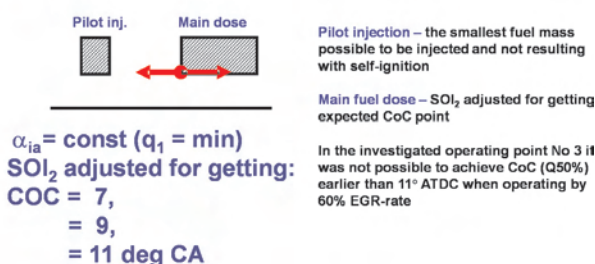
$$COV(IMEP) = \frac{\sigma(IMEP)}{\mu(IMEP)}$$

where:  $\sigma$  and  $\mu$  are the standard deviation and the mean value, respectively, over a number of consecutive combustion cycles. In the performed experiments, 20 or 30 combustion cycles were used for calculating each estimate.

The investigations were performed for cooled external EGR. Investigations were carried out for various values of EGR-rate in the range from 0% up to 60-65% of EGR, depending on the possibility of reaching stable operating conditions of engine. In order to optimize the combustion process, in terms of thermodynamic indexes and the emission of toxic compounds, the following tests was carried out, the results of which will be presented in subsequent chapters:

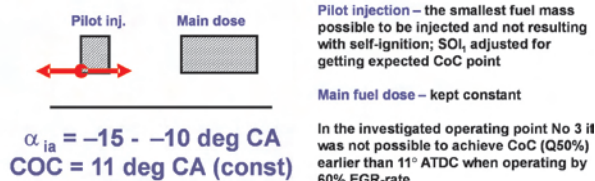
1. Single fuel dose – optimization of COV for F4, by changing SOI  
Optimization of CoC changes in range of ca. 6.5 to ca. 13° ATDC.
2. Divided fuel dose, F4 injection strategy 1 vs. RF single fuel dose

**Injection strategy 1**



3. Divided fuel dose, PF 6 injection strategy 2

**Injection strategy 2**



**4. Test bed and measuring apparatus**

The main research goals for investigations on a 1-cyl. research engine were:

Badania prowadzono wykorzystując zewnętrzną, chłodzoną recyrkulację spalin. Pomiary wykonywano dla różnych wartości stopnia recyrkulacji (EGR) w zakresie od 0% do 60-65%, w zależności od możliwości uzyskania stabilnych warunków pracy silnika. W celu optymalizacji procesu spalania pod względem wskaźników termodynamicznych i emisji związków toksycznych, przeprowadzono kolejne testy, których wyniki zaprezentowano w kolejnych rozdziałach:

1. Pojedyncza dawka paliwa – optymalizacja równomierności pracy silnika (COV) dla paliwa F4 przez zmiany chwili początku spalania (SOI).  
Optymalizacja zmian centurum spalania CoC (*Centre of Combustion*) w zakresie od ok. 6,5 do ok. 13° po GMP.
2. Dzielona dawka paliwa, paliwo F4, strategia wtrysku nr 1 w stosunku do pojedynczej dawki wtryskowej i paliwa RF (olej napędowy).
3. Divided fuel dose, F4, injection strategy 2.  
Dzielona dawka paliwa, paliwo F4, strategia wtrysku 2.

**4. Stanowisko badawcze i aparatura pomiarowa**

Główne cele podjętych badań były następujące:

1. Przeprowadzenie w rzeczywistym silniku spalinowym weryfikacji wpływu strategii wtrysku różnych paliw na wybrane wskaźniki fizyczne, termodynamiczne i chemiczne;
2. Stwierdzenie wpływu stopnia recyrkulacji spalin na analizowane wskaźniki procesu spalania;
3. Wyjaśnienie, czy paliwo F4 umożliwia spalania niskotemperaturowe.

Aby wymienione celu można było osiągnąć należało przystosować silnik do wymaganych pomiarów i wyposażyć stanowisko badawcze w odpowiedni a aparaturę kontrolno-pomiarową. Dostosowanie silnika do wymaganego stopnia sprężania 16,2:1 wymagało odpowiedniego doboru uszczelki podgłowicowej (rys. 3). Do dalszych badań wybrano uszczelkę o wysokości 2,5 mm, która umożliwiła uzyskanie odpowiedniego ciśnienia ładunku pod koniec suwu sprężania (36-37 bar, bez doładowania). Wymieniono także tłok w celu dostosowania komory spalania do zastosowanego wtryskiwacza (rys. 4). Dla badań na silniku AVL Konieczna była

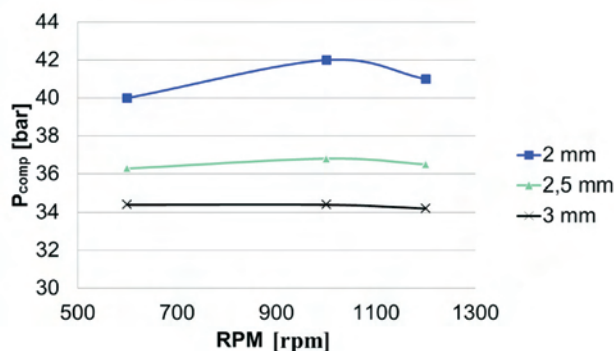


Fig. 3. Compression pressure for different cylinder gaskets, no supercharging

Rys. 3. Ciśnienie sprężania dla różnych grubości uszczelki pod głowicą, silnik niedoładowany

1. Verification on the real engine of the influence of the injection strategy on the selected physical, thermodynamic and chemical indexes, for different fuels.
2. Statement of the influence of the EGR-rate on the analyzed indexes of the combustion process.
3. An explanation of whether a fuel F4 will allow low-temperature combustion.



Fig. 4. New piston in AVL 5804 engine

Rys. 4. Nowy tłok w silniku AVL 5804

To achieve the above goals it was necessary to adjust the engine to the foreseen tests and outfit with appropriate control-measuring equipment. The accommodation of engine compression ratio to the required value of 16.2:1 by the change of gasket was done firstly (see Fig. 3). The piston was also changed in order to fit the combustion chamber to the applied injector (see Fig. 4).

2.5 mm cylinder gasket which provided expected level of charge pressure at the end of compression course (36–37 bar, without supercharging) has been chosen for further investigation.

For the investigations on AVL research engine a adaptation of piston bowl was necessary to achieve result closer to the original combustion chamber in Volkswagen research engine.

According to the proposed measuring points (see Tab. 1) the engine was equipped with a Bosch CR system 4th generation that allows injection under the pressure exceeding 200 MPa (Fig. 5). A compressor supercharging system was applied as well.

The planned tests required new design of the EGR system. The one used is of the external-type, high pressure EGR with

adaptacja kształtu komory spalania w tłoku, żeby uzyskiwać wyniki najbardziej zbliżone do oryginalnej komory spalania w badawczym silniku Volkswagena.

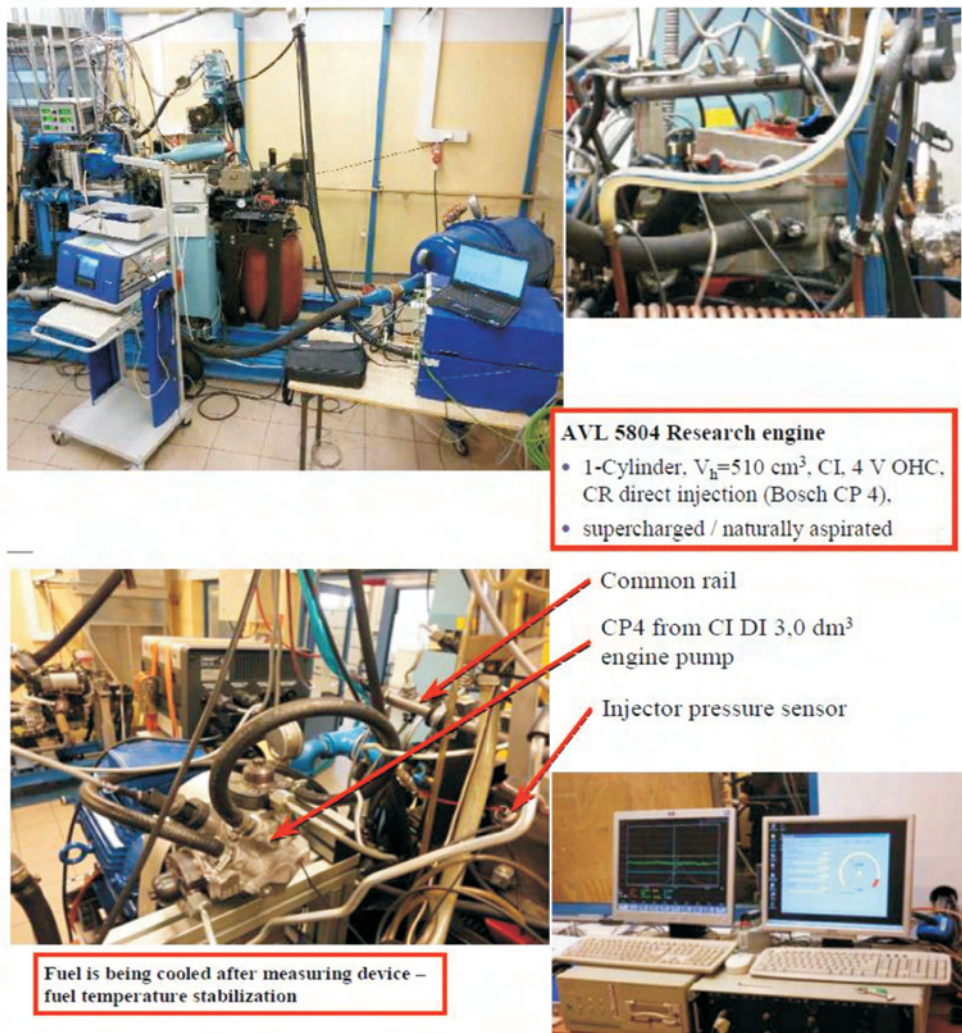


Fig. 5. Test stand: AVL 5804 engine, fuel system: Bosch CP4 pump, mechanical driven supercharging  
 Rys. 5. Stanowisko badawcze: silnik AVL 5804, układ paliwowy: pompa Bosch CP4, doładowanie mechaniczne

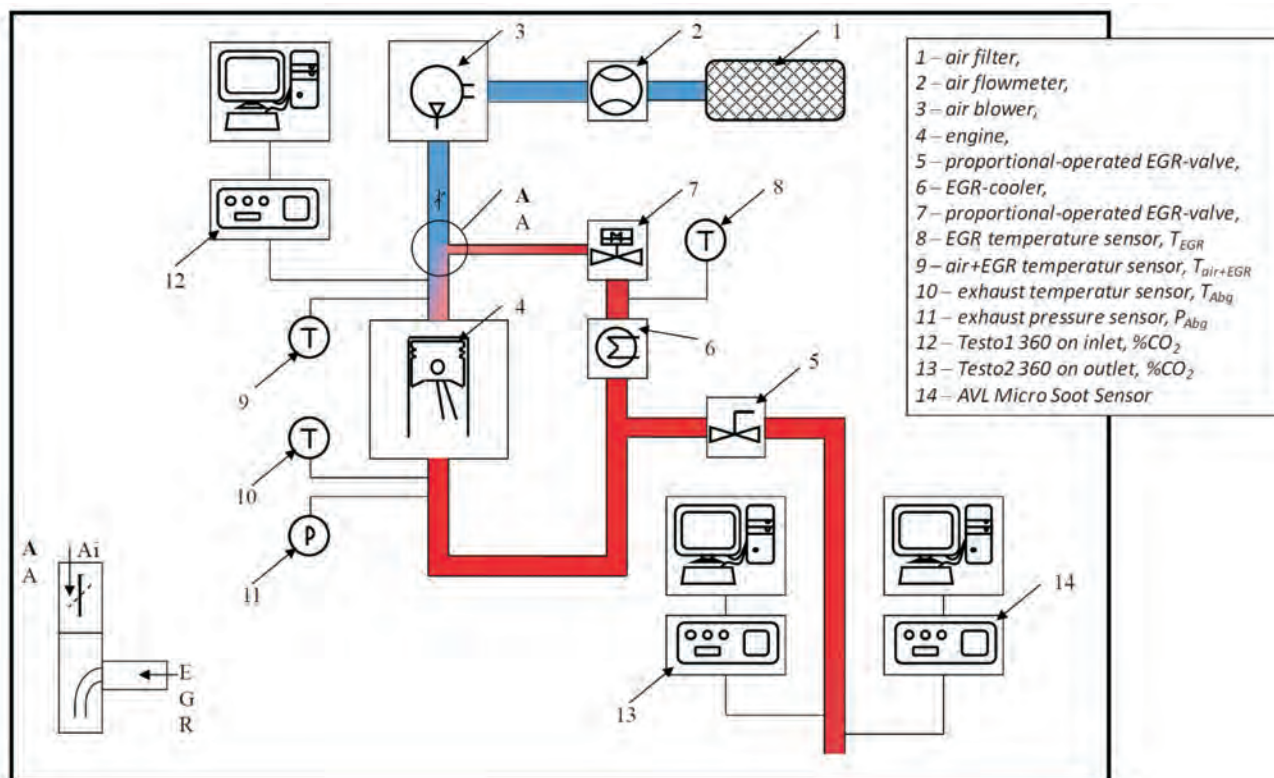


Fig. 6. EGR system

Rys. 6. System recyrkulacji spalin

exhaust cooling (Fig. 6). For proper interpretation of the influence of EGR-rate on engine operational indexes following measuring data had to be controlled and recorded: mass of inlet air, temperature and pressure of inlet air, charging pressure, temperature of EGR, temperature of exhaust-air mixture measured before intake valve, CO<sub>2</sub>-rate at inlet (in percent), temperature of exhaust gases after the exhaust

Zgodnie z proponowanymi punktami badawczymi (por. tabl. 1) silnik był wyposażony w system wtryskowy Bosch CR 4-tej generacji, który umożliwia wtrysk pod ciśnieniem 200 MPa (rys. 5). Został także zastosowany system mechanicznego doładowania sprężarkowego.

Podejmowane badania wymagały zastosowania nowej konstrukcji system recyrkulacji spalin. Zastosowano system typu recyrkulacji zewnętrznej, wysokociśnieniowy z chłodzeniem spalin (rys. 6). Dla właściwej oceny wpływu stopnia recyrkulacji spalin na wskaźniki operacyjne silnika sterowaniu i pomiarom poddano następujące wielkości: masa powietrza dolotowego, temperatura i ciśnienie powietrza dolotowego, ciśnienie doładowania, temperatura recyrkulowanych spalin, temperatura mieszanki spaliny-powietrze przed zaworem dolotowym, zawartość CO<sub>2</sub> w powietrzu dolotowym (w %), temperatura spalin za zaworem wylotowym, ciśnienie wydechu, zawartość składników toksycznych w spalinach jak: CO<sub>2</sub>, CO, HC, PM, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub> i wartość współczynnika nadmiaru powietrza były także mierzone w gazach spalinowych. Do określenia stopnia recyrkulacji wykorzystywano urządzenie Testo 360 (rys. 7). Do pomiaru pozostałych składników toksycznych CO<sub>2</sub> [%], CO [ppm], HC [pm], NO<sub>x</sub> [ppm] zastosowano urządzenie Horiba Mexa 7100D

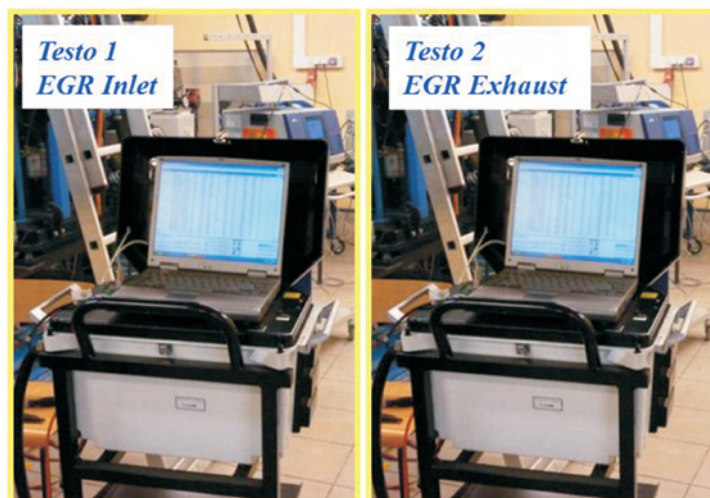


Fig. 7. Measured CO<sub>2</sub> at inlet and exhaust to determine the EGR-rate using Testo 360

Rys. 7. Pomiar CO<sub>2</sub> w kanale dolotowym i wylotowym w celu określenia stopnia recyrkulacji spalin z wykorzystaniem Testo 360

valve, exhaust pressure, content of toxic compounds like  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{PM}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{O}_2$  and lambda value were measured at the engine exhaust as well. To determine the AGR-rate was used Testo 360 (Fig. 7).

To measure toxic compounds like  $\text{CO}_2$  [%],  $\text{CO}$  [ppm],  $\text{HC}$  [ppm],  $\text{NO}_x$  [ppm] was used Horiba Mexa 7100D (Fig. 8) and for  $\text{PM}$  – AVL MSS (Fig. 8).



Fig. 8. Measured toxic compounds using Horiba Mexa 7100D and AVL MSS

Rys. 8. Pomiar emisji składników szkodliwych spalin z wykorzystaniem Horiba MEXA 7100D i AVL MSS

## 5. Results and discussions

### 5.1. Single fuel dose – optimization of COV for F4, by changing SOI

In investigations conducted on engine operating with higher EGR-rates the worse operating stability resulted with higher CoV-values of IMEP has been observed. Next series of measurements has been undertaken then to check the possibilities for bettering this situation by advancing or delaying of SOI for keeping expected value of CoC (Centre of Combustion, heat released 50%) predefined for  $11^\circ$  ATDC. The research results achieved for CoC changes in range of ca.  $6.5$  to ca.  $13^\circ$  ATDC and its influence on energetic indexes of the engine are shown in Figure 9.

From results in Figure 9 it could be observed that lowering of CoC (advancing SOI) most energetic indexes are getting higher for lower EGR-rates. For EGR-rate 60% CoC value achieves his optimal value by ca.  $9-10^\circ$  ATDC.

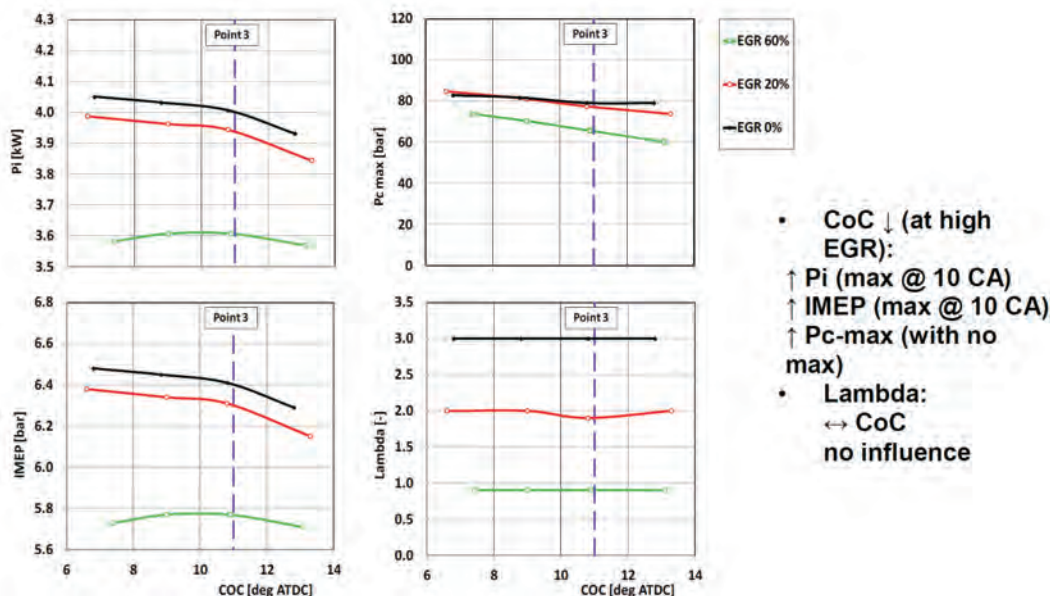


Fig. 9. Some selected energetic indexes of the engine plotted vs. CoC [deg. ATDC] for fuel F4 and various EGR-rates: 0, 20, 60%

Rys. 9. Wybrane wskaźniki energetyczne określone względem CoC [st. po GMP] dla paliwa F4 przy różnym udziale EGR: 0, 20, 60%

(rys. 8a) a do pomiarów cząstek stałych (PM) – urządzenie AVL MSS (Fig. 8b).

## 5. Wyniki i ich interpretacja

### 5.1. Pojedyncza dawka paliwa – optymalizacja powtarzalności spalania dla paliwa F4 przez zmianę początku wtrysku

W badaniach prowadzonych na silniku pracującym z dużymi wartościami stopnia recykulacji spalin obserwowano najgorszą równomierność pracy wynikającą z dużych wartości kowariancji średniego ciśnienia indykowanego. Kolejne serie badawcze podjęto w celu sprawdzenia możliwości

poprawy tej sytuacji przez przyspieszenie lub opóźnienie kąta początku wtrysku utrzymując przy tym oczekiwane wartości CoC (środek spalania, wywiązanie 50% ciepła) wstępnie ustalone na  $11^\circ$  po GMP. Wyniki uzyskane dla zmiany kąta środka spalania CoC w zakresie of ok.  $6,5$  do ok.  $13^\circ$  po GMP i jej wpływ na wskaźniki energetyczne silnika przedstawiono na rys. 9.

Z wyników przedstawionych na rys. 9 można

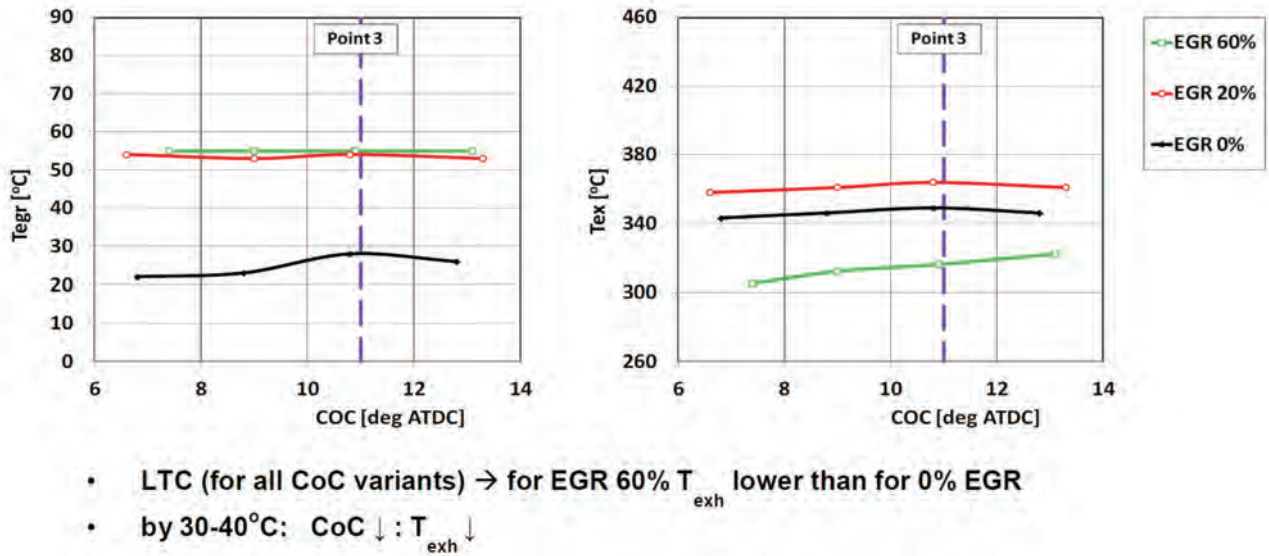


Fig. 10. Exhaust and EGR temperature vs. CoC [deg. ATDC] for fuel F4 and for various EGR-rates: 0, 20, 60%

Rys. 10. Temperatura spalin oraz temperatura EGR określone względem CoC [st. po GMP] dla paliwa F4 przy różnym udziale EGR: 0, 20, 60%

When observing the influence of EGR-rates on thermodynamic indexes (see Figure 10) it could be stated, that for all CoC values  $T_{exh}$  is getting lower with higher EGR-rates (except 20%).

