ISSN 0915-3918

Honda R&D

Technical Review 2009

F1 Special (The Third Era Activities)



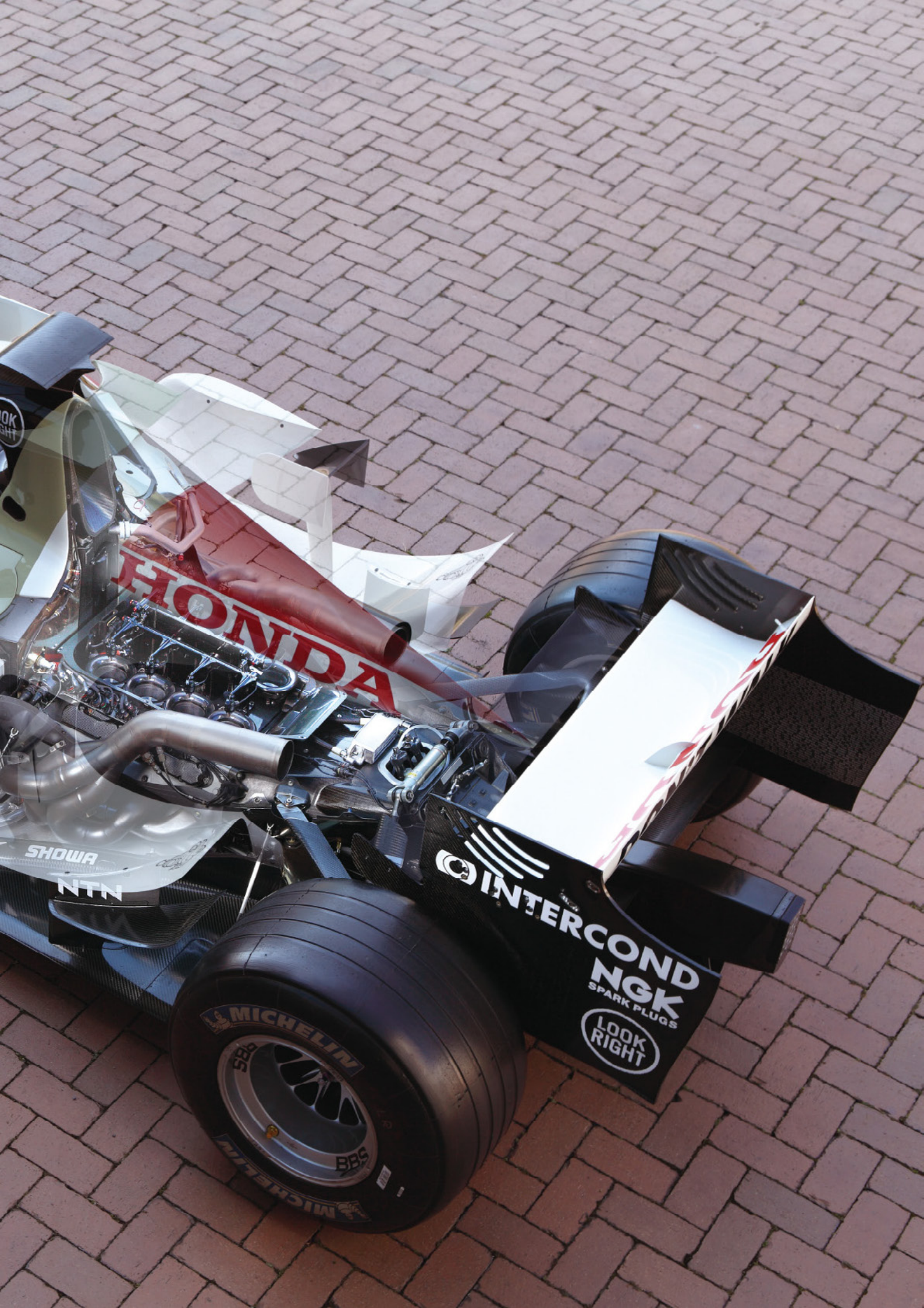
Technical Review

F1 Special
The Third Era Activities

2009

Honda R&D


INTERCOND
RACING REVOLUTION
LOOK RIGHT
MICHELIN
RA106


HONDA
SHOWA
NTN
INTERCOND
NGK
SPARK PLUGS
LOOK
RIGHT
MICHELIN
BBS

第３期F1特集号発刊に寄せて



2008年12月5日に「F1レースからの撤退」を発表した．F1プロジェクトに関わる全ての従業員及び関係者と同様，私自身にとっても大変残念な厳しい決断であった．世界的な経済不況はHondaにとっても例外ではなく，企業存続の危機が急速に増大していた時期であった．

Hondaのブランドと言っても過言ではないF1からの撤退はHonda全体の危機意識を高め，その後の様々な対策を素早く打つ事に大きく貢献し，10ヶ月経過した現在では，他社よりも一足早く，この危機的状況から立直りつつある．

第３期F1への挑戦は世界最高峰のF1という場で闘い，勝利する事で，技術を高め，技術者を育成し，企業ブランドを高める事が目的であった．とりわけ第３期では，エンジンのみでなく，完成車全体の技術に挑戦するという大きな目標を立てた．

念願の年間タイトル獲得を目前にしての撤退は大変残念であったが，これまで積み上げてきた技術をテクニカルレビューとして一般に公表し様々な専門家からの評価をいただき，今後の世の中の進化に役立てることができれば幸いである．

20世紀に花形産業として大発展した自動車産業は，現在，「CO_2」・「化石燃料枯渇」・「資源の地球レベルでの需給バランス」等大変根深い課題に直面している．F1に注いだ以上の努力と情熱でHondaとして，これからの地球的な課題に挑戦し新しい自動車産業の未来を切り開く事が強く求められている．

福井威夫

本田技研工業 取締役相談役

目　次

総論

◇第３期Honda F1活動を振り返って …… 木内健雄 ……2

◇F1レギュレーションと技術の変遷 …… 田中尋真 ……4

◇第３期F1エンジン総括 …… 櫻原一雄 ……12

◇F1用ギヤボックス開発概論 …… 眞野　敦 ……17

◇第３期Honda F1車体開発の総括 …… 外村明男・川辺　俊・中能信尚 ……23

◇第３期F1における材料開発 …… 星　雅己 ……31

エンジン技術解説

◇第３期Honda F1エンジン開発の解説 …… 近藤基芳・本橋康弘・荻山一志
遠藤　一・中村　聡・柳澤長生 ……36

◇F1エンジン骨格技術の紹介 …… 近藤基芳・遠藤　一・後藤哲男 ……42

◇第３期Honda F1におけるレシプロクランク系部品の開発 …… 後藤哲男・柳澤長生 ……51

◇F1エンジン用動弁系の開発 …… 早川修一・荻山一志・楯　雅則 ……60

◇第３期Honda F1エンジンの吸排気系開発 …… 西森　顕・本橋康弘
高橋真嘉・古川隆一 ……67

◇F1エンジンにおけるCFD技術の構築 …… 花田尚喜・平出篤志・高橋真嘉 ……77

◇マイクロカセグレンセンサを用いたF1エンジンの燃焼診断 …… 花田尚喜・平出篤志・山田耕平
池田裕二・西山　淳 ……84

◇ウインドシミュレータ装置開発によるF1エンジン吸気事象解析 …… 中村　聡・本橋康弘・早川修一 ……90

◇F1エンジンの計測技術 …… 柳澤長生・花田尚喜・濱川　丈
荻山一志・後藤哲男 ……96

◇F1エンジン用高圧燃料供給系の開発 …… 棚橋哲哉・小野和二・早船正典
澤田陽介・清水淳史 ……103

ギアボックス技術解説

◇F1用シームレスシフトの開発 …… 吉岡　尚・内山　威
久保勝巳・松井　亮 ……112

◇F1-Honda製ギヤの開発 …… 小西康一・野島浩明
長沼輝興・木村　宙 ……118

◇F1用軽量コンパクトデファレンシャルの開発 …… 日吉俊男・末永裕一
横山晴紀・勝政喜和 ……123

◇F1用クラッチシステムの開発 …… 犬飼浩一郎・中川康夫・櫛山裕之
片岡隆平・永利嘉記・塩田啓二 ……128

車体技術解説

◇ F1空力開発手法の紹介 …… 小川　厚・矢野修二郎・真塩　亨
滝口　貴・中村信介・新谷　満 ……134

◇ F1車両空力解析の紹介 …… 小川　厚・真塩　亨・中村大輔
益満尉貴・皆川真之・中井祐輔 ……144

◇ F1車両運動性能技術 …… 澁江秀明・種子田和宏・木滝泰隆 ……155

◇ F1 車体の開発における軽量化および高剛性化 …… 渡辺　創・岩井　淳・廣政直紀
海老澤輝一・種子田和宏 ……163

◇ F1車体における計測解析技術 …… 澁江秀明・鈴木朋和・浦木　護
井田玲裕・坪内淳志・木滝泰隆 ……170

制御技術解説

◇ 第３期Honda F1駆動力制御システムの開発 …… 木寺和治・深尾洋一郎・伊藤達哉 ……180

◇ 第３期 Honda F1ギヤボックス制御の開発 …… 岸　隆行・永利嘉記
中村博政・深尾洋一郎 ……190

◇ 第３期Honda F1ダイレクトプッシュクラッチ制御の開発 …… 岸　隆行・永利嘉記
中村博政・深尾洋一郎 ……196

電装技術解説

◇ F1電子制御システムの開発 …… 石井健一郎・西田俊之・遠島康平
根來昌樹・吉田将隆・丸山　豊 ……202

◇ F1ハイブリッドシステムの開発 …… 吉田将隆・喜多真佐人・新　博文 ……215

材料技術解説

◇ 高強度高熱伝導コンロッドベアリングの開発 …… 伊藤　清・阿左美　誠・肥沼　博 ……230

◇ 中空クランクシャフトの開発 …… 溝上清信・川人　康・溝川　謙 ……233

◇ メタルマトリックスコンポジット材ピストンの開発 …… 石塚和久・草階勝人・今井信幸 ……236

◇ 軽量チタンアルミピストンピンの開発 …… 湊　定美・小那覇安則 ……238

◇ 中空構造チタンコネクティングロッドの開発 …… 湊　定美・溝川　謙 ……241

◇ チタンアルミ材バルブの開発 …… 土屋雅之・綱島　栄・橋本　尚 ……244

◇ チタン中空バルブの開発と冷媒バルブの研究 …… 真田泰平 ……247

◇ カムシャフト，ロッカアームDLCコーティングの開発 …… 伊藤直彰・米原真臣・矢久保和重 ……250

◇ レーザクラッドバルブシートの開発 …… 今井信幸・西田浩明 ……253

◇ チタンエキゾーストパイプの開発 …… 宗村　岳・山田　裕・大沼孝之 ……256

◇軽量，低フリクション樹脂オイルポンプロータの開発 …… 村井　悠・土屋雅之 ……259

◇ナノ粒子添加と重水を用いた冷媒の研究 …… 村井　悠 ……261

◇高強度ギヤ材開発 …… 小長谷大樹・棚橋　努・田仲高志 ……263

◇トランスミッションギヤ用DLCの開発 …… 棚橋　努・小那覇安則 ……266

◇高熱伝導ヒートスプレッダ材料の開発 …… 村井　悠・奥村雅敏 ……269

◇高磁束密度ステータコアの開発 …… 三好健宏 ……271

◇F1モノコックサイドパネルの軽量化研究 …… 山田泰宏 ……273

◇高強度Al-Li材ブレーキキャリパ製法の開発 …… 柳瀬章裕・山田　裕 ……277

管理技術解説

◇レース部品生涯管理システムの開発 …… 谷口秀直・田口克則・野田昌孝
宮島重雄・渡辺　修 ……282

活動紹介

◇組立の活動を振り返って …… 石原　毅・砂子直人
法原　淳・石坂素章 ……292

◇Honda Racing Development活動紹介 …… 長谷川祐介・久恒史郎・児玉達也 ……303

◇第３期Honda F1活動終了にあたり …… 鈴木克彦 ……308

データ編

◇第３期Honda F1主要諸元 ……312

◇戦績「2000-2008 Honda Formula One Racing Data Tables」 ……322

第３期Honda F1活動協力会社・団体名一覧

◇（取引先への御礼） ……342

◇協力会社・団体名一覧表 ……342

第３期Honda F1プロジェクトメンバーの一人ひとこと

◇第３期Honda F1プロジェクトメンバーの一人ひとこと ……346

《既報文献》

□ F-1用電動パワーステアリングの開発
：藤田英之，堀内泰，窪谷英樹，馬場純，酒井克博
Honda R&D Technical Review, Vol.14 No.2, p.45-50

□ イオン電流計測を用いたフォーミュラ１エンジンの燃焼状態検出システムの研究
：島崎勇一，坂口純子，牧秀隆，鈴木宏章，加藤彰，西澤一俊
Honda R&D Technical Review, Vol.17 No.1, p.56-64

総論



第３期Honda F1活動を振り返って

Looking back on Honda's Third-Era Formula One Activities

木 内 健 雄*
Takeo KIUCHI

第３期 Honda F1 の活動は，そのチャレンジの領域を定めるにあたり，第２期の活動での成果を超える新たなチャレンジの場の創造という観点から始まっており，第２期のエンジン供給を基軸とした参戦形態とは異なった形を模索した結果，単にエンジン供給に留まらず，車体技術開発，チームマネジメントを含む総合的な取り組みとしてスタートをきった．

その点から見れば第２期の活動と比べ，レースで結果を出すという観点以外にも，UK拠点をベースとしてヨーロッパスタイルの中に自分たちの技術，組織のマネージメント手法，及び活動スタイルを持ち込むということも新たなチャレンジの一環として捕らえ，それによる非常に多くの課題を克服することを自らに課したものであったとも言える．

第２期との大きな変化点は，車体技術開発領域への本格的な参加であった．空力性能を中心としたオープンホイール型の車両開発は，４輪車とはいえ量産車とは似て非なるものであり，新たな技術課題へのチャレンジとなった．全体パッケージに関してはモノコック，エンジン，ギアボックスの集合からなる骨組みをいかに軽量高剛性に構成するかという基本課題に加えて，低重心化，慣性モーメントの低減，前後重量配分の自由度向上，という応用課題の克服が重要である．しかしこれらを高い次元で両立させることは非常に困難な課題であり，現実的には年々の性能進化の中でバランスを取っていく開発となる．当初これを推進するに当たって，個々の要素はこうありたいという数値目標が出ては来たが，それらのラップタイムへの感度となると皆目検討がつかなかった．

おそらく既存の各ライバルチームは，それぞれが長い開発の歴史の中で毎年の変更点がどのようにラップタイムに影響を及ぼすかを把握し，プライオリティをつけて各要素を進化させてきたと考えられる．このノウハウを新生チームは一から蓄積していくしか手だてはなく，最も時間のかかる部分であると認識していた．

チームマネージメントに関しても，Hondaとして未経験の領域であり，加えて参戦体制検討段階における紆余曲折の末定まった，アメリカを中心に成功を収めていた市販フォーミュラコンストラクターを母体とした新規チームとの当初のコラボレーションは，意欲的なチャレンジであった反面，F1での豊富な経験を持ちより勝利にどん欲なヨーロッパチームのマネージメントスタイルと互して行くという大きな課題とも取り組む事となった．

日本流マネージメントスタイルと欧米流マネージメントスタイル，全員参加型と個人を軸とした技術要素別スペシャリストに対するトップダウン型の違いは第２期の活動でもしばしば考えさせられるシーンがあったが，エンジン領域は Honda，車体領域はマクラーレンというように担当テリトリーを完全に分離することでうまく成り立っていた．

今回は共同開発という新しい軸をここに持ち込むことで，異なる価値観をもったスタイルの同レベルでの融合という，他に類を見ない新たなマネージメントスタイルが必要となった．そこには，個別の契約社会で生き抜く習慣と文化で育った者と，生まれた成果を全体で分かち合える文化で育った者の根本的な違いがあり，全体で背負う責任と個人に帰属する責任の違いということになるのか，一概にどちらが良いとはいえない問題が存在する．同規模の組織と組織が対等にジョイントする場合，接点のあちこちにこのような違いから摩擦が生じることとその影響を予めもっと深く考えておく必要があったと思っている．

では自分たちの流儀でやれば良かったではないかと思われるかもしれないが，少なくとも欧米のほとんどが契約型社会であり，以前にも増してグローバルにビジネス活動を行っている我々は，レースでもこの課題に取り組む必要があった．しかし十分な手だてを講じる事ができず，結果的に開発現場のマネージメント層に，技術開発以前に大きな負担を背負わせることとなってしまい，全体が最大効率で稼働する姿は構築しきれなかった．

技術面でいえば，我々はそれが優れた技術であれば，UKであれ日本の研究所であれどこから生まれた物でも採用すればいいと考えたが，UKのリーダーからすれば，それは自分のグループのアイデアでないので採用はできないとなる．それは自分の契約区分業務であるから，他のアイデアを採用すれば自分は義務を満たしていないことになると考えるからである．共同開発を前提として進められた車体領域は，Hondaから供給するエンジン領域と異なり，この点で最も影響を受けてしまった．勝つために新たな取り組みにチャレンジしたい Honda の技術陣と，車体開発領域は自分らの本業として

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_1

過去の経験則からの積み上げで運営したい UK メンバーの間では幾度となく衝突のシーンがあった．そのためそれぞれの役割や組織のあり方に多くの改良を施したが，結局は長い年数をかけた共同作業からお互いを理解し合い尊重する風土が生まれることが唯一の解決策であったようだ．

制御システムにおいても従来のエンジン制御に留まらず，トラクションコントロールなど車体系パラメータを活用した制御もさまざまに適用する時代となり，エンジンと車体の統合制御にも取り組んだが，計測システム環境の違いや考え方の違いを乗り越え，UKと日本の取り組みが融合するのにやはり数年を要することとなった．

エンジン開発は第２期でも経験している領域ではあったが，ワークス参戦休止から10年近くのインターバルがあり，その間の我々のパフォーマンス進化の予測と，トップメーカー主体の近年の F1 技術到達点の差は大きかった．結果的に参戦当初のパフォーマンスには大きな隔たりがあり，特に適用する材料，設計手法などは，第２期とは隔世の感があった．

とはいえ準備期間を含め第３期 10 年の活動の中で，これらの課題を乗り越え得られた成果は多数に及んでいる．

エンジンでいうと，彼我比較の観点からライバルの高い性能が把握できた後は，短期間で 30kg もの軽量化と共に50kWもの出力向上を成し遂げた．一体ヘッド構造，一本ピストンリング，IN，EX連結カムシャフト等に代表されるアイデアの創出とその成果は，技術者の高い志(理想)と，近年の 3D 設計技術や高度な加工装置を使いこなす技術が相まって生み出された．

シフトのタイムラグに着目したシームレスシフトは，アップシフト機構を成立させることから始まり，困難とされていたダウンシフトにおける課題の克服で完成し，最もセンセーショナルな技術として業界に驚嘆を与えた．

空力開発は，ある意味量産メーカーのレース技術における弱点領域であるかもしれない．通常の量産車開発では外観デザインは車のスタイリング表現のプライオリティが高く，また使用される車速にも大きな差があるため，F1の空力性能を極める為の形状開発に役立つ経験の蓄積がほとんどなかった．したがって F1 空力のそもそも論から解きほぐし，新たな形状創造作業が定着するまで，レベルアップに最も時間のかかった分野であった．Honda 内の航空機分野やデザイン部門という，ある意味異分野の技術者とのコラボレーションが新たな設計，解析手法を生み出し，最後にはトップチームの先を行く空力パーツの適用につながった．

またプライオリティーの高い空力性能の確保という条件に制約された中での軽量化や足回りの開発においても多くの解析，計測技術が培われ，優れた機能，構造が生まれた．

2009 年からの適用が予定されていた KERS システム(ハイブリッドシステム)の開発にあたっては，量産型システムに対し，極めて限られたスペース，重量の中でコンパクト高性能のシステムを作り上げることができた．撤退により残念ながらレース適用には至らなかったが，ライバルに先駆けた実走テストを行い，その効果を確認するとともに後に多くのチームが苦労する安全性を構築できたことも特筆できる成果であった．

このような活動の結果，2004年にコンストラクター２位を獲得，そして2006年ハンガリーグランプリで優勝を遂げることが出来，上記要素技術群が個々に成果を発揮したとは言えるが，Hondaとしての第3期活動期間中にトップチームと肩を並べる成果は残念ながら得ることができなかった．

戦う上で必要な多くの要素を全てトップレベルにそろえなければ勝ち抜けないレースの世界で，個々の要素技術は先に述べたようにその時々に高い性能が引き出せていたが，それら成果のタイミングを一致させることができなかった．どんなに優れた要素技術を開発しても，一度適用してしまえば瞬く間にキャッチアップされてしまう世界では，多くの抜きんでた要素技術を同時に成り立たせ，それを進化させ続けることが求められる．この位相をそろえられなかったこと，そして他の要素がそろうまで抜きんでた要素技術のリードを維持しきれなかったことが最後まで大きな課題として残ったと思う．しかし，図らずもそれらを集大成したマシンが，撤退後に引き継がれたチームで2009年シーズンにおいて高いパフォーマンスを示したことには，開発チームのメンバーの胸の内は察するに余りあるが，自分達が目指していた到達点が正しかったこと，それを技術として表現できたこととして自信を持ってほしい．

また UK 拠点をベースに多くのスタッフが渡欧し，日本の研究所というある意味整った環境を離れ，実に多くの若手技術者たちが自分の技量をたよりに海外の技術者と互角に渡り合うことで，そのレベルを認められ，さらに高めることができたと思う．単純に比べることはできないが，良い結果がでなかった第３期の海外活動では，なおさら個人の背負った負担は大きかったに違いない．それだけに成長の度合いもまた大きかったのではないだろうか．

このようなスタッフを初め，次の世代に技術を担う人たちが，今回置き忘れてきてしまった結果をとり戻すべく，近い将来再びチャレンジをおこなってほしいと願う．

最後にプロジェクトに関わったメンバー，ご家族，協力メーカーの皆様の長きにわたる並々ならぬ努力とご支援を賞賛し感謝したい．ありがとうございました．

■著　者■



木 内 健 雄

F1レギュレーションと技術の変遷

Transition of Regulation and Technology in Formula One

田 中 尋 真*
Hiromasa TANAKA

要　旨

F1のレギュレーションは，公平性，競技性，安全性，持続性，興行性を考慮して定められている．コンストラクタが自らのオリジナルな車両で参戦することが義務付けられるF1の技術規則は，自由な技術競争を保証するため，最小限度の基本事項以外は本来自由となっている．

1990 年代初頭から 2009 年まで，車両の性能抑制と安全性向上を目的とした継続的な規定強化がおこなわれたが，それを上回るさまざまな技術開発により，F1のラップタイムはほぼ毎年短縮されてきた．それらのせめぎあいの結果として，F1 技術規則の記述は文字数にして 19 年間で３倍以上に増加した．

2000 年代の F1 では，コンピュータを活用した広範囲で詳細な技術開発とともに，それを取りまとめる総合的な技術マネージメントが要求される．特に近年は，世界的な経済状況悪化にともなうコストダウンや，地球温暖化対応に象徴される環境適合技術の推進とともに，レースの本質である競争を際立たせスペクタクル性を増す取り組みもおこなわれるなど，急激な社会的変化に対応すると同時に，F1がその存在意義を問い直される時代である．

ABSTRACT

The Formula One regulations are established with consideration of fairness, competition, safety, sustainability, and entertainment value.

In order to ensure free technological competition, the technical rules of Formula One, under which constructors are obliged to compete using original vehicles, are essentially free, other than specifying minimum basic items.

From the beginning of the 1990s to 2009, despite continuous changes in the regulations to increase vehicle performance control and safety, lap times improved almost every year due to the development of technologies that exceeded regulation stipulations. As a result of these battles, the letter count of the Formula One technical regulations has increased more than three-fold over 19 years.

Detailed technological development spanning a broad range of elements and involving the use of computers, in addition to a comprehensive management approach that brings these elements together, are essential to the Formula One of the 2000s. In recent years in particular, Formula One has responded to rapid social change, for example with measures to cut costs in line with worsening global economic conditions, and the development of environmental technologies, as exemplified by responses to global warming, in addition to measures to highlight competition – the essence of Formula One racing – and to increase the spectacular nature of the races. This is a period in which Formula One is reflecting upon the very meaning of its existence.

１．はじめに

F1世界選手権においては，チームは基本的にみずからのオリジナルな車両で参戦することが義務付けられており，車体コンストラクタと呼ばれる．1950 年に始まった F1 は誰が世界で一番速いかを競うドライバ選手権であると同時に，1958年以降は誰が造った車が世界で一番速いかを競うコンストラクターズ選手権でもある．ただしエンジンの製造は，専門的な技術を持つ自動車メーカまたはエンジン専門メーカ以外には困難な実状があり，エンジンは，外部のエンジンコンストラクタからの供給を受けたり購入したりすることも認められている．よって，チーム名の表記においてはシャシ名がエンジン名より先に記され，コンストラクターズタイトルは車体のみにかけられている．

レースの世界で ”ワークス ”とは，レーシングカーやレーシングエンジンなどの製作あるいはチーム運営がメーカ自

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_2

身の手になることを意味する．Hondaの F1 活動は第１期，第２期，第３期に分けられ，それぞれ下記のような体制であった．

（１）第１期(1964 年から 1968 年まで)：車体，チーム運営も含めたフルワークス体制で Honda として参戦

（２）第２期(1983 年から 1992 年まで)：Spirit，Williams，Lotus，McLaren，Tyrrellなどの車体コンストラクタに対し，エンジンコンストラクタとしてワークスエンジンを供給

（３）第３期(2000 年から 2008 年まで)：

・2000 年から 2005 年まで：車体コンストラクタである British American Racing(BAR)に対してワークスエンジンを供給するとともに車体の共同開発をおこない，BAR Honda として参戦

・2006 年から 2008 年まで：車体，チーム運営も含めたフルワークス体制で，Honda Racing F1 Team (HRF1)として参戦

これと並行して，2001 年と 2002 年には Jordan Grand Prixへ，2006年から2008年まではSUPER AGURI F1 TEAM (SAF1)にもエンジン供給をおこなった．

なお，ほぼ第２期と第３期の間にあたる1994年から2000年には，エンジンコンストラクタとしてエンジンを供給していた無限（現 M-TEC）に開発技術支援をおこない，MUGEN-Honda として F1 に関与していた．

本稿では，まずF1レギュレーションの特徴を述べ，これに続いて，第２期 Honda F1 活動の終盤にあたる 1990 年代初頭から，第３期Honda F1活動の参戦最終年である 2008 年，さらに F1 からの撤退により結果的に参戦はしなかったがそこをターゲットに開発は進めていた2009 年までの，F1 レギュレーションと技術の主要な変化について解説する．

２．F1 レギュレーションの特徴

F1のレギュレーションは，モータースポーツ全般の共通規則である国際モータースポーツ競技規則を基本とし，さらに F1 選手権独自の競技規則および技術規則から構成されている(1)．以下では，F1における技術開発に直接的に影響する技術規則を中心に，その特徴について説明する．

2.1. 基本理念と内在課題

コンストラクタが白紙から独自の車両を造り上げて競い合う F1 においては，その技術規則は競争を保証するために，禁止事項および必ず守らなければならない事項のみが最小限度定められ，そこに書かれていない事項はすべて自由となっている．例えば，ホイールベースに関しては規定が無いので，どのような長さのホイールベースを採用しても構わない．フォーミュラ１の“フォーミュラ”とは，この定められた最小限度の基本事項を意味する．

ちなみにこの基本的な考え方は，市販車レースとは対照的な位置づけにある．市販車レースでは規定生産台数を満たして公認された量産車両をベースとし，許される改造として規則に書かれた事項以外はおこなえない．

速さを競い合う中で F1 車両の性能は当然年々向上する傾向にあり，それがランオフエリアやガードレールなどサーキットの安全設備の対応限界を超えることが無いよう，車両の性能を抑制するとともに，車両自体の安全性を高める目的で技術規則の規定強化が継続的におこなわれてきている．しかし，激しい競争に勝ち抜くため各チームはレギュレーションぎりぎりの技術開発を追及するため，それを公平かつ安定的に判定するためのレギュレーションには，明確な基準と確実な判定方法が不可欠である．

そのためには規定自体を細分化，詳細化する必要があるが，いったん詳細な規定が定められると，そこで定義される狭い範囲から少しでも外れれば，その規定の対象外ということで開発自由度を見出すことが可能となる．こうして，規定とすれ違おうとする開発と，それを取り締まろうとするさらに詳細な規定の追加が繰り返された結果，1990年時点では，全 16 章，65 項，約 40000 文字で構成されていた F1 技術規則は，第３期 Honda F1 参戦初年度にあたる 2000 年には，全 21 章，140 項，約 86000 文字となり，さらに第３期 Honda F1 参戦最終年である 2008 年には，これが全 21 章，157 項，約 122000 文字にまで増加した．

レギュレーションの決定と変更の詳細な仕組みについては既報の文献(1)に譲るが，過去のF1の歴史においては，レギュレーションに明確な不備あった場合には，正式な補足ないし修正手続きが終了してから当該事項を禁止するという原則があり，それまではそこを衝いた者に先行者利益を認めていた．ただしレギュレーション文面の変更を必要としない範囲の解釈を確定する権利は常に国際自動車連盟(FIA)にあり，Technical Directive(TD)とよばれる技術指示書で F1 全チームに随時通達される．そのほか，危険とみなされる車両をレースイベントから排除する権限も FIA には認められている．また，レースイベントでの判定に不服がある場合には，モータースポーツの最終裁定機関である国際控訴裁判所(I.C.A.)に控訴することが可能である．

2.2. 解釈紛糾の具体例

2005年のレギュレーションの記述では，以下の内容が定められていた．まず車両重量の言葉の定義があり，これには装備品をすべて着用したドライバを含むこととなっていたが，これに燃料を含むか含まないかは明記されていなかった．そしてその車両重量は，予選中は 605 kg，それ以外は 600 kg未満であってはならないと定められていた．また，車両重量の最小値を満たすためのバラストの使用は認められていたが，バラストは，取り外しに工具を要する固定方法で

必要に応じ封印が可能なこととされていた．さらに，レースの間には，燃料と圧縮ガス以外の物質をマシンに加えてはならないことも規定されていた．

レース中に最低重量を下回る有利な状態で走り，レース終盤の燃料補給によってレース後の最低重量のつじつまを合わせる行為を防止するため，レース終了後の車両検査では，燃料を排出した状態で車両重量を確認することが1994年以降慣習的におこなわれてきたが，どこまでの燃料を排出すれば良いかについて FIA とチームとの間で解釈の共有が不十分であった．実際には，燃料供給系の中の全ての燃料を完全に排出するには，エンジンの一部を分解する必要があり，現場でそれをおこなうことは非現実的であるので，通常の状態で使いきれない残留燃料は車両重量に含めても良いとチームは考えていた．

2005年第４戦サンマリノグランプリにおいて，３位および５位でフィニッシュした BAR Honda の２台の車両に対して問題が提起された．当時のBAR Hondaの車両には，安定した燃料供給圧力を維持するためのサブタンクが設けられ，通常の方法ではその内部燃料は簡単に排出できない構造になっていたが，レース後の車両検査の中で，そのサブタンク内燃料とメインタンク内の残留燃料をすべて除いた上で車両重量を再計測したところ，規定の最低重量600 kgに対し 5.4 kg 不足していたとの報告がなされた．大会審査委員会は，この車両検査結果の報告を踏まえ関係者の事情聴取をおこなった上で，当初のフィニッシュ順位を確定させたが，FIA がこれを不服として I.C.A. に控訴した．

これに対するI.C.A.の見解は以下のような内容であった．チームはレース中に車両が600 kgを下回っていなかったことを物理的に証明することができず，データと理論を組み合わせての証明も，不十分とみなされた．また，燃料をバラストとして使用することは，バラストの規定に合致しないため許されないとの解釈が確認された．ただし，このバラストの解釈を尊重すると，オイル類や冷却水も最低重量に含められないことになるが，実際のレース後の検査ではオイル類や冷却水を含んだ状態で車両重量が計測されている．これは，オイル類や冷却水のレース中補給が許されず，最低重量のつじつま合わせに使われる可能性が無いことから，慣習的に車両重量に含められていると考えられる．

最終的なI.C.A.の裁定は，チームに故意の詐称行為があったことは立証できないが，検査の燃料排出時のチームの対応，およびチームが事前に正確な解釈の確認を怠った点に過失があったとして，当該レースでチーム車両２台を失格とし，直後２戦の出場を停止，さらに１年間の執行猶予付きで６ヶ月間の出場停止を課するというものであった．

スポーツとしての F1 レースにおいては，検査されるかされないかにかかわらず参加時点で車両の合法性を宣誓したとみなされ，それを立証する義務も常にチーム側にある．また，規則の解釈権限は競技を司る権能者としての FIA に帰属することが定められ，尊重されなければならない．よってこの裁定に対して異を唱えるつもりはまったく無いが，その後，2008 年以降の技術規則で，6.6. 項に車両からすべての燃料を抜き取る手法の提示義務が追記されたことによって，規則解釈の食い違いがより確実に防止されたと考える．

３．F1 レギュレーションの推移

以下では，各技術領域ごとにいくつかの技術開発事例を交えながら，レギュレーションと技術の変化を解説する（Table 1）．なお，技術内容の詳細については，本特集号の各稿を参照されたい．

3.1. エンジンおよびパワープラント

エンジンに関するレギュレーションは，車両の性能を抑制するねらいで継続的に見直されてきた．1995年に，それまで 3500 cm^3 だった最大排気量が 3000 cm^3 に変更され，2006 年からはさらにこれが 2400 cm^3 に縮小された．気筒数の制限は 1999 年までは最大 12 気筒であったが，エンジン単体としての性能よりも車両としての総合バランスがより重視される技術動向の中で，10 気筒エンジンが徐々に主流となり，レギュレーションでこれが10気筒に限定される2000年時点以前に，既にすべてのエンジンが10気筒となっていた．さらに2006年には，最大排気量の縮小とともに気筒数は８気筒に限定された．

エンジン出力追求の観点からは必ずしも理想的ではないが，冷却系の開口部で発生する車体の空力抵抗を低減すべく，1990年代中盤から冷却水の高温化が各チームで進められた．これに歯止めをかけるべく1999年からは冷却水の加圧が最大 3.75 bar に制限された．

それまで規制の無かったエンジンの最高回転数は，2006年時点でほぼ 20000 rpm に達していたが，2007 年からはこれがレギュレーションで 19000 rpm に制限され，さらに2009 年には 18000 rpm 以下となった．しかし，限られたエンジン回転数の中でより速く走るために，エンジンの高回転使用頻度は逆に増大する傾向となり，耐久性向上の開発がより必要となった．

エンジンの仕様変更と，年間使用基数を抑制しコストを下げることを意図して，エンジンの最低使用距離規制（ロングマイレージ化）も導入された．それまでは，３日間のレースイベント中，常にエンジン交換が許されていたが，2004年には，１レースイベントを１エンジンで走りきることが義務付けられ，翌年以降は，これが２レースイベントあたり１エンジンへと，さらに厳しい条件に変更された〔2007 年以降，金曜日のフリープラクティス（FP）は除外〕．なお2009年は，年間使用総台数８基の制限となった．

