第３期 Honda F1 エンジン開発の解説

Explanation of Honda's Third Era Formula One Engine Development

近藤基芳*　本橋康弘*　荻山一志*
Kiyoshi KONDO　Yasuhiro MOTOHASHI　Kazushi OGIYAMA
遠藤　一*　中村　聡*　柳澤長生*
Hajime ENDO　Satoshi NAKAMURA　Nagao YANAGISAWA

要　旨

第３期 F1 エンジン開発は，高出力化対応として，吸気効率の向上や可動部品の軽量化などのエンジン高回転化技術開発をおこなってきた．2007年以降は，最高エンジン回転数やエンジン本体の開発が規制され，吸気および排気部品の圧力波による動的効果を利用した出力向上に開発を集中した．2008年からはトラクションコントロールが禁止されたため，ドライバビリティ改善を含め，いかにラップタイムを短縮するかという指標におけるエンジンハード開発に移行した．

また，エンジンのロングマイレッジ化や材料規制への対応，サーキット走行での使われ方の変化に対し，耐久モードの細分化と結果のフィードバックをおこない，耐久信頼性との両立を達成した．

本稿では，ラップタイム評価手法とツール等の技術紹介を加えつつ，上記のエンジン進化について述べる．

ABSTRACT

During the third era Formula One engine development, as a measure for increasing the engine power through an increase of engine speed, the enhancement of the induction static efficiency and weight reduction of the moving parts was focused on. From 2007, restrictions on the maximum engine speed and development of the engine except for the induction and exhaust system were introduced. Therefore, the focus of the development changed to practical use of dynamic effect of induction and exhaust pressure. Moreover, the driver-aids including traction control was banned in 2008, so attention moved to the development with the objective of shortening lap times, and including drivability enhancements.

Also, to comply with new regulations concerning the longer use of engines, the restriction of use of materials, and to respond to changes in actual usage in circuit running in accordance with the change of regulations, the subdivision of the endurance mode and results feedback was performed, which achieved durable reliability in parallel with performance enhancement.

This document describes the evolution of the engine as outlined above, and includes descriptions of technology such as the lap time evaluation method and tools.

１．まえがき

第３期 F1 活動は 2000 年に開始され，他コンストラクタとの高回転高出力化競争に挑んだ．FIA による回転規制が入る直前の 2006 年には一部のコンペティタの最高回転数は 20000 rpm に達するようになった．Honda もレースにおける最高回転数は 19600 rpm に達していた．

この高回転化競争に対応するには，動弁系およびレシプロ系の等価重量の低減技術は必須であり，材料と製造技術の進化に加え，各部品の予知予測CAE導入を図った．特に，2003 年から設計者自身による 3D モデル製作および CAE 解析が定着し，構造強度，共振，流量，温度分布，熱応力等の最適化設計が短時間におこなえるようになった．また，出力を向上させるためには，吸気ポテンシャルも求められ，出力ピーク回転数を上げることが必要であり，吸入効率向上の技術が重視された．

高回転化にともない，フリクションや振動は２次関数的に増加するため，機械損失低減技術と，300 Gに達する振動加速度への対応にも悩まされることになった．

サーキットでのエンジン不具合は，即リタイアに繋がるため高い信頼性も求められた．各サーキットのスロットル開度や連続全開時間からエンジンへの負荷を推定し，負荷

＊四輪R&Dセンター

に応じた運転モードを作成し台上耐久テストをおこなった．これにより事前にレースでの油水温や気筒別点火時期等の運転条件を定め，性能と信頼性を両立し，２レースイベント１エンジン使用のロングマイレッジ化に対応した．

2007年以降，FIAにより最大エンジン回転数が19000 rpmに規制され，同時にエンジンの主要パーツの開発凍結（ホモロゲーション）が実施された．

これ以降，ラップタイム短縮を目的とする出力特性に着目し，吸排気部品開発に集中することになった．また，台上試験でのサーキット走行シミュレーションによるラップタイムや燃費のシミュレーションツールも進化した．