It was already mentioned, that advancing or delaying of SOI has its influence on the stability of engine operating which could be measured in form of covariance of IMEP (CoV-IMEP), Fig 11.

From this results it could be stated that worse engine operating stability occurs by advanced injection at middle EGR-

wynioskować, że przyspieszając wystąpienie środka spalania (CoC) przez przyspieszenie początku wtrysku paliwa większość wskaźników energetycznych ulega zwiększeniu dla małych wartości stopnia recyrkulacji spalin. Dla stopnia recyrkulacji 60% kąt wystąpienia środka spalania osiąga swoją wartość optymalną przy ok. 9-10° po GMP.

Z oceny wpływu stopnia recyrkulacji spalin na wskaźniki termodynamiczne cyklu silnikowego (por. rys. 10) wynika, że dla wszystkich przypadków zmiany środka spalania CoC

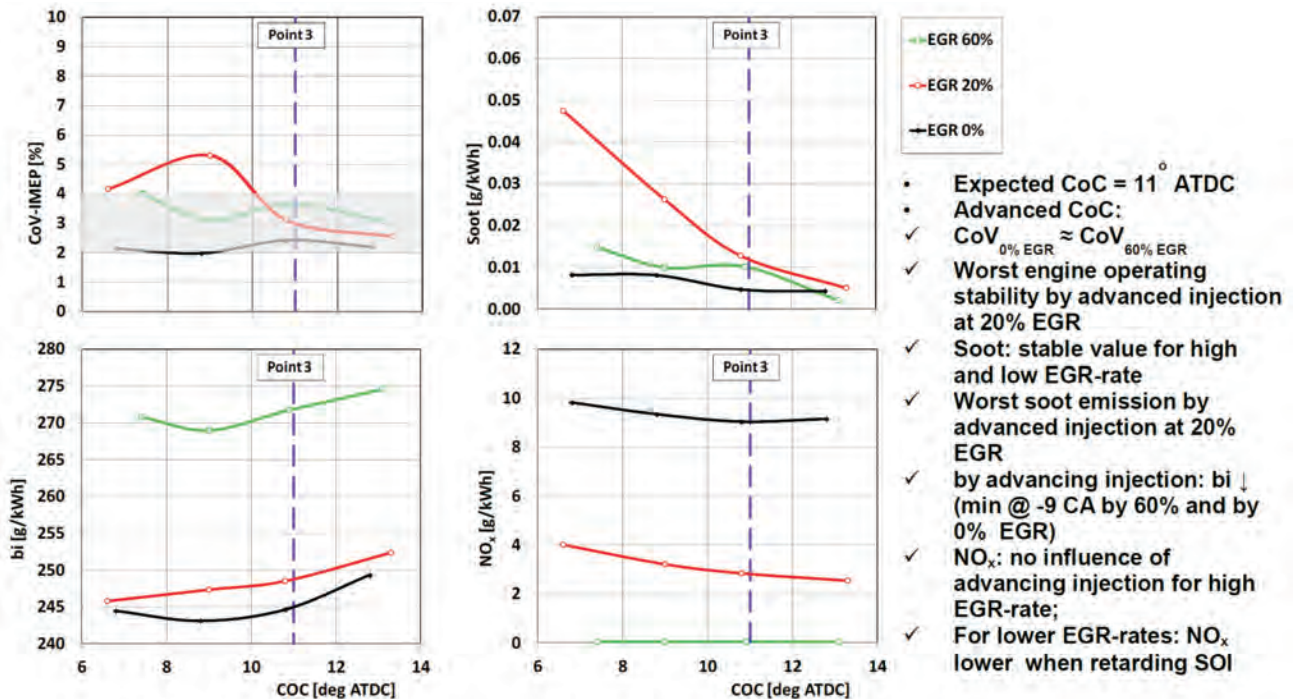


Fig. 11. Some selected ecological indexes of the engine plotted vs. CoC [deg. ATDC] for fuel F4 and various EGR-rates: 0, 20, 60%

Rys. 11. Wybrane wskaźniki ekologiczności określone względem CoC [st. po GMP] dla paliwa F4 przy różnym udziale EGR: 0, 20, 60%

rate 20%. By retarding of injection (CoC by 11–13° ATDC) stability of engine operating is acceptable, even for higher EGR-rates. In cases of retarding of injection specific fuel consumption is getting higher. However then specific emissions of soot and  $\text{NO}_x$  are getting lower at the same time.

## 5.2. Divided fuel dose, F4 injection strategy 1 vs. RF single fuel dose

When searching for optimal operating condition for the engine fed with fuel F4 a multi-injection has been examined. At the beginning the injection strategy No. 1 has been chosen: it is one pilot injection and main injection with adjustable SOI2 of the main dose. SOI1 of pilot dose was kept constant for all investigations in this series.

The results for this series of investigations are shown in Figure 12. It should be noted, that in the investigated operating point No. 3 it was not possible to achieve CoC (Q50%) earlier than 11° ATDC when operating by 60% EGR-rate.

The influence of injection strategy on emission of selected toxic compound has been examined as well. The results of it is shown in Fig. 13. It was stated, that when operating by 60% EGR-rate emissions of HC and CO are getting high,  $\text{CO}_2$  is getting low and indicated efficiency  $\eta_{i-1}$  is getting low – these results suggest poor combustion conditions.

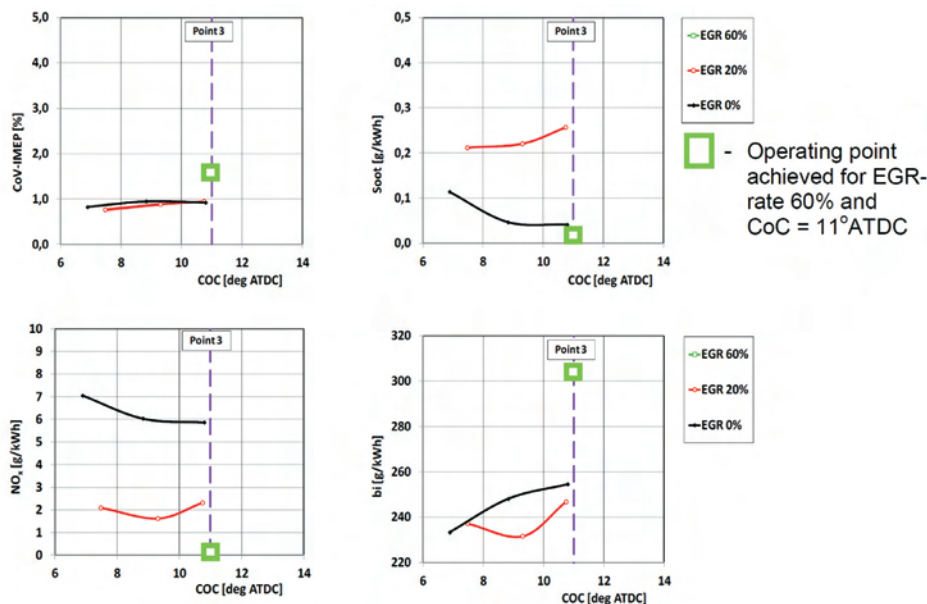


Fig. 12. Injection strategy 1: influence on CoV-IMEP (a), Soot (b),  $b_1$  (c),  $\text{NO}_x$  (d) for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys.12. Strategia wtrysku 1: wpływ na CoV-IMEP (a), cząstki stałe (b),  $b_1$  (c),  $\text{NO}_x$  (d) dla różnych wartości CoC przy zmiennym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

Further, for the variation of CoC changes of energetic indexes of the engine have been examined. The achieved results are shown comparatively in Fig. 14. From this analysis it was concluded, that when operating by 60% EGR-rate  $P_i$  and IMEP low,  $P_c$ -max are getting slightly lower, what indicates poor combustion conditions.

temperatura spalin zmniejsza się wraz ze wzrastającym stopniem EGR (z wyjątkiem EGR = 20%).

Jak stwierdzono wcześniej, wyprzedzanie lub opóźnianie kąta początku wtrysku ma swój wpływ na równomierność pracy silnika, która może być mierzona współczynnikiem kowariancji średniego ciśnienia indykowanego (COV-IMEP), rys. 11.

Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić, że gorsza równomierność pracy silnika pojawia się przy wyprzedzonym wtrysku dla średnich wartości stopnia recyrkulacji spalin 20%. Opóźniając wtrysk paliwa (zachowując jednak CoC przy 11-13° po GMP) równomierność pracy silnika jest akceptowalna, nawet dla dużych wartości stopnia recyrkulacji spalin. W przypadku opóźnienia wtrysku wzrasta jednostkowe zużycie paliwa. Jednakże w tych samych warunkach zmniejsza się jednostkowa emisja sadzy (PM) oraz  $\text{NO}_x$ .

## 5.2. Dzielona dawka paliwa F4, strategia wtrysku nr 1 w stosunku do pojedynczej dawki oleju napędowego

W celu określenia optymalnych warunków pracy silnika zasilanego paliwem F4 przebadano zasilanie wtryskiem wieloczęściowym. Na początek wybrano strategię wtrysku nr 1: polega ona na wtrysku

jednej dawki pilotującej i dawki głównej ze zmiennym kątem początku jej wtrysku SOI2. Kat początku wtrysku dawki pilotującej utrzymywano stały dla wszystkich pomiarów w tej serii badawczej.

Wyniki tej serii badawczej pokazano na rys. 12. Można na nim zauważyć, że w badanym punkcie pracy silnika nr 3, przy pracy silnika ze stopniem recyrkulacji 60%, nie można było uzyskać środka spalania (CoC, Q = 50%) wcześniej niż przy kącie 11° po GMP.

Wpływ strategii wtrysku paliwa na emisję wybranych toksycznych składników spalin także poddano badaniom. Ich wyniki przedstawiono na rys. 13. Stwierdzono, że przy pracy silnika z recyrkulacją 60% wzrasta emisja HC i CO, podczas gdy zmniejszają się

wówczas emisja  $\text{CO}_2$  oraz sprawność indykowana procesu – te wyniki wskazują na złe warunki spalania.

Następnie określono także wpływ zmian położenia środka spalania CoC na wskaźniki energetyczne silnika. Otrzymane wyniki pokazano na rys. 14. Na podstawie ich analizy stwierdzono, że podczas pracy silnika z recyrkulacją 60% moc indykowana silnika i jego średnie ciśnienie indykowane są małe, ciśnienie maksymalne w cylindrze  $P_c$ -max

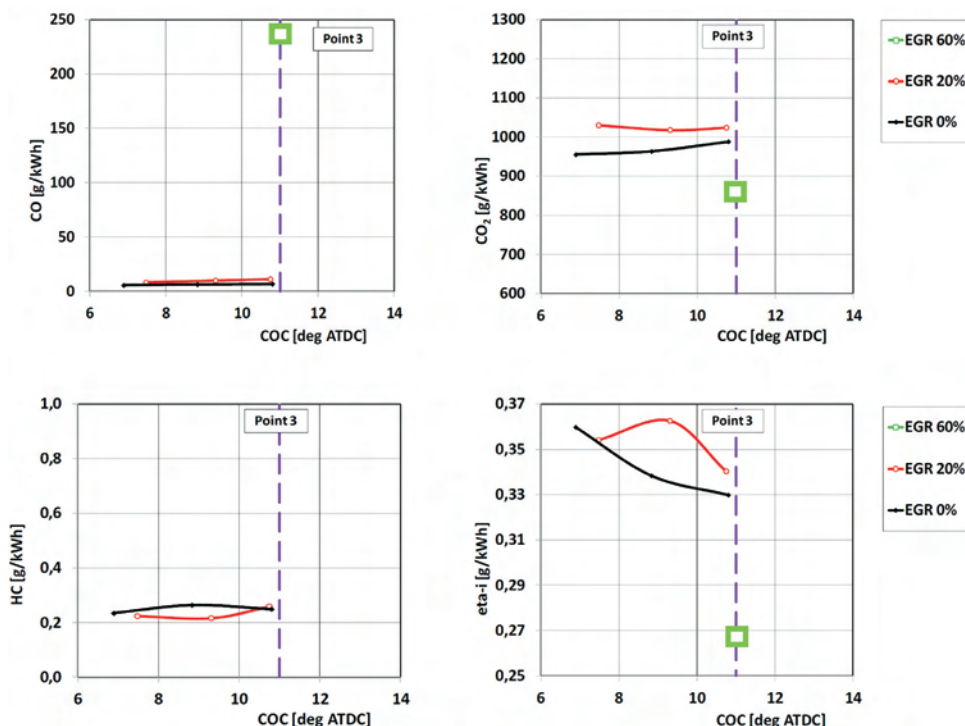


Fig. 13. Injection strategy 1: influence on CO (a), CO<sub>2</sub> (b), HC (c), eta-i (d) for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys. 13. Strategia wtrysku 1: wpływ na CO (a), CO<sub>2</sub> (b), HC (c), eta-i (d) dla różnych wartości CoC przy zmieniającym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

From the analysis of exhaust and EGR temperatures it has been noticed, that when operating by 60% EGR-rate these temperatures are lower than in other cases, but still high enough for aftertreatment system.

### 5.3. Divided fuel dose, F4 injection strategy 2

For the next stage of research another injection strategy has been selected, namely strategy 2 which was defined in chapter 2. In this case the start of pilot injection (SOI1) has been varied while main dose location (SOI2) remained constant.

As in the research in point 4.2 the measurements were performed for detection of instability of engine operating (CoV – covariance of IMEP), NO<sub>x</sub> and Soot emissions, specific fuel consumption b<sub>p</sub>, Fig. 15.

There are some conclusions achieved from this series of experiments. It was noted that for injection strategy 2 CoV-IMEP was bigger as for strategy 1, but accept-

zniejsza się nieznacznie, co wskazuje na niedobre warunki spalania.

Na podstawie analizy temperatury spalin oraz temperatury recykulowanych spalin stwierdzono, że przy pracy silnika z recykulacją 60% te temperatury są mniejsze niż w innych przypadkach, jednak wystarczająco wysokie dla system oczyszczania spalin.

### 5.3. Dzielona dawka paliwa F4, strategia wtrysku nr 2

W kolejnym etapie badań zastosowano inną strategię wtrysku paliwa, mianowicie strategię nr 2, która została zdefiniowana w rozdz. 2. W tym przypadku zmieniany był początek wtrysku dawki pilotującej (SOI1), natomiast chwila wtrysku dawki głównej pozostawała niezmienna.

Tak jak w badaniach z rozdziału 5.2, pomiary prowadzono w celu wykrycia niestabilności pracy silnika (COV – kowariancja średniego ciśnienia indykowanego) oraz stwierdzenia emisji NO<sub>x</sub> i sadzy, jednostkowego zużycia paliwa b<sub>p</sub>, rys. 15.

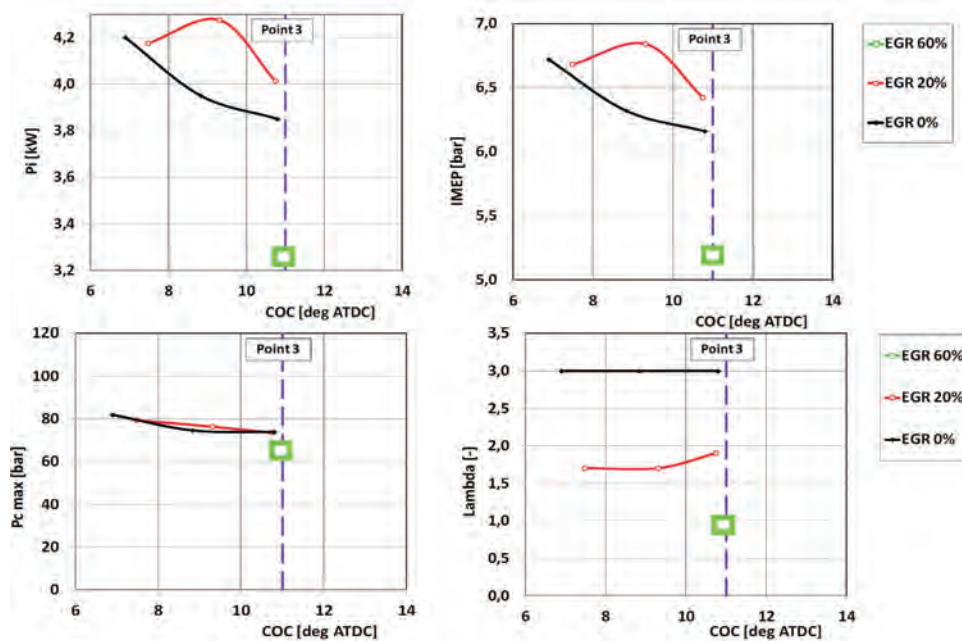


Fig. 14. Injection strategy 1: influence on P<sub>i</sub> (a), P<sub>c-max</sub> (b), IMEP (c), lambda (d) for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys.14. Strategia wtrysku 1: wpływ na P<sub>i</sub> (a), P<sub>c-max</sub> (b), IMEP (c), lambda (d) dla różnych wartości CoC przy zmieniającym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

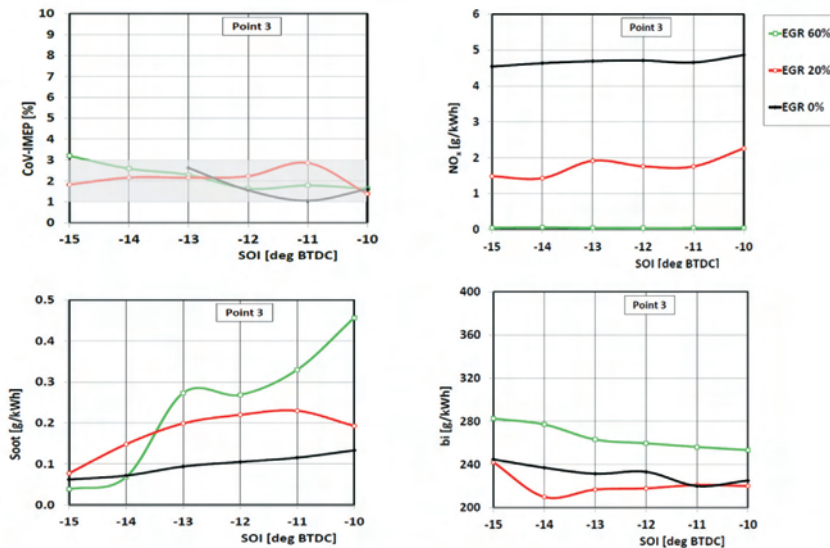


Fig. 15. Injection strategy 2: influence on CoV-IMEP (a),  $\text{NO}_x$  (b), Soot (c),  $b_i$  (d), for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys.15. Strategia wtrysku 2: wpływ na CoV-IMEP (a), cząstka stała (b),  $b_i$  (c),  $\text{NO}_x$  (d) dla różnych wartości CoC przy zmiennym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

able for all cases. The  $\text{NO}_x$  emission was observed slightly better as for strategy 1. In this case the Soot emission getting was getting higher when SOI retarded – this tendency was stronger for higher EGR-rates. It was also observed that the indicated fuel consumption was getting lower for retarding SOI: lower values for small and medium EGR-rates have been achieved.

Another comparison has been done for CO,  $\text{CO}_2$ , HC emissions and for indicated efficiency  $\eta_{i-1}$ , Figure 16. In this case it was concluded, that CO emission occurred biggest for EGR 60%, but better as for strategy 1. In this case big CO emission resulted in lower  $\text{CO}_2$  emission. The highest HC emission was observed for EGR 60% and for  $\text{SOI} = -13 \dots -10^\circ$  BTDC. It was also noted that for biggest EGR-rate the  $\eta_{i-1}$  value are getting-up by retarding SOI.

In the same conditions the comparison of  $P_i$ , IMEP,  $P_{c-\max}$ ,  $\lambda$  has been performed. The achieved results are shown in Fig. 17. On their basis it could be concluded that for EGR 60% the highest values of  $P_i$  and IMEP could be achieved by retarding SOI; the tendency in  $P_{c-\max}$  changes are almost the same.

From the analysis of exhaust and EGR temperatures it was concluded, that when operating by 60% EGR-rate  $T_{\text{exh}}$  was much lower than in other cases, but still enough high for aftertreatment system. The  $T_{\text{exh}}$  achieved by application of strategy

Z tej serii badań uzyskano następujące wnioski. Stwierdzono, że dla strategii wtrysku 2 kowariancja średniego ciśnienia indykowanego (COV – IMEP) była większa niż dla strategii nr 1, ale jednocześnie była zadowalająca we wszystkich przypadkach. W przypadku strategii 1 stwierdzono nieznacznie mniejszą emisję  $\text{NO}_x$ . W tym jednak przypadku emisja sadzy wzrastała, gdy opóźniano początek wtrysku paliwa – tendencja ta okazała się silniejsza przy większych wartościach recyrkulacji spalin. Zaobserwowano także zmniejszanie jednostkowego zużycia paliwa przy opóźnieniu początku wtrysku paliwa; przy tym uzyskiwano mniejsze wartości dla małych i średnich wartości recyrkulacji spalin.

Kolejne porównanie zostało przeprowadzone dla emisji CO,  $\text{CO}_2$  i HC oraz dla sprawności indykowanej, rys. 16. W tym przypadku stwierdzono, że emisja CO okazuje się największa dla recyrkulacji 60%, jednak mniejsza niż w przypadku strategii 1. W tym przypadku duża emisja CO wynikała z małej emisji  $\text{CO}_2$ . Największą emisję HC obserwowano dla recyrkulacji 60% oraz kąta wyprzedzenia wtrysku  $\text{SOI} = -13 \dots -10^\circ$  przed GMP. Zauważono także, że dla dużych wartości recyrkulacji wartość sprawności indykowanej rośnie przy opóźnieniu początku wtrysku.