2006年からは，過当な開発競争によるコストアップを防

Table 1 Transition of F1 regulations

		1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
Engine and powerplant	Supercharging	Prohibited from 1989																			
	Capacity	3500 cm³ maximum					3000 cm³ maximum											2400 cm³ maximum			
	Number of cylinders	12 maximum										10						8			
	Homologation or limitation of specifications	Free																Limitations on fundamental dimensions, weight, and materials	Homologated		
	Mileage	Free														1 engine for 1 race event	1 engine for 2 race events		1 engine for 2 race events (Excluding FP1 & FP2)	8 engines for 1 season	
	Rev limit	Free																	19000 rpm	18000 rpm	
	Inlet systems	Free																	Variable geometry prohibited		
	Cooling system water pressure	Free									3.75 bar maximum										
	Hybrid systems	Free									Prohibited									KERS permitted	
	Refueling during race	Prohibited					Free														
Fuel	Properties	–		Specific gravity controlled		Type used by general public					Commercial fuel or fuel in development for future commercial use		Commercial fuel							Commercial fuel 5.75% (m/m) biofuel	
	Sampling	–					Sampling at circuit Approval before use														
Gear box	Automatic gear changing	Prohibited											Free			Prohibited					
	Forward gear ratios	Free					Minimum: 4; maximum: 7													7 maximum	
	Continuously variable transmission	Free											Prohibited								
	Clutch	Free												Twin clutch prohibited							
	Specification limitations	Free																		Limitations on fundamental dimensions and materials	
	Mileage	Free																		1 gear box for 4 race events (Excluding FP1 & FP2)	
Minimum weight of car	Machine weight	500 kg (without driver)	505 kg (without driver)				595 kg (with driver)	600 kg (with driver)				600 kg (with driver)				605 kg for qualifying (with driver) 600 kg for others (with driver)		605 kg (with driver)			
Chassis	EPS	Free																Prohibited			
	Ballast	–										Moving ballast prohibited and area of skid block fasteners limited									
Bodywork and dimensions	Overall width	2150 mm maximum					2000 mm maximum														
	Facing ground	Flat bottom																			
	Rear wing maximum height	1000 mm above ground					950 mm above ground														
	Rear wing maximum width	1000 mm																			
	Rear maximum overhang	600 mm																			
	Rear center diffuser maximum width	1000 mm																			
	Rear diffuser maximum height	Free																			
	Front wing maximum overhang	1200 mm	1000 mm																		
	Front wing maximum width	1500 mm																			
	Front wing height	Up to height of front wheel rims (end plates)																			
		Free	At least 25 mm above reference plane			At least 40 mm above reference plane															
							Between 50 mm and 250 mm above reference plane														
													Between 100 mm and 300 mm above reference plane								
																		Between 150 mm and 350 mm above reference plane			
	Enforcement of other bodywork limitation and deflection test						No body work area around front wheel	Height reductions just front of rear wheel			Side wing prohibited		Test just front of rear wheel (downward)		Splitter test (upward)	Rear wing top element test (rearward)	Rear wing front element test (downward)		Rear wing element bridge mandated		Designated front center wing
											Front wing test (downward)										
											Rear wing assembly test (rearward)										
Tires	Tire width	18 inch maximum					15 inch maximum				Front 305-380 mm Rear 365-380 mm		Front 305-355 mm Rear 365-380 mm								
	Tire tread	Slick									Grooved Front-3 Rear-4		Grooved Front-4 Rear-4								Slick
	Tire supplier	–									Single supplier		–								Single supplier
Electronically controlled devices	Traction control	Free								Prohibited											Prohibited (Single ECU)
										Software validation in advance								Free			
	Launch control	Free								Prohibited											
										Software validation in advance								Free	Prohibited (FIA logger observation)		
	Chassis devices	Free					Prohibited														
Materials	Specific modulus	–										40 GPa/(g/cm³) limit for engine moving parts	40 GPa/(g/cm³) limit for all parts								
	Material designation	–																Designated for engine parts			
Safety	Frontal crash test speed	11 m/s					12 m/s				13 m/s		14 m/s						15 m/s		
	Side impact test	–					Mandated														
	Side panel penetration test	–										Specific designation	Mandated								
	Suspension tether	–									Single tether		Double tether								

ぐため，基本寸法の共通化，エンジン単体の最低重量および重心高の最低値が規定された．さらに翌2007年からは，一度申請し登録された主要なエンジン仕様の変更を禁止する公認（ホモロゲーション）制度が，当初の予定より１年前倒しで実施され，同時にそれまで許可されていた吸気管長可変機構も禁止された．この公認制度の導入は，先に述べた自由な技術競争を基本とする F1 の理念の大きな方向転換を意味する．この結果，公認申請期限直前には，少しでも基本性能を上げておくべく多岐にわたる開発が集中することとなったが，その後のエンジンの開発は，許された領域の細かい改良と特性のチューニングにほぼ限定された．

エンジン以外の推進力を基本的に認めないそれまでの考え方を徹底し，一部チームが使用していると言われたハイブリッドシステムを禁止すべく，1999 年には排気量 3000 cm^3 のエンジン以外の動力源が禁止され，復元可能な貯蔵エネルギー最大総量は 300 kJ に，特に 2 kW 以上の仕事率で復元されるものは最大 20 kJ に制限された．しかしモータースポーツを通しての環境対応技術の開発促進という主旨で，2009 年からは逆に Kinetic Energy Recovery System（KERS）とよばれる一種のハイブリッドシステムの使用が許可されることとなり，このシステムのみは上記の制約から除外され，最大 60 kW の入出力，１ラップあたり最大 400 kJ のエネルギー復元が可能となった．

しばらく禁止されていたレース中の給油が，1994年から再び解禁され，ピットストップのタイミングと給油量がレース戦略として注目されるようになった．これに呼応して，航空機の給油システムの技術を応用し，安全で素早くかつ一定した流量で給油が可能な統一形式の給油装置の使用が 1995 年から義務付けられた．

燃料の組成は，1992 年第 11 戦以降基本的に市販ガソリンに準ずるという解釈が徹底され[2]たが，1999年から2002年にかけては，各種炭化水素の含有率の細かい規定を前提に，将来の市販ガソリンの改良を目指した開発目的の燃料も使用可能と規定された．また世界的な地球温暖化対策に対応すべく，2008 年からバイオ燃料の 5.75%混入が義務付けられている．

3.2. ギヤボックス

1990年代初期に確立した，シーケンシャル式シフト機構をベースにステアリングホイールに取り付けられたパドルでシフト操作をおこなうセミオートマチック式ギヤボックスは，F1ギヤボックスの基本形式として継続使用されてきた．後述する2001年途中からの電子制御の大幅規制緩和に伴い，ドライバの操作によらない自動シフトが一時可能となったが，ドライバの技量差が見えにくくなることを懸念して（ドライバエイドの禁止）2004年の規制強化で，自動シフトは再び禁止されることとなった．

前進の変速段数自体は，1994年に最大７速と規定されて以降基本的に変化していないが，2001年第５戦より連続可変トランスミッションの禁止が明文化された．その後2002年に，あらかじめ噛み合わせた次変速段への連続的な切り替えを可能とするツインクラッチも禁止され，ギヤボックスの理想の姿である駆動力に切れ目の無い変速は事実上禁止されたと思われていたが，綿密なレギュレーション解釈確認を経て開発されたワンウェイ機構利用のシームレスシフトが 2005 年に BAR-Honda によってレース投入され，その後各チームも追随して F1 界の標準技術となった．

サスペンションが取り付けられる車体構造物としてのギヤボックスケースは，1980 年代から各チーム独自の設計と製法が取られてきた．1990 年代前半には，マグネシウム鋳造が主流であったが，その後軽量高剛性を追及するため，チタニウムの薄肉鋳造ないし溶接板組み構造や CFRP 補強なども使われるようになり，ついに 2004 年に，BAR Honda がフルCFRP製のギヤボックスケースを初めて実用化した．

ギヤボックス内部のギヤやシャフト類については，2000年代になっても一部の例外を除いて既存のギヤボックスメーカの既製品を使用するのが主流であった．しかし，軽量コンパクト化を目指した開発競争激化により，チーム独自のギヤの開発が活発化したため，コストの高騰を懸念して2008年からは，レギュレーションで前進ギヤの材質が鉄に限定され，ギヤ最小幅，ギヤ重量，軸中心間距離なども規制された．

また，同じく 2008 年からは，ギヤボックスにもロングマイレージ化の考え方が導入され，同一のギヤボックスを４レースイベント連続で使用することが義務付けられた．ただし，サーキットに合わせたギヤレシオとドグリングの交換は，条件付で認められている．

3.3. 車体

1990年代初頭には，市販車の車体電子制御技術の発達と呼応して，F1でもアクティブサスペンション，トラクションコントロール，四輪操舵，アンチロックブレーキなどの採用が試みられ，特に安定した空力性能を生む姿勢制御が実現可能なセミアクティブサスペンションは大きな効果を発揮した．しかしながら，性能抑制の観点と，コストの高騰防止およびドライバエイドを禁止するため，1994年には車体の電子制御が禁止された．

空力の進化やタイヤグリップの向上に伴う操舵力の増大に対処するため，1990 年代前半から F1 でも使用されるようになったパワーステアリングも，1994年以降その使用は肉体的な力を補助することだけに限定された．当初はこの条件を満たしていれば電動パワーステアリング（EPS）の使用も認められていたため，2000 年第 12 戦から 2001 年にかけて，Honda が開発した F1 用の EPS を他チームに先駆けてレースに投入した[3]．しかし，その制御内容を確認，判定することは困難で，ドライバエイドとなる制御を組み込

める可能性があるという理由で，2002 年以降 EPS の使用は全面禁止となったため，現在の F1 のパワーステアリングはすべて油圧式となっている．

車両の最低重量は，当初ドライバを含まずに規定され，1990 年には 500 kg であったが，1993 年には 505 kg となった．1995 年以降はドライバ含めて規定されるようになり，1995 年には 595 kg，1996 年には 600 kg，2004 年には予選のみ 605 kg に引き上げられ，2007 年にはレースイベントを通して 605 kg となった．これ以前の経緯に比べると，最低重量の規定値自体はそれほど大きくは変化していない．

タイヤも含めた車体の最大幅は 1993 年にそれまでの 2150 mm から 2000 mm となり，1998 年にはそれがさらに 1800 mm まで縮小された．特にフォーミュラカーの場合これは直接的にトレッドの縮小を意味し，左右輪の荷重移動増大による車両の旋回限界速度引き下げを意図したものであった．各チームは車両を軽量化した分，比重の大きなタングステン合金製のバラストを極力低い位置に搭載して少しでも重心を下げ，旋回限界速度を引き上げるべく，車両の軽量化に取り組んだ．その結果トップチームのバラスト搭載量は 70 kg 以上に達したが，これは空力重視のために車両前半部寸法(前輪とサイドポンツーン間の距離)を確保しつつ，前後重量配分をかなり前寄りに維持してタイヤの発熱や車両の運動性能を向上させるのにも有効であった．これに対し，2000 年には安全上の理由から，可動バラストの禁止，および最下部のバラストとして使われるスキッドブロック止め具の面積規制が実施された．

増え続けるダウンフォースを大幅に削減して車両の旋回速度を引き下げるべく，1995年にはそれまでのフラットボトム規定に代えて車体下面と地面との距離をより離すステップドボトム規定が採用され，車両の地上高を上げるスキッドプレートも義務付けられたが，車体底面に積極的に空気を流し込んでダウンフォースを高めるハイノーズが1990年に登場し，1996年には全チームに採用された．フロントサスペンション形式もより空力への貢献が重視され，2002年にはツインキールマウントが，2005年にはゼロキールが登場したが，F1の場合フロントサスペンションのストロークが極端に少ないため，その中ではジオメトリより剛性確保が重視される傾向にある．

これと並行して，空力寄与度が高まった前後のウィングや車両下面後部のディフューザにも 1991 年頃から寸法規制の見直しが始まり，2000年以降はほぼ毎年何らかの規制強化が追加された．また車体各部の流れを整えて全体でダウンフォース増大を図る，ボルテックスジェネレータ，バージボード，ウイングレットなどの空力付加物も多様な進化を遂げたため，車体各部の寸法規制が何度も追加された．

さらに1999年以降は，高速での空力抵抗が減少するフレキシブルウィングが使われ始めたため，車体各部の変形量測定や，撓み防止エレメントの装着などが義務付けられた．

グリップの絶対レベルを下げるために，それまでの溝の無いスリックタイヤに代えて1998年から採用されたグルーブドタイヤは，1999年にフロントの溝を１本増やして前後とも４本溝となり，その後2008年まで使用された．グルーブドタイヤはトレッドゴムの剛性が低い分，どうしても反応に遅れが出やすくコントロール性に課題がある．また，溝間のブロックが倒れるように変形して角部からのめくれ磨耗(グレイニング)を起こしやすいという扱いにくさがあった．このグルーブドタイヤを使いこなすには，タイヤの温度管理をうまくおこなうことが不可欠であり，同時に車両全体のバランスや微小な過渡応答特性をきちんと確保して，車両のコントロール性を高めることも必要であった．なお2009年には活発な追い越しを可能とすべく，空力の大幅な見直しによって旋回性能引き下げるとともに前走車の後流影響を低減する考え方の空力規制が導入され，同時にコントロール性の高いスリックタイヤが復活した．

3.4. 制御

F1における制御は，ドライバーズエイド禁止の観点から常に規制される宿命にあるが，デバイスの装着有無により比較的容易に判定できる車体系の制御に比べ，トラクションコントロールに代表されるエンジン側での駆動力制御の規制は困難である．1997年からソフトウェアの事前チェックが義務付けられていたが，FIA検査官が各チームごとに，数日間ホテルの部屋に缶詰になって，ソースコードをチェックしても完全な規制は不可能であった．この規制が運用上の限界に達したためか，2001年第５戦から安全に関する例外を除いてソフトウェア規制が撤廃され，エンジンの駆動力制御が事実上自由化された．

これによりトラクションコントロールのみならず，エンジンブレーキ制御や，制動中にエンジン駆動力によって後輪のブレーキロックを防止して一種のABS効果を得るオーバーランコントロールなどの開発が進められた．

また，レーススタート時に刻々と変化するタイヤグリップを最大限に利用して加速力を高めるローンチコントロールも大きく進化したが，エンジンやクラッチの使い方を細かく規制し，搭載が義務付けられたFIAの統一データロガーでそれを監視する手法を導入することで，2004年からまずローンチコントロールが禁止された．

その後，FIA 統一 ECU 使用義務付けで初めて正確な管理が実現し，2008年以降トラクションコントロールをはじめとする駆動力制御が再び禁止された．

3.5. 材料

それまで F1 の材料については，レギュレーション上であまり多くの規定が定められていなかったが，人体に有害なベリリウム合金の使用が問題となったことを皮切りに，結果的には軽くて剛性が高い高価な材料の使用が制限され

ることとなった．2000年にエンジン可動部品以外への使用が禁止された比剛性40 GPa/(g/cm³)以上の材料は，2001年からは車両全体で全面使用禁止となり，2003年にはさらにそのバラツキ管理が詳細化された．

これに呼応して材料開発においては，それまでの純粋な軽量化や高剛性化から，レギュレーションで定められた組成や物性値を守りつつ，より高機能で望ましい材料を追求すべく，成分や製造プロセスをきめ細かくコントロールするアプローチと，表面処理技術の発達や，分子レベルでの研究など，いっそう高度な技術が要求され進歩を促した．

なお，2006年以降，エンジン部品については各部位ごとに使用できる材料の種類が細かく指定されることとなったが，その範囲内での開発は続けられた．

3.6. 安全性

1994年のローランド ラッツェンバーガーおよびアイルトン セナの死亡事故を受け，パッシブセーフティの急速な改善をはかるべく，レギュレーションが大幅に見直され，その後も継続的な見直しが続けられた結果，それに続く15年間F1でのドライバ死亡事故は発生していない．詳しくは既報の文献を参照されたい[1), (4)]．

2001年開幕戦で，ジャック ヴィルヌーヴがドライブするBAR Hondaチームの車両が，他車に乗り上げた後空中を飛んで激しくクラッシュしたが，頑丈なカーボンモノコックに守られたドライバ自身には殆ど怪我がなかった．ただしこのとき不運にも車両からちぎれて飛散したホイールの直撃を受けたコースオフィシャルが亡くなられた．このような事故を防ぐため既に 1999 年からアップライトとシャシとの連結ケーブルが義務付けられ，毎年基準が引き上げられていたが，安全に完璧はありえないということで翌年以降も繰り返し規制が強化された．

４．F1 レギュレーションの傾向と影響

F1のレギュレーションは，公平性，競技性，安全性，持続性，興行性を考慮して定められている[1)]．上述したレギュレーション変遷を全体的にまとめると，1990年代から2009年までにおいては，下記のような傾向があり，技術開発の方向性にも大きな影響を及ぼした．

1990 年代は，1994 年に起こった８年ぶりのドライバ死亡事故を受けて，安全性の見直しが急速に進められた時代であった．Honda が F1 に復帰した 2000 年以降でも，車両の性能抑制と車両自体の安全性向上は継続的に推進され今日に至っている．車両の性能抑制は，エンジンへの規制を中心とした動力性能の抑制と，車体寸法，空力，タイヤへの規制による旋回速度の引き下げを中心におこなわれた．

このような規制の中でさらなる性能を追求し競争力を確保するため，損失を減らす高効率な新機構の開発やコンピュータによる熱および流れの解析に基づく改良が推し進められた．またレース開発における普遍的で不可欠な要素である軽量化，コンパクト化，高剛性化も，単なる材料置換に止まらず，構造解析技術を活用した限界設計，材料の特性および機能の作り込みに至るきめ細かい技術の積み重ねなどによって，新たな段階に入ったと言える．

さらに，各技術要素の個々の性能を引き上げるだけではなく，車両としての総合的なパッケージバランスを改善することで競争力を高める方向への技術動向変化は，既に 1990 年代から見られたが，2000 年代に入って特に重要となった．前述した車体の最大幅縮小により，タイヤとボデーワークの間隔が狭まると，リヤウィングへの流れを考慮した低くスリムなリヤカウル実現のため，エンジンの小型化や，幅の狭い縦置きギヤボックス採用，さらには排気管の長さや取り回しにも影響を及ぼした．

車両の競争力を確認するため，さまざまな測定，解析，シミュレーション技術が駆使されたが，その評価判定をおこなうには，人が車を速く走らせるとはどういうことかという根源的な命題に改めて取り組む必要性が生じた．2000年代の F1 は，コンピュータの急速な進化により可能となった大規模で高速なデータ処理を活用し，広範囲で詳細な技術開発が進められるとともに，それを取りまとめる総合的な技術マネージメントや技術思想が問われる世界である．

これらのレギュレーション変化とそれに対応した技術開発の結果として，F1 の予選ラップタイムが 2000 年以降どのように変化してきたかを Fig. 1 に示す．これは，９年の間で１周の距離が変更されていないサーキットを選び，雨天の場合を除外して，2000年を基準とした予選の最速ラップタイムの短縮比率の推移を表わしたものであるが，2006年のエンジン排気量の20%縮小など度重なる性能抑制をねらった規則変更にもかかわらず，ラップタイムは短縮あるいは少なくとも横ばいの傾向にあり，ほとんど増大はしていないことがわかる．

これは，F1がまだまだ向上する余地がある技術的に未完成なものであることを示している．中でも複数のタイヤ供給メーカが競争をおこなった時期のラップタイムの急激な短縮と，予選から決勝ゴールまでのタイヤ交換が禁止された 2005 年のラップタイム悪化から，現在の F1 の速さに対するタイヤの影響の大きさがうかがえる．

このような激しい開発競争によるコストの高騰に対する懸念は従来から指摘されていたが，近年の世界的な経済状況の悪化にともないコストダウンにつながる具体的な規制が急速に適用された．単なる使用材料の規制などに止まらず，エンジンやギヤボックスの寿命延長，開発自体を抑制する公認制度や実走テストの距離および日数の制限，レース現場での作業を削減するため予選から決勝までの間での車両の修理および調整を禁じるパルクフェルメルールなど，さまざまな規則が追加された．しかし，例えば実走テストを

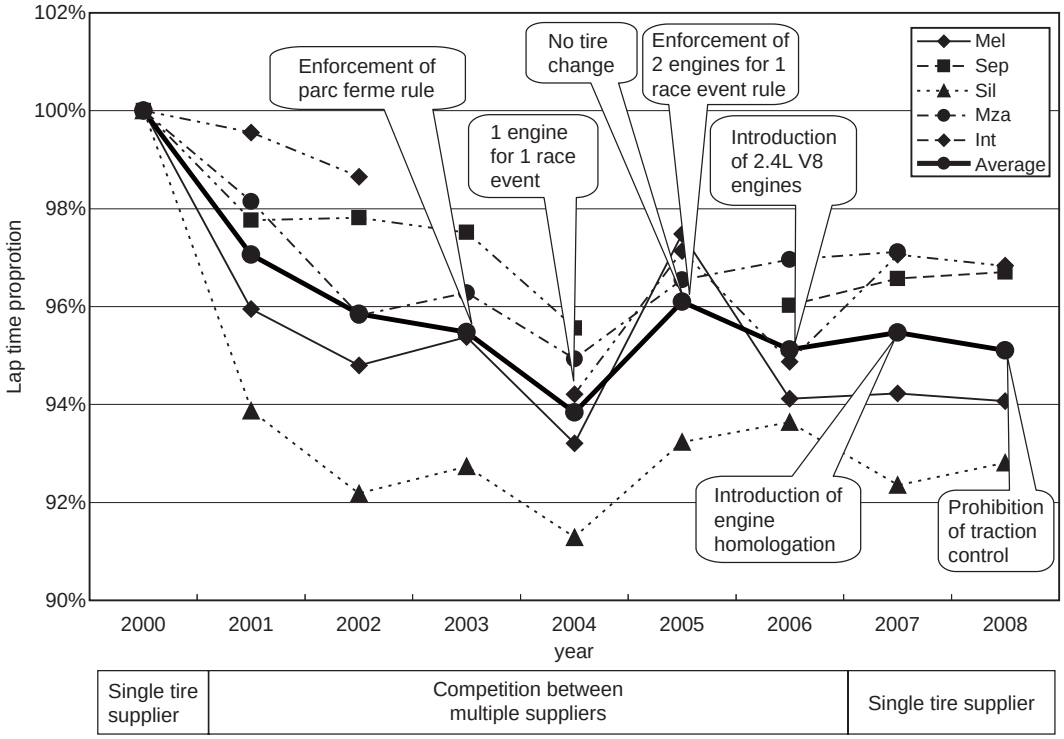


Fig. 1　Transitioin of lap time

規制すればそれに代わる台上テストやシミュレーションで開発をおこなうことになり，それらの手法自体の開発がさらに必要とされる結果となった．これに対しては，開発設備の使用時間制限や，開発コストの総額を規制するコストキャップ制度なども真剣に検討されている．

地球温暖化に対応する環境適合性も重視され，エネルギー再利用技術の推奨や，CO_2の総発生量を抑制する燃料の義務付けなどが近年導入されたことも注目すべき点である．

レースの根本である競争をより際立たせ，興行的にスペクタクル性を増大させることへの取り組みも改めておこなわれている．ドライバの技量差や個性が実感でき，白熱したレースの迫力が観客に伝わることは，今後も F1 が存続してゆく上で不可欠な要素であろう．

以上のように，現在は急激な社会的変化に対応すると共に，F1がその存在意義を問い直される時代であると言える．意のままに動く車は速く走れるだけでなく，結局安全で疲れが少なく運転していて楽しいものである．走らせる環境や速度域は大きく異なるが，その本質は F1 でも市販車でも共通であり，これからも F1 の技術開発が自動車の根源的な進化に対して貢献し続けることを願ってやまない．

5．おわりに

F1には，競技，技術競争，興行などさまざまな側面があるが，十分な戦績を残すことができなかった第３期のHonda F1活動は，企業の認知度やイメージ向上という観点からは目標を達成したとは言いがたい．しかし，スポーツマンシップに則り，技術開発に対するこだわりと，けっして諦めないチャレンジングスピリットを持って取り組み，さまざまな技術成果と原体験を手に入れたことは我々の財産であり，その過程そのものがHondaとしての生き様といえるのではないかと考えている．

参考文献

（1）田中尋真：F１ レギュレーションと技術の変遷（20074177），JSAE SYMPOSIUM, No.22-06, p.32-41 (2007)
（2）白井裕：F-1 レギュレーションの変遷とその対応，Honda R&D Technical Review, F-1 Special, p.6-9(1993)
（3）藤田英之，堀内泰，窪谷英樹，馬場純，酒井克博：F-1用電動パワーステアリングの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p45-50
（4）田中尋真：F1 レースにおける安全技術，日本機械学会誌，Vol.109, No.1048, p.148-149(2006)

■著　者■



田 中 尋 真

第３期 F1エンジン総括

Summary of Honda Formula One Engine in Third-Era Activities

櫻 原 一 雄*
Kazuo SAKURAHARA

要　旨

第３期 Honda F1 エンジンとして，V型 10 気筒エンジン(以下V10)６機種と，V型８気筒エンジン(以下V8)３機種をレースに投入した．第２期のターボ時代に迫る出力を自然吸気で達成するとともに，車輌の重心高，重量配分，空力を重視し，小型軽量化と低重心化を目指した．各部の構造見直し，材料，表面処理の改良，設計技術，評価手法の進歩などにより，第２期に対し自然吸気 V10 同士の比較で，約 100 kW/L のリッター当り出力と約 6500 rpm の出力ピーク回転数向上，50 mm 以上の全長短縮，約 70 kg の軽量化，約 50 mm のクランクセンタハイト低減，３倍以上のマイレッジを達成した．V8エンジンもさらなる高回転化をねらい開発を進め，第３期優勝を果たしたが，レギュレーションによる最高回転数制限，ホモロゲーション規定によるエンジン開発凍結などにより，ドライバビリティ(以下DR)の対応に課題を残した．

ABSTRACT

Honda has entered six models of V-type engines with 10 cylinders (below, V10 engine) and three models of V-type engines with eight cylinders (below, V8 engine) as third-era Honda Formula One engines. The goals of development were to achieve output approaching that of the second era, the turbocharged engine era, with natural aspiration, and to realize a smaller, lighter engine with a low center of gravity, focusing on the vehicle's height of gravitational center, weight distribution and aerodynamics. Revising the structures of different parts, modifying materials and surfacing processes, and making design engineering and evaluation technique progress among other advancements resulted in per-liter power that is 100 kW/L greater than a second-era naturally aspirated V10 engine, as well as having approximately 6 500 rpm higher engine speed for peak output, being more than 50 mm shorter in length and about 70 kg lighter, having about 50 mm lower crank center height and more than three times the mileage. Honda has proceeded with development of V8 engines with the goal of high engine speed and won a third-era victory. However, because of regulations restricting maximum engine speed and an engine development freeze due to homologation regulations, issues relating to drivability (below, DR) have been left unsolved.

１．はじめに

第３期 Honda F1 エンジンは 2000 年の参戦復帰に向け 1998 年秋から開発が始まった．2000 年の RA000E を皮切りに，RA005EまでのV10，６機種と，RA806EからRA808EのV8，３機種の，合計９機種のエンジンを世に送り出した．ここでは第３期の総括として，第２期のエンジンの振り返りから第３期への流れを大枠で述べ，その後第２期と第３期の V10 エンジンの比較からその進化を述べる．

＊四輪R&Dセンター

２．第２期から第３期への流れ

2.1. レギュレーション

第２期のエンジンは 1983 年から 1992 年までエンジンサプライヤとして10年間開発が続けられた．当時もエンジンレギュレーションの変化が激しく，参戦開始の1983年は 1.5 L 過給エンジンが主流であった．その後 740 kW(1000 hp)を超えるような出力を制限するため，過給圧と燃料総量規制を実施し Table 1 **に示すように，1987 年からは 3.5 L**

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_3

Table 1　F1 engine regulations

Year	Amendments to F1 Engine Regulations
1984	Engine capacity (with supercharging) : 1.5 L maximum (without supercharging) : 3.0 L maximum Number of cylinders : 12 maximum Fuel storage capacity : 220 L maximum Fuel RON : 102 maximum
1986	Engine capacity (with supercharging) : 1.5 L maximum Fuel storage capacity : 195 L maximum
1987	Engine capacity (with supercharging) : 1.5 L maximum (without supercharging) : 3.5 L maximum Manifold pressure (turbocharged engine) : 4.0 bar maximum Fuel storage capacity : 195 L maximum
1988	Manifold pressure (turbocharged engine) : 2.5 bar maximum Fuel storage capacity (turbocharged engine only) : 150 L maximum
1989	Supercharging prohibited Engine capacity : 3.5 L maximum
1991	Fuel RON : 102 maximum , Fuel MON : 92 maximum
1992	Fuel RON : 100 maximum , Fuel MON : 90 maximum
1993	Fuels of a kind used by general public mandatory
1995	Engine capacity : 3.0 L maximum Fuel sampling at circuit Fuel approval before use
1999	Throttle and pedal relationship fixed whilst car is in motion Restriction for engine and clutch control (traction control prevention) Cooling system pressure 3.75 bar maximum Fuel incorporate 2000 EU limit
2000	Number of cylinders : 10 maximum Fuel incorporate 2006 EU limit
2001	High specific modulus of elasticity material (Be-Al, etc.) completely prohibited Traction and launch control permitted
2002	Spraying substances other than fuel into engine prohibited
2003	Parc ferme rule (no engine change between qualifying and race)
2004	1 engine for 1 race event Launch control and fully automatic gear shift prohibited
2006	90 degree V8 2.4 L engine 1 engine for 2 race events
2007	Engine homologation (freezing of engine main component development) Rev limit : 19000 rpm
2009	8 engines throughout 1 race season Rev limit : 18000 rpm KERS (hybrid system) permitted

自然吸気エンジンに移行が開始され，1989年からは最大12気筒の自然吸気エンジンに統一された．ワークスとしての参戦を休止した後の 1995 年には排気量が 3.0 L に縮小され V10 が主流となった．ここからレギュレーション変化が小さくなり，V10 - 3.0 L 時代が 2005 年まで 11 年間続くことになり，第３期として 2000 年から６年間このレギュレーション下での開発となった．その後 2006 年から V8 - 2.4 L に変更され，V8 初年度で第３期優勝エンジンとなることができた．

2.2. 出力

第２期当時のレーシングエンジンに求められた要素も，出力，ドライバビリティ，信頼性，軽量コンパクト性，燃費であり現在と変わりはない．しかし，時代やレギュレーションによりそのプライオリティは異なり，車体の空力がまだシンプルでスリックタイヤが認められていた第２期のエンジンは，とにかく出力に特化したエンジンであった．

Fig. 1 に示すように 1983 年参戦時においても既に 440 kW (600 hp)の出力を有し，1.5 L-V型６気筒ターボエンジン(以下Ｖ６)の時代は過給圧を上げることによりさらなる出力向上を果たした．1986 年には 770 kW(1050 hp)まで達し，３年間で実に 300 kW 以上向上したため，その結果としてレギュレーション変更により過給エンジンは禁止となった．

また，この時期出力を向上させたもう一つの要因として燃料の開発が挙げられる．Table 1に示すように，この時代のレギュレーションでは燃料の規制が少なく，特にエネルギー密度の制限が無かったため市販品からかけ離れた燃料が使われていた．1992 年のハンガリー GP からは市販プレミアムレベルの燃料に限定され，特殊な炭化水素の使用が禁止されたため，前戦のドイツGPと比較して，実に32 kW (43 hp)も出力が低下した．これは燃料がエンジン出力にいかに寄与していたかを示す一例である．

第３期においては，1999年以降過当な競争を防止するため市販プレミアムレベルでさらに厳密なレギュレーションとなり，燃料による第２期のような大きな出力向上は達成できなかったが，エンジンの開発が自由に認められていた V10 時代には第２期のターボ時代の出力に迫るところまで自然吸気エンジンで性能が進化した．これはエンジン自体の技術が速いスピードで進化したことを示しており，その内容の一部を第２期と第３期のエンジン比較で後述する．

2.3. 重量

エンジン重量の変遷について述べる．Fig. 2 に示すように V6 時代でもエンジン単体重量は 120 - 130 kg 有り，自然吸気の V10 または V12 - 3.5 L では 155 - 160 kg もあった．当時も軽量化材料としてマグネシウムやチタニウムを

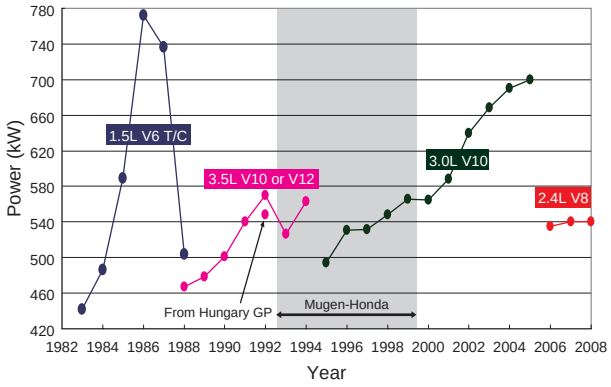


Fig. 1　Honda F1 engine power

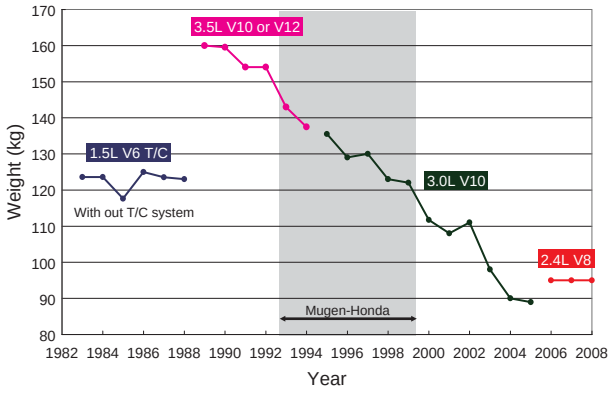


Fig. 2　Honda F1 engine weight

使っていたが，あまり軽いとはいえないエンジンであった．

1992年以降はワークスとしての活動ではなかったが，この時代になると Fig. 1 でわかるようにレギュレーション影響やワークスエンジンの不参加もあり，エンジンの出力は停滞気味となった．このため各車輌チームは重量配分や空力を重視するようになり，エンジンの軽量化と低重心化がそれまで以上に求められるようになった．それゆえ，無限-Hondaとして参戦していた時代においても開発が年々進み，1998 年には 122 kg にまで達した．

第３期に入りさらに軽量化のニーズが高まり，最後の V10 では 89 kg まで開発が進んだ．

３．RA100E と RA005E の比較

3.1. 外観比較

第２期と第３期において同じ V10 形式同士である，1990 年の RA100E と 2005 年の RA005E を比較し，大枠で 15 年間の進化を述べる．比較数値を Table 2 に示す．

Fig. 3 の外観写真で示すように，RA005E の高さ寸法が低く抑えられていることがわかる．この違いはＶバンク角 72 度と 90 度の差であり，言うまでもなくＶバンク角の広いエンジンが低重心になる．V10 エンジンであれば，左右バンクのクランシャフトのピンが共通の場合，ピンに加わる荷重を考慮すると，等間隔爆発のＶバンク角72度が理論的に有利である．しかしながら，第３期は初年度の2000年のエンジンからすでに 80 度を採用し，不等間隔爆発を

あえて選択している．2001 年も 80 度，2002 年は 94 度，2003 年から 90 度であり，完全に等間隔爆発は優先していない．その理由として第３期の F1 カーでは車の速さを決める要素として空力向上や低重心化が優先されており，車輌の一部品であるエンジンは自らの理想を追いかけるのではなく，車輌パッケージを優先した骨格となっているためである．ルノーに至ってはより低重心化を図るため一時期 V バンク角を 100 度以上に設定していたこともあった．現行の V8 エンジンはレギュレーションで 90 度と定められ選択肢は無くなったが，V10 で既に全チームが 90 度を採用していたため何も問題は発生しなかった．ただしこれは，今後ルノーのような特徴のあるエンジンが生まれないことを意味している．

