

Hubert FRIEDL\*  
Paul KAPUS

## Kierunki rozwoju silników ZI

Rozwój układów napędowych pojazdów w coraz większym stopniu uwarunkowany jest wymaganiami ochrony środowiska i minimalizacji zużycia paliwa. Spełnienie tych wymagań wymaga ciągłego doskonalenia istniejących konstrukcji i opracowanie zupełnie nowych generacji silników spalinowych.

Najistotniejszym zadaniem w dziedzinie silników ZI jest obniżenie zużycia paliwa. Dla osiągnięcia tego celu można wykorzystać dużą różnorodność możliwych technologii od prostego zawirowania ładunku i taniego układu rozrządu o zmiennych fazach do bardzo skomplikowanych, w pełni kontrolowanych układów sterowania rozrządem czy samozapłonem mieszanek jednorodnych (HCCI). Układy bezpośredniego wtrysku benzyny I generacji (zawirowanie kierowane ścianką komory) czy nawet bardziej II generacji (wtrysk do zawirowanego powietrza) pozwalają na zmniejszenie zużycia paliwa, jednak wymagają kosztownych układów obróbki spalin w celu zmniejszenia emisji  $\text{NO}_x$ .

W trybie pracy z pełnym obciążeniem korzystnym rozwiązaniem jest bezpośredni wtrysk benzyny (DGI), który pozwala uzyskać odpowiednie osiągi, a w powiązaniu z turbodoładowaniem jest sposobem na realizację koncepcji „downsizingu”. Połączenie turbodoładowania, bezpośredniego wtrysku i zmiennych faz rozrządu jest obiecującym sposobem osiągnięcia jednocześnie niewielkiego zużycia paliwa i przyjemności z jazdy.

W celu spełnienia różnorodnych szczególnych wymagań w zależności od zastosowania stosowane muszą być wykorzystane różne konstrukcje i technologie silników o ZI. Nie rezygnując z osiągniętych rezultatów można ciągle zmniejszać zużycie paliwa i spełniać normy czystości środowiska. Jednak należy się liczyć ze skomplikowaniem układów i wzrostem kosztów ich wykonania.

Słowa kluczowe: silniki o ZI, trendy w budowie silników o ZI, wymiana ładunku, bezpośredni wtrysk benzyny, turbodoładowanie, downsizing (zmniejszanie wymiarów)

## Trends in Gasoline Engines Technology

The development of vehicle powertrains is increasingly challenged by emission legislation and by the end-users' fuel-economy demands. In order to meet these requirements it is necessary to continuously improve existing powertrains and to develop totally new generations of engines.

For Gasoline engines in passenger cars the most important task is to improve fuel efficiency. Therefore, a big variety of different technologies potentially can be applied. The system range from simple variable charge motion and low cost variable valve timing devices up to highly sophisticated systems like fully variable valve actuation systems and also combustion with auto ignition (HCCI). Direct Gasoline Injection systems of Generation 1 (wall guided systems) and even more the systems of Generation 2 (spray guided systems) improve fuel efficiency, but the significant oncosts for  $\text{NO}_x$  exhaust aftertreatment have to be taken into consideration.

Due to its full load benefits homogeneous DGI is a preferred solution for high performance engines as well as in combination with turbocharging for downsizing/downrating concepts. The combination of turbocharging, direct injection and cam phase shifter has proven to be a highly attractive package combining good fuel economy with fun to drive.

The different gasoline engines technologies will have to be applied according to the specific needs of their application and brand specific requirements. Even keeping high performance characteristics, fuel consumption will be reduced continuously and future legislative limits can be met. However, system complexity and cost will increase.

Key words: gasoline engines, trends in SI engines, gas exchange, direct gasoline injection, turbocharging, downsizing

### 1. Wstęp

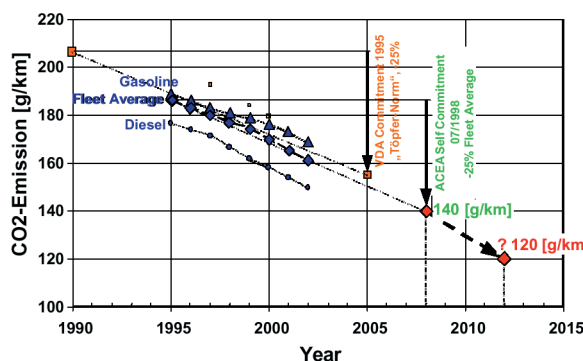
Zdecydowanie ostrzejsze unormowania odnośnie do emisji spalin i hałasu, jak również ograniczenia zużycia paliwa stanowią nowe wyzwania dla konstruktorów układów napędowych samochodów. Szczególnie w Europie obserwuje się wyężone działania w kierunku zmniejszenia zużycia paliwa i emisji  $\text{CO}_2$ . Istotne obniżenie zużycia paliwa przez eksploatowane w Europie samochody wynika nie tylko z działań Europejskiego Stowarzyszenia Producentów Samochodów (ACEA), ale także ze wzrostu populacji samochodów z silnikami wysokoprężnymi w ostatnich latach, rys. 1.

Nie tylko dążenie do możliwie małego zużycia paliwa, ale przede wszystkim spełnienie coraz ostrzejszych norm emisji na całym świecie zakładających, że przyszłe pojazdy będą

### 1. Introduction

Significantly more severe legislative limits for exhaust emissions and vehicle noise as well as fuel consumption generate new challenges for future automotive drivetrains. Especially in Europe we see a strong move towards higher fuel efficiency and lower  $\text{CO}_2$  emission. Not only the self-commitment of European Automobile Manufacturers (ACEA) to steadily improve their vehicles, but also the high amount of Diesel vehicles bought by the customers significantly reduced average fuel consumption of the European passenger car fleet down over the last years, Figure 1.

Apart from request for low fuel consumption, the compliance with legal emission limits worldwide becomes more severe, taking into account that future vehicles have to war-



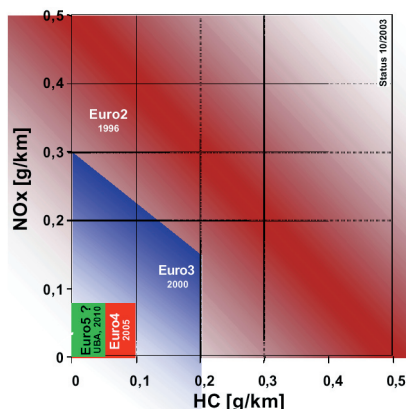
Rys. 1. Emisja CO<sub>2</sub> w Europie – stan obecny i przewidywania  
Fig. 1. CO<sub>2</sub> – Emission in Europe – Status and Forecast

musiały gwarantować niezmienną emisję podczas całego swego cyklu eksploatacji, czyli aż do ok. 250 tys. km (zgodnie z przewidywanymi standardami SULEV), co precyzyjnie będzie monitorowane za pomocą urządzeń OBD, rys. 2 i 3.

We wstępnych dyskusjach na temat oddziaływania silników na środowisko określono dopuszczalną emisję na bar-

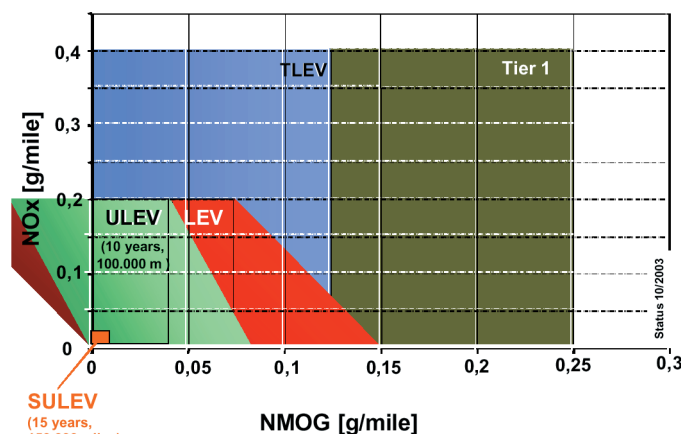
rant a lifetime emission stability of up to 150.000 miles (according to forthcoming SULEV standards) which precisely has to be monitored by means of OBD functions, Figures 2 and 3.

During the initial discussions about environmental impact of engines the legislation demand raised to build engines with a very low emission level. At the time when this discussion started, the majority of engines were naturally aspirated engines with mechanical carburetors. The exhaust gas aftertreatment was only a noise reduction by silencers. Since that time a lot of progress has been made. The development passed through single point injection versus electronic carburettor to multi point injection with electronic engine management. Nevertheless development was more or less a linear path. But today a variety of technologies is under development like variable valve timing and actuation, downsizing concepts and gasoline direct injection. Figure 4 illustrates this technology explosion in recent years. Only a few of all these new technologies are in competition, many of them are running in parallel. Performance, fuel consump-



Rys. 2. Europejskie limity emisji dla silników o ZI (NEDC)

Fig. 2. European Emission Limits for Gasoline Engines (NEDC)

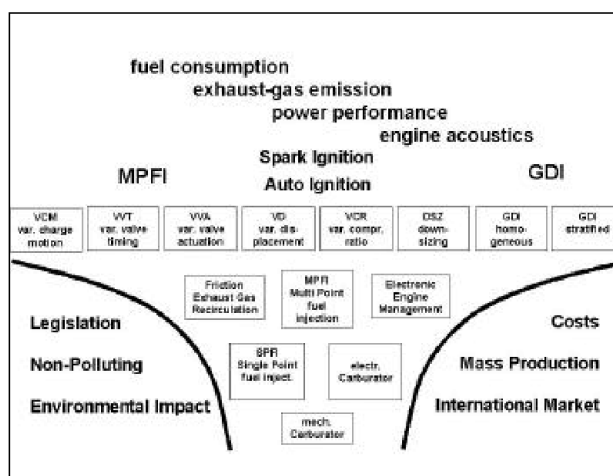


Rys. 3. Amerykańskie i Kalifornijskie Normy emisji spalin silników o ZI (FTP 75)

Fig. 3. US / Californian Emission Limits for Gasoline Engines (FTP 75)

dzo niskim poziomie. W momencie podjęcia dyskusji, większość stanowiły gaźnikowe silniki wolnossące. Obróbka spalin polegała jedynie na zastosowaniu tłumika wydechu. Od tego czasu dokonano niezwykłego postępu. Polegał on na zastąpieniu gaźnika wtryskiem jedno- a następnie wielopunktowym współpracującym z układem elektronicznego sterowania silnikiem. Mimo wszystko postęp przebiegał mniej więcej liniowo. Jednak obecnie opracowywane jest wiele różnych usprawnień, jak np. sterowanie fazami rozrządu, koncepcja „downsizing”-u, czy bezpośredni wtrysk benzyny. Rysunek 4 ilustruje tę rewolucję technologiczną, jaka dokonuje się w ostatnich latach. Jedynie nieliczne z przedstawionych technik konkurują ze sobą, inne stanowią wzajemne uzupełnienie. Osiągi, zużycie paliwa, emisję spalin i hałasu należy pogodzić z kosztami produkcji, powtarzalnością w produkcji masowej oraz wymaganiami marketingowymi.

Wszystkie nowoczesne koncepcje pracy silnika o ZI jak spalanie ładunku uwarstwionego w silniku o bezpośrednim



Rys. 4. Eksplozja technologii

Fig. 4. Explosion of Technologies

wtrysku benzyny (DGI), turbodoładowanie (MPFI i DGI) różne rozwiązania zmiennych faz rozrządu, jak sterowanie elektrohydrauliczne (EHVA) i elektromagnetyczne (EMVA), czy w końcu samozapłon mieszanek jednorodnych (HCCI), wskazują na zainteresowanie emisją  $\text{CO}_2$  i – w związku z tym – również ograniczeniem zużycia paliwa [1], [2], [3], [4]. Należy jednak zdawać sobie sprawę, że układy pozwalające na obniżenie zużycia paliwa oferują wiele możliwości przyspieszonego rozwoju. Wynika z tego zwiększone zainteresowanie pomiarami hamowanymi, automatyzacją badań i rozwojem technik pomiarowych (np. DoE) co pozwala na skrócenie okresu rozwoju i prób, rys. 5.

Ten artykuł opisuje kierunki rozwoju stosowanych obecnie technik prowadzących do zmniejszenia zużycia paliwa uwzględniając jednak, że zawsze należy dążyć do kompromisu między osiągniętym zmniejszeniem zużycia a wzrostem kosztu skonstruowania i wyprodukowania silnika.