2008 年には，共通 ECU の採用とともにトラクションコントロールが禁止され，コーナ立ち上がりのドライバビリティの課題が顕在化した．エンジンハードによる改善検討に着手したが，2009 年以降の開発課題として残った．

２．出力

2.1. 高回転高出力時代（2000年 - 2006年）

2.1.1. 高回転化と吸気性能向上

Pse：軸出力　Pmi：有効平均圧力　Vs：行程容積　Ne：エンジン回転数　Psf：フリクションとすると，

Pse ＝ (Pmi × Vs × Ne/2)－ Psf と表現できる．

つまり，出力を向上させるためには，回転を上げることが効果的であり，Honda も高回転高出力化競争をおこなってきた．

エンジン最高回転数の推移を Fig. 1 に示す．

1992 年の V12 エンジンの回転数は 14400 rpm にすぎなかったが，第３期初年度の 2000 年では，17000 rpm となった．１レースイベント１エンジンおよび２レースイベント１エンジンのマイレッジ延長規制により，伸びが鈍るものの 2006 年には台上テストで 20000 rpm に達した．しかし，レースにおいてはラップタイムへの寄与度とエンジンの耐久信頼性から 19600 rpm を上限とした．

出力およびエンジン回転の目標値に対し最高回転数から出力ピーク回転数が決まると，Fig. 2に示すように出力値が推定できるため，目標出力の不足分は，フリクション低減と燃焼改善にて補うことになる．

出力ピーク回転数における吸入性能目標を定常流テストにて決定し，回転馬力を達成すべく，バルブ径を含むポートレイアウトとカムプロフィールの開発がおこなわれる．

バルブ径は拡大されるが，ピストンスピードとの兼ね合いからボア径が決定され，最終的なバルブ径が決定される．

2000 年に 95 mm でスタートしたボア径は，2002 年から 97 mm に拡大された．2004 年には，バルブ径拡大を目的にレーザクラッドシートが適用された．

また，2000 年から 2001 年は動弁系に直打方式を採用していたが，リフタ径でリフト量が限られることから2002年に動弁系機構をロッカアーム式に変更して，バルブリフト量を増加させた．

ポートについてもシーズンを通して開発をおこない，10 種類を越えるポートが実機評価されたが，定常流テストの吸入性能が高ければ出力が向上する訳ではなく，燃料分配も含めた燃焼改善の開発が要求された．

2006年のエンジンホモロゲーション直前には定常吸気性能だけではなく，3D ηvシミュレーションにより動的効果を最大限に発揮できるポート形状を開発し，出力向上を果たした．

2.1.2. 高回転化にともなう可動部品の軽量化

高回転にともない可動部品はフリクション低減と耐久性から軽量化が必要となる．軽量化のために，比剛性および高温疲労強度の高い材料，CAE による形状最適化が用いられた．

2004 年にピストン材には高温疲労強度の高いアルミ Metal Matrix Composite 材（MMC）が採用され，φ97 のサイズで 210 g まで軽量化が図られた．

エンジンマイレッジの延長や 2006 年の MMC 材禁止により，ピストン重量は増加したが，CAEによる熱応力解析やオイルジェットによるピストン冷却改善により，A2618 改良材で 230 g を実現した．

同時にレシプロ系ではコンロッドベアリングの発熱を抑えるため，軸径ダウンが検討され，剛性とのバランスから φ 34 となった．ベアリング自体も 2005 年以降熱伝導率

