

A new generation of F1 race engines – hybrid power units

The paper aims at reviewing the evolution of the F1 engine technology and the associated regulatory framework governing the sport over the last 10 years. Technical regulations, in force since 2014, replaced the 2.4-liter V8 naturally aspirated engines with sophisticated hybrid units such as the 1.6-liter V6 turbocharged engines supported with energy-management and recovery systems. Since 2014 the fundamental trend in the development of powertrains has been the advancement of their efficiency. Due to the fact that the fuel flow rate has been restricted, the maximum performance is now entirely dependent on the engine efficiency.

Key words: F1 race engines, hybrid powertrains, turbocharging, energy recovery systems, engine efficiency

Nowa generacja silników samochodów wyścigowych F1 – hybrydowe zespoły napędowe

W artykule zaprezentowano przegląd rozwoju technologii silników samochodów wyścigowych F1 i związane z nimi przepisy oraz regulacje w okresie ostatnich dziesięciu lat. Obowiązujące od 2014 r. przepisy techniczne wprowadziły w miejsce używanych do końca 2013 r. wolnossących silników V8 o objętości skokowej 2,4 dm³, złożone hybrydowe zespoły napędowe, obejmujące turbodoładowane silniki V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ wspomagane przez systemy zarządzania i odzyskiwania energii. Od roku 2014 podstawowym kierunkiem rozwoju zespołów napędowych jest ich sprawność; ponieważ wielkość zużycia paliwa została zmniejszona, więc poprawa osiągnięć zespołów napędowych jest całkowicie uzależniona od ich sprawności.

Słowa kluczowe: silniki F1, hybrydowe zespoły napędowe, turbodoładowanie, systemy odzyskiwania energii, sprawność silników

1. Introduction

The fundamental trend in the development of F1 engines of all generations has been their performance including, in particular, the maximum power and the maximum effective power in the engine speed range of ± 3000 rpm against the engine speed of the maximum power. The attempts to obtain the highest maximum torque or a high torque at low engine speeds are of secondary significance [1].

The effective power N_e may be expressed as a function of the airflow rate, the corresponding energy from the combusted fuel and the thermal efficiency through the following relation:

$$N_e = \underbrace{\left(\eta_{vol} \frac{\rho Z S V_p}{4} \right)}_{\text{air flow rate}} \cdot \underbrace{\left(\frac{Q_F}{\lambda \cdot AFR_{st}} \right)}_{\text{energy flow rate / air mass unit}} \cdot \eta_{th}$$

where: η_{th} – engine thermal efficiency, η_{vol} – engine volumetric efficiency, ρ – air density, Z – number of cylinders, S – cross-section area of the piston ($\pi D^2/4$), where D – cylinder diameter, V_p – average piston velocity, Q_F – fuel calorific value, AFR_{st} – stoichiometric excess air coefficient of the air/fuel mixture, λ – relative excess air coefficient of the air/fuel mixture.

The above relation indicates that, for the engine characterized with the fuel calorific value and its thermal efficiency, increasing the maximum power may be obtained through increasing the flow rate of the air supplied to the engine, hence increasing the average piston velocity, piston diameter

1. Wstęp

Podstawowym kierunkiem rozwoju wszystkich generacji silników F1 były i są maksymalne osiągi, w których szczególne znaczenie odgrywa moc maksymalna i jak najwyższa moc użyteczna w zakresie prędkości obrotowej ± 3000 obr/min względem prędkości obrotowej mocy maksymalnej. Dążenie do osiągania jak najwyższego momentu obrotowego silnika lub wysokiego momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych ma drugorzędne znaczenie [1].

Moc użyteczna N_e może być wyrażona jako funkcja wielkości natężenia przepływu powietrza, odpowiadającej mu energii pochodzącej ze spalania paliwa i sprawności cieplnej, za pomocą zależności:

$$N_e = \underbrace{\left(\eta_{vol} \frac{\rho Z S V_p}{4} \right)}_{\text{natężenie przepływu powietrza}} \cdot \underbrace{\left(\frac{Q_F}{\lambda \cdot AFR_{st}} \right)}_{\text{natężenie przepływu energii / jednostkę masy powietrza}} \cdot \eta_{th}$$

gdzie: η_{th} – sprawność cieplna silnika, η_{vol} – sprawność objętościowa silnika, ρ – gęstość powietrza, Z – liczba cylindrów, S – powierzchnia przekroju tłoka ($\pi D^2/4$), gdzie D to średnica cylindra, V_p – średnia prędkość tłoka, Q_F – wartość opałowa paliwa, AFR_{st} – stechiometryczny współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki powietrzno-paliwowej, λ – względny współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki powietrzno-paliwowej.

Powyższa zależność wskazuje, że dla scharakteryzowanego wartością opałową paliwa i sprawności cieplnej silnika,

and engine volumetric efficiency. These were typical trends in the development of naturally aspirated F1 engines aiming at boosting the engine performance [1, 2]. In the case of such high-speed naturally aspirated engines, their thermal efficiency was a compromise resulting from the efficiency reducing factors, including:

- low combustion efficiency caused by the combustion of rich mixtures
- thermal loss resulting from the application of multipoint, indirect fuel injection (PFI)
- high thermal loss resulting from the large area of the combustion chamber against its volume (the ratio of the piston displacement to the cylinder diameter of 0.4 to 0.5)
- low mechanical efficiency of high cylinder number engines.

The factors contributing to the increase in the thermal efficiency were:

- intense charge swirls in the engine combustion chambers caused by very high engine speeds, which allowed obtaining sufficient charge combustion rate in a very limited and short time
- high engine speeds, good for high compression ratios and, at the same time, preventing premature ignition and knocking combustion
- high flame propagation rate in the charge, whose relative excess air coefficient fell in the range from 0.75 to 0.9.

In 2006, FIA introduced new F1 engine technical regulations. It assumed a use of four stroke naturally aspirated engines of the displacement limited to 2400 cm³ and the number of cylinders not greater than 8 in a V 90° configuration. Two intake valves and two exhaust valves per cylinder were required; the maximum cylinder diameter was reduced to 98 mm, hence the resultant piston stroke of 39.8 mm. The distance between the cylinders was set at 106.5 mm. The minimum engine weight was reduced to 95 kg and variable geometry intake and exhaust systems were not permitted. Engines with indirect injection could only have a single injector and a single spark plug per cylinder [3, 4]. FIA also introduced restrictions regarding the applicable materials in the construction of the engine components and subassemblies. These materials were confined to iron, aluminum and titanium alloys with the previously applied magnesium alloys and ceramic materials excluded. As a result, the maximum engine power reached above 555 kW at the engine speed exceeding 19 000 rpm. Aiming at a reduction of costs, in 2007 the development of the engine design was frozen and the maximum engine speed was limited to 19 000 rpm. In 2009, it was further limited to 18 000 rpm [5–8]. As a result, the engine power output was approx. 535 kW to 545 kW (in 2013). In 2009 KERS (*Kinetic Energy Recovery System*), applied during vehicle braking, was admitted for use. In 2009 however, the use of this system was not obligatory and in 2010 this idea was abandoned. In 2011, the idea returned and the equipment was obligatory again. Such a system was applicable until 2013. It admitted the use of 400 kJ of recovered kinetic energy per each lap, which gave additional power of 60 kW in the time of 6.7 s on the lap [2, 3, 5–10].

podwyższanie mocy maksymalnej może być osiągnięte przez zwiększanie natężenia przepływu powietrza dostarczanego do silnika, a zatem przez zwiększanie średniej prędkości tłoka, średnicy cylindra i sprawności objętościowej silnika. Były to dotychczas typowe kierunki rozwoju wolnossących silników F1 w celu zwiększania ich osiągnięć [1, 2]. W odniesieniu do takich, wysokoobrotowych silników wolnossących ich sprawność cieplna stanowiła kompromis wynikający z czynników, które nie sprzyjały jej podnoszeniu, w tym:

- mała sprawność spalania spowodowana spalaniem „bogatych” mieszanek
- straty ciepłne wynikające ze stosowania wielopunktowego, pośredniego wtrysku paliwa (PFI)
- duże straty ciepłne wynikające z dużych powierzchni komór spalania, względem ich objętości (stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra rzędu 0,4 do 0,5)
- mała sprawność mechaniczna silników o dużej liczbie cylindrów.

Czynnikami sprzyjającymi zwiększaniu sprawności cieplnej były:

- intensywne zawirowanie ładunku mieszanki w komorach spalania silnika, spowodowane bardzo dużymi prędkościami obrotowymi silników, co pozwalało na osiągnięcie wystarczającej prędkości spalania ładunku mieszanki w ograniczonym, bardzo krótkim czasie
- duże prędkości obrotowe silników sprzyjające stosowaniu wysokich stopni sprężania, a zarazem utrudniające powstawanie zjawisk przedwczesnego zapłonu i spalania stukowego
- duża prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia w ładunku mieszanki palnej, której względny współczynnik nadmiaru powietrza zawierał się w granicach 0,75 do 0,9.

W roku 2006 FIA wprowadziła nowy regulamin techniczny dotyczący silników F1. Zakładał on stosowanie silników wolnossących, czterosurowych o objętości skokowej ograniczonej do 2400 cm³ i liczbie cylindrów nie większej niż 8, w układzie V 90°. Każdy cylinder musiał być wyposażony w 2 zawory dolotowe i 2 wylotowe; maksymalna średnica cylindra została zmniejszona do 98 mm, a zatem wynikowy skok tłoka wynosił 39,8 mm. Rozstaw osi cylindrów ustalono na 106,5 mm. Minimalną masę silnika zmniejszono do 95 kg i zakazano stosowania układów dolotowych i wylotowych o zmiennej geometrii. Silniki z pośrednim wtryskiem paliwa mogły być wyposażone tylko w jeden wtryskiwacz paliwa i jedną świecę zapłonową na każdy cylinder [3, 4]. FIA wprowadziła też ograniczenia dotyczące materiałów, które mogły być stosowane do budowy elementów i podzespołów silnika. Mogły to być jedynie stopy żelaza, aluminium i tytanu, z wyłączeniem wcześniej stosowanych stopów magnezu, materiałów ceramicznych itp. W efekcie tego maksymalna moc silników wynosiła powyżej 555 kW przy prędkości obrotowej przekraczającej 19 000 obr/min. Dążąc do obniżenia kosztów w 2007 r. rozwój konstrukcji silników został „zamrożony”, przy czym maksymalną prędkość obrotową silników ograniczono do 19 000 obr/min, a następnie w 2009 r. do 18 000 obr/min [5–8]. W rezultacie

At the same time, aiming at further cost reduction, increasingly stringent requirements regarding engine durability were introduced, gradually reducing the number of engines that could be used by each driver in a season. In the years 2009–2013, this was 8 engines per season, which corresponded to the engine mileage of approx. 2500 km.

In 2010, FIA decided to introduce new regulations and significant changes in the F1 engine design that were to become applicable from 2013. Taking the environmental aspects into account, whose increasing impact on the advancement of automotive industry is growing, attempts were made to introduce new F1 engines of design closer to those used in general automotive sector (including their downsizing). The new regulations also aimed at motivating carmakers to invest in the design of F1 engines, keeping in mind that these works could constitute an experimental fundament for the development of a variety of solutions and technologies, part of which would most likely find commercial application. Initially, FIA assumed a replacement of naturally aspirated V8 engines with four cylinder ones of the displacement of 1.6 dm³ and the maximum engine speed restricted to 12 000 rpm. The changes were to be applied from 2013. Following numerous protests of the engine manufacturers, it was finally agreed that from 2014, V6 engines would be applied of the displacement of 1.6 dm³ and the maximum engine speed of 15 000 rpm.