3.2. 出力比較

リッター当たり出力を比較すると，RA100E は 143 kW/L，RA005E は 240 kW/L で約 100 kW/L も向上している．改善要素は体積効率と燃焼効率の向上，フリクションの低減で，これらはエンジン開発の基本であり特別なところはない．自然吸気エンジンなので体積効率は回転数が支配的であり，出力ピークは RA100E が 12250 rpm，RA005E が 18700 rpm で約 6500 rpm も高い．高回転化の条件として，

Table 2　RA100E versus RA005E

	RA100E	RA005E
V-Bank angle (degree)	72	90
Power (kW/L)	143	240
Ps peak Ne (rpm)	12250	18700
Engine length (mm)	633.0	581.5
Engine weight (kg)	160	89
Crank center height (mm)	109.0	58.5
Mileage (km)	400	1400

動弁系等価質量低減によるバルブ挙動の安定化とレシプロ廻りの耐久信頼性の向上が必要であった．具体的にはバケットタイプの直押し構造からロッカアーム方式に構造を変更，さらにバルブをチタニウム材からチタニウムーアルミ合金材とし，ステム部の細軸化を進め等価質量低減を達成した．レシプロ系では，アルミマトリックスコンポジット(AMC)材のピストンや金属間結合製法によるボックス構造コネクティングロッド(以下コンロッド)の採用で往復部重量低減を可能とした．またコンロッドベアリング(プレーンメタル)に熱伝導の良い合金を採用することでクランクシャフトピンとのしゅう動温度を低下させ，高回転信頼性を実現した．

3.3. 全長比較

エンジン体格を比較すると，全長は RA100E の 633 mm に対し RA005E では 581.5 mm で，51.5 mm 短縮されている．シリンダボア径はそれぞれ 93 mm と 97 mm であり RA005E のボア径のほうが 4 mm 大きいので，そのままでは全長は 20 mm 長い 653 mm となるはずである．そこから換算すると 71.5 mm 短くなっている．

このような全長短縮を可能とした技術要素は大きく三つある．一つ目はシリンダブロック(以下ブロック)とシリンダライナ(以下ライナ)構造の一体化が可能となったためである．従来 F1 エンジンではブロックとライナが別体であり，一般的に冷却水が直接接触するウエットライナ構造で



RA100E　　RA005E

Fig. 3　Engine photo

あった．ライナのピストンしゅう動面には特殊な表面処理が施されるため，ブロックとは別になっている方が都合が良く，ブロック自体のウォータジャケット設計自由度や，メンテナンス時にライナだけの交換で済むメリットがある別体構造が採用されてきた．しかしながら，近年のブロック鋳造技術やピストンしゅう動面の表面処理技術の進化により，一体化が可能となってきていた．さらに高回転化によるブロック寿命の減少とレギュレーションで要求されるエンジンアセンブリとしての長寿命化により，エンジンアセンブリ寿命とブロック寿命が同等となってきたため，ライナだけをメンテナンスする意味合いが薄れ，第３期には他エンジンサプライヤも含めて一体化が進んだのである．また，ブロックとシリンダヘッドの間をシールするガスケット構造も大きく変化し，従来の板状からボア廻りだけシールするオーリングタイプとなった．この結果シリンダ軸間の寸法を短縮できエンジン全長を低減することが可能となった．二つ目は，ギヤ材料の高強度化とギヤ振動低減技術の進化により，バルブギヤトレインをリダクション構造から直列構造にすることで，薄くできたためである．三つ目は，コンロッドベアリングの進化により幅狭化が進み，左右バンクのオフセット量を低減できたためである．

3.4. 重量比較

重量は RA100E が 160 kg で，RA005E は 89 kg である．15 年間で約 70 kg の低減が図られ 40%以上軽量化された．第３期だけを見ても 2000 年の RA000E は 112 kg であったので５年間で 23 kg，年間平均約４‐５ kg の低減が図られた．2002 年に一旦サチュレートしていたが 2003 年からまた軽量化が進展した．第２期でも軽量化に有利なマグネシウムやチタニウムは使われており，第３期における材料的な優位性は少ないと考えられ，この要因としては設計技術の進化が挙げられる．第２期から第３期の途中までは設計手法は 2D が主流であったが，2003 年頃から少しずつ 3D 設計が導入され，Fig. 4 に示す CATIA V5 化で完全 3D 設計と CAE が設計者レベルで容易となり，それに伴いさらに軽量化が進んだ．現在は過当競争を防止するためにレギュレーションで V8 の重量は 95 kg 以上と規定されており，材料もマグネシウム，チタニウム，

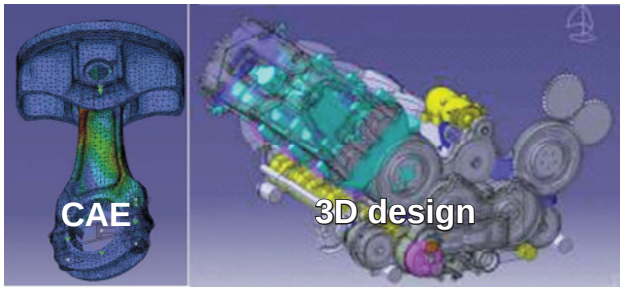


Fig. 4　CATIA V5

樹脂，CFRPの使用が禁止されている．もし，この規定がなければ計算上 78 kg 程度で設計が可能であり，それほど軽量化技術は進化している．

3.5. クランクセンタハイト比較

クランクセンタハイトはエンジン重心を決定するファクタであり，車輌全体の重心高に影響し，運動性能を決める重要な寸法である．それゆえ現在のレギュレーションでは過当競争を防止する意味で 58 mm 以上と決められており，さらにエンジン重心自体もエンジン底面から165 mm 以上と規定されている．RA100E の 109 mm に対し，RA005E では 58.5 mm で 50 mm 以上も短縮されている．これを実現した技術要素は大きく三つあり，一つ目は鉄系材料の高強度化による，クランクシャフトの細軸化と，コンロッドボルトの細軸化で，コンロッドの軌跡(ローカス)が小さくなったためである．二つ目はクランクシャフトのカウンタウエイトの設計技術が進展し，バランスウエイトとして使用しているタングステン等の高比重素材を20000 rpm の高遠心力下でも直にボルト留めすることが可能となり，クランクシャフトの回転半径を縮小できたためである．三つ目はクラッチの摩擦材や構造が改良され，外径を縮小しても十分なトルク伝達容量が確保できるようになったためである．

3.6. マイレッジ比較

RA100E エンジンが使われた 1990 年当時は，金曜日の練習走行，土曜日の予選，日曜日の決勝にそれぞれ個別のエンジンの使用が認められており，１ドライバ最低３台のエンジンを使用していた．決勝の走行距離が約 300 km であるので，日曜日朝のウォーミングアップを入れても400 km の信頼性があれば十分であった．一方RA005Eエンジンは，高騰したエンジン費用削減のため 2004 年から始まったエンジン使用数削減レギュレーションの２年目に当たり，１ドライバ２レースイベント１エンジンでの使用を規定され，約 1400 km の耐久性が必要となった．この規定は 2008 年まで続いたが，2009年からはさらに，１ドライバ年間８エンジンと規定されることになった．以上のように第２期と比べて耐久信頼性を３倍以上に向上させた技術要素として，エンジン自体の進化と評価手法の進化が挙げられる．エンジン自体は前述している内容に加えて，ダイヤモンドライクカーボン(以下DLC)コーティングに代表される表面改質技術の進化がある．特に DLC の進化は著しく，現在の F1 エンジンでは殆どの主要なしゅう動箇所にさまざまな仕様のDLCが使用されており，もし禁止になれば信頼性も性能も大きく低下すると考えられる．次に評価手法であるが，一番進化した要因は低慣性トランジェントダイナモ(ホイールおよびタイヤと同じ慣性力のダイナモ)によりエンジン単体で完全なサーキット走行シミュレーションが可能となった

ことである．エンジンの耐久信頼性は，トラクションコントロール作動時や回転数制限時の点火カットによる不整回転に影響を受けるが，従来はこれを実際の走行でしか再現できず，16以上あるサーキットの全てに対して事前に確実な保証を得ることは不可能であった．

４．V8 エンジン

2006 年から使用が義務付けられた V8 エンジンは 2004 年 11 月から開発がスタートし，2005 年 5 月には，2004 年型V10をベースにV8に改良した先行エンジンでヘレスサーキット（スペイン）において他チームに先駆けて実走行テストを敢行した．2006年用の本番エンジンは最高回転数20000 rpm を目標に，2005 年 8 月に火を入れ急ピッチで開幕に向けて開発を進めた．その結果，夏のハンガリー GP で第３期唯一の優勝を果たし，HondaV8エンジンの優秀さを証明できた．2007年に向けてはさらに高回転化をねらい開発を進めていたが，レギュレーションにより最高回転数が 19000 rpm に制限されるとともに，ホモロゲーション規定でエンジン本体の年間開発が制約され，その対応が満足にできないまま 2008 年以降の開発凍結のベースとなるエンジン仕様が定められた．この結果，過渡域の燃焼が安定せず，2008 年のトラクションコントロールの禁止で，DR の課題が顕在化し，開発可能な範囲で対策したが抜本的な解決に至らず，DR 不十分のまま不本意なシーズンとなった．2009 年に向けては FIA との話し合いで凍結を一部解除してもらい開幕に向けて DR の課題を解決するべく，2009 年 10 月から開発に取組み，ねらい通りの性能を 12 月に確認したが，残念ながら F1 からの撤退によりその改善結果を証明することはできなかった．現在の F1 エンジン開発は，Honda が得意としていた最高出力重視の考え方ではなく，特に DR に影響する領域の出力特性向上や不整燃焼をいかに排除するかに重点がおかれている．なぜなら，出力を 10 kW 向上させても，ラップタイムは 0.1 秒以下しか向上せず，それに比べ DR が悪いためにコーナ出口でスロットルを緩めざるをえないだけで，0.5秒以上もロスをするからである．我々がそこに重点を置いた開発をしなかったことを大いに反省しなければならない．

５．おわりに

第２期と第３期のエンジンの比較を数値で振り返ったが，改めて 15 年間の技術の進化の凄さを実感することができた．現在はレギュレーションでの規制が多いため今までのような進化は望めないが，それでも少しずつは今後も向上して行くであろう．我々は Honda としての F1 復帰の有無に関係なく，これまでに構築した情報のネットワークを切らさないよう努力し，今後も技術の進化（考え方）を追いかけられるようにしていかなければならないと考える．さもなければ，この進化の速い世界で，次にこのようなチャンスがあったとしても，キャッチアップに膨大な時間を費やすことになるからである．

■著　者■



櫻 原 一 雄

F1用ギヤボックス開発概論

Overview of Gearbox Development for Formula One

眞野　敦*
Atsushi MANO

要　旨

レースの世界では通常トランスミッションのことをギヤボックスと呼ぶ．F1実戦用ギヤボックスの開発は，Hondaとしては第３期 F1 活動が初めての挑戦となった．そのため技術開発のみならず，製造，供給，運用など多くの課題をも解決する必要があった．それらの課題を乗り越えて，数々の先駆け技術をレースに提供できるまでになった経緯を交え，F1 用ギヤボックス技術進化の概要を紹介する．

ABSTRACT

In the racing world, the transmission is ordinarily referred to as the gearbox. Honda first tried developing an Formula One racing gearbox with its third-era Formula One activities. To do this, it was necessary not only to develop the technology, but also to solve several problems, including production, supply and operation. This article recounts how Honda overcame these problems to bring a number of technological firsts to the racing world and gives an overview of the advancement of Formula One gearbox technology.

１．まえがき

一般的に F1 技術が語られる場合，エンジンパワーや空力性能について語られることが多いが，ギヤボックスについて技術紹介される機会は少ない．よってまずギヤボックスに必要とされる基本要件を説明し，各要素技術の進化をHonda での開発経緯も含め紹介する．

２．F1 用ギヤボックスとは

2.1. レギュレーション

世界自動車連盟(FIA)の規定する F1 テクニカルレギュレーションにおけるトランスミッションに関する記述を抜粋すると以下の通りである．

(１)２輪駆動のみ許可

(２)車両停止時に手動にてクラッチが切れること

トラブルなどによりコース脇に車両が停止した際にコース係員が手押しによる車両移動ができる状態を確保する必要があるため，各車両にはエンジン停止後でも作動する手動のクラッチ遮断スイッチが設けられている．

(３)ギヤレシオは前進(2007 年までは４速以上)７速以下，CVT は禁止

(４)リバースギヤを装備すること

(５)左右駆動力配分は禁止

以上に加え，2008年よりは，コスト抑制を目的として新たに以下の規定が追加された．

(６)１ギヤボックスで４レース連続使用義務

(７)変速ギヤのギヤ幅は 12 mm 以上，軸間は 85 mm 以上，一組のギヤ重量は 600 g 以上

技術の過当競争を避けるために新設された部分以外は大枠の制限に留まっており，ギヤボックスの設計自由度は一般的に高いといえる．そのため，軽量，コンパクト，高効率化を主目的に，各チームとも積極的な技術開発を進めている．

2.2. 要求性能

F1用ギヤボックスに求められる性能を列挙すると以下の

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_4

ようになる．

（1）耐久信頼性

（2）軽量，コンパクト性

（3）低重心，低ヨー慣性モーメント

（4）短い変速時間

（5）高い伝達効率

（6）ケーシング剛性

量産車と異なり，リヤサスペンションが直接ケーシングに取り付けられる(Fig. 1)ため，十分な剛性と強度が必要とされ，車両挙動に影響を与える．

（7）空力性能への寄与

車体後部のリヤウィングやディフューザへの気流確保を阻害しないためにできる限り小型，特に後方形状は細くあることが要求される．

（8）良好なメンテナンス性

各レースセッションの合間にレシオギヤの交換が完了できる必要がある．

また，Fig. 2 に示すように内部機構は，クラッチを介して入力されるエンジントルクを７組の変速ギヤ，ベベルギヤ，ファイナルギヤからドライブシャフトを経てタイヤに伝えている．

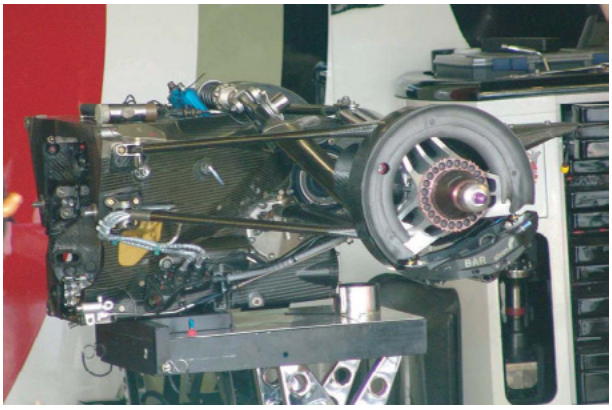


Fig. 1　Appearance of F1 gearbox

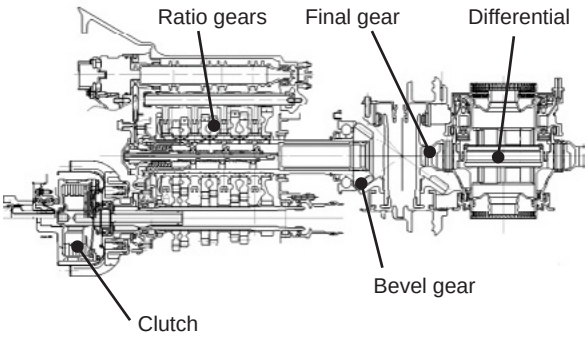


Fig. 2　Structure of F1 gearbox internals

３．独自開発のための準備

3.1. レースチームとの共同開発体制確立

第３期 F1 活動は British American Racing(BAR)との車体共同開発という形でスタートした．ギヤボックス開発はレースチームである BAR が中心であったことから，どのような形で共同開発を進めるべきかという点が最初の課題となった．BAR で当時おこなわれていた開発は，ケーシングを含めた全体パッケージ部分であり，ギヤシャフトなどの内蔵部品はレース用トランスミッション専門メーカに詳細設計と製造を委託していた．そのため，BAR ではギヤ，シャフト類のレイアウトに関して要求は出せるものの，他チームに先駆けた軽量化や革新的機構開発をおこなうことが難しく，また良いアイデアを提案できたとしても独占的に使用することも困難であった．一方，Honda の強みは，ケーシングからギヤ，シャフトまで内製できることや当時のレーシングチームには無かったギヤボックスの強度耐久性，性能を評価できる台上試験装置を持つことであった．よって Honda が専門メーカに成り代わって競争力のある技術を供給できれば，先駆け技術の開発や独占的使用が可能になるなど BAR にとってのメリットは大きい．そのため，日本での開発拠点である四輪R&Dセンター(HGT)ではギヤ，シャフトを中心とした技術開発を担うことで合意し，HGT における本格的な開発は 2002 年よりスタートした．その後レースチームが 2006 年に Honda Racing F1 Team(HRF1)に組織変更された後も引き続き同じ役割分担で開発を進めた．

3.2. F1ギヤボックス開発技術の習得

開発に先立ち，まずは業界水準技術の習得が必要であった．そのための主要課題は以下の四点であった．

（1）設計技術

ギヤの種類として量産車がギヤ音を重視したヘリカルギヤを採用しているのに対し，レース用は効率と強度を重視したスパーギヤを採用している．その違いはあるが設計ツールは同一であり，基本設計手法は流用可能であった．しかし，使用条件は量産の実績値を参考にできず，早期の歯面ピッチング発生への対応，変速ショックなどの衝撃荷重入力による歯形の弾性変形を考慮した歯先修正設定が必要であることを学んだ．

（2）製造技術

ギヤ強度保証および伝達効率の最大化の観点から，すべてのギヤは熱処理後に歯研(歯底までの一体研磨)処理をおこない，表面仕上げにはバレル研磨など歯面の面粗度向上処理とともに疲労強度向上のためのショットピーニング処理を施した．特に研磨処理においては，参考とした専門メーカ製ギヤと同等レベルの面粗度を得るために多くのトライアンドエラーと工夫が必要であった．またショットピーニ

ングでは，より高い表面残留応力とより深い残留応力の領域を付与するために，メディアの選定のみならず，多段ショットの採用，処理圧力，時間の選定など専門メーカの性能に追いつくには多大な時間を要した．

（3）材料技術

レース業界で使用されていたギヤ材料は，量産ギヤ材に対して高強度化されたものであり，競争力を確保するための専用高強度ギヤ材の開発が必要であった．満足のいく材料の性能が得られるまでには鉄鋼メーカの協力と，多大な時間が必要であった．

（4）試作協力体制の整備

競争力のある技術をタイムリーに開発するためには，多くの専門試作メーカによる短期試作による製造支援が不可欠である．ギヤ，シャフト類は，実績のある多くのギヤ試作メーカの協力を得て，比較的容易に製作できるようになったが，ベアリングの試作には困難を伴った．レース用のギヤボックスを新開発する場合，専用形状のベアリングの採用は性能向上に寄与する．しかしベアリングは専門性の高い機能部品であることから，試作メーカは存在しない．よって量産メーカに試作を依頼することになるが，少量多品種試作への対応が困難なことから試作期間が長くなり，開発ニーズと折り合わないという事例が頻発した．しかしNTN(株)の開発支援協力により，F1専用ベアリングの共同開発体制を構築することができた．その結果，仕様検討から試作，納品までの期間が短縮され，タイムリーな対応が可能となった．

3.3. 技術開発のねらい

前項までの課題に対する取り組みとともに，ギヤボックス領域における戦闘力確保の観点から，重点開発目標をラップタイムへの寄与度の高い以下の二項目に絞り込んだ．

（1）軽量，コンパクト化

レース車両の重量はドライバ込みで605 kg以上とレギュレーションで決められていることから，ギヤボックスの軽量化は直接的な車両軽量化には繋がらない．しかし重量調節用のバラスト重量を増すことで車両重量配分の自由度の向上や低重心化を図れる．また，コンパクト化は軽量化のみならず，ギヤボックス形状のスリム化による空力性能の向上に繋がる．これらは車両戦闘力の向上に寄与する．

（2）変速時間の短縮

F1 では 90 年代初頭より，Fig. 3 に示すようなモータサイクルに採用されているのと同原理のドグクラッチと油圧アクチュエータで駆動されるシフトバレルで構成されるシーケンシャルシフト機構が採用されている．特に加速中のアップシフトにおいては，そのシフト時のトルク抜けのため空気抵抗により車両が 1.0 G にも達する減速をするため，変速時間を短縮することはラップタイム向上に直結し重要である．

3.4. レース部品供給体制の確立

競争力のある独自技術を投入するためには，その技術を開発するのみでなく，レース運営に必要な数量を安定した品質で製作し，供給することが必要である．Honda としては，これまでレースエンジンを組立完成品でレースチームに供給することはあったが，部品単品での供給は初めての試みとなった．このため，以下の二点の観点から組織を含めた仕組み作りが必要であった．

（1）製造品質保証

走行機能に関わる重要部品については，製造ロットや走行寿命管理などの個々の部品履歴の管理をおこなうために，部品番号，シリアルナンバー，製造ロット管理をおこなう．これらの情報は部品に直接レーザマーキングされるためインフラ整備が必要となった．レーザマーカーの導入はもちろんのこと，業務として推進するためのルール，ルートそして体制の策定からおこなった．

また，それぞれの部品が図面品質を満足していることを証明する検査成績表を一点一様で添付する必要があった．そのため部品の全品検査体制を整えるとともに，シリアルナンバー打刻，重点管理寸法の決定をおこなった．それに加え，機能的に問題が無いと判断される微小な公差外品の救済処置の Concession Report を作成するルールを策定し，HGT と HRF1 の双方で機能的な問題が無いかを判断し部品救済できる仕組みを整え不要なコストアップの防止と部品供給の安定化を図った．

（2）部品発送体制

これまで HGT においては，部品発送の機能が存在しなかったため，完成品の梱包から発送までの工程を整備した．変速ギヤ，ファイナルギヤなどは，現場での保管，組み換え作業が効率的におこなえるよう，防錆，耐衝撃性，識別のしやすさを考慮した専用梱包箱を作成した．

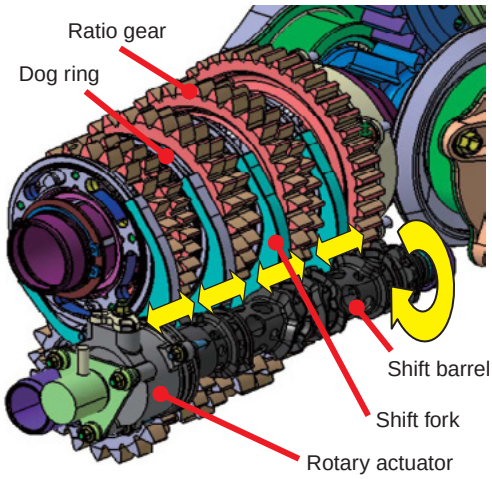


Fig. 3　Appearance of F1 gear-change system

4．技術進化内容

各レースチーム間の技術開発競争により，第３期 F1 活動期間中にギヤボックス技術は進化を遂げることとなった．その進化の詳細について，他チームのトレンド変化および HGT で取り組んだ具体的技術を紹介しながら振り返える．

4.1. ケーシング

ケーシングは車体の一部としての機能も兼ねるため，軽量と高剛性を両立させることが求められる．そのための手法として，さまざまな材料研究や製法開発がおこなわれた．従来はアルミニウム合金やマグネシウム合金の砂型鋳造が標準であったが，近年各チームは大きく二つの方向に分かれた進化の道を選んだ[1),(2)]．一つ目は鋳造製法を進化させ，薄肉鋳造による軽量化をおこなう方向である．これはラピッドプロトタイプ技術を採用したもので，薄肉化とともに抜き勾配やアンダカットなどの型製作上の制約がないために無駄肉の排除が可能である．鋳造材料はアルミニウムもしくはチタニウムが選択される．二つ目は，Fig. 4に示すようなカーボン強化樹脂(CFRP：Carbon Fiver Reinforced Plastic)を採用する方向である．CFRP は比剛性を金属材料に比べて大きくできる利点があり，軽量化と高剛性の両立に優位となる．但し製作時間が長く，製造コストは鋳造方式に比べて不利となる．2008年時点では，各チームの製法は上記の二種のどちらかにに分かれており統一されたトレンドは存在していない．HGT では，CAE 技術を使った剛性最適化プログラムを用いた軽量マグネシウムケーシング開発に取り組み，2002年終盤戦に投入した．しかしより軽量化を実現可能なCFRP製ケーシングをBARが開発し，2004年よりレース適用したことから，HGTによるケーシング開発は中止した．

4.2. ギヤ

各チームのギヤ調達は，トップチームは設計，製造とも

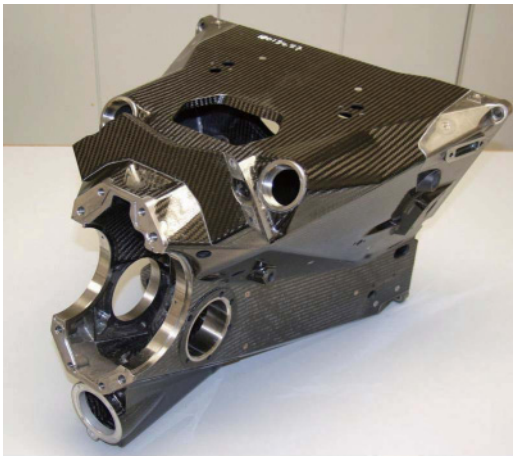


Fig. 4　Appearance of CFRP gearbox casing

に内製化され独自技術開発環境を構築している一方，中堅以下のチームは，専門メーカからの調達をおこない F1 用に標準化された内部機構を各チーム車両パッケージに合わせるためのカスタマイズをおこなう形で供給を受けている．前述の通りギヤボックスそのもののコンパクト化は車両競争力への寄与が大きいことから，ギヤについても積極的な小型化への取り組みがおこなわれた．その手法としては，高強度ギヤ材料の採用，FEM の活用による安全率の最適化，製法の進化などが挙げられる．HGTでは，ギヤ材料から独自開発をおこない，歯元曲げ強度および歯面ピッチング強度を向上させることで，それまでベースとしていた専門メーカ製ギヤに比較し，１速から３速ギヤで1 mm，４速から７速ギヤで 2 mm ギヤ幅を短縮した．これによる軽量化効果は約 1 kg であり，2003 年の終盤戦より投入し，その後のスタンダードとなった．当初，原因不明のギヤ歯破損(歯元からの折損)が発生したが，解析の結果，変速時のショックや車両の急激な挙動変化による想定以上の衝撃入力により一部の歯が塑性変形することで，疲労強度が低下し，短寿命で破損するというメカニズムが判明した．これにより通常使用状態で歯の変形を防止する設計基準を確立し，適用した．但し，想定以上の過大入力に対しては，設計的に強度を上げると軽量化とは相反し，競争力の低下に繋がる．よって，過大入力の発生を抑える制御の開発をおこなうとともに，トルクセンサを組み込むことで常にギヤに対する入力値を監視し，許容トルクをオーバーした入力があった場合にはそのギヤを再使用禁止にするなどの運用をおこない，ギヤ強度とのバランスをとりながら軽量化の取り組みを進めた．ギヤ試験機を使用し，歯曲がり発生時のトルクを同定することで設計応力との相関取りをおこない，精度良い設計許容応力の設定を可能とした．

4.3. 変速機構

1990年代初頭に登場したシーケンシャル方式セミオートマチックギヤボックスは基本構造として定着し，近年まで変化することはなかった．その間，変速時間の短縮は，各部部品の軽量化やフリクション低減による作動時間の短縮やエンジンとの協調制御によるトルク最適化制御を中心におこなわれたものの大きな進歩はなかった．HGTでは重点開発目標の一つである変速時間の短縮を実現するために，変速時のトルク抜けが発生しないシームレス変速機構の開発をおこなった．原理的には前段駆動のまま次段を噛み込ませることで瞬間的に変速を完了させるものである．これを実現させるためには大きくは下記の二つの技術課題があり，それぞれに対する対応をおこなった．

(１)同時噛みによるインターロックの回避

一般的に二つの変速段を同時に噛み合わせるとインターロックが発生し，ギヤもしくはシャフトが破損する．よって同時噛みを許容するために，ワンウェイクラッチ構造を組

み込むことで次段選択後に前段が減速歯面に切り替わってもワンウェイクラッチを空転させ，インターロックを回避できる構造とした．但し，常にワンウェイクラッチが作動すると減速時のエンジンブレーキが利用できないなどの不都合が生じるため，変速時以外はこのワンウェイクラッチ機構をロックし，空転を防止する機構とした．

（2）変速時のショック増大

瞬時に変速させることで，エンジントルクに加えて変速比によるイナーシャ変化分のトルク変動が瞬時に発生し，衝撃トルクは増大する．これに対しては，イナーシャ変化の大部分はエンジンイナーシャであることから，変速時のクラッチ容量の最適化制御を開発することで，衝撃トルクの低減をおこなった．この制御と前記の機構を組み合わせることで，ギヤ強度との両立が可能となった．

ベンチテストおよび実走テストを繰り返した結果，これらの課題を解決し，2005年の開幕戦よりレース投入をおこなった．ラップタイム改善効果が，１ラップあたり 0.4 秒短縮と単独の技術として大きい効果を得た．また，アップシフト時のトルク抜けが無く，衝撃トルクを低減したことで，変速時の駆動力変動が小さくなり，コーナリング中の変速や雨天時などの低タイヤグリップ状態での変速動作をおこなうことが可能となった．変速時にトルク抜けの無いこの技術は，Honda がレース投入一番乗りとなったが，その効果が大きいことから，他チームもそれぞれ精力的な開発をおこない，2008年にはすべてのチームがシームレスシフトとして採用するに至った．しかし他チームが採用した構造はシフトバレルを２本持ち，偶数ギヤ段と奇数ギヤ段を別々に制御する構造といわれており，これに比べHondaが採用した構造はシフトバレルを１本で成立させ，またギヤの同時噛みを防止した点で独自性があり，信頼性と軽量化において優位性があると思われる．

また，ギヤボックス全長を短縮する技術を構築することを目的に革新的変速機構の開発にも着手していた．ギヤボックスの全長は Fig. 2 からわかるように，クラッチ部，変速ギヤ部，ベベルギヤ部，ファイナルギヤ部，デファレンシャル部に大きく分けられる．ここでは，変速ギヤ部の短縮に着目し，ギヤとギヤの間に設置されたドグリングとシフトフォークを無くすという発想から検討が繰り返された．結果としてシームレス変速の利点を失うことなく，変速機構部をメインシャフト内部に構成し，各変速ギヤを隙間無く並べることで全長を19%短縮，重量で12%の軽量化を達成できる構造を目指した．内部変速機構の耐久性確保に困難を伴ったが，結果として所定の目標レベル性能を達成した．2008 年末の実走テストへの投入が決定されていたが，F1 撤退決定に伴い，計画の実行は中止となった．

4.4. クラッチ

レーススタート時の発進性能を最大化するために，クラッチ伝達トルクを安定化させることをねらいとして開発をおこなった．従来機構はダイヤフラムスプリングによって設定されたプリロード荷重を油圧で作動するピストン力により調整することでクラッチ摩擦材に対する押し付け荷重を制御していた．この構造では，個々の組み付け状態による押し付け荷重のばらつきや，摩擦材の摩耗に伴うダイヤフラムスプリングの特性変化が生じるため，精度の高い発進トルクの制御が困難であった．そのために開発した Direct Push Clutch（DPC）を Fig. 5 に示す．これにより摩擦材の押し付け力を油圧力そのもので得ることでばらつき要素を除外し，精度良いクラッチトルクの制御を可能にした．制御性の低下を招く作動時の荷重ヒステリシスの大部分はシール部フリクションで，この低減策として油圧ピストンを小径プランジャを二ヶ所に設置するタイプとすることで，この影響を極小化した．この技術はオリジナル技術として 2006 年より適用され，以降スタンダードとなった．

4.5. デファレンシャル

デファレンシャルは，この10年で最もコンパクト化が進んだ部品のひとつであり，専門メーカが公表したデータによると，デファレンシャルアセンブリとしての重量が1998 年仕様は 12.5 kg であったものが，2004 年仕様では，50%以下である6.1 kgにまで低減できたとされる[2]．これらは主にパッケージ技術の進化と設計安全率の最適化による．デファレンシャルの搭載位置は車両の重心位置よりも高いため，軽量化による重心高低減効果が大きい．また全幅の幅狭化は空力性能の向上に貢献するとともにドライブシャフト長を長く取れるためドライブシャフトの後退角が小さくなり，伝達効率の向上にも貢献する．差動機構としては，ベベルギヤセット方式と遊星ギヤ方式が存在するが，重量および全幅サイズにおいて遊星ギヤ方式が優れる．HGT でもデファレンシャルのコンパクト化に積極的に取り組みいくつかの独自技術を開発した．ここでは独自機構を用いて小型化を目指した Ultra Short Diff（USD）を

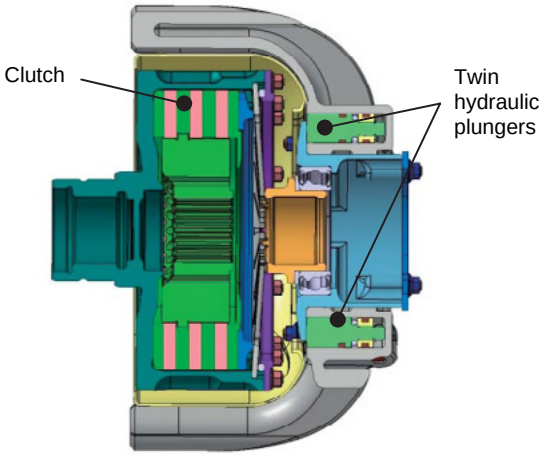


Fig. 5　Appearance of Direct Push Clutch (DPC)

Table 1　Classification of transmission losses (loaded)

Bearings	Gears	Seals	Churning	Pump
20%	62%	2%	14%	21%

紹介する．Fig. 6 に 2008 年度仕様(RA108)との断面図比較を示す．全噛みダブルピニオンプラネタリを採用することで，20%の小軸間化と 14%の軽量化を達成した．2008 年末時点で性能，耐久信頼性の見極めは完了し，2009 年よりのレース投入を目指していた．

4.6. 伝達効率改善

当初の重点開発目標であった軽量コンパクト化と変速時間の短縮に対し，独自開発による成果が得られ，競争力が向上したことから，2006年より伝達効率の改善を重点課題として取り組みを始めた．当時のギヤボックスの最大負荷時の伝達効率の測定結果を Table 1 に示す．

これから明らかなように，駆動損失の大半はギヤ歯面の伝達部分であることがわかった．そのため，ギヤ噛み合いでの摩擦損失低減を目的として，表面処理の追加をおこなった．結果としてDiamond like carbon(DLC)コーティングが良好な結果を示し，レシオギヤ，ベベルギヤ，ファイナルギヤのすべてのギヤに DLC コーティングを追加することで，3.4 kW の駆動損失低減が可能となった．コーティングの耐久性においては当初，特に接触面圧の高いベベルギヤでの剥離が課題となった．下地の面粗度向上による密着性向上と膜の緻密化による材料および製法の見直しにより解決し，2007年中盤戦より部分適用，2008年開幕戦より全ギヤへの適用を達成した．

また，ギヤボックスオイル開発による駆動損失低減にも取り組んだ．一般的にはオイルの低粘度化により，攪拌抵抗を低減することができるが，同時に油膜厚さの減少から境界潤滑状態となると歯面での摩擦が増大し，結果として伝達効率は低下することがわかった．各種基油の見直しにより攪拌抵抗と歯面での摩擦損失を両立させることで 0.4kW の駆動損失低減を達成した．

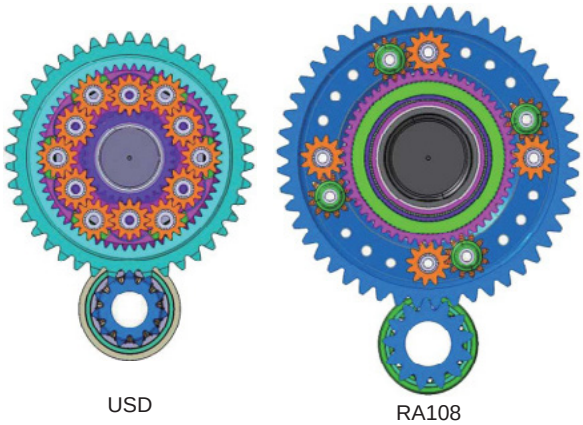


Fig. 6　Comparison between USD and RA108

5．むすび

第３期 F1 活動では，結果的にわずか１勝しか記録できなかったが，シームレスシフトを始めとする数々の業界先駆け技術を産み出せたことで，少なくともこの開発に携わった技術者は胸を張って最後を迎えることができた．失敗ばかりで始まった開発ではあったが，我々技術者は多くのことを学び成長できたといえる．これこそが F1 参戦の成果であり，今後の財産となると確信している．

参考文献

（1）眞野敦：F1 用ギヤボックスの技術開発，自動車技術，Vol. 59, No. 9, p. 8-11(2005)
（2）McBeath, S.: F1 transmission trends, Racecar Engineering, p. 34-42(2005)

■著　者■



眞野　敦

第３期Honda F1車体開発の総括

Summary of Honda Third-Era Formula One Chassis Development

外村 明男* 川辺 俊* 中能 信尚*
Akio TONOMURA Shun KAWABE Nobuhisa NAKAYOKU

要　旨

1998 年から始まった Honda 第３期 F1 復帰のための準備段階を含め，2000年から2008年の撤退に至るまでのレース参戦において毎年開発されてきたHonda F1について，車体技術の観点から総括する．各年の車体は何をねらいとしていたのか，第３期 F1 に求められた技術は何であったのか，車体の写真とともに，各年のレギュレーション，車体開発のねらいを空力，シャシ等の個別の観点から概説する．またレース結果をもとに開発の成功した点，反省すべき点についても考察を加える．

ABSTRACT

The third era of Honda's Formula One participation started in 1998 with a stage of preparation for the return to actual racing, which began in 2000 and extended up to their withdrawal in 2008. A summary view of the Honda Formula One cars that were developed every year during this period of participation in competition is presented from the perspective of chassis technology. An overview will be given of each year's aims regarding the chassis and the technology that was required for third-era Formula One racing, accompanied by photographs of the chassis. Each year's regulations and the aims of chassis development will also be surveyed from the separate perspectives of aerodynamics, the chassis, and the like. The points on which development was successful will be discussed on the basis of racing results, and points calling for rethinking will also be examined.