## 2. Sposoby zmniejszania emisji $\text{CO}_2$ przez silniki ZI

Kroki, jakie podejmuje się w celu obniżenia emisji  $\text{CO}_2$  można ogólnie podzielić na związane ze:

A) stratami spalania:

- nieoptymalne spalanie,
- straty ciepła przez ścianki,
- ciepłne straty wydechu,
- chemiczne straty wydechu,

B) stratami wymiany ładunku i oporami przepływu,

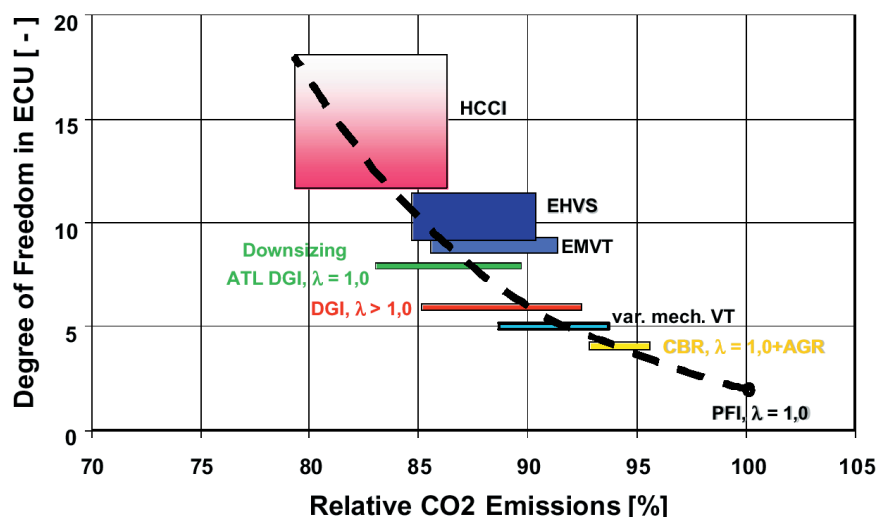
C) stratami tarcia obejmującymi wszystkie niemożliwe do uniknięcia straty.

Jednym z najlepiej znanych ograniczeń sprawności silnika ZI w porównaniu z silnikiem ZS są straty wymiany ładunku wynikające ze stosowania przepustnicy. Techniki zastosowane w silnikach ZI opisane w tym artykule dotyczą sposobów ograniczenia tych strat oraz pokazują dodatkowe korzyści.

### 2.1. Układy ze zmiennym przepływem ładunku

Pośród licznych metod obniżenia strat przepływu spowodowanych obecnością przepustnicy i uzyskania większego ciśnienia użytecznego wiele polega na rozcieńczeniu zasysanego powietrza bądź przed dodaniem powietrza (mieszanka uboga), bądź przez recyrkulację spalin (EGR). Zwiększając zawirowanie ładunku na obciążeniach częściowych zwiększa się tolerancja na recyrkulację spalin, co prowadzi do obniżenia zużycia paliwa. Podczas pracy z pełnym obciążeniem, duże zawirowanie ładunku zmniejsza współczynnik napełnienia i w związku z tym powinno się je zmieniać w zależności od obciążenia.

System zmiennego zawirowania ładunku wykorzystujący kontrolowaną szybkość spalania (CBR) został opracowa-



Rys. 5. Względny potencjał emisji  $\text{CO}_2$  w zależności od możliwości pomiarowych

Fig. 5. Relative  $\text{CO}_2$  emission potential vs. calibration efforts

tion, exhaust-gas emission, power and engine acoustics are standing against production costs, reproducibility in mass production and international marketing requirements.

Modern gasoline engine concepts using advanced combustion systems as stratified mode Direct Gasoline Injection (DGI), Turbo Charging (MPFI and DGI) as well as various concepts using Variable Valve Train like Electro Hydraulic Valve Actuation (EHVA), Electro Magnetic Valve Actuation (EMVA) and also Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) show attractive  $\text{CO}_2$  emission and thus fuel consumption potential [1], [2], [3], [4]. But it has to be considered that systems providing better fuel consumption potential show an increased degree of freedom and thus dramatically increased development and calibration effort. This results in increased test bed usage, and therefore test bed automation as well as advanced test methodology (e.g.: DoE) is required to shorten the development and calibration time, Figure 5.

This paper describes the current technology trends to achieve fuel consumption reductions, but considering that always a compromise between fuel economy benefit and engine on cost due to development and production has to be found.

## 2. Technologies for reducing $\text{CO}_2$ emissions of gasoline engines

The measures to reduce the  $\text{CO}_2$  emission of gasoline engines generally can be divided into following main areas:

A) combustion losses:

- not optimal combustion,
- wall heat losses,
- exhaust thermal losses,
- exhaust chemical losses,

B) gas exchange and throttling losses,

C) friction losses including all the parasitic losses.

One of the best known limitations to the efficiency of gasoline engines, with respect to diesel engines, is the gas



ny przez AVL. Zasada jego działania polega na sterowaniu zawirowaniem za pomocą prostego i trwałego urządzenia umieszczonego w kanale dolotowym. Asymetryczny kształt kanałów dolotowych (stycznego i pionowego) zastosowano w silnikach o 3, 4 i 5 zaworach na cylinder. Przylukując pionowy kanał na obciążeniach częściowych za pomocą przesłony czy zaworu motylkowego, wprowadza się dodatkowe silne zawirowanie do zawirowania wstępnego powodując w ten sposób korzystny przepływ zawirowanego ładunku na obciążeniach częściowych. Tak wywołane zawirowanie prowadzi do dużej burzliwości w okolicy GMP i w konsekwencji do szybkiego i stabilnego spalania. Ten typ spalania jest niewrażliwy na rozcieńczenie powietrzem (praca na mieszance ubogiej) lub spalaniem (EGR).

Duża ilość spalin może być kierowana w pobliże zaworu dolotowego przez zewnętrzny zawór EGR (I generacja CBR), rys. 6. Alternatywnie, spaliny mogą być kierowane bezpośrednio z kolektora wydechowego do komory spalania za pomocą odpowiedniego sterowania fazami rozrządu przez opóźnienie zamknięcia zaworu wydechowego, rys. 7. Takie połączenie zmiennej szybkości ruchu ładunku z „opóźnionym obiegiem Atkinsona” i wewnętrznym EGR pozwala osiągnąć znacznie wyraźniejszy efekt braku przepustnicy (także zwiększoną sprawność) aniżeli w przypadku EGR i ubogiej mieszanki (CBR 2-giej generacji).

Wyraźnie wydłużony okres stabilnego spalania w połączeniu ze znacznym EGR (w ramach tolerancji typowych dla produkcji masowej) jest warunkiem koniecznym osiągnięcia obniżenia zużycia paliwa. W porównaniu z typowym rozwiązaniem ustalonego zawirowania, zużycie paliwa można obniżyć o 5–8%. Dla pośrednich wartości przepływu, podobny efekt na obciążeniach częściowych można osiągnąć nawet w silniku o 2 zaworach na cylinder. W silnikach takich zawirowanie wywoływane jest stycznym usytuowaniem kanału dolotowego i dodatkowo wzmocnione opóźnionym zamknięciem zaworu wylotowego (EVC) powodującym wsteczny przepływ spalin do komory spalania.

Nawet w przypadku znacznie opóźnionego zapłonu duża stabilność spalania występuje wraz z niską emisją węglowodorów. Tak więc strategia odłączania katalizatora w połączeniu ze znacznie opóźnionym zapłonem daje mniejszą emisję węglowodorów w porównaniu ze strategią zwiększania temperatury spalin. Takie postępowanie stanowi podstawowe wymaganie dla osiągnięcia niskiej i ultraniskiej emisji niewielkim kosztem, rys. 8.

Podczas pracy silnika na pełnym obciążeniu urządzenie dławiące jest całkowicie otwarte. W ten sposób ruch ładunku może być optymalizowany wyłącznie dla pracy na pełnym obciążeniu nie uwzględniając wymagań obciążeń częściowych w wyniku czego uzyskuje się umiarkowane zawirowanie (promieniowe/obwodowe) ładunku szczególnie korzystne dla uniknięcia spalania stukowego.

Rozwiązanie CBR firmy AVL wykorzystane w różnych konstrukcjach dowiodło, że jest wydajnym sposobem technologii spalania wymagający

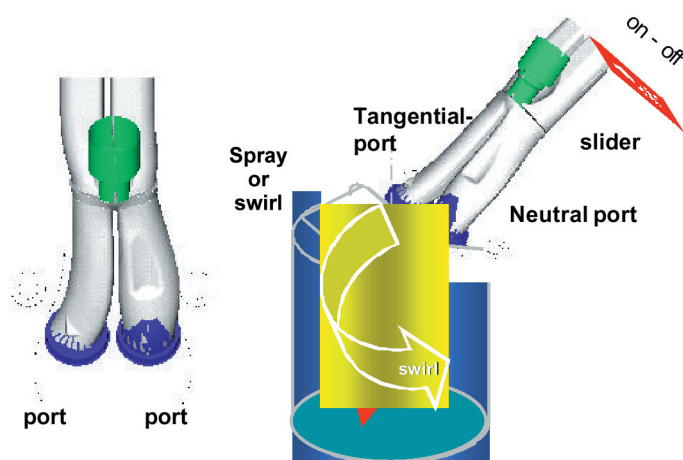
exchange throttling loss. The gasoline technologies described in the following deal with measures to reduce these losses and also show additional benefits.

## 2.1. Variable Charge Motion Systems

Out of several methods to reduce throttling losses and increase high pressure efficiency, most rely on the dilution of the aspirated air, either by additional air (lean operation), or by recirculation of exhaust gas (EGR). By enhancing charge motion at part load, the tolerance for high EGR rates can be improved, which leads to better fuel efficiency. For full load, high charge motion reduces volumetric efficiency and therefore preferably should be variable for part and full load operation of the engine.

A system for variable charge motion featuring controlled burn rate (CBR) was developed by AVL. The principle of AVL-CBR is to control charge motion by a simple and robust port throttling device inside the intake port. An asymmetric intake port layout with a tangential and a neutral port is realised on engines with 3, 4 or 5 valves per cylinder. By throttling the neutral port at part load with a slider or a butterfly valve, a strong swirl is superposed to the initial tumble thus creating an advantageous intake induced flow at part load. This special charge motion leads to high turbulence near TDC and consequently to a very fast and stable combustion. This fast combustion is very tolerant against dilution by air (lean operation) or exhaust gas (EGR).

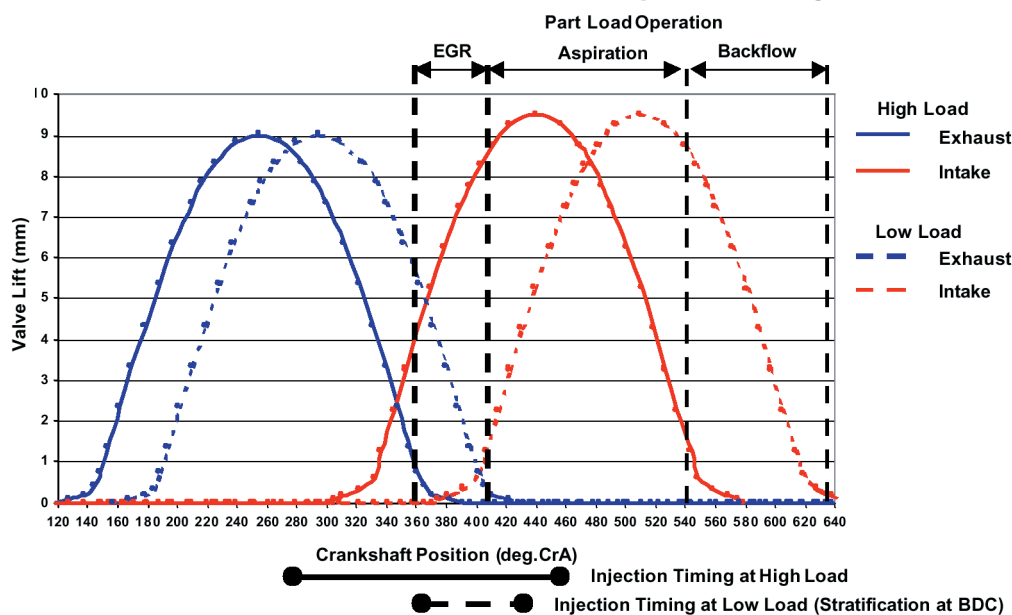
High quantities of EGR can be fed into the intake port by external EGR valve (CBR Generation 1), Figure 6. Alternatively, EGR can be led from the exhaust port directly into the combustion chamber by means of variable cam phasing device and retarded exhaust valve closing, Figure 7. This combination of variable charge motion with “Late Atkinson Cycle” and internal EGR, a significantly higher de-throttling effect (also increased high pressure efficiency) than with EGR or lean operation alone can be achieved (CBR Generation 2). The significantly long persistent combustion stability is a prerequisite for obtaining fuel economy improve-



Rys. 6. AVL – CBR sterowanie szybkością spalania (System Zmiennego Ruchu Ładunku)

Fig. 6. AVL – CBR Burn Rate (Variable Charge Motion System)

## Shift of Intake and Exhaust Camshaft, Open Valve Injection



Rys. 7. Zastosowanie obiegu Atkinsona w systemie CBR II firmy AVL

Fig. 7. Applying Atkinson Cycle with AVL CBR II System

mi niewielkich modyfikacji podstawowego silnika. Niepotrzebne jest zewnętrzne prowadzenie EGR-u, ponieważ spaliny kierowane są wewnątrz przez odpowiednią regulację turbiny o zmiennej geometrii VVT. W ten sposób osiągnięto znaczną zwartość z minimalną liczbą elementów zewnętrznych. Uzyskano ponadto dużą wytrzymałość i trwałość układu. Zaprojektowano kilka układów do silników o różnej pojemności skokowej, zbudowano je i przygotowano do zastosowań seryjnych [5].