Attempting to maintain the performance of the V8 naturally aspirated engines (at the end of season 2013 reaching 545 kW), the V6 engines of the displacement of 1.6 dm³ were turbocharged and direct injected to produce approx. 425 kW of maximum power. This meant an increase in the maximum power output from 1 dm³ from approx. 227 kW (naturally aspirated engines) to 266 kW (turbocharged engines) [1, 2]. The missing 120 kW of maximum power output of the turbocharged engines was to be compensated by the application of advanced energy recuperation system (ERS). A power unit was built of the initially assumed power output of 545 kW. At that time, the assumptions were made that these turbocharged engines might potentially reach as much as 475 kW to 525 kW, taking into account the reduction of the fuel rate to 100 kg/h above the engine speed of 10 500 rpm.

Figure 1 presents a comparison of the course of the mean effective pressure (BMEP) obtained by turbocharged F1 engines in 1987, when the maximum charging pressure was limited to 4 bar and in 1988, when the maximum charging pressure was limited to 2 bar, with two versions of target characteristics of the course of mean effective pressure of the newly introduced 1.6 dm³ V6 turbocharged engines [2, 13]. Additionally, the figure also presents an approximate boundary curve of the mean effective pressure obtained by naturally aspirated V8 F1 engines of the displacement of 2.4 dm³ used in 2013 [2, 13].

From the analysis of the figure, it results that the previous generation of 1.5 dm³ turbocharged F1 engines used in the second half of the 1980s of the last century, obtained the mean effective pressure exceeding 55 bar (with the charging

moc maksymalna silników wynosiła około 535 kW do 545 kW (2013 r.). W roku 2009 dopuszczono możliwość stosowania systemu odzyskiwania energii kinetycznej KERS (*Kinetic Energy Recovery System*), wytracanej podczas hamowania samochodu. Jednak w 2009 r. stosowanie tego systemu nie było obowiązkowe, w 2010 r. odstąpiono od jego stosowania. W roku 2011 powrócono do niego jako wyposażenia obowiązkowego. System taki obowiązywał do 2013 r. Dopuszczał on możliwość wykorzystywania 400 kJ odzyskanej energii kinetycznej na jednym okrążeniu, co dawało dodatkową moc 60 kW w czasie 6,7 s na okrążeniu [2, 3, 5–10]. Równocześnie w dążeniu do dalszego zmniejszania kosztów wprowadzano coraz ostrzejsze wymagania w zakresie trwałości silników, stopniowo zmniejszając liczbę silników, jaka mogła być wykorzystywana przez każdego kierowcę w czasie jednego sezonu wyścigowego. W latach 2009–2013 było to 8 silników na sezon, co odpowiadało przebiegowi silnika około 2500 km.

W roku 2010 FIA zdecydowała o konieczności wprowadzenia nowych przepisów i dużych zmian w zakresie konstrukcji silników F1, które miały obowiązywać od 2013 r. Biorąc pod uwagę względy ekologiczne, mające coraz większy wpływ na rozwój powszechnej motoryzacji, dążono do wprowadzenia w F1 nowych jednostek napędowych o konstrukcji zbliżonej do silników ogólnie stosowanych w motoryzacji, z uwzględnieniem ich downsizingu. Miało to też zachęcić dużych producentów samochodów do inwestowania w budowę jednostek napędowych F1, mając na uwadze, że ich rozwój może stanowić bazę doświadczalną dla opracowywania różnych rozwiązań i technologii, z których część zapewne znajdzie zastosowanie w silnikach użytkowych. Początkowo FIA zakładała zastąpienie wolnossących silników V8 jednostkami 4-cylindrowymi o objętości skokowej 1,6 dm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 12 000 obr/min. Zmiany miały obowiązywać od 2013 r. Jednak na skutek licznych protestów dotychczasowych producentów silników, ostatecznie ustalono, że od 2014 r. stosowane będą silniki V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 15 000 obr/min.

Dążąc do zachowania osiągnięć zbliżonych do osiągnięć dotychczas stosowanych silników wolnossących V8, rozwijających pod koniec sezonu 2013 około 545 kW, silniki V6, o objętości 1,6 dm³ miały być wyposażone w turbodoładowanie oraz bezpośredni wtrysk paliwa i, jak prognozowano, rozwijać około 425 kW mocy maksymalnej. To oznaczało wzrost mocy maksymalnej z 1 dm³ objętości skokowej silnika z około 227 kW (dla silników wolnossących) do 266 kW (dla silników turbodoładowanych) [1, 2]. Brakujące 120 kW mocy maksymalnej silników turbodoładowanych miało być dostarczane dzięki zastosowaniu połączonego z nimi zaawansowanego systemu odzyskiwania energii (ERS). Powstawał w ten sposób zespół napędowy o, jak początkowo zakładano, mocy maksymalnej 545 kW. Wówczas zakładano też, że potencjalne możliwości rozwojowe nowych turbodoładowanych silników mogą doprowadzić do uzyskania mocy maksymalnej od 475 kW do 525 kW, biorąc pod

pressure limited to 4 bar) compared to 15–16 bar of the mean effective pressure obtained by 2.4 dm³ naturally aspirated V8 engines used until 2013. The courses of changes of the mean effective pressure, presented in Fig. 1, for two versions of modern 1.6 dm³ turbocharged V6 engines, were determined assuming the maximum engine power output of 475 kW and 525 kW alternatively and the maximum engine speed limited to 15 000 rpm.

In Figure 2 the characteristics of the maximum torque of the above-described F1 engines have been presented. For the 1.5 dm³ turbocharged F1 engines of 1987 (maximum charging pressure limited to 4 bar), the maximum torque reached approx. 680 N·m, while for the naturally aspirated V8 engines of 2013 it was slightly above 300 N·m [2, 13]. The forecasted maximum torques for the 1.6 dm³ turbocharged V6 engines introduced in 2014 are approx. 380 N·m (engine of the maximum power output of 525 kW, Fig. 2) and approx. 365 N·m (engine of the maximum power output of 475 kW, Fig. 2).

The forecasted maximum power output characteristics for two performance versions of the newly introduced (from 2014) V6 turbocharged engines have been compared in Fig. 3. This figure also presents the characteristics of the maximum power output of the 1.5 dm³ F1 engine that, for the charging pressure limited to 4 bar, reached approx. 750

uwagę wprowadzenie zmniejszenia maksymalnej wielkości natężenia paliwa zasilającego silnik do 100 kg/h powyżej prędkości obrotowej silnika 10 500 obr/min.

Na rysunku 1 przedstawiono porównanie przebiegu średniego ciśnienia użytecznego (BMEP) osiąganego w turbodoładowanych silnikach F1 z 1987 r., gdy maksymalne ciśnienie doładowania było ograniczone do 4 bar, i z 1988 r., kiedy ciśnienie doładowania ograniczono do 2 bar, z dwoma wersjami docelowych, zakładanych charakterystyk przebiegu średniego ciśnienia użytecznego nowo wprowadzanych silników turbodoładowanych V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ [2, 13]. Dodatkowo na rysunku przedstawiono też przybliżoną krzywą graniczną średniego ciśnienia użytecznego osiąganego przez wolnossące silniki F1, V8 o objętości skokowej 2,4 dm³ stosowane w 2013 r. [2, 13].

Z analizy rysunku wynika, że poprzednia generacja turbodoładowanych silników F1, o objętości skokowej 1,5 dm³, używanych w drugiej połowie lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku, osiągała średnie ciśnienia użyteczne nawet powyżej 55 bar (przy ciśnieniu doładowania ograniczonym do 4 bar), w porównaniu do 15–16 bar średniego ciśnienia użytecznego osiąganego przez wolnossące silniki V8, o objętości skokowej 2,4 dm³ stosowane do 2013 r. Przedstawione na rys. 1 przebiegi zmian średniego ciśnienia użytecznego dla dwóch wersji współczesnych turbodoładowanych silników

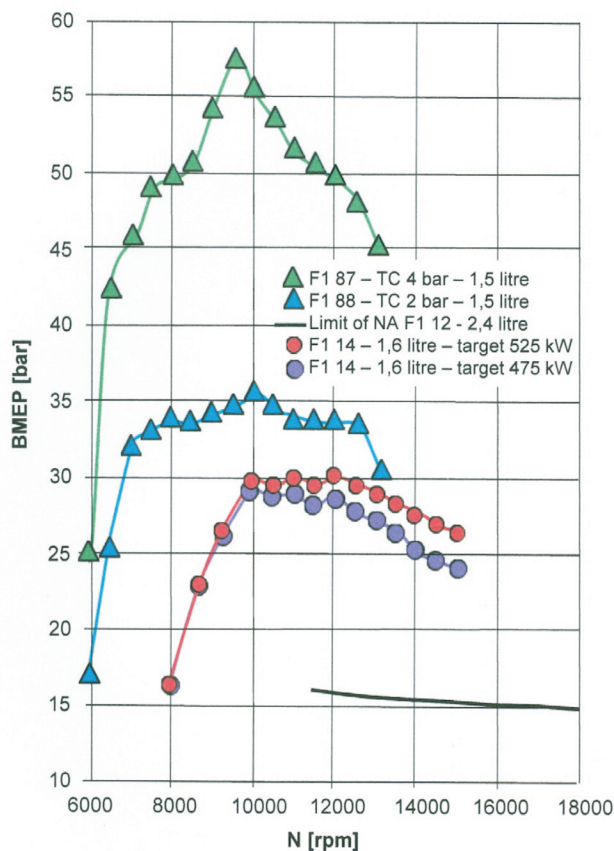


Fig. 1. Comparison of the BMEP of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties with that of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 1. Porównanie średniego ciśnienia użytecznego silników F1: „turbo” z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

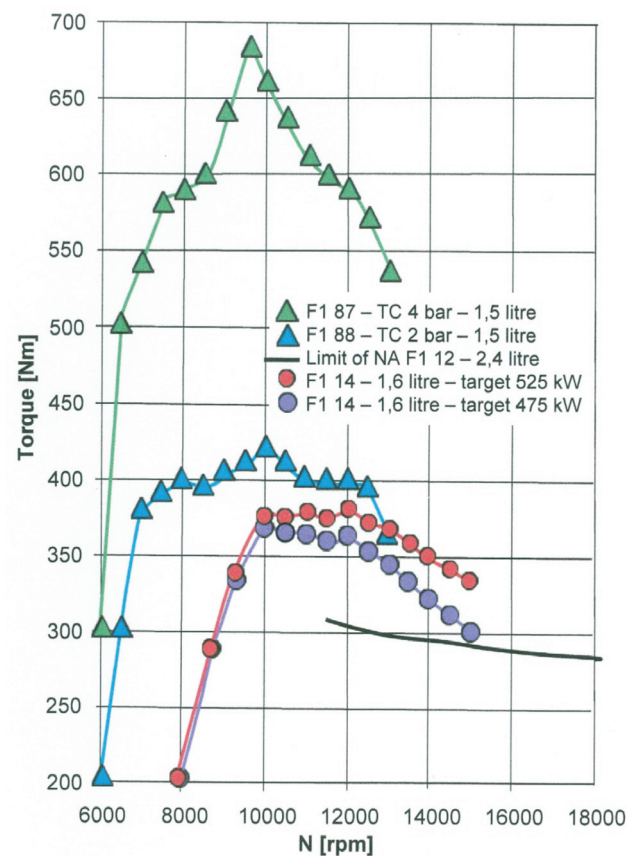


Fig. 2. Comparison of the torque of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties and that of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 2. Porównanie wielkości momentu obrotowego silników F1: turbo z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

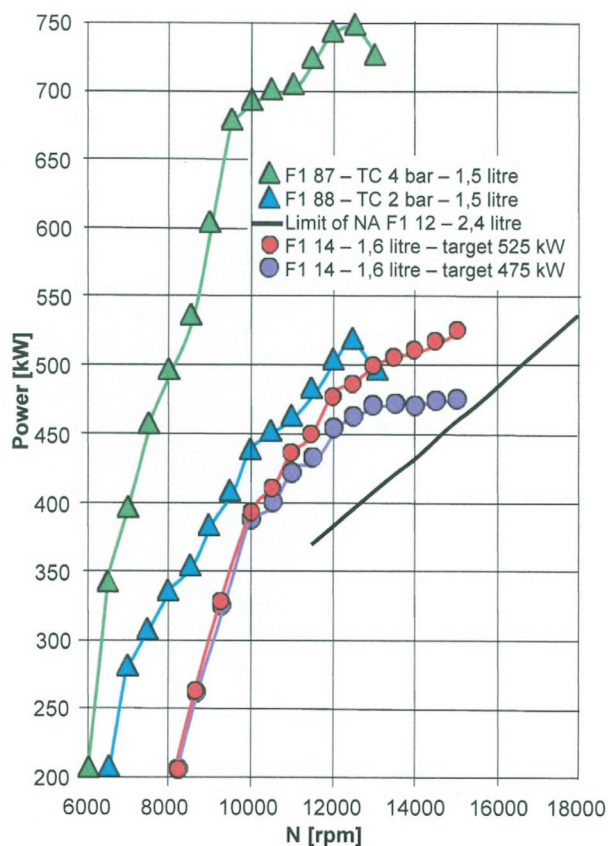


Fig. 3. Comparison of the power outputs of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties and those of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 3. Porównanie wielkości mocy silników F1: „turbo” z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

kW and the boundary curve of the power output of the 2.4 dm³ naturally aspirated V8 engines, that amounted to 545 kW [2, 12, 13].