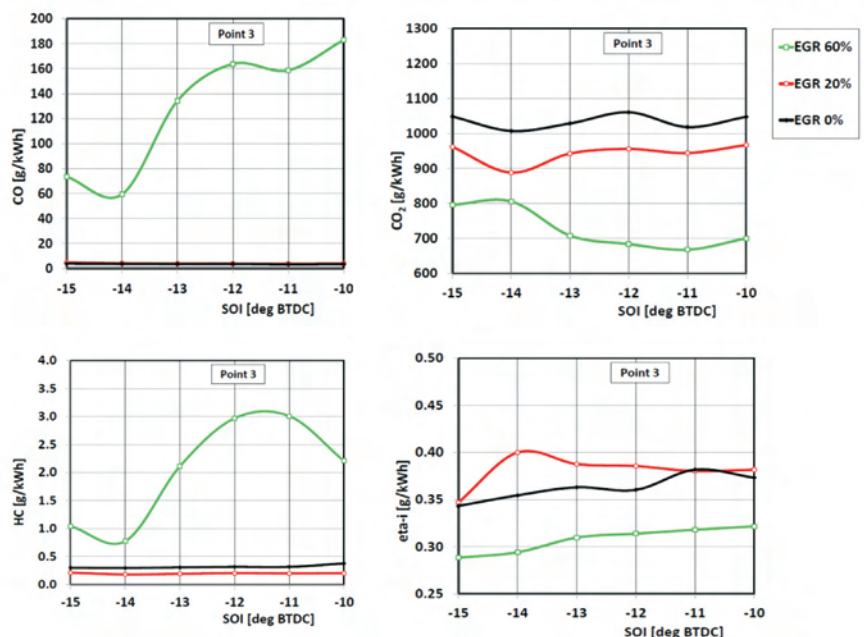


Fig. 16. Injection strategy 1: influence on CO (a),  $\text{CO}_2$  (b), HC (c),  $\eta_{i-1}$  (d) for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys.16. Strategia wtrysku 2: wpływ na CO (a),  $\text{CO}_2$  (b), HC (c),  $\eta_{i-1}$  (d) dla różnych wartości CoC przy zmiennym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

2 was higher than by strategy 1.

Similarly to investigations performed for strategy 1, the analysis of indicated parameters of the engine has been evaluated as well. From the data achieved by indicating of engine cylinder pressure some other parameters and indexes could be determined. There were: cylinder pressure  $P_{cyl}$ , heat released  $Q$ , cylinder pressure rate  $dP/d\alpha$ , heat released rate  $dQ/d\alpha$ . The achieved results are presented in Fig. 18.

From the results shown here it could be stated, that with lightly bigger EGR-rate (here 20%) the combustion process is getting faster (faster  $dP/d\alpha$  and  $dQ/d\alpha$ ) and for highest EGR-rate (here 60%) this process is getting much slower. In this last case some compensation of this effect could be achieved by advancing of SOI.

Further investigations of cylinder pressure history have led to the conclusion, that cylinder pressure traces could be influenced much by adjustment of SOI, as it is presented in Fig. 19.

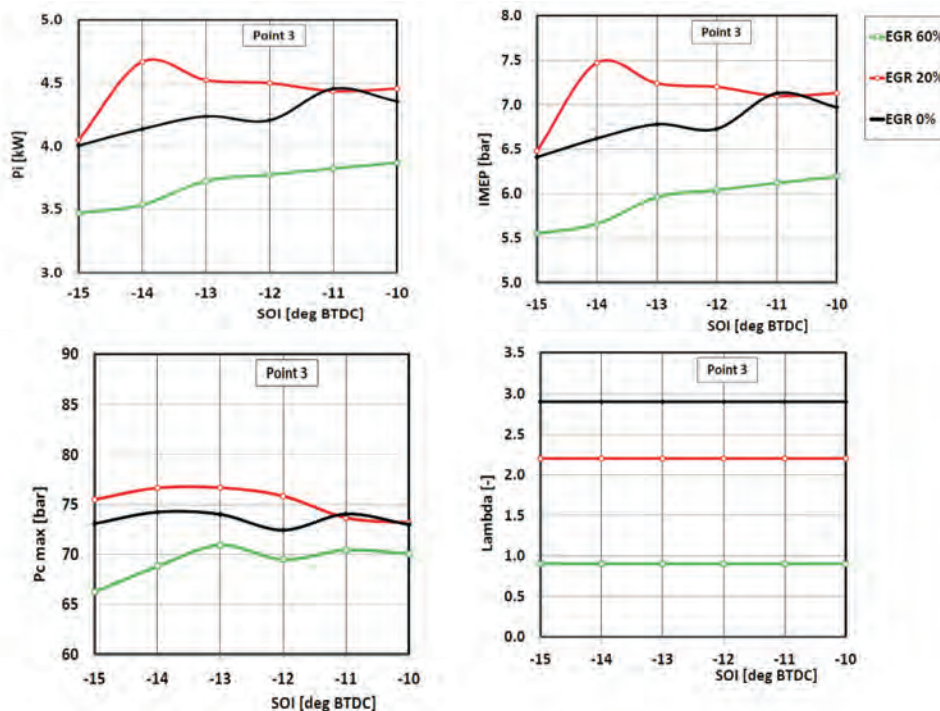


Fig. 17. Injection strategy 2: influence on  $P_i$  (a),  $P_{c-max}$  (b), IMEP (c), lambda (d) for different CoC by various EGR-rates; engine operating point 3

Rys.17. Strategia wtrysku 2: wpływ na  $P_i$  (a),  $P_{c-max}$  (b), IMEP (c), lambda (d) dla różnych wartości CoC przy zmieniającym udziale EGR; 3 punkt pracy silnika

W tych samych warunkach przeprowadzono porównanie mocy indykowanej  $P_i$ , średniego ciśnienia indykowanego IMEP, maksymalnego ciśnienia w cylindrze  $P_{c-max}$  i współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Uzyskane wyniki pokazano na rys. 17. Na ich podstawie stwierdzono, że recykulacji spalin 60% można uzyskać największe wartości  $P_i$  i IMEP przez opóźnienie początku wtrysku paliwa; podobną tendencję wykazuje  $P_{c-max}$ .

Z analizy temperatury spalin i spalin recykulowanych wywnioskowano, że przy pracy silnika z recykulacją spalin 60% temperatura spalin była dużo niższa niż w innych przypadkach, ale jednocześnie wystarczająco duża dla pracy systemu oczyszczania spalin. Temperatura spalin otrzymana przez zastosowanie strategii wtrysku nr 2 była wyższa niż przy zastosowaniu strategii nr 1.

Podobnie jak dla badań przeprowadzonych dla strategii wtrysku nr 1, także w tym przypadku przeprowadzono indykowanych parametrów pracy silnika. Z danych uzyskanych przez indykowanie ciśnienia w cylindrze silnika można było wyznaczyć także inne wskaźniki. Były to: ciśnienie cylindra  $P_{cyl}$ , wywiązywanie ciepła  $Q$ , szybkość narastania ciśnienia  $dP/d\alpha$

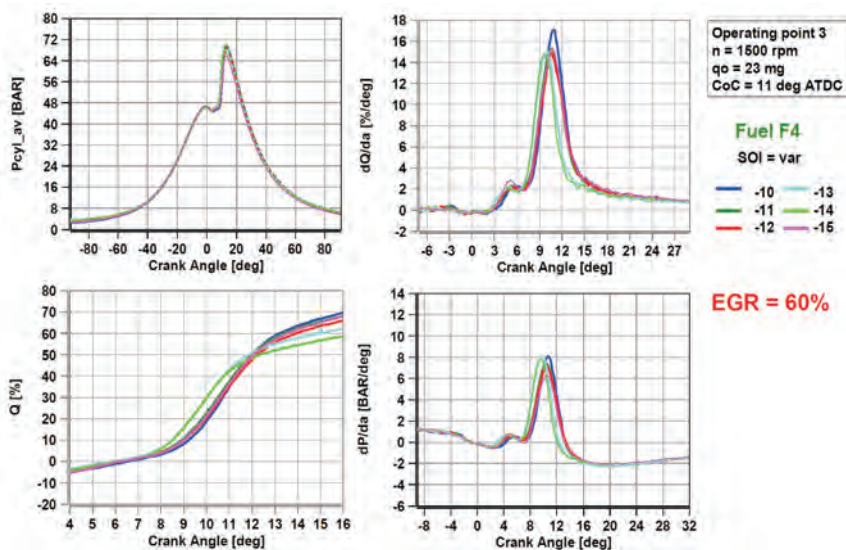


Fig. 18. Selected cylinder indexes history resulted from engine indicating; comparison for various EGR-rates from 0% up-to 60% when applying injection strategy 2

Rys. 18. Wybrane wskaźniki pracy silnika określone na podstawie indykowania cylindra; porównanie różnych udziałów EGR od 0% aż do 60%, przy zastosowaniu strategii wtryskowej 2

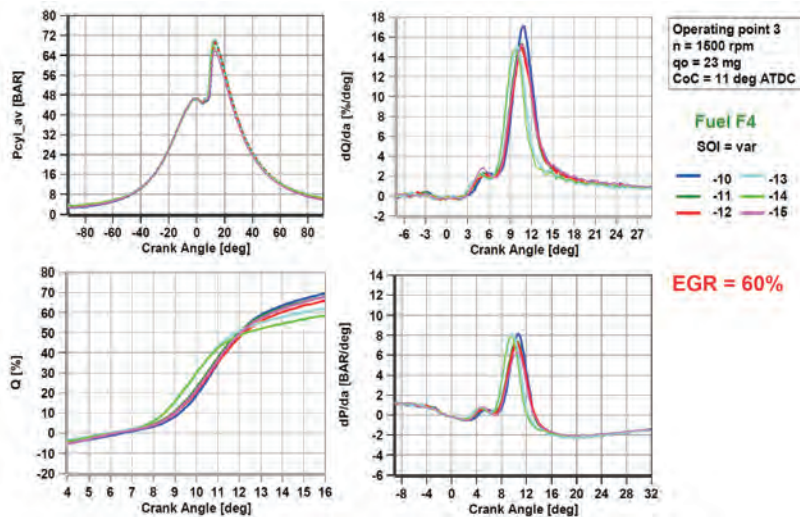


Fig. 19. Comparison of cylinder pressure traces for fuel F4 (PF 6), high EGR-rate 60%, CoC = 11° ATDC = constant and various SOI: -11...-15° BTDC; results achieved in operating point 3: n = 1500 rpm,  $q_0 = 23$  mg

Rys. 19. Porównanie przebiegów ciśnienia w cylindrze dla paliwa F4 (PF6), dla dużego udziału EGR 60%, stałe CoC = 11° po GMP i różnego SOI: -11...-15° przed GMP; wyniki uzyskane w 3 punkcie pracy silnika: n = 1500 obr/min;  $q_0 = 23$  mg

## 6. Summary and conclusions (which multi-injection strategies are better in respect of in-cylinder heat release and exhaust emissions)

For reducing of  $\text{NO}_x$  emission from operating engine realization of combustion process by lower flame temperatures seems to be necessary. Such investigations have been undertaken for research engine operating on F4 fuel. The influences of EGR-rate, CoC, SOI and injection strategy (No. 1 vs. No. 2) have been examined. The achieved results are shown in the figure 20. Based on research found the following conclusions:

1. When fueling with F4  $\text{NO}_x$  emission slightly lower for small EGR-rates, for high EGR – very low.
2. Fueling with F4  $\text{NO}_x$  emission lower for CoC = 11–12° ATDC; lower when operating with higher EGR-rates.
3. For F4 injection strategy 1 das not allow to operate with late SOI (CoC > 11° ATDC); possible only for EGR = 60% – than the lowest  $\text{NO}_x$  emission was achieved.
4. For F4 injection strategy 2 allows to operate with various SOI; the lowest  $\text{NO}_x$  emission was achieved for highest EGR-rate.

In this circumstances it has been examined if with the same methods it would be possible to reduce the emission of Soot (or PM – particles) (Fig. 21), some conclusions are:

1. When fueling with F4 Soot emission slightly lower for small EGR-rates, for

$\alpha$ , szybkość wywiązywania ciepła  $dQ/d\alpha$ .

Na podstawie pokazanych tutaj wyników stwierdzono, że przy nieznacznie zwiększonym stopniu recyrkulacji spalin (tutaj 20%) proces spalania ulega przyspieszeniu (większe wartości  $dP/d\alpha$  i  $dQ/d\alpha$ ), a dla większych wartości recyrkulacji (tutaj 60%) ten proces ulega znacznemu spowolnieniu. W tej ostatniej sytuacji spadek ten może być skompensowany przez wyprzedzenie kąta początku wtrysku.

Dalsze badania przebiegu ciśnienia w cylindrze doprowadziły do wniosku, że przebiegi ciśnienia w cylindrze mogą być w znacznym stopniu kształtowane przez dobór kąta początku wtrysku, jak pokazano na rys. 19.

## 6. Podsumowanie i wnioski

Dla obniżenia emisji  $\text{NO}_x$  z pracującego silnika wydaje się konieczne prowadzenie procesu spalania przy obniżonej temperaturze płomienia. Takie badania podjęto w silniku badawczym zasilanym paliwem F4. W badaniach oceniano wpływ stopnia recyrkulacji spalin, położenia środka spalania CoC, kąta początku wtrysku oraz strategii wtrysku (porównując strategię nr 1 w stosunku do strategii nr 2). Uzyskane wyniki pokazano na rys. 20. Na podstawie tych badań sformułowano następujące wnioski:

1. Przy zasilaniu paliwem F4 emisja  $\text{NO}_x$  jest nieznacznie mniejsza dla małych wartości stopnia recyrkulacji spalin,

LTC @ 60% EGR; Task: Low  $\text{NO}_x$  Emission for F4

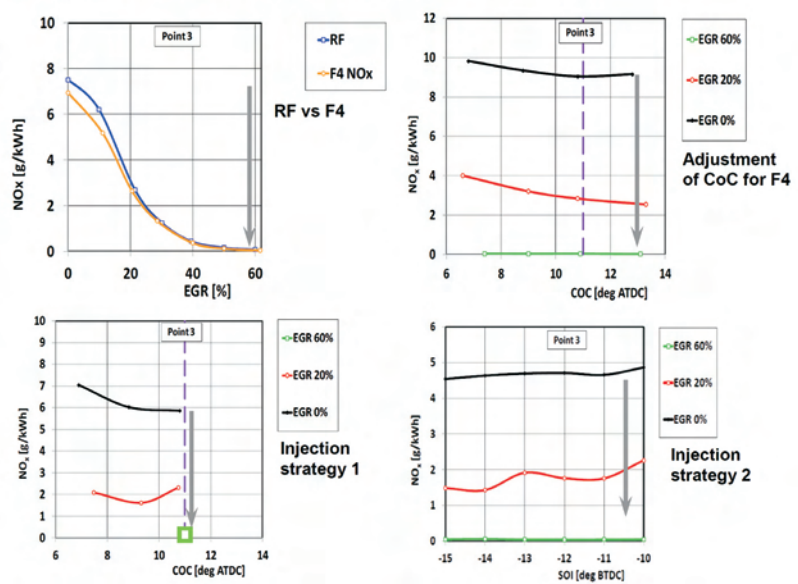


Fig. 20. Methods of lowering  $\text{NO}_x$  emission by changes in EGR-rate, CoC, SOI, injection strategy – all for operating point 3

Fig. 20. Methods of lowering  $\text{NO}_x$  emission by changes in EGR-rate, CoC, SOI, injection strategy – all for operating point 3

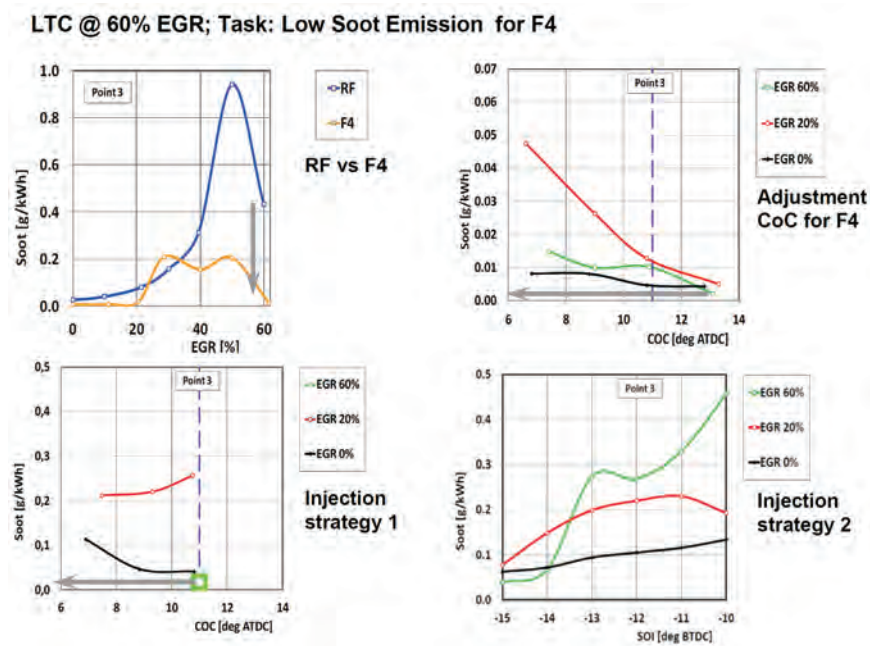


Fig. 21. Methods of lowering soot emission by changes in EGR-rate, CoC, SOI, injection strategy – all for operating point 3

Rys. 21. Sposoby obniżania emisji cząstki stałej przez zmiany: udziału EGR, CoC, SOI oraz wybór strategii wtrysku – wszystko dla 3 punktu pracy silnika

- high EGR – much lower against that for RF.
- 2. Fueling with F4 Soot emission lower for higher EGR-rates and lowest for CoC = 12–13° ATDC.
- 3. For F4 inj. strategy 1 das not allow to operate with late SOI (CoC > 11° ATDC); possible only for EGR = 60% – than the lowest soot emission was achieved.
- 4. For F4 injection strategy 2 allows to operate with various SOI; for highest EGR-rate the higher Soot emission was achieved, lowest when no EGR.

Similar studies were done for searching of possible reduction of fuel consumption by LTC process. The results from

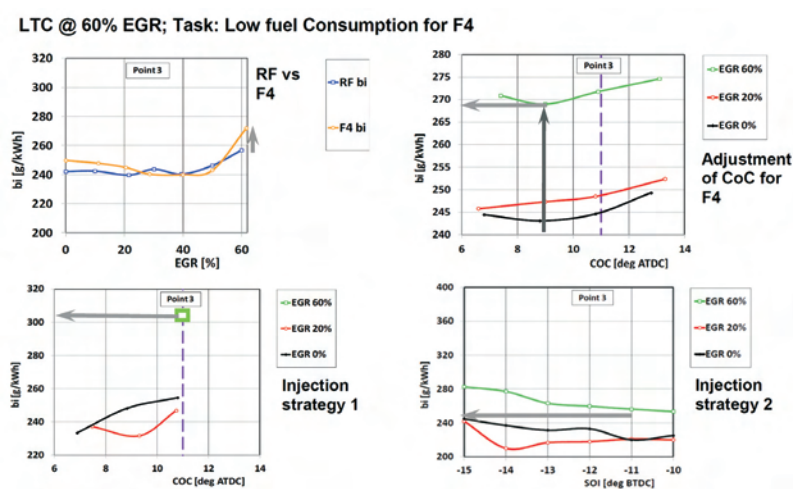


Fig. 22. Methods of lowering specific fuel consumption by changes in EGR-rate, CoC, SOI, injection strategy – all for operating point 3

Rys. 22. Sposoby obniżania jednostkowego zużycia paliwa przez zmiany: udziału EGR, CoC, SOI oraz wybór strategii wtrysku – wszystko dla 3 punktu pracy silnika

dla dużej recyrkulacji spalin – bardzo mała;

2. Przy zasilaniu paliwem F4 emisja NO<sub>x</sub> jest mniejsza dla środka spalania CoC przy 11-12° po GMP; mniejsza emisja jest obserwowana przy pracy silnika z większą recyrkulacją spalin;
3. Dla paliwa F4 strategia wtrysku nr 1 nie pozwala na pracę silnika z późnym wtryskiem paliwa (środek spalania CoC jest wówczas opóźniony poniżej 11° po GMP); ta strategia jest możliwa tylko dla recyrkulacji 60% – wówczas osiągnięto najmniejszą emisję NO<sub>x</sub>;
4. W przypadku paliwa F4 strategia wtrysku nr 2 umożliwia pracę silnika z różnymi katami początku wtrysku; najmniejsza emisja NO<sub>x</sub> została uzyskana dla największych wartości recyrkulacji.

Dla tych warunków podjęto badania zmierzające do oceny, czy wykorzystanie podobnych metod postępowania umożliwi zmniejszenie emisji sadzy (lub cząstek stałych), rys. 21; oto kilka wniosków z tych badań:

1. Przy zasilaniu paliwem F4 emisja sadzy (PM) jest nieznacznie mniejsza dla małych wartości recyrkulacji spalin; dla dużej recyrkulacji spalin jest znacznie mniejsza w stosunku do emisji występującej przy zasilaniu olejem napędowym (RF);
2. Przy zasilaniu paliwem F4 emisja sadzy jest mniejsza przy większej recyrkulacji spalin oraz mniejsza przy położeniu środka spalania CoC = 12-13° po GMP;
3. Dla paliwa F4 strategia wtrysku nr 1 nie pozwala na pracę silnika z dużym opóźnieniem wtrysku (CoC > 11° po GMP); to jest jednak możliwe tylko przy recyrkulacji 60%, przy której uzyskuje się najmniejszą emisję sadzy;
4. Dla paliwa F4 strategia wtrysku nr 2 umożliwia pracę silnika z różnymi kątami wyprzedzenia wtrysku; przy największej recyrkulacji spalin uzyskano największą emisję sadzy; najniższa emisja sadzy wystąpiła przy pracy silnika bez recyrkulacji spalin.

Podobne studia zostały przeprowadzone dla stwierdzenia możliwości obniżenia zużycia paliwa w procesie spalania niskotemperaturowym LTC. Ich wyniki zestawiono na rys. 22. Można na nim zauważyć, że dla największej recyrkulacji spalin (60%) jednostkowe zużycie paliwa silnika pracującego na paliwie F4 jest nieznacznie większe niż dla silnika pracującego na oleju napędowym (RF). Ten efekt może być nieznacznie zmniejszony przez przyspieszenie

them have been summarized in Fig. 22. As one can see, for the highest EGR-rate (60%) the specific fuel consumption for engine operating with fuel F4 (PF 6) is slightly higher than for engine operating with RF. This effect could be slightly reduced by advancing CoC. For further optimization of engine operating injection strategy No. 2 seems to be better than strategy No. 1 because it allows to operate the engine with various SOI. Later SOI of pilot injection leads to lower values of bi for all investigated EGR-rates. In this case EGR 20% was better one.

### Acknowledgements

The research leading to these results has received funding from the European Union 7<sup>th</sup> Framework Program [FP7/2007-2014] under grant agreement No. 234032. The authors are grateful to the funding of EU in the Powerful research project.