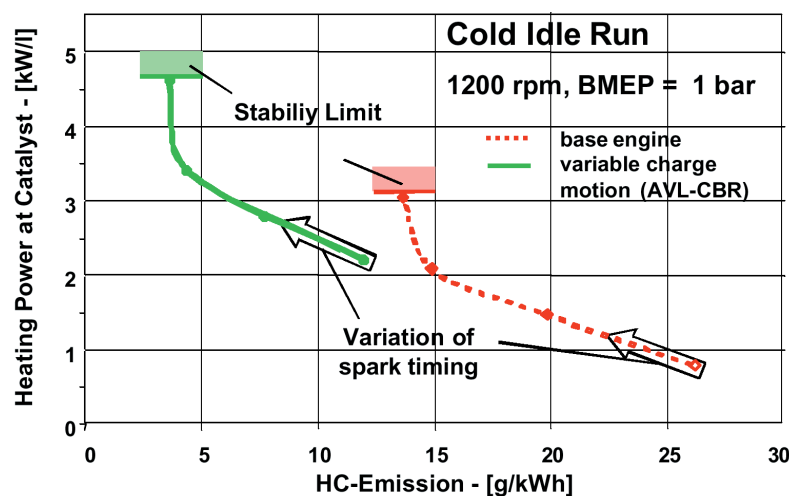
### 2.2. Zmienne fazy rozrządu

Zmienne fazy rozrządu są nie tylko kluczowym narzędziem oddziaływania na pracę silnika pod pełnym obciążeniem, lecz

stability is combined with low HC engine-out emission. Thus catalyst light-off strategies with extremely retarded spark timing offer superior HC emission level versus exhaust heating performance. Such light-off strategies are a base requirement for cost efficient low emission and ultra low emission concepts, Figure 8.

At full load operation of the engine, the throttling device is opened. Thus the charge motion can be optimised only towards full load performance not being compromised by part load requirements resulting in a moderate tumble/swirl charge motion most favourable for high knock resistance.

Within various customers' projects AVL-CBR technology has proven to be a very cost effective combustion technology with minor modifications to the base engine. No external EGR routing is required as exhaust gas will be re-circulated internally only by suitable VVT adjustment. Thus a high overall integrity is featured with minimal engine external parts. High system robustness and durability is obtained. Several systems for engines of different capacity were designed, built and already prepared for series application [5].



Rys. 8. Usprawnienie rozgrzewania katalizatora w systemie AVL-CBR Variable Charge Motion

Fig. 8. Catalyst warm-up improvement by AVL-CBR Variable Charge Motion

### 2.2. Variable Valve Actuation

The variable valve actuation is not only a key component to influence the full load performance, but also for the total engine process control. Consequently various kinds of variable valve actuation systems are already applied or under development:

- Cam phase shifters,
- Switching of cam profiles,

także sterowania całym cyklem pracy silnika. W związku z tym dotąd zostały zastosowane różne systemy zmiennego napędu rozrządu lub znajdują się w fazie rozwoju.

- zmienne fazy rozrządu – przełączanie profili krzywek,
- mechaniczne układy zmiennego rozrządu,
- bezkrzywkowe układy elektromagnetyczne,
- bezkrzywkowe układy z zaworami elektrohydraulicznymi,
- rozrząd krzywkowy z elektrohydraulicznym sterowaniem zaworami.

### 2.2.1. Przetawiacze krzywek – przełączanie profili krzywek

Jako najprostsze i najwytrzymalsze rozwiązanie zmiennych faz rozrządu, konstrukcja ze zmiennymi fazami rozrządu powoli staje się standardem w przypadku bardziej wysiłonych silników. W ten sposób można poszerzyć zakres prędkości obrotowej z dużymi wartościami współczynnika napęlenia. W połączeniu z udoskonalonym układem dolotu i wylotu w celu polepszenia pracy silnika przy dużych prędkościach obrotowych można osiągnąć korzystne osiągi przy pełnym obciążeniu.

Jednakże, wykorzystując przestawianie faz rozrządu można również polepszyć pracę przy zimnym rozruchu i na obciążeniach częściowych. Jeżeli szybkość przestawiania krzywek jest dostatecznie duża, system ten może być wykorzystywany do sterowania recyrkulacją spalin na obciążeniach częściowych i zastosowania obiegu Atkinsona do sterowania silnikiem bez przepustnicy. Stąd oprócz poprawy pracy silnika na pełnym obciążeniu, możliwe jest również zmniejszenie zużycia paliwa o ok. 5%.

Większe udoskonalenia pod względem zmniejszenia zużycia paliwa oraz emisji są możliwe jeżeli przestawianie faz rozrządu połączyć z wyłączaniem zaworów lub zmianą profilu krzywki. Tego typu układy są obecnie produkowane i nadają się najlepiej do silników z dużymi prędkościami znamionowymi [7].

### 2.2.2. Całkowicie zmiennie sterowanie zaworami

W większym stopniu lub całkowicie zmiennie sterowanie zaworami można zrealizować w układach mechanicznych, elektromagnetycznych czy elektrohydraulicznych. Podstawowymi celami większości tych koncepcji było początkowo zmniejszenie strat powodowanych dławieniem na przepustnicy, wyłączaniem cylindrów i poprawa pracy w dolnym zakresie momentu obrotowego, w mniejszym stopniu dotyczyło poprawy osiągnięć w górnym zakresie charakterystyki.

**Mechaniczne systemy zmiennego napędu rozrządu** umożliwiają ciągłą zmianę skoku zaworu w zależności od faz rozrządu i funkcji skoku zaworu.

Dodatkowe korzyści można osiągnąć, jeśli zmianę wzniosu połączyć z przetawiaczem fazy zaworu dolotowego i wylotowego. W porównaniu ze zmianą profilu krzywki współdziałającą z przestawianiem krzywek, system pełnej zmienności umożliwia osiągnięcie dodatkowych korzyści, głównie na niewielkich obciążeniach, rys. 9.

**Elektromagnetyczne układy bezkrzywkowe** pozwalają uzyskać więcej, szczególnie jeśli chodzi o indywidualne ste-

- Mechanical variable systems,
- Camless electro-magnetic systems,
- Camless electro-hydraulic valve actuation,
- Cam actuated electro-hydraulic valve systems.

#### 2.2.1. Cam phase shifters, switching of cam profiles

The most simple and robust application of variable valve timing, cam phase shifters are already becoming standard for engines of higher performance level. Thus the speed range with high volumetric efficiency can be extended. In combination with refinement of intake and exhaust tuning respectively adaptation of the base engine towards high speed requirements, attractive full load performance can be obtained.

However, with cam phasers also the cold start behaviour and part load performance can be improved. If the actuation speed of the cam phaser(s) is sufficiently high, they can be also applied for residual gas control at part load and application of Atkinson Cycle for unthrottling the engine. Thus besides improved full load performance also fuel economy improvements of up to 5% are feasible.

Larger improvements both in view of fuel economy and emissions are feasible if phase shifters are combined with port deactivation or switching of cam profiles. Such systems are already in production and best suitable for engines with high nominal speeds [7].

#### 2.2.2. Fully flexible valve actuation

A largely or even fully flexible variable valve actuation can be designed as mechanical, electro-magnetic or electro-hydraulic systems. Most of these approaches are primarily targeted towards reduction of throttle losses, cylinder deactivation and improvement of low end torque and less towards extreme high performance characteristics.

**Mechanical variable valvetrain systems** can change valve lift continuously as a function of the opening timing of the valve lift function. If in addition to the variable valve lift function an intake and exhaust cam phaser is installed further benefits can be achieved. Compared to switching of cam profiles in combination with cam shifting, the fully variable system offers additional benefits mainly at very low loads, Figure 9.

**Camless electro-magnetic systems** offer more, especially cylinder individual variability including cylinder deactivation. As the valve travel time is not a function of crank angle, but of time and the actuation forces are limited, the valve lift curves at high speeds are less aggressive than with mechanical or hydraulic actuation. Thus significant improvements at low engine speeds can be obtained, the power output, however, is more limited than with other variable systems. Mainly with regard to the extensive costs of electro-magnetic actuators and the necessity of 42V power supply, these systems currently are not expected to be introduced to series production.

**Camless electro-hydraulic valve actuation** offers additional parameters like variation of valve lift height, opening and closing speed. With an adequate high pressure supply



rowanie poszczególnymi cylindrami, w tym również wyłączanie cylindrów. Jeśli czas otwarcia zaworu nie jest funkcją kąta obrotu wału korbowego, lecz czasu, a siły wymuszające są ograniczone, krzywe wzniosu zaworu w zakresie dużych prędkości obrotowych są mniej „agresywne” aniżeli w przypadku sterowania mechanicznego czy hydraulicznego. Tak więc można osiągnąć istotną poprawę w zakresie niskich prędkości obrotowych, jednakże uzyskiwana moc jest bardziej ograniczona niż w przypadku innych układów zmiennych faz. Głównie z powodu znacznych kosztów sterowników elektromagnetycznych i koniecznej instalacji 42V, obecnie nie przewiduje się wprowadzenia tego typu układów do seryjnej produkcji.

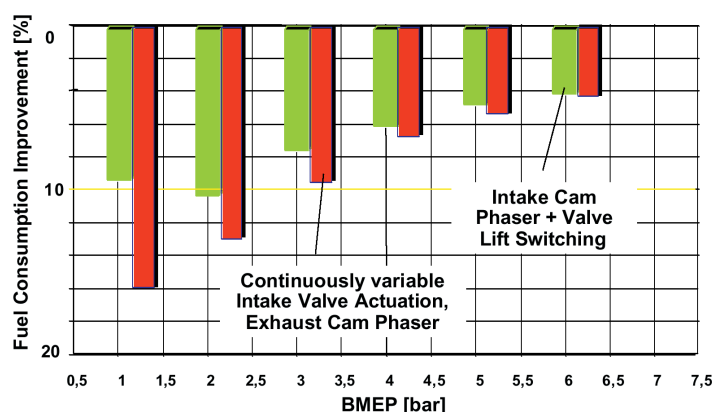
**Elektrohydrauliczne układy bezkrzywkowe** pozwalają osiągnąć dodatkowe korzyści jak zmianę wzniosu zaworu czy szybkości otwarcia i zamknięcia. Gdy zapewni się wystarczająco wysokie ciśnienie siły napędzające zawory są wystarczające nawet do bardzo szybkiej pracy. Przy małych prędkościach obrotowych i małym wzniosie pobór mocy jest porównywalny lub nawet mniejszy niż w tradycyjnym układzie rozrządu. System taki niesie ze sobą duży potencjał obniżenia zużycia paliwa, jak również poprawy przebiegu momentu obrotowego w dolnym zakresie prędkości oraz maksymalnej mocy. W chwili obecnej są realizowane szeroko zakrojone badania i osiągnięto już znaczny postęp, co pozwala przewidywać wprowadzenie układów EHVS do produkcji masowej w przewidywalnej przyszłości.

**System sterowania zaworami za pośrednictwem elektrohydraulicznie napędzanych krzywek** nie podlega takim ograniczeniom w zakresie dużych prędkości obrotowych jak układy bezkrzywkowe. Jednakże układy te umożliwiają ograniczoną zmienność i wykazują duże straty hydrauliczne, szczególnie na obciążeniach częściowych. Specjalne połączenie krzywki i napędu hydraulicznego stanowi najefektywniejszą, tanią bazę precyzyjnego sterowania samozapłonem na obciążeniach częściowych, tak w cylindrze, jak i w ramach obiegu (por. rozdział 2.4).