１．まえがき

近年のF1は，何か一つの突出した性能だけではなく，すべてを高次元でバランスさせなければ勝てるものではない．最強のパワーを誇るエンジンを持っていても，重ければ後輪タイヤを傷めてしまう．空力を活かそうとするあまりサスペンションのスペースを制限すると，剛性が不足し，車両は不安定になる．パーツの軽量化が行き過ぎると剛性と信頼性を損なう．こういった相反する項目に対して，どのように全体として最適となるバランス点を見出すかが車両開発の要である．

最良のバランス点を探索するために，チームは実走行テストを実施するのだが，遅い車でテストしても低いレベルのバランス点しか得ることができない．例えばブレーキングで不安定な車はブレーキを強く踏めず，踏めないことでタイヤ温度が適温に達せず，コーナリングでのグリップが低下する．コーナでのグリップ低下はコーナ脱出スピードを下げ，それはストレートエンドでの最高速度を下げる．このようにさまざまな要素が連鎖して悪循環に入る．速い車を持っているチームはこの逆になるので，その差は並大抵のことでは縮まらない．新規参入のチームがなかなか浮上できないのは，これらの理由からであり，すべての要素が高いレベルに達するまでには相当の年月を必要とする．なぜなら開発をとりまく環境にはさまざまな制約があるからである．

チーム運営資金，テスト走行距離制限，タイヤ本数制限等，F1の実機テストは種々の制限の中で実施され，加えてサーキットの状況は，天候，埃，タイヤゴムの付着により常に変化している．ある一つの要素が車体性能に与える感度寄与度を求める時，他のすべての要素は変化させずにテストすることが必要であるが，こういった状況下ではどうしても荒削りな評価しかできないか，間違った判断をしてし

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_5

まう．そのため，安定した環境で，かつ安価なシミュレーションや風洞を含めた台上試験での評価方法を開発することに各チームしのぎを削っている．決め手となるのは，この評価方法にあるといってよい．しかし，シミュレーションや台上試験と実機の現象に，かい離は付き物である．このかい離分をほぼ正確に補正し，開発の方向性を決定するには，実機での反復テストによる相関取りが不可欠であるため，結局実機テストが必要となり，ジレンマに陥るのである．これが，F1 開発を難しくしている理由である．F1 の開発とは，こういったジレンマを克服し，信頼できる評価方法と評価基準を見つけて，いち早く車のバランス点を見出すレースである．

本稿は，その開発レースに我々がどのように立ち向かったのかを記すものである．

２．1998 年 － 1999 年　RA099



RA099 は，1998 年まで Tyrrell で活躍していた Harvey Postlethwaite 博士を Honda Racing Development にテクニカルダイレクターとして招き，シャシの製造とシミュレーション解析はイタリヤ Dallara 社に委託して 1998 年暮れに産声をあげた．

Honda は 2000 年からの F1 参戦を目指しており，RA099 はその前年にテスト走行するためのプロト車であった．エンジンは Honda 製 V10，コンセプトは基本に忠実で，実績があるシステムにすることで，着実に走り込んで2000年の本番車開発に必要なタイヤデータ，空力特性，車両セットアップ方向性を確実に把握できる実験専用車であることであった．そのため，空力のコンセプトは車体ピッチ角変動によるダウンフォースの変動(以降，空力のピッチセンシティビティー)が少ないことを主眼においた．この感度が敏感すぎると，ブレーキング時や加速時の車体姿勢変化による空力の変化が大きすぎて不安定となる．この影響はサスペンションスプリングや重量配分などの他のチューニング要素では改善できず，結果としてタイヤ特性をフルに発揮できなくなる．タイヤの特性を把握するためには，タイヤ温度を適温の約70℃まであげて，それを維持できる程度の速さをもっていなければならないので，空力の安定性確保は重要である．

フロントサスペンションは，近年の他の F1 とほぼ同じくトーションスプリングをロッカアーム軸に前後方向に配置したダブルウィッシュボーンとした．リヤサスペンションは，アルミ鋳造製ギヤボックスから大きく張り出したロッカアームを介して車体垂直方向にコイルスプリング同軸ダンパを配置したダブルウィシュボーンを採用した．このリヤサスペンションレイアウトのおかげでギヤボックス上面にスペースができ，後のテストで 3rd ダンパを容易に追加することができた．3rdダンパとは，車体が左右輪同位相で伸縮する場合に作用するダンパおよびスプリングのことで，ピッチングをコントロールすることが目的である．

ギヤボックス回りのレイアウトは，今でこそコークボトルシェープと上方排気が主流となっており，ギヤボックス幅を少しでも狭く設計するが，この頃はエキゾーストパイプも上下サスペンションの間を通って後方へ排気されるタイプが主流で，本機もそれを踏襲していた．

オーソドックスな作りの中で唯一冒険をしたのはフロントのトップウィシュボーンで，アーム部はカーボン製，ボデーへの取り付け部はチタン製となっており，接着剤で結合されていた．当時 F1 界でサスペンションアームのカーボン化が着手され始めたころだったので，一つのアームを例にとって開発を始めたのだ．他のサスペンションアームはすべて鉄製であった．

車体のフロント車軸重量配分(以降，重量配分)はタイヤの特性データから計算して 45%を目標に設計されており，忠実にそれを達成している．ホイルベース 3020 mm．重心高は床面から 250 mm で翌年の車，BAR002 よりも低い．レーシングカーの設計で，コーナリング時のトラクションをいかに確保するかは重要であるが，これに対しては，サスペンションのリンク機構に起因するジャッキアップ力を，ゼロに近づけるようにリヤロールセンターをほぼリヤの床面上に設定した．さほど軽量化に手を入れたわけではなくオーソドックスに作られた RA099 は，それでも 1999 年のテストでは好タイムを連発した．次年度の車に期待がかかったが，４月に Postlethwaite 博士が急死．その後５月にプロジェクトが白紙に戻され開発は中止となった．

３．2000 年　BAR002



1998 年 Tyrrell を買収して設立された British American Racing(以降，BAR)は，1999 年から BAR001 を製作し F1 に参戦した．BAR002 は，BAR の２年目のモデルである．

Honda は 1999 年に BAR と 2000 年からのエンジン供給と車体共同開発で契約し，この BAR002 が Honda にとって第３期のデビュー作となった．前年度 BAR001 は毎戦毎戦トラブルに見舞われ続け，全 16 戦中２台あわせて 22 戦をリタイヤした．このため信頼性が強化されたが，BAR002 は開幕戦で４位，６位と入賞したものの，17 戦中のマシントラブルによるリタイヤは Jacques Villeneuve が５回，Ricardo Zonta が２回となった．そのため，2000 年の開発はシーズンを通して信頼性の向上に傾注せざるを得ず，信頼性と引き換えに軽量化が犠牲になった．事実，開幕戦で 27.5 kg のバラストを積めたが，最終戦では 3 kg となってしまった．F1 ではドライバを含めて 600 kg 以上で走行することが規則となっており，車体はドライバの装備重量を考えると500 kg以下が最低の目標になる．極力軽く作って，後はバラストを積んで合計で600 kgに合わせる．バラストをできるだけ多く，かつ低い位置に搭載することで重心を下げるとともに，重量配分を調整することができるので，バラストの量は，車体性能と直結する．このバラストがシーズン最後にはほとんど積めなかった．

課題はもう一つ，42%という重量配分にある．なぜこの重量配分がスタート仕様になったのかは不明であるが，RA099が同じブリヂストンタイヤで45%であったことを考えると３%もずれていたことになる．後ろ寄りの重量配分は加速には有利であるが，減速域では不安定となり，それを押さえようとリヤウイングを立てて，ダウンフォースを上げることとなる．リヤウイングを立てれば立てるほど，空力効率が悪くなりドラッグが増える．また車両の不安定さの抑制のため，空力の変動を抑える必要があり，車高の変動を抑えるためにスプリングを固めざるを得なかった．実際スプリングホイールレートは 25 kg/mm と，タイヤ自体の上下方向スプリングレート(24 kg/mm)より硬くなっており，低速域では車体が跳ねまわってグリップを失った．またリヤ寄りの重量配分は駆動輪に負荷をかけ，すぐにタイヤの劣化を起こした．さらに状況が進むとタイヤの発熱が過剰になり，ブリスターを発生させた．

BAR002 のレース展開は，スタートではロケットスタートで１コーナまでに 2 - 3 台抜き，その後はリヤタイヤが劣化して，ずるずると順位を落とすパターンを繰り返した．重量配分はシーズン終盤に向けて序々に改善され44%となった．これにあわせて空力ダウンフォースの前輪にかかる配分(以降，空力バランス)も 33%から 38%までに変更したが，空力効率は悪化することとなった．なぜなら空力バランス目標値は，このバランス点で最も空力効率が上がるように全ての空力パーツの開発が推進される基準であるので，目標値のシーズン途中の変更は致命的に空力開発を遅らせることになる．同様に，前後タイヤのグリップ力から計算される重量配分目標値も，車体開発に着手する時，最初に決定されるべき目標値である．なぜなら重量配分目標値はモノコック，フューエルタンク，エンジン，ミッション，サスペンションの寸法，重量，位置を決定づけてしまうためであり，後から変更しようとするとヨー慣性モーメントや重心高を増加させてしまうからである．

他の特筆すべき開発項目として，エレクトリックパワーステアリング(以降，EPS)を８月のハンガリー GP から他チームに先がけて投入した．現在では疑う人もいなくなったが，開発当初，パワーステアリングでラップタイムが速くなるのか疑問視された．2.6 kg のシステム重量追加によるラップタイムロスは明確であるが，ドライバの負荷軽減による安定性向上分は数値化できないからだ．しかし，当時バルセロナや USA の超高速コーナではステアリング上で 40 - 50 Nm 程度の保舵力が必要とされた．これは直径 10 インチのステアリング上で，腕を伸ばした状態で 20 kg の荷重を支えながら繊細なコントロールすることを意味し，ドライバはコントロールするより保舵するだけで精一杯という状況であり，EPS 投入が決断された．EPS はモータの大きさの制約もあり，最大で15 Nmのアシストができるよう開発された．

この年の車の課題は信頼性改善のために重量が増加し，重心高，重量配分を最適にできなかったことにあった．まずはこれらを適正にするために次の年に向けて各パーツの軽量化が優先課題となった．

４．2001年　BAR003



前年度の教訓を生かし，33 kgの軽量化を実施し，45%の重量配分を達成した．代表的な軽量化項目は以下の通りである．

(１)サスペンションのカーボン化　13 kg
(２)ギヤボックス構造見直し　6.5 kg
(３)油圧系　1.5 kg
(４)アルミラジエータのチューブの薄肉化とフィンの改良　3.0 kg
(５)モノコックのラミネート積層角と枚数およびハニカム厚の CAE による最適化　3 kg

（６）ノーズコーン，フロントウイング，リヤウイングを衝突性能を成立させつつ CAE により最適化　4.4 kg
（７）EPS モーターの改良でアシストトルクを 15 Nm から 27 Nm に増大させつつ軽量化　0.2 kg
（８）シートベルトのバックルのチタン化　0.5 kg，
等々あらゆるパーツで見直しがかけられた．

空力性能は開幕当初の目標であった時速 250 km/h でのダウンフォース 12500 N，空力の揚抗比（以降，L/D）3.0 を達成，空力バランスは 42%目標で開発が進められた．

ホイールスプリングレートは 14 kg/mm となり，ようやく車両の基本特性諸元が適正値となって，さらに開発を一段階レベルアップできる年となった．この車の弱点はブレーキングからステアリング切りはじめでの不安定性と，クリッピングポイントでのアンダーステア（以降US），そしてコーナからの立ち上がり時，アクセルオンでのスナップオーバーステアといわれる急激なオーバーステア（以降，OS）である．すなわちコーナリング中のステア特性が一貫せず，常に修正舵をあてなければならないことであった．この対策には電子制御デフの制御を変えて，ブレーキ時は左右輪直結にして安定化を図り，その後フリーにしてコーナ中盤の US と立ち上がりのスナップオーバーステアを解消することが有効で，最適な制御の開発が必要であった．またそういう制御の改善よりも以前にサスペンションの基本特性を改善する必要があった．すなわちタイヤからの入力によるトー角，キャンバー角変化特性（以降，サスペンションコンプライアンスステア）が，リヤサスペンションで横力入力時にトーアウトとなり，不安定方向であることが，シーズン後の測定で認識された．これらはサスペンションテスタでの測定を実施することにより明らかになることで，通常，新車が完成すると走行する前に測定することは常識とされているが，テストとレースの日程に追われ，台上実験よりも実走テストを優先せざるを得ず，実施できずにいた．しかしそのために，根本的な課題発見が遅れ，結局回り道をすることになった．

５．2002 年　BAR004



この車ではさらなる 14 kg もの軽量化で進化させるとともに，安定性向上のために制御が大きな役割を果たした．加速時のトラクションコントロールは当然のことながら，ブレーキング中に後輪ロックを検知してエンジンからトルクを伝達するオーバーランコントロールを導入した．通常ブレーキ時の後輪ロックはスピンに至る可能性が高い．それを避けるために前後のブレーキ制動力配分はマージンをもってフロント寄りにする必要があるが，このオーバーランコントロールのおかげで，後輪ブレーキをより限界近くまで使えるようになった．

運動性能の解析においてもこの年，改善がはかられた．基本的なことではあるが，ドライバのコメントで言われる OS，US の度合いを車体データから定量的に評価できるようにした．またサスペンションコンプライアンスステア特性を考慮したシミュレーションで安定性を評価するツールも導入した．これらはすべて量産車の車体性能評価技術からもたらされたものである．

軽量化ではカーボンディスクブレーキのディスクとパッドの材料開発も実施した．カーボンの摩擦材は熱により酸化されると磨耗が進むのでレース距離を走りきるだけの厚みを持たせている．この酸化を抑え，磨耗量を減少させることで，例えば鈴鹿 GP 仕様でディスク，パッドそれぞれ厚みを 24 mm から 20 mm，18 mm から 15 mm に減少させた．それに伴い，キャリパー自体の総幅も減少しシステム合計1.6 kg の軽量化を達成した．通常はブレーキメーカーから買うしかないパーツにまで独自開発により軽量化を進めた．また，車体に多用されるカーボンの材料軽量化にも着手した．カーボンラミネートはカーボン繊維と樹脂で構成されており，VF（繊維体積含有率）を上げるため，カーボン繊維を開いてつぶし，隙間なく繊維を並べた開繊材を適用した．これをエンジンカバーに使用し 3.1 kg の軽量化を達成した．

車体剛性についても新しいトライがおこなわれた．エンジンへの吸気はドライバの頭上にあるロールフープの穴からエアーボックスを通して各気筒に導入されるが，このエアーボックスを単なる通気孔だけでなく，エンジン上部とモノコックを締結する構造部材にすることで，車体剛性を格段に上げようとした．これによりねじり剛性は８%，上下曲げ剛性は55%，横曲げ剛性は６%向上した．しかしこのエアーボックスの有り無し比較を実走行で実施した結果，差はなく，シーズン途中から通常のエアーボックスに戻した．このことから，上下方向の車体曲げ剛性については操縦安定性に対して，鈍感であるという目安ができ，翌年の軽量化推進の良い指標となった．この年，軽量化や制御の開発も進んだが，車はバランスしてはいるものの遅く，まだまだ低い次元でまとまってしまっており，全方位での性能向上が必要であった．

６．2003 年　BAR005

前年度，Williams から移籍した Geoffrey Willis　テクニ



カルダイレクタの指揮により，すべての要素が一から見直された．特にカーボン製部品の品質管理，接着部の信頼性は格段に進歩し，以降カーボン部品の不具合は大幅に減少した．また他の部品の品質管理も徹底された．

軽量化についても単なる軽量化ではなく，特にリヤ車軸上の軽量化をすることがリヤの重心高を下げ，安定性に効果があるとしてギヤボックスの軽量コンパクト化等，車体後部の軽量化を重点的に推進した．これはヨー慣性モーメントの低減効果が大きく，エンジンの16 kgの軽量化と伴って，ホイルベースが 3133 mm から 3194 mm と 61 mm 延長したにもかかわらず，ヨー慣性モーメントはほぼ同等688 kgm^2 となった．全体の重心高は前年度の BAR004 の床面より 243.1 mm から 226.6 mm となり，第３期 F1 の中で最も低くなった．これより以降のモデルでも軽量化はさらに進められたが，衝突安全レギュレーションの変更による重量増加分をいかに少なくするかに傾注するようになっていく．そのため，重心高の年次変化は横ばいか若干増加傾向となっていく．

このマシンでようやく重心高，重量配分，慣性モーメント等の車体基本性能と，空力性能がトップレベルの水準に達した．シーズン前の冬のテストでは速さの片りんを見せたが，軽量化で，ギヤボックスや油圧系に信頼性を欠き，Jacques Villeneuve は 16 戦中８回，Jenson Button は５回のリタイヤをし，コンストラクターズ５位となった．トップチームに追いつき追い越すために果敢に挑戦的な開発を推し進めた結果であり，翌年にはこれらの信頼性は着実に改善されていった．

７．2004 年　BAR006



第３期 F1 中，シーズンを通して最も競争力のあったマシンで，18 戦中 Jenson Button は 15 戦入賞，10 回の表彰台，佐藤琢磨は10戦入賞，１回の表彰台を獲得，コンストラクターズとしては２位となった．躍進の理由はポテンシャルのあった BAR005 を正常進化で熟成させ，信頼性が確保できたことと，空力開発における評価方法が変化したことにある．コーナリング時の空力バランスを極力一定に保つよう，変動幅に目標値を設定した．ブレーキングからコーナ脱出までの空力バランス変動は，大きい車で10%もあるが，これをゼロ化しようという試みである．従来は，コーナリング中の前後の車高変化を模して空力ピッチセンシティビティを評価していたが，それに加え，実際のコーナリング中の車体スリップアングルを考慮して，車体斜め前方から風を当てるクロスウィンドモードと，さらにタイヤをステアさせるモードも追加し，風洞での評価モードを確立していった．この空力評価方法の確立は重要な意味がある．空力バランス変動を安定化することでドライバは自信を持ってコーナに進入でき，これが速いレーシングカーを作るための鍵である．本来は，ドライバがどの程度自信をもってコーナに進入できるのかが定量的に表現でき，それがラップタイムで何秒に相当するかを予測できればベストである．しかし，この定量化が難しいため，空力バランスの変動とドライバの自信との因果関係を把握して評価することが必要なのである．

また，タイヤ特性の解析方法の進化から重量配分を48%にして Michelin タイヤの使い方を把握できたのも戦闘力アップの大きな要因となった．

もう一つ戦闘力を得たものとして，フロントクラッチパックがある．ブレーキングしながらステアリングを切りはじめる時，フロント内輪側の垂直荷重が減少し，タイヤがロックしてしまう傾向がある．いったんロックすると，制動距離が伸び，ラップタイムをロスするばかりでなく，タイヤ面にフラットスポットができ，振動が発生し，その後の走行に支障をきたす．フロントクラッチパックは，これを回避するために外輪側のトルクを内輪側に伝達することでロックを防止するシステムで，クラッチを介してフロントの左右輪をつないだものである．車体の基本性能がトップレベルに達し，信頼性が向上した上に，アドバンテージがとれる武器を有したことが，この年の結果をもたらした．フロントクラッチパックは残念ながら，翌年はレギュレーションで禁止されてしまった．

８．2005 年　BAR007

前年の BAR006 からさらなるフロントへの重量配分の調整幅の１%増加（最大値 48.9%）およびヨー慣性モーメントの低下（－９%）をねらい，フロント車軸を後方へ46 mm移動させ，リヤ軸の位置をキープしたままデフセンタを前方



へ 5 mm 移動させたパッケージングレイアウトとなる．ホイルベースは3085 mm，ギヤボックスは３速から７速までにシフトチェンジ時のタイムロスをゼロにしたシームレスシフトが投入された．FIA が年々増加していくスピードを抑制する方針をとったため，この年からダウンフォース低下を目指し，フロントウイング高さ 50 mm アップ，リヤアッパーウイングの 150 mm 前方移動，デフューザ周りの新規定などがレギュレーションに盛り込まれた．FIA はダウンフォースの低下量を 20％として目論んでいたので，我々の目標値は10％の低下に抑えることにした．目標は達成したものの他車の低下量は予測したより少なく，序盤は大きく水をあけられた状態からのスタートとなった．その後全力を挙げて開発に取り組み，シーズン中で通年は７％のところを13％のダウンフォース向上を得たが，他車の進化も同様で，差は縮まらなかった．またドラッグも過大となってしまいL/Dでの改善に課題が残った．ダウンフォース不足からリヤタイヤの劣化過大となり，トラクション性能やブレーキ性能へも影響を及ぼし，フロントタイヤのウォームアップ不足とも重なり，高速コーナでの OS と低速コーナでの US による遅れも目立った．後半戦に荷重移動配分の改善策として，フロントサスペンションにプッシュロッド・オン・アップライトの投入をおこない，低速コーナでのグリップの向上を果たした．プッシュロッド・オン・アップライトとはプッシュロッドを従来のロアアームからアップライトに取付け，かつキングピンからオフセットさせることで，転舵時の車高と荷重移動を制御するものである．この対策の効果は得られたもののトップチームの性能を上回るに至らず，タイヤの使い方に課題を残した年であった．

また，第４戦のサンマリノ GP で両ドライバ共にシーズン初のダブル入賞(Jenson Button - ３位，佐藤琢磨 - ５位)を成し遂げたが，レース後の車検において，「フューエルコレクタタンク内残量を全て抜くと最低重量規定(600 kg)を下回る」という違反に問われた．チーム側は「燃料タンクは特殊な物でなく，走行中にいかなる状態でも最低重量規定の 600 kg を下回っていない」とデータを開示し主張したが，FIA側は「データは改ざん可能であり証拠として認められない」，「構造上，最低重量を下回る可能性がある」との見解から，レギュレーションに抵触するとみなされ，レース結果の剥奪と第５戦スペイン GP，第６戦モナコ GP の出場停止，執行猶予１年付きでの６ヶ月出場停止という重い裁定が下された年でもあった．

９．2006 年　RA106(BAR008)



この年から Honda が BAR 株を全て買収し，Honda 株100％となり，開発段階の車体呼称 BAR008 が RA106 と変更された．レギュレーションでエンジンが V8-2.4L に変わり，エンジン全長が 90.5 mm 短縮され，車体パッケージに影響を及ぼすこととなったが，スタビリティをキープするため，モノコックとギヤボックスケースのみを延長，かつ軽量等速ジョイントのドライブシャフトが投入されている．ホイルベースは前年の 3085 mm を維持している．

また新規エンジンに伴い横方向のマウント点の締結ピッチを広げ，車体横剛性を 33％増加させ安定性を高めた．

ギヤボックスは前年から投入したシームレスシフトの適用を全段まで拡大し，エンジン排気量ダウンにともなうスタート時のタイヤスリップ制御に必要なクラッチ摩擦性能の安定化をねらったダイレクトプッシュクラッチを投入し，発進加速も向上させている．空力対策としては，エンジンのV8化によるパワーダウンを考慮し，従来のダウンフォース重視から効率重視に方針を変更し 13％の効率向上を図った．ドラッグを増加させないでダウンフォースを得るためにフロアー下面への流量の増加を図り，ノーズアップとキールの廃止で性能向上をねらった．セットアップでは前年の課題であったリヤタイヤの劣化過大を克服するため，タイヤのトラクション性能を最大限に発揮させることをねらい，コーナリング立上がり時に発生する横力による荷重移動配分の前後比率を前寄りに変更した．これにより，フロントタイヤの温度をワーキングレンジの 70℃以上まで引上げることができた．

シーズンが始まると，序盤の予選ではトップレベルのタイムを出すが，レース本戦でのタイムが上がらないという課題が顕著になった．空力性能改善の効果は，他車を上回る旋回性能を発揮したが，高速域でのリヤウイングのドラッグ低減技術開発の遅れから最高速ではトップチームから大きく引き離された．タイヤに関しては，リヤタイヤの劣化過

大は解決したものの，サーキットによってはウォームアップが課題となり，タイヤ温度マネージメントのさらなる改良が必要であった．この年の第13戦でトップチームの脱落もあったが，Honda 第３期 F1 初優勝(Jenson Button)を達成した．ブレーキングスタビリティの改善のため，第14戦以降もフロント車軸でホイルベースを 50 mm 延長するなど，戦闘力の強化を図り改善は見られたが，トップチームの性能に並ぶには至らなかった．

10．2007 年　RA107



RA106 まで基本的には前年の流れを引き継ぎつつ改良を加えるという連続性のある車体開発がされてきた．しかし 2006 年６月に Geoffrey Willis テクニカルダイレクタがチームを去ったこともあり，RA107 はそれまでのベースを一度捨て去り新規にコンセプトから造り上げるというチャレンジングな試みがなされた．

開発は“空力最優先”のスローガンの下で開始された．ホイルベースは RA106 より 30 mm フロント車軸を前方移動することにより延長され 3165 mm．車体慣性を最小化するためギヤボックスのインターナルが短縮されファイナルギヤ出口が前方約50 mmに移動したためドライブシャフトの後退角も RA106 よりさらに大きくなった．

外側からは見えない内部のレイアウトも大幅に変更された．例えばエンジンカバー内のドライバ両側に位置するオイルおよび水ラジエータの形状もより細長い形状とし前傾した形でサイドポンツーン内に収められた．また車体慣性モーメントを少しでも小さくするためにエンジンからのエキゾーストパイプが左右四気筒から前方に導かれ集合しドライバの後ろ近くから外に出すレイアウトも試みられたが，排気の振動や騒音が増加しドライバには不評であった．

さらにこの年の大きな変更点としては過去３年間使用していたミシュランタイヤが F1 から撤退したため再びブリヂストンとなったことである．走行中のミシュランとブリヂストンのフロントタイヤの変形の違いが空力に及ぼす影響が予想以上に大きく，その解明に時間を要した結果，開発の遅れが生じた．

RA107 の空力は 2006 年から稼働を開始した実車風洞を初めて使って開発された．設計当初のねらいはコーナリング手前のブレーキングから出口の加速区間まで空力中心の移動が極力小さくなることを目標として開発された．しかし実際に実車でのテストが開始されるとねらいに反してその移動量が予想以上に大きく，そのためブレーキング時からコーナリング全般での車体挙動が不安定な特性となった．またその対応で空力抵抗を犠牲にしてダウンフォースを重視した結果，直線スピードはトップチームに比べ 10 km/h 以上低かった．空力特性の改善のためにシーズン途中ではサイドポット形状変更を始めとしてさまざまな変更が加えられ空力性能も徐々に向上したが，他チームの進化も同様に早くパフォーマンスで勝るまでには至らなかった．

その結果，シーズンを通しての表彰台は０回，入賞はわずか３回，コンストラクター８位，ドライバタイトルも Button が 15 位，Barrichello が 20 位という第３期始まって以来の最低の成績となった．

11．2008 年　RA108



RA107 不振の主要原因の一つであった空力パフォーマンスの改善を図るべく RA108 も“空力最優先”のスローガンの下，空力効率(L/D)向上(前年比20%UP)，ヨー，ピッチ感度低減を目標に開発を開始した．

開発における大きな変化点は，空力開発指標として“Usable Downforce”の概念が取りいれられたことである．これは前後車高を含むさまざまな条件でおこなわれた風洞試験結果に重要度に応じた重み係数を掛け合わせて統合することによりひとつのスカラー値として評価をおこなうというものである．係数設定にノウハウを必要とするが，性能が一つの数値で表されるのでそれを高めて行けば開発の方向性がぶれないという利点がある．開幕戦および主要なグランプリでのアップデートごとの目標Usable Downforce値が設定され，それを達成するように開発が進められた．

外観上は主に空力要求からモノコックが細く長く(+45 mm)なりサイドポッド位置も後方に移動された．その結果後輪車軸はドライブシャフトの後退角は維持したまま後方に移動し，ホイルベース前年比 45 mm 増の 3210 mm となった．さらにノーズが上側に上げられサイドポッド下部の絞り込みも大きくなり車体下部の流れに考慮した形状となった．

しかし空力最優先の開発でマイナスの影響を受ける部分もあった．例えば側面から後部リヤウイングへの流れを重視しギヤボックス部の全幅を狭めた結果，リヤサスペンションについては取付剛性の低下やダンパレシオの悪化を引き起こした．そしてこの年からトラクションコントロールが禁止され，エンジンの低速トルクがスロットルに対してスムースに立ち上がらないドライバビリティの課題が顕在化し，RA108 はシーズンを通して不安定なコーナリングとトラクション不足に悩まされた．特にシーズン後半では低温度路面の影響によるグレイニング(タイヤ表面だけが剥けて，ゴム粕がコロ状に丸まってグリップを失うこと）も課題となった．

リヤサスペンションの剛性とダンパレシオを向上するためにダンパをロータリータイプに変更した改良サスペンションが第 11 戦ハンガリー GP から投入されたが根本的な改善には至らなかった．

また 2007 年 11 月から Team Principal としてチームに加入した Ross Brawn 氏は開発リソースを 2009 年の車両に集中する方針としたため，RA108 のシーズン途中の改良も 2009 年の事前テストとなりえる項目以外は省かれる傾向となった．

その結果，第９戦シルバーストンで雨の中ピット戦略に成功し Rubens Barrichello が唯一３位表彰台に登ったものの，入賞はわずか５回，コンストラクター８位(McLarenがスパイ事件によりタイトルを剥奪されたので実際には９位)，ドライバでは Rubens Barrichello が 14 位，Jenson Button が 18 位と 2007 年に続いて低位に留まった．

12．まとめ

第３期 F1 車体開発 10 年の流れは大きく次のようにまとめることができる．1998 年から 1999 年，近年 F1 に初めて触れた時期であり，Postlethwaite 博士，Dallaraのエンジニアから基礎を学習した．2000 年と 2001 年は，とにかく車をある程度の水準に引き上げるために，各部の軽量化により，重心高を引き下げると共に，信頼性を確保することに主眼を置いた．2002年はサスペンション剛性やボデー剛性など基礎から一歩踏み出そうとしたが，ベースとなる車の製造品質からくる個体差や，実走データの評価方法などの進化が伴わず，開発が停滞した．2003年，カーボンを初めとする全部品の製造品質が向上すると共に，エンジンを含めた車体全体のパッケージの運動性能に与える影響を，ある程度予測しながら設計することができるようになった．要素技術開発から，一台分のバランスを考えた開発への移行の年となった．2004 年は 2003 年からの正常進化で熟成した上に，空力の新しい評価方法が功を奏し，トップレベルに達した．しかし，この年のコンストラクターズ２位をピークに，2005年以降，実機現象と風洞実験の違いをどう克服するかと，いかにタイヤを使いきるかという核技術がつかめず，ずるずると後退した．2007年には，2009年からの大幅空力レギュレーションの変更が明らかとなり，この機を起死回生のチャンスと捉えて 2009 年仕様空力開発に着手した．第３期最後の年となった2008年は，８位で終了したものの，2009年に向けての準備は着々と整い，その技術は，Honda が撤退した後の Brawn GP F1 team に引き継がれ，開幕戦 1-2 フィニッシュの活躍へとつながった．

近年の F1 開発は，車の性能を司る互いに相反する因子を，どのようにバランスさせて全体のレベルを引き上げられるかというパズルである．複雑に関連しあう因子を高度にバランスさせるためには，一つ一つの因子の寄与度と，因子の組み合わせによるトータル性能の優劣を正確に把握する技術が必要である．第３期の後半は，台上試験化とシミュレーションの実機とのかい離部分を知り，評価方法を確立することに傾倒していった．正確なツールと正確な判断基準を獲得するには，実に地道なテストとシミュレーションを繰り返さなければならないが，ひとたび獲得すれば，レギュレーションがどう変わろうと開発の方向性を見失うことはないし，実機テストが必要なくなる分開発費用の削減も可能である．今後，ますます F1 開発費用の削減がさけばれる中，この開発スタイルは今後も加速されるであろう．

開発費用を削減し，極力机上，台上で車を評価しようとする流れは何も F1 だけではなく，量産車開発の潮流でもあることは明らかである．したがって，10年間の開発の中で，得られた知見は，必ず量産車開発にも生かすことができると確信している．すべての知見をこのテクニカルレビューの中で述べることは不可能であるが，なんらかのヒントを与えることができれば幸いである．

■著　者■



外村明男



川辺　俊



中能信尚

第３期 F1 における材料開発

Development of Materials during Third Formula One Era

星　　雅 己*
Masami HOSHI

要　旨

F1 レース車両の戦闘力向上には，高出力で高効率なパワートレイン，軽量コンパクトな車体骨格，高い耐久信頼性が必要であり，これらを具現化する材料技術は必須の課題である．構造部品に対しては，チタンアルミや「アルミニウムのメタルマトリックスコンポジット（MMC）」材料に代表される高強度かつ高剛性で低比重な材料を開発し軽量化を図った．また，摩擦磨耗部品にはDLCコーティングを中心とした低摩擦で耐久性に優れた表面改質技術を開発した．ハイブリッドデバイスにはモータ用磁性材や高熱伝導材等の高機能材料を開発した．これらの材料技術により車両の性能向上を図り戦闘力が確保できた．

ABSTRACT

The realization of high-power and high-efficiency powertrains, lightweight and compact vehicle frameworks, and a high level of durability and reliability are necessary to increasing the competitiveness of Formula One race vehicles, and material technologies are an essential factor in this. Honda has developed high-strength, high-stiffness, and low-density materials such as titanium-aluminum and aluminum metal matrix composite (MMC) materials in order to achieve weight-savings in structural parts. The company has also developed low-friction and high-durability surface modification technologies, in particular DLC coatings, for friction materials. For use in hybrid systems, Honda has developed magnetic materials for use in motors and highly functional materials such as high-thermal-conductivity materials. These material technologies have enhanced vehicle performance and increased race competitiveness.