### Bibliography

- [1] Vanhaelst R., Thiele O., Berg T., Hahne B., Stellet H.-P., Wildhagen F., Hentschel W., Jördens C., Czajka J., Wislocki K., Pielecha I.: Development of an in-cylinder-optical infrared sensor for the determination of EGR and residual gas rates inside SI and diesel engines. XI Congress Engine Combustion Processes, 14-15.03.2013. Ludwigsburg, Germany, pp. 279-290.
- [2] Kaźmierowski J., Pielecha I., Czajka J., Wislocki K., Borowski P.: Investigations of operational and optical indexes of the combustion process for the multiple injection different strategies in CI-type model engine. The 6th European Combustion Meeting ECM 2013, Lund 25-28.06.2013. ss.6
- [3] Pielecha I., Czajka J., Borowski P., Wislocki K.: Research-based assessment of the influence of hydrocarbon fuel atomization on the formation of self-ignition spots and the course of pre-flame processes. Combustion Engines. 2013, 154(3), PTNSS-SC-069. ss. 463-468. ISSN 0138-0346.
- [4] Vanhaelst R., Thiele O., Berg Th., Hahne B., Stellet H.-P., Wildhagen F., Hentschel W., Joerdens Ch., Czajka J., Wislocki K., Pielecha I.: Optical infrared-sensor inside the cylinder to determine the EGR- and residual gas rate in diesel engine. Combustion Engines. 2013, 154(3), 3-11. ISSN 0138-0346. PTNSS-2013-SC-301.

kąta środka spalania. Dalsza optymalizacja pracy silnika jest możliwa przez zastosowanie strategii wtrysku nr 2, która jest lepsza od strategii nr 1, gdyż umożliwia pracę silnika przy różnych kątach wyprzedzenia wtrysku (SOI). Późniejszy wtrysk dawki pilotującej prowadzi do zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa bi dla wszystkich badanych wartości stopnia recyrkulacji spalin. W tym przypadku stwierdzono, że najkorzystniejsza jest recyrkulacja 20%.

### Podziękowania

Badania przedstawione w tym artykule były prowadzone w ramach Europejskiego Projektu Badawczego FP7, umowa grantowa nr 234032, POWERtrain for Future Light-duty vehicles. Autorzy wyrażają wdzięczność Komisji Europejskiej za finansowanie badań oraz wszystkim osobom, które uczestniczyły w tej pracy i w badaniach laboratoryjnych.

- [5] Kaźmierowski J., Pielecha I., Czajka J., Wislocki K., Borowski P. Kałużny, J.: Investigations of Operational and Optical Indexes of the Combustion Process for the Multiple Injection Different Strategies in CI-Type Model Engine. Combustion Engines. 2013, 154(3), PTNSS-SC-117, 677-685. ISSN 0138-0346.
- [6] Wittka, T., Holderbaum, B., Maunula, T., and Weissner, M., Development and Demonstration of LNT+SCR System for Passenger Car Diesel Applications, SAE Int. J. Engines 7(3):2014, doi:10.4271/2014-01-1537
- [7] Maunula, T., NOx Reduction with the Combinations on LNT and SCR in Diesel Applications, SAE Int. J. Mater. Manf. 7(1):195-206, 2013, doi:10.4271/2013-24-0161.
- [8] Maunula, T., Kinnunen, T., Kanninen, K., Viitanen, A. et al., Thermally Durable Vanadium-SCR Catalysts for Diesel Applications, SAE Technical Paper 2013-01-1063, 2013, doi:10.4271/2013-01-1063.
- [9] Wittka T., Holderbaum B., Körfer T., Pischinger S., Reformer-Based System for Exhaust Aftertreatment at Low Temperatures. MTZ worldwide January 2014, Volume 75, Issue 1, pp 36-41

Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



Prof. Krzysztof Wislocki, DSc, DEng. – Professor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Prof. nzw. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – Profesor nzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [krzysztof.wislocki@put.poznan.pl](mailto:krzysztof.wislocki@put.poznan.pl)



Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [ireneusz.pielecha@put.poznan.pl](mailto:ireneusz.pielecha@put.poznan.pl)



Przemysław Borowski, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Przemysław Borowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl)



## Combination of LNT and SCR for NO<sub>x</sub> reduction in passenger car applications

*The removal of NO<sub>x</sub> and particulate emissions in light-duty diesel vehicles will require the use of aftertreatment methods like Diesel Particulate Filters (DPF) and Selective Catalytic Reduction (SCR) with urea and Lean NO<sub>x</sub> Trap (LNT) (Euro 6 and beyond). A new concept is the combination of LNT + SCR, which enables on-board synthesis of ammonia (NH<sub>3</sub>), which reacts with NO<sub>x</sub> on the SCR catalyst. The main application for this kind system will be lighter passenger cars, where LNTs may be used instead of full urea-SCR system. That particular combinatory system was investigated by developing platinum (Pt) and rhodium (Rh) containing LNTs and SCR catalysts in this study. In the use conditions, the maximum temperature may reach temperatures up to 800 °C and NO<sub>x</sub> reduction reactions should proceed without NO<sub>2</sub> assistance in the SCR position after LNT and DPF. PtRh/LNT with the total loadings of 85 g/cft (2.8 g/L) and higher resulted in a high NO<sub>x</sub> efficiency above 80–90% with a broad operation window in the laboratory simulations. In the experimental conditions, a higher NH<sub>3</sub> concentration after LNT was essential to simulate well the operation of SCR catalysts. The developed Cu-SCR catalyst showed a high hydrothermal durability up to the ageing temperature of 800 °C and a wide operation window without the NO<sub>2</sub> assistance (NO only in feed). Fe-SCR and V-SCR catalysts were more dependent on NO<sub>2</sub>. A studied concept had an air injection after LNT to keep SCR condition always in lean side, where the SCR reaction was promoted by oxygen resulting in high reduction selectivity to nitrogen (N<sub>2</sub>) without NH<sub>3</sub> emissions. The simulations in reaction conditions and system design resulted in the proposals for the optimal design and main reaction mechanism in DOC + DPF + LNT + SCR systems.*

Key words: NO<sub>x</sub>, SCR, LNT, catalysts, diesel

### 1. Introduction

Fuel consumption (CO<sub>2</sub>, price) has become a driving force in engine and vehicle development. A low fuel consumption of diesel engines has resulted in their wide use also in light-duty applications, even if the fuel economy savings are increasing as a function of the weight of vehicle [1]. Efficient and economic NO<sub>x</sub> and PM (particulate matter) removal methods are the main challenges of future aftertreatment systems (ATS) for diesel engines. The demand for the simultaneous fuel consumption (CO<sub>2</sub>) and emission decrease limits the possibilities to apply many of developed ATSs.

The selective catalytic reduction (SCR) of NO<sub>x</sub> by urea on sulfur-tolerant vanadium-SCR or thermally stable zeolite-SCR catalysts has been applied commercially world-widely. Urea is the source for ammonia, which selectively reacts with NO forming nitrogen (N<sub>2</sub>) in lean exhaust gases. The SCR reactions are promoted at low temperatures by NO<sub>2</sub> formed on diesel oxidation catalysts (DOC). The exhaust gas recirculation (EGR) in diesel engines decreases NO<sub>x</sub> emissions by decreasing combustion temperatures with the costs higher PM emissions. Urea-SCR for light-duty vehicles has limitations in urban driving conditions, where exhaust gas temperatures are below 200 °C [2]. An external heating of the SCR system is a method to maintain conditions in SCR window (> 200 °C) in urban driving or light-off region [3]. Urea/NH<sub>3</sub>-SCR is thus a very selective and efficient method but it requires urea solution stored in the vehicle and injection systems. Ammonia formation by urea hydrolysis has also limited rate (evaporation, thermolysis, hydrolysis and deposits) at low temperatures.

Lean NO<sub>x</sub> traps (LNT) have been also applied for NO<sub>x</sub> removal particularly in light-duty applications, where the required periodic enrichments ( $\lambda < 1$ ) are not able to harm the fuel economy with the same magnitude like in heavy-duty applications. However, the injected fuel forms reductants for

NO<sub>x</sub> and no additional reductant tanks are needed. NO<sub>x</sub> is first adsorbed in lean on alkali or earth alkaline metals (like barium) as nitrates, which are then reduced to nitrogen during short rich peaks (for 2–5 s at 1–3 min intervals). Precious group metals (PGM, like platinum and rhodium) as active metals are necessary to form efficiently NO<sub>2</sub> in lean and to catalyze NO reduction during rich periods. The NO<sub>x</sub> adsorption sites adsorb efficiently also almost all SO<sub>x</sub> in exhaust gas, which results in the known S-poisoning (sulfation) of LNT. Sulfur regeneration in longer rich periods above 600 °C regenerates LNT back to active state to adsorb again NO<sub>x</sub>. The periodic rich peaks for nitrate and sulfate regeneration increase the fuel consumption up to 10% compared to fully lean diesel combustion. However, the longer rich peaks result in the risk of NH<sub>3</sub> emissions. Control strategies for LNT regeneration have been tailored to avoid these drawbacks but the prevention of harmful side product formation limits also the possible NO<sub>x</sub> reduction capacity.

The combinatory properties have been applied in new systems utilizing ammonia, formed on LNT, downstream on SCR catalyst [4–6]. NH<sub>3</sub> formed during rich periods are stored on the SCR catalyst where it subsequently reacts with NO<sub>x</sub> passing LNT [6]. Copper (Cu) and iron (Fe) zeolites have been mainly used as SCR catalysts due to high thermal durability requirements (> 700 °C). The high ammonia adsorption capacity is important for the SCR catalyst to maximize the NH<sub>3</sub> buffer for lean NH<sub>3</sub>-SCR. The use of reformer unit and by-pass for LNT may enhance the LNT regeneration [7]. Fuel is converted in a reformer to CO and hydrogen which are more efficient, final reductants for NO<sub>x</sub>. Periodic enrichments on LNT during the by-pass flow makes possible to have engine independent LNT regeneration (no need for engine throttling to reach  $\lambda$  values below 1 in LNT). A key question is also the order of LNT and DPF in final systems. The regeneration and thermal management

of the upstream unit is much easier than the downstream unit. Because both DPF and LNT units are large (> engine volume), it is difficult to heat up efficiently the either unit in the downstream position.

The LNT based systems are compared by the order of units and LNT regeneration strategies (Fig. 1). LNT may be also in close-coupled position before the diesel particulate filter (DPF) in systems A-C. That set-up improves the low temperature NO<sub>x</sub> performance of LNT but limits DPF regeneration. LNT can be coated on DPF structure, which is also a commercial solution and integrates PM filtration and NO<sub>x</sub> removal by LNT (8). The LNT regeneration varies and can be based on engine enrichment (fuel), throttling and/or introduced reformer gas.

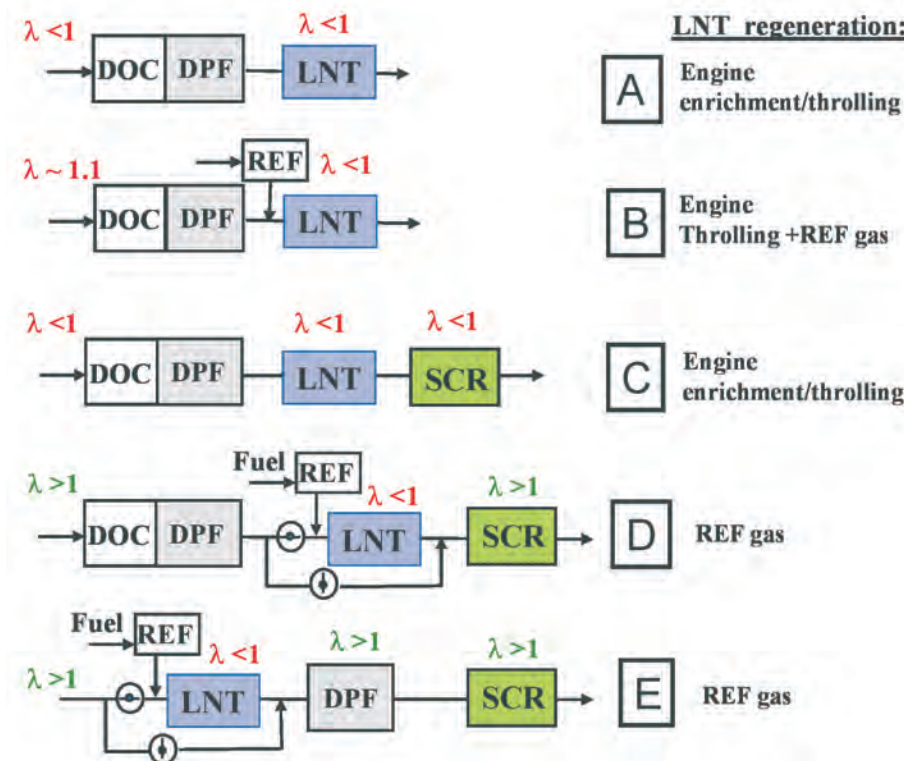


Fig. 1. LNT and LNT + SCR configurations together with DOC + DPF for diesel applications. The shown  $\lambda$  values are related to the LNT regeneration period [9]. REF = Reformer

Carbon (soot) accumulated in DPF is oxidized by short active regeneration periods (1–2 min by the interval of about few hundreds kilometers) at temperatures above 600 °C or passively by the NO<sub>2</sub> assistance in normal driving conditions when the exhaust temperature is above 250 °C. The DPF regeneration (max. 700–800 °C) causes the main thermal durability requirements for LNT and SCR catalysts in these kinds of systems.

In our studies, the development of LNT and SCR catalysts were summarized and optimized for the combinations of LNT and SCR. The reaction studies were a tool to interpret key reaction paths in this combinatory system. The laboratory simulations were targeting to develop the full-scale catalysts to be applied in FEV, VKA and VW in the same work package in this EU funded Powerful project.

## 2. Experimental and methods

### 2.1. Catalysts

The LNTs in the experiments were based on metal substrates (500 cpsi, foil thickness 50  $\mu$ m), where an alumina based porous coating (about 150 g/L), active metal and NO<sub>x</sub> trap compounds were added. Thermally stable rare earth element (REE, e.g. Ce) based oxygen storage and thermal stabilizer material were added as promoters for LNT. Platinum and rhodium were impregnated on catalysts resulting in an even noble metal dispersion on washcoat [10]. Finally, the samples were dried and calcinated at 550 °C in air. The surface area (BET) of LNT coating was between about 130–140 m<sup>2</sup>/g.

SCR catalysts were also based on metallic substrates (600/500 cpsi, 50  $\mu$ m), where SCR catalysts with V, Fe and Cu as active metals were coated (about 170 g/L). The surface area (BET) of Cu and Fe catalysts was about 400–500 m<sup>2</sup>/g and the BET area of TiO<sub>2</sub> based V-SCR catalyst was about 100 m<sup>2</sup>/g. The support for Cu and Fe was optimized in the development to reach the target properties (stability and promotion of Cu and Fe, operation window) for NO<sub>x</sub> reduction.

The same optimized catalyst compositions were further coated on 500 cpsi metallic substrates and canned for a converter for full-scale engine experiments, where LNT was 1.4 L and SCR catalyst 1.9 L by the volume.

### 2.2. Laboratory experiments

Simulated gas mixtures were created from bottle gases by mass flow controllers. The catalyst samples were located in metallic or quartz reactors heated by conventional resistance or fast IR furnaces, where the diameter of samples was 14 mm. The compositions of exhaust gases were analyzed by FID (HC), IR (CO, CO<sub>2</sub>), chemiluminescence (NO<sub>x</sub>, NO, NO<sub>2</sub>) and FTIR (e.g. NH<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O, individual HCs).

The activity of samples were measured in laboratory experiments, where a cycle includes longer lean and short rich periods simulating conditions in LNT and LNT + SCR systems. The lean-rich cycles were repeated for five times with these mixtures (Table 1). The feed gas composition simulated common lean exhaust gas analyzed with diesel engines. The absence of NO<sub>2</sub> simulated the D or F systems (no DOC + DPF before LNT). A light hydrocarbon, propene was the only HC in the feed gas to make the fast variation

of the inlet composition possible in transient condition. The total flow rate was 5.3 L/min.

Table 1. Experimental conditions in laboratory simulations

Mixture	Lean	Rich	Rich + air
NO <sub>x</sub> , ppm	500	1500	1065
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> , %	0.1	0.1	0.07
CO, %	0.25	5.73	4.07
H <sub>2</sub> , %	0.08	2.0	1.42
CO <sub>2</sub> , %	10	10	7.1
H <sub>2</sub> O, %	10	10	7.1
N <sub>2</sub>	bal.	bal.	bal.
λ	1.41	0.81	1.20
Duration, s	30–120	5–15	5

Hydrothermal ageing was performed parallel for 12 samples using 10% water in air at 700–800 °C for 20 h

The surface area and pore size distribution were detected by the standard BET (Brunauer-Emmet-Teller) method with nitrogen adsorption-desorption isotherms (Sorptomatic 1990). The NH<sub>3</sub> adsorption-desorption was detected by the activity test reactor by adsorbing NH<sub>3</sub> at 200 °C by a step exchange experiment (0 → 500 ppm NH<sub>3</sub> in nitrogen, 42.000 h<sup>-1</sup>) and then the desorption of NH<sub>3</sub> was detected in the presence of 10% oxygen in nitrogen (Temperature programmed Oxidation (TPO) experiment) by a ramp of 20 °C/min up to 600 °C [11].

### 2.3. Engine-bench experiments for catalyst development

The engine experiments were conducted with a 1.2L turbocharged diesel engine equipped with DOC+DPF system before LNT+SCR [12]. The experimental conditions were simplified for catalyst development purposes and these experiments were done using all-in-line system together with the assistance of engine management system to make periodic enrichments to purge LNT. After system development, the lean period was 150 s and rich period 15 s with λ of 0.95 in the selected conditions. The emissions after engine, DOC+DPF, LNT and SCR were measured by the sample gas collected to the FTIR analyzer (Gasmet) calibrated for exhaust gas components. λ values and temperatures were detected also in these positions.

## 3. Results and discussions

### 3.1. Development of Lean NO<sub>x</sub> Traps

NO<sub>x</sub> adsorbent containing LNTs have been used also commercially since 1990's, first for lean gasoline and later for diesel passenger car applications. Platinum and rhodium are the most active platinum group metals (PGMs) to form NO<sub>2</sub> in lean phases and reduce NO<sub>x</sub> in rich periods. The development was thus focused on PtRh catalyst compositions with higher loadings like above 80 g/cft. Ceria containing oxygen storage compounds (OSC) were used as promoters in the coating to enhance LNT performance.

The rich periods are decreasing fuel economy and their duration should be minimized together with the target NO<sub>x</sub>

conversion. The rich periods cause higher CO, HC, PM and ammonia peak concentrations which magnitude can be controlled by adjusting the lean-rich timings. Usually nitrates in LNT are not completely reduced during rich peaks to avoid the flow-through of reductants (CO/HC) and NH<sub>3</sub> emissions but a part of nitrates remains on the catalyst surface. The presence of a SCR catalyst after LNT enables to utilize more complete reduction steps because ammonia will be cut down by SCR.

The development of LNTs was based on periodic lean-rich excursions (L60s/R5s, L = Lean, R = Rich) with hydrothermally aged (700 °C/20 h) samples. Pt as a main catalytic metal together with Rh was needed as well as NO<sub>x</sub> adsorbents, oxygen storage compounds to have an active LNT (Fig. 2). The co-operation of Pt, Rh, OSC and NO<sub>x</sub> adsorbent were optimized tailoring the relative concentrations, raw materials and preparation methods. The Pt-only LNT showed also quite high NO<sub>x</sub> efficiency, being the most active at high temperatures. Even if Rh had minor effect in these laboratory simulations, it has a role in transient enrichment peaks to maintain a high efficiency with a low amount of unwanted side products. It was seen that a high Pt loading resulted in a slight improvement in light-off region below 200 °C, which is important for light-duty driving conditions (9). In addition, the Pt reserve has also a role to improve the durability of LNT in long-term use.

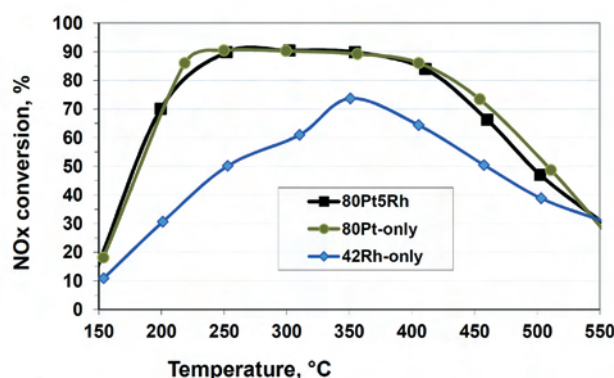


Fig. 2. NO<sub>x</sub> efficiency by Pt and Rh loadings (g/cft in the legend) on Ba and rare earth containing LNT by a laboratory simulations (samples hydrothermally aged at 700 °C/20 h, SV 30.000 h<sup>-1</sup>, timing L60s/R5s)

In our simulations, the oxygen storage compounds (Ceria) were found to promote the total NO<sub>x</sub> conversion to nitrogen and NH<sub>3</sub>. Therefore, the oxygen storage capacity (OSC) has not a buffering effect like detected in a passive TWC + SCR system in near to stoichiometric mean conditions with lean gasoline application [13]. It is important to use thermally stable, sulfur-resistance oxygen storage compounds in LNTs. The ceria promotion for LNT reactions has been also proposed for Pt catalysts earlier [14].

### 3.2. Development of SCR catalysts for LNT + SCR concept

Various copper, iron and vanadium based SCR catalysts were screened by NH<sub>3</sub>-SCR, LNT + SCR and durability stud-

ies (surface area, ammonia adsorption capacity and activity with NO and NO + NO<sub>2</sub>) in the preliminary studies [9]. Because LNT + SCR systems are mainly applied for light-duty applications which test and driving conditions are focused on low temperatures (100–250 °C), the catalyst evaluations were also zoomed in that region. In DOC + DPF + LNT systems, the peak temperatures are above 700 °C on DPF and LNT. The SCR catalyst located after LNT should be active in NO only SCR reactions (standard SCR), because NO<sub>2</sub> formed on DOC or catalyzed DPF have been consumed in LNT. Copper based SCR catalyst showed a wide operation window without NO<sub>2</sub> and also a good low temperature functionality (Fig. 3). The Fe-SCR catalyst was more dependent on the promotion of NO<sub>2</sub> at low temperatures. Therefore, the iron catalyst had a limited low temperature SCR activity in the absence of NO<sub>2</sub>. However, NO<sub>2</sub> promotion was clear both on Cu and Fe SCR catalysts aged at 800 °C. It can be assumed that NO<sub>2</sub> promotion has a higher effect on aged than on fresh catalyst, which has more active catalyst surface available. Cu and Fe catalyst showed stable SCR activity up to ageing temperatures of 800 °C. V-SCR had a limited durability and it was similar to Fe-SCR catalysts also highly dependent on NO<sub>2</sub> promotion at low temperatures [9]. As a summary, copper and iron based SCR catalysts were thus most durable for the target application. Therefore, the Cu-SCR1 catalyst was applied for full-scale LNT + SCR studies with diesel engine due to the observed properties at low temperatures and for SCR after LNT.

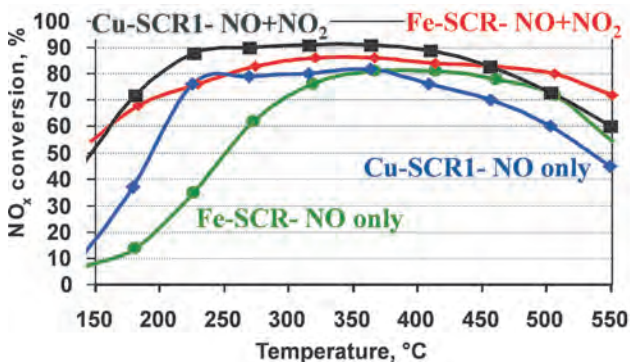


Fig. 3. NO<sub>x</sub> efficiency on hydrothermal aged (800 °C for 20 h) copper and iron SCR catalysts in standard SCR reaction (no NO<sub>2</sub>, SV 50.000 h<sup>-1</sup>, NH<sub>3</sub>/NO = 1)

Many SCR catalysts may lose NH<sub>3</sub> adsorption capacity in the ageing conditions in the SCR position after LNT and DPF. The Cu-SCR catalysts showed a stable NH<sub>3</sub> adsorption capacity at 200 °C up to the ageing temperatures at 800 °C (Fig. 4). A V-SCR catalyst had lower adsorption ability at 200 °C and it still lost the adsorption capacity after ageing at 700 and 800 °C. PtRh/LNT had also a low ability for ammonia adsorption but that was only 5% of that of Cu-SCR1 as fresh.