### 2.3. Bezpośredni wtrysk benzyny (DGI)

Od czasu, gdy po raz pierwszy w Japonii wprowadzono na rynek silnik typu DGI, także w Europie rozpoczęto intensywne prace nad udoskonaleniem tej konstrukcji. Jednak większość nowych rozwiązań DGI ciągle korzystała z istniejących rozwiązań i ograniczeń wykonawczych układów typu *Multi Point Fuel Injection* (MPFI) i w związku z tym proponowała umieszczenie wtryskiwacza z boku cylindra. Wynikająca stąd duża odległość pomiędzy wtryskiwaczem a świecą zapłonową wymagała odpowiedniego wspomagania przemieszczania mieszanki i jej uwarstwienia za pomocą kształtu denka tłoka oraz wiru powietrza.

W przypadku układów DGI 1-szej generacji często niedoceniano złożoności systemu i wymagań odnośnie ich dalszego rozwoju. Spowodowało to nie tylko opóźnione wprowadzenie ich na rynek, lecz również stosunkowo niewielkie obniżenie zużycia paliwa w zakresie 5 do 12% w teście NEDC.



Rys. 9. Praca na obciążeniach częściowych w przypadku mechanicznego sterowania fazami rozrządu [8]

Fig. 9. Part Load Performance of Mechanical Variable Valve Actuation [8]

system the actuation forces are sufficient even for high speed operation. With low speeds/lifts the power consumption is comparable or even lower compared to standard valve trains. This system is offering big potential for fuel efficiency improvement as well as increased low-end torque and peak-power. Currently, extensive development programs are going on and substantial progress is achieved resulting in a very positive outlook for bringing this EHVS systems to mass production in foreseeable future.

**Cam actuated electro-hydraulic valve actuation** systems have less high speed limitations than camless systems. Lost motion systems, however, offer only limited variability and suffer from high hydraulic losses especially at part load. A special combination of cam and hydraulic actuation is the most efficient low cost basis for a precise, cylinder and cycle resolved control of autoignition at part load. (refer to paragraph 2.4 of this paper).

### 2.3. Direct Gasoline Injection

Since the first market introduction of DGI in Japan, also in Europe significant further development activities were started to improve the performance of DGI. However, most of the new DGI systems were still developed under the main design and production constraints of respective base MPFI variants and consequently are featuring a side position of the injector. The resulting large distance between injector and spark plug requires a dedicated support of the mixture transport and stratification both by piston geometry and charge motion.

With the 1<sup>st</sup> generation of such wall- and/or air guided DGI concepts, the complexity of the complete system as well as the required sophistication of the development was often underestimated. This resulted not only in delayed market introduction, but also in relatively low fuel consumption reduction numbers in the range of 5 to 12% in the NEDC test cycle.

Whereas mid of the 90-th the fuel economy potential of DGI was assessed in the range of 20 to 25%, no solution to comply with stringent exhaust emission levels like EURO IV or even ULEV was envisaged at this time.

Ponieważ w połowie lat 90-tych XX wieku potencjalną obniżkę zużycia paliwa systemu DGI oceniano na 20 do 25%, nie widziano rozwiązania, które równocześnie spełniałoby ostre normy EURO IV czy nawet ULEV.

Obecnie sytuacja ulega całkowitej zmianie. Dzięki wyraźnemu postępowi w obróbce spalin emitowanych podczas spalania mieszanek ubogich, szczególnie technice katalizatorów DeNO<sub>x</sub>, pomiarowi NO<sub>x</sub> i odpowiedniego sterowania silnikiem, norma EURO IV może być spełniona również przez silniki spalające ładunek uwarstwiony. Jednakże korzyść ze zmniejszenia zużycia paliwa musi stanowić kompromis z możliwością obniżenia emisji. W związku z tym oszczędności wynikające z zastosowania DGI 1-szej generacji uległy zmniejszeniu nie tylko w wyniku stosunkowo małego spadku zużycia paliwa, ale również ze względu na znaczną złożoność systemu i jego wysokie koszty.

Zasadnicze wyzwanie układów mieszanki uwarstwionej polega na tym, że najdroższe elementy mogą być wykorzystane jedynie w wąskim zakresie pola pracy silnika. Szczególnie dotyczy to układu obróbki spalin powstających w wyniku spalania mieszanek ubogich, który obejmuje nie tylko katalizator DeNO<sub>x</sub>, lecz również bierną i czynną kontrolę temperatury spalin, czujniki NO<sub>x</sub>, sterowanie oczyszczaniem i regeneracją zgodnie z wymaganiami EMS – i stanowi zasadniczy element kosztów mimo, że wykorzystywany jest jedynie w wąskim zakresie obciążeń częściowych.

Stąd pojawiające się różne rozwiązania, których celem jest uatrakcyjnienie bezpośredniego wtrysku benzyny, rys. 10.

Rezygnacja ze spalania mieszanek uwarstwionych na rzecz mieszanek jednorodnych natychmiast zmniejsza związane z tym koszty i umożliwia rozpowszechnienie. Jednak również zmniejszeniu ulega korzyść związana ze zmniejszonym zużyciem paliwa. Najbardziej obiecujące jest zastosowanie mieszanki jednorodnej w układach DGI w silnikach doładowanych, gdzie korzyści wynikające ze zmniejszonej wrażliwości na spalanie stukowe mogą być najlepiej wykorzystane. Doładowanie może być także użyte do rozszerzenia obszaru pracy na mieszance uwarstwionej ku większym obciążeniom.

Układy z tworzeniem mieszanki w strudze wtryskiwanego paliwa (*Spray guided*), często nazywane układami DGI 2-giej generacji, charakteryzują się większą zdolnością do uwarstwienia aniżeli układy 1-szej generacji – tworzące uwarstwienie w wyniku kształtu komory czy zawirowania dopływającego powietrza – czego skutkiem może być zmniejszone zużycie paliwa i emisja spalin. Najbardziej obiecującym rozwiązaniem z punktu widzenia obniżenia emisji NO<sub>x</sub> w silnikach bez regulacji dławieniowej jest kontrolowany system samozapłonu.

Ciągle jednak należy pamiętać, że nie wszystkie korzyści osiągnięte podczas prac badawczych czy prototypowych udaje się uzyskać w produkcji masowej.

Znaczne wysiłki skierowano na cele, które jeszcze nie zostały upowszechnione. Częściowo dotyczy to takich możliwości systemu DGI jak zmniejszenie tworzenia osadów w układzie dolotowym, rzeczywistej oszczędności paliwa, trwałości itd., ale również niższej emisji i nowych strategii odciążenia silnika.

Today, the situation has completely changed. Due to significant progress in lean exhaust gas aftertreatment, especially DeNO<sub>x</sub> catalyst technology, NO<sub>x</sub>-sensing and engine control, EURO IV can be fulfilled even with stratified charge systems. The fuel economy benefit, however, has to be compromised towards low emission capability. Consequently, the cost efficiency of 1<sup>st</sup> Generation stratified charge DGI deteriorates not only due to comparably small fuel economy benefits but also due to large system complexity and high oncost.

The key challenge with stratified charge systems is that the benefits of the most expensive components can only be utilised in a small part of the engine operation range. Especially the lean exhaust gas aftertreatment system - featuring not only the DeNO<sub>x</sub> catalyst, but also passive or even active exhaust gas temperature management, NO<sub>x</sub> sensor, purge and regeneration control with the respective EMS requirements – is the major on cost factor, but only utilised at low part load.

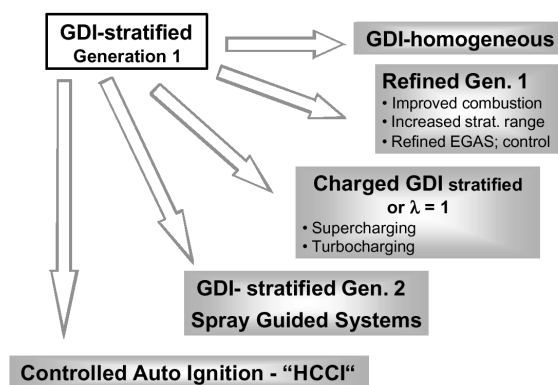
Therefore different approaches to enhance the attractiveness of DGI are currently followed, Figure 10.

Skipping the stratified operation and changing towards a pure homogeneous system, immediately reduces the oncost and allows worldwide application. The fuel economy benefit however, is also reduced. Most attractive is a homogeneous application of DGI with charged engines, where the benefits of DGI in view of improved knock behaviour can be utilised most effectively. Charging can be also used to extend the area of stratified operation towards higher engine loads.

Spray guided systems, often mentioned as “2<sup>nd</sup> Generation of DGI”, offer a better stratification capability than the so called “1<sup>st</sup> Generation” – wall or air guided systems – resulting in improved fuel economy and emission. Ultimately controlled auto ignition offers the most promising option for extreme low NO<sub>x</sub> emission within unthrottled operation.

However, it must be considered that not the whole potential obtained with concepts or pre-production samples can be finally obtained also within volume production.

Quite significant development efforts are targeted towards areas which were not yet communicated intensively. These are partially concern areas like intake system deposit forma-



Rys. 10: Koncepcje przyszłych rozwiązań DGI

Fig. 10. Approaches for Future DGI Systems



Niektóre z wymienionych korzyści mogą być zastosowane nie tylko w układach spalających mieszanki uwarstwione ale również mieszanki jednorodne. Stosując strategię odpowiedniego podwójnego (podzielonego) wtrysku, zarówno emisja węglowodorów podczas rozgrzewania katalizatora może być zmniejszona, jak również sam okres rozgrzewania może ulec skróceniu, rys. 11.

### 2.3.1. Połączenie DGI i turbodoładowania

Bezpośrednie doprowadzenie paliwa do komory spalania ma korzystny wpływ zarówno na sprawność, jak i temperaturę ładunku. Wzmoczone chłodzenie ładunku istotnie obniża skłonność do spalania stukowego i pozwala na zwiększenie stopnia sprężania o 1 do 1,5 jednostek w porównaniu z podobnym silnikiem MPI. Ponieważ jednak stopień sprężania nie wpływa liniowo na wzrost sprawności, opisane korzyści są największe w przypadku silników doładowanych pracujących z mniejszym stopniem sprężania niż silniki wolnossące. Tak więc również podczas pracy na obciążeniach częściowych z mieszanką jednorodną pobór mocy przez pompę wysokiego ciśnienia jest rekompensowany wyższą sprawnością cieplną silnika DGI, co skutkuje jednostkowym zużyciem paliwa na obciążeniach częściowych w stosunku do silnika MPI.

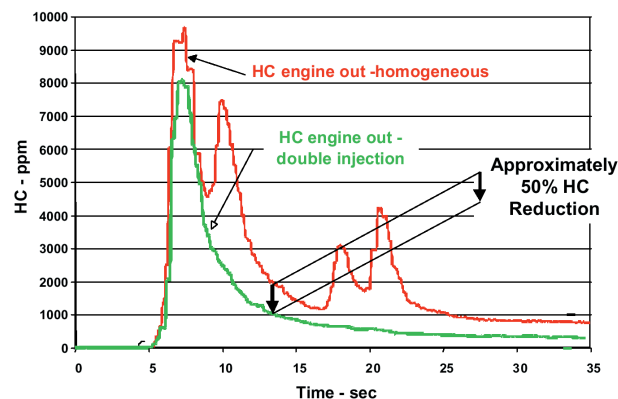
Wcześniejsze rozpoczęcie spalania na granicy spalania stukowego skutkuje wydajniejszym spalaniem pozwalającym na zmniejszenie ciśnienia doładowania dla osiągnięcia jednakowego  $p_c$  i daje niższe temperatury wydechu w przypadku DGI. Szczególnie dla wyższych prędkości obrotowych zmniejszona temperatura wydechu ma ponadproporcjonalny wpływ na wzbogacenie mieszanki konieczne dla ograniczenia temperatury na dolocie do turbiny (np. 950-980°C). To również sprzyja zmniejszeniu zużycia paliwa.

Drugą kluczową zaletą bezpośredniego wtrysku benzyny DGI w silniku doładowanym jest zdecydowana poprawa przebiegu momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych. W celu osiągnięcia maksymalnego ciśnienia doładowania i maksymalnego momentu przy małych prędkościach obrotowych, otwieranie zaworów musi być tak dopasowane, aby uzyskać skuteczne przepłukanie (np. duże przekrycie zaworów). Jednak w przypadku silnika MPI oprócz świeżego powietrza również niespalone paliwo dostaje się bezpośrednio do wydechu i powoduje reakcje egzotermiczne w katalizatorze.