１．第３期 F1 材料開発の経緯

1980 年代の F1 活動における材料部門の役割は，エンジン性能向上のための改良技術中心の開発であった．2000 年からの第３期 F1 レース車両開発では，航空宇宙産業で使われるような先端材料をパワートレインから車両全体にわたり開発し適用するところまで進化してきた．その過程は，これまで経験したことのない急激な変化であり，さまざまな技術開発に直面した困難な時代であった．

第３期の初期においては，欧米チームは既に航空宇宙産業の中で培われた先端技術を基盤として，それらの技術のF1への採用に積極的に取り組んでいた．一方，活動を休止していたHondaの取り組みは遅れており技術の先進性において後塵を拝していた．その代表的な事例は，チタンの精密鋳造技術や，ギヤやクランクの鉄鋼材料であった．そのため，先行していたヨーロッパの技術に早期に追いつき追い越すための開発強化が当時の重要課題であった．これにより，材料部門では国内技術はもとより欧米の技術も積極的に探索し取り入れ，他チームを超える材料技術を目指し開発に取り組んだ．精密鋳造技術は，その後の状況変化から開発ニーズが下がったものの，構造用鉄鋼材料については，高強度ギヤ材やクランク用強靭鋼を開発し実戦投入を果たした．さらに，その後，チタンアルミやアルミニウムのメタルマトリックスコンポジット（MMC）材料等の高強度高剛性材料が実用化段階を迎え，各チームが開発にしのぎを削る時代となった．これらは，国内では研究が沈静化していたものの，欧米では航空宇宙産業の基盤技術として研究が継続されてきた技術であった．Honda もこの技術開発に総力を上げて取り組み，独自の高強度化プロセスを確立して，チタンアルミのバルブやピストンピン，アルミニウム MMC のピストンを開発しレース適用した．

一方，2002年から動弁系機構を従来の直打方式から，高回転，高性能化が可能なロッカアーム方式へ変更をおこなった．この開発の中で摩擦磨耗部品のトライボロジ技術が重要課題となり，表面改質技術が新機構の成否を左右する必須のテーマとなっていた．構造材料と同様に，海外技術

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_6

を含めた技術探索をおこない，新たな表面改質技術としてダイヤモンドライクカーボン(DLC)コーティングを開発した．この技術により，新機構のカムシャフトやロッカアームの摩擦磨耗部の耐久性を大幅に向上させ，この機構の技術確立に貢献した．

以上のような開発活動の一方で，国際自動車連盟(FIA)や参加しているチームで，技術開発競争により過大となった開発予算の削減の議論が高まり，2006年からはレギュレーションによる材料規制強化が実施されることとなった．

材料規制のレギュレーションに対し，これまで開発し適用した技術が使用できなくなるという損失を最小限とするため，規制の範囲内での開発は継続した．その結果，新たなアイデアとして高熱伝導材料を裏金に用いたコンロッドベアリングや，さらにDLCコーティングの性能向上技術の開発を進めて，パワートレインの効率向上を図った．特に，DLCコーティングについては，これまでの限界面圧を超える高面圧対応技術に進化させ，トランスミッションの変速ギヤからベベルギヤまで適用し，対他競争力を向上させることができた．第３期終盤の2007年以降には，レギュレーション変更により新たに 2009 年から搭載が可能となるハイブリッドシステム開発のため，機能材料領域の開発にも着手した．ハイブリッドデバイスの性能，骨格構造や耐久性を両立させるため，モータ用磁性材料やパワーコントロールユニットの冷却性能向上のための高熱伝導材料の開発をおこない，新たな材料技術を完成させた．

２．材料開発の方向性

開発経緯として紹介した材料技術を含む，レース車両全体に対する材料技術の開発の方向性について以下に述べる．レース車両の構成要素は，エンジン，トランスミッション，シャシ，ハイブリッドシステムであり，各要素に必要な特性を実現する材料技術は，Fig. 1に示すように，４つの基本的な方向に集約できる．これらの基本的な材料の機能を最大限高めて車両の戦闘力の向上を図ることが重要である．

高強度，高剛性，低比重材料は，金属系および非金属系も含めて，エンジン部品やトランスミッション部品，車体の骨格構造体やサスペンション，ブレーキに至るまでレース車両の性能や耐久性を向上させる鍵となる技術である．

低摩擦，高耐磨耗材料は，エンジンはもちろん車両全体の摩擦磨耗部品において，その摩擦抵抗を減らし，厳しい条件下でも使用可能とするための材料技術であり，車両効率向上に直結する重要技術である．

熱の収支を制御する熱マネージメント材料技術は，例え

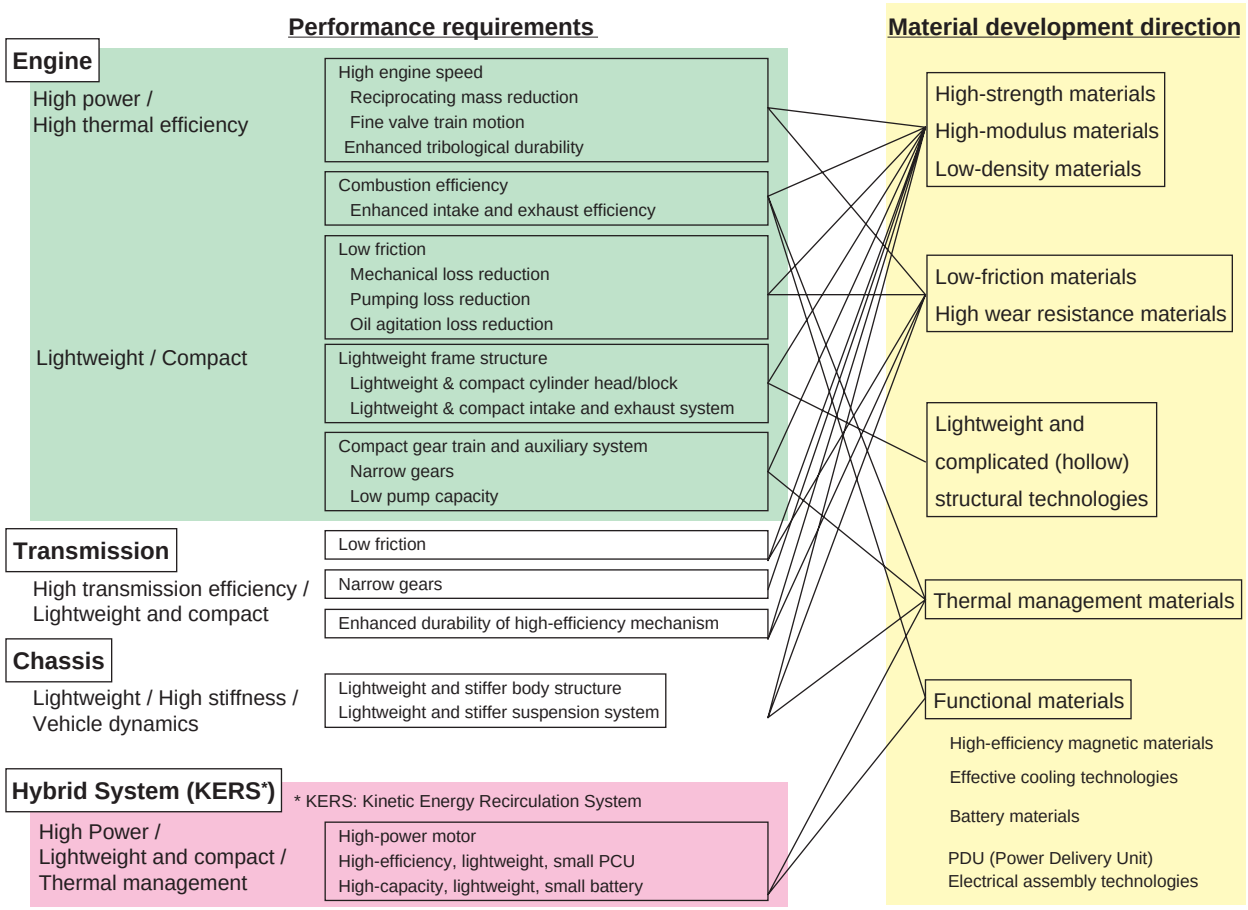


Fig. 1　F1 material development

ば，母材の熱伝導率や表面の吸放熱特性を利用して，エンジンやブレーキ周辺の熱効率向上やハイブリッドシステムの冷却などの車両各部の機能を向上させる技術である．

機能材料は，エンジンでは燃料噴射装置用磁性材が必要とされ，またハイブリッドシステムでは，モータ，PCU，エネルギーストレージの各デバイスの機能向上を図る磁性材料や高熱伝導絶縁材料や電池材料等が，重要な材料技術である．

３．まとめ

我々がおこなった材料技術開発の事例と詳細については，材料稿(1)-(17)を参照願いたい．コスト面から量産車への適用に直結するものは少ないが，個々の要素技術ノウハウや指標は，量産開発にも幅広く活用できる部分があるものと考える．また，これらの開発に当たっては，国内外のサプライヤ様から多大な協力を頂き，改めて感謝の意を述べたい．

４．参考文献

(1) 伊藤清，阿左美誠，肥沼博：高強度高熱伝導コンロッドベアリングの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.230-232

(2) 溝上清信，川人康，溝川謙：中空クランクシャフトの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.233-235

(3) 宗村岳，山田裕，大沼孝：チタンエキゾーストパイプの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.256-258

(4) 小長谷大樹，棚橋努，田仲高志：高強度ギヤ材開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.263-265

(5) 真田泰平：チタン中空バルブの開発と冷媒バルブの研究，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.247-249

(6) 村井悠，土屋雅之：軽量，低フリクション樹脂オイルポンプロータの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.259-260

(7) 村井悠：ナノ粒子添加と重水を用いた冷媒の研究，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.261-262

(8) 村井悠，奥村雅敏：高熱伝導ヒートスプレッダ材料の開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.269-270

(9) 土屋雅之，綱島栄，橋本尚：チタンアルミ材バルブの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.244-246

(10) 伊藤直彰，米原真臣，矢久保和重:カムシャフト，ロッカアーム DLC コーティングの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.250-252

(11) 三好健宏：高磁束密度ステータコアの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.271-272

(12) 石塚和久，草階勝人，今井信幸：メタルマトリックスコンポジット材ピストンの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.236-237

(13) 湊定美，小那覇安則：軽量チタンアルミピストンピンの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.238-240

(14) 湊定美，溝川謙：中空構造チタンコネクティングロッドの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.241-243

(15) 今井信幸，西田浩明：レーザクラッドバルブシートの開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.253-255

(16) 棚橋努，小那覇安則：トランスミッションギヤ用 DLC の開発，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.266-268

(17) 山田泰宏：F1 モノコックサイドパネルの軽量化研究，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.273-276

■著　者■



星　雅己

エンジン技術解説



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* Kiyoshi KONDO
本橋康弘* Yasuhiro MOTOHASHI
荻山一志* Kazushi OGIYAMA
遠藤一* Hajime ENDO
中村聡* Satoshi NAKAMURA
柳澤長生* 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

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_7

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

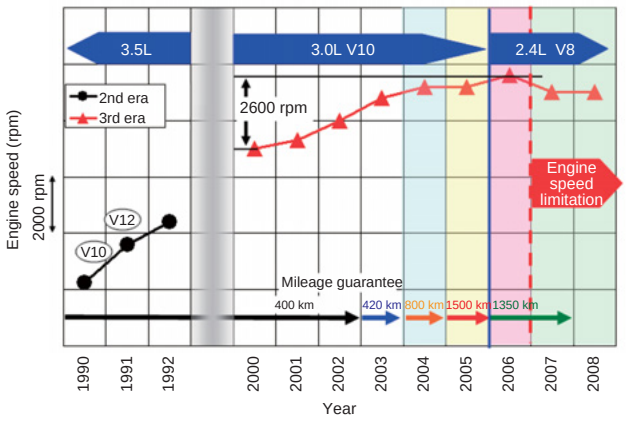


Fig. 1　Transition of max engine speed

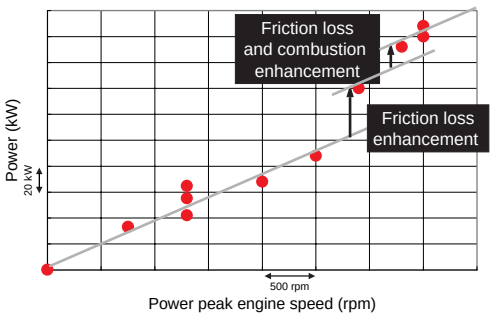


Fig. 2　V10 F1 engine power peak engie speed - power

の高い鋼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/cm^3 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．

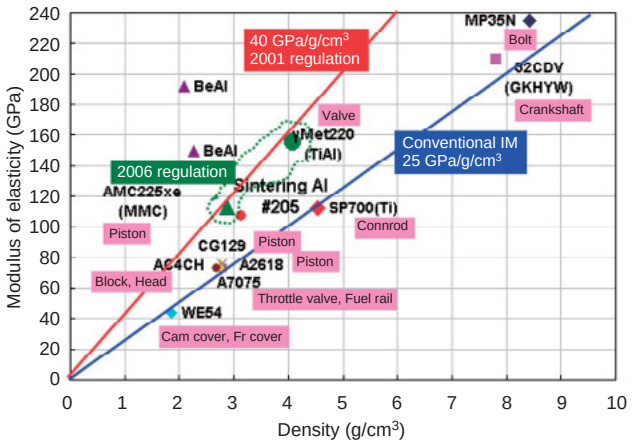


Fig. 3　Comparative rigidity of race engine materials

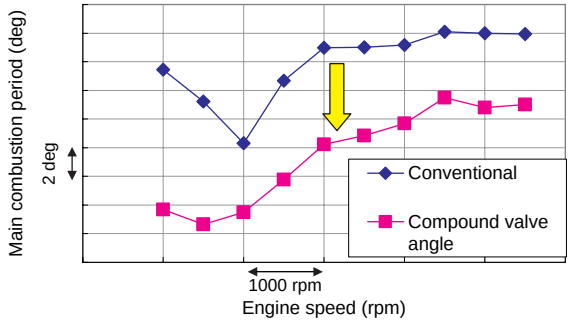


Fig. 4　Effect of compound inlet valve angle

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

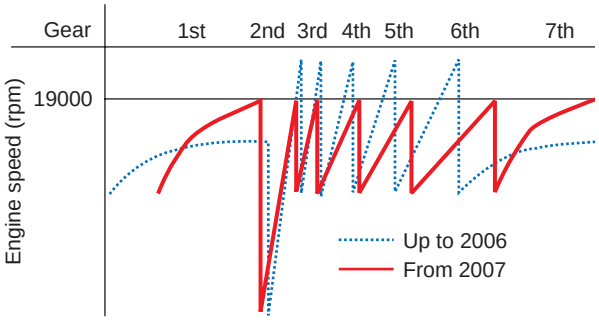


Fig. 5　Change of engine speed usage

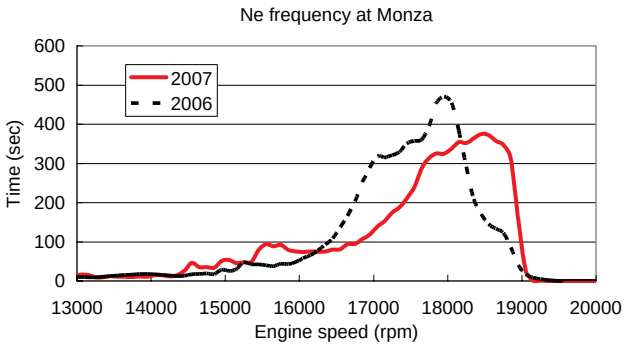


Fig. 6　Ne frequency difference due to maximum engine speed restriction

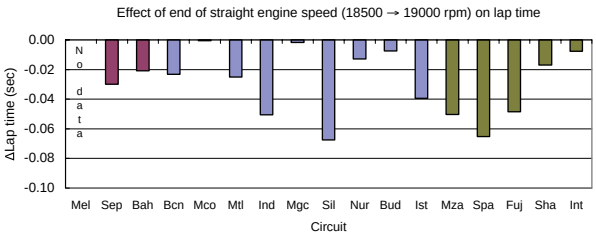


Fig. 7　End of straight Ne - lap time

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．

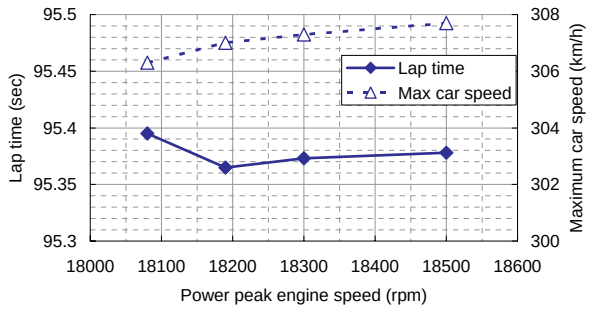


Fig. 8　Pe peak Ne - lap time / Vmax

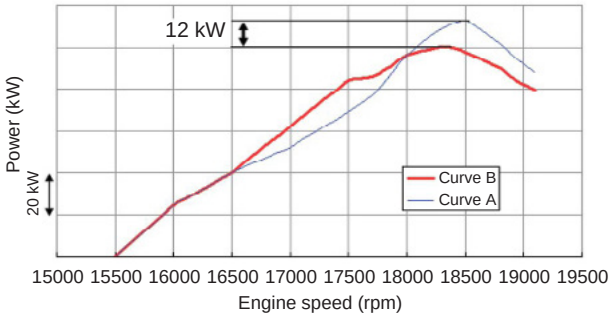


Fig. 9　Power curve shape comparison

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．

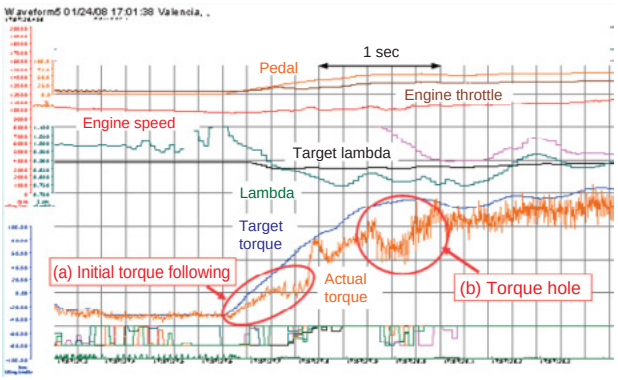


Fig. 10　Drivability issues

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．

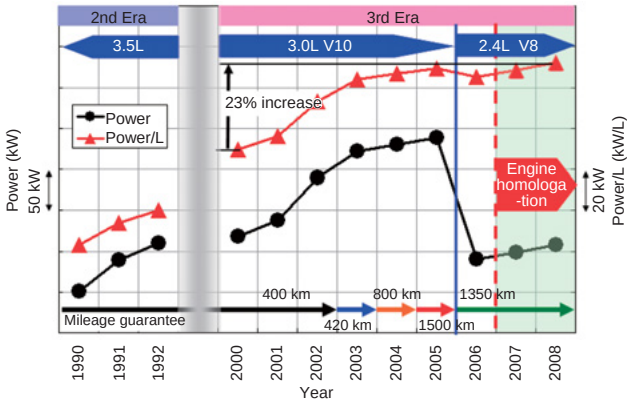


Fig. 11　F1 engine performance transition

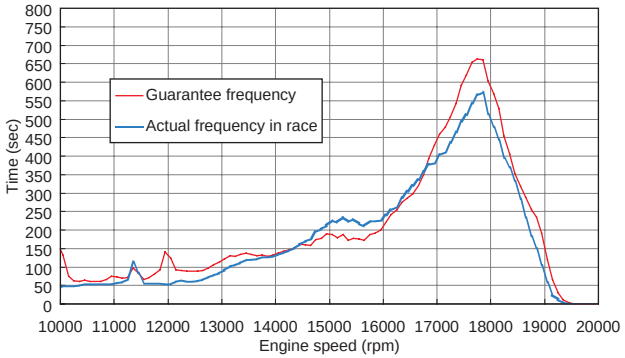


Fig. 12　Engine speed frequency (2006 Rd 17-18)

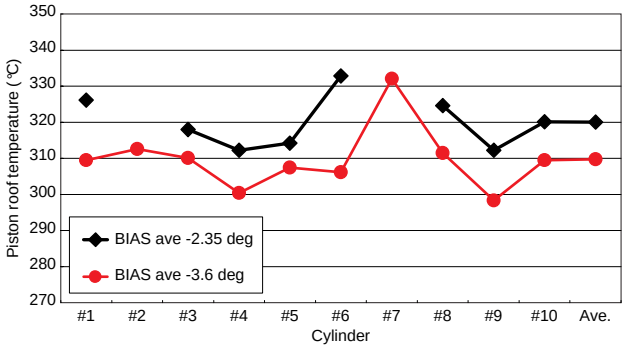


Fig. 13　Cylinder BIAS - Piston roof temperature

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

F1エンジン骨格技術の紹介

Technical Description of Formula One Engine Structural Design

近藤基芳* Kiyoshi KONDO
遠藤一* Hajime ENDO
後藤哲男* Tetsuo GOTOU

要　旨

Honda の第３期 F1 参戦において，F1 界ではエンジン開発における出力至上主義の考え方は，すでに過去のものとなっており，レース車両を構成する一要素となっている．もちろん，レースエンジンである以上，高出力化は必然であるが，車載パッケージに貢献する基本骨格がより重要な要素である．

本稿では，サーキットでのラップタイムを短縮するため，車両トータルとしての空力および運動性能を重視した小型，軽量，低重心，高剛性といったエンジン基本骨格と潤滑冷却システムに関し，エンジン開発の初期段階から，どのようなコンセプトで骨格をレイアウトし，その実現のために必要な新技術をどう具現化していったかについて述べる．

ABSTRACT

Through the third Era of Honda Formula One challenge, it was the technical trend that the Formula One engines were considered to be one of the elements of entire race vehicle. The engines were carefully designed to have such characteristics as compact size, light weight, low center of gravity and enough stiffness. These characteristics of engines were very important to increase aerodynamic and vehicle dynamics performance in order to reduce lap times on the race tracks. Moreover, Honda engines were always expected to have the highest power output amongst the all Formula One engine constructors.

This paper describes how the engines, including the lubricating and cooling systems, were designed from the early stage of development in order to satisfy all demands above.

１．まえがき

2006年のHonda F1車両におけるエンジン搭載の例を Fig. 1 **に示す．エンジンは，モノコックおよびギヤボックスに対し，ボルトで直接締結されることによりリジッドマウントされ，車両骨格を構成する一要素である．よって，車両の空力および運動性能向上のため，エンジンの小型化，高剛性化が重要である．**

またレギュレーションにより，車両総重量はドライバ込みで605 kg以上と規定されており，エンジンは車両総重量の約 1/6 にも相当する割合を占めているため，エンジン軽量化の意義は大きい．さらに信頼性上許される限界までエンジンを軽量化することで，その分車両低部のフロア付近かつ重心点近傍に搭載できるバラスト重量が増加する．これにより，車両のロールおよびヨー慣性モーメントが低減

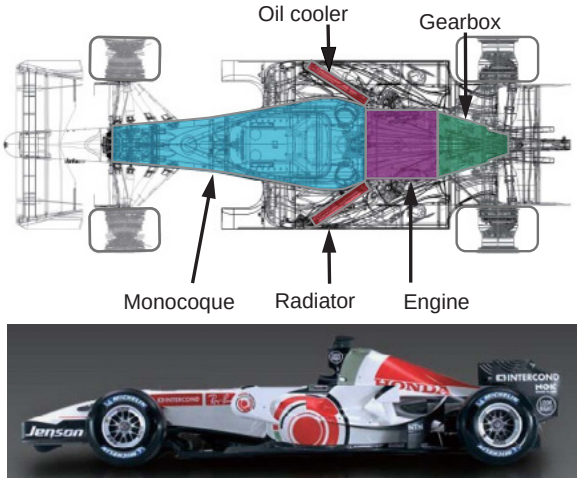


Fig. 1　F1 chassis and powertrain configuration

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_8

Table 1　Basic engine configuration and dimensions from 2000 to 2008

Year	(Mugen)	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008
Capacity - configuration	3.0L-V10	3.0L-V10						2.4L-V8		
V-angle (deg)	72	80		94	90					
Length (mm)	620	588		600	604.5	581.5		490		
Weight (kg)	122	111.7	108	111	99	90.9	88.6	95.2	95.1	
COG (mm)	194.7	191.3	191.3	177	177.2	171.6	163.5	165.5	165.1	
Bore (mm)	94.4	95		97						
Bore pitch (mm)	106	106		108	106	103		106.35		
Bore to bore (mm)	11.6	11			9	6		9.35		
Crankshaft height (mm)	70.5	68.5	68.5		66	63	58.5			

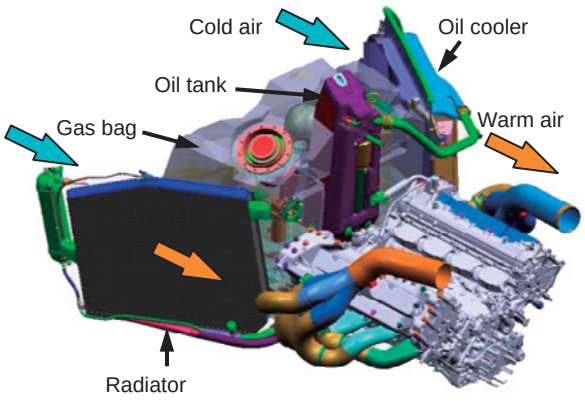


Fig. 2　Engine installation with cooling system

できるだけでなく，車両重量配分セッティングの自由度が向上し，結果として運動性能向上に貢献することができる．さらに，同様の理由により，エンジン単体に対しても低重心化，前方重心化が同時に求められる．

エンジンの小型，軽量，低重心と同様に重要なのがエンジン剛性である．車両全体の運動性能は横曲げ剛性に大きく影響される．車両骨格の一部であるエンジンにとって，剛性の向上は車両の運動性能向上に対し大きく貢献できる要素の一つである．

Fig. 2 に，車載状態でのエンジンと潤滑系および冷却系の概要を示す．冷却水は，車両左側に配置されたラジエータにて，サイドポンツーン内を通過する走行風により冷却される．またエンジンオイルクーラは，ギヤボックスオイルクーラとともに車両右側に配置される．エンジンオイルタンクはエンジン前方にマウントされ，モノコックに設けたリセス内に収まる．これらの搭載レイアウトは，すべてサーキットでのラップタイム短縮の観点から適正化され，現在の F1 では全チームがほぼ同様の形式を採用している．

2．技術紹介

2.1. エンジンサイズ，重量，重心高さ

Fig. 3 に，エンジンの全長，重量，重心高さ（以下 COG）の年次変化を示し，Table 1 にそれらを決定するエンジン諸元を示す．

ここでグラフ左端のプロットは，2000年ジョーダンチームに供給された無限 Honda エンジンで，全長 620 mm，重量 122 kg であった．同年にブリティッシュアメリカンレーシングチームに供給され F1 復帰を果たした Honda ワークスエンジンは，補機まで含め，ほぼ全部品が小型軽量低重心に留意して新規開発され，全長 588 mm，重量 112 kg に小型軽量化されていた．しかし，2000年当時すでに 100 kg を下まわる他社製エンジンも存在し，Honda エンジンは，その時点において，重く大きい部類であった．

その後，さまざまな技術投入により，エンジン全長，重量，COG すべてを改善していった結果，2005 年では重量 88.6 kg に達し，当時の最軽量エンジンとなった．しかし，2006 年の FIA レギュレーション改訂により，エンジン形式が 3.0L，V10 から 2.4L，V8 へ変更され，同時にエンジン重量，COG およびボアピッチが，それぞれ 95 kg 以上，165 mm 以上，106.5 ± 2 mm と規定されたことにより，各チームほぼ横並びとなって，それ以降変化していない．以下項目別に個々の骨格関連技術について述べる．

2.1.1. エンジン全長短縮

エンジン全長は，ボアとボアピッチ，およびカムギヤトレインレイアウトでほぼ決まる．

ボア径は出力目標値から要求される最高エンジン回転数と吸排気バルブ径および，そのレイアウトにより決定される．第３期 F1 エンジンにおいては，途中φ95（2000 年）からφ 97（2002 年）へと一度拡大されたが，最高回転数

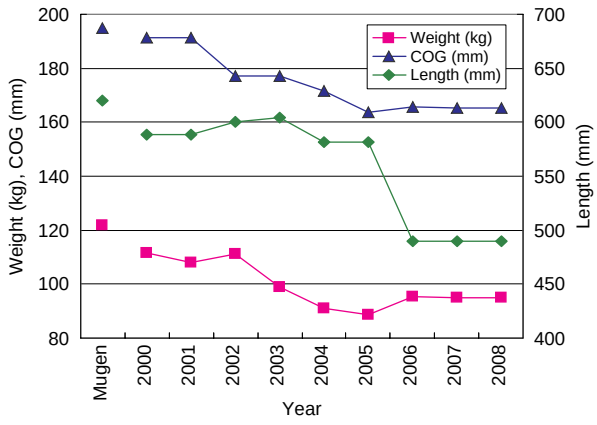


Fig. 3　Change in engine length, weight and COG

19000 rpm 規制下では，φ97 がほぼ最適設定であり，エンジンホモロゲーションが実施された 2007 年には，全エンジンコンストラクタが，ボア径φ 97 からφ 98 を採用していたと思われる．

ボアピッチを決める要素の一つがシリンダ間冷却方法であり，エンジン全体の水流れに影響を与える重要な要素でもある．Fig. 4 にエンジン冷却水システムの変遷を表す．2000 年から 2002 年は，別体の薄肉シリンダスリーブを挿入する構造であり，各シリンダごとに個別冷却水通路を形成し，ボア間寸法は 11 mm であった．2003 年にはボア間のウォータージャケット中子肉厚を3 mmまで薄肉化し，クローズドデッキ構造とすることで，ボア間を 9 mm まで短縮した．

2004年以降は，冷却水の流れ方向を各シリンダのクロスフローからエンジン前後方向フローに変更したのと同時に，ボア間中子を廃止して，いわゆるサイアミーズブロックを採用した．この際ボア間冷却通路は，加工穴(φ 3)によりヘッドからブロック軸間に導くことで成立させ，最終的にボア間寸法は 6 mm まで短縮できた．

カムギヤトレイン幅低減例(2000 年)を Fig. 5 に示す．下段に示す 2000 年 Honda エンジンは，一般的なリダクションギヤを持つ上段の無限エンジンに対し，クランクギヤを小径化することにより，リダクションレス(一列)ギヤ配列となっており，薄型フロントカバーと合わせ，エンジン全長短縮に寄与している．

さらに，エンジン後端に取り付けるクラッチまで含めて全長短縮を考えた場合，クラッチ固定方法も重要である．2004年を例にとると，クラッチバスケットをクランクシャフト後端へ差し込み，その差し込み部をボルト 1 本で締め付ける構造とすることにより，前年比でクラッチを9.5 mm 前方に移動させることができた．

2.1.2. エンジン軽量化

エンジンの最低重量規定がなかった 2000 年から 2005 年は，効果の大小を問わず，実に多種多様そして多数の軽量化努力を重ね，2005 年最終スペックでは，ついに排気量 3.0L V10 で 88.6 kg を達成した．効果の大きかった軽量化技術には，製造技術と密接に関連するものが多く，以下にその例を挙げる．

Fig. 6 に 2002 年後半以降採用されたクローズドデッキブロックを示す．本技術成立のカギは，ボア間ウォータージャケット中子肉厚を 3 mm まで薄くするために必要となった高強度シェル中子を使った鋳造品質技術であり，またブロックのシリンダ内表面に直接ニカジルめっき処理をおこなう表面処理技術であった．この結果，全長短縮による軽量化はもちろん，ボア周りの高剛性化によりフリクショ

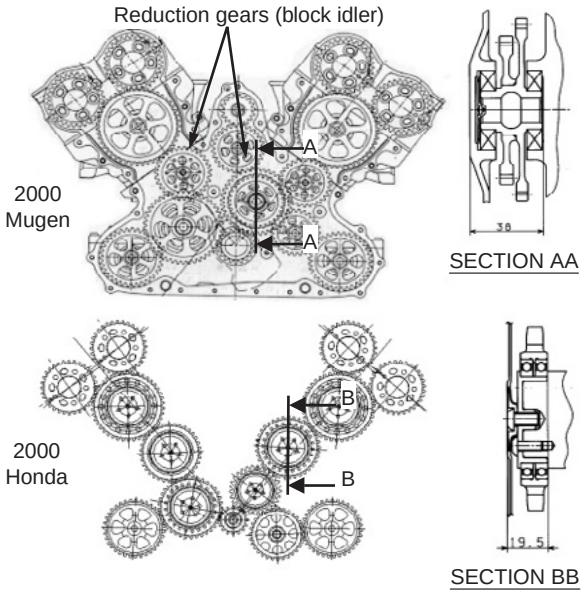


Fig. 5　Gear train configuration

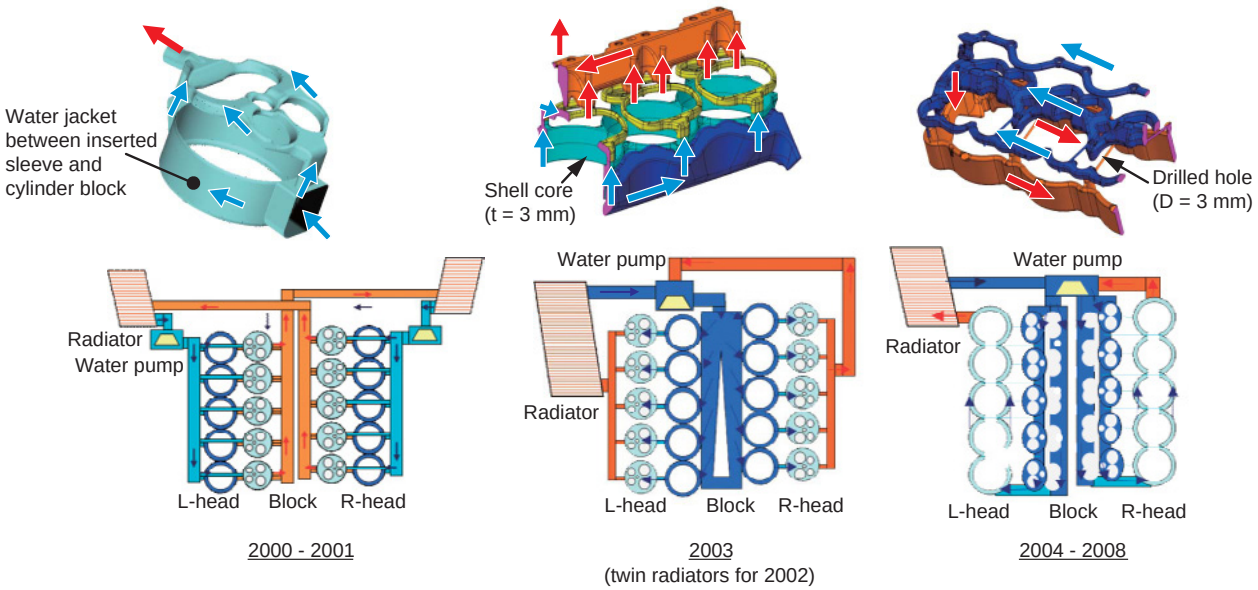


Fig. 4　Schematics of water cooling systems

ン低減およびブローバイ低減も同時に達成した．

Fig. 7に，2003年以降採用されたエア圧式動弁系Pneumatic Valve Return System(PVRS)構造一体化ヘッド断面および鋳造用砂型を示す．2002年までPVRSのエア通路レイアウトを成立させるため，ヘッドはカムケースとヘッドの分割構造であった．これに対し，2003年では，複雑構造ヘッド中子での鋳造技術を確立し，PVRS部をヘッドに一体化することにより構造上の無駄を廃し，6.2 kg(他の効果も含むため参考値)の軽量化を達成した．