After adsorption steps, SCR catalysts were treated in temperature programmed oxidation (TPO) in lean gas mixture (Fig. 5). The ammonia desorption as a function of temperature at 200–600 °C is a fingerprint about the ammonia

adsorption strength on catalyst surface. A part of ammonia was oxidized to NO and N<sub>2</sub>O (not shown here), which relative amounts varied by the catalyst type and ageing state. The Cu-SCR catalysts with a high adsorption capacity and strength after ageing at 700–800 °C were thus the most potential for LNT + SCR applications, where NH<sub>3</sub> formed in rich periods will be adsorbed downstream on the SCR unit and further utilized in SCR reactions in lean periods.

Relative NH<sub>3</sub> adsorption capacity

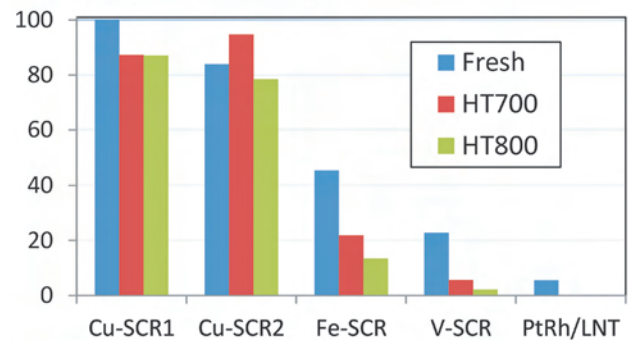


Fig. 4. Relative, coating weight based NH<sub>3</sub> adsorption capacity of studied SCR catalysts and PtRh/LNT at 200 °C as fresh and hydrothermally aged

Ammonia desorption

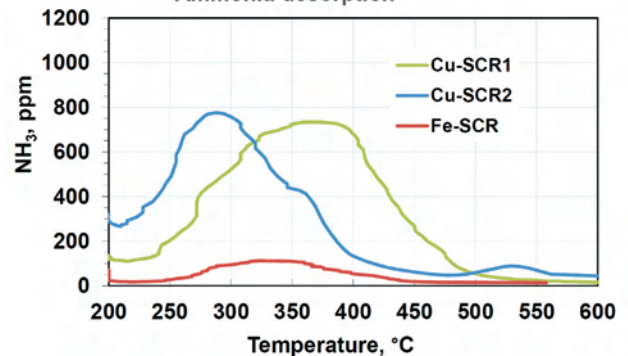


Fig. 5. Ammonia desorption from HT800 aged SCR catalysts in TPO experiments between 200–600 °C (10% oxygen in nitrogen). Adsorption capacity totally filled by NH<sub>3</sub> at 200 °C before that TPO

### 3.3. Effect of reaction conditions on LNT+SCR performance

#### Duration of lean phase

After optimizing the PtRh/LNT and SCR catalyst composition [9, 12], the selected, most active catalysts were applied for LNT + SCR simulation with synthetic feed gases. The lean-rich timing has the direct effect on the NO<sub>x</sub> storage and reduction abilities. In real-life, the lean-rich timing correlates directly to fuel economy: the shorter is the rich period and the longer is the lean period, the better is the fuel economy. Enrichments increase always the fuel consumption with diesel engines optimized to economic lean combustion. Both the duration and frequency of rich periods are meaningful. NO<sub>x</sub> adsorption capacity depends on the duration of lean period, if the surface is mainly emptied of adsorbed NO<sub>x</sub> by the efficient reduction. The long, two minutes lean period resulted in lower NO<sub>x</sub> activity in the laboratory simulations particularly at high temperatures, where the NO<sub>x</sub> storage

capacity became limiting and the real residence time is shorter due to the temperature effect (Fig. 6). The relative NH<sub>3</sub> formation was lower with 120 s lean experiments. Too short 30 s lean period did not anymore improve the mean NO<sub>x</sub> conversion compared to the standard 60 s lean one but that short lean period between efficient enrichments (5 s with  $\lambda = 0.86$ ) had a slight negative effect.

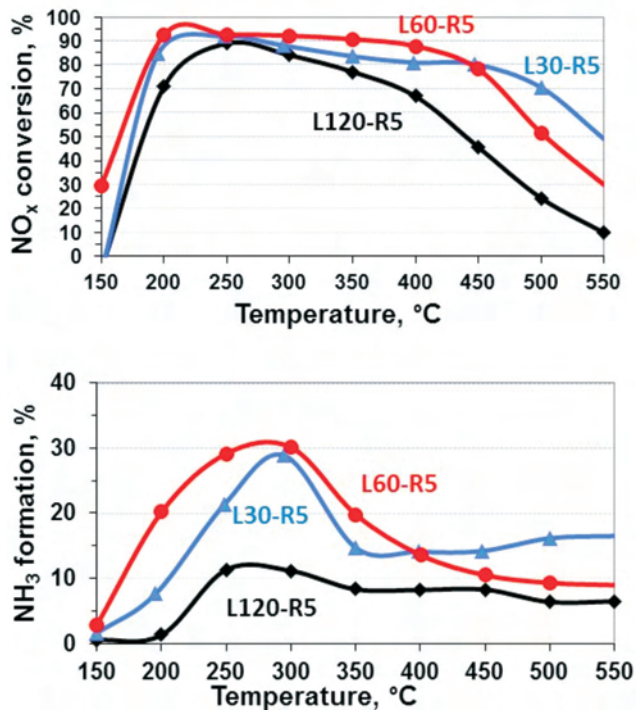


Fig. 6. The effect of the lean phase duration (30–120 s, rich 5 s) on NO<sub>x</sub> efficiency and NH<sub>3</sub> formation with 80Pt5Rh/LNT1 + Cu-SCR1 (30.000 + 60.000 h<sup>-1</sup>)

LNT+SCR simulations

The NO<sub>x</sub> efficiency was higher with the assistance of SCR than with LNT only with the same total space velocity at low temperatures. At high temperatures, LNT only were detected to reach higher NO<sub>x</sub> efficiency with the same total catalyst volume but the presence of SCR unit prevents the ammonia emissions. The NO<sub>x</sub> adsorption (storage) capacity per coating amount (grams) on NO<sub>x</sub> adsorbents decreases a function of temperature, which limits the high temperature NO<sub>x</sub> conversion. This is also a reason together with the fuel economy, why LNTs are not that competitive with urea-SCR catalysts in heavy-duty applications (highway trucks) which have exhaust gas temperatures of about 300–550 °C in the driving conditions and test cycles.

NO<sub>x</sub> conversion and the emissions of NH<sub>3</sub> and N<sub>2</sub>O were detected in the comparison between LNT only and the LNT with a varying SCR unit (Fig. 7) LNT only resulted in high mean NH<sub>3</sub> formation due to very rich peaks ( $\lambda = 0.82$  for 5 s) in simulation. In these conditions, it was possible to utilize SCR functionality in reaction studies downstream LNT. Both copper and iron based SCR catalysts were able to cut ammonia down and increased particularly the low temperature activity, which is important for passenger car

applications. The LNT volume was the same in every experiment (30.000 h<sup>-1</sup>) and SCR was an additional volume after that fixed LNT. When that SCR unit was added after the LNT only, the NO<sub>x</sub> conversion was higher and NH<sub>3</sub> slip still lower but that design meant 50% larger total volume. In this simulation, N<sub>2</sub>O formation was related solely to HC-SCR (propene as HC) at low temperatures in lean side, almost no side reaction to N<sub>2</sub>O was detected during enrichment peaks and the type of SCR catalyst had negligible effect on N<sub>2</sub>O formation. However, in real exhaust gas HCs are less active for HC-SCR than one of most reactive HC, propene used in this simulation. Relative HC-SCR effect on N<sub>2</sub>O formation may be about 10–30% (the fraction of HC-SCR reactive HCs in diesel exhaust) of these observed formation rates in real diesel exhaust gases. The same HC-SCR reaction will happen in the real system first on Pt-based DOC, located before LNT. Therefore, the presence of LNT in diesel system does not increase the potential for N<sub>2</sub>O formation.

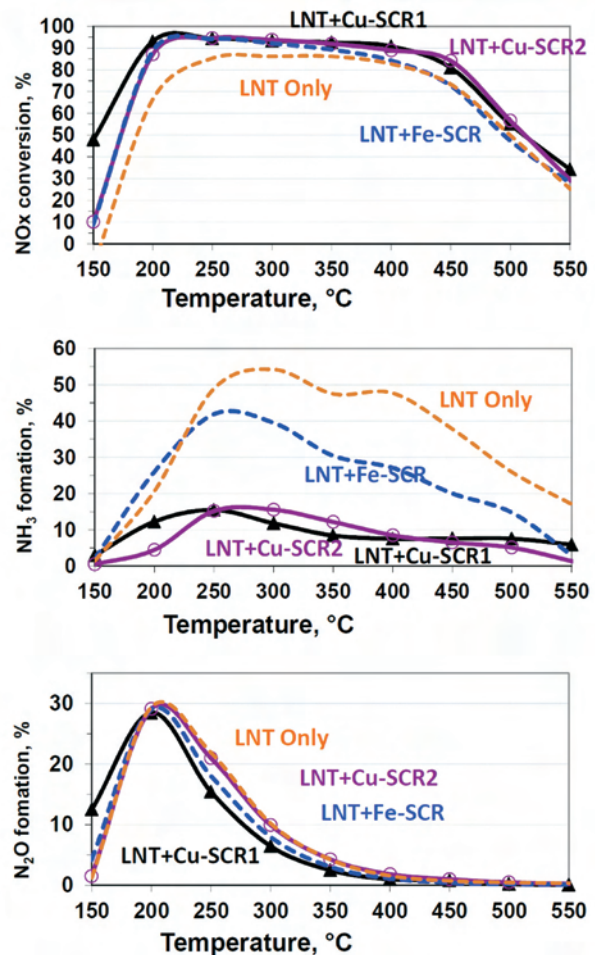


Fig. 7. The effect of SCR catalyst type on the NO<sub>x</sub> efficiency together with NH<sub>3</sub> and N<sub>2</sub>O formation in L60-R5 laboratory simulation (LNT + SCR = 75 + 75 mm = 30.000 + 30.000 h<sup>-1</sup>, 80 g/cft Pt and 5 g/cft Rh on LNT, LNT only = 75 mm = 30.000 h<sup>-1</sup>)

The Cu-SCR catalysts were able to promote the LNT performance with suppressed NH<sub>3</sub> formation particularly at low temperatures. In this lean-rich condition, the presence

of the SCR unit resulted in lower NH<sub>3</sub> formation compared to large LNT only. Cu-SCR catalysts are able to promote LNT also with a smaller volume (60.000 h<sup>-1</sup>), opposite to Fe-SCR catalyst [9]. The NH<sub>3</sub> emissions were quite high (max. 40–50%) with LNT only, which experimental conditions made the effect of SCR quite dominating. NH<sub>3</sub> formation-% and N<sub>2</sub>O formation-% were calculated by the inlet NO<sub>x</sub> concentration. All detected N-O and N-H compounds originated from feed NO<sub>x</sub>.

The promotion of Fe-SCR catalyst on NO<sub>x</sub> conversion was similar like with Cu-SCR catalyst. The total NO<sub>x</sub> efficiency was slightly lower than with the Cu catalyst at high temperatures. That large Fe-SCR unit (30.000 h<sup>-1</sup>) was able to promote also low temperature SCR but our other studies showed that SCR below 300 °C was more limited with Fe-SCR than with Cu-SCR when SV was 60.000 h<sup>-1</sup> over SCR unit [9]. The use of Fe-SCR resulted in higher NH<sub>3</sub> emissions (max. 42%) than the use of Cu-SCR (max. 14%). This difference is a key property to use Cu-SCR in the further full-scale studies.

The LNT + SCR design was optimized in many other experiments by varying the volume of catalyst units and lean-rich timings. The optimal design was targeting the maximal NO<sub>x</sub> efficiency and minimal NH<sub>3</sub> slip after the complete system. Any additional volume of units should be avoided to keep pressure drop and costs of the units low.

### 3.4. Shifting SCR unit to lean during the LNT regeneration-air addition

In LNT + SCR system the ammonia concentration can be adjusted to a higher level after LNT than in LNT-only systems, because formed ammonia will react on the SCR unit. This combination results in a higher total NO<sub>x</sub> efficiency but traces of NH<sub>3</sub> may be left even after the SCR unit, because the conventional SCR catalysts are not good in long rich or stoichiometric periods. It is difficult to store all formed NH<sub>3</sub> on the SCR unit in rich and to have then the reaction with stored NH<sub>3</sub> and feed NO in lean. After the change from rich to lean the NH<sub>3</sub>/NO<sub>x</sub> (gaseous+adsorbed) ratio is very high, which results in NH<sub>3</sub> slip. In conventional NH<sub>3</sub>-SCR systems, the NH<sub>3</sub>/NO<sub>x</sub> ratio is fixed near to the value of 1 with the known (model-based) NH<sub>3</sub> storage on the SCR catalyst surface. In LNT + SCR system, that NH<sub>3</sub>/NO<sub>x</sub> ratio varies in the wide range. The continuous lean SCR condition promoted SCR and thus total NO<sub>x</sub> efficiency to N<sub>2</sub> with lower NH<sub>3</sub> emissions. Oxygen and NO<sub>2</sub> promote the SCR reactions on conventional SCR catalysts, which promotion is missing in rich.

Therefore, an approach is to keep the SCR unit continuously in lean side, also during LNT regenerations. In by-pass LNT + SCR systems [12] the SCR unit will be also always in lean side, which functionality we also simulated in this experimental procedure. In our laboratory simulations, λ was 1.2 on the SCR unit by the assistance of an additional

air injection for the SCR unit, when λ was at the same time 0.81 on LNT during regeneration periods (Fig. 8).

The lean condition had a minor effect on detected NO<sub>x</sub> conversion, but the selectivity to desired N<sub>2</sub> instead of ammonia was higher with this air assistance. The use of air addition made the volume of the SCR unit more critical, opposite to the results without air addition. The increase of SCR catalyst volume (111.000 → 30.000 h<sup>-1</sup>) dropped NH<sub>3</sub> formation degree from 30 to 5% in L60-R5 conditions [9].

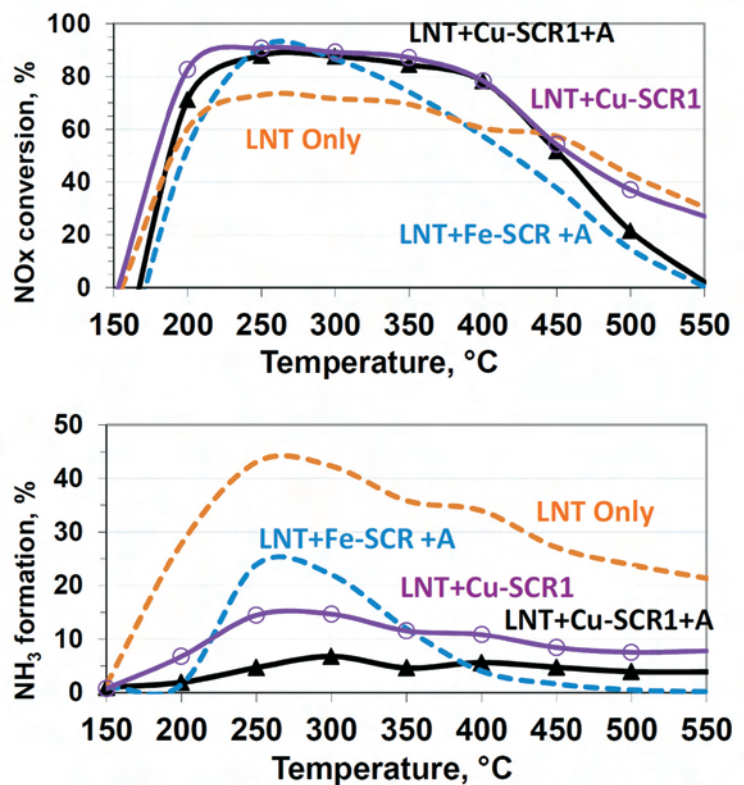


Fig. 8. The effect of air addition before the SCR unit on NO<sub>x</sub> efficiency and NH<sub>3</sub> formation with fresh LNT and SCR catalyst combinations in L60-R5 conditions (37 mm + 75 mm = 60.000 h<sup>-1</sup> + 30.000 h<sup>-1</sup>)

### 3.5. Engine experiments for catalyst development

LNT and SCR catalysts developed by the small-scale samples were further prepared as full-scale and examined as combinations with the 1.2 L engine in lean-rich operation. Higher NH<sub>3</sub> emissions were detected after LNT due to the long rich period (15 s), even if λ was not that low as in the rich mixture of laboratory experiments. The combination of LNT and SCR was installed in series by flow direction without any air addition, which was too complicated to add in this experimental set-up. However, ammonia adsorbed in rich period will react later in lean period also in this set-up.

The assistance of SCR unit for LNT performance was well seen in these experiments (Fig. 9). The Cu-SCR1 catalyst promoted NH<sub>3</sub>-SCR reaction, which increased the total NO<sub>x</sub> efficiency and removed NH<sub>3</sub>, formed on LNT, out from exhaust outlet. In the selected two engine points the mean temperature was after SCR about 180 and 270 °C in that lean-rich operation. NO<sub>x</sub> conversion increased from 43 to

95% in the point of 180 °C and from 80 to 96% in the point of 270 °C. In these experimental conditions, the SCR unit was necessary to reach the target NO<sub>x</sub> conversion without ammonia emissions. These simulation results were used as a base for the LNT and SCR catalyst samples used in the partners' engine and vehicle studies in this joint Powerful EU program.

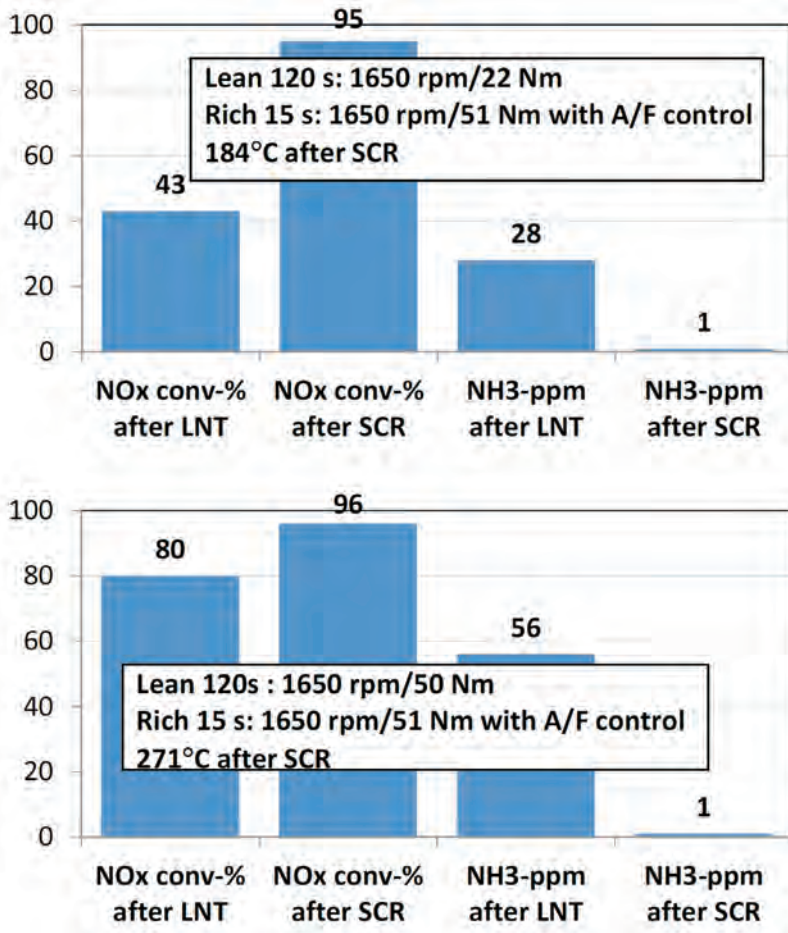
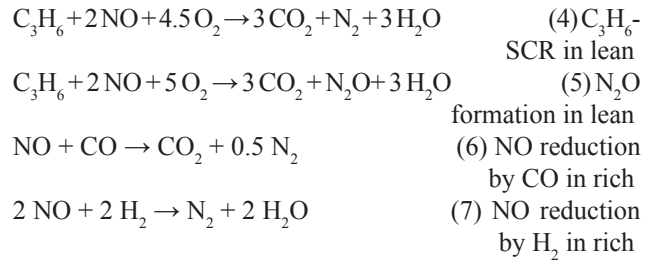
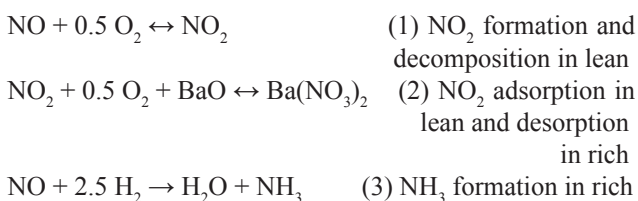


Fig. 9. The effect of Cu-SCR1 on the NO<sub>x</sub> conversion and NH<sub>3</sub> formation with 80Pt5Rh/LNT in two engine points with a 1.2 L diesel engine (LNT 1.4 L, SCR 1.9L). The shown values are mean values by the last 5 cycles of 8 repeated cycles in L120-R15 cycling in both engine point

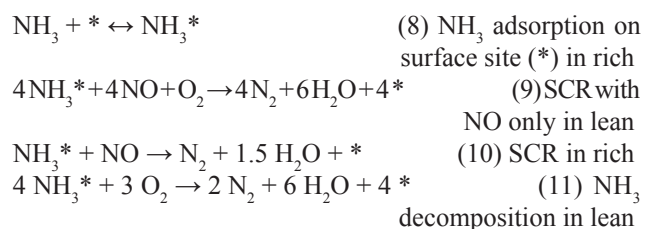
### 3.6. Reaction mechanism in LNT + SCR system

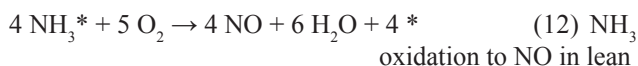
The reaction mechanism in this combinatory system can be described by the known LNT and SCR reaction paths. The LNT operation can be calibrated to form more ammonia than with known LNT only systems. The formed NH<sub>3</sub> will react on the SCR unit. NH<sub>3</sub> is formed with the λ values below 1 in known 3-way catalyst reactions. The main NO<sub>x</sub> reactions on LNT can be presented as follows [9, 10, 15, 16]:



The adsorbed NO<sub>x</sub> (nitrate, nitrite) on BaO will be desorbed and decomposed to NO in reducing conditions, which equilibrium is controlled by thermodynamics and kinetics. NO is reduced by CO or H<sub>2</sub> formed from partial HC oxidation, water gas shift and gas reforming reactions. The gaseous NO<sub>2</sub> concentrations in the LNT reactor outlet are very low in lean-rich conditions, due to adsorption (in lean) and reducing (in rich) conditions. Propene represents HCs in our experiments and those equations and it is also a source for the final reductants (H<sub>2</sub> and CO) of NO<sub>x</sub>. C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-SCR on PtRh/LNT results also in a low NO<sub>x</sub> conversion around at 200–300 °C (eq. 4). N<sub>2</sub>O is a by-product in this reaction sequence (eq. 5). The oxygen storage capacity (OSC) has also a role in lean-rich excursions and 3-way catalyst performance but those reactions are not included in this general NO<sub>x</sub> reaction path description. The detailed surface reaction mechanisms are much more complex [17] but the above reactions describe the main paths related to reaction rates of observed reactants and products in reactor inlet and outlet.