Z powodu znacznego nadmiaru powietrza nie można uniknąć tych reakcji egzotermicznych nawet przez znaczne wzbogacenie mieszanki, więc tego rodzaju przepłukanie w przypadku silnika MPI jest ograniczone temperaturą katalizatora. W związku z tym przebieg momentu obrotowego w dolnym zakresie prędkości obrotowych w przypadku silnika doładowanego wyposażonego w jeden lub dwa przestawiacze krzywek można zdecydowanie polepszyć przez zastosowanie DGI i odpowiednie ustawienia rozrządu, unikając ucieczki niespalonej mieszanki. Ze względu na dużą liczbę zmiennych jakie powinny być optymalizowane, do cechowania układu powinny być stosowane metody statystyczne, jak np. DoE. Oprócz poprawy wskaźników pracy, zastosowanie DGI umoż-

liwienie, real world fuel economy, durability etc. but also additional potentials for DGI like low emission capability, new light off strategies etc.

Some of these benefits can be utilised not only for stratified charge systems, but also for homogeneous concepts. With adequate double (split) injection strategies both the HC-engine out emission during catalyst light off phase as well as light-off time can be significantly reduced, Figure 11.



Rys. 11. System DGI – podgrzewanie reaktora katalitycznego z podwójnym wtryskiem

Fig. 11. DGI – Catalyst Heating with Double Injection

### 2.3.1. Combination of DGI and Turbocharging

The direct introduction of the fuel into the combustion chamber has positive effects both on volumetric efficiency and charge temperature. The enhanced charge cooling significantly improves the knock behaviour and allows a 1 to 1,5 units higher compression ratio than with a respective MPFI engine. As the compression ratio has a non linear effect on engine efficiency, the resulting benefits are most significant with charged engines which are generally operated at lower compression ratios than naturally aspirated engines. Thus even with homogeneous part load operation the power consumption of the high pressure pump is overcompensated by the higher thermal efficiency of the DGI resulting in better part load BSFC than with MPFI.

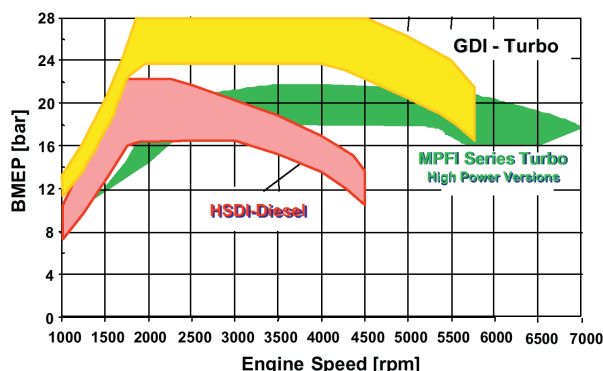
The earlier combustion phasing at detonation border line results in a more efficient combustion requiring less boost pressure for equal BMEP and resulting in significantly lower exhaust gas temperatures with DGI. Especially with higher engine speeds those reduced exhaust gas temperatures have an over proportional effect on the enrichment necessary to limit turbine inlet temperatures (e.g. 950-980°C). This again results in improved fuel efficiency.

The second key advantage of DGI for turbocharged engines is a significantly improved low end torque behaviour. To obtain maximum boost pressure and torque at low engines speeds, the valve events have to be adjusted in such a way that significant scavenging is obtained (e.g. large valve overlap). With MPFI, however, not only fresh air but also unburned fuel is directly transported into the exhaust and results in exothermal reactions in the catalyst.

Due to high amount of excess air these exothermal reactions cannot be avoided even by excessive enrichment so

liwia osiągnięcie korzyści także jeśli chodzi o emisję, szczególnie w tym zakresie pracy.

Tak więc przez połączenie turbodoładowania, przestawiania kąta początku wtrysku i DGI można osiągnąć bardzo korzystną charakterystykę w całym zakresie obciążeń - zarówno poprawę momentu w dolnym zakresie prędkości, jak i dużą moc w górnym zakresie, co pokazano na rys. 12.



Rys. 12. Charakterystyka pełnej mocy silnika turbodoładowanego

Fig. 12. Full Load characteristics of turbocharged engines

W porównaniu z obecnie produkowanymi doładowanymi silnikami MPI, charakterystyka momentu obrotowego doładowanego silnika DGI jest zupełnie inna. Szczególnie dla małych prędkości obrotowych można uzyskać bardzo dużą wartość momentu podobną do rozwijanego przez turbodoładowany silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem. W ramach rozsądnie przyjętych ograniczeń maksymalne osiągi są w mniejszym stopniu ograniczane termodynamiką a bardziej liniową charakterystyką dostępnych wtryskiwaczy i konstrukcją mechaniczną silnika.

Wymagane zubożenie mieszanki palnej skutkuje korzystnym zużyciem paliwa również w górnym zakresie prędkości obrotowych. Wskaźnik ok. 85 kW z litra pojemności skokowej silnika można uzyskać przy jednostkowym zużyciu paliwa na poziomie 300 g/kWh.

Oprócz zapewnienia korzystnego zużycia paliwa na pełnym obciążeniu, przestawiacze rozrzędu mogą być użyte do sterowania obciążeniem i wymianą gazów na obciążeniach częściowych, w wyniku czego uzyskuje się zmniejszenie zużycia paliwa nawet w przypadku pracy z mieszanką jednorodną. Również charakterystyka turbosprężarki może być lepiej dopasowana do pracy w zakresie małego momentu obrotowego.

Zmniejszenie mocy jednostkowej sprzyja takiemu kształtowaniu charakterystyki turbosprężarki, by była lepiej dopasowana do osiągnięcia większego momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych. Tak zwane „miękkie turbo” (< 80 kW/dm<sup>3</sup>) pozwala osiągnąć jednostkowy moment obrotowy porównywalny z momentem silników doładowanych w zakresie prędkości ok. 1500 obr/min. Obecnie opracowywane silniki turbodoładowane charakteryzują się znacznie poprawionym początkowym odcinkiem przebiegu momentu obrotowego kosztem zmniejszenia mocy, rys. 13.

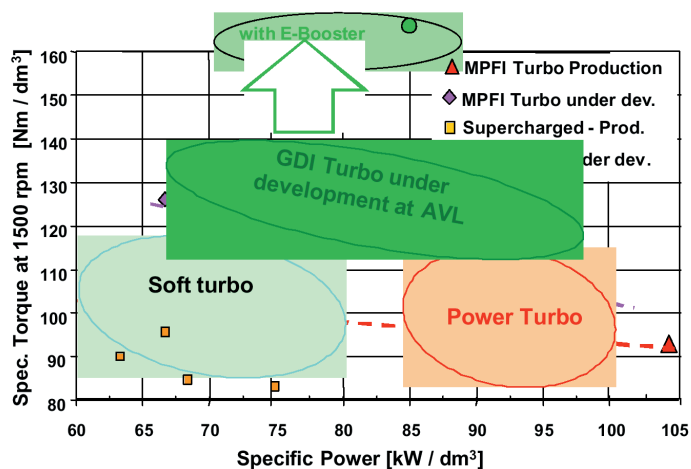
that such scavenging strategies are limited with MPFI by catalyst mid-bed temperatures. Consequently the low end torque behaviour of turbocharged engines with one or two cam phase shifters can be significantly improved by the application of DGI and adequate valve events, avoiding scavenging of fuel. Due to the large amount of variables to be optimised in parallel, statistical methods like DoE have to be applied for the calibration of such systems. Beside the improved performance the DGI offers significant benefits also in view of engine out emissions especially in this operating range.

Thus with the combination of turbocharging, cam phase shifter and DGI very attractive full load characteristics both with excellent low end torque and high power output can be obtained, Figure 12.

Compared to current production MPFI Turbo engines, the torque characteristics of the turbocharged DGI is quite different. Especially at low speeds, an extremely high low end torque similar to turbocharged DI-Diesel engines can be obtained. Within reasonable packaging constraints the maximum performance is less limited by thermodynamics, but more by the linearity range of currently available injectors and the mechanical integrity of the base engine.

The reduced enrichment requirement results in attractive fuel consumption even at high full load speeds. A specific performance of about 85 kW/L can be obtained within BSFC values in the range of 300 g/kWh.

Besides attractive full load fuel consumption, the phase shifters can also be utilised for load and residual gas control at part load and result in attractive part load fuel consumption even with homogeneous operation. With lower specific power output the characteristics of the turbocharger can be better adjusted towards low speed torque. So called “soft-turbo” applications (< 80 kW/L) offer similar specific torque at 1500 rpm compared to supercharged engines. Turbocharged engines currently under development offer a significantly more favourable low end torque versus power trade off, Figure 13.



Rys. 13. Jednostkowy moment obrotowy doładowanych silników ZI

Fig. 13. Specific torque of charged gasoline engines

### 2.3.2. Koncepcja „downsizingu/downratingu” turbodoładowanych silników DGI

Turbodoładowany silnik DGI stanowi idealną podstawę do realizacji koncepcji *downsizingu* o zwiększonej sprawności. W celu osiągnięcia 10% mniejszego zużycia paliwa potrzebne jest zarówno zmniejszenie pojemności skokowej, jak i zmiana najwyższego przełożenia skrzyni biegów. Skoro rozkład obciążenia wyraźnie zostaje przesunięty ku wyższym wartościom momentu obrotowego, wybierana jest praca z ładunkiem jednorodnym a nie uwarstwionym nie tylko z powodu skomplikowania układu, lecz również z punktu widzenia kosztów.

Dla użytkowników najważniejszym wskaźnikiem decydującym o zgodzie na *downsizing* jest zdolność do przyspieszeń, szczególnie w zakresie niskich prędkości obrotowych. Charakterystykę silnika doładowanego można przedstawić jako zależność maksymalnej rozwijanej mocy od momentu obrotowego przy małej prędkości, np. 1500 obr/min, która może być reprezentatywna dla zdolności do nagłego przyspieszania, rys. 13.

Zastosowanie dopasowanego schematu przepłukania w powiązaniu z bezpośrednim wtryskiem i podwójnym przestawiaczem faz rozrządu daje nie tylko korzystniejszy moment w warunkach ustalonych, ale również zdecydowanie szybszy jego przyrost w warunkach nieustalonych. Właściwości jezdne takiego silnika i przekładni automatycznej są porównywalne z silnikami wolnossącymi o dużej pojemności skokowej. W przypadku przekładni ręcznej współczynnik *downsizingu*  $> 0,7$  plus duże przełożenie biegu najwyższego wymagają skomplikowanego doprowadzenia ładunku dla uzyskania odpowiednich właściwości jezdnych. Czynnikiem poprawiającym przebieg momentu obrotowego jest zarówno impulsowe doprowadzenie ładunku, jak i turbina o zmiennej geometrii i dodatkowe doładowanie sprężarką o napędzie elektrycznym (E-Booster). Odpowiednie zaprojektowanie układu sprawia, że wymagana moc dodatkowej sprężarki elektrycznej jest na tyle mała, że wystarcza system 12 V. Ponieważ dodatkowe doładowanie sprężarką elektryczną przesuwają zakres pracy turbosprężarki w kierunku większych sprawności, poprawa w stanach nieustalonych jest na tyle istotna, że wystarcza do osiągnięcia doskonałych właściwości jezdnych nawet z przekładnią ręczną i *downsizingiem*.

### 2.3.3. Układy DGI z z tworzeniem mieszanki przy pomocy strugi paliwa

Pierwsze rozwiązania wtrysku bezpośredniego pojawiły się zanim w systemach zawierających wykorzystujących ściankę komory lub wir powietrza zastosowano niewielki odstęp między wtryskiwaczem a świecą zapłonową, rys. 14. Jednak w tym czasie układy te były mało doskonałe z powodu nieodpowiedniej konstrukcji wtryskiwaczy. Dzięki istotnemu postępowi w konstrukcji wtryskiwaczy znaczenie tego typu systemów ponownie wzrosło. Niewielki odstęp między wtryskiwaczem a świecą pozwala uzyskać dosko-

### 2.3.2. Turbocharged DGI Downsizing/Downrating Concepts

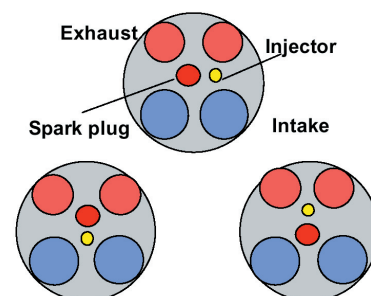
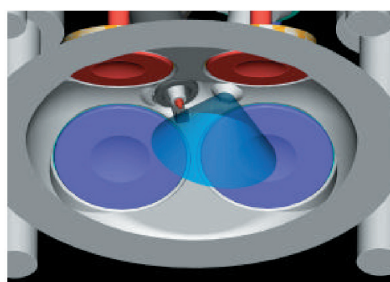
Consequently, such a turbocharged DGI concept is the ideal basis for a fuel efficient downsizing concept. For fuel consumption benefits larger than 10% both a moderate reduction of displacement and a longer final drive ratio are required. As the load distribution is significantly shifted towards higher engine loads, a homogeneous concept is preferred for such applications compared to a stratified version not only in view of system complexity, but also in view of cost efficiency.