2. F1 powertrains – 2014

Technical regulations applicable since 2014 put a lot of pressure on the fuel efficiency. As a consequence, the amount of fuel used during the race was reduced to 100 kg per vehicle, while the maximum mass fuel flow rate at the engine speed equal or greater than 10 500 rpm could exceed 100 kg/h and, for the engine speeds below 10 500 rpm, the amount calculated from the formula $Q_m \text{ [kg/h]} \leq 0.009 \cdot n \text{ [rpm]} + 5.5$ [15].

In previously applied (until 2013) 2.4 dm³ naturally aspirated v8 engines there were no restrictions in the fuel consumption and its mass flow rate reached 170 kg/h. The introduction of such stringent limits in the fuel consumption has led to a fundamental change in the trend of development of engines, in which the improvement in performance could be done by improving its efficiency. The application of turbocharging and the restriction of the maximum engine speed to 15 000 rpm resulted in an obstacle in increasing the engine performance, which was the necessity to boost the knocking resistance compared to the previously applied high-speed (limited to 18 000 rpm) naturally aspirated engines.

V6, o objętości skokowej 1,6 dm³, określono przy założeniu maksymalnej mocy silnika, wynoszącej alternatywnie 475 kW i 525 kW oraz maksymalnej prędkości obrotowej silnika ograniczonej do 15 000 obr/min.

Na rysunku 2 porównano charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego opisanych wyżej silników F1. Dla turbodoładowanych silników F1 z 1987 r. o objętości skokowej 1,5 dm³ (maksymalne ciśnienie doładowania ograniczone do 4 bar) maksymalny moment obrotowy osiągał około 680 N·m, podczas gdy w wolnossących silnikach V8 stosowanych w 2013 r. tylko niewiele powyżej 300 N·m [2, 13]. Prognozowane, maksymalne momenty obrotowe dla wprowadzanych w 2014 r. turbodoładowanych silników V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ to około 380 N·m dla wersji silnika o mocy maksymalnej 525 kW i około 365 N·m dla silnika o mocy maksymalnej 475 kW (rys. 2).

Prognozowane charakterystyki mocy maksymalnych dla dwóch wersji osiągow nowo wprowadzanych, od roku 2014, silników turbodoładowanych V6 porównano na rys. 3. Na rysunku tym przedstawiono też charakterystyki mocy maksymalnej 1,5 dm³ silników F1, która dla ciśnienia doładowania ograniczonego do 4 bar osiągała około 750 kW, oraz graniczną krzywą mocy maksymalnej wolnossących silników V8, o objętości skokowej 2,4 dm³, która wynosiła około 545 kW [2, 12, 13].

2. Zespoły napędowe F1 – 2014

Obowiązujące od 2014 r. przepisy techniczne kładą duży nacisk na oszczędność paliwa. W konsekwencji ilość zużywanego podczas wyścigu paliwa zmniejszono do 100 kg na samochód, podczas gdy maksymalne, masowe natężenie przepływu paliwa zasilającego silnik przy prędkości obrotowej równej lub wyższej od 10 500 obr/min nie może przekraczać 100 kg/h, a dla prędkości obrotowych silnika poniżej 10 500 obr/min nie może być większe niż ilość obliczona według wzoru $Q_m \text{ [kg/h]} \leq 0.009 \cdot n \text{ [obrotów/min]} + 5.5$ [15].

We wcześniej stosowanych, do 2013 r., wolnossących silnikach V8 o objętości skokowej 2,4 dm³ nie było żadnych ograniczeń w zakresie wielkości zużycia paliwa, a jego maksymalne, masowe natężenie, z jakim był zasilany silnik osiągało do 170 kg/h. Wprowadzenie tak drastycznych ograniczeń w zakresie wielkości zużycia paliwa doprowadziło do zasadniczej zmiany kierunku rozwoju silników, w których wzrost osiągow może odbywać się przede wszystkim przez poprawę ich sprawności. Zastosowanie turbodoładowania i ograniczenie maksymalnej prędkości obrotowej silników do 15 000 obr/min oznaczało, że głównym ograniczeniem w zwiększaniu osiągow takich silników będzie konieczność podwyższenia odporności na spalanie stukowe, względem wcześniej stosowanych wysokoobrotowych (ograniczenie do 18 000 obr/min) silników wolnossących. Rozwiązania tego problemu należało poszukiwać w zwiększeniu prędkości spalania ładunku, zmniejszaniu temperatury mieszanki paliwowo-powietrznej, czemu sprzyjał bezpośredni wtrysk paliwa – pozwalał on równocześnie na wzrost stopnia sprężania – oraz w zwiększaniu wartości opałowej paliwa przez zmiany jego składu w zakresie dopuszczalnym przez obowiązujące przepisy.

The solutions to the problem had to be sought in increasing the charge combustion rate and reducing the temperature of the air/fuel mixture, which was facilitated by the application of direct injection. Direct injection allowed increasing the compression ratio and the fuel calorific value (through changes in its composition within the limit admissible by the applicable regulations).

Maximum reduction of the time of mixture combustion caused a modification in the design of the combustion chambers compared to those of the naturally aspirated V8 2.4 dm³ engines. The fundamental modifications that were introduced in this respect were the increase in the stroke to bore ratio from approx. 0.4 for old naturally aspirated engines to approx. 0.66–0.7 for 1.6 dm³ turbocharged V6 engines [1].

The diameters of the valve caps were also reduced and the exhaust valve/intake valve diameter ratio increased from 0.8 to 1.0. This allowed increasing the flame front propagation velocity in the combustion chamber and reduced the thermal loss following the reduction of the chamber area against its volume. This also allowed an intensification of the charge swirl process inside the combustion chamber and a reduction of the time of combustion. The intake ducts inside the cylinder head were additionally modified to generate a swirl motion of the intake air and boost the charge swirl at the end of the compression stroke with a view to accelerating the combustion.

The approach to the excess air coefficient was fundamentally changed, minding the need to reduce the fuel consumption and to provide maximum improvement of the engine thermal efficiency. For new 1.6 dm³ turbocharged V6 engines, the excess air coefficient exceeds 1.1 under the conditions of maximum power compared to 0.75–0.8 for the previously used naturally aspirated V8 and older V10 engines. It allows a more complete combustion of the fuel supplied to the chambers and reduces knocking.

2.1. Design of the powertrain

According to the FIA technical regulations applicable since 2014, F1 vehicles are not only powered by an internal

Dążenie do maksymalnego skrócenia czasu spalania ładunku w komorach spalania silnika powodowało, że ich konstrukcja uległa zmianie w porównaniu do tej, jaka była stosowana w szybkoobrotowych silnikach wolnossących V8, 2,4 dm³. Podstawowymi zmianami, jakie wprowadzono w tym zakresie są przede wszystkim: wzrost stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra z około 0,4 dla dawnych silników wolnossących do około 0,66–0,7 dla silników turbodoładowanych V6, o objętości skokowej 1,6 dm³ [1].

Zmniejszono też średnice grzybków zaworów, a stosunek wielkości średnicy zaworu wylotowego do dolotowego zwiększył się z 0,8 do 1,0. Pozwoliło to zwiększyć prędkość propagacji frontu płomienia w komorze spalania i ograniczyć straty ciepłne na skutek zmniejszenia powierzchni komory względem jej objętości. Ponadto pozwoliło to zintensyfikować proces zawirowania ładunku w komorze spalania i zmniejszyć czas procesu spalania. Dodatkowo zmodyfikowano też kanały dolotowe w głowicach silnika, tak aby wytworzyć ruch wirowy dopływającego do komór strumienia powietrza i wzmocnić zawirowanie ładunku pod koniec suwu sprężania, w celu zwiększenia szybkości procesu spalania.

Zasadniczo zmieniło się też podejście do współczynnika nadmiaru powietrza, biorąc pod uwagę konieczność oszczędzania paliwa i maksymalną poprawę sprawności cieplnej silników. Dla nowych, turbodoładowanych silników V6 o objętości skokowej 1,6 dm³, współczynnik nadmiaru powietrza przekracza 1,1 w warunkach mocy maksymalnej, w porównaniu do 0,75–0,8 dla dawnych silników wolnossących V8 i jeszcze wcześniej stosowanych V10. Umożliwia to pełniejsze spalanie dostarczonego do komór spalania paliwa i zmniejszenie tendencji do spalania stukowego.

2.1. Budowa zespołu napędowego

Zgodnie z obowiązującym od 2014 r. regulaminem technicznym FIA, obecne samochody F1 napędzane są nie tylko samym silnikiem spalinowym (ICE – *Internal Combustion Engine*), ale także zespołem napędowym (PU – *Power Unit*), który został podzielony na sześć elementów składowych [15] (rys. 4).

Silnik spalinowy wewnętrznego spalania

Zgodnie z obowiązującym od 2014 r. Formuła One Technical Regulations (FIA) [15], jest to silnik tłokowy, 6-cylindrowy w układzie 90° V6, o objętości skokowej 1600 cm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 15 000 obr/min. Do zasilania silnika stosowany jest bezpośredni wtrysk paliwa, przy czym maksymalne ciśnienie wtrysku jest ograniczone do 50 MPa. Wtrysk paliwa realizowany jest przez jeden wtryskiwacz umieszczony w każdej komorze spalania silnika. Maksymalna średnica cylindra może mieć do 80 mm, a wynikowy skok tłoka to 53 mm (nie jest ograniczony). Wielkość wykorbienia wału korbowego wynosi 90 mm. Silnik jest doładowany jedną turbosprężarką. Wymagane są 4 zawory na cylinder, w tym dwa dolotowe i dwa wylotowe.

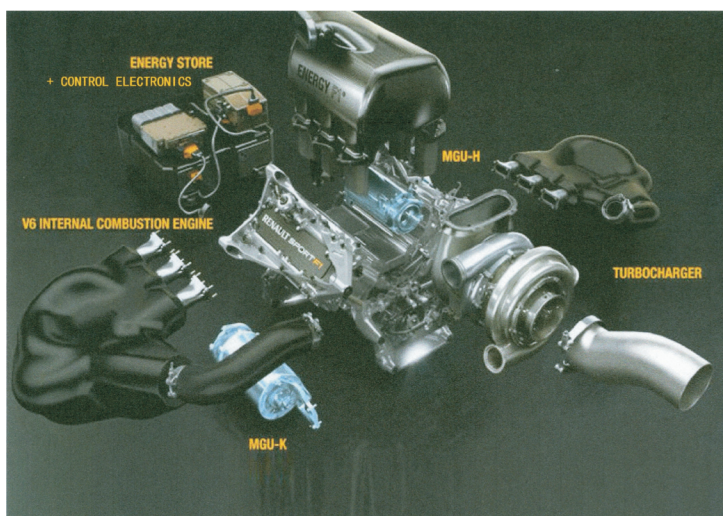


Fig. 4. F1 Power Unit components – 2014 [Renault]

Rys. 4. Elementy zespołu napędowego F1 – 2014 [Renault]

combustion engine (ICE) but a Power Unit (PU) divided into 6 components [15] (Fig. 4).