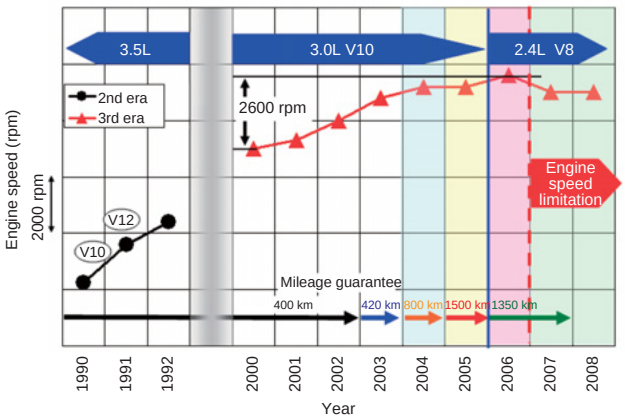

Fig. 1　Transition of max engine speed

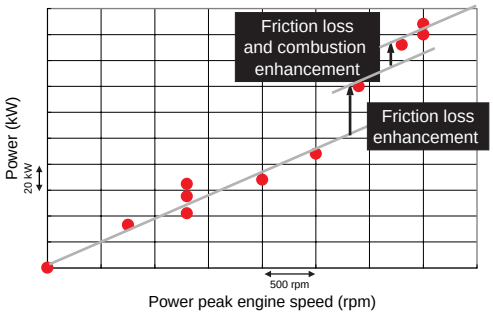

Fig. 2　V10 F1 engine power peak engie speed - power

の高い銅系の合金を採用し耐久信頼性向上を図っている．

一方，動弁系の等価重量低減に大きく貢献したのは，機構のロッカアーム化とバルブ材のチタンアルミ(TiAl)化である．2000 年に 71.4 g だった等価重量は 47.2 g まで低減した．2006年の金属間化合物の使用規制後も，CAEによりチタン合金で同等の重量を達成することができた．

Fig. 3 にレースで使用される材料の比剛性の位置づけを示す．コスト削減の観点から，2003 年に比剛性が 40 GPa/g/cm³ 以下になり，2006 年には MMC 材，金属間化合物，マグネシウム合金の使用が禁止された．ピストン材についても主要元素が規制され，コンベンショナルな材料しか使用できなくなった．

2.1.3. 燃焼

高回転高出力化の求められるF1エンジンにおいては，ボア径の拡大は吸排気性能向上の面から有効な手段である．

しかしながら，ボア径の拡大により燃焼期間が増加することで，熱効率，出力，失火タフネスの低下などが懸案となり，急速燃焼化への取り組みが必要となる．第３期 F1 エンジンではボア径はφ97まで拡大されたが，燃焼改善を図り圧縮比は 13.0 まで高められた．2003 年にはインレットバルブに放射角を付け，筒内流動を強化し，急速燃焼化を図った．Fig. 4 に主燃焼期間短縮の効果を示す．

2.1.4. フリクション

エンジンフリクション低減の中で特に改善効果があったのが，動弁系フリクションであった．等価重量の減少や角速度変動の抑制により挙動を改善し，スプリング荷重を減少した．またPneumatic Valve Return System(PVRS)のシリンダ内のオイル攪拌抵抗の低減を図った．これらにより，V10 エンジンで 35 kW あった動弁系フリクションは 2005 年には 12.8 kW まで低減できた．