NH<sub>3</sub> formed in LNT will adsorb and react on SCR catalyst mainly in rich phase. Standard SCR is the main NO<sub>x</sub> reduction path in that after LNT position. A part of NH<sub>3</sub> may be oxidized also back to NO, particularly at higher temperatures. NH<sub>3</sub> is presented below to react with gaseous NO as an adsorbed intermediate but it has been also presented mechanisms where both reactants are adsorbed or NH<sub>3</sub> is in gas phase. However, NH<sub>3</sub> adsorption step has a key role in this LNT + SCR system to move adsorbed NH<sub>3</sub> to be utilized in the following lean period. Therefore, ammonia adsorption was included in this simplified reaction set. The NO<sub>x</sub> main reactions on SCR unit can be presented as follows:





In more detailed surface mechanism, many other surface intermediates and competing reaction paths exist. In fact, SCR reaction (on Cu) and NH<sub>3</sub> adsorption (on support) proceed on separate catalyst sites.

#### 4. Summary

The LNT and SCR catalysts were developed and optimized for LNT + SCR applications. Pt-Rh catalysts with optimized support, PtRh loadings, NO<sub>x</sub> adsorbents and oxygen storage compounds resulted in an efficient LNT composition. The Cu-SCR catalysts showed a good durability up to 800 °C and a wide operation window without NO<sub>2</sub> assistance. Fe-SCR and V-SCR catalysts had lower NH<sub>3</sub> adsorption capacity and they were dependent on NO<sub>2</sub>, which promotion is not possible to apply in the SCR position after LNT and DPF. The SCR unit after LNT was able to increase total NO<sub>x</sub> efficiency and remove NH<sub>3</sub> emissions during powerful enrichments.

The design of LNT + SCR was optimized for the developed concept by catalyst volumes (SV) and lean-rich timing. The concept variation for real diesel applications with DPF units was analyzed. The main application for this kind system

will be light-duty vehicles, where the use of LNTs is known and the low temperature NO<sub>x</sub> removal is the main target. The use of a SCR unit after LNT enabled to reach higher NO<sub>x</sub> efficiencies by the use of heavier enrichments without NH<sub>3</sub> emissions, because NH<sub>3</sub> is consumed in SCR. The detected N<sub>2</sub>O formation in our simulations was mainly related to HC-SCR on PtRh/LNT in lean side because of the reactive propene, which was the only hydrocarbon in our feed gas. In real exhaust gas, the HC fraction active for HC-SCR is very low and N<sub>2</sub>O will be much lower.

In a developed concept and simulation, air was injected between LNT and SCR to keep the SCR unit in lean side during LNT regeneration. As a consequence, SCR reactions were promoted by oxygen also during enrichments, when the main NH<sub>3</sub> formation occurs. The main benefit of the air addition was the improved NO<sub>x</sub> reduction selectivity to N<sub>2</sub> with low NH<sub>3</sub> emissions in the final exhaust gas.

#### Acknowledgments

The author is grateful to the funding of EU in the Powerful research project, to the project partners in Volkswagen, FEV and VKA and all persons, who know to have their contribution in this study in Dinex Ecocat.

#### References

- [1] Johnson T.: Vehicular Emissions in Review. SAE Int. J. Engines 2014 (3) Nr 7, SAE Paper 2014-01-1491.
- [2] Guo G., Dobson D., Warner J., Ruona W., Lambert C.: Advanced Urea SCR System Study with a Light Duty Diesel Vehicle. SAE Technical Paper 2012-01-0371.
- [3] Ramsbottom M., Birkby N., Khadiya N., Beesley S.: Development of a thermal enhancer™ for combined partial range burning and hydrocarbon dosing on medium and heavy duty engine applications. SAE Technical Paper 2011-01-0298.
- [4] Gandhi H., Cavataio J., Hammerle R., Cheng Y.: Catalyst system for the reduction of NO<sub>x</sub> and NH<sub>3</sub> emissions. US Pat. 2011/0005200, filed 2004.
- [5] Snow R., Cavatatio G., Dobson D., Minttreuil C., Hammerle R.: Calibration of a LNT + SCR diesel aftertreatment system. SAE Technical Paper 2007-01-1244.
- [6] Chen H-Y., Weigert E.C., Fedeyko J.M., Cox J.P., Andersen P.J.: Advanced catalysts for combined (NAC + SCR) emission control systems. SAE Technical Paper 2010-01-0302.
- [7] Nanjundaswamy H., Tomazic D., Severin C., Kolbeck A., Korfer T., Wittka T., Schnorbu T.: Further improvements of conventional diesel NO<sub>x</sub> aftertreatment concepts as pathways for SULEV. DEER Conference, 5 Oct 2011, Detroit.
- [8] Maunula T.: Intensification of catalytic aftertreatment systems for mobile applications. SAE Technical Paper 2013-01-0513.
- [9] Maunula T.: NO<sub>x</sub> reduction with the combination of LNT and SCR in diesel applications. SAE Int. J. Mater. Manuf., 2014 (7), SAE Technical Paper 2013-24-0161.
- [10] Maunula T., Vakkilainen A., Heikkinen R., Härkönen M.: NO<sub>x</sub> storage and reduction on differentiated chemistry catalysts for lean gasoline applications. SAE Technical Paper 2001-01-3665.
- [11] Maunula T., Savimäki A., Viitanen A., Kinnunen T., Kanninen K.: Thermally durable vanadium-SCR catalysts for diesel applications. SAE Technical Paper 2013-01-0796.
- [12] Wittka T., Holderbaum B., Maunula T., Weissner M.: Development and demonstration of LNT + SCR system for passenger car diesel application. SAE Int. J. Engines 7(2014), Nr 3, SAE Technical Paper 2014-01-1537.
- [13] Prikhodko V.Y., Parks J.E., Pihl J.A., Toops T.J.: Ammonia generation over TWC for passive SCR NO<sub>x</sub> control for lean gasoline engines. SAE Technical Paper 2014-01-1505.
- [14] Breen J.P., Burch R., Lingaiah N.: An investigation of catalysts for the on board synthesis of NH<sub>3</sub>. A possible route to low temperature NO<sub>x</sub> reduction for lean-burn engines. Catal. Lett., 79 (2002), Nr 1-4, 171.
- [15] Koci P., Kubicek M., Marek M., Maunula T., Härkönen M.: Modelling of catalytic monolith converters with low- and high temperature NO<sub>x</sub> storage compounds and differentiated washcoat. Chem. Eng. J. 97, 131-139, 2004.
- [16] Chatterjee D., Koci P., Schmeisser V., Marek M., Weibel M.: Modelling of NO<sub>x</sub> storage + SCR exhaust gas aftertreatment system with internal generation of ammonia. SAE Technical Paper 2010-01-0887.
- [17] Maunula T., Ahola J., Hamada H.: Reaction Mechanism and Kinetics of NO<sub>x</sub> Reduction by Propene on Co/Alumina Catalysts in Lean Conditions. Appl. Catal. B 26 (2000) 3, 173-192.

Teuvo Maunula, DEng – Dinex Ecocat Oy, Catalyst development, Typpitie 1, FI-90620 Oulu, Finland.

e-mail: [tma@dinex.fi](mailto:tma@dinex.fi)



## Potentials for NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> reduction of combined NSC + passive SCR system in Diesel passenger car application

*The stringent pollutant and CO<sub>2</sub> emission limitation in upcoming legislation norms for Diesel passenger car applications force the introduction of exhaust aftertreatment systems with maximum purification and energetic efficiency. The state-of-the-art technologies for NO<sub>x</sub> reduction, NO<sub>x</sub> storage and reduction catalyst (NSC) and selective catalytic reduction catalyst (SCR), show challenges for robust performance under strongly extended emission relevant operation conditions from cold start to high engine load and speed. One technical solution is the combination of NSC and passive SCR.*

*This paper presents the experimental results obtained in the EU project "Powerful". On engine test bench and demonstrator vehicle, an exhaust aftertreatment system combining NSC, passive SCR and fuel reformer technology was developed and experimentally investigated steady-state and on road. The engine independent NSC operation offers potentials for lowered fuel consumption penalty by avoiding engine rich operation. The intrinsic NH<sub>3</sub> formation during the NSC regeneration is used for additional NO<sub>x</sub> conversion on the passive SCR and reduces NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emission.*

Key words: exhaust aftertreatment, NSC, SCR, fuel reformer

### 1. Introduction

The upcoming worldwide more stringent emission legislation and CO<sub>2</sub> restriction are highly challenging for modern Diesel engine and aftertreatment technology. Beside the more restrictive worldwide exhaust emission standards and the lowering of Greenhouse Gas (GHG) emissions, new emission evaluation test procedures, like WLTC (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle*), RDE (*Real Driving Emissions*) and PEMS (*Portable Emissions Measurement System*) result in enlarged emission relevant engine operation area. Additionally, the higher dynamic profiles increase the demands to the DeNO<sub>x</sub> catalysts as NO<sub>x</sub> concentrations and mass flows typically rise under these operational conditions. Thus either in case of SCR systems (*Selective Catalytic Reduction*) higher urea consumption or in the case of NSC systems (*NO<sub>x</sub> storage and reduction catalyst*), more frequent purging intervals are required. Beside the increased coverage of engine load and speed also the emission testing including cold start and high temperature cycles demands an extended active temperature range of aftertreatment systems. On the one hand, moving to lower absolute emission levels by engine internal measures progressively cause drawbacks in CO<sub>2</sub> emission and system cost and complexity. On the other hand, increased combustion efficiency, decreased friction losses by improved engine technologies, low pressure EGR, refined boosting or electrification lead to lowered exhaust gas temperatures and raise the kinetic based challenges of exhaust aftertreatment functionalities. Increased exhaust purification activity requires sufficiently high exhaust gas temperature. Under these conditions, the cold start is especially challenging. However, an active heating strategy to overcome the cold start problem is facing a trade-off with fuel consumption penalty and thus CO<sub>2</sub> emissions. The optimization of the trade-off between emission minimization and fuel economy is very complex. Furthermore, OBD regulations request expanded durability over lifetime on high catalysis activity and selectivity level. For meeting

all, partly contrary, emission requirements, an optimum interaction of advanced engine internal and exhaust aftertreatment functionalities is demanded.

On the aftertreatment side, advanced combined systems offer the best overall performance by the benefit of synergistic effects. Besides the well-established and mandatory DPF-technology, Diesel engines demand also the installation of high efficient NO<sub>x</sub> reduction technologies for the forecasted EU-6 norms, at least for the majority of vehicles. However, neither the SCR nor the NSC technology offers optimum performance and consumer acceptance at the same time throughout the broad real driving operation window. Merits of the SCR technology are the continuous high NO<sub>x</sub> performance at temperatures above 200 °C. However, increased urea consumption for high NO<sub>x</sub> conversion under real driving and the consequently necessary urea refilling by the customer, urea crystallization constraints and the limited activity and high dependency on the NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-ratio at low temperature with necessary heating measures are demerits of an SCR only system. In contrary, the NSC offers potential at low temperature by pure NO<sub>x</sub> adsorption and does not rely on additional working media. However, the NSC's demerits are the additional fuel consumption by regular exhaust enrichment and the small operation window with limited NO<sub>x</sub> reduction at low temperature and limited NO<sub>x</sub> adsorption capacity at high temperature. Combined NSC and SCR systems offer various potentials. As schematically shown in Fig. 1, NSC and SCR combination systems can generally be classified in 3 types:

1. NSC + SCR based system: active NSC + active SCR  
Both systems are independently and actively operated. The active SCR is based on a second working fluid as reducing agent, i.e. NH<sub>3</sub>-carrier (e.g. liquid urea).
2. SCR based system: passive NO<sub>x</sub> adsorber (PNA) + active SCR  
The active SCR is supplemented by an upstream positioned PNA, which only adsorbs and desorbs NO<sub>x</sub>.
3. NSC based system: NSC + passive SCR

Only the NSC is operated actively. The passive SCR is based on the  $\text{NH}_3$  emission during the NSC enrichment and does not rely on a second working media.

The highest degree of freedom regarding  $\text{NO}_x$  conversion potential offers the combination type 1. Beside the extended active temperature coverage towards low temperature by NSC and towards high temperature by SCR, this combination provides an improved robustness of the DeNO<sub>x</sub> control

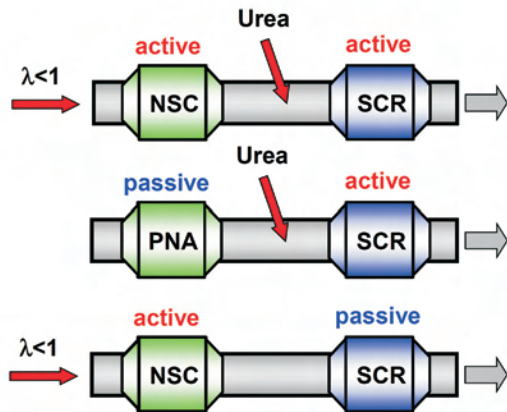


Fig. 1. NSC and SCR combination types

strategy, since the required efficiencies of both components (NSC and SCR) are lower than for NSC or SCR only systems. Furthermore, the urea consumption can be reduced by  $\text{NO}_x$  conversion of the NSC operation as well as additionally by  $\text{NH}_3$  formation during the NSC regeneration. However, this concept features the highest packaging, costs and system complexity and is also dependent on a second working fluid. Furthermore, to avoid high NSC  $\text{NO}_x$  load at engine start, that might cause NSC  $\text{NO}_x$  desorption without conversion at the cold SCR, comparably to the later described PNA difficulty, the NSC  $\text{NO}_x$  load has to be kept always below a certain controlled level. This mostly permanent active NSC operation causes  $\text{CO}_2$  emission increase due to the required periodic rich engine operation. A multiplicity of control interactions between the active NSC and the active SCR need to be taken into account but also offer optimization potentials beyond the solely addition of two active systems. The NSC regeneration demand can be defined depending on the current SCR activity. At high SCR activity, the NSC can be operated at higher  $\text{NO}_x$  load. Hence, fuel consumption penalty can be reduced by less frequent NSC enrichment and higher reductant consumption efficiency due to higher  $\text{NO}_x$ -OSC ratio (OSC: *Oxygen Storage Capacity*, described later). At higher  $\text{NO}_x$  load, even the on-board  $\text{NH}_3$  formation might be increased. In parallel, the urea consumption can be reduced on the one hand by  $\text{NO}_x$  reduction on the NSC and on the other hand by partial replacement of urea by on-board generated  $\text{NH}_3$ .

In type 2 the active NSC is replaced by a PNA with the target of intermediate  $\text{NO}_x$  storage during cold start and  $\text{NO}_x$

release after SCR light-off. However, this intended task of the PNA requires specific adsorber components with  $\text{NO}_x$  storage capability up to 200 °C and thermal desorption at an air-to-fuel-ratio ( $\lambda$ ) > 1 in the temperature range of 180 °C to max. 250 °C. Such  $\text{NO}_x$  adsorber is not commercially available today. Additionally, the PNA functionality is only sufficiently applicable in case of low initial  $\text{NO}_x$  load. High initial  $\text{NO}_x$  load negatively influences the adsorption efficiency or even the total  $\text{NO}_x$  conversion by thermal  $\text{NO}_x$  desorption at cold SCR. Therefore, somehow active operation of the PNA might still be required for keeping the  $\text{NO}_x$  load on low levels resulting in increased control logic algorithms and  $\text{CO}_2$  emission [1].

The third combination type is primarily an NSC system. In contrary to conventional NSC applications, the intrinsic ammonia ( $\text{NH}_3$ ) formation during the NSC regeneration is not intended to be avoided but is desired. By this on-board formed  $\text{NH}_3$ , the  $\text{NO}_x$  conversion can be enhanced by a downstream positioned SCR. The SCR is passively operated and does not require a second working fluid without the disadvantages of a urea dosing system and additional hardware costs or urea refilling efforts.

In this paper, the exhaust purification and  $\text{CO}_2$  emission potentials of a combined NSC and passive SCR system are investigated and discussed. The concept is in line with the requirement specification of the 7<sup>th</sup> Framework Program of the European Union, demonstrating emissions of 10 % below EU6 legislation (e.g.  $\text{NO}_x$  emission of 72 mg/km) without urea dosing system at total  $\text{CO}_2$  emission of 98 g/km and and fuel consumption penalty of less than 2 %. Additionally, the system performance needs to be demonstrated in real driving conditions, too. To fulfil the requirements especially with strong focus on  $\text{CO}_2$  emission, the concept is based on engine independent NSC regeneration by integrated on-board exhaust fuel reforming, with the potential of higher reductant generation efficiency than conventional Diesel engine internal enrichment. The investigated aftertreatment system is described in more detail in the next chapter.

## 2. Description of aftertreatment concept

### 2.1. Overall concept

One main functionality of the combined concept of NSC and passive SCR is the  $\text{NH}_3$  formation on the NSC during the rich NSC regeneration. According to the state of knowledge [2–6], inside the reaction front, which axially propagates through the NSC during the rich regeneration,  $\text{NH}_3$  is intermediately formed by over-reduction of  $\text{NO}_x$ . The formed  $\text{NH}_3$  re-oxidizes by reaction with surface  $\text{NO}_x$  or oxygen (OSC: *oxygen storage capacity*) downstream the reaction front. At the end of the NSC regeneration, when the rich reaction front reaches the catalyst outlet, the intermediate  $\text{NH}_3$  cannot be re-oxidized anymore and gets typically emitted as  $\text{NH}_3$  spike. Based on this  $\text{NH}_3$  formation process, the concepts for NSC and passive SCR combination systems can be generally differentiated between parallel or quasi-parallel layouts and sequential layouts. Figure 2 gives a general and schematic overview.

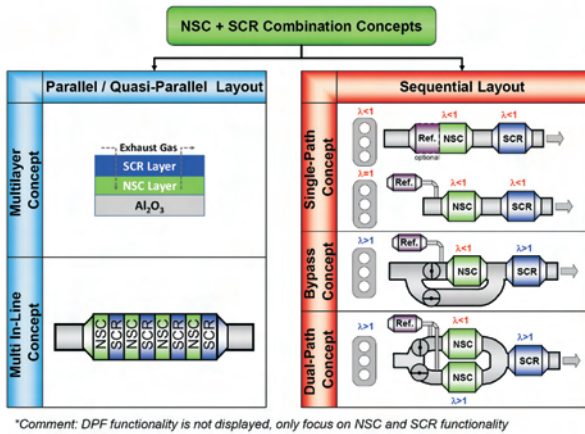


Fig. 2. Schematic overview of general layout concepts for NSC and passive SCR combination systems

The intention of a parallel layout in a multilayer design [7] resp. of a quasi-parallel layout in a multi in-line design is the in-situ utilization by storage and conversion of the axial NH<sub>3</sub> formation during the LNT regeneration. By this layout the intermediate NH<sub>3</sub> does not get re-oxidized but stored on the SCR layer resp. slice. Thereby, high NH<sub>3</sub> amounts might be used for NO<sub>x</sub> conversion on the SCR. Nevertheless, the impact of the acid SCR on the alkaline NSC surface and its storage performance of acid NO<sub>x</sub> on the one hand as well as the SCR poisoning by hydrocarbons (HC) and the absence of O<sub>2</sub> during the rich operation on the other hand is still open.

In the sequential layout, the passive SCR is operated only by the NH<sub>3</sub>, which is being emitted from the NSC at the end of the NSC regeneration. The design can be set up as single-path [8], bypass [9] or dual-path concept. The single-path concept requests in any case a specific engine operating mode for NSC regeneration. Comparable to conventional NSC application, the NSC regeneration can be done by engine internal enrichment. Optionally, an in-line reformer catalyst might be installed upstream NSC for increasing H<sub>2</sub> and CO and decreasing HC concentrations and thereby improving especially the regeneration efficiency at low temperature.

However, due to the necessity of high reformer operation temperatures usually in the range of 800 – 950°C for sufficient reforming activity, the capability of an in-line reformer is limited. In case of reductant breakthrough, the SCR is operated at an air-to-fuel-ratio below 1 with the risk of HC poisoning. Alternatively, an out-line reformer might be controlled in optimum operation range, resulting in enhanced reformate composition regarding H<sub>2</sub> and CO concentration. Nevertheless, the engine still has to be at least operated at  $\lambda = 1$  to minimize excess O<sub>2</sub> and high exothermic reactions on the NSC during the regeneration. In contrary to the single-path concept, both bypass and dual-path concepts do not require any engine internal operation mode change. The engine can be operated independently at  $\lambda > 1$  due to the local enrichment only of

the NSC. In the dual-path concept the two NSC are operated alternatively by switching the exhaust gas flaps. The NSC bypass concept is only activated during the NSC regeneration.

As best compromise between NO<sub>x</sub> reduction performance at cold and high temperature, CO<sub>2</sub> emission, system modularity for application of various operation strategies and system complexity the bypass concept is chosen. Main target is the investigation of the interaction of an NSC and a passively operated SCR fulfilling the required specification of none additional working fluid.

Figure 3 shows the simplified method of operation of the investigated exhaust aftertreatment system combining on-board fuel reformer assisted under-floor NSC with exhaust bypass and passive SCR. The complete hardware design and system integration as well as the software functional development and control algorithms have been developed. Basically, the system is discontinuously operated in two operation modes. During NO<sub>x</sub> adsorption mode, the total system is operated under lean condition. The NSC path is opened, the NSC bypass is closed. NO<sub>x</sub> treatment takes place either by NO<sub>x</sub> adsorption on the NSC or continuous reduction on the SCR by previously stored NH<sub>3</sub>. The integrated on-board fuel reformer is inactive. For the regularly necessary NSC regeneration, the NSC is locally enriched by opening the bypass path, closing the NSC path and feeding H<sub>2</sub> and CO containing reformate gas at low space velocity via the activated fuel reformer. The exhaust paths are actuated by two serial exhaust flaps. The on-board exhaust fuel reformer is described in more detail in the next chapter.

## 2.2. Reformer concept

The integrated on-board fuel reformer is predominantly operated by exhaust gas, which is taken downstream DPF. Diesel is injected by an air-assisted, low-pressure injector at a significant under-stoichiometric air/fuel ratio ( $\lambda_{Ref} = 0.35 - 0.80$ ) and is catalysed to a H<sub>2</sub>- and CO-rich synthesis gas. The completely new developed on-board fuel reformer is a coaxial design and shown in more detail in Fig. 2.