Internal Combustion Engine (ICE)

According to the Formula One Technical Regulations (FIA) [15] applicable since 2014, ICE is a 1.6 dm³ 6 cylinder piston engine in a 90° V6 configuration and a maximum engine speed restricted to 15 000 rpm. The engine is direct injected with a maximum pressure restricted to 50 MPa. The fuel injection is made via a single injector placed in each combustion chamber. The maximum cylinder diameter can reach 80 mm and the resultant piston stroke – 53 mm (not restricted). The crank height is 90 mm. The engine is fitted with a single turbocharger. Four valves per cylinder are required (two intake and two exhaust valves).

In 2014, variable geometry of the turbocharged engines was prohibited but in 2015 this ban was done away with. The maximum amount of fuel used by each vehicle in a single race is 100 kg (this is approx. 35% less compared to the amount of fuel typically consumed by naturally aspirated V8 2.4 engines used until 2013). The maximum mass fuel rate at the engine speed equal or greater than 10 500 rpm cannot exceed 100 kg/h (it is approx. 40% less compared to the amount of fuel typically consumed by naturally aspirated V8 2.4 engines used until 2013).

Turbocharger (TC)

For engine turbocharging, one single stage turbocharger of unrestricted charging pressure must be applied. The charging pressure rarely exceeds 3.5 bar (absolute pressure) due to fuel consumption limits. VGT turbochargers are not permitted, which includes any other technical solutions aiming at the control of the exhaust gas flow from the engine to the turbine. The speed of the turbocharger shaft may reach 125 000 rpm. For the control and adjustment of the turbocharger speed, a wastegate is applied (as in conventional turbochargers) as well as a thermal energy generator (MGU-H) connected to the turbocharger shaft.

Motor Generator Unit-Kinetic (MGU-K)

MGU-K is mechanically connected with the engine crankshaft through a toothed gear set of a constant ratio. According to the FIA Technical Regulations for 2014 [15], MGU-K operating as an electric motor cooperating with the combustion engine constitutes a second admissible source of the F1 vehicle propulsion. During acceleration, MGU-K operating as an electric motor, supports the engine taking its electrical energy from the battery set or from the thermal energy generator (MGU-H). When the vehicle brakes, MGU-K operates as a generator of electrical energy recovering the kinetic energy during braking. At this time, MGU-K supports the brakes in decelerating the vehicle and reducing the dissipation of thermal energy of braking. The maximum power of MGU-K is restricted to 120 kW, the maximum torque to 200 N·m and its speed to 50 000 rpm. During a single lap, a maximum of 4 MJ of electrical energy can be used supplied from the battery set to MGU-K, which corresponds to 120 kW of additional power for 33.3 s. The maximum amount

W roku 2014 zabronione było stosowanie zmiennej geometrii układu dolotowego, ale w 2015 r. ograniczenie to zniesiono. Maksymalna ilość paliwa zużywanego przez każdy samochód w pojedynczym wyścigu to 100 kg (jest to około 35% mniej w stosunku do ilości paliwa przeciętnie zużywanej przez wolnossące silniki V8, 2,4 litra stosowane do 2013 r.). Maksymalne masowe natężenie przepływu paliwa zasilającego silnik przy prędkości obrotowej równej lub wyższej od 10 500 obr/min nie może przekraczać 100 kg/h (jest to około 40% mniej w stosunku do ilości paliwa przeciętnie zużywanej przez wolnossące silniki V8, 2,4 litra stosowane do 2013 r.).

Turbosprężarka

Do doładowania silnika musi być stosowana wyłącznie pojedyncza, jednostopniowa turbosprężarka o nieograniczonym ciśnieniu doładowania, ale ze względu na ograniczoną wielkość zużycia paliwa, zwykle nie przekracza ono 3,5 bar (ciśnienie absolutne). Zabronione jest stosowanie zmiennej geometrii kierownic turbiny (VGT) i jakichkolwiek rozwiązań technicznych mających na celu regulację przepływu gazów spalinowych kierowanych z silnika do turbiny turbosprężarki. Prędkość obrotowa wału turbosprężarki może osiągać 125 000 obr/min. Do regulacji i kontroli prędkości obrotowej turbosprężarki stosowany jest, połączony z jej wałem, generator do odzyskiwania energii cieplnej (MGU-H) oraz, tak jak w konwencjonalnych turbosprężarkach, zawór upustowy spalin.

Zespół silnika elektrycznego i generatora (prądnicy) odzyskującego energię kinetyczną z hamowania – motogenerator energii kinetycznej

Zespół MGU-K jest mechanicznie połączony z wałem korbowym silnika przez przekładnię zębatą o stałym przełożeniu. Zgodnie z Regulaminem Technicznym FIA na rok 2014 [15], MGU-K pracujący jako silnik elektryczny, współdziałający z silnikiem spalinowym, stanowi drugie, dozwolone źródło napędu bolidu F1. Podczas przyspieszania bolidu MGU-K jako silnik elektryczny wspomaga silnik spalinowy, czerpiąc energię elektryczną z zespołu akumulatorów gromadzących energię elektryczną i/lub z generatora (prądnicy) energii cieplnej (MGU-H). W czasie hamowania bolidu, MGU-K funkcjonuje jako generator (prądnicą) energii elektrycznej wytwarzanej przez odzysk traconej energii kinetycznej podczas hamowania. W tym czasie MGU-K wspomaga też hamulce w spowalnianiu bolidu, redukując tym samym ilość rozpraszanej energii cieplnej podczas hamowania. Maksymalna moc zespołu MGU-K jest ograniczona do 120 kW, maksymalny moment obrotowy do 200 Nm, a jego dopuszczalna prędkość obrotowa to 50 000 obr/min. Na dystansie jednego okrążenia toru można wykorzystać maksymalnie do 4 MJ energii elektrycznej dostarczonej z zespołu akumulatorów do MGU-K, co odpowiada 120 kW dodatkowej mocy napędowej przez 33,3 s. Maksymalna ilość energii dostarczonej przez MGU-K podczas jednego okrążenia toru do zespołu akumulatorów została ograniczona do 2 MJ.

of energy supplied by MGU-K in a single lap to the battery set is limited to 2 MJ.

Motor Generator Unit-Heat (MGU-H)

MGU-H is mechanically connected with the turbocharger shaft. MGU-H operating as an electrical motor, through the turbocharger shaft, recovers part (excess) of the exhaust gas energy supplied to the turbine from the engine, when its amount exceeds current demand of the turbocharger. The amount of energy recovered from MGU-H is not limited. The electrical energy generated by MGU-H may be sent to MGU-K and used immediately or stored in the batteries for further use. MGU-H is also used to control the turbocharger speed so that its rate is adjusted to the compressed air required by the engine. As a result, operating as an electrical energy generator, it reduces the turbocharger speed and its excess rate and when operating as an electric motor, accelerates the turbocharger through its shaft during abrupt engine acceleration from low speeds, thus reducing the ‘turbo lag’ effect. The maximum speed of MGU-H is limited to 125 000 rpm.

Energy Store (ES)

Electrical energy is stored in a set of batteries of the weight between 20 kg and 25 kg. The charging of the battery set is done through MGU-K and MGU-H. The battery capacity is limited to 4 MJ. The battery set must constitute a single component i.e. it cannot be divided into several parts located in different sections of the vehicles.

Electronic Control Unit (ECU)

The electronic control unit, together with its software, is designed to control the operation and cooperation of the components of the power unit.

The weight of the entire power unit may not be lower than 145 kg. Today, four manufacturers provide complete power units: Mercedes-AMG, Ferrari, Renault and Honda – Fig. 5.

2.2. Operation of the power unit

The F1 vehicle can be powered by either a combustion engine or MGU-K operating in the ‘electric motor’ mode or both simultaneously. During the track race, the use of MGU-K is allowed only upon exceeding the speed of 100 km/h [14]. The speeding vehicle is propelled with a combustion engine and the excess exhaust gas from the turbocharger is used to propel MGU-H that recovers part of the thermal energy and converts it to electrical energy supplied to the battery – Fig. 6.

When the vehicle approaches the curve, part of the kinetic energy generated during braking is converted into electrical energy by MGU-K and is then used to charge the batteries. Past the curve, the vehicle starts accelerating and then MGU-H again operates in the ‘electrical motor’ mode, consuming the energy from the battery and supporting the turbocharger drive when the exhaust gas rate is low (reducing the ‘turbo lag’ effect).

At the same time, the combustion engine is additionally supported by MGU-K connected to the crankshaft operating

Zespół silnika elektrycznego i generatora (prądnicy) odzyskującego energię cieplną z gazów spalinowych – motogenerator energii cieplnej

Zespół MGU-H jest mechanicznie połączony z wałem turbosprężarki. MGU-H pracujący jako silnik elektryczny odzyskuje, przez wał napędowy turbosprężarki, część (nadmiar) energii gazów spalinowych dostarczanych do turbiny z silnika spalinowego, gdy jej ilość przewyższa bieżące zapotrzebowanie turbosprężarki. Ilość energii odzyskiwanej przez MGU-H nie jest ograniczona. Energia elektryczna wytwarzana przez MGU-H może być przesyłana do MGU-K, i na bieżąco wykorzystywana, lub do zespołu akumulatorów do późniejszego wykorzystania. MGU-H używany jest też do kontroli prędkości obrotowej turbosprężarki w ten sposób, aby dostosować jej wydatek do bieżącego zapotrzebowania sprężanego powietrza przez silnik spalinowy. W rezultacie, działając jako generator energii elektrycznej, zmniejsza prędkość obrotową turbosprężarki i ogranicza jej nadmierny wydatek, a działając jako silnik elektryczny rozpędza turbosprężarkę przez wał napędowy podczas gwałtownego przyspieszania silnika spalinowego z niskich prędkości obrotowych, ograniczając zjawisko tzw. „turbo dziury”. Maksymalna prędkość obrotowa MGU-H została ograniczona do 125 000 obr/min.

Zespół magazynowania energii

Energia elektryczna magazynowana jest w zespole akumulatorów o masie mieszczącej się pomiędzy 20 kg a 25 kg. Ładowanie akumulatorów odbywa się za pomocą MGU-K i MGU-H. Pojemność akumulatorów została ograniczona do 4 MJ. Zespół akumulatorów musi stanowić jedną część, tzn., że nie wolno dzielić go na kilka części umieszczonych w różnych miejscach bolidu.

Elektroniczny zespół sterujący

Elektroniczny zespół sterujący wraz z oprogramowaniem służy do kontroli i sterowania współdziałaniem elementów zespołu napędowego.

Masa całego zespołu napędowego nie może być mniejsza niż 145 kg. Obecnie kompletne zespoły napędowe dostarczą czterej producenci, tj.: Mercedes-AMG, Ferrari, Renault i Honda – rys. 5.

2.2. Działanie zespołu napędowego

Bolid F1 może być napędzany przez silnik spalinowy lub przez MGU-K w trybie działania jako silnik elektryczny, albo przez oba silniki równocześnie. Podczas jazdy na torze użycie do napędu MGU-K jest dopuszczalne dopiero po przekroczeniu przez bolid prędkości 100 km/h [14]. Poruszający się z dużą prędkością bolid jest napędzany silnikiem spalinowym, a nadmiar wytworzonych gazów spalinowych, w odniesieniu do zapotrzebowania turbosprężarki, jest wykorzystywany do napędu przez turbosprężarkę MGU-H, który odzyskuje część energii cieplnej gazów spalinowych i przetwarza ją na energię elektryczną przesyłaną do akumulatorów – rys. 6.