Most important for the customers acceptance of downsizing concepts is the acceleration behaviour, especially the torque response with extremely low engine speeds. The characteristics of charged engines can be described by the relation of maximum power output versus torque at low speed, e.g. 1500 rpm being representative for the drive away behaviour, Figure 13.

The utilisation of a dedicated scavenging strategy with DGI and double cam phasers results not only in improved steady state torque, but also in significantly accelerated torque build up in transients. With automatic transmission the driveability is comparable to naturally aspirated engines with large displacement. With manual transmission downsizing factors  $> 0,7$  combined with long final drive ratios require a more sophisticated charging unit for best driveability. Both impulse charging, variable turbine geometry or an additional E-Booster enhance the transient torque built up. With adequate system layout the required power of an E-Booster system can be reduced so that a 12V system is sufficient. As the additional charging by the E-Booster shifts the operation range of the turbocharger towards improved efficiencies, the transient improvement is quite significant and sufficient to obtain excellent driveability even with dedicated downsizing concepts and manual transmission.

### 2.3.3. Spray guided DGI combustion systems

Already the first DGI concepts developed even before the wall and air guided systems featured a close spacing between injector and spark plug, Figure 14. However, at this time such systems were still handicapped by insufficient injector technology. Due to the significant progress in injector technology, such systems recover importance. The close spacing results in excellent stratification capability and higher



Kys 14. Układ DGI z tworzeniem mieszanki przy pomocy strugi paliwa (*spray guided*)

Fig. 14. Arrangements for spray guided DGI Combustion Systems



nałą zdolność do uwarstwienia i poprawić zużycie paliwa w porównaniu ze wspomnianymi układami wykorzystującymi ścianki komory lub zawirowanie powietrza, rys. 15.

Zarówno uwarstwienie, jak i tworzenie mieszanki uzależnione są w dużej mierze od samego wtryskiwacza. Z powodu niewielkiego odstepu między wtryskiwaczem i świecą zapłonową znacznie zmniejszył się czas potrzebny na tworzenie mieszanki. W związku z tym znacznie wzrosły wymagania dotyczące wtryskiwacza w porównaniu z wcześniej wspomnianymi konstrukcjami. W przypadku konwencjonalnego zapłonu iskrowego iskra musi pojawić się na brzegu wtrysniętej strugi by zapobiec wypadaniu zapłonów. Stąd kształt rozpylonej strugi paliwa, a szczególnie kąt rozpylenia musi być w zasadzie stały bez względu na warunki pracy silnika i tym samym pozostawać niezależny od momentu wtrysku i ewentualnego przeciwcisnienia. W konsekwencji, wtryskiwacze generujące zawirowanie – powszechnie stosowane w systemach 1-szej generacji – nie nadają się do tego celu. W chwili obecnej wtryskiwacze piezoelektryczne otwierające się na zewnątrz charakteryzują się pewnymi zaletami jeśli chodzi o tworzenie mieszanki i ich zastosowanie.

Kształt geometryczny komory spalania, jak również ruch ładunku można zaprojektować zwracając mniejszą uwagę na wymagania dotyczące pracy pod pełnym obciążeniem czy masę tłoka, jak miało to miejsce w przypadku układów wtryskowych 1-szej generacji.

fuel efficiency improvement compared to alternative wall and air guided concepts, Figure 15.

Both stratification and mixture formation are largely controlled by the injector itself. Due to the small spatial distance between injector and spark plug the time available for mixture formation is significantly reduced. Consequently the requirements for the injector are higher than with wall or air guided systems. With conventional spark ignition the spark has to be arranged in the rim zone of the injection spray to avoid spark plug fouling. Consequently the spray shape, especially the spray angle, has to be kept largely constant under all engine operation conditions and thus independent from injection timing and the respective backpressure. As a consequence, swirl injectors, as widely used for Generation 1 systems, are not a preferred solution for spray guided systems with conventional spark ignition. Outwardly opening injectors such as Piezo-type injectors currently provide specific advantages in mixture formation and application.

Combustion chamber geometry as well as charge motion can be designed with less compromises concerning full load requirements and piston weight than with Gen.1 combustion systems.

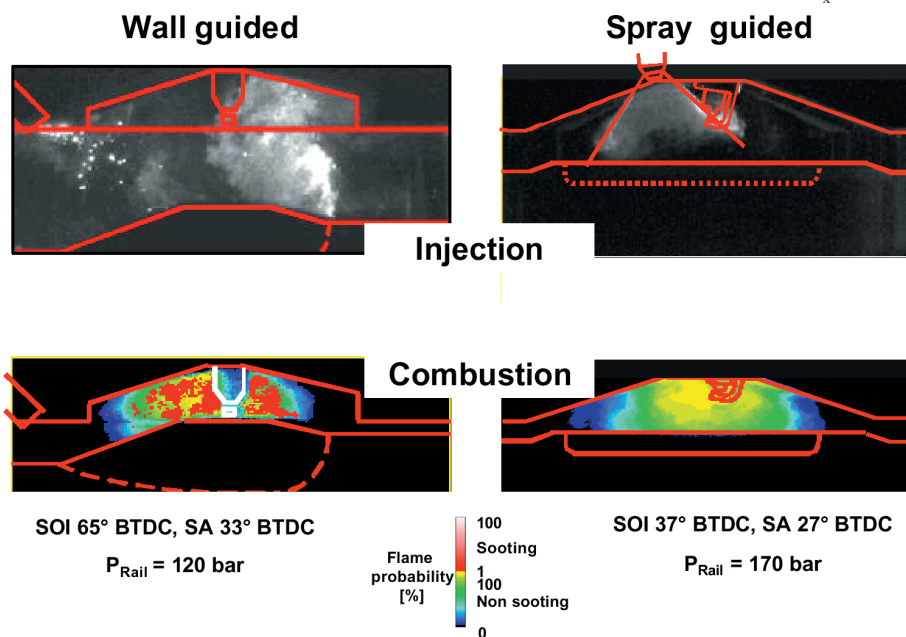
With adequate spray characteristics the combustion performance is significantly better than with wall or air guided systems. The more compact mixture cloud results both in lower HC and NO<sub>x</sub> emissions, a more appropriate later combustion phasing reduces the wall heat losses and consequently improves fuel consumption, Figure 16.

For the NEDC test cycle about 5% better fuel economy than with Generation 1 DGI combined with more than 30% lower HC emission can be expected. As especially in the upper stratification range HC emissions and consequently exothermal reactions and gas temperatures at the DeNOx catalyst are reduced, the conditions for the lean exhaust gas aftertreatment are significantly improved.

However, the central arrangement of the injector usually requires much more significant modifications to existing cylinderhead designs

than only adapting a base MPFI cylinderhead towards a wall guided DGI variant. The central position of the injector also raises injector tip temperatures and consequently deposit formation risk at the injector. Both deposit formation as well as spark plug durability are major development issues.

As a future alternative, Laser induced ignition might be an attractive alternative, Figure 17.



Rys. 15. Rozpylenie i spalanie w 1-szej i 2-giej generacji układów DGI  
Fig. 15. Spray and Combustion Characteristics of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> Generation DGI Systems

Dzięki właściwie ukształtowanej strudze paliwa przebieg spalania jest zdecydowanie lepszy niż w systemach z tworzeniem mieszanki z wykorzystaniem ścianki lub zawirowania powietrza.

Bardziej zwarta chmura mieszanki daje mniejszą emisję węglowodorów i tlenków azotu, a odpowiednio opóźnione spalanie zmniejsza straty na ściankach i tym samym poprawia zużycie paliwa, rys. 16.

Można się spodziewać, że w cyklu NEDC będzie można osiągnąć 5% spadek zużycia paliwa i ok. 30% spadek emisji HC w porównaniu z układami 1-szej generacji. Istotnej poprawie ulegają warunki oczyszczania spalin mieszanek ubogich, szczególnie w górnym zakresie uwarstwienia, ponieważ emisja HC oraz związane z nią reakcje egzotermiczne i temperatura pracy katalizatora DeNOx zmniejszają się.

Jednakże centralne usytuowanie wtryskiwacza zwykle wymaga znacznie istotniejszych modyfikacji konstrukcji głowicy aniżeli w przypadku zwykłej głowicy MPI przystosowanej do wtrysku bezpośredniego ze strugą prowadzoną po ścianie. Takie umieszczenie wtryskiwacza powoduje także wzrost temperatury końcówki wtryskiwacza i niebezpieczeństwo pojawienia się na nim nagaru, co stanowi dodatkowe zagrożenie. Tworzenie nagaru i trwałość świecy zapłonowej stają się obecnie podstawowymi problemami.

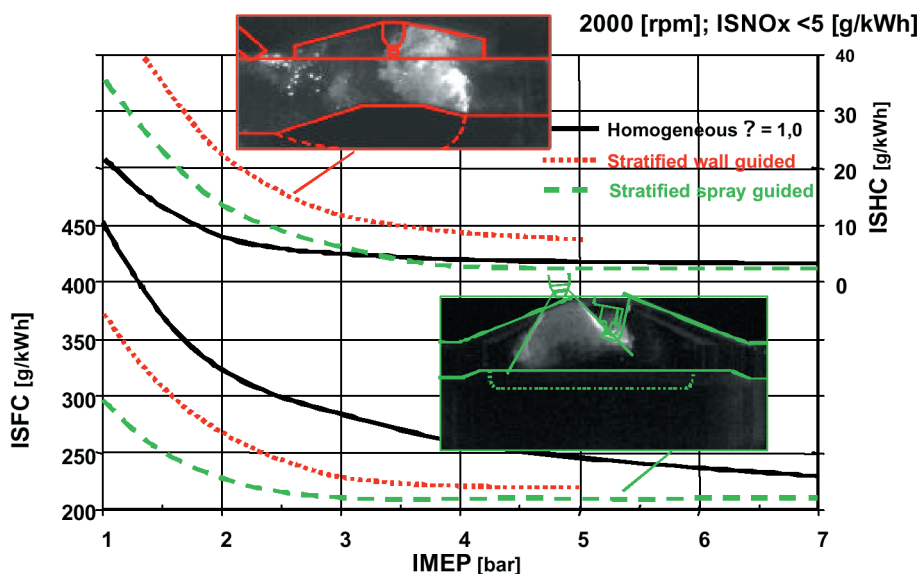
Jako rozwiązanie przyszłościowe przewiduje się zapłon za pomocą promienia laserowego, rys. 17.

Jeśli punkt pojawienia się zapłonu związany jest jedynie z ogniskową soczewek a nie zależy od wysunięcia świecy, można go ustawić w stożku wtryskiwanego paliwa bez obawy zaolejenia świecy. Z punktu widzenia niezawodnego zapłonu możliwym rozwiązaniem zastosowanie wtryskiwaczy wytwarzających zawirowanie. Obecnie tego typu układy zapłonowe potwierdziły swoje możliwości na etapie badawczym i ciągle jeszcze wymagają dalszych badań.

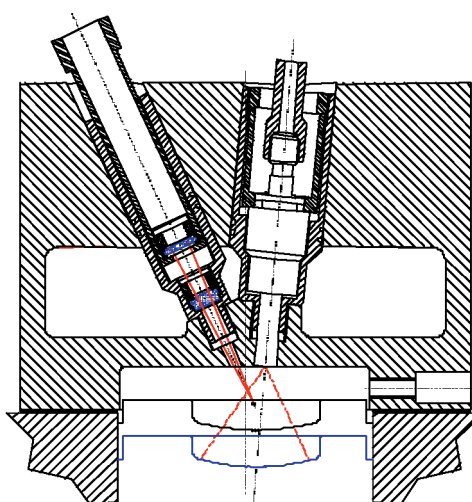
## 2.4 Sterowany samozapłon

Innym, obecnie intensywnie badanym wariantem jest samozapłon mieszanki homogenicznej (HCCI-Homogeneous Charge Compression Ignition, znane również jako *Controlled Auto Ignition*) z dużym stopniem recyrkulacji spalin. Tego typu systemy umożliwiają spalanie mieszanek ubogich bez konieczności stosowania katalizatorów redukujących tlenki azotu i charakteryzujące się zużyciem paliwa podobnym jak w przypadku silników GDI z mieszkanką uwarstwową. Jednak do zapłonu mieszanki jednorodnej konieczne jest skomplikowane sterowanie. Rozwiązanie to jak dotąd nie zostało sprawdzone w produkcji masowej.