また軽量化のみならず，レギュレーションによるロングマイレージ化や吸気性能向上などの要求に対応するため，それまで圧入構造であった吸排気バルブシートに対し，耐熱性および耐摩耗性の高いレーザクラッドシートを開発し，2004年に適用した．これにより，エンジン1台あたり0.4 kgの軽量化に加え，吸排気バルブ径拡大(吸気バルブφ40.6からφ41.6へ，排気バルブφ31.8から32.6へ)やバルブレイアウト自由度向上およびバルブシート部からの燃焼室冷却向上を図り性能向上を果たした．バルブシートのクラッディングにおいては，いかに高品質に安定させるかという生産技術が重要であり，材料および試作グループによるきめ細かな条件設定の結果，本技術を成立させることができた．

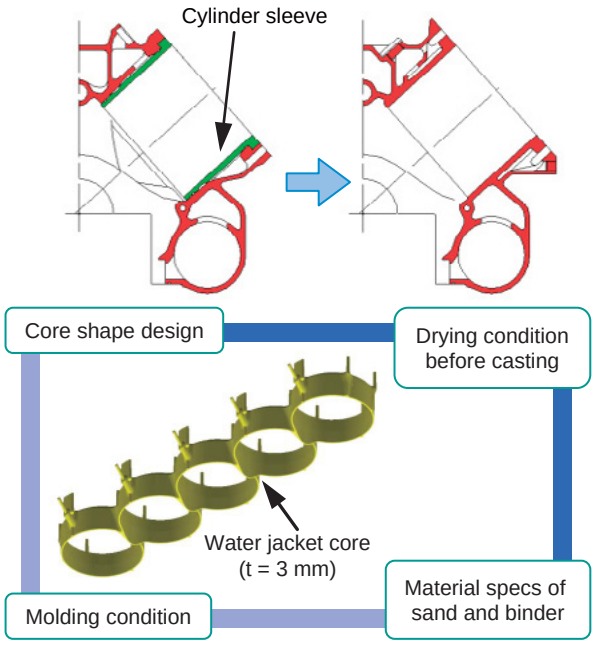


Fig. 6　Closed deck cylinder block and water jacket core

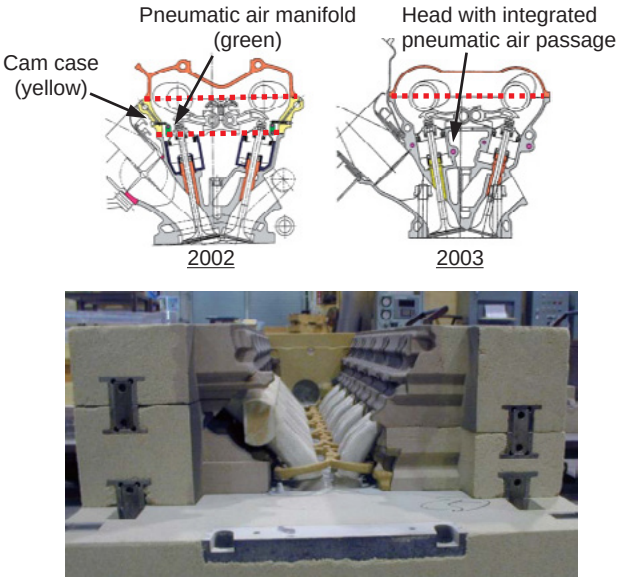


Fig. 7　Cylinder head with integrated PVRS

2.1.3. COG低減

COGに対する影響が大きい骨格要素は，Vバンク角およびクランク軸高さである．2000年無限Hondaエンジンでは，等間隔爆発を重視し72 °のVバンク角を採用しているのに対し，2000年Hondaエンジンでは，車両Total性能への貢献のためCOG低減をより重視した結果，80 °を採用した．この後，2002年にはさらなる低重心化とエアボックストレイ内部の吸気干渉低減による出力向上をねらった94 °が存在するが，2003年以降は，低重心化と同時に高出力化のためエンジン回転数向上への要求が高まり，2次振動を理論的にキャンセルできる90 °でバランスさせた．

一方クランク軸高さは，Table 1に示すように年次とともに，着実に低下させることができた．ちなみにCOGの高さ基準(0 mm)は，スキッドプレートとよばれる車両下面に取り付けられる擦り板とエンジン下面の合わせ面であり，レギュレーションにより規定されている．

フリクション増加を抑えつつクランク軸位置を低下させるため重要な技術は，コンロッドローカス(揺動軌跡の包絡面)のコンパクト化である．これは，クランクケース内のオイル攪拌抵抗に対し，レシプロ系運動部とケース内壁面との隙間の影響が大きいからであり，2005年テスト結果によれば，隙間3 mm以下でフリクションが急激に立ち上がることがわかる(Fig. 8)．

コンロッドローカスの最も低い位置で，ロワケース内壁面との隙間が狭くなる箇所は，コンロッドボルト頭部の軌跡で決まるため，CAEなどを利用し大端締付部まわりの検討を重ね，地道にコンパクト化を達成した(Fig. 9，Fig. 10)．

また，クランクシャフトのカウンタウェイト半径低減に

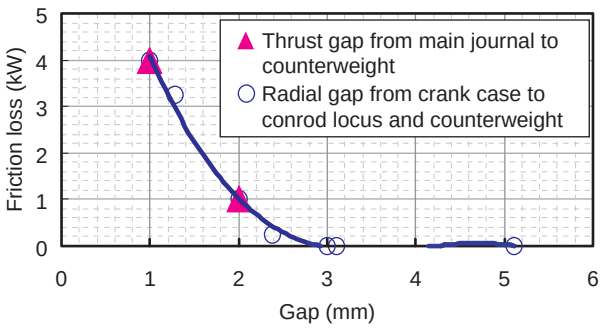


Fig. 8　Friction loss against closest gap

ついては，フリクションと信頼性から設定されるクランクのバランス率を保ちつつ，小径化と軽量化を両立する必要がある．Fig. 11 に示すように，2004 年後半のイタリア GP (Round 15)までは，比重 18 のタングステン合金製ウェイトをクランクシャフトに挿入後，プラグでふたをして溶接する構造であった．しかし，さらなる小径化のため，次戦中国GP(Round 16)から，タングステン合金製の別体ウェイトをクランクシャフトに直接ボルト締結する構造を採用し，ウェイト半径を 58.55 に低減した．また 2005 年には，ウェイト半径を 50 まで小さくし，クランク軸高さを前年比で 4.5 mm 低減した．

2.2. エンジン剛性

車体全体で運動性能を考えた時，横曲げ剛性向上が走行安定性に対し効果があることが知られている．Fig. 12 に，車体開発部門でおこなった横曲げ荷重入力時のモノコック，エンジンおよびギヤボックス変形の計算例を示す．まえがきで述べたように，エンジンはモノコックおよびギヤボックスに直接締結され，車両剛性の一部を担っているため，エンジン剛性を向上することで，車体全体横剛性向上につながり走行安定性に貢献できる．

エンジン剛性を向上させる手法として，2.1. 節で紹介したシリンダブロックのクローズドデッキ構造採用なども挙げられるが，ここではスカベンジングポンプやウォーターポンプなど，補機レイアウトを利用した2002年シリンダブロックの例を Fig. 13 に示す．スカベンジングポンプおよびエアセパレータは，クランクケースの各スローからオイルを回収し，エンジン前部でブローバイの遠心分離をおこなうため，エンジンのほぼ全長にわたりクランクケース横に配置される．また，ウォータポンプおよび冷却水出入り口は，ラジエータ車載レイアウト都合上，エンジン前部に配置される．2002 年以降，これらを剛性要素として利用するため，スカベンジングポンプおよびウォータポンプまわりをシリンダブロックあるいはロワケースと一体鋳造した．これにより，フロントロワマウント付近の剛性に加え，一般部の断面２次モーメントも向上し，エンジン全体剛性を向上

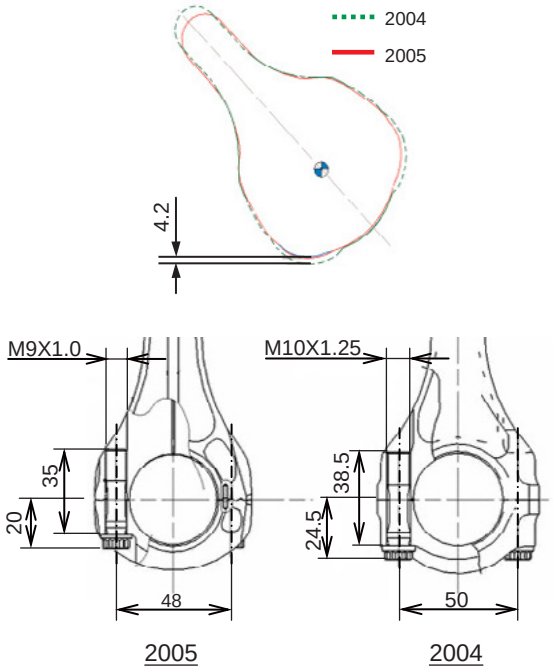


Fig. 9　Reduction of conrod locus

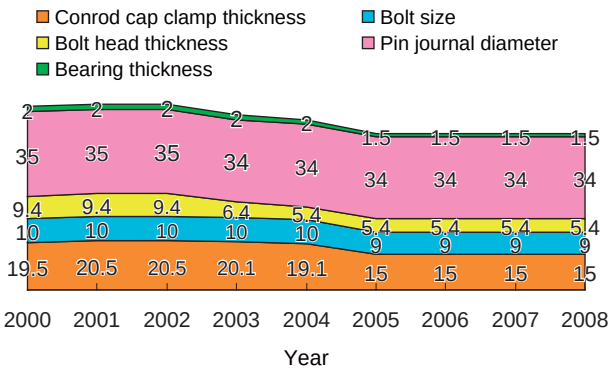


Fig. 10　Progress of conrod configuration

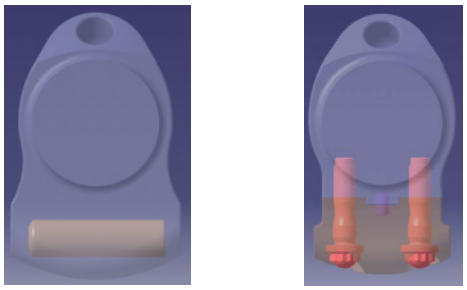


Fig. 11　Schematics of crankshaft counterweights

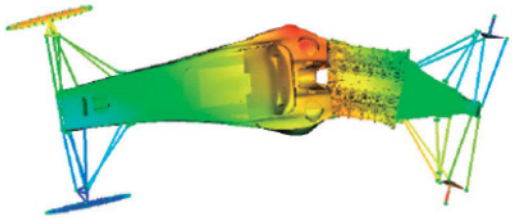


Fig. 12　Lateral bend calculation

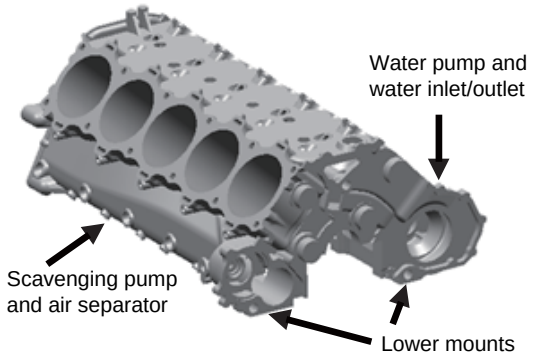


Fig. 13　Cylinder block with integrated oil/water pump

させることができた．

2006 年は前述のとおり，V8 化，最低重量，最低重心高など，エンジン骨格にまつわるレギュレーションが大きく変化した年であったが，これを最大限利用し，エンジン剛性を向上させた例について紹介する．

Fig. 14 に，剛性に関連する 2006 年エンジンの特徴を示す．2005 年エンジン重量は，すでに 88.6 kg まで軽量化されていたため，2006 年エンジン最低重量規定の 95 kg に対し余裕があった．また，2005 年重心高も 163.5 mm と 2006 年新規定の 165 mm に対し低かったため，重心よりも高い位置に重量を付加する必要があった．このような背景の元，重量余裕分の一部を，車体横剛性向上に対し寄与が高いエンジンとモノコックのアッパマウント締結剛性向上に利用するコンセプトでレイアウトをおこった．また，同時にマウント締結部近傍の入力減によるローカル変形量低減を目指し，締結点スパンの拡大もおこなった．

フロントアッパマウント位置は，レギュレーションで規定されている寸法いっぱいまで広げ，アッパーマウント部近傍のカムカバー形状は断面係数を大きくとり，さらにカムカバー縦壁を剛性リブに見立て肉厚を厚くした．またロワマウント位置についても，ギヤトレインレイアウトを工夫し，可能な限り左右に広げるとともに，近傍のロワケース剛性を向上させる形状とした．

2005 年 F1 エンジン剛性を 1.00 とした場合の 2006 年 F1 エンジン剛性の計算結果を，エンジン単体と車両トータルに分けて Table 2 に示す．エンジン単体剛性を単位長さあたりで表現しているのは，レギュレーションにより V10 から V8 に変更された際，エンジン全長が 581.5 mm から490 mmに変わり，直接比較できないためである．また車両トータル剛性は，2006 年エンジンが搭載できるように改修した 2005 年モノコックに対し，2006 年エンジンおよび 2006 年ギヤボックスを取り付けた場合の計算比較である．2005年に対し2006年は，横曲げ，縦曲げ，ねじりすべての剛性が向上しているが，特に車両トータルで見た場合，ねらいであった横曲げ剛性について，50%向上していることがわかる．

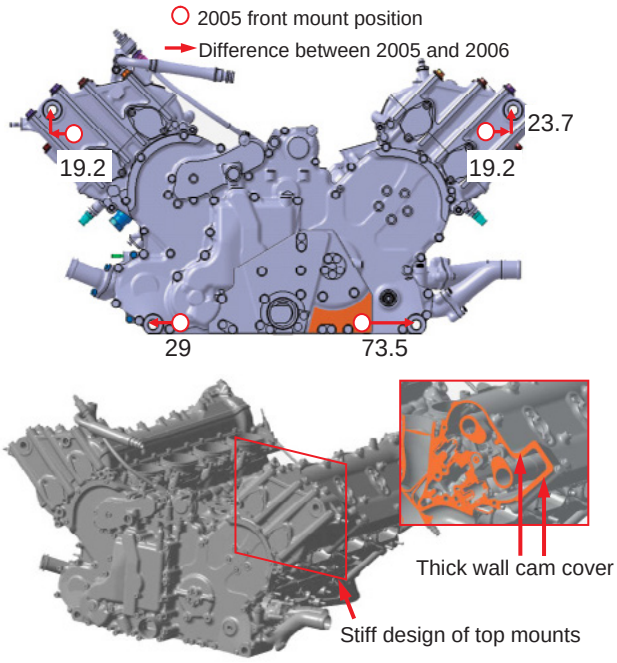


Fig. 14　2006 engine characteristics for increased stiffness

Table 2　Relative rigidity of 2006 engine (normalized for 2005 rigidity = 1.00)

	Lateral	Vertical	Torsional
Relative engine rigidity (per unit length)	1.21	1.10	1.34
Total vehicle rigidity -Engine & gearbox = '06 -Monocoque = '05	1.50	1.23	1.16

2.3. オイルポンプの開発

F1エンジンの潤滑系はドライサンプ方式を採用しているため，オイルポンプは供給用のフィードポンプと回収用のスカベンジングポンプ(以下 SCAVポンプ)の２種類がある．フィード，SCAV ともにポンプロータは容積効率が優れているインナ４丁，アウタ５丁のトロコイドを採用した．それぞれの機能と開発内容を紹介する．

2.3.1. フィードポンプの開発

エンジン各部が必要とする油量と油圧は回転数によって変化する．動弁系のしゅう動部は低回転から多量の給油を必要とするが，回転数がさらに上がっても一定量以上の油量は必要としない．逆に遠心力の影響を受けるセンタ給油方式のクランクピン給油は回転数の増加に伴い大量かつ高圧の給油を必要とする．最終仕様エンジンにおける各部の推定給油量を Fig. 15 に示す．

初期仕様の給油設定圧力は 700 kPa であったが，年度毎の回転数増加に対応して 900 kPa まで上げた．これには主に二つの理由がある．(1)ピストン冷却オイルジェットの噴射速度を上げ，上死点近傍でピストン天井面に貼りつこうとするオイルの接触量を増やすため．(2)クランクピンのセンタ給油法は遠心力に逆らって給油をおこなうため，

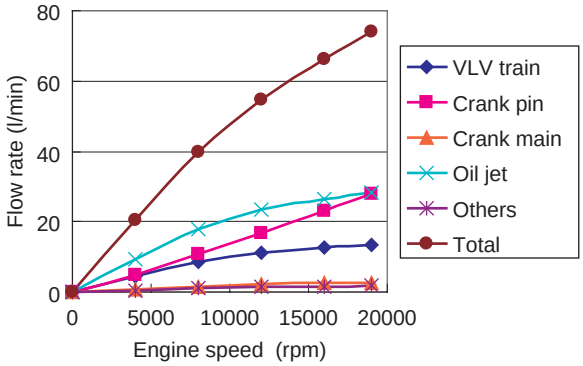


Fig. 15　Oil distribution

高回転域での安定給油には高い油圧が必要である．ただし，高すぎると油圧脈動が増大し負圧波の影響がでてしまうことが確認されている．

フィードポンプの高効率化のため，次の２点に留意した．

（１）リリーフによる損失を防ぐため，ポンプ容量は低回転域の要求油圧を維持できる最小値とする．

（２）高回転域でのポンプ吸い込みキャビテーションによる油量油圧低下とこれによる駆動損失を防止する．

（１）は経験と理論である程度推定でき，仕様変更による対応も比較的容易であるが，（２）は予測困難な上，対応にはロータの低速化と大型化というレースエンジンのコンセプトとは逆行する大変更が必要である．2005年のフィードポンプは，外径 54 mm のロータを 12800 rpm という高回転で運転する仕様だったため深刻な油圧低下が発生した．高回転域におけるフィードポンプ吸い込み不良の二つの主原因に対し，以下のように対応をおこなった．

（１）高速で回転移動するロータ吸い込み室にオイルが十分に飛び込めない課題に対しては，厚いロータが不利なため薄いロータの２枚化で対応した．

（２）ロータ吸い込み室が吸い込んだオイルが遠心力で外周部からこぼれ出る課題に対しては，オイルの充填に伴って外周部が閉じる形状の外周閉じポート(Fig. 16)で対応した．

これにより，基本仕様の変更無しで30%の流量向上を達成した(Fig. 17)．

フィードポンプ開発を通して最も悩まされたのはねじり共振による駆動シャフトの折損である．初期仕様のフィードポンプ駆動シャフトはφ12 mmの浸炭特殊鋼製で，平均駆動トルクに対して約100倍の安全率で設計されていたが，破断が頻発した．シャフトの挙動計測から 17000 rpm 以上で発生する３次のねじれ共振が原因と判明したため，シャフトに弱ばね化のためのφ 8 mm の細軸部を設け，共振の立ち上がりを軽減した．これ以降も駆動方法やロータを変更するとシャフトの折損が発生したが，この時のノウハウからシャフトのねじり剛性あるいはロータイナーシャの変更により速やかに対応することができた．

2.3.2. SCAV ポンプの開発

SCAV ポンプはエンジン内の潤滑および冷却を終えたオイルを速やかに回収することで，オイルタンク内に十分なオイルを確保して車両旋回時の油圧保証をおこなうとともに，エンジン内可動部品のオイル攪拌によるフリクション増加を防止する．特にクランクケース内のオイル攪拌はフリクション増加を招くことがあるため重要である．クランクケースの各スロー室は互いに分割された密閉構造になっている．これはあるVバンクで下降するピストンによる排除容積が他のVバンクの上昇するピストンに吸い込まれることでブローバイガスが移動するポンピングロスを防止するためである．同様の理由で，オイルを回収する SCAV ポンプ内でも各スロー室どうしが連通することは好ましくない．初期の SCAV ポンプは，１個のポンプが複数のスロー室を掛け持ちでオイル回収していたが，効率改善のため，各スロー室独立で SCAV ポンプを配置するようになった．加えてオイルが前方あるいは後方に偏在しても安定して回収できるように各スロー室の前後にポンプを取り付けた．

最終仕様のオイルシステムを Fig. 18 に示す．

SCAV ポンプの主な役割はオイルの回収であるが，これにはブローバイガスが重要な役割を果たす．掃除機が真空中でゴミを吸えないのと同様に，ブローバイガスが無いと SCAV ポンプはオイルを回収できない．このため，ブローバイガスがこないヘッドやギヤ室にはオイルタンク上部から適量のブローバイガスを与えてブリージングをおこなっ

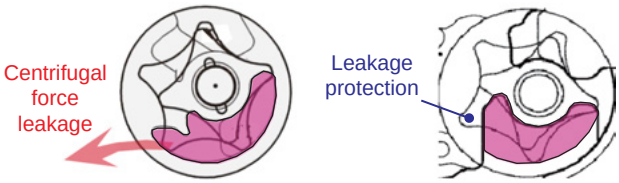


Fig. 16　Comparison of suction port shape (shown as pink area)

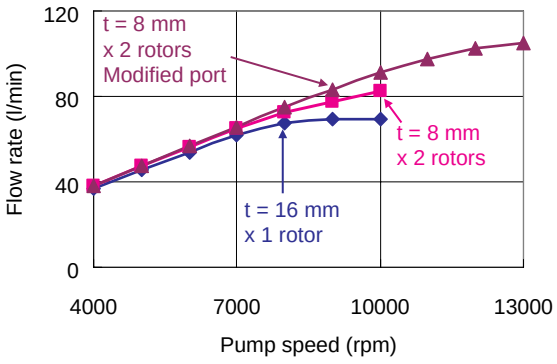


Fig. 17　Effect of twin rotor and modified port shape

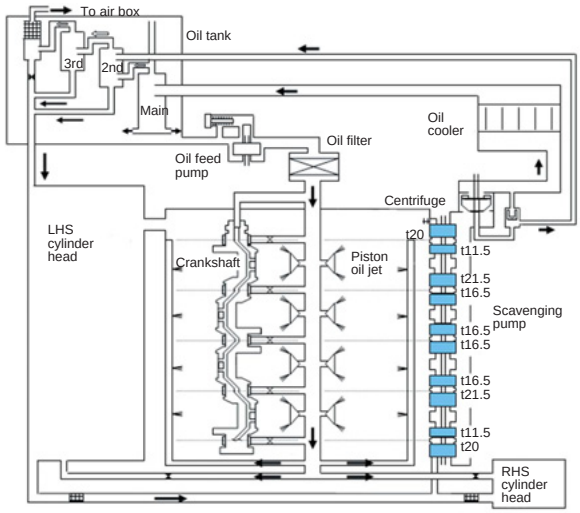


Fig. 18　Oil system

ている．一方，ブローバイガスが多量に混入したオイルはフィードポンプの充填不良やメタルダメージなどさまざまな事象を引き起こすため，SCAV ポンプで回収後，遠心分離式のオイルエアセパレータでオイルとブローバイガスに分離して，それぞれ別通路でオイルタンクに送られる．

人がストローで水を吸う時，ストローの先端が完全に水で覆われていなければ，水を吸い上げることはできない．SCAV ポンプも同様にオイルを回収するためには吸い口をオイルで覆う必要がある．初期の SCAV ポンプの吸い込み口はクランクシャフトおよびコンロッドにたたかれたオイルが自身の慣性力で SCAV ポンプに飛び込む形式であった(Fig. 19)．この方法では逆方向に旋回Gが加わった際にオイルがSCAVポンプ吸い込み口に留まろうとはしないため，安定した回収は望めない．2004年以降は吸い込み口にオイル溜まりを設け，回収効率は改善した(Fig. 20)．

SCAV ポンプの効率改善をねらい，内部圧縮 SCAV ポンプを 2003 年に投入した．F1 の SCAV ポンプは絶対圧力で 20 から 40 kPa のクランクケース内のブローバイガスとオイルの混合物を 150 から 250 kPa の排出通路へ送り出しているので，その圧縮比は４から12程度である．このような高圧縮比で使用するポンプは従来の容積型より，内部圧縮型の方が高効率である(Fig. 21)．トロコイドポンプは本来，内部圧縮可能なポンプなので，ポート形状を遅開けにするだけで変更可能である．課題となるオイルだけを吸引した際のポンプ破壊防止は，ロータサイドにリリーフバルブを設けて対応した．性能と信頼性の観点から内部圧縮比２が採用され，これにより SCV ポンプの駆動抵抗は 30%削減でき，エンジンフリクションを 3 kW 低下させることができた．

2.3.3. ポンプロータの軽量化

ロータ材質は当初アルミ粉末焼結材を使用したが，軽量化のため，インナーロータはマグネシウム合金，アウターロータは樹脂への材料置換[1]をおこない，重量を半減化した．軟質材料採用によるロータの摩耗を防止するため，独自の低接触面圧歯形を開発した．ただし既述の通り，フィードポンプについてはねじり共振防止のため，あえて鉄系粉末焼結材を使用する年度もあった．

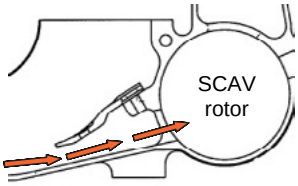


Fig. 19　Straight suction

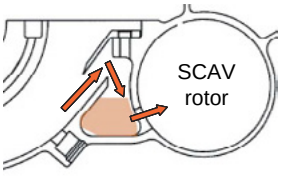


Fig. 20　Trap-type suction

2.4. 冷却系

第３期 F1 の冷却系開発は，ラジエータサイズを小型化することを目的として始められた．ラジエータサイズは空力特性に大きく影響，すなわちラップタイムに直結するためである．ラジエータサイズ低減のために，ヒートリジェクション低減，放熱性能向上が必須であり，これらを核に開発をおこった．

ジャケット形状は，ヒートリジェクションを抑制するため，冷却すべき場所のみを冷やし，不必要な熱をポートから受けないよう最小限とした．Fig. 22にジャケットの考え方を示す．また気筒間温度差を低減するため，シリンダヘッドのジャケットは独立タイプとした(Fig. 4)．これにより，従来エンジンに対しヒートリジェクションを25%低減することができ，ラジエータサイズも 25%小型化できた．

一方，放熱性能の向上には冷媒温度の高温化，つまり高水温でのオペレーションが有効である．水システム全体を365 kPaまで加圧することでボイリングを回避し，高水温下でも燃焼室壁面温度を十分低減できるよう，流速を向上させることで対応をおこなった．また高水温運転化が可能になれば，車体のクーリングオプション(ラジエータ出口側開口面積)を空力的に有利な閉じ方向にすることが可能となるため，従来エンジンが運転水温90 ℃であったのに対し，第３期では 2000 年に 120 ℃，2008 年には Max 130 ℃に達

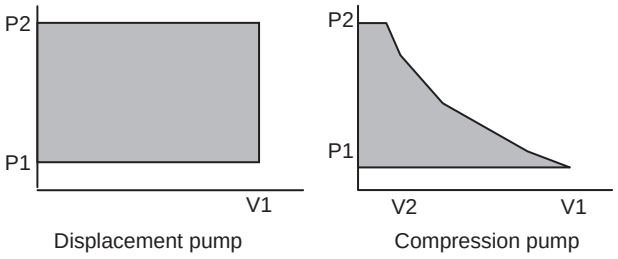


Fig. 21　Comparison of pump work

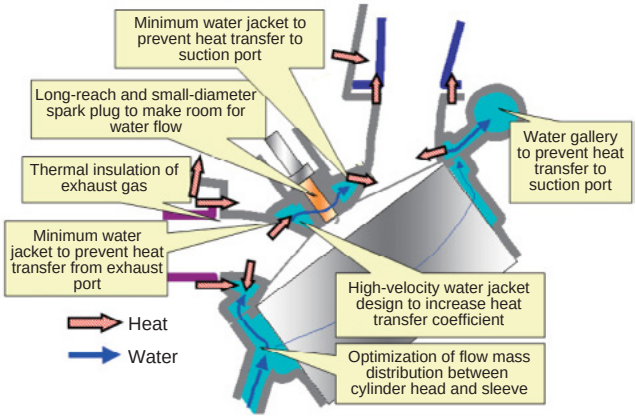


Fig. 22　Design concept of water jacket

した．また同時に水温上昇に対する出力低下を改善することができた．

Fig. 23 に水温に対するエンジン出力の影響を示す．

2002年まではラジエータとオイルクーラは車体の左右にそれぞれ分割配置されていたが，配管レイアウトを含めたシステム簡素化のため，2003年より左側にラジエータ，右側にオイルクーラという構成となった．これによりエンジン右バンクの冷却水はラジエータを通過させず，ウォータポンプ入口に還流し，L側ラジエータからもどってくる水と混合させる構造としたが，性能および信頼性への影響はなかった．

2004年以降はエンジン全長短縮の観点から，ブロックがサイアミーズ構造となったため，水流れを大きく変更した．ウォータポンプから送られる水全量を，ヘッドの各バンクに分配して前から後ろ方向に流し，次にブロックの後ろから前側へと流すことで，ジャケット内の流速を上げ，熱伝達率向上を図った．また，この構造をとることで，エンジン保水量を 3.2 L(2003)から 2.1 L(2004)に低減し，軽量化にも貢献した(Fig. 4)．Fig. 24 にジャケット構造違いでのエンジン内部測温結果を示す．流速を上げることで，燃焼室壁面およびデッキ面近傍の温度が下がっていることがわかる．またブロック軸間の温度上昇に対しては，加工により水通路を追加し対応した．

2008年以降の冷却システム開発の方向性としては，空力性能向上を目的としたラジエータの小型化であり，これを達成するためには，ウォータポンプ揚程を向上させ，水流量を増加させる必要があった．

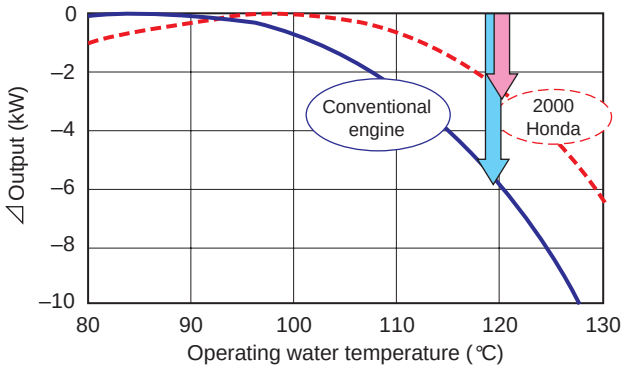


Fig. 23 Effect of water temperature on engine performance

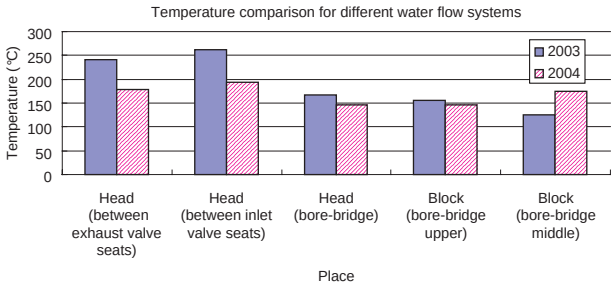


Fig. 24 Temperature comparison between 2003 and 2004

3．まとめ

車両トータル性能向上によるサーキットでのラップタイム短縮をねらい，高出力でありながら搭載性に優れる，小型，軽量，低重心，高剛性の F1 レース用エンジン骨格を開発し，下記の結果を得た．

(1)材料技術，製造技術，および冷却系と潤滑系を含めた骨格設計の融合により，エンジンの小型軽量化を推進した．その結果，3L V10 として最終年となる 2005 年には，エンジン重量 88.6 kg に到達し，他の F1 チームも含め，軽量かつコンパクトなレベルを達成した．

(2)低重心化をねらい，レシプロ系部品および高効率スカベンジングポンプの開発をおこなって，フリクション増加を抑えつつ，クランクシャフトセンタ高さ 58.5 mm を達成した．

(3)2006年に大幅改訂されたエンジンレギュレーションを最大限利用し，エンジン剛性を向上させることにより，車両トータルの横曲げ剛性を前年比50%向上させ，運動性能向上に貢献した．

(4)フィードポンプの高回転化対応技術により，エンジン各部の給油要求にきめ細かく対応するとともに，軽量コンパクト設計と駆動損失低減を可能にした．

(5)SCAV ポンプを各部独立とし，吸い口をオイル溜まり構造とすることで，オイル回収効率を改善した．また内部圧縮技術により駆動損失を 30%低減し，さらにロータの材料置換により，重量を半減させた．

(6)水ジャケット構造を最適化することにより，ヒートリジェクションを低減し，高水温下での信頼性を保ちつつ性能低下を抑制することが可能となり，車体空力性能向上に貢献した．

参考文献

(1) 村井悠，土屋雅之：軽量，低フリクション樹脂オイルポンプロータの開発，Honda R&D Technical Review, F1-Special (The Third Era Activities), p.259-260

■著　者■



近藤基芳



遠藤　一



後藤哲男

第３期 Honda F1 におけるレシプロクランク系部品の開発

Development of Reciprocating Parts and Crankshaft in Honda's Third Formula One Era

後 藤 哲 男*　　柳 澤 長 生*
Tetsuo GOTOU　　Nagao YANAGISAWA

要　旨

レース用レシプロクランク系の要求機能は信頼性と低フリクションに言及される．自然吸気エンジンの出力向上は高回転化が有効なため，回転数制限導入前の 2006 年には回転数は 19600 rpm に達した．一方，エンジン使用距離は当初１レースイベント(400 km)であったが 2005 年以後２レースイベント連続使用(1500 km)にルール改定された．過酷な耐久条件と低フリクションを両立するためレシプロクランク系部品は形状と材料および製法等の変更により，軽量，高強度，高剛性化が図られ，レシプロ重量は 2000 年度で 399 g あったが，2008 年度では 358 g と 41 g 軽量化された．本稿ではその開発経緯を構成部品別に解説する．

ABSTRACT

Reciprocating parts and crankshafts for race use must display reliability and achieve low friction levels. Increasing engine speed is an effective method of increasing the power of natural aspiration engines, and Honda increased engine speed to 19,600 rpm in 2006, prior to the introduction of upper limits for engine speed. In 2005, Formula One regulations were changed to increase the distance for which engines would be used from one race event (400 km) to continuous use for two race events (1,500 km). In order to balance performance under severe use conditions with the achievement of reduced friction, the shapes, materials, and manufacturing methods used for the reciprocating parts and crankshaft were modified to reduce weight and increase strength and stiffness. In FY2008, the weight of the reciprocating parts was reduced to 358 g, representing a weight saving of 41 g against the FY2000 figure of 399 g. This paper will discuss the development process, focusing on each component part.