Podczas zbliżania się bolidu do zakrętu część energii kinetycznej wytwarzanej w czasie hamowania jest przetwarzana w energię elektryczną przez MGU-K i wykorzystywana

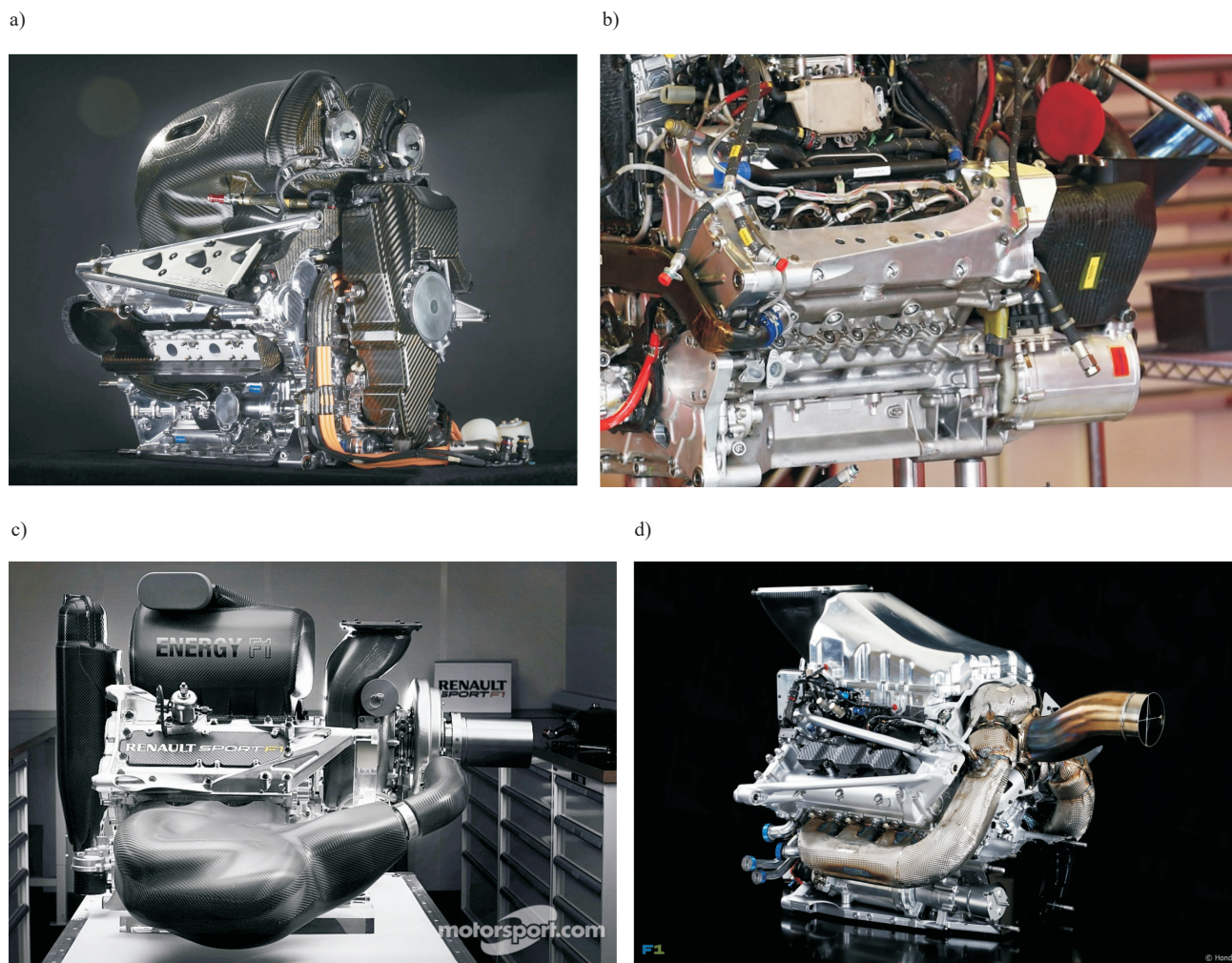


Fig. 5. F1 Power Units of the 2015 season: a) Mercedes AMG PU106B [16], b) Ferrari 059/4 [17], c) Renault RS35 Energy F1-2015 [18], d) Honda RA615H [19]

Rys. 5. Zespoły napędowe F1 z sezonu 2015: a) Mercedes AMG PU106B [16], b) Ferrari 059/4 [17], c) Renault RS35 Energy F1-2015 [18], d) Honda RA615H [19]

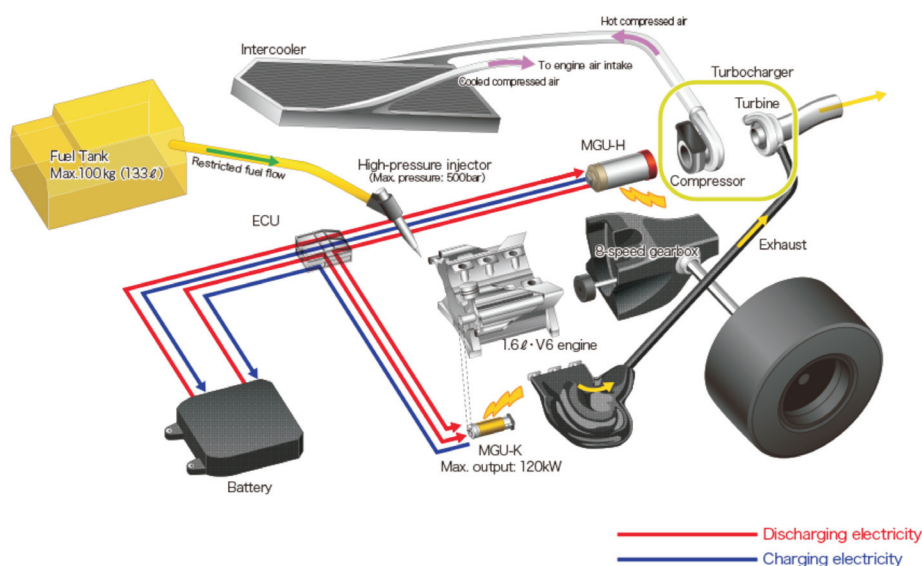


Fig. 6. Power Unit configuration and operation [20]

Rys. 6. Konfiguracja i wzajemna współpraca elementów zespołu napędowego [20]

do ładowania akumulatorów. Po pokonaniu zakrętu bolid zaczyna przyspieszać, a wówczas MGU-H pracuje w trybie silnika elektrycznego, pobierając prąd z akumulatorów i wspomaga napęd wału turbosprężarki, przy małym wydatku spalin z silnika, aby zniwelować zjawisko „turbo dziury”.

Równocześnie silnik spalinywy jest dodatkowo wspomagany przez połączony mechanicznie z wałem korbowym MGU-K działający w trybie silnika elektrycznego, zasilanego prądem wcześniej naładowanych akumulatorów – rys. 6. Podczas zwiększania prędkości przyspieszającego bolidu, zwiększa się ilość spalin wytwarzanych

in the ‘electric motor’ mode, powered by the batteries – Fig. 6. The amount of exhaust gas generated by the engine and directed to the turbocharger grows with the speed of the vehicle. Upon exceeding the amount of exhaust gas needed to ensure a proper turbocharger rate, the excess of thermal energy is used by MGU-H (operating in the ‘generator’ mode) to generate current that can power MGU-K (supports the engine in the vehicle propulsion) or charge the battery [14, 20].

3. Selected design solutions of the power units

The advancement of the powertrains is possible in compliance with the complex table of modifications introduced in 2014 that assumed increasingly stringent limitations each year. The power units of F1 vehicles are divided into 66 tokens, and three categories (weights) i.e. 1, 2 and 3. An appropriate number of tokens attributed to individual components of the power unit and the determination of their admissible number to be used for individual years allows determining which components can be modified in the subsequent seasons and which will be frozen permanently. The design solutions of F1 race engines are usually kept secret, particularly those that can be decisive of the advantage over other competitors. Some of the data, however, leaks to the public or is made generally available by the power unit manufacturers. Below, some of these solutions have been presented.

3.1. Power unit component layout

Figure 7 presents different component layouts of the power units applied in 2015 by four manufactures: Honda, Mercedes, Renault and Ferrari. Characteristic for Mercedes and Honda is the location of MGU-H on the turbocharger shaft between the turbine (in the back of the engine) and the compressor (in the front of the engine – Mercedes AMG and between the engine cylinder heads – Honda). Such a configuration allows using a smaller intercooler due to greater distances between the turbine (heating up to over 900 °C) and the compressor. Another advantage is the shortening of the air ducts between the compressor and the intercooler, which reduces the time and energy necessary to supply the air to the engine, thus reducing the ‘turbo lag’.

Besides, the engine has a very compact design, which is significant in terms of aerodynamics of the rear part of the vehicle body. Ferrari placed an intercooler between the cylinder heads. This solution prevented the distortion and blockage of the flow of air in the side channels of the vehicle body. The turbocharger

przez silnik i kierowanych do turbosprężarki. Po przekroczeniu ilości spalin niezbędnej do zapewnienia odpowiedniego wydatku sprężarki doładowującej silnik, nadmiar energii cieplnej spalin jest wykorzystywany przez MGU-H, działający w trybie generatora, do wytworzenia prądu mogącego zasilać bezpośrednio MGU-K, napędzający w tym czasie wraz z silnikiem spalinowym bolid, lub ładować akumulator [14, 20].

3. Wybrane rozwiązania konstrukcyjne zespołów napędowych

Rozwój układów napędowych jest możliwy zgodnie z obowiązującą, wprowadzoną w 2014 r., skomplikowaną tablicą modyfikacji, która zakłada z roku na rok coraz większe ograniczenia. Zespół napędowy w F1 jest podzielony na 66 tokenów (talonów), przy czym dzielą się ona na trzy kategorie (wagi), tj.: 1, 2, 3. Przypisanie poszczególnym elementom układu napędowego odpowiedniej liczby talonów oraz określenie dopuszczalnej ich liczby do wykorzystania na poszczególne lata pozwala określić, które elementy będzie można w kolejnych sezonach modyfikować, a które zostaną „zamrożone” na stałe. Rozwiązania konstrukcyjne silników wyścigowych F1 są zazwyczaj pilnie strzeżoną tajemnicą, zwłaszcza te, które mogą decydować o przewadze jednego zespołu napędowego nad innymi. Jednak część z nich przedostaje się do mediów lub w sposób ogólny zostaje ujawniona przez producentów zespołów napędowych. Poniżej omówiono kilka z nich.

3.1. Rozmieszczenie podzespołów układu napędowego

Na rysunku 7 przedstawiono różne rozmieszczenie podzespołów układów napędowych stosowane w 2015 r. przez

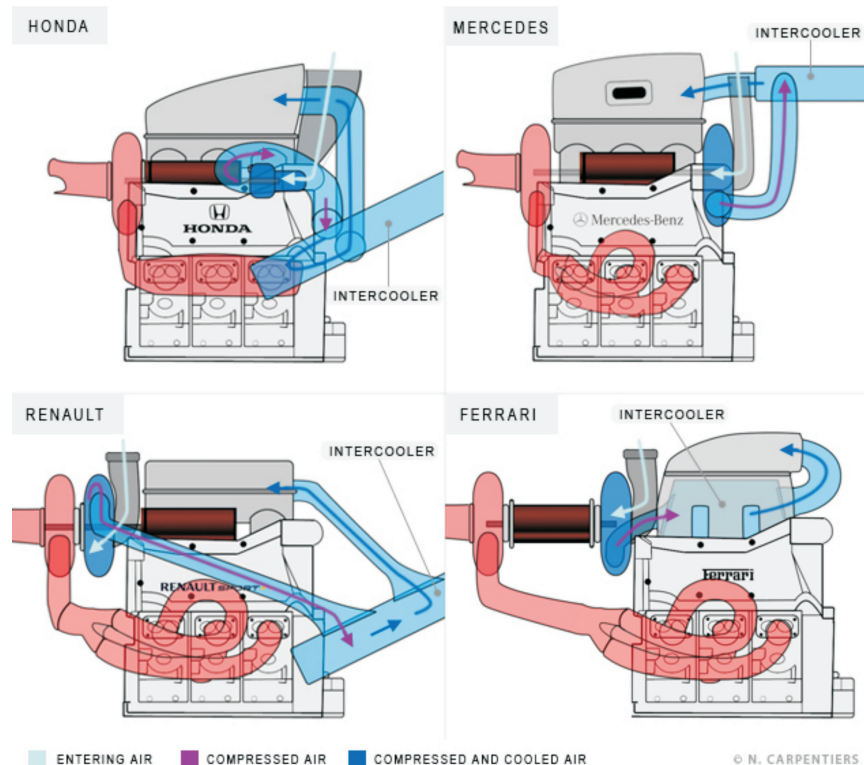


Fig. 7. Component layout of the Power Units [21]

Rys. 7. Rozmieszczenie podzespołów układów napędowych [21]

set (with the turbine and the compressor separated with MGU-H between them) was fitted in the rear of the engine. As it turned out, this significantly extended the entire power unit, and the length of the exhaust gas ducts from the engine to the turbine, which slowed down the turbocharger reaction. As a result, in 2016, Ferrari applied a solution similar to that of Renault, with the exception that there were two intercoolers. An additional reason for the change of the intercooler location was the space between the cylinder heads used for the variable geometry intake manifolds, permitted since 2015. In Renault, in the back of the engine a classic turbocharger was fitted, and MGU-H (located between the cylinder heads) was connected to the turbocharger shaft. In this case, a very efficient intercooling system was required.