Sterowanie samozapłonem odbywa się głównie poprzez ciśnienie sprężania i temperaturę, skład mieszanki i właściwości paliwa. Warunki te są w głównej mierze określone w momencie zamknięcia zaworu dolotowego. Zapłonu nie moż-



Rys. 16. Charakterystyka mocy częściowych systemu DGI  
Fig. 16. Part Load Performance of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> Generation DGI



Rys. 17. Zapłon laserem mieszanki tworzonej przez strugę wtryskiwanego paliwa

Fig. 17. Laser Ignition with Spray Guided DGI

As the ignition point is only determined by the focus of the respective lens and not by the protrusion of the spark plug, the ignition point can be directly set within the main spray cone without the risk of spark plug fouling. Thus, from viewpoint of reliable ignition even swirl injectors would be a feasible solution. Currently such ignition systems just have proven principal function at a research level and still require significant further development efforts.

## 2.4 Controlled Auto Ignition

Another variant, which is currently being developed, is the homogenous auto ignition (HCCI-Homogeneous Charge Compression Ignition, also known as *Controlled Auto Ignition*) with very high exhaust gas recirculation rates. These combustion methods enable a lean combustion without NOx-trap catalyst and with the same fuel consumption as stratified GDI engines. Homogenous auto ignition requires, however, a more complex engine control. Application under production conditions has not been tested yet.

Auto Ignition is controlled primarily by compression pressure and temperature, mixture composition and fuel characteristics. These conditions are largely pre-determined at in-

na zapoczątkować podobnym impulsem jak iskra w silniku ZI czy wtrysk paliwa w silniku ZS, lecz jedynie samym sprężaniem. Parametrami pozwalającymi sterować samozapłonem jest udział spalin, gęstość ładunku i proces wtrysku. Pozostałość spalin wpływa na samozapłon w dwojaki sposób: poprzez wpływ na całkowitą temperaturę ładunku co ma istotny znaczenie dla wystąpienia samozapłonu oraz ilość gazu obojętnego, która określa szybkość wywiązywania się ciepła. Stąd duża ilość spalin potrzebna jest zarówno do pewnego zainicjowania samozapłonu, jak i do ograniczenia szybkości spalania.

Recyrkulacja spalin może być sterowana dwoma metodami:

- Przez wczesne zamknięcie zaworu wylotowego odpowiednia ilość spalin jest zatrzymana w cylindrze. Zamiast usunięcia spalin poza cylinder są one sprężane. Wtrysk paliwa do takiego ośrodka powoduje reakcje wstępne. Tego typu strategia sterowania jest szczególnie korzystna w tych warunkach pracy silnika, gdzie sama energia spalin nie wystarcza do zapoczątkowania samozapłonu.
- Duży udział spalin w cylindrze można również uzyskać przez recyrkulację spalin, które już opuściły cylinder. By jednak utrzymać odpowiednią temperaturę nie można tego zrobić przez zewnętrzny EGR za zaworami wylotowymi, ale bezpośrednio z kanału wylotowego przez ponowne otwarcie jednego zaworu wylotowego podczas suwu dolotu. Można to również osiągnąć oddzielnie w każdym cylindrze za pomocą stosunkowo prostego hydraulicznego wspomaganie napędu zaworów.

Przez zawór elektromagnetyczny „zaawansowany popychacz hydrauliczny” zostaje zasilany olejem pod dużym ciśnieniem, co pozwala dobrać okres jego otwarcia indywidualnie do cylindra i cyklu. W ten sposób hydraulicznie wywołany wznios (ok. 3 mm) dodaje się do krzywej wzniosu krzywki, zwykle drugi wznios jednego z zaworów wylotowych pojedynczego cylindra. Dolot świeżego powietrza sterowany jest za pomocą standardowych elementów jak przepustnica, przełączalny popychacz czy przestawiacz krzywki zaworu dolotowego, rys. 18.

Póki samozapłon może być realizowany jedynie w wąskim zakresie pracy silnika, efektywność ekonomiczna tego rozwiązania ma decydujące znaczenie. Zastosowanie elementów potrzebnych do wywołania samozapłonu możliwe jest także podczas pracy silnika z zapłonem iskrowym, co w istotnym stopniu obniża koszty zastosowania. Z tego względu wymagania odnośnie ekonomicznej pracy z zapłonem iskrowym w znacznym stopniu wpływają na rozwiązanie konstrukcyjne układu. Zmienne fazy rozrządu potrzebne do sterowania samozapłonem wykorzystane zostały do sterowania wewnętrzną recyrkulacją spalin i zmniejszenia strat wymiany ładunku także podczas pracy z zapłonem iskrowym. Wartość stopnia sprężania dobierana jest pod kątem najlepszej pracy silnika ZI w zakresie maksymalnych obciążeń. Dzięki zastosowaniu bezpośredniego wtrysku i opty-

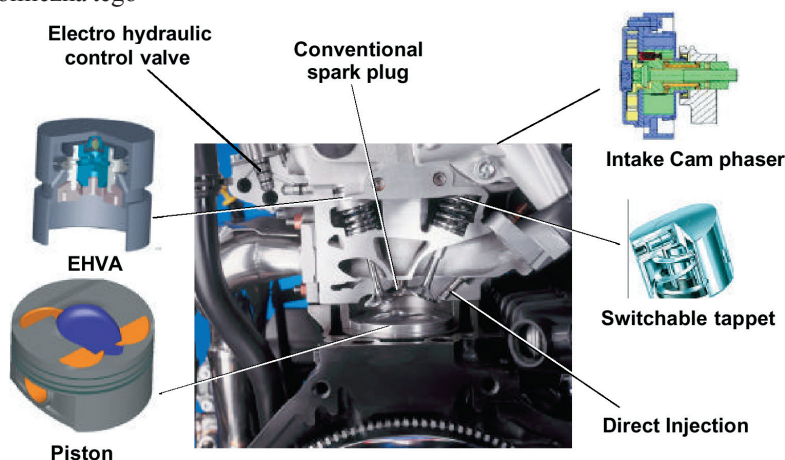
take valve closing. The ignition is not initiated by an event that can easily be triggered like a spark with Gasoline engines or injection with Diesel engines, but by the compression process itself. The control parameters used for the initiation of auto ignition are residual gas fraction, charge density and injection process. The residual gas fraction influences the combustion in two important ways: the impact on the overall charge temperature has a major influence on the start of auto ignition, the amount of inert gas determines the rate of heat release. Thus a high amount of residual gas is required both for a reliable start of auto ignition and a limitation of combustion speed.

The residual gas amount can be controlled by two methods:

- By early exhaust valve closing a corresponding amount of residual gas is trapped in the cylinder. Instead of flushing this gas out of the cylinder it is compressed. Injection of fuel into this compressed residual gas results in pre-reactions. Such a control strategy is beneficial especially in those parts of the map, where the residual gas energy alone is not sufficient for initiation of auto ignition.
- High residual gas in the cylinder can also be obtained by re-circulation of gas that already has been exhausted. For high residual gas temperatures this must not be done by external EGR via the intake valves, but directly from the exhaust port by a second opening of one exhaust valve during the intake stroke. This can be managed even individually for each cylinder by a relatively simple hydraulically superposed valve train system.

By an electrically controlled solenoid an “advanced hydraulic tappet” is supplied with high pressure oil for a cylinder and cycle selective time period. Thus a mechanically fixed lift (about 3 mm) is superimposed to the mechanical lift curve, usually a second lift of one exhaust valve per cylinder. The intake air is controlled by standard components like throttle plate, switchable tappet and intake cam phaser, Figure 18.

As the auto ignition covers only a small part of the whole engine map, cost efficiency of the systems is most decisive. The utilisation of the components necessary for auto igni-



Rys. 18. Schemat układu AVL CSI (Compression and Spark Ignition)

Fig. 18. Layout of AVL CSI (Compression and Spark Ignition) System



malizacji spalania inicjowanego iskrą można zwiększyć stopień sprężania do 12.

Najistotniejsze parametry sterowania w przypadku samozapłonu to temperatura ładunku, ciśnienie w cylindrze, udział pozostałości spalin, współczynnik nadmiaru powietrza oraz jednorodność ładunku. Na parametry te mogą oddziaływać fazy rozrządu, ciśnienie i temperatura w układzie dolotowym i wylotowym itd. Jednak, z powodu skomplikowanych zależności między tymi parametrami niemożliwe jest zastosowanie standardowego rozwiązania indywidualnego sterowania pojedynczym zaworem dolotowym i wylotowym. Muszą więc zostać opracowane nowe algorytmy sterowania. Takie sterowanie ładunkiem wymaga sterowania w czasie rzeczywistym opierającym się na modelu fizycznym a nie na standardowym modelu empirycznym. Ze względu na znaczny wpływ poprzedniego cyklu pracy na proces samozapłonu, z dzisiejszego punktu widzenia nieodzowne jest sterowanie ładunkiem w ramach pojedynczego obiegu. Wynikiem rozwoju konstrukcji AVL CSI było uzyskanie dobrej pracy w warunkach niestabilnych 4-cylindrowego silnika CSI.

Połączenie wszystkich trybów pracy, włączając w to spalanie mieszanki uwarstwionej na biegu jałowym zostało już osiągnięte i przedstawione przez AVL. Strategia sterowania pracą silnika CSI w różnych warunkach obciążenia została zaprezentowana na rys. 19.

### 3. Wnioski

Zależnie od zastosowania można przewidywać różne kierunki rozwoju zarówno standardowych silników MPI, jak i silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny. W każdym przypadku głównym celem będzie zmniejszenie zużycia paliwa oraz obniżenie kosztów systemu. Jeśli jednak potencjalne oszczędności w zużyciu paliwa można precyzyjnie przewidywać, tablica 1, to kwestia kosztów silników benzynowych będzie zależała od akceptacji przez klientów i wielkości ich sprzedaży na rynku.

W najbliższej przyszłości w produkcji masowej będzie dominował standardowy silnik MPI lecz zostanie unowocześniony o takie rozwiązania jak zmienny ruch ładunku. Coraz popularniejsza będzie zmiana faz rozrządu osiągana głównie sposobami mechanicznymi jak przedstawicze krzywek czy przełączalne popychacze. Należy się spodziewać, że pojawią się w niewielkiej liczbie w pełni sterowalne układy rozrządu, natomiast układów bezkrzywkowych nie należy się spodziewać w ciągu najbliższych lat, choć wysiłki w tym kierunku będą kontynuowane.

tion control also with spark ignited operation influences the cost benefit calculation significantly. Thus, the requirements for fuel efficient spark ignited operation largely influences the system layout. The valve train variability necessary for auto ignition control is utilised for residual gas control and reduction of gas exchange losses also during the spark ignited operation. The compression ratio is selected in view of best full load spark ignited performance. By utilising direct injection and optimisation of spark ignited combustion, a CR of 12 can be applied.

The most relevant control parameters for auto ignition are charge temperature and cylinder pressure, residual gas fraction, air/fuel ratio and charge homogenisation. These parameters can be influenced by valve events, pressure and temperature in intake and exhaust system etc. However, due to the complex interaction of these parameters standard single input-single output control concepts are not applicable, therefore new control algorithms have to be applied. Such a charge control requires a real time control based on physical models instead of standard empirical models. As the auto ignition process is significantly influenced by the former cycle, from today's point of view a cycle resolved charge control is mandatory. As result of AVL's CSI development program, the smooth transient operation of a 4-cylinder CSI engine already has been demonstrated.

The combination of all the operation modes, including stratified idle combustion, has been developed and already published by AVL. The operation strategies for different load conditions of the CSI engine are illustrated in Figure 19.