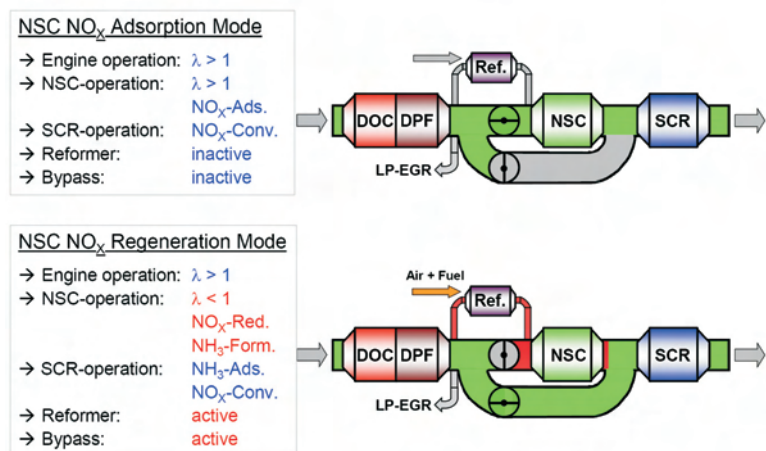


Fig. 3. Simplified method of operation of final layout of NSC based combination system, with under-floor NSC plus exhaust bypass, passive SCR and integrated exhaust gas fuel reformer

The reaction enthalpy, which is released in the ring-shaped reformer catalyst, supports fuel vaporisation via internal heat transfer. The reforming reaction process can be described by superposition of exothermic partial oxidation (POx) by the residual oxygen in the exhaust gas as well as

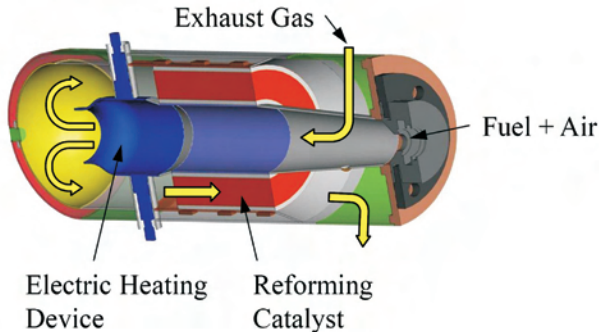


Fig. 4. CAD design of the fuel reformer

the secondary air, and endothermic steam (SR) and  $\text{CO}_2$  reforming (DR) which occurs via  $\text{H}_2\text{O}$  and  $\text{CO}_2$  introduced by the exhaust gas. Additionally, the reforming products are temperature-dependently in chemical equilibrium, among others mainly according to the water-gas shift (WGS) and methanation reaction. In comparison to pure POx, exhaust gas reforming exhibits favourable thermal behaviour as well as benefits regarding  $\text{H}_2$  and  $\text{CO}$  yield, due to the endothermic part of the reaction. The reformer operation is strongly dependent on the exhaust gas composition. Fuel is injected by feed-forward control of  $\lambda_{\text{Ref}}$  depending on the fraction of molar oxygen to the total amount of reactant oxygen sources ( $\text{O}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  and  $\text{CO}_2$ ) and space velocity. Additionally, fuel supply is corrected by closed-loop control of reformer temperature in terms of maximizing  $\text{H}_2$  and  $\text{CO}$  as well as minimizing HC concentration in the reformat, while complying with temperature limits.

### 3. Experimental

#### 3.1. Test bench

The full-scale experiments for investigating the  $\text{NO}_x$  purification behavior of the combination system as well as the performance of the fuel reformer were conducted with a high efficient 1.4 L 3-cylinder Diesel engine on a transient engine test bench. The investigated systems (NSC+SCR, fuel reformer) were placed under-floor downstream the serial close-coupled DOC+DPF unit and low-pressure EGR branch. The catalysts were thermally conditioned by several hours of DPF regeneration operation. The control logic of the EATS, which was completely new developed, was running on a rapid control system independently from

the engine. A few necessary informations were transferred between engine and EATS control via ECU bypass. For steady-state investigations, the engine operation (speed, load, operation mode) was set in order to adjust target conditions at the NSC (temperature,  $\text{NO}_x$  concentration, exhaust mass flow, air-to-fuel-ratio). Additionally, transient test cycles (NEDC, WLTC, FTP75, CADC, highway, ADAC) were conducted in order to evaluate and calibrate the system performance and operation strategy. The emissions were measured by different analyzers (CLD:  $\text{NO}_x$ ,  $\text{NO}$ ; NDIR:  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ; Magnox:  $\text{O}_2$ ; FID:  $\text{THC}$ ; FTIR:  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{CH}_4$ ; LDS: in-situ  $\text{NH}_3$ ; mass spectrometer:  $\text{H}_2$ ) and sensors ( $\text{NO}_x$ ,  $\lambda$ ) at various positions (engine out, downstream DPF, upstream and downstream SCR). The gas composition of the out-line exhaust gas fuel reformer was calculated based on emission measurements in the full exhaust gas flow and the dilution factor. Based on the achieved on-board reformat gas composition, a reformat substitute gas was applied in parallel, containing molar fractions of 20 %  $\text{H}_2$ , 20 %  $\text{CO}$  and 60 %  $\text{N}_2$ .

Two different NSC formulations (“NSC A” and “NSC B”) were tested, with 1.4 l volume each. The PGM loading was 85 (“PGM low”) or 130 g/cft (“PGM high”). The SCR catalyst was copper zeolite based with a volume of 2.9 l in engine and vehicle experiments.

#### 3.2. Vehicle

In parallel to the test bench investigations, the system was also integrated into a Volkswagen Golf Variant for investigating cycle (NEDC, WLTC) and off-cycle (RDE) performance. The same catalytic converters were used as for the test bench activities. Figure 5 shows the final integration of the aftertreatment system into the demonstrator vehicle.

### 4. Steady-state test bench results

#### 4.1. Exhaust gas fuel reformer

The following Fig. 6 shows the reformer performance as summary achieved under steady-state conditions. Fig.

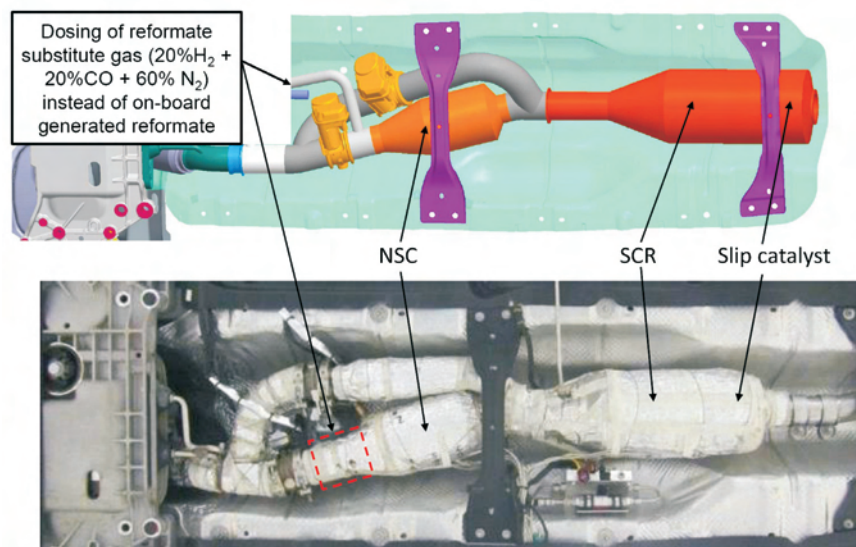


Fig. 5. Final integration of the aftertreatment system into the vehicle

6a shows a comparison of the realized H<sub>2</sub> and CO molar concentrations with those attainable under stoichiometric conditions as function of  $\lambda_{Ref}$ . The concentrations are close to the maximum yield and demonstrate high fuel conversion. Compared to rich diesel engine operation, substantially higher concentrations can be achieved. Fig. 6b shows a comparison of the achieved ratio of heating values (HVR) as well as the reductant yield  $Y_{Red}$  (ratio of oxygen consumption potential of the reducing agent generated in the exhaust gas relative to the additional fuel introduced to reach rich operation) in contrast to corresponding theoretically attainable pure POx values. At lean engine operation and consequently predominantly exothermic reactant composition,

e.g. by fuel injection upstream NSC with closed exhaust flap. In this case, the reductant yield is 100%. Compared to actual engine calibrations for rich operation, the reformer generally exhibits considerably higher efficiency and thus represents a potential decrease in CO<sub>2</sub> emissions for NSC regeneration. The reductant loss of the reformer is based on partial oxidation of fuel by molar oxygen. The reductant loss of engine enrichment is caused by internal combustion efficiency loss at  $\lambda_{Engine} = 1$  due to intake throttling and post injection. Furthermore, by use of a reformer instead of the engine, the NSC regeneration can in principle even be conducted during idle or start-stop operation. In contrary, rich engine operation is limited to BMEP above a certain level, depending on combustion stability and acoustic behaviour.

#### 4.2. Base investigation of NSC

The NSC base experiments were performed in order to screen two full-scale NSC variants (NSC A with high PGM and NSC B with high PGM). The NH<sub>3</sub> formation yield (molar ratio of cumulated NH<sub>3</sub> amount during NSC regeneration to initial NSC NO<sub>x</sub> load at NSC regeneration start) is an important parameter for operating the combined system. The NSC regeneration strategy has a high impact on NH<sub>3</sub> formation and emission. Figure 8 shows an exemplary NSC regeneration.

The bypass system offers high degree of freedom for NSC regeneration strategy by flexible adjustment of reformate gas dosing and exhaust flap actuation, Fig. 8b). The regeneration period is divided in 3 phases. In phase I, the NSC reduction takes place (typical  $\lambda_{downstream\ NSC} = 1$ ). The completion of

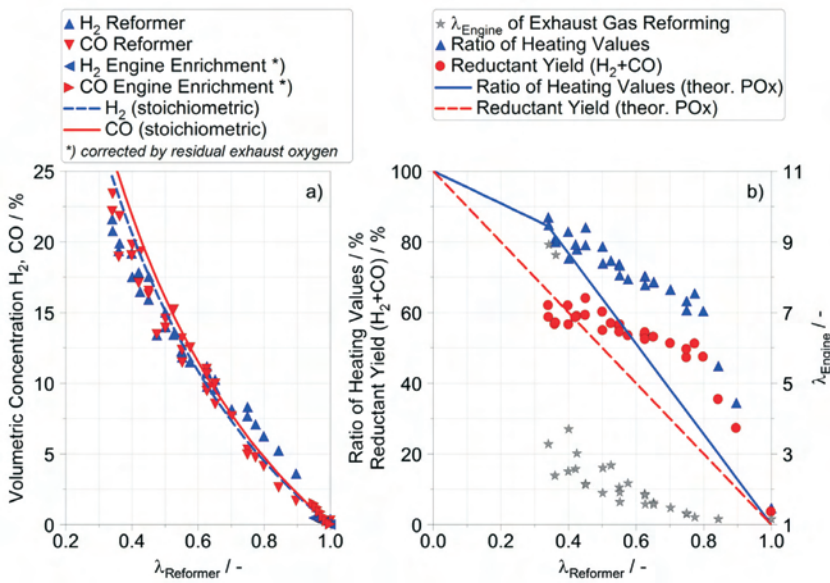


Fig. 6. Reformer output as function of relative reformer air/fuel ratio: a) measured and stoichiometric H<sub>2</sub> and CO molar concentrations in reformate; b) measured and theoretical POx values for ratio of heating values (HVR) and reductant yield ( $Y_{Red}$ , only H<sub>2</sub> + CO are considered) of the reformer, engine relative air/fuel ratio of the exhaust gas supply to the reformer

due to thermal reasons a low  $\lambda_{Ref}$  must be set. With decreasing engine lambda and consequently increasing endothermic reactant composition,  $\lambda_{Ref}$  must on one hand be enleaned to support endothermic reaction enthalpy. On the other hand, it offers high reformate quality. In contrast to HVR,  $Y_{Red}$  is an important indicator for NSC regeneration in terms of CO<sub>2</sub> emissions.

In addition, Fig. 7 shows  $Y_{Red}$  by fuel reforming in comparison to diesel engine enrichment of various engine calibrations as function of brake mean effective pressure (BMEP). The theoretical optimum reductant yield is represented by the direct use of fuel for the NSC regeneration,

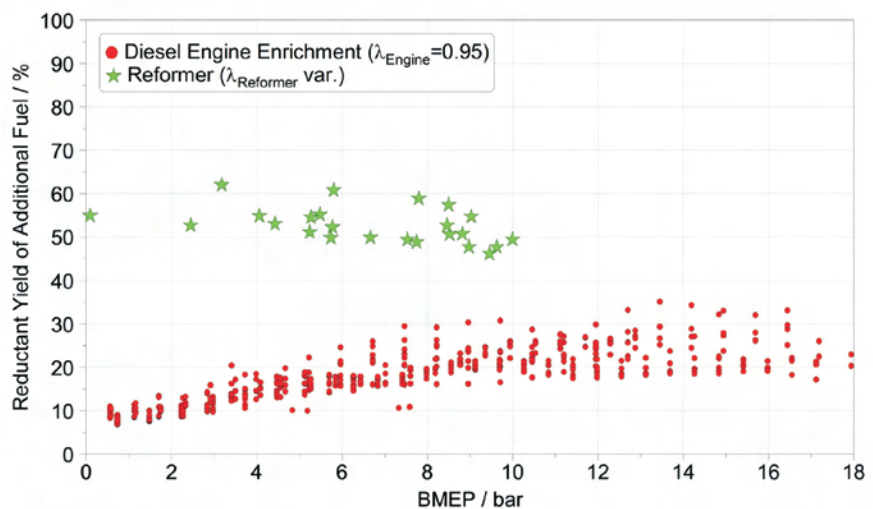


Fig. 7. Reductant yield of additional fuel for NSC enrichment by fuel reforming in comparison to Diesel engine enrichment of various engine calibrations as function of brake mean effective pressure (BMEP)

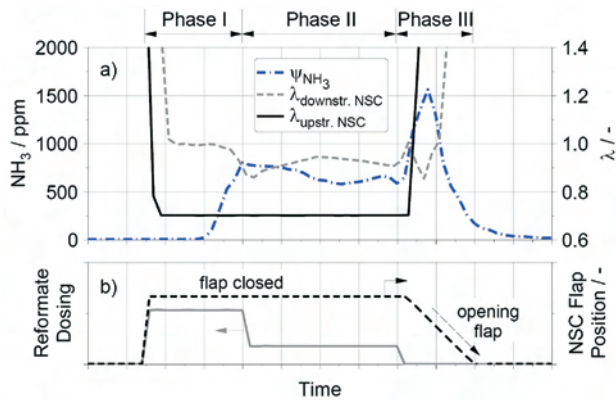


Fig. 8. Exemplary NSC regeneration as function of time at 250 °C: a) NH<sub>3</sub> concentration upstream SCR and 1 upstream and downstream NSC, b) reformate gas flow and NSC flap actuation; Phase I: time till  $\lambda$ -breakthrough ( $\lambda_{\text{downstream LNT}} < 0.95$ ), Phase II: regeneration duration after  $\lambda$ -breakthrough, Phase III: time between end of reformate dosing and NSC flap opening (various flap opening strategies possible)

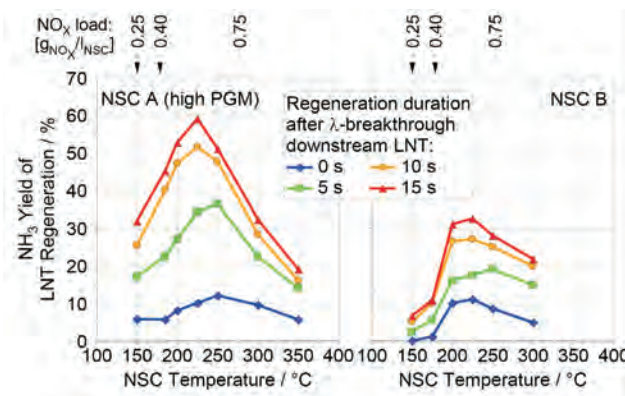


Fig. 9. NH<sub>3</sub> yield of NSC regeneration as function of NSC temperature for various regeneration durations after  $\lambda$ -breakthrough downstream NSC (operation by reformate substitute). NSC A (high PGM) and NSC B in comparison

enrichment is identifiable by  $\lambda$ -breakthrough ( $\lambda_{\text{downstream NSC}} < 0.95$ ). Phase II defines the regeneration duration after  $\lambda$ -breakthrough. Specific to the bypass system, in phase III after end of dosing the NSC exhaust flap opening can be actuated by various strategies. As shown in Figure 8a), in line with the literature, the NH<sub>3</sub> emission occurs at the end of phase I. The NSC enrichment in conventional application is stopped at the end of phase I in order to avoid reductant and NH<sub>3</sub> slip. However, the lean exhaust gas downstream SCR due to the bypass system offers reductant slip oxidation and hence elongated rich duration, which results

in enlarged NH<sub>3</sub> emission. Figure 9 shows the NH<sub>3</sub> yield as function of temperature for various regeneration durations after  $\lambda$ -breakthrough in comparison for NSC A (high PGM) and NSC B.

For both NSC, the NH<sub>3</sub> yield strongly increases by prolonged NSC enrichment after  $\lambda$ -breakthrough and saturates at higher durations. However, it must be mentioned that the NH<sub>3</sub> emission occurs roughly in parallel to reductant breakthrough. Therefore, high NH<sub>3</sub> formation causes increased reductant slip. For both NSC, the NH<sub>3</sub> yield shows a maximum at medium temperature (200–250 °C). NSC A shows significantly higher NH<sub>3</sub> yield compared to NSC B. For the further investigations, NSC A was used due to the higher NH<sub>3</sub> formation compared to NSC B and also due to the better NO<sub>x</sub> adsorption (not shown).

### 4.3. Investigation of NSC + passive SCR combination

The NSC + SCR experiments are conducted for investigating the interaction of NSC and passive SCR and its impact on the total NO<sub>x</sub> purification behavior. Additional focus is the definition of the optimum operation strategy and a pre-calibration of the aftertreatment control for later implementation into the demonstrator vehicle.

Figure 10 shows the correlation of NO<sub>x</sub> conversion, fuel consumption penalty and NO<sub>x</sub> raw emission level for NSC only and NSC + SCR exemplarily at 230 °C.

Generally, increasing NO<sub>x</sub> conversion progressively causes the drawback of increasing fuel consumption penalty. The NO<sub>x</sub> conversion converges asymptotically against a maximum. Furthermore, higher NO<sub>x</sub> raw emission shows significantly negative impact on NO<sub>x</sub> conversion for certain fuel consumption and maximum achievable NO<sub>x</sub> conversion. Hence, for achieving high NO<sub>x</sub> conversion at reasonable fuel consumption, the NO<sub>x</sub> raw emission must be limited. In comparison to NSC-only, NSC + SCR shows high benefits regarding fuel consumption and NO<sub>x</sub> conversion. For the given example, high maximum total NO<sub>x</sub> conversion of up to > 95 % is achievable at low fuel consumption penalty of  $\approx 1$  % for reasonable NO<sub>x</sub> raw emissions. At high NO<sub>x</sub>

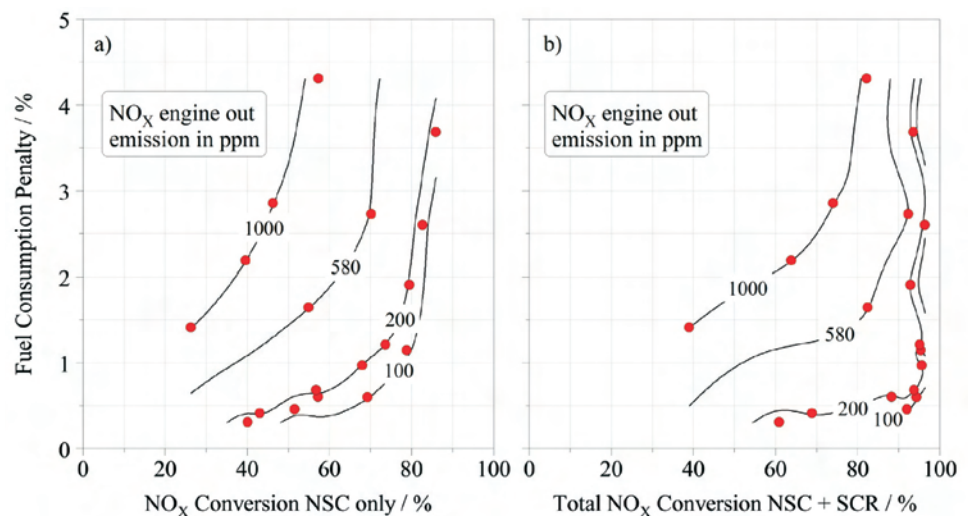


Fig. 10. Correlation between NO<sub>x</sub> conversion and fuel consumption penalty as function of NO<sub>x</sub> raw emission level: a) NSC only, b) NSC + passive SCR; T<sub>NSC</sub> = 230 °C, operation by reformate substitute, NSC A

raw emission level, the total NO<sub>x</sub> conversion decreases but is significantly higher than for NSC-only. At certain NO<sub>x</sub> conversion, significant lower fuel consumption is attainable by the NSC + SCR.

Significant influence on the total NO<sub>x</sub> performance and especially on the conversion share between NSC and SCR is given by the NSC NO<sub>x</sub> load. Figure 11 shows the NO<sub>x</sub> conversion efficiencies, NO<sub>x</sub> conversion shares of NSC with bypass and passive SCR and the related fuel consumption penalty as function of NSC NO<sub>x</sub> load exemplarily at 250 °C.

In contrary to conventional NSC application, the NSC NO<sub>x</sub> slip caused by decreased adsorption efficiency at increased NO<sub>x</sub> load level does not automatically drop the

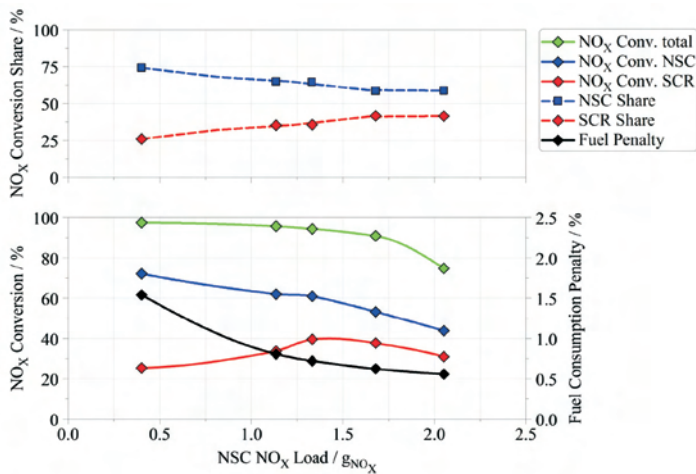


Fig. 11. NO<sub>x</sub> conversion, related fuel consumption penalty and NO<sub>x</sub> conversion share of NSC with bypass and passive SCR as function of NSC NO<sub>x</sub> load; T<sub>NSC</sub> = 250 °C, operation by reformat substitute, NSC A

system NO<sub>x</sub> conversion but can be converted by the passive SCR up to a certain NO<sub>x</sub> load due to the increasing NSC NH<sub>3</sub> yield. The passive SCR achieves a maximum of 40 % conversion. The cycle integrated NH<sub>3</sub>-NO<sub>x</sub>-ratio upstream SCR ( $\alpha$ ) is  $\geq 1$  for NSC NO<sub>x</sub> load below 1.1 g/l. For higher NO<sub>x</sub> loads,  $\alpha$  is dropping below the stoichiometry of 1, which results in corresponding decrease of SCR and therefore also of total NO<sub>x</sub> conversion. With elongating NO<sub>x</sub> adsorption duration resp. higher NO<sub>x</sub> load, the NO<sub>x</sub> conversion distribution is significantly shifted from NSC to SCR (75 %/ 25 % at 0.25 g/l NO<sub>x</sub> load to 60 %/ 40 % at 1.2 g/l NO<sub>x</sub> load). A great potential of the conversion shifting between NSC and SCR is the impact on the fuel consumption penalty. By expanding the NO<sub>x</sub> adsorption duration towards higher NSC NO<sub>x</sub> loads, the fuel consumption penalty can almost be halved. This benefit is mainly based on three effects. First, higher NO<sub>x</sub> load enables lower regeneration frequency. Second, the higher the NO<sub>x</sub> load,

the more reductant is relatively consumed for NO<sub>x</sub> reduction instead of OSC reduction [10], which takes place in parallel. Third, NH<sub>3</sub> as reductant carrier is highly efficient utilized for further NO<sub>x</sub> conversion on the passive SCR.