3.2. Turbocharger design

In 2015 Honda used an axial turbocharger of non-typical design, compared to the centrifugal turbochargers provided by the rest of the power unit manufacturers (Mercedes AMG, Ferrari and Renault) – Fig. 8 [21].

The underlying reason for the application of such a solution was the need to downsize the compressor to fit it between the cylinder heads, hence the downsizing of the entire power unit. Despite the fact the axial compressor produced greater speeds and was characterized by a lower moment of inertia

czterech producentów: Honda, Mercedes, Renault, Ferrari. Dla Mercedesu i Hondy charakterystyczne było umieszczenie na wale turbosprężarki, pomiędzy turbiną (umieszczoną z tyłu silnika) i sprężarką (umieszczoną z przodu silnika – Mercedes AMG i pomiędzy głowicami silnika – Honda) układu MGU-H. Taki układ pozwalał stosować mniejszą chłodnicę sprężanego powietrza dolotowego ze względu na znaczne oddalenie, nagrzewającej się do ponad 900 °C, turbiny od sprężarki. Inną zaletą było skrócenie przewodów powietrza pomiędzy sprężarką a chłodnicą powietrza, co zmniejszało czas i energię niezbędną do dopływu powietrza do silnika i skutkowało zmniejszeniem „turbo dziury”.

Ponadto silnik miał bardzo kompaktową budowę, co było istotne w aspekcie poprawy aerodynamiki tylnej części nadwozia bolidu. Ferrari natomiast pomiędzy głowicami cylindrów silnika umieszczało chłodnicę powietrza doładowywanego, co nie zaburzało i nie ograniczało przepływu powietrza bocznymi tunelami nadwozia bolidu. Zespół turbosprężarki z turbiną i sprężarką rozdzieloną umieszczonym pomiędzy nimi MGU-H zabudowany był z tyłu silnika. Jednak, jak się okazało, znacznie wydłużało to cały zespół napędowy, a przy tym długość przewodów gazów spalinyowych płynących z silnika do turbiny, co niekorzystnie opóźniało jej reakcję. W rezultacie w 2016 r. Ferrari stosowało już podobne rozwiązanie jak Renault, z tym że chłodnicę powietrza podzielono

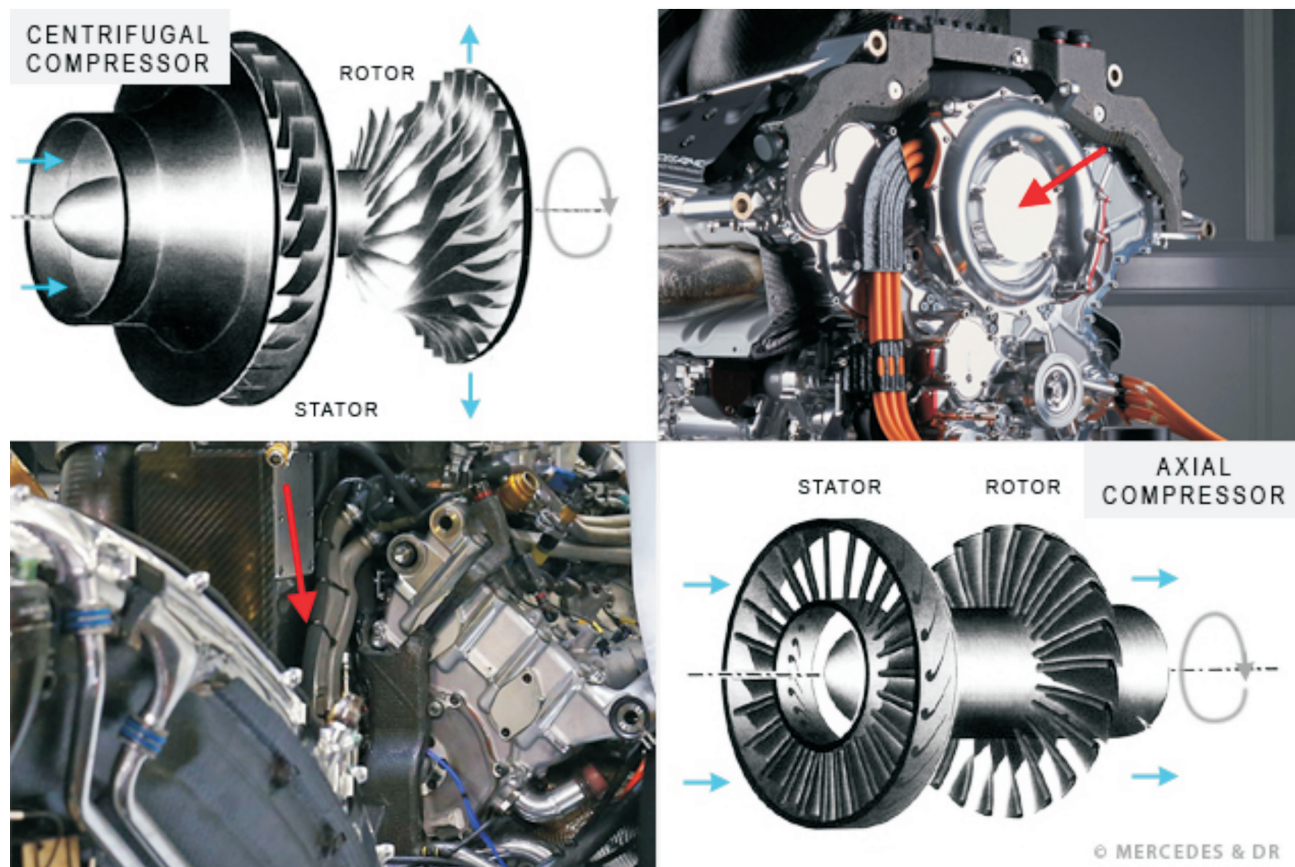


Fig. 8. Comparison of the centrifugal compressor (turbocompressor of Mercedes AMG PU) and the axial compressor (turbocompressor of Honda PU) [21]

Rys. 8. Porównanie odśrodkowej sprężarki (turbosprężarka zespołu napędowego Mercedes AMG) i osiowej sprężarki (turbosprężarka zespołu napędowego Honda) [21]

to the benefit of the operation of the engine and MGU-H, it produced lower charge air pressure compared to the centrifugal compressor. For this reason, in 2016 this type of compressor was discontinued.

3.3. Fuel and combustion systems

Since the beginning of 2014, the main target of the development works on the F1 combustion engines has been their thermal efficiency, which is why most attention is paid to fuel and combustion systems. One of the most interesting solutions in this area is Turbulent Jet Ignition (TJI). The concept of the system was developed by Cosworth engineers, who were later employed by Mercedes and MAHLE Powertrain. Based on a contract, MAHLE Powertrain improved the systems in order to implement it in the F1 Ferrari engines, currently in use since Grand Prix Canada 2015.

TJI allows improving the efficiency through a precise control of the fuel supplied to the cylinders and through burning of leaner mixtures thanks to a phenomenon of surface ignition [22, 23]. The system has a small pre-chamber containing a fuel injector and a spark plug – Fig. 9 [23].

The end of the pre-chamber has a multi-hole atomizer with six holes supplying the prepared mixture to the combustion chamber under high pressure. The injection to the main chamber is made 60° before TDC in the compression stroke. 97% of the fuel gets to the main chamber through high-pressure injections and the outstanding 3% remains in the pre-chamber. The spark in the pre-chamber is generated when the piston is 22° before TDC and the ignited rich mixture passes to the main chamber when the piston is in the range of $5\text{--}12^\circ$ before TDC resulting in the ignition of the lean mixture. The precisely crafted nozzles, of small diameter between the pre-chamber and the main chamber allow a more accurate control of the rich mixture injected into the main chamber, where it

na dwie. Dodatkowym powodem zmiany lokalizacji chłodnicy powietrza było pozyskanie miejsca między głowicami silnika do zastosowania kolektorów dolotowych o zmiennej geometrii, dozwolonych od 2015 r. W Renault z tyłu silnika umieszczono klasycznie zbudowaną turbosprężarkę, a na wychodzącym ze sprężarki wale zamontowano MGU-H umieszczony między głowicami silnika. W tym przypadku konieczne było stosowanie bardzo wydajnego układu chłodzenia powietrza doładowywanego.

3.2. Budowa turbosprężarki

W roku 2015 Honda stosowała sprężarkę osiową o nietypowej konstrukcji, w przeciwieństwie do sprężarek odśrodkowych pozostałych producentów zespołów napędowych (Mercedes AMG, Ferrari i Renault) – rys. 8 [21].

Podstawowym powodem zastosowania takiego rozwiązania była konieczność zmniejszenia wymiarów sprężarki, aby możliwe było umieszczenie jej pomiędzy głowicami silnika, a tym samym maksymalne zmniejszenie wymiarów całego zespołu napędowego. Jednak, chociaż sprężarka osiowa rozwijała większą prędkość obrotową i charakteryzowała się mniejszym momentem bezwładności, z korzyścią dla działania silnika i MGU-H, to zarazem osiągała mniejsze ciśnienie sprężania powietrza doładowującego w porównaniu ze sprężarką odśrodkową. Z tego względu w 2016 r. Honda zrezygnowała z dalszego stosowania i rozwoju turbosprężarki ze sprężarką osiową.