### 3. Conclusion

Depending on the respective application, quite different development routes will be seen in the future for standard MPFI as well as for DGI engines. Anyway, the main drivers

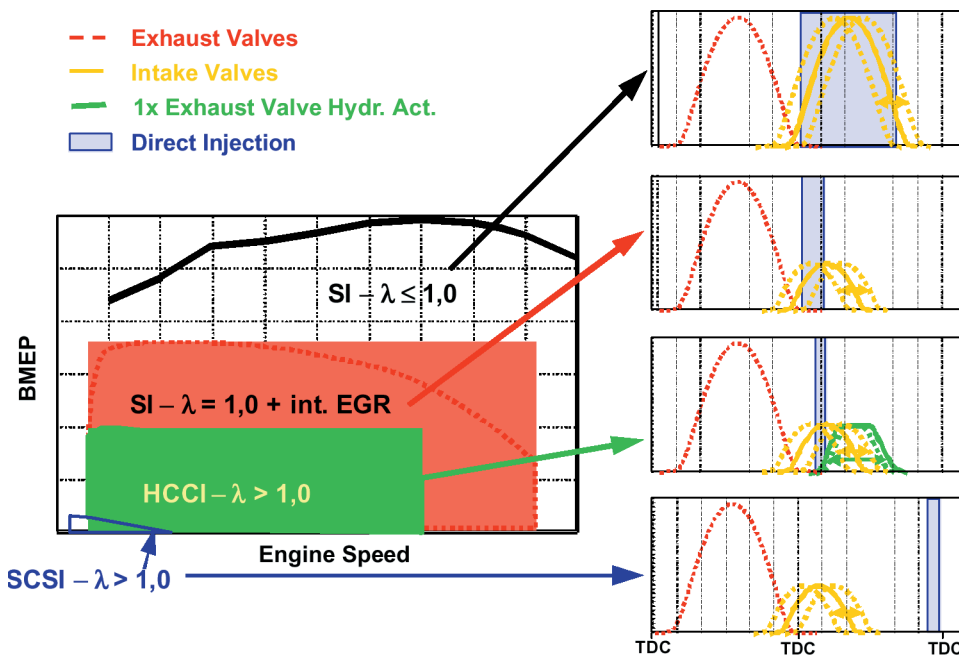


Fig. 19. CSI Engine – Operation Strategies

Tab. 1. Potencjalne oszczędności paliwa w cyklu NEDC w przypadku zastosowania zaawansowanych technologii w silnikach benzynowych (poziom odniesienia: silnik 2,0 l 4-cyl. MPI,  $\lambda=1$ )

Tab. 1. Fuel Saving Potential in NEDC Cycle for advanced Gasoline Engine Technology Application (Base: State of the art 2.0L 4-cyl. MPFI Engine, AFR=1)

Zawirowanie ładunku w silnikach 4-zaworowych za pomocą wyłączania kanałów - AVL CBR II/ <i>Variable Charge Motion 4V Engines by means of Ports Deactivation - AVL CBR II</i>	5-7 %
Zawirowanie ładunku w silnikach 2-zaworowych za pomocą urządzeń zmieniających fazę rozrządu - AVL CBR II/ <i>Variable Charge Motion 2 Valve Engines by means of cam-phasing devices - AVL CBR II</i>	4-5%
Bezpośredni Wtrysk Benzyny 1 Gen. (ścianki/wir) - AVL DGI 1/ <i>Direct Gasoline Injection Gen. 1 (wall/air guided) - AVL DGI 1</i>	8-12%
Bezpośredni Wtrysk Benzyny 2 Gen. (struga) - AVL DGI 2/ <i>Direct Gasoline Injection Gen. 2 (spray guided) - AVL DGI 2</i>	12-15%
Downsizing silników turbodoładowanych - AVL DGI-tc/ <i>Downsizing of Turbocharged Engines - AVL DGI-tc</i>	8-15%
Mechaniczna zmiana faz rozrządu/ <i>Mechanical Variable Valve Actuation</i>	5-10%
Elektrohydrauliczna zmiana faz rozrządu/ <i>Electro Hydraulic Variable Valve Actuation</i>	12-15%
Spalanie ładunku jednorodnego - AVL CSI/ <i>Homogeneous Charge Compression Ignition - AVL CSI</i>	8-12%

Układy bezpośredniego wtrysku benzyny będą coraz popularniejsze i w ciągu najbliższej dekady osiągną poziom bliski silnikom MPI. Na znaczeniu zyska również koncepcja spalania mieszanki jednorodnej na pełnym obciążeniu, szczególnie w połączeniu z turbodoładowaniem. Przewiduje się, że układy spalania mieszanek uwarstwionych zostaną zastosowane w postaci systemów z tworzeniem mieszanki przez strugę wtryskiwanego paliwa 2-giej generacji.

Alternatywnego systemu spalania, jak np. CSI firmy AVL, mogą stać się obiecującym rozwiązaniem w przypadku spalania mieszanek ubogich bez konieczności stosowania kosztownych katalizatorów DeNOx, prawdopodobnie łącznie z układami rozrządu ze sterowanymi fazami.

Oprócz wymienionych rozwiązań, w światowej motoryzacji poszukuje się innych koncepcji jak napędy hybrydowe czy ogniwa paliwowe. W odniesieniu do napędów hybrydowych można wyraźnie stwierdzić, że rozwiązanie to w najbliższych latach stanie się coraz popularniejsze. Hybrydy być może nie staną się alternatywą rozwiązań konwencjonalnych, ale na pewno będą ich korzystnym poszerzeniem. Tak więc w przyszłości pytanie „hybryda” czy „rozwiązanie konwencjonalne” zastąpione zostanie pytaniem o „stopień zelektryfikowania”, rys. 21. Wybór zostanie dokonany w oparciu o specyficzne wymagania

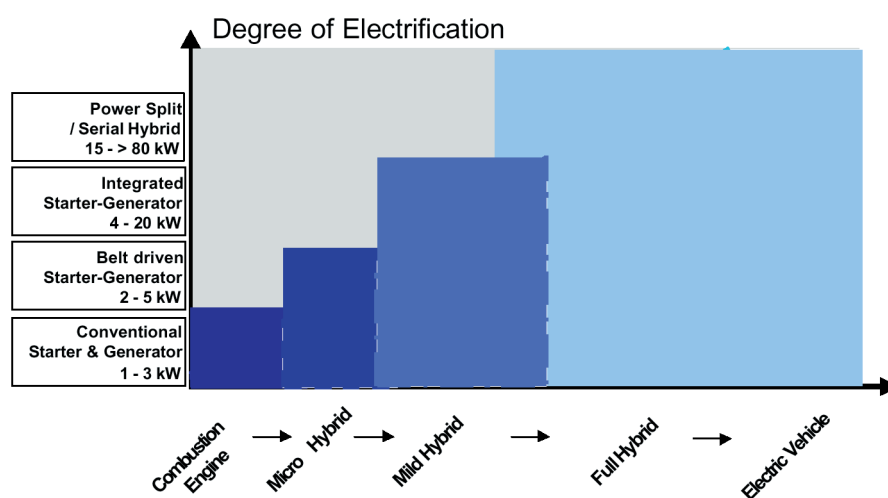
will be the achievable extent of fuel efficiency as well as system oncost. Whereas the potential for fuel saving can be predicted quite precise and within narrow ranges, Figure 20, the system cost for future gasoline engines will be even more dependent on the acceptance of the end customers and the resulting sales figures in the market.

For large quantity production the standard MPFI engine still will dominate in the future, but will be upgraded by features such as variable charge motion. The variable valve actuation, mainly by mechanical means such as cam phasers and switchable tappets will become more and more trend. Fully variable actuated systems will maintain at a very little number, and camless systems may not be expected in the next few years, although extensive development programs are going on.

Direct gasoline injection systems steadily will increase in numbers and will come close to sales figures of MPFI engines within the next decade. Homogeneous concepts for high performance and also in combination with turbocharging significantly will gain importance. Stratified systems are expected to be introduced as spray guided systems of 2nd Generation only.

Alternative combustion systems such as AVL CSI concept may become an attractive option for lean combustion without need of expensive DeNOx aftertreatment device, probably in combination and add-on to variable valve train systems.

Apart from that, all the automotive world is looking for other alternatives like Hybrids and Fuel Cell. For the Hybrid systems it can be clearly stated that this technology will increase in numbers within the next years. Thereby, Hybrids



Rys. 21. Stopień elektryfikacji – problem nie polega na stosowaniu hybryd czy nie, lecz na stopniu ich zelektryfikowania [8]

Fig. 21. Degree of Electrification – Its not a question of hybrid or not, its a question of the degree of electrification [8]

rynku. Ponadto, w motoryzacji poszukuje się dalszych alternatyw, jak np. ogniwa paliwowe. Przyszłość pokaże czy alternatywy te będą zdolne konkurować z obecnymi układami napędowymi.

Artykuł recenzowany

may not be seen as an alternative to conventional powertrain, but even more as an expedient enhancement. So, in the future it will not be a question of "Hybrid" or "Conventional" powertrain, but a definition for the "Degree of Electrification", Figure 21. This will be selected according to specific market requirements. Apart from that, the automotive world is still looking for further alternatives like Fuel Cells. The future will tell us, how these alternatives are able to compete with current powertrains.

## Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

DMI	bezpośredni wtrysk benzyny/ <i>Direct Gasoline Injection</i>	SULEV	pojazd o ultra niskiej emisji spalin/ <i>Super Ultra Low Emission Vehicle</i>
MPFI/MPI	wielopunktowy wtrysk benzyny/ <i>Multi Point Fuel Injection</i>	NEDC	Nowy Europejski Cykl Jeźdźny/ <i>New European Driving Cycle</i>
VVA	zmiennie sterowanie zaworami/ <i>Variable Valve Actuation</i>	OBD	diagnostyka pokładowa/ <i>On Board Diagnosis</i>
VVT	zmiennie fazy rozrządu/ <i>Variable Valve Timing</i>	CBR	system kontrolowanej szybkości spalania/ <i>Controlled Burn Rate combustion system</i>
CSI	system spalania ("Zapłon w Wyniku Sprężania i Iskry"), połączenie systemu HCCI samozapłonu na obciążeniach częściowych i zapłonu iskrowego na pełnym obciążeniu/ <i>Combustion Spark Ignition combustion system, combination of HCCI compression ignition at part load and spark ignition at full load</i>	EMS	system sterowania silnikiem/ <i>Engine Management System</i>
HCCI	Samozapłon ładunku jednorodnego/ <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>	SG	generator rozruchowy (zasilanie 42 V)/ <i>Starter Generator (42V power supply)</i>
EHVS	układ elektrohydraulicznego napędu zaworów/ <i>Electro-hydraulic Valve Actuation System</i>	CP	przestawiacz wałka rozrządu/ <i>Cam Phaser for camshaft</i>
EMVT	układ elektromagnetycznego napędu zaworów/ <i>Electromagnetic Valve Train</i>	CR	stopień sprężania/ <i>Compression Ratio</i>
EGR	recyrkulacja spalin/ <i>Exhaust Gas Recirculation</i>	EVO, EVC	otwarcie i zamknięcie zaworu wylotowego/ <i>Exhaust Valve Opening and Closing</i>
		IVO, IVC	otwarcie i zamknięcie zaworu dolotowego/ <i>Intake Valve Opening and Closing</i>
		DoE	planowanie doświadczeń/ <i>Design of Experiments</i>
		TDC	Górne Martwe Punkt GMP/ <i>Top Dead Center</i>

## Literatura/Bibliography

- [1] Kapus P., Denger D., Holland T.: Intelligent Simplification-Ways Towards Improved Fuel Economy, SAE 2002-01-0236.
- [2] Borgmann K., Hofmann R., Liebl J., Melcher T.: Der BMW 4-Zylinder Motor; Das erste Mitglied der neuen Ottomotoren-Generation. 22. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2001.
- [3] Piock W., Fraidl K.G.: Ottodirekteinspritzung ohne Denox-Kat?. 23. Internationales Wiener Motorensymposium, April 2002.
- [4] Piock W., Fraidl K.G.: Gasoline Direct Injection – Quo Vadis?. FISITA 2002, F02V096.
- [5] Fiorenza R., Pirelli M., Torella E., Kapus P., Kokalj G., Leebauer M.: VVT+Port Deactivation Application on a Small Displacement SI 4 Cylinder 16V Engine: An Effective Way to Reduce Vehicle Fuel Consumption. SAE 2003.
- [7] Beer M., Held W., Kerkau M., Rehr A.: Der neue Motor des Porsche 911 Turbo. MTZ 61, 2000.
- [8] Egger K.: Einspritzsysteme und Motormanagement Ottomotor; Fachkongress Antriebstechnik – Gegenwart und Zukunft, 100 Jahre Werk Untertürkheim. 30.6.–1.7.2004, Stuttgart, Deutschland.

\* Dr Hubert Friedl – Kierownik Zespołu Silników o Zapłonie Iskrowym, AVL Powertrain Systems – Samochody Osobowe.

Mr Hubert Friedl, Ph.D. – Product Manager Gasoline Engines, AVL Powertrain Systems – Passenger Cars.



Dr Paul Kapus – Kierownik Specjalistycznego Zespołu Rozwoju Silników o Zapłonie Iskrowym, AVL Powertrain Systems – Samochody Osobowe.

Mr Paul Kapus, Ph.D. – Skill Team Manager Gasoline Engines Development, AVL Powertrain Systems – Passenger Cars.