その他，オイルの攪拌とせん断抵抗，ジャーナルおよびレシプロのしゅう動フリクション，補機駆動損失の低減検討がおこなわれた．

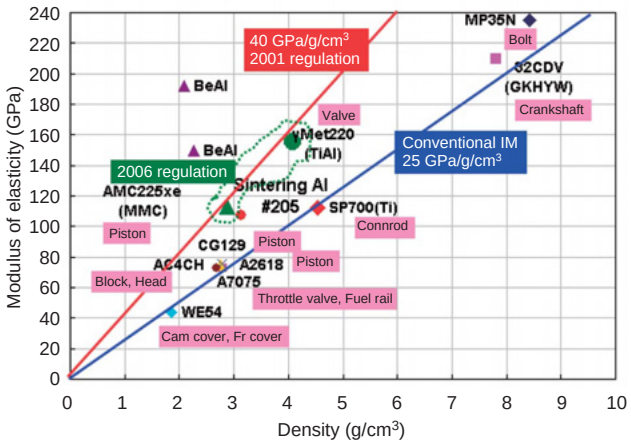

Fig. 3　Comparative rigidity of race engine materials

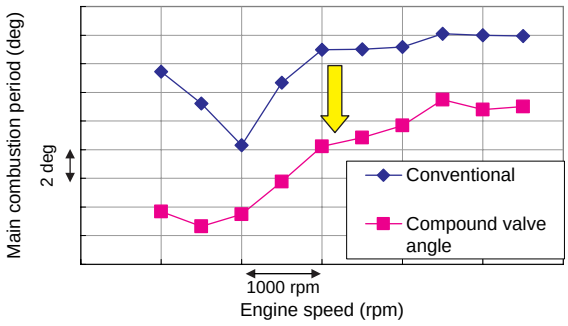

Fig. 4　Effect of compound inlet valve angle

2.2. ラップタイム短縮のための出力特性(2007 年以降)

2.2.1. ラップタイムシュミレーション

2007年に開発コスト削減を目的にエンジン本体系の開発が凍結され，開発部品はエアボックス，エキゾースト，燃料系システムに絞られた．

最高回転数制限下において，最大限の戦闘力を発揮できるように，７速ストレートエンドでも最高回転数を使用できるようにした．Fig. 5にギヤ段ごとのエンジン回転の変化イメージを，Fig. 6 に回転数頻度を示す．

Fig. 7 にストレートエンド回転数18500 rpm と 19000 rpm

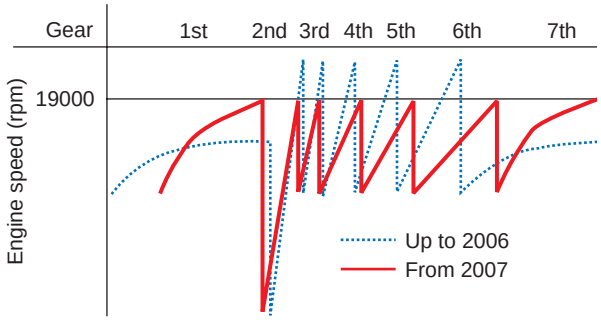

Fig. 5　Change of engine speed usage

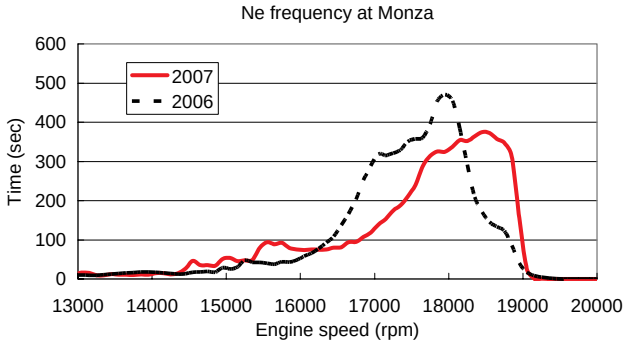

Fig. 6　Ne frequency difference due to maximum engine speed restriction

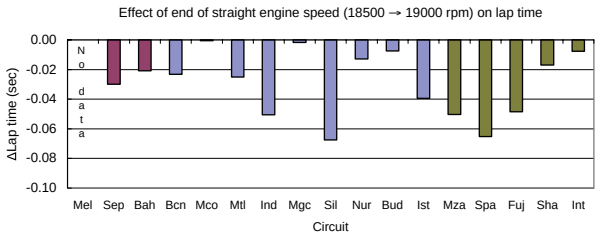

Fig. 7　End of straight Ne - lap time

でのラップタイム比較を示す．各サーキットともストレートエンド回転数が高いほどラップタイムが短縮されていることがわかる．

Fig. 8 に上海サーキットにおける最高出力回転数のラップタイムと最高速度に与える影響を示す．18200 rpmでラップタイムベストとなり，それ以下では急激にタイムが低下することがわかる．

シフトアップ回転数，ストレートエンド回転数制御(EOS)設定，ギヤレシオを F1 開催サーキットに合わせて最適化しラップタイム短縮を図った．

また，出力特性によってラップタイムがどう変化するか机上計算によって算出できるようになり，計算結果を開発に反映した．

Monza サーキットの場合，Fig. 9 に示される出力特性では，Curve B の出力特性の方が，馬力ピークで 12 kW も低いにもかかわらず，ラップタイムは 0.04 秒短くなる．