3.3. Systemy zasilania i spalania

Od początku 2014 r. nadrzędnym celem rozwoju tłokowych silników spalinowych F1 jest dążenie do poprawy ich sprawności cieplnej, dlatego najwięcej uwagi poświęca się rozwojowi systemów zasilania i spalania. Jedno z najciekawszych rozwiązań w tym zakresie to system Turbulent Jet Ignition (TJI). Koncepcja systemu została opracowana przez inżynierów firmy Cosworth, po czym część z nich została

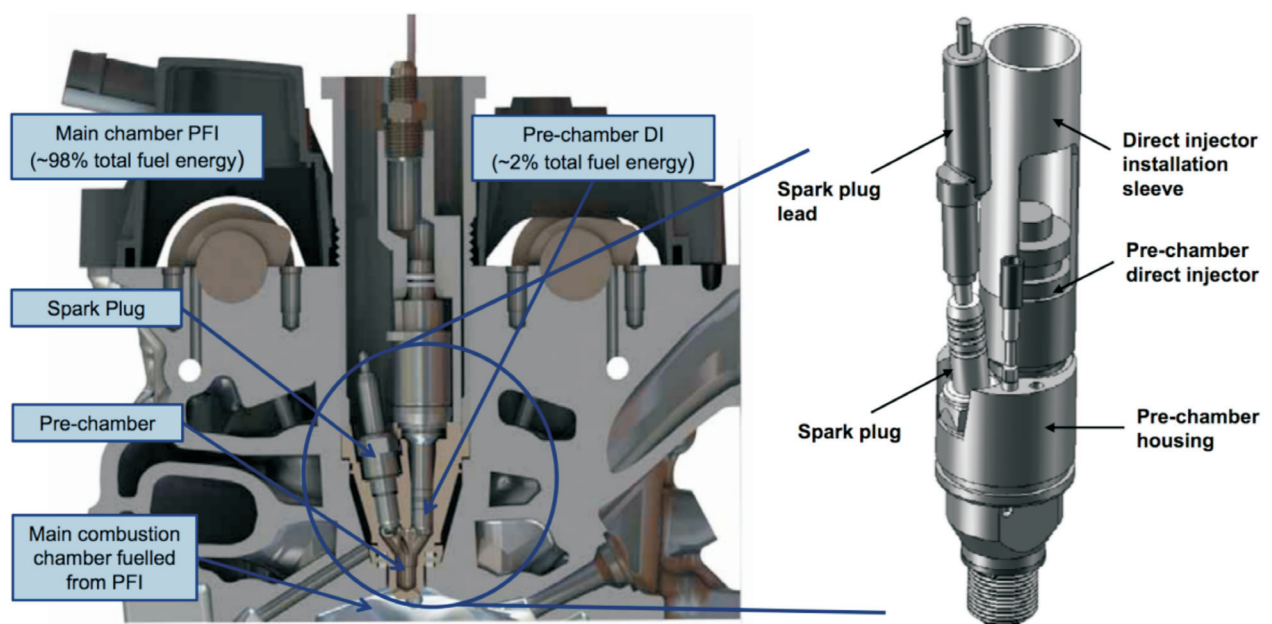


Fig. 9. MAHLE System Turbulent Jet Ignition [23]

Rys. 9. System Turbulent Jet Ignition – MAHLE [23]

controls the swirl of the lean mixture to make sure the combustion is kept away from the chamber walls, which reduces the heat loss, thus improving the engine thermal efficiency. As MAHLE claims, the rich mixture ignited in the pre-chamber around the spark plug is injected into the main chamber and generates a flow of plasma. It reaches the piston mainly at the outer edge, which results in igniting of the rest of the mixture. Usually, the ignition of the mixture takes place in the center of the cylinder but in the case of MAHLE TJI this is realized from the outer cylinder boundary towards the center of the cylinder. This eliminates the knocking combustion in an approx. 20% leaner mixture compared to a conventional combustion system. Similar fuel supply and combustion systems are used in the F1 Mercedes AMG (since 2014 r.) and Renault (since Grand Prix Spain 2016) engines.

3.4. Exhaust systems

Ever since the introduction of power units with turbo-charged engines in 2014, the F1 fans would complain that these engines are too quiet, which thwarts the thrill while watching the race. In the years 2014-2015 regulations applied that forced the application of a single centrally mounted tailpipe that was a combination of an exhaust system with the system extracting the gas released by the wastegate (one

zatrudniona przez Mercedesa, a część przez firmę MAHLE Powertrain. W wyniku podpisanej umowy, MAHLE Powertrain rozwinął powyższy system w zastosowaniu do silnika wyścigowego F1 Ferrari, które stosuje go począwszy od G.P. Kanady 2015.

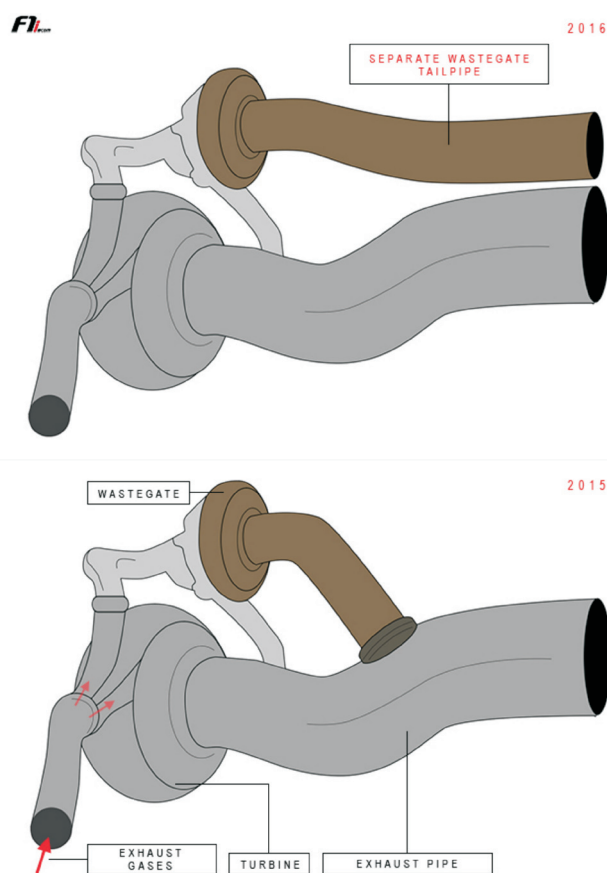
System TJI umożliwia poprawę sprawności cieplnej silnika przez precyzyjne kontrolowanie ilości dostarczanego do komór spalania paliwa i przez spalanie uboższej mieszanki możliwe dzięki zastosowaniu specjalnego zapłonu powierzchniowego [22, 23]. System zawiera małą komorę wstępną, w której umieszczony jest zarówno wtryskiwacz paliwa, jak i świeca zapłonowa – rys. 9 [23].

Zakończenie komory wstępnej ma kształt wielootworowego rozpylacza z sześcioma otworami, przez które do głównej komory spalania dostarczana jest wytworzona w komorze wstępnej mieszanka wtryskiwana pod wysokim ciśnieniem. Wtrysk do komory głównej następuje 60° przed górnym martwym położeniem tłoka w suwie sprężania. Wówczas 97% paliwa przedostaje się do głównej komory spalania w postaci wysokociśnieniowych wtrysków, a pozostałe 3% pozostaje w komorze wstępnej. Iskra pojawia się w komorze wstępnej, gdy tłok znajduje się w położeniu określonym kątem 22° przed górnym martwym położeniem tłoka, a zapalona bogata mieszanka dostaje się do komory głównej w granicach położenia tłoka 5–12° przed górnym martwym położeniem, powodując zapalenie ubogiej mieszanki.

Precyzyjnie wykonane, o małej średnicy dysze pomiędzy komorą wstępną i główną umożliwiają dokładniejsze kierowanie bogatą mieszanką paliwowo-powietrzną wtryskiwaną do komory głównej, gdzie steruje ona procesem zawirowania mieszanki ubogiej w ten sposób, aby utrzymywać proces spalania z dala od ścianek komory, co zmniejsza straty ciepła, a zatem poprawia sprawność cieplną silnika. Jak twierdzi firma MAHLE, zapalona w komorze wstępnej, wokół świecy zapłonowej, bogata mieszanka paliwowo-powietrzna jest wtryskiwana do komory głównej, powodując powstanie strumieni plazmy. Dosiegają one tłoka przede wszystkim przy zewnętrznej krawędzi, co powoduje zapalenie się reszty mieszanki. Zazwyczaj zapłon mieszanki powstaje w środku cylindra, jednak w systemie MAHLE TJI odbywa się to zasadniczo od zewnątrz do wewnątrz. Pozwala to uniknąć spalania stukowego w mieszance o około 20% uboższej niż dla konwencjonalnego systemu spalania. Podobne systemy zasilania i spalania stosowane są w silnikach F1 Mercedes AMG (od 2014 r.) i Renault (od G.P. Hiszpanii 2016).

3.4. Układy wylotowe

Od początku wprowadzenia w 2014 r. zespołów napędowych z turbodoładowanymi silnikami spalinowymi, fani F1 narzekali, że silniki te są zbyt ciche, co zmniejsza emocje towarzyszące oglądaniu wyścigów. W latach 2014-2015 obowiązywały przepisy, które nakazywały stosowanie pojedynczej, centralnie umieszczonej rury wylotowej, stanowiącej połączenie odprowadzenia spalin z turbiny turbosprężarki i zamontowanego na turbinie jednego lub dwóch zaworów upustowych spalin, kontrolujących ciśnienie doładowania (zapobiegając nadmiernemu ciśnieniu doładowania) [15] – rys. 10 [25].



Rys. 10. Układy wydechowe silników F1 zgodne z przepisami na rok 2015 i 2016 [25]

Fig. 10. F1 exhaust tailpipe systems in conformity with the 2015 and 2016 regulations [25]

Table 1. Comparison of selected technical parameters and design requirements of the F1 engines between 2013 and 2015

Tabela 1. Porównanie wybranych parametrów technicznych i wymagań konstrukcyjnych silników F1 z 2013 i 2015 r.

Engine identification/oznaczenie silnika /	RS27-2013	Renault RS35 Energy F1-2015 Turbo Power Unit
Displacement/objętość skokowa [cm ³]	2400	1600
Maximum crankshaft speed/maksymalna prędkość obrotowa wału korbowego [rpm]	18000	15000
Maximum power/moc maksymalna [kW/KM]	559 / 760	522–641 / 700–860 @ 10 500–13 000 rpm (699 / 950 – Mercedes AMG PU106B)
Volumetric power index/objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	233	401 (437 – Mercedes AMG PU106B)
Maximum torque/maks. moment obrotowy [N·m]	305	425 @ 10500 rpm
Volumetric torque index/objętościowy wskaźnik momentu obrotowego [N·m/dm ³]	127	266
Engine air supply/dostarczanie powietrza do silnika	naturally aspirated, pressure charging is not permitted/wolnossący, doładowanie jest zabronione	turbocharged, unlimited turbo boost pressure (usually 3.5 bar)/turbodoładowany, ciśnienie doładowania nieograniczone (stosowane 3,5 bar)
Turbocharger speed/prędkość obrotowa turbosprężarki [rpm]	–	100 000 (max. 125 000)
Maximum fuel flow rate/maksymalne natężenie dopływu paliwa do silnika [kg/h]	unlimited, but typically 170/ nieograniczone, ale zazwyczaj 170	100
Permitted fuel quantity per race/dozwolona ilość paliwa zużywanego w wyścigu [kg]	unlimited, but typically 160/ nieograniczona, ale zazwyczaj 160	100
Configuration and number of cylinders/konfiguracja i liczba cylindrów	90° V8	90° V6
Cylinder bore/średnica cylindra [mm]	max. 98	max. 80
Piston stroke/skok tłoka [mm]	non-variable/nieregulowany	53 (non-variable/nieregulowany)
Crank height/wielkość wykorbienia wału korbowego [mm]	min. 58	90
Number of valves/liczba zaworów	4 per cylinder, 32, 2 intake and 2 exhaust/ 4 na cylinder, 32, 2 dolotowe i 2 wylotowe	4 per cylinder, 24, 2 intake and 2 exhaust/4 na cylinder, 24, 2 dolotowe i 2 wylotowe
Intake system/układ dolotowy	variable geometry intake systems are not permitted/układ dolotowy o zmiennej geometrii jest niedozwolony	variable geometry intake systems are permitted/układ dolotowy o zmiennej geometrii jest dozwolony
Timing gear/układ rozrządu	variable valve timing and variable valve lift systems are not permitted/układy zmiennych faz rozrządu i regulacji wzniosu zaworów są niedozwolone	variable valve timing and variable valve lift systems are not permitted/układy zmiennych faz rozrządu i regulacji wzniosu zaworów są niedozwolone
Exhaust/układ wydechowy	twin exhaust outlets, one per cylinder bank/ dwie rury wydechowe, po jednej dla każdego rzędu cylindrów	single, centrally mounted exhaust tailpipe outlet/ pojedyncza, centralnie umieszczona rura wydechowa
Fuel injection system/układ wtrysku paliwa	indirect fuel injection/pośredni wtrysk paliwa	direct fuel injection/bezpośredni wtrysk paliwa
Fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa [bar]	max. 100	max. 500
Engine weight/waga silnika [kg]	95 (min. 95)	155 (min. 145)
Energy Recovery Systems/układy odzyskiwania energii		
MGU-K speed/prędkość obrotowa MGU-K [rpm]	unrestricted (38 000)/ nieograniczona (38 000)	max. 50 000
MGU-K power/moc MGU-K [kW]	max. 60	max. 120
Energy recovered by MGU-K/energia odzyskiwana przez MGU-K [MJ/lap]	max. 0.4	max. 2
Energy released by MGU-K/energia wyzwolana przez MGU-K [MJ/lap]	max. 0.4	max. 4
Max. energy release time by MGU-K/czas wyzwolania max. energii MGU-K [s/lap]	6.7	33
Maximum torque MGU-K/maks. moment obrotowy MGU-K [N·m]	unrestricted/nieograniczony/	200
MGU-H speed/prędkość obrotowa MGU-H [rpm]	–	max. 125000
Energy recovered by MGU-H/energia odzyskiwana przez MGU-H [MJ/lap]	–	unrestricted/nieograniczona
Fuel/paliwo	–	102 RON unleaded gasoline + 5.75% biofuel/benzyna bezołowiowa o LOB 102, zawierające 5,75% biokomponentów
Lubricating oil/olej smarowy		Total Quartz 9000 5W40

or two wastegates) that controls the charging pressure and prevents overcharging [15] – Fig. 10 [25].