１，まえがき

多くのエンジン部品がそうであるように F1 のレシプロ部品も相いれない複数の要求性能を高次元でバランスさせなければならない．高い燃焼圧を受け長時間耐えるには重く頑丈なレシプロ系が有利だが，高回転化には軽量化が必要である．

また，しゅう動フリクション低減には，軽量化や接触面積減少が有利とされるが限度を超えるとフリクション増加や摩耗を招く．

第３期F1レシプロ系開発においても，これまでのエンジン開発と同じく多くの新技術を開発しレース投入してきた．

技術開発のアプローチ手法はCAE導入により大きく変化した．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でできるようになった．

CAE精度向上には，台上テストや計測技術による事象解析が有効であった．

要求性能を満足し，耐久信頼性と低フリクションを実現できたのは，新たな製法の確立，材料開発，ダイヤモンドライクカーボン(DLC)などの表面処理技術によるものである．

本稿では，この開発経緯を構成部品別に解説する．

２．レシプロ，クランク系部品の仕様変遷

主な部品の使用条件と主要諸元・素材の変遷を Table 1 に，重量の変遷を Fig. 1 に示す．

レシプロ重量が増加する年度があるが，2002年はシリンダボアの拡大，2005年はレギュレーションによる使用距離の延長，2006年はレギュレーションによるピストンへのアルミのメタルマトリックスコンポジット(MMC)材の使用禁止に起因する．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_9

Table 1　Reciprocating parts and crankshaft specification history

Year	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007 and 08
Mileage (km)	400			420	800	1500		1350
Engine revolution (rpm)	17500	17800	18600	18800	19200	19200	19600	19000
Bore-Stroke-Type	φ95-42.24-V10		φ97-40.52-V10			φ97-40.52-V8		
Piston	Radial rib	# rib	# Bridge rib					
Piston ring	Rectangular		One expanded	Two expanded		Two expanded titanium		
Piston pin	φ18.7-MAS1C		φ17-HD200			φ17TiAl	φ17-HD200	
Connecting rod	I-section			Hollow		I-section		
Crankshaft (Pin/Main)	(φ35/44) NT100		(φ35/42) NT100	(φ34/42) GKHYW				

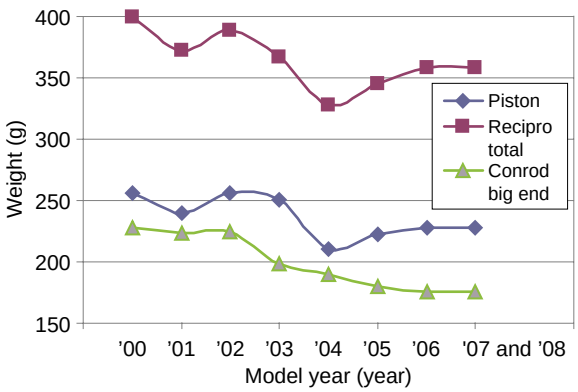


Fig. 1　Reciprocating parts weight history

一方，2004年はレギュレーションにより使用距離が延長されたにもかかわらず，CAE 解析による MMC 材ピストン設計技術向上により軽量化に成功した．エンジンのシフトアップ回転数はほぼ毎年伸び続けたが，2007年からはレギュレーションにより 19000 rpm に制限された．

３．ピストンの開発

ピストンは燃焼ガスのエネルギーを直接受け取る部品であり，2000 ℃を超える高温にさらされながら，最大 7 t の燃焼圧と 2 t を越える慣性力に耐えることが要求される．

開発指針は高強度と軽量化の両立である．この最適化設計のためにCAEが早くから導入された．初期段階ではCAE部門への依頼計算だったが，次第に設計者自身が 3D モデルを作成し，燃焼圧力と慣性力を荷重したCAEの結果から強度・剛性判断をおこなうようになった．さらに温度分布，熱変形，熱応力を求めることも可能になり，これらの計算結果から寿命や許容運転条件を予測することで形状判定精度は向上した(Fig. 2)．

これらの解析手法により，ピストン形状には，さまざまな変更が加えられた．初期のピストン概観形状はスカートが周方向に長く，リブが８方向に均等に伸びる放射リブ形状であったが，軽量化のために，井桁リブ(# rib)形状へと変更され，15 g の軽量化に成功した．ただし，これらの形状はいずれもコンロッド小端が壁で覆われており，コンロッド小端とピストンピン周りへの給油が困難だったため，さらなる軽量化も兼ねて壁の天井側を削除した井桁ブリッジリブ形状(# bridge rib)へと進化した．この後も変更は繰り返されたが，2008年までこの基本形状が使われた(Fig. 3)．

2000 年に 255 g であったピストン重量は 2004 年では 210 g に達した．この軽量化へは，高温強度を 30%向上できる MMC 材の適用が貢献している．

ピストンの軽量化は慣性力に対するタフネス向上のみではなく，フリクション低減に対しても効果がある．しかし，軽いだけでは不十分で，ピストンスカートの滑らかで安定したしゅう動が必要である．

高速で油膜上を滑るスカートのしゅう動抵抗は表面材料固有の摩擦係数よりも表面形状に支配される．粗く深いスカート条痕は，保油性は高いがしゅう動抵抗が大きく，浅い条痕は，しゅう動抵抗は少ないが油膜切れによるかじりが発生しやすい．このため，フリクション低減をねらってスカート条痕深さの半減化をおこなった際には，懸念される

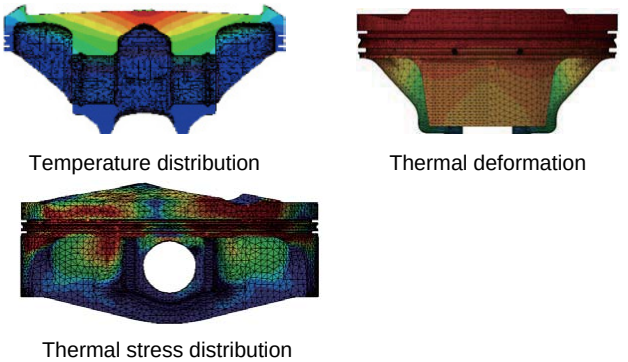


Fig. 2　Examples of piston CAE results



Fig. 3　Piston structure history

かじりに対して鉄メッキと金属ピグメント含有樹脂コーティングやスカートフォームの変更で対応した．

スカートフォーム設計は当初，バーナで天井面をあぶって熱変形量を実測するバーナ法で求めた熱変形量に基づいて基本形状を決め，耐久試験後のスカートダメージを見て微調整を繰り返す方法が取られたが，CAE設計技術の向上に伴い熱変形量解析とスカート剛性値解析に基づくフォーム設計手法の面圧法により，シミュレーションのみで，ほぼねらい通りのスカート当たりを実現できるようになった．

ピストンで最後まで残った課題はピンクリップ外れである．年度ごとの高回転化にともないピンクリップ外れに起因するエンジンブローが頻発した．クリップが折損して溝から外れるためショットや窒化によるクリップの強度アップによる対策をおこなったが，回転数が上昇すると再発した．

ピストンのクリップ溝が大きく陥没してクリップ脱落にいたっていると推察し，対策として，クリップ線径アップによる面圧低下と強度アップ，オイルジェットによる冷却と潤滑をおこなった．これにより，ピンクリップ外れは解決されたと思われたが，燃焼圧が増大すると再発した．

レギュレーションにより設計変更禁止期間となっており，対策を施すことができず，2008 年の台上耐久テストでは，1/3 がクリップ外れで停止する事態となった．ただし，いずれも 1000 km を超えてからの発生であり，レースを含む実走での発生は皆無であった．

さらに検証を進め，このクリップ外れの原因であるクリップ溝の陥没がピンから加えられた荷重による座屈現象ではなく，燃焼圧力と慣性力に起因するクリップ溝の繰返し微小変形による摩耗現象であると推定した．クリップ溝の変形をなくすことはできないので，対策方針をクリップとクリップ溝間のしゅう動性改善，およびクリップ溝の耐摩性向上としたが，実証はできていない．

4．オイルジェットの開発

アルミ製のピストンにおいて，冷却は材料強度と寸法の維持および熱応力低減から重要な技術である．

開発初期のピストン冷却用のオイルジェットは気筒あたりのジェット穴数は4から6孔(Fig. 7)で，噴射オイル量は台あたり 10 l/min をわずかに超える程度であった．

開発が進み，高回転，高出力化が達成されてくるとピストンの熱負荷が上がり，穴径拡大によりオイル噴射量を徐々に増加させたが，この時期に高温強度が優れている上に線膨張係数が低く熱応力が発生しづらい MMC 材ピストンの投入があり，抜本的な見直しを迫られるまでにはいたらなかった．

2006 年に MMC 材の使用が禁止され，従来材である2000系アルミ材に戻り，高回転化トライが始まるとピストンクラックが頻発するようになった．特にリブの肉抜き部(Fig. 4)とブリッジリブの中央部(Fig. 5)に発生するクラックは従来の燃焼圧力と慣性力の CAE では解明できなかったが，熱解析の結果，天井の加熱および高温化のために従来の応力にくわえて 50 MPa を超える引張り熱応力が働いて破壊にいたっていることがわかった．

それぞれの熱応力解析結果を Fig. 4 と Fig. 5 に示す．

天井中央部は燃焼圧力を支えるために強い引張応力が発生するのに加え，火炎にさらされる時間が長く高温化するため，素材強度低下に起因するクラックが発生した．このクラックの対策として，各気筒平均 6.5 °点火時期をリタードし，台上耐久テストをおこなったが，このリタードによる出力損失は最適な点火時期と比較して 7 kW 以上で，燃費も低下した．

このためピストン天井の冷却が急務になった．ただし，安易なオイルジェット量の増大はフリクションの増加を招き，有効な対策手段にはならない．

特に F1 のピストンは肉厚が薄いところでは 2 mm 以下であり，1箇所に当てるオイル量を増やしても，その冷却効果は周囲に波及しづらく，広範囲に満遍なく冷却用オイルを散布することが望まれる．それまで気筒当たり6孔であった穴数は 12 孔を経て 24 孔まで増加された(Fig. 6)．また，最も高温になる天井中央部はコンロッドの小端に遮へいされるためオイルの直撃が困難であったが，発射点をピストン天井接触間近まで持ち上げたオイルジェットを適用することで天井中央近傍まで直撃を可能にした．くわえて，ピストン上下動による直撃部の移動量も延長され，オイルジェットの直撃範囲は拡大した(Fig. 7)．

ただし，この発射点持ち上げのためにオイルジェットは長大なものになり，エンジンの振動に起因するクラックに

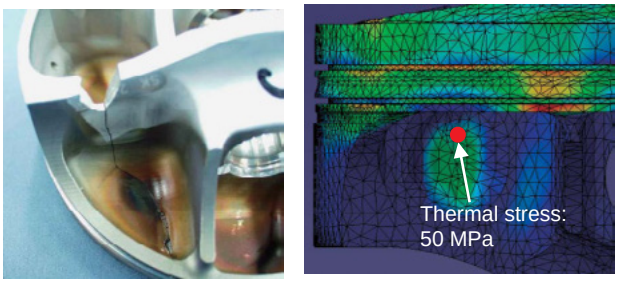


Fig. 4　Crack due to thermal stress in thin area of rib

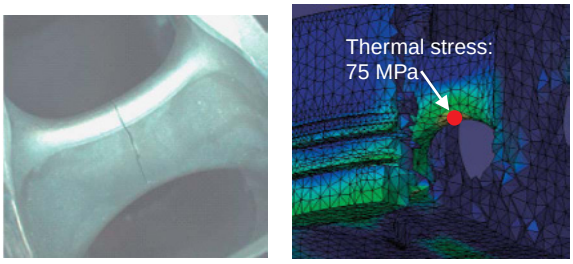


Fig. 5　Crack due to thermal stress in bridge rib

悩まされインレット(In)側は投入できたもののエキゾースト(Ex)側はエンジン提出期限までには解決できず，気筒当たり 19 孔のオイルジェットが 2007 年のホモロゲーションエンジンに組み込まれた．

気筒当たりオイル噴射量は従来の６孔と同等でピストン最高温度は25 ℃低下し，6.5 °必要であった点火リタード量はピストンの強度改善もあって 1.5 °まで可能になり，点火リタードによる出力損失はなくなった．

多孔化したジェットの流量チューニングは当初は実測にたよっていたが，CFD 精度の向上により次第に CAE のみで調整可能になった．オイルジェットによるピストン温度分布の予測も可能になり，オイルジェットとセットでのピストン強度設計が可能になった．

５．ピストンリングの開発

F1エンジンのピストンリングは軽量化としゅう動フリクション低減のためにトップリングとオイルリングの２本で構成されている．

初期のピストンリングの構成は量産エンジンと同じで，矩形断面のトップリングとレール間にスペーサエキスパンダを挟み込んだ組み合わせオイルリングで形成されていた．

2002年に低フリクションおよびフラッタリングによるオイル消費とブローバイガスリークの低減を図る目的で，幅 0.9 mm，厚さ 1.4 mm の極細リングを背面のエキスパンダで張力支援する形態のピストンリング(エキスパンデッドリング)が開発された(Fig. 8)．

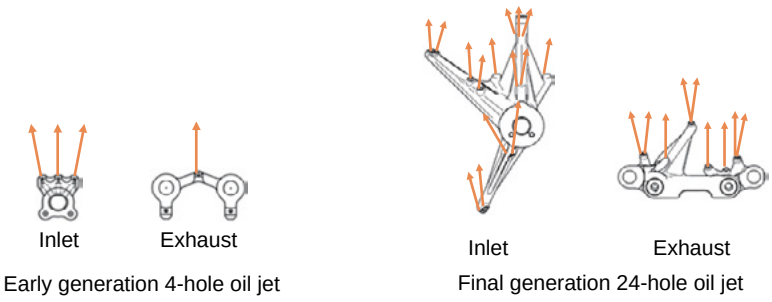


Fig. 6　Evolution of oil jets

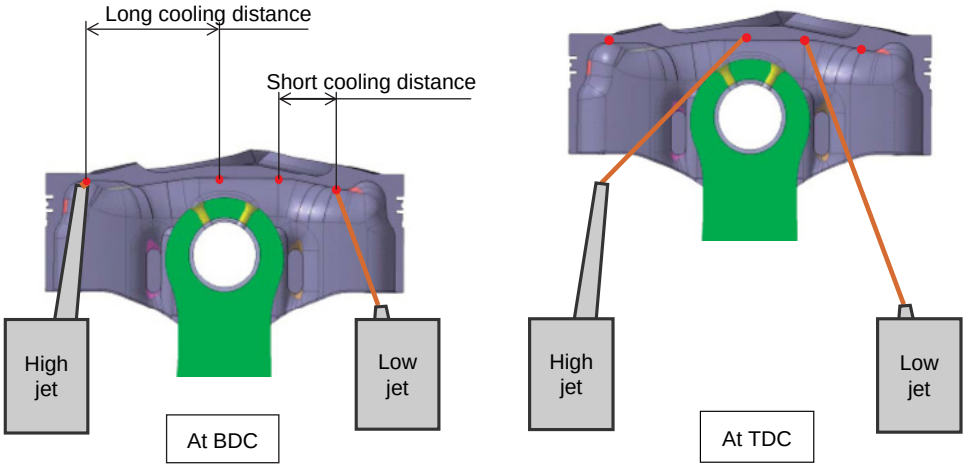


Fig. 7　Efficiency of high oil jet

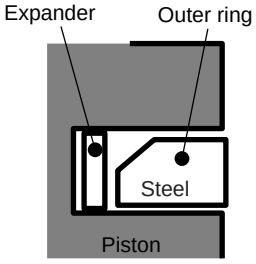


Fig. 8　Expanded piston ring

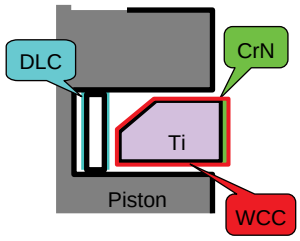


Fig. 9　Titanium expanded piston ring

初年度はオイルリングを組み付けない１本リングとしての使用が試され，10 kW を超える出力取り分が確認できたがオイル消費が 30 km/l 台まで増加してしまいレース投入はできず，グランプリ予選のみに投入した．

2003 年にはグランプリ予選からレースへのエンジンの換装が禁止されたため，予選投入もできなくなり，2003年からはオイルリング溝にも同じエキスパンデッドリングを組み込んだ２本リングとして使われた．このリング投入により従来リングに対して，フラッタリング発生回転数は 1000 rpm 以上向上し，オイル消費も 100 km/l 台まで回復した．

2006年には，さらなる軽量化によるフラッタリングタフネスをねらって鉄製エキスパンデッドリングのチタン化がおこなわれた．チタンは攻撃性の強い材料で，ピストン溝側やエキスパンダのダメージが懸念されたためリングにタングステンカーバイトコーティング(以下WCC)，エキスパンダに DLC コーティングを施した(Fig. 9)．チタン化による軽量効果は絶大で全開時はもちろん，スロットルオフ時のリングフラッタリングによるクランクケース内圧の立ち上がりもなくなり，オイル消費量は150 km/lとなった．クランクケース内圧の改善状況を Fig. 10 に示す．

量産エンジンのピストンリングにおいてはピストンの熱をシリンダへ逃がす熱引きも重要な機能とされているが，F1エンジンの場合，ピストン冷却は，強力なオイルジェットでおこなっている．また，エキスパンデットリングの伝熱表面積が極端に小さいこともあって，ピストンリングによる冷却貢献度は低く，チタンという熱伝導率が低い金属を適用しても課題とはならなかった．

エキスパンデッドリングの優れた特性を維持するためには上反角を厳密に管理する必要があり，専用の計測治具を開発した．この治具にはピストンと同寸法のリング溝，スリーブと同寸法の外筒があり，リングの装着状態を正確に再現できる．この治具にリングを組み込み，２箇所の計測窓から形状測定機のプローブを走査させて全品測定をおこなった(Fig. 11)．レースエンジンに対してはわずか６′の公差範囲に入るリングだけが組み込まれた．

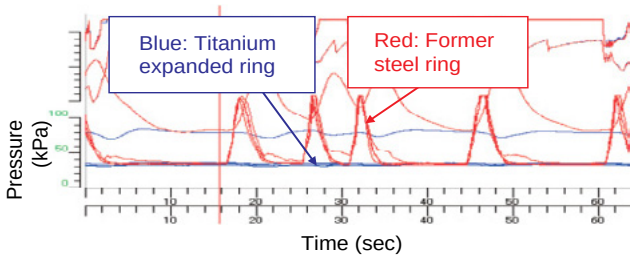


Fig. 10　Rise of crank case pressure due to piston ring fluttering

６．コンロッドの開発

コンロッドはピストンの上下動をクランクに伝達して回転力に変換するため，強い圧縮と引張りを受ける．理論的にはスラスト力は発生しないように思えるが，実際はクランクシャフトのたわみやピストンの傾きによりスラスト力も発生するため，スラスト位置決めが必要である．

このスラスト位置決めは大端側面をクランクシャフトが受ける形式が一般的であるが，挙動が安定していて，発生するスラスト荷重が十分に小さければ小端側面をピストンが受ける形式でも可能であり，この方がスラスト面の相対しゅう動速度が低いのでフリクションを低減できる．初年度のスラスト位置決めは大端側であったが，この効果をねらって小端側に変更された．しゅう動面の磨耗が増加したためにコンロッド小端側に DLC 処理を，ピストンボス側はオイル溝を与えた上でフッ素樹脂コートを施して解決し 3 kW 以上の取り分を確認した．

また，クランクシャフトの挙動がコンロッド棹部に振幅５ ℃に達するねじり共振を発生させることがリンク法測定により明らかになった．この計測の以前から，ピストンリセス形状を楕円にしないとバルブと当たってしまうこと，コンロッドの実機強度は単体引張圧縮強度よりはるかに低いこと，などの状況証拠からねじり共振が発生していることは認識されていた．このため，軽量化ねらいの棹部断面積削減は単純な引圧強度では無く，ねじり剛性維持から制約を受けていた．

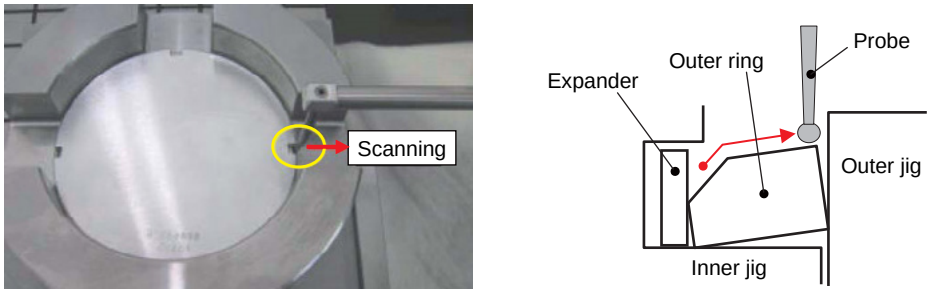


Fig. 11　Expanded ring taper angle measurement jig

一般的なコンロッド棹部の断面形状はＩ型かH型である(Fig. 12)．これらの断面の縦横サイズをいくら大きくとっても所詮は薄板３枚の集合形状であり，そのねじり剛性は板厚の３乗に支配されてしまい大きな値にはならない．一方，丸パイプや角パイプのような中空断面形状のねじり剛性はその断面の縦や横寸法の３乗に比例するため，たとえ薄板で構成されていても大きな値を得ることができる．

コンロッド棹部の理想的な断面形状はＩ型やH型では無く中空である，という理論によって中空コンロッド(矩形中空になったため，ボックスコンロッドとも呼ばれる)の開発が始まり拡散接合によって完成に至った(Fig. 13)．

CAE解析による形状判断および中空技術によって，コンロッド重量は30ｇの軽量化を達成し，バルブのリセス周方向タッチの改善と圧縮比自由度も向上した．しかし，この優れた技術は2005年からコスト削減を目的としたレギュレーションで禁止され，2003 および 2004 年の２年間使われたのみであった．



Fig. 12　Former I-section conrod

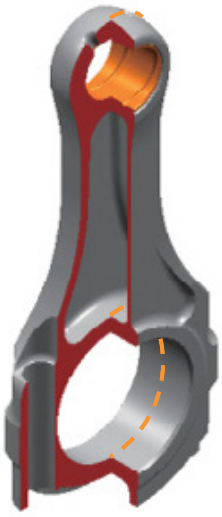


Fig. 13　Hollow conrod

７．メタルの開発

第３期 F1 エンジン開発の中で，メインメタルが問題を起こすことはまれでメタルの開発とはコンロッドメタルの開発が主だった．これは F1 エンジンにおけるコンロッドメタルの使用環境が厳しいためである．F1エンジンのコンロッドメタルのサイズは量産の軽自動車に径および幅が似通っており，ほぼ同サイズである．

一方，全開時の４サイクル中に受ける荷重は常時，数倍であり(Fig. 14)，しゅう動速度は 2.6 倍，しゅう動抵抗による発生熱量は 10 数倍である．

また，5 tを越えるレシプロ慣性力はキャビテーションアタックを誘発する．

このため開発当初から耐久性の確保に苦しんだ．エンジン回転数や全開頻度の上昇，オイルエアレーションの増加など，どの条件が変化してもメタルのダメージは進行し，焼き付きにいたることが多かった．特にレギュレーション変更によって使用距離が２倍に伸びた年度の開発は困難を極めた．

2004 年の 400 km から 800 km への距離延長はレシプロ軽量化を始めとして，リリーフ形状，メタルクリアランスのチューニング等で乗り切ることができた．

2005 年の 1500 km 距離保証ではライニングとオーバーレイの材質や厚さチューニングを始めリリーフ形状やクリアランス変更，高粘度オイルを投入したが台上耐久テストで焼き付きが頻発した．

最終的には，シリコン添加銅合金(以下，シリコンブロンズ)製メタルを背面圧２倍以上に上げて台上耐久テストしたところ 1500 km を完走した．また，低粘度オイルでも深刻なダメージは発生せずメタル焼き付きによる不具合はなくなった．

シリコンブロンズメタルは従来のメタルと設計理念が異なる．従来メタルは，鉄の強度と銅の熱引き性やしゅう動性の良いとこ取りを焼結接合によるバイメタルで実現したものであるが，反面，表面硬度は銅に支配され，コンロッドへの熱伝導は鉄に支配されるため，両素材の好ましくない物

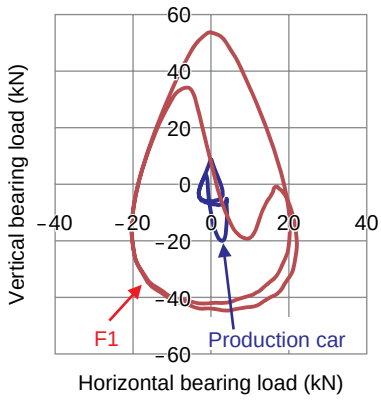


Fig. 14　Conrod bearing loads at WOT, Ps peak revolution

性もあわせ持つことになる(Fig. 15).

シリコンブロンズメタルはコストを度外視してシリコンブロンズという鉄より強度があり，銅に近い熱引き性やしゅう動性を有す材料から裏金を削りだして飛躍的なタフネス向上をねらったものである(Fig. 16)．シリコンブロンズメタルのヤング率は従来材より低く，背面圧同等であれば，クラッシュ量が多いのでコンロッド大端の変形に対して追従性が高く，背面圧を維持できる点も放熱に有利である(Table 2).

当初はコンロッドボルト保護のため背面圧が低い状態で投入し，コンロッドとの密着が不足して熱引き性能を発揮できなかったが，背面圧増加により本来の性能を発揮できた.

これに続いてさらなる高回転化に対応するため，強度，熱伝導率，しゅう動性が勝るシリコンとニッケルを添加した銅合金(コルソン係合金)製メタルが導入された.

メインメタルの積極的な開発は実施しなかったが2005年に，しゅう動フリクション低減として，ローラベアリング化が展開された．高荷重に耐えるため，外輪とローラは工具鋼から削りだし，面圧分散化のためにローラは 2 μm 刻みで最適外径品が選択された.

しかし，これほどの対策を講じても転動面のピッチングとリテーナ破損に悩まされ，この年に 1500 km に延長された保証距離を完走するのは容易ではなかった．くわえて，ジャーナル軸受での各スロー室間のシールが困難で連通によるスロー室間ポンピングロスが発生し，4 kW のフリクション取り分をほとんど相殺してしまうことも判明し，展開中止とした.

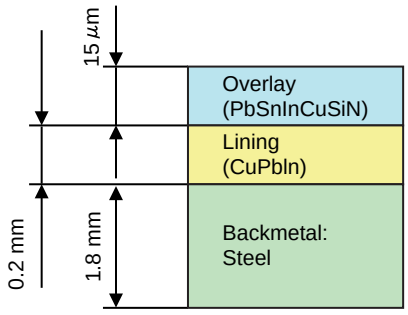


Fig. 15　Former bearing layer

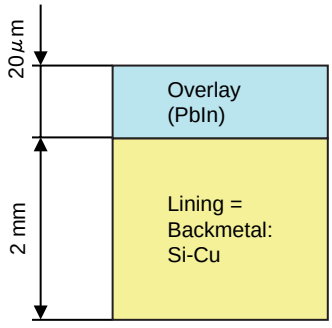


Fig. 16　Si-Cu bearing layer

Table 2　Characteristics of bearing backmetal materials

		Si-Cu	Former metal
Thermal conductivity	(W/mK)	159	50
σ 0.2	(MPa)	570	420
Young's modulus	(GPa)	148	210

8．クランクシャフトの開発

クランクシャフトはピストンの受けた燃焼圧力を回転力に変換して出力する部品である．強度面では燃焼圧力と慣性力を交互に受けるため，曲げやねじり強度と固有振動数のチューニングが重要である．また，レシプロ系の往復運動がエンジンに与える振動およびフリクションを軽減するためのカウンタウェイトとメタルへ安定した給油を保証するための給油ラインも重要な機能である.

F1のような高回転かつ高出力エンジンにとってクランクシャフトのねじり共振による折損を回避し，フリクションおよび振動も低減するのは容易ではない．このためにエンジン構想段階から気筒はさみ角(2006年以後は90 deg限定)と点火順序を中心にCAEや過去データに基づく検討がおこなわれ，ピン，メインジャーナルの径と長さおよびウェイトの諸元やクラッチの取り付け方法が決定される．実機の運転が始まるとクランクの共振回転数，共振時のねじり角度，フリクションの計測をおこないトータルバランスの優れたカウンタウェイト仕様が採用される.

重要なポイントは，共振のピークが常用回転域15000 rpm から 19000 rpm に存在しないことと，共振時のねじれ角度が十分に小さいことである.

初期仕様では，クラッチはクランクと細いインプットシャフトで接続されていたが，2003年からクランクシャフトの共振回転数を低下させて常用域から外す目的で，クラッチはクランクシャフトにじか付けした(Fig. 17)．2006年にはエンジン形式がV型8気筒になり，共振回転数を上げる必要からクラッチを短いインプットシャフトで接続する形式を採用した(Fig. 18).

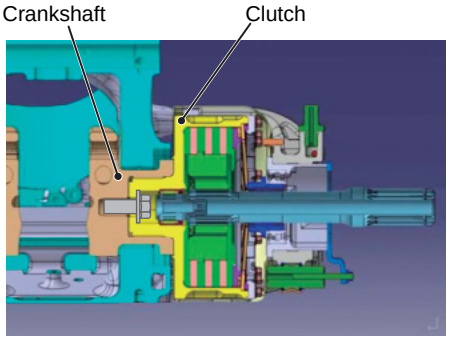


Fig. 17　Fastened clutch

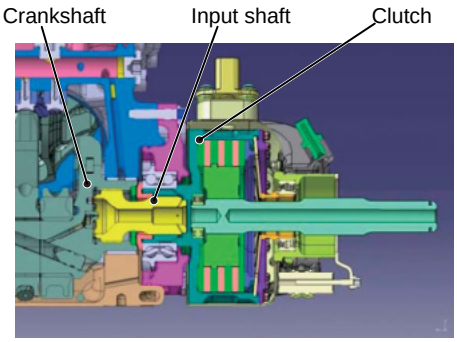


Fig. 18　Transmission with input shaft clutch

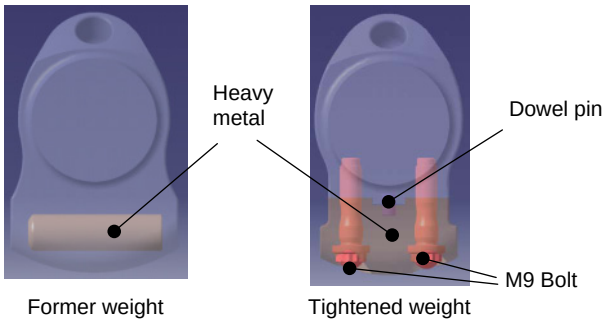


Fig. 19　Crankshaft counterweight history

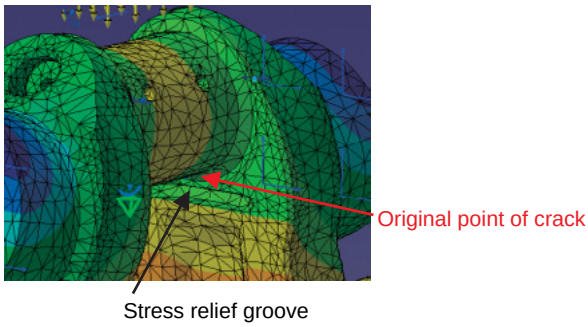


Fig. 20　Crankshaft stress relief groove

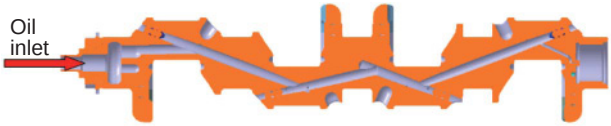


Fig. 21　Crankshaft center oil supply passage

高強度材料 GKHYW（AFNOR 32CDV13 相当材）とオイル穴の脆化層除去技術の適用も奏効し，2003年以降，ねじりによるクランクシャフトの折損は皆無となった．

2004 年からカウンタウェイト半径減少目的で，比重 17.5kg/cm^3 のタングステン合金（以下，ヘビーメタル）をウェイトとしてクランクにボルト締結する別体ウェイトが適用され，バランス率違い品の製作は３ヶ月から３週間へと短縮され，迅速なチューニングが可能になった（Fig. 19）．

ねじれによる折損は回避できたが，曲げによるピンフィレットRの折損は，件数は少ないものの発生が続いた．対応として，フィレットR下部にCAEで形状選定した応力緩和溝を設ける手法の効果があり，フィレットRクラックの発生も回避可能になり，クランクシャフト本体の折損はなくなった（Fig. 20）．

クランクシャフトのピンジャーナルからの給油量と給油圧力の安定性はコンロッドメタルの寿命に影響を与える．

F1のクランクシャフト給油方法は市販車エンジンで採用されているメインジャーナルからの給油ではなく，シャフト前端からのセンタ給油方式である（Fig. 21）．

高回転のクランクシャフトにおいて市販車エンジンのようなメインジャーナルからの給油方式は，遠心力に逆らってオイルを押し込むことになり，圧損やリークによるロスが多い．これに対し，クランクシャフト前端中央から給油するセンタ給油方式は，遠心力を利用して加圧するため高効率である．ただし，センタ給油方式でも無抵抗に給油がおこなわれるのは最初の１スローだけで，後方のスローへの送油はある程度の遠心力に逆らった給油になるため，オイル通路はできるだけクランクセンタから離れないレイアウトが必要である．また，センタ給油を採用しただけで給油トラブルがなくなる訳ではない．

この後もオイルタンクの供給不安定による瞬間的な給油不良や，ピン給油穴がメタルから叩かれることで発生する油圧脈動等が原因のピンメタル焼き付きは散発した．

これらの課題の抜本的解決と１kg以上の軽量化をねらって中空クランクシャフトの開発をおこなった．クランクシャフトのメインジャーナル内をフリクション溶接により中空化してオイル通路とオイルタンクと減衰室を兼務させるものである（Fig. 22）．

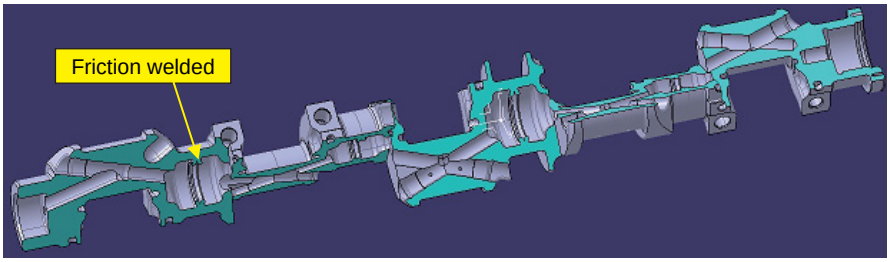


Fig. 22　Hollow crankshaft

中空クランクシャフトの給油改善効果は予測を上回るもので，油圧脈動により負圧であった瞬間最低油圧は500 kPa回復し，耐久性の見通しも得たが，2006年からレギュレーションによって溶接クランクが禁止され，実戦に投入されることはなかった．

９．まとめ

（1）第３期F1エンジン開発において，その心臓部といえるレシプロクランク系の開発に取り組み，点火リタードによる保護なしで，シフトアップ回転数 19600 rpm における 1500 km の走行を保証できる技術を構築した．

（2）軽量化，しゅう動抵抗低減，潤滑方式の改良により，低フリクションと耐久信頼性を確立した．

（3）これらの開発において設計者自身が 3D モデルを製作し，CAE解析をおこなうことで初期設計の精度向上と迅速なトラブル対応が可能になった．特に耐久信頼性の要となるピストンとメタルについては冷却と熱引きの解析検討結果を設計に反映することで長寿命要求に対応することができた．

（4）F1 エンジンで開発された個別技術や開発手法は必ずしも市販車エンジン開発にそのまま適用できる訳ではないが，高効率や信頼性および高効率という類似点も多い．

本稿が開発の支援，参考になれば幸いである．

■著　者■



後藤哲男



柳澤長生

F1エンジン用動弁系の開発

Development of Valvetrain for Formula One Engine

早 川 修 一* Shuichi HAYAKAWA
荻 山 一 志* Kazushi OGIYAMA
楯 雅 則* Masanori TATE

要 旨

2000年から始まったHonda F1エンジン開発は，高回転化による高出力至上主義にてチーム一丸となって開発に取り組んだ．この中で動弁系においては基本構造から見直し，新たな機構を成立させた．

動弁系は，高回転およびハイリフト化を実現するためバルブ駆動方式を直打式からスイングアーム式のロッカアームとした．さらにバルブリフトカーブの加速度にベジェ曲線を用いた計算手法を適用，ギヤトレインの最適化を図ることでカム角速度変動を低減しバルブ挙動を改善した．

また，高回転化にて増大するフリクションを低減させる対応としてシリンダヘッドの構造を見直し，エアスプリング方式を進化させた．さらに，電子制御式エアレギュレータシステムを開発することでフリクションの低減を達成した．

ABSTRACT

From 2000, the development teams involved in Honda's Formula One engine development program worked as one in development efforts focused on the achievement of increased power through increased engine speed. As part of these efforts, the configuration of the valvetrain was reexamined from the bottom up, and new mechanisms were developed.