開発ではレース開催前にラップタイム計算を実施し，出力特性の最適化をおこなっている．

2.2.2. ドライバビリティ

2008 年になると共通 ECU が適用されると同時に，ドライバエイドも禁止された．エンジンではトラクションコントロールの禁止や共通ECUによる制御の制約により，コーナ脱出時のドライバビリティ(以下DR)によるラップタイムへの影響がクローズアップされた．DRの課題としてはFig. 10に示すように，(a) 8000 rpmの初期のトルク追従性，(b) 11000 から 12000 rpm での空燃比が濃くなることからの失火によるトルクホールがあげられる．

このようなDR低下によりラップタイムは，0.2 秒程度低下すると考えられた．

DRの課題に対し，(a)については，吸気側バルブの早閉じによる吹き返し低減およびインジェクタ噴霧のビーム化によるポート壁面への燃料付着の改善をおこない，(b)についてはエキゾーストのチューニングによる筒内残留ガスの低減と吸気バルブ早閉じによるトルク特性の改善により，トルク追従性および不整燃焼が改善され，スロットル過渡動作にともなう外乱が小さくなり DR が改善されることが確認できた．

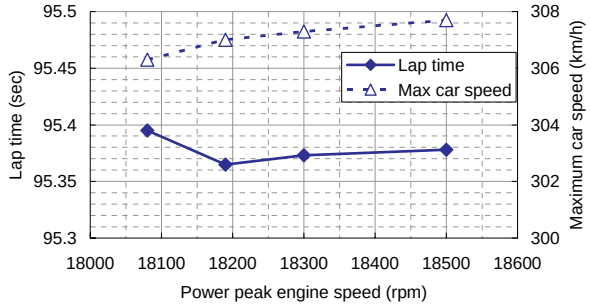

Fig. 8　Pe peak Ne - lap time / Vmax

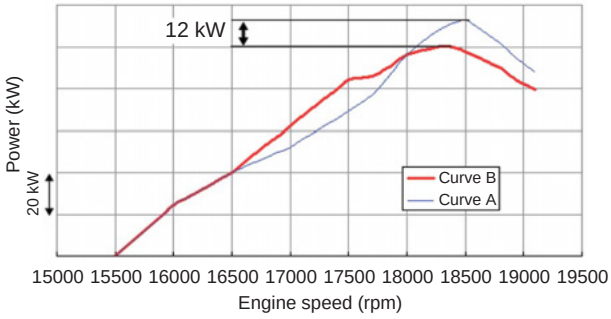

Fig. 9　Power curve shape comparison

2.3. エンジンオイルと燃料開発

2.3.1. エンジンオイル開発

エンジンオイル開発はフリクションの低減と耐久信頼性を両立するために重要であり，(株)新日本石油と共同開発をおこなった．

基油粘度と HTHS 粘度を下げることで，出力向上が図られるが，低粘度化による耐久信頼性低下があり，基油の選定と部品やコーティング材に適したオイル添加剤の開発を継続的におこなった．オイル劣化については，交換インターバルが短いため問題とはならなかった．

2.3.2. 燃料開発

1995年以降，蒸留特性も含め規制項目は増え，燃料開発による出力向上は期待できなくなった．第 3 期 F1 の燃料開発に関しても例外ではなく，2003年以降は規制範囲内でエンジン特性に合わせて燃料性状をマッピングする小改良となった．また，出力以外にも燃費や車載時の燃料重量の観点から比重も考慮された．また，燃圧やインジェクタ改良による微粒化に適した性状検討もおこなった．

2008 年からは F1 にも環境に配慮したバイオガソリン(5.75%添加)の適用が義務づけられた．

2.4. 達成出力

Fig. 11に年次ごとの達成出力とリットルあたりの出力の推移を示す．レギュレーションによるエンジンマイレッジ延長やエンジン開発規制により出力向上の傾きは緩やかになったものの，年々出力は向上し，2008年には参戦初年度の 2000 年と比較し 23 %の比出力向上を達成した．