Since 2016 regulations have been in force that impose the application of twin pipes for the exhaust gas from the turbocharger and one or two pipes extracting the gas from the wastegate [24] – Fig. 10 [25]. It is forecasted that following these changes in the exhaust system, the engines are to be approx. 20–25% louder.

Table 1 presents a comparison of selected technical parameters and design requirements of two F1 Renault engines: high-speed, naturally aspirated V8 engine used in the 2013 season and a hybrid power unit with a turbocharged V6 engine used in the 2015 season.

4. Conclusions

In 2014, FIA introduced technical regulations, the result of which were the most revolutionary changes in the history of F1 engines. Highly efficient and technically advanced hybrid power units replaced the high-speed naturally aspirated engines. As a result, a conventional piston turbocharged combustion engine together with an electric motor is now applied for the propulsion of the F1 vehicles. At the same time, aiming at achieving maximum similarity of the F1 engines to the ones used in general automotive sector, restrictions in the fuel consumption were introduced, the consequence of which was the requirement of using energy recovery systems to recuperate part of the kinetic energy during braking (MGU-K) and to recuperate part of the exhaust gas energy from the turbochargers (MGU-H). It is noteworthy that, due to its operating parameters, KERS recovery system, used since 2013 along with the high-speed naturally aspirated V8 engines, was much more about propaganda than actual real life application.

The advancement of new F1 engines (last two years) included significant improvements in the area of fueling systems and combustion in turbocharged combustion engines as the main power unit component. For example, the peak combustion pressure was gradually increased from approx. 200 bar in 2014 to 220–240 bar in 2015, while currently it can reach 300 bar (based on information obtained from Ferrari). The thermal efficiency of combustion engines grew from approx. 35–37% in 2014 to approx. 45–47% in 2015 and 51% in 2016 (based on information obtained from Mercedes AMG). The maximum power output of the power units grew from approx. 750 KM (552 kW) in 2014 to approx. 950 KM (699 kW) in 2015 and, in 2016, it will most likely exceed 1000 KM (735 kW). The durability of the power units is also continuously growing. This results from the technical regulations, according to which, in 2014, each driver could utilize 5 power units per season (4000 km mileage for each power unit) while in the years 2015 and 2016 only 4 could be used per season (5000 km mileage for each power unit).

Further advancement of the powertrains will inevitably be facilitated by the changing technical regulations in 2017 that are to eliminate the system of tokens for modifications, which will allow unlimited modifications to the engines.

Od początku 2016 r. obowiązują przepisy, które nakazują stosowanie osobnej rury wylotowej odprowadzającej spaliny z turbosprężarki i jednej lub dwóch osobnych rur odprowadzających spaliny z zaworu/ów upustowego spalin turbosprężarki [24] – rys. 10 [25]. Ocenia się, że na skutek tych zmian w układzie wylotowym silniki będą o około 20–25% głośniejsze.

W tabeli 1 zestawiono porównanie wybranych parametrów technicznych i wymagań konstrukcyjnych wysokoobrotowego, wolnossącego silnika V8 stosowanego w sezonie 2013 – F1 i hybrydowego zespołu napędowego, z turbodoładowanym silnikiem V6, stosowanego w sezonie 2015 – F1 na przykładzie silników Renault.

4. Podsumowanie

W roku 2014 FIA wprowadziła przepisy techniczne, w wyniku których nastąpiły najbardziej rewolucyjne zmiany w historii rozwoju silników F1. Miejsce dotychczas stosowanych, wysokoobrotowych silników wolnossących zajęły technicznie bardzo zaawansowane, wysokosprawne, hybrydowe zespoły napędowe. W rezultacie do napędu bolidów F1 stosowany jest tradycyjny, tłokowy, turbodoładowany silnik spalinowy oraz współdziałający z nim silnik elektryczny. Równocześnie, dążąc do maksymalnego zbliżenia jednostek napędowych F1 do tych, jakie stosowane są w powszechnej motoryzacji, wprowadzono ograniczenia w zakresie wielkości zużycia paliwa, czego konsekwencją było narzucenie stosowania zespołów (generatorów) do odzysku części energii kinetycznej traconej podczas hamowania bolidu (MGU-K) oraz do odzysku części niewykorzystanej w turbosprężarkach energii gazów spalinowych (MGU-H). Warto wyjaśnić, że stosowany w 2013 r., wraz z wysokoobrotowymi silnikami wolnossącymi V8, system odzyskiwania energii KERS, ze względu na niskie parametry miał znaczenie bardziej propagandowo-reklamowe niż użytkowe.

Dotychczasowy, ponaddwuletni rozwój nowych zespołów napędowych F1 doprowadził między innymi do znacznych postępów w zakresie rozwoju systemów zasilania i spalania tłokowych, turbodoładowanych silników spalinowych, pozostających głównym elementem zespołu napędowego. Przykładowo, szczytowe ciśnienie spalania zwiększało się sukcesywnie od około 200 bar w 2014 r. do 220–240 bar w 2015 r., a obecnie sięga 300 bar (na podstawie danych Ferrari). Sprawność cieplna omawianych silników spalinowych zwiększyła się z około 35–37% w 2014 r. do około 45–47% w 2015 r. i 51% w 2016 r. (na podstawie danych Mercedes AMG). Maksymalna moc zespołów napędowych zwiększyła się z około 750 KM (552 kW) w 2014 r. do około 950 KM (699 kW) w 2015 r., a w roku 2016 prawdopodobnie przekroczy 1000 KM (735 kW). Równocześnie stale zwiększa się trwałość zespołów napędowych. Wynika to z przepisów technicznych, według których w 2014 r. każdy kierowca miał do dyspozycji 5 zespołów napędowych na sezon wyścigowy (4000 km przebiegu na każdy zespół napędowy), a w latach 2015 i 2016 już tylko po 4 (5000 km przebiegu na każdy zespół napędowy).

Dalszemu rozwojowi zespołów napędowych zapewne sprzyjać będzie zmiana przepisów technicznych w 2017 r., zgodnie z którą nastąpi likwidacja systemu talonów na mo-

From 2018 onwards, further limitations in the number of used power units will be applied and, as a consequence, each driver will use 3 engines, turbochargers and MGU-Hs per season as well as two MGU-Ks, batteries and electronics.

dyfikacje i zmiany konstrukcyjne zespołów napędowych, a zatem będzie je można modyfikować niemal bez ograniczeń. Od roku 2018 będą wprowadzone dalsze ograniczenia w zakresie ilości stosowanych zespołów napędowych i w konsekwencji każdy kierowca będzie miał do dyspozycji w sezonie trzy silniki spalinowe, turbosprężarki i motogeneratory energii cieplnej – MGU-H, oraz po dwa motogeneratory energii kinetycznej – MGU-K, akumulatory i elektronikę.

Abbreviations

BMEP	Break Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie użyteczne</i>	MGU-H	Motor Generator Unit-Heat/ <i>motogenerator energii cieplnej</i>
ECU	Electronic Control Unit/ <i>jednostka sterowania elektronicznego</i>	MGU-K	Motor Generator Unit-Kinetic/ <i>motogenerator energii kinetycznej</i>
ERS	Energy Recovery System/ <i>system odzyskiwania energii</i>	PFI	Port Fuel Injection/ <i>wtrysk paliwa do przewodu dolotowego</i>
ES	Energy Store/ <i>energia zakumulowana (zmagazynowana)</i>	PU	Power Unit/ <i>zespół napędowy</i>
F1	Formula 1/ <i>Formuła 1</i>	TC	Turbocharger/ <i>turbosprężarka</i>
FIA	Fédération Internationale de l'Automobile/ <i>Międzynarodowa Federacja Samochodowa</i>	TJI	Turbulent Jet Ignition/ <i>zapłon strugi turbulentnej</i>
ICE	Internal Combustion Engine/ <i>silnik wewnętrznego spalania</i>	VGA	Variable Geometry Turbocharger/ <i>turbosprężarka o zmiennej geometrii kierownicy</i>
KERS	Kinetic Energy Recovery System/ <i>system odzyskiwania energii kinetycznej</i>		

Bibliography

- [1] Sassi, L., Kitsopanidis, I., Lovett, G. Evolutions in F1 Engine Technology: Pursuing Performance From Today's Power Unit Through Efficiency. 37th Vienna Engine Symposium – April 2016.
- [2] Boretti, A. F1 2014: Turbocharged and Downsized Ice and Kers Boost. World Journal of Modelling and Simulation. Vol. 9 (2013) No. 2, p. 150–160.
- [3] 2006 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [4] Merkisz, J., Pielecha, I., Markowski, J. Wskaźniki pracy silników pojazdów wyczynowych. Combustion Engines (Silniki Spalinowe), No 4/2007 (131) PTNSS-SS4-220, s. 3–18.
- [5] <http://www.racecar-engineering.com/articles/f1/f1-2013-the-last-of-the-v8s/>
- [6] 2007 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [7] 2008 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [8] 2009 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [9] 2010 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [10] 2011 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [11] 2012 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [12] 2013 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [13] Boretti A. KERS Braking for 2014 F1 Cars. Sept. 2012. DOI: 10.4271/2012-01-1802.
- [14] Upendra, K., Grauers, A. Analysis of 2014 Formula one hybrid powertrain. A Preliminary study with focus on its applicability to road cars. Swedish Hybrid Vehicle Centre – June 2014.
- [15] 2014 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [16] www.mercedesamgf1.com/en/car/pu106c-hybrid/
- [17] www.formulapassion.it/2015/06/f1-dalla-prestazione-della-spirato-allefficienza-della-power-unit/
- [18] www.motorsport.com/f1/news/renault-reveals-overhauled-2015-f1-engine-photos/
- [19] world.honda.com/Formula-1/2015/news08/photo/pages/04.html
- [20] www.car-engineer.com/honda-2015-f1-power-unit-explained/
- [21] en.f1i.com/magazine/10369-hondas-radical-power-unit-design.html
- [22] Blaxill, H., Bunce, M. The Development of a Pre-Chamber Combustion System for Lean Combustion of Liquid and Gaseous Fuels, 2014 (www.crao.org)
- [23] www.motorsportmagazine.com/opinion/f1/ferraris-formula-1-jet-ignition
- [24] 2016 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [25] en.f1i.com/magazine/38430-technical-preview-what-changes-in-2016.html

Zbigniew Stępień, DEng. – Assistant Professor, Head of Laboratory of Engine and Tribological Research, Deputy Head of the Chair of Operational Properties Assessment at Oil and Gas Institute – National Research Institute in Cracov.

Dr inż. Zbigniew Stępień – adiunkt, kierownik Laboratorium Badań Silnikowych i Trybologicznych, z-ca kierownika Zakładu Oceny Właściwości Eksploatacyjnych w Instytucie Nafty i Gazu – Państwowym Instytucie Badawczym w Krakowie.

e-mail: stepien@inig.pl