To enable the realization of high speed and high lift in the valvetrain, a finger follower system was employed as the valve drive method in place of a bucket tappet system. In addition, the application of a measurement method applying Bezier curves to the acceleration of the valve lift curves and the optimization of the gear train reduced fluctuations in the angular velocity of the camshafts and enhanced valve motion.

Furthermore, it was necessary to reduce the excessive friction due to increased engine speed. In response to this, pneumatic valve return system was advanced by reexamining the configuration of the cylinder heads. The development of electronically-controlled regulator system also contributed to reducing friction.

1．まえがき

世界最高峰の自動車レースである F1 における技術開発はし烈を極めている．戦闘力の現状維持は技術の停滞，すなわち後退を意味し日々進化が求められる．

この要求に対し，F1エンジン用動弁系開発は，出力向上のため高回転およびハイリフト化が求められるとともに，フリクションの増加をいかに抑えるかが課題となった．

高回転およびハイリフト化を目標にバルブ駆動方式の再構築，材料置換およびダイヤモンドライクカーボン(DLC)に代表される表面処理をおこない，可動部品の徹底した軽量化も図った．また，バルブリフト特性やギヤトレインレイアウトの見直しなどにより，リフト荷重を低減しつつ高回転域で悪化するバルブ挙動を改善し，動弁系の許容回転数を向上させた．

近年は，レギュレーションの改訂により使用材料制限，回転数リミット設定，部品のロングマイレッジ化が施行された．このため，エンジンのしゅう動抵抗低減が重要視され，開発の方向性が大きく方向転換された．

この対応として，PVRS(Pneumatic Valve Return System)を改良したジェット式エアコントロールシステム(J-Valve機構)を新たに開発した．このシステムにより，PVRSシリンダ内のオイルかくはん抵抗を低減し，動弁系フリクションの低減を達成している．

本稿では，2000年からの開発を振り返りながら，高出力を追及し開発をおこなった F1 エンジン用動弁系における高回転化および低フリクション化技術の概要と，その性能について述べる．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_10

Table 1　Valvetrain main specifications

Year			2008
Engine code			Honda RA808E
Head			J-Valve
PVRS		Control	P2/P3EAR control
		Air bottle	Carbon bottle 570 cm^3
Gear train			AVRS-G
Cam	IN	Lift , valve timing	13.5 mm 19/64
		Material	SCM435 nitriding
		Surface treatment	DLC
	EX	Lift , valve timing	13.0 mm 19/64
		Material	SCM435 nitriding
		Surface treatment	DLC
Valve	IN	Stem diameter	ϕ5.8 (hollow stem ϕ3.5)
		Valve diameter	ϕ41.6
		Material	Ti6246
		Surface treatment	DLC
	EX	Stem diameter	ϕ5.8
		Valve diameter	ϕ32.4
		Material	KS64411Ta
		Surface treatment	DLC
Finger follower	IN/EX	Material	SNCM815 carburizing
		Surface treatment	DLC
Air spring seal		IN/EX	PTFE
Reciprocating mass (g)		IN	50.0
		EX	45.6
Maximum engine speed for valvetrain (rpm)			20300
Upshift engine speed (rpm)			19000

2．動弁系の概要

Table 1 に 2008 年エンジンの動弁系諸元を，Fig. 1 に構成部品の外観を示す．

吸排気バルブの挟み角は，体積効率と燃焼改善の観点よりさまざまな検討がされ，吸気側はエンジン前後方向にも倒れ角度を持った放射バルブ配置としている．吸排気バルブは最も軽量化が求められる部品であり，バルブに使用される材料は，レギュレーションにより規定された剛性と比重の比の範囲内で極力軽くできるよう開発した．



Fig. 1　View of valvetrain

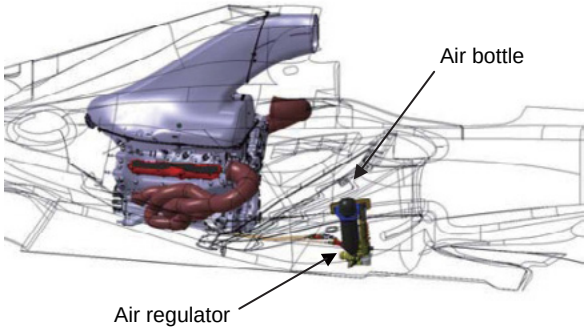


Fig. 2　View of air spring system

バルブの開閉は，ロッカアームを介してカムシャフトでおこなわれ，しゅう動部にはDLCを施した．また，一般的な金属スプリングの代わりに圧縮空気を用いた PVRS を採用し，慣性重量の軽減および金属スプリングにて発生する高回転でのサージングを排除している．Fig. 2 に PVRS の車載構成を示す．高圧エアを充填するエアボトルと供給圧および排出圧を制御する二つのレギュレータを有する．

クランクからカムシャフトまでの駆動は，ギヤにて伝達する．大きな駆動トルクとチェーンやベルトで発生する共振によるバルブタイミングの遅れを防いでいる．ギヤトレインは，振動によるカムシャフトの角速度変動を低減し，バルブ挙動やフリクションを改善するための開発がおこなわれた．

3．高回転化技術

3.1. 高回転化変遷

Fig. 3 に 1990 年から 2008 年の Honda F1 エンジン開発における動弁系保証回転数の推移を示す．動弁系は，高回転にて発生するバルブバウンスにより着座荷重が急激に増加する．これにより各部品の耐久信頼性が低下し破損する．このため，エンジンの最高回転数までバルブバウンスが発生しないようバルブ挙動を改善する開発が必要である．動弁系保証回転数は，サーキット走行環境下において想定されるオーバーレブを見込んだ上で，バルブバウンスを発生させない限界回転数である．開発初期は毎年約 400 回転の進化を図り，エンジン出力向上へ貢献した．2004年以降はレギュレーションによるロングマイレッジ規制でエンジン使用距離が延長された．また，2007年以降は最高回転数規制が 19000 rpm に規制されたことでスロットルバルブの全開頻度が増加した．これらに対して，動弁系はさらに耐久信頼性が必要となり，動弁系保証回転数を 20000 rpm 以上に設定できるよう開発を推進した．

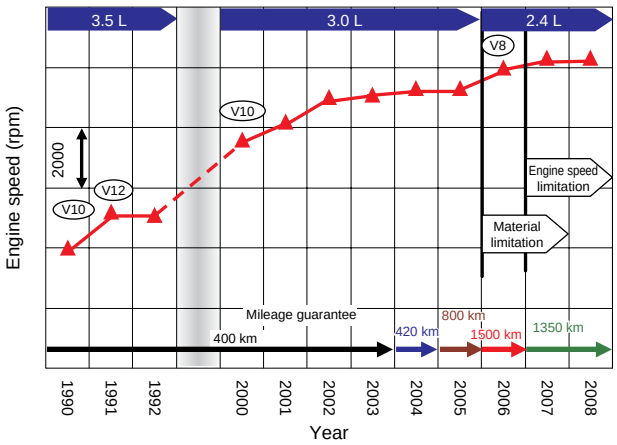


Fig. 3　Changes in maximum allowable engine speed for valvetrain

3.2. 慣性重量の低減

Fig. 4 に動弁系断面図および部品別慣性重量を示す．バルブ駆動方式を直打式からロッカアーム式に変更，PVRSシリンダの小径化などにより軽量化を図った．また，バルブは使用材料制限やロングマイレッジ規制下においても，材料開発と CAE により最低限の重量増で耐久信頼性を確立した．これらにより，2000 年から 2008 年までに吸気側の動弁系慣性重量を 21.7 g(30%)低減した．

3.2.1. ロッカアームの開発

F1エンジンにおけるバルブの駆動方式には，高回転化のために部品が軽量であること，同時に吸入空気量の向上のためバルブリフトのハイリフト化が可能であることが求められる．従来の直打式のリフターではハイリフト化するためにリフター径の拡大が必要となり，軽量化との両立が困難であった．そのため，2002 年よりロッカアームを適用し 13.5 gの軽量化と1.0 mm以上のハイリフト化を図った．Fig. 5 に F1 エンジンにおけるバルブ駆動方式の比較を示す．

ロッカアームは，高速かつ高面圧におけるしゅう動抵抗および慣性荷重やカム回転方向に対する各部の剛性や強度などさまざまな観点から 3D モデルによる検討と CAE を通して形状を決めた．しゅう動性については高速かつ高面圧における耐久信頼性を有し，低フリクションを実現するためカム駒およびロッカアームのスリッパに DLC を施した．DLCの開発においては部品相互の膜硬度バランスや膜構成の適正化をおこなった．DLC開発初期に対して面圧で17%もの高負荷運転環境に耐えうる性能を有し，フリクションで毎年約 2.0 kW の低減を達成した．

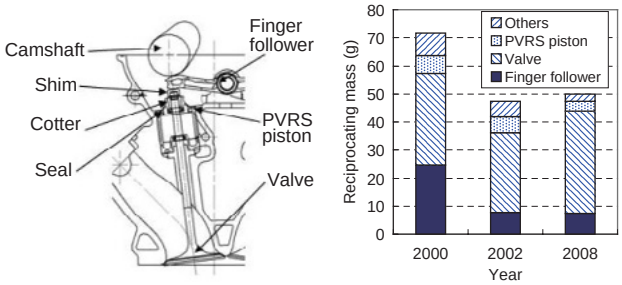


Fig. 4　Reciprocating mass of parts

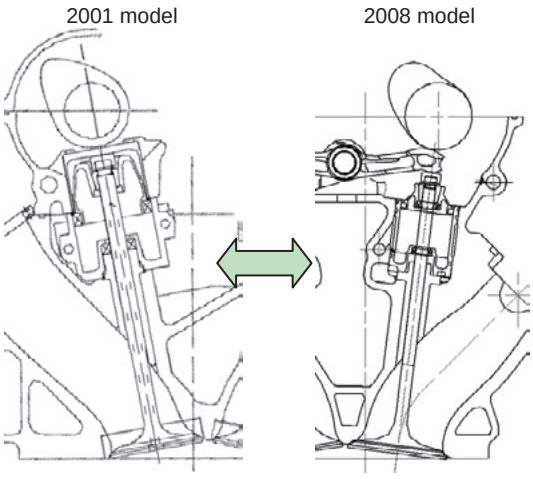


Fig. 5　Comparison of valvetrain layouts

ロッカアームのジオメトリはカムシャフトをほぼ吸排気バルブ軸線上に配置することでレバー比を 1 に近づけ面圧を低減するとともに剛性向上によるバルブ挙動を改善した．また，ロッカアームシャフト位置を吸排気同軸とすることでアーム長を長くし，しゅう動面の油膜を確保した．さらに，ロッカアームの揺動と慣性荷重により，バルブ軸に大きなモーメントが発生し，バルブ軸の曲がりや傘部の破損を引き起こす恐れがある．この対策としては，バルブ軸に掛かる曲げモーメントを極力小さくすることが有効であり，バルブ軸上の接触点の移動量を小さくし，バルブ軸中心に配置できるよう考慮したロッカアームのボトムパッドスリッパ形状を採用した．

3.2.2. 吸排気バルブの開発

F1エンジンの吸排気バルブには体積効率向上を目的とした傘部の大径化および軸部の小径化が要求される．一方，700 ℃以上の高温燃焼ガス下にありながら 6000 G を越える加速度により発生する慣性力と着座荷重に耐えうることが要求される．そのため，高耐熱強度を有した材料開発とFig. 6 に示した CAE による形状選定をおこなった．吸気バルブは燃焼ガスと吸入空気により傘部の表裏で大きな雰囲気温度差のある状態にあり，傘の外周部に高い熱応力が発生し，バルブを破損させる恐れがある．このため，熱による応力と慣性力による応力を合わせて解析し，材料疲労強度以下で使用できる傘形状とした．また，高回転でのバルブの振れ回りによりバルブシートへの着座時に片当たりが発生する．これにより，傘部と軸部をつなぐ部位に応力集中を起こす．この対策として，軸部をテーパ形状とすることで応力の緩和を図った．

2002年よりチタンアルミ(TiAl)材を採用し，2005年までレース適用した．TiAl 材は，従来のチタン(Ti)材に対して軸径をφ 6.6 からφ 4.5 へ小径化，慣性重量を 5.0 g 低減した．また，TiAl 材が金属間化合物であるため加工の特殊性から圧縮応力の残存するクラックが素材に残り，運転初期にバルブ折損が頻発した．この品質課題に対して，開口ク

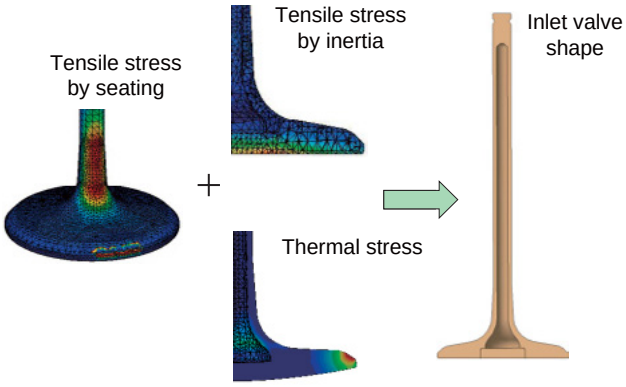


Fig. 6　CAE for inlet valve

ラックを検知する蛍光探傷から渦流探傷をバルブ全数に適用することで保証し，ロングマイレッジ規制に対しても高い耐久信頼性を実現した．

2006年以降は材料規制が施行され，TiAl 材の材料変更を余儀なくされた．Ti 材にて，TiAl 材同等以下の重量を実現するためには傘部と軸部を中空とする必要がある．しかし，当初は強度と剛性不足により傘部の破損が頻発した．対策として，傘部の応力と温度測定やファイアリング時のバルブ挙動などの事象解析をおこない，CAE へフィードバックすることで最適形状を選定し TiAl 材と同等の軽量高剛性化を達成した．

3.3. カムプロフィールの最適化

カムプロフィールによる性能への影響は多岐に渡り，ハイリフト化による体積効率の向上やバルブ開角および開閉タイミングを最適化することで低中速トルクも増加することができる．燃焼安定化によるドライバビリティ改善，高圧縮比による燃費の改善も図れる．Fig. 7 に 2008 年における吸気バルブリフトカーブを示す．F1 エンジンのバルブリフトカーブは3次元ηvシミュレーションを使用して検討され，そのリフトカーブの正加速度は 50 mm/rad² 以上に達する．

動弁系の設計は耐久信頼性と高回転化の観点から PVRS によるリフト荷重と慣性力との釣合いを考慮したバルブリフト加速度の設定が必要である．そこで，バルブリフトカーブにベジェ曲線を採用した．この曲線の特徴は，設計者自身がバルブリフト加速度を自在に表現でき，同時にリフトカーブもリアルタイムに変化するため容易に希望するバルブリフトカーブを作成できることである．これにより，PVRS の圧力特性を考慮したバルブリフト負加速度の最適化をおこない，バルブリフト荷重と慣性力を限界までバランスさせ，バルブ挙動を 1000 rpm 向上させた．さらにハイリフト化と高圧縮比の両立をねらって，ピストンとバルブのクリアランスが近い部分のみリフト量を小さくするバルブリフト正加速度の二段化設計とすることで圧縮比を 0.3 向上させた．Fig. 8 にベジェ曲線にて作成した二段加速度を示す．

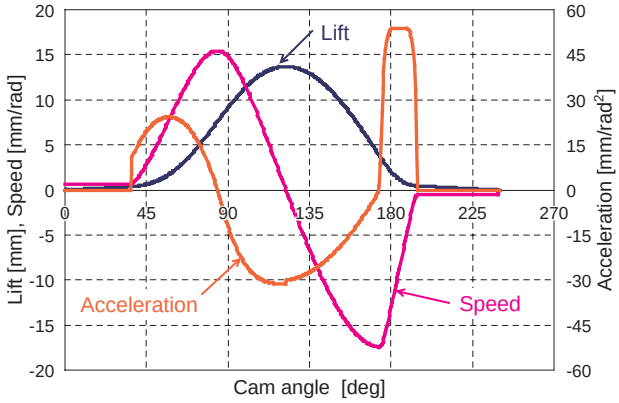


Fig. 7　Inlet lift curve of 2008 model

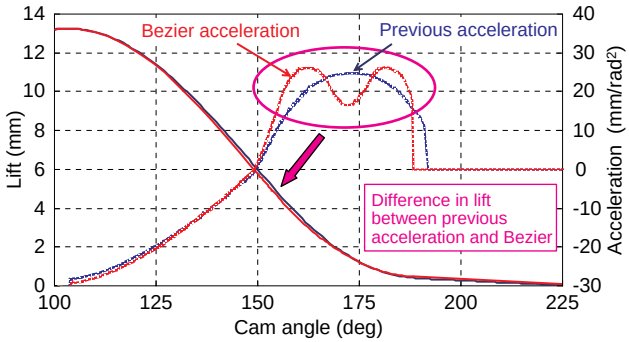


Fig. 8　Bezier lift curve

3.4. カム角速度変動の低減

バルブ挙動低下要因の一つとして，カム軸ねじれによる角速度変動があり，カム軸上に非線型共振現象を発生させている．角速度変動は，ギヤトレインとの共振によるカム軸全体の変動およびバルブリフトの反力でカム駒間がねじれることで発生すると考えられ，カム回転速度が瞬間的に増減し，バルブ挙動を低下させる．そのため，高回転での角速度変動を低減する必要がある．角速度変動を低減する項目として下記が挙げられる．

(1)駆動系の慣性モーメント
(2)駆動系のバネ定数
(3)ギヤ間のバックラッシュ
(4)カムの駆動トルク
(5)ダンパ等の減衰係数

F1エンジンにおいては，カムの駆動トルクは性能最優先とされるため残りの四項目に着目した．また，車体性能に及ぼす影響が大きいエンジン重量の増加や重心位置を高くさせずに角速度変動を低減する必要がある．

3.4.1. AVRS(Angular Velocity Reduction System)

AVRS は，カム軸後端(ギヤトレインと逆側)にマスを付加し慣性モーメントを大きくすることで，回転振動の共振周波数を低回転側にずらし角速度変動を低減する機構である．Fig. 9 に構造を，Fig. 10 に角速度変動の低減効果を示す．高回転域で角速度変動を抑制できるよう，マスによるカム軸の慣性モーメントとギヤ間のバックラッシュを調整す

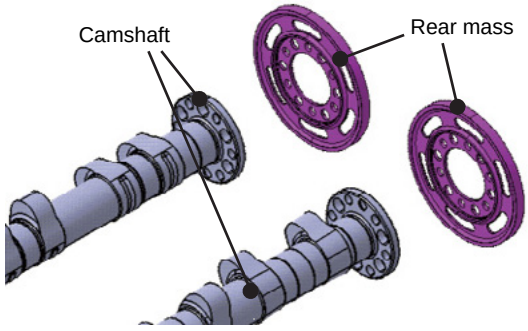


Fig. 9　View of AVRS

ることで，バルブ挙動が 1500 rpm 向上し，フリクションについても 6 kW 低減できた．

3.4.2. AVRS-G (Angular Velocity Reduction System with Gear)

Fig. 11 に AVRS-G の構造，Fig. 12 に角速度変動を示す．AVRSのカム後端の角速度変動は，前端に対し大きく，角速度変動低減の余地があった．マス付きの後端が開放端であることが原因と考え，吸排気のカム軸前後端を共にギヤで連結し，カム軸全体のバネ定数を高くする AVRS-G を投入した．角速度変動低減と同時に前後端のねじれ差が低減できたため，カム軸剛性を下げることができた．結果として，AVRS のマスに使用していた比重の高いタングステン合金を鉄材のリヤギヤに置き換え，カム軸の中空径を拡大することにより，バルブ挙動は同等ながらもカム軸周辺で 2 kg の軽量化を達成した．

3.4.3. カムダンパ

F1撤退となったためレースへ適用されなかったが，さらなる出力向上を目的にハイリフト化を検討しており，それによるバルブ挙動の低下を改善する必要があった．その手法としてカムギヤとカム軸の間に減衰効果を持つカムクイール機構の開発と，ビスカスダンパを後端に取り付けることで対応した．Fig. 13 に構造，Fig. 14 に角速度変動低減効果を示す．

減衰係数は，カムギヤとカム軸の間をつなぐクイールシャフトの剛性とビスカスダンパに封入されたシリコンの粘性を調整した．各仕様については，カムの駆動トルクと共振周波数を算出し，シミュレーションにて角速度変動が極端なピークを持たないように決定した．

クイール機構とビスカスダンパを併用することで，角速度変動は低減でき，バルブ挙動は AVRS-G に対して 1100 rpm 向上した．

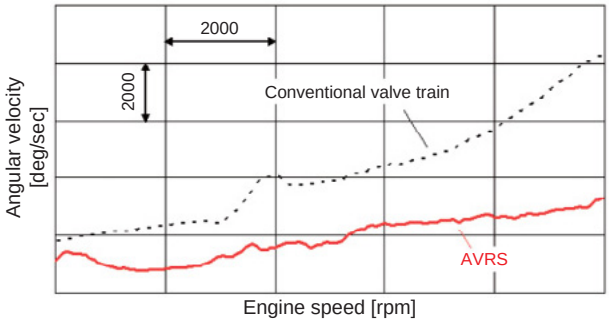


Fig. 10　Angular velocity of AVRS (2002 engine)

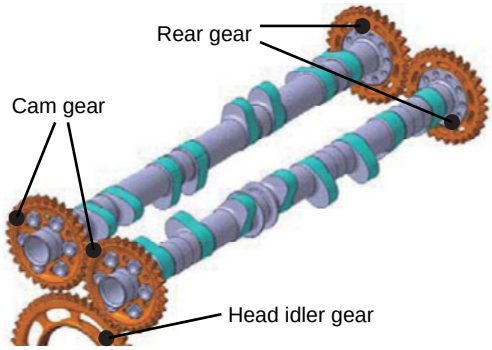


Fig. 11　View of AVRS-G

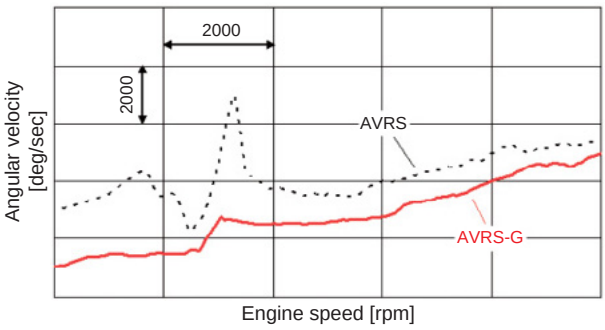


Fig. 12　Angular velocity of AVRS-G (2003 engine)

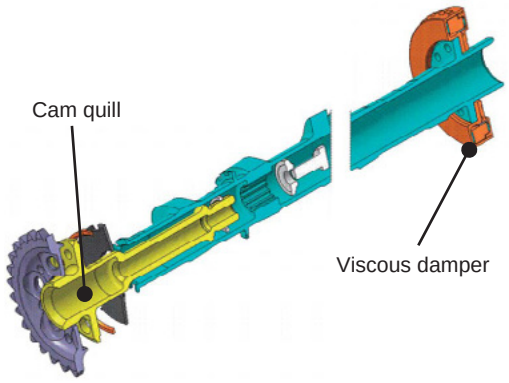


Fig. 13　Cam damper system

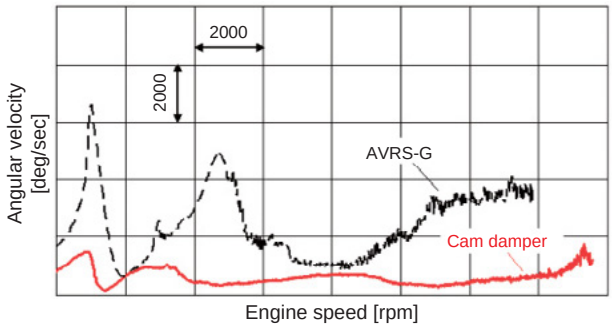


Fig. 14　Angular velocity of cam damper (2008 engine)

4．フリクション低減技術

4.1. フリクション低減変遷

Fig. 15 に 2000 年から 2008 年の Honda F1 エンジン開発における動弁系フリクションの推移を示す．

開発初期は，慣性重量の低減やカムの角速度変動抑制によりバルブ挙動を改善し，リフト荷重を低減した．また，PVRSシリンダ内のオイル量を低減することを検討し，2005 年には PVRS を進化させた J-Valve 機構を適用することで PVRSシリンダ内のオイルをゼロ化し改善を得た．これらにより，2005 年の V10 エンジンにて 20 kW のフリクション低減を達成した．

4.2. J-Valve 機構

4.2.1. J-Valve 機構のねらい

高回転型エンジンである F1 エンジン用動弁系は一般的に PVRS が採用されており Honda も 1992 年から適用している．

従来の PVRS は Check/Relief 機構を採用しており，圧力制御のため PVRS シリンダの出入口に 1 Way バルブを設置しエアの供給と排出をおこなっていた．しかし，レース走行中に使用できるエア量は車載されたボンベの容量により決定され，出口から排出されるエア量を抑える必要があった．そのため PVRS シリンダ内にオイルをため，オイルがエアに対して優先的に排出されるよう設計していたが，そのオイルがバルブリフト時のかくはん抵抗となりフリクションを増加させる要因となっていた．

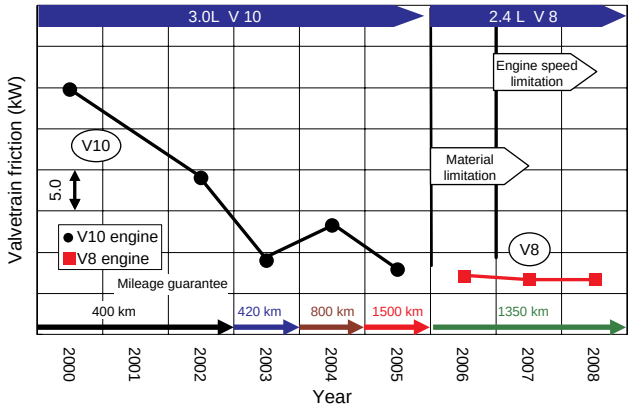


Fig. 15　Valvetrain friction performance

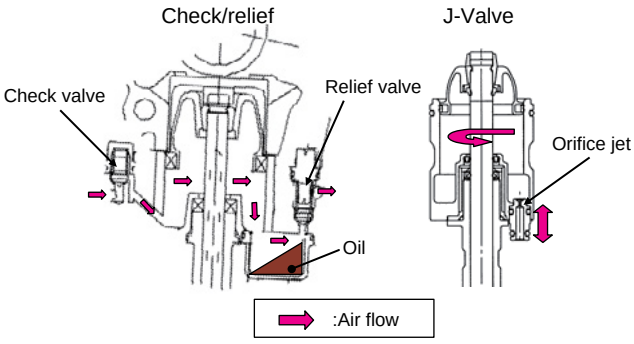


Fig. 16　Comparison of PVRS layout

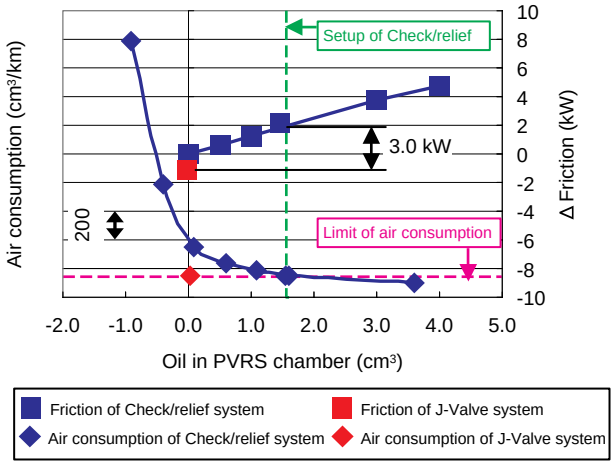


Fig. 17　Relation between air consumption and friction

Fig. 16 に Check/Relief と J-Valve 機構の差異を，Fig. 17 に PVRS シリンダ内のオイルだまりとフリクションおよびエア消費の相関を示す．新たに開発した J-Valve 機構は，一つのオリフィス穴によりエアの供給と排出をおこなうことでエア消費量を抑えることができる．この機構により，エア消費とフリクションを切り離して成立させることができ，オイルをためる必要はなくなったため，フリクションの 3 kW 低減が図られた．また，1 Way バルブおよびシリンダヘッドのエア通路を削減することで 1 kg の軽量化を達成した．

4.2.2. J-Valve 機構の構造

Fig. 18 に J-Valve 機構のシステム構成を示す．システム構成は，エアボトルおよび一次減圧機構と，供給圧の制御をエアインジェクタでおこなう P2 EAR(P2 Electric Air Regulator)があり，そこからエンジンにエアが供給される．出口側にも同じくエアインジェクタを用いた排出圧の制御をおこなう P3 EAR(P3 Electric Air Regulator)がある．これら二つの EAR を開発することで圧力の可変制御を可能とした．

Fig. 19 に PVRS シリンダの断面図を示す．J-Valve 機構

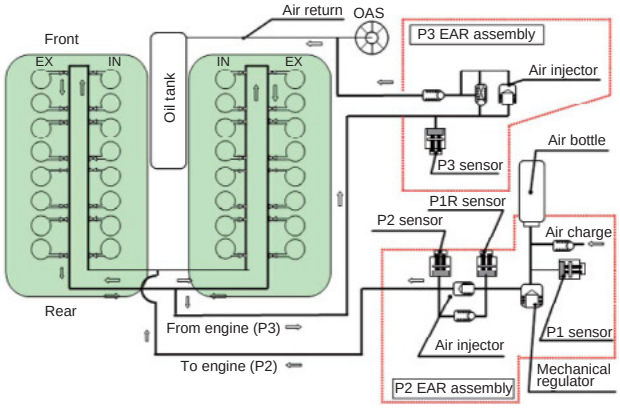


Fig. 18　J-Valve system configuration

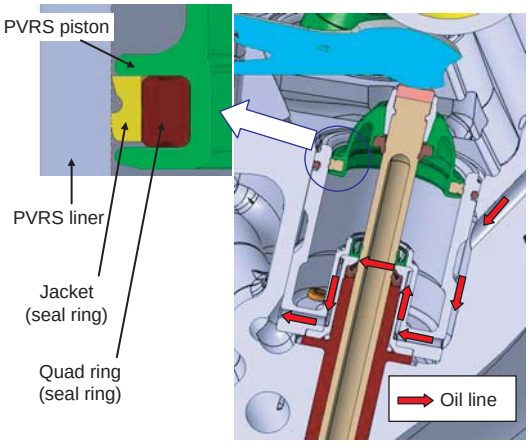


Fig. 19　Section view of PVRS cylinder

を開発するにあたり，PVRSシリンダ内にオイル流入しないシールリングの構造，およびオイルだまりのない状態でのステムシールの耐久信頼性が懸案となった．これらの懸案に対して，シールリングは PTFE 材でリップ形状を持ったジャケットと X 形状のゴムリングを合せることで安定した張力を出し，オイルかき出し性能を向上させた．また，ステムシールについてはシリンダヘッドの構造を見直し，シールのみを強制的に給油できるレイアウトとすることで耐久信頼性を確立した．

4.2.3. 制御

J-Valve 機構では基本的に PVRS シリンダ内へオイル流入しない構造となっている．しかし，シール類からの微量なオイル流入があり，放置しておくと PVRS シリンダ内の圧力が上昇してしまう．内圧の上昇はフリクションの増加をまねき，さらにはシール類の破裂やカムのしゅう動不良が発生しエンジンブローに至る．また，各 PVRS シリンダ内へのオイル流入量が把握できないという課題があった．これらの対策として，PVRSシリンダ内へたまったオイルを強制的に排出するエアラインパージ制御を開発した．エアラインパージ制御は，各 EAR を電子制御することで PVRS シリンダ内の圧力を可変制御し，エア通路にエアを強制的に流すことでおこなう．Fig. 20 に P2 EAR の構造図を示す．

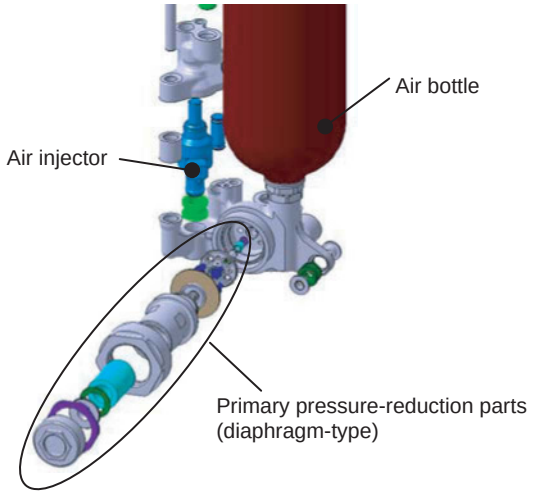


Fig. 20　View of P2 EAR