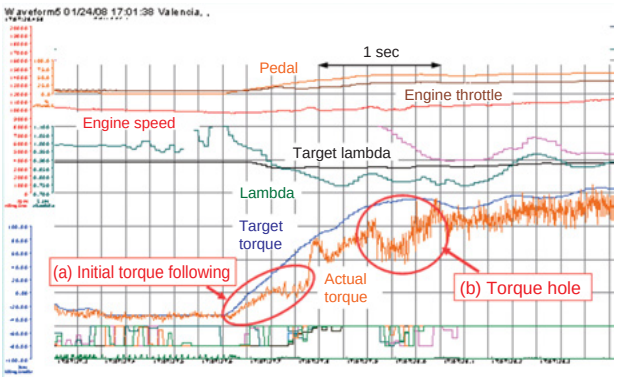

Fig. 10　Drivability issues

３．信頼性

3.1. 耐久保証距離

第３期 F1 では 2004 年以降，レギュレーション変更に伴いエンジンの運用(使用距離)が大きく変化している．そのため，年度ごとにエンジン耐久信頼性保証距離の見直しが図られてきた．各年度の具体的なレギュレーション内容についての言及は割愛するが，前年実績およびレギュレーション変化点から各セッションの必要保証距離を割り出し台上耐久試験にて運用してきた(Fig. 11)．

3.2. 耐久保証運転モード

F1エンジン耐久信頼性を保証するには，耐久試験モードの確立が必要であるが，エンジンの運用(使用距離)のみでは成立せず，各サーキットの負荷を考慮する必要がある．

第３期 F1 では５段階の負荷分類とし，耐久信頼性保証を実施した．

Table 1 に耐久試験での負荷分類(５段階)を示す．2004 年迄は各負荷一つの耐久試験モードにより耐久信頼性保証を評価してきたが，2005年以降は２レースイベント１エンジンとなり各負荷の組み合わせによる耐久試験モードを実施し，耐久信頼性保証をおこなった．

この中で油水温，気筒別点火時期，空燃比，点火カットやリタード量(T/C および O/C 制御)設定，ブリッピング時シフトカット，ストレートエンド回転制御(EOS)，トルクドライブ，オーバーレブ，アイドル，オイル交換時期の各種走行条件を台上で検証し，性能を最大限発揮できるようにした．

上記により実施した耐久試験の結果として，エンジン回転頻度(Ne頻度)が算出され，これを基準として実際のレースで走行した．Fig. 12 に耐久試験結果およびレース走行結果の代表的な Ne 頻度を示す．

エンジンのロングマイレッジ化にともない，現行の耐久信頼性保証の確認手法は多大な工数や時間を要することからマイナー則を使用した耐久信頼性保証への取り組みが今後必要である．

Table 1　Endurance test loads classification

Load classification	Condition of wide open throttle		Typical circuits
	Frequency	Continuous time	
Minimum load	Less than 50%	Less than 10 sec	Monaco
Low load	Less than 70%	Less than 13 sec	Magnycours, Budapest
Medium load	70% and over	13 sec and over	
	Less than 70%	Less than 13 sec	Bahrain, Barcelona
High load	70% and over	16 sec and over	
	Less than 70%	16 sec and over	Istanbul, Fuji
Maximum load	70% and over	16 sec and over	Monza, Spa

3.3. 耐久試験結果の反映

ベンチ耐久試験とレース終了後には，タペットクリアランス等の各部寸法変化測定，ピストンクリップ溝やピストンピン穴径およびコンロッドメタル磨耗量測定，ピストン測温が実施され，エンジンハードの検討と，点火時期設定およびエンジンオイルの温度制御などの運転条件設定に逐次反映された．Fig. 13 にシリンダ BIAS(設定点火時期からのリタード量)による，ピストン天井温度の違いを示す．全気筒平均の点火時期が 1.2 deg 進角することで，天井温度が約10℃上昇していることがわかる．これらの結果をフィードバックし，シリンダ BIAS による出力変化や，指圧および温度変化による材料強度の最適バランスをサーキットごとに設定した．