Summarizing, Figure 12 shows the steady-state NO<sub>x</sub> conversion and fuel consumption penalty of the NSC + SCR system for two system variants with on-board generated reformat and reformat substitute as function of NSC temperature.

The attained NO<sub>x</sub> conversion is comparable for both, operation with the integrated on-board reformer as well as operation with reformat substitute. The system with the higher PGM loaded NSC achieves slight increase in conversion at T < 250 °C. At 250 °C almost complete conversion is achieved at fuel consumption penalty of  $\approx$  1.5 %.

The operation strategy of NO<sub>x</sub> adsorption and regeneration is optimized with regard to maximum total NO<sub>x</sub> conversion and suitable fuel consumption penalty. The SCR significantly contributes to the total NO<sub>x</sub> conversion. At T < 250 °C the total steady-state NO<sub>x</sub> conversion drops due to reduced NSC activity as well as NH<sub>3</sub> yield. The fuel consumption penalty increases due to higher NSC regeneration frequency as well as lower engine fuel consumption due to lower engine load. Nevertheless, 65–70 % steady-state NO<sub>x</sub> conversion at 185 °C resp. 30 % steady-state NO<sub>x</sub> conversion at 150 °C are still achieved. In transient operation, higher conversion rates can be achieved due to pure NO<sub>x</sub> adsorption at the NSC as well as SCR conversion with previously stored NH<sub>3</sub>. At T > 350 °C the steady-state NO<sub>x</sub> conversion drops due to decreasing (for thermodynamic reasons) NO<sub>x</sub> adsorption capacity of the NSC as well as lower NH<sub>3</sub> yield of NSC regeneration. The decreased NSC NH<sub>3</sub> yield causes limited steady-state SCR conversion in contrast to urea based SCR operation. However, during transient operation, complete conversion can still be maintained by the SCR for short time, e.g. during DPF regeneration, by

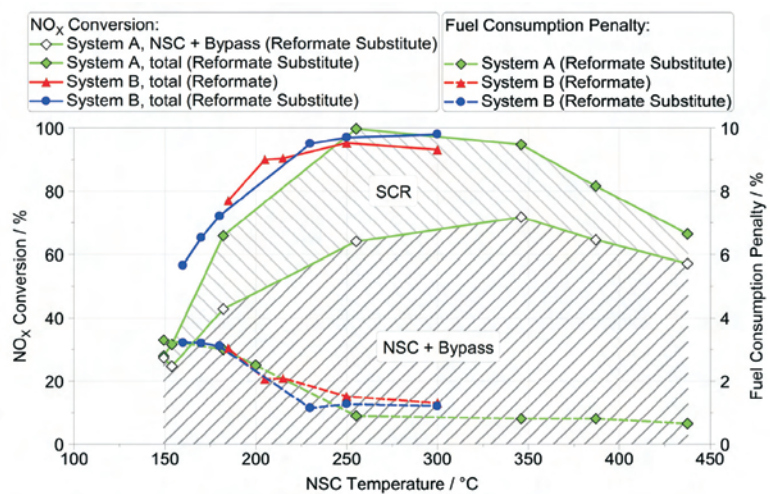


Fig. 12. Steady-state NO<sub>x</sub> conversion and fuel consumption penalty of NSC + SCR system with reformat and reformat substitute as function of NSC temperature; EU4 NO<sub>x</sub> raw emission level

consuming previously stored NH<sub>3</sub> depending on SCR NH<sub>3</sub> load and NO<sub>x</sub> mass flow. This represents high NO<sub>x</sub> performance benefits compared to conventional NSC application.

### 5. Transient investigation

Figure 13 compares NO<sub>x</sub> conversion and exhaust temperatures in cold start and high load cycles measured on engine test bench. Diagram a) shows steady-state and cycle-integrated NO<sub>x</sub> conversions of NSC + SCR as function of steady-state and cycle-integrated NO<sub>x</sub> mass flow weighted NSC temperature. Diagram b) shows exhaust gas temperatures upstream DOC and downstream DPF representative for close-coupled and under-floor exhaust temperature level.

Positioning close to the engine is advantageous for cold cycles, resp. mainly cold operated applications. However, operation at high-load in real driving is critical for an NSC based system with only passive SCR, due to the NO<sub>x</sub> con-

verting condition as well as for packaging reasons, the NSC + SCR system is placed under-floor.

The final results measured in the demonstrator vehicle are shown exemplarily for RDE operation in “normal” vehicle driving in Figure 14 and summarized in Figure 15. The under-floor positioned aftertreatment system requires in cold start cycles significant fuel consumption penalty by heating but only minor by NSC enrichment. However, in real driving warm operation the system performance show high NO<sub>x</sub> conversion and realizes low NO<sub>x</sub> emission at low fuel consumption penalty of less than 2 %.

### 6. Summary

For the specific requirements of the EU project “Powerful” with focus on NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emission, a combined aftertreatment system comprising NSC, NSC-bypass, passive SCR and exhaust gas fuel reformer was chosen and studied. The position of the NSC is crucial for the NO<sub>x</sub> conversion

in cold started cycles on the one hand and high engine load operation and high exhaust gas temperature on the other hand. Due to the focus on real driving emissions, the aftertreatment system is placed under-floor. The undertaken investigations on the engine test bench and vehicle testing confirm the challenge of the NO<sub>x</sub>-CO<sub>2</sub> trade-off. For the mostly NSC based system, the under-floor position is critical in short cold start operation, like NEDC and requests heating measures. It is less critical and even advantageous for more dynamic and longer test cycles like WLTC and especially real driving. Once the system is heated up, the NO<sub>x</sub> conversion is sufficient and the engine can run in the

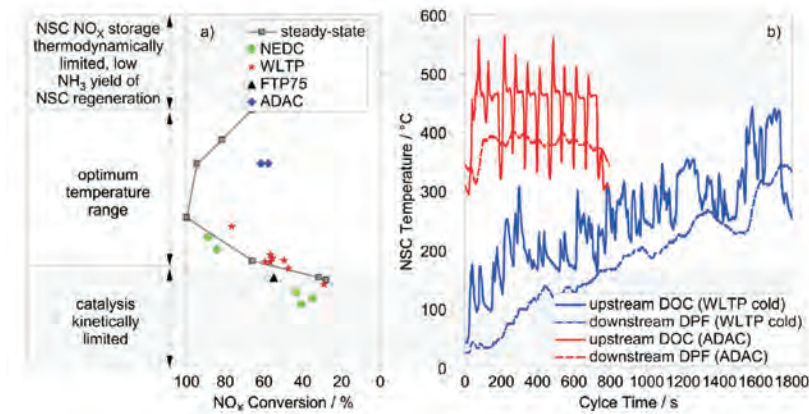


Fig. 13. Comparison of NO<sub>x</sub> conversion and cycle exhaust temperature; a) steady-state and cycle-integrated NO<sub>x</sub> conversion of NSC + SCR as function of steady-state and cycle-integrated NO<sub>x</sub> mass flow weighted NSC temperature, b) Temperature close-coupled and under-floor for transient cycles; operation by reformat substitute on engine test bench

version drop at high temperature. Additionally, low-pressure EGR increases exhaust mass flow and hence space velocity and NO<sub>x</sub> mass flow over NSC. The highly transient temperature profile can cause risk of thermal NO<sub>x</sub> desorption and NSC degradation. On the opposite, an under-floor positioned system is challenging at cold start and requires active heating measures with negative implications for CO<sub>2</sub> emission. However, in warm condition at 200–350 °C e.g. during real driving, the NSC based system shows optimum NO<sub>x</sub> performance. Due to the requirement of demonstration of emission purification in cold start cycles and under real

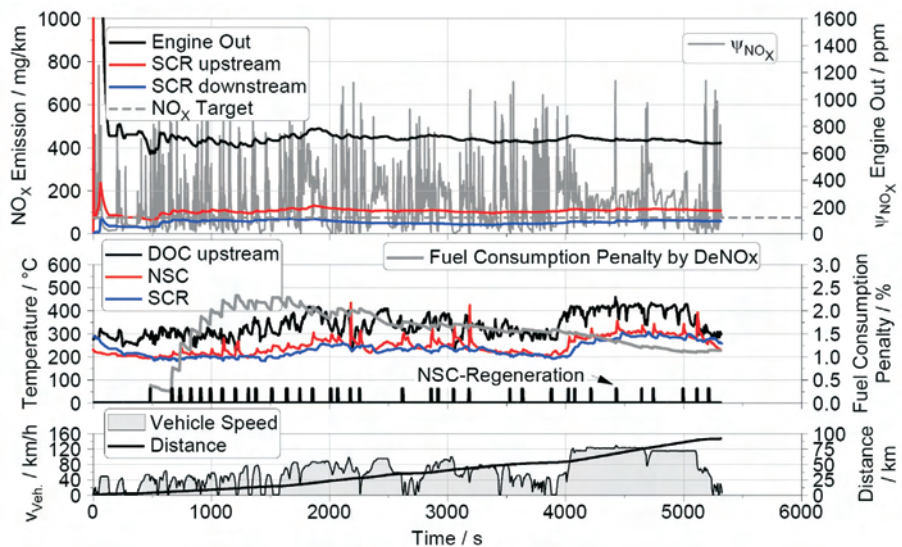


Fig. 14. Transient NO<sub>x</sub> conversion and fuel consumption penalty of NSC + SCR system with reformat substitute in RDE (Real Driving Emissions) “normal vehicle driving”

most efficient mode. This is highly beneficial for NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emission in real world driving, where the new aftertreatment concept can show full potential also in combination with highly efficient Diesel-engines.

### Acknowledgement

The research leading to these results has received funding from the European Union 7<sup>th</sup> Framework Program [FP7/2007-2011] under grant agreement No. 234032. The authors are grateful to the funding of EU in the Powerful research project and all persons, who know to have their contribution in this study in author's R&D laboratories.

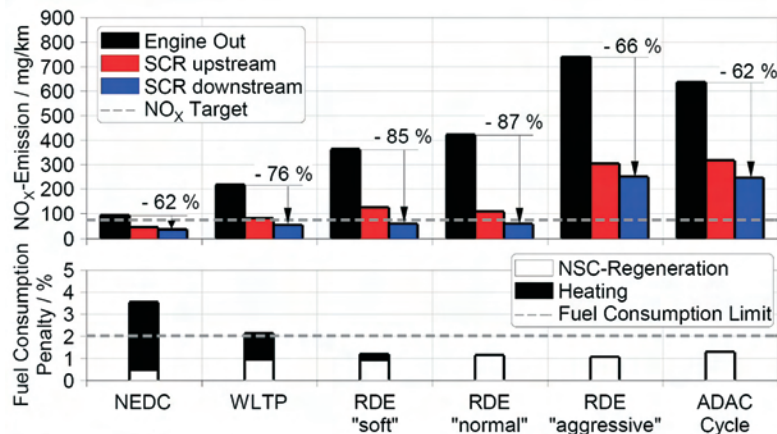


Fig. 15. Summary of transient NO<sub>x</sub> conversion and fuel consumption penalty of NSC + SCR system with reformat substitute

### Abbreviations

ADAC	Allgemeiner Deutscher Automobilclub ( <i>German Automobile Club</i> )	OSC	Oxygen Storage Capacity
BMEP	Brake Mean Effective Pressure	PEMS	Portable Emissions Measurement System
CADC	Common Artemis Driving Cycle	PNA	Passive NO <sub>x</sub> Adsorber
DOC	Diesel Oxidation Catalyst	POx	Partial Oxidation
DPF	Diesel Particulate Filter	RDE	Real Driving Emissions
FEP	Fuel Economy/Consumption Penalty	SCR	Selective Catalytic Reduction
FTP75	Federal Test Procedure	SV	Space Velocity
HC	Hydrocarbon	WLTC	Worldwide Harmonized Light-duty Test Cycle
NSC	NO <sub>x</sub> Storage and Reduction Catalyst	λ	Air-to-Fuel-Ratio
NEDC	New European Driving Cycle	α	NH <sub>3</sub> -NO <sub>x</sub> -Ratio
		ψ	Volumetric Concentration

### Bibliography

- [1] Körfer T., et al., Potential of advanced, combined aftertreatment systems for Diesel engines to meet upcoming EU and US emission regulation, SAE Technical Paper 2013-24-0163, 2013.
- [2] Mulla S.S., Chaugule S.S., Yezerets A., Currier N.W., Delgass W.N., Ribeiro F.H., Regeneration mechanism of Pt/BaO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> lean NO<sub>x</sub> trap catalyst with H<sub>2</sub>, Catalysis Today 136 (p. 136–145), 2008.
- [3] Pihl J.A., Parks II J.E., Daw C.S., Root T.W., Product Selectivity During Regeneration of Lean NO<sub>x</sub> Trap Catalysts, SAE Technical Paper 2006-01-3441, 2006.
- [4] Kočí P., Plát F., Štěpánek J., Kubiček M., Marek M., Dynamics and selectivity of NO<sub>x</sub> reduction in NO<sub>x</sub> storage catalytic monolith, Catalysis Today 137 (p. 253–260), 2008.
- [5] Clayton R.D., Harold M.P., Balakotaiah V., NO<sub>x</sub> storage and reduction with H<sub>2</sub> on Pt/BaO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> monolith: Spatiotemporal resolution of product distribution, Applied Catalysis B: Environmental 84 (p. 616–630), 2008.
- [6] Partridge W.P., Choi J.-S., NH<sub>3</sub> formation and utilization in regeneration of Pt/Ba/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> NO<sub>x</sub> storage-reduction catalyst with H<sub>2</sub>, Applied Catalysis B: Environmental 91 (p. 144–151), 2009.
- [7] Liu Y., Zheng Y., Harold M.P., Luss D., Lean NO<sub>x</sub> reduction on LNT-SCR dual-layer catalysts by H<sub>2</sub> and CO, Applied Catalysis B: Environmental 132–133 (p. 293–303), 2013.
- [8] Weibel M., Waldbüßer N., Wunsch R., Chatterjee D., Bandl-Konrad B., Krutzsch B., A Novel Approach to Catalysis for NO<sub>x</sub> Reduction in Diesel Exhaust Gas, Topics in Catalysis 52 (p. 1702–1708), 2009.
- [9] Kupe J., Bosch R.H., Bonadies J.V., Kirwan J.E., Demonstration of a Fuel Reformer System for Meeting Future Diesel Vehicle Low Emission Standards, 15<sup>th</sup> Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2006.
- [10] Wittka T., Holderbaum B., Lüers B., Körfer T., New Exhaust Purification Potentials by Combining LNT-, SCR- and Reformer-Technology (EU „Powerful“), 22<sup>nd</sup> Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2013, Aachen.

Thomas Wittka, Dipl.-Ing. (FH) – Research Assistant at the Institute for Combustion Engines (VKA) at the RWTH Aachen University (Germany).

e-mail: [wittka@vka.rwth-aachen.de](mailto:wittka@vka.rwth-aachen.de)



Bastian Holderbaum, Dr.-Ing. – Manager for Pre-Development of passenger car Diesel engines at FEV GmbH in Aachen (Germany).

e-mail: [Holderbaum@fev.com](mailto:Holderbaum@fev.com)



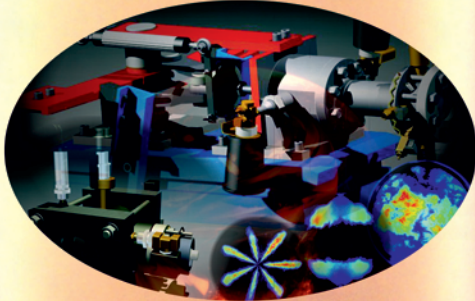


# Poznan University of Technology



## Institute of Combustion Engines and Transport

POLAND, 60-965 Poznan, Piotrowo 3 str., tel. 48 61 6652207, fax. 48 61 6652204



### Optical research of engine processes

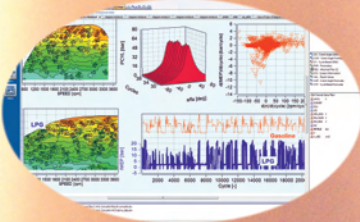
Rapid Compression Machine - fully controlled single combustion cycle (Otto and Diesel cycle)

Constant Volume Chamber (air pressure up to 100 bar)

LaVision HighSpeedStar 5 camera up to 200 000 fps

Continuum YAG solid-state laser

Data image post processing with DaVis software



### Cycle-by-cycle indicating processes

Powertrain combustion processes research on engine test bench, roller dynamometer and real drive conditions

AVL IndiSmart 621 (8 channel acquisition data system)

Data post processing with AVL Concerto software



### Hybrid vehicles and Fuel Cells technology

Full-hybrid powertrain test bench, energy flow research

Real drive hybrid powertrain research



### Engine and driveline load systems

Engine test bed for testing under dynamic conditions

AVL DynoRoad 120 kW



### Combustion engines simulation

Gasoline and Diesel fuel injection simulation

Simulation of in-cylinder phenomena such as gas exchange mixture generation, combustion and emission formation



### Simulation platforms

Passanger car simulator

AS1200-6 (AutoSim AS)

Flight simulator

MotionCor5 (CKAS Mechatronics Pty Ltd)



### Research on RDE (PEMS)

Gaseous exhaust emissions (CO, HC, NO<sub>x</sub>)

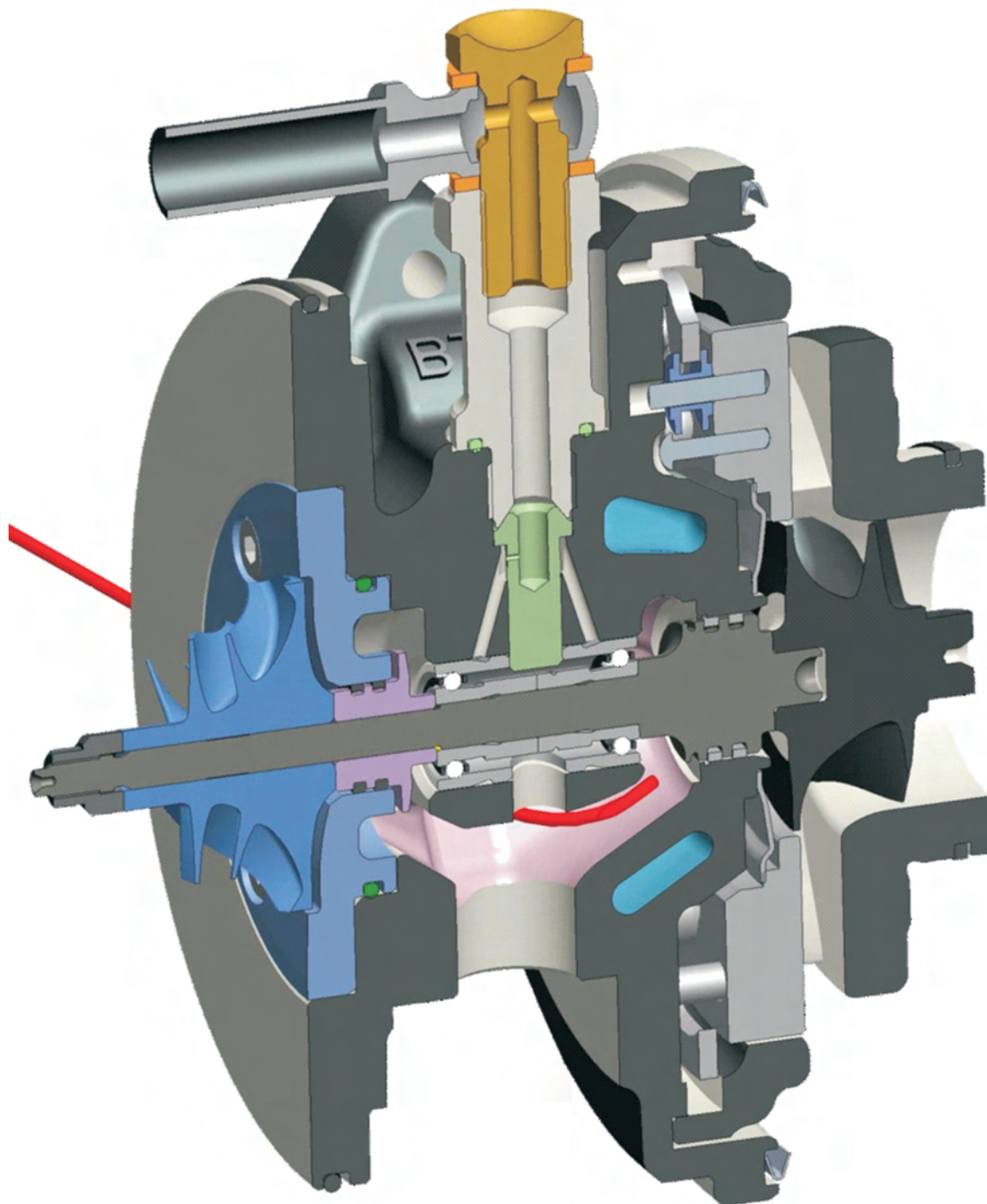
Semtech DS, Ecostar (Sensors), M.O.V.E. (AVL)

Particle mass (PM) & number (PN) emissions

Micro Soot Sensor, Particle Counter (AVL),

Ecostar PM, Ecostar PN (Sensors), EEPS (TSI)

[www.cel.put.poznan.pl](http://www.cel.put.poznan.pl)



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrań Zarządu  
Zebrań Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

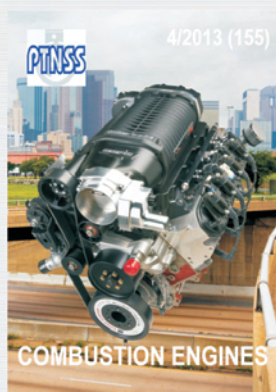
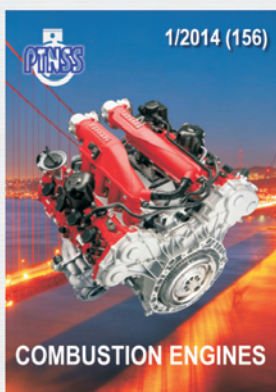
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)