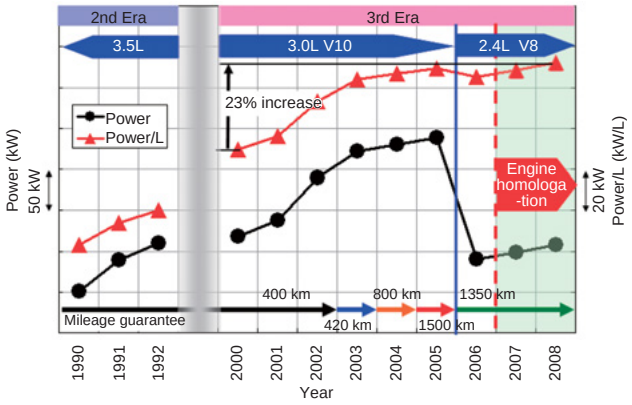

Fig. 11　F1 engine performance transition

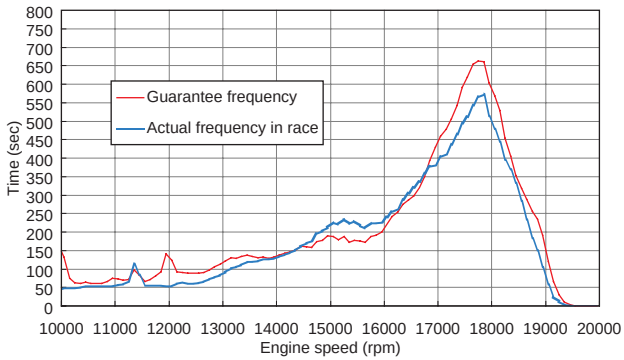

Fig. 12　Engine speed frequency (2006 Rd 17-18)

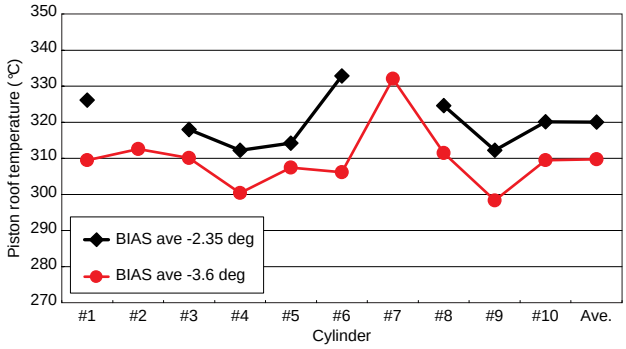

Fig. 13　Cylinder BIAS - Piston roof temperature

４．まとめ

2000 年から 2008 年の第３期 F1 開発で，高回転高出力と２レースイベント１エンジンの耐久信頼性を持ち合わせた高性能 F1 エンジンを開発し下記の結果を得た．

（１）高回転化，吸排気圧力波の動的効果活用，燃焼改善，各部フリクションの低減により，比出力 230 kW/L 以上を達成した．

（２）サーキットシミュレーション活用により，サーキットごとにエンジンの最高出力回転数，シフトアップ回転数，ストレートエンド回転数の使い方を最適化し，ラップタイムの短縮を図ることができた．また，ラップタイムを短縮する出力特性の知見を得た．

（３）耐久評価モードの細分化により，台上で各種走行条件を検証し，性能を最大限発揮できるようにすると同時に，耐久信頼性を確保した．

（４）レギュレーションによる材料規制やエンジン使用距離延長に対し，CAE技術の活用や，エンジンオイルの開発により，耐久信頼性を確保することができた．

謝　　辞

エンジンオイルの開発とグランプリ用オイルの輸送に関し協力を頂いた(株)新日本石油に深く感謝の意を表します．

■著　者■

近藤基芳

本橋康弘

荻山一志

遠藤　一

中村　聡

柳澤長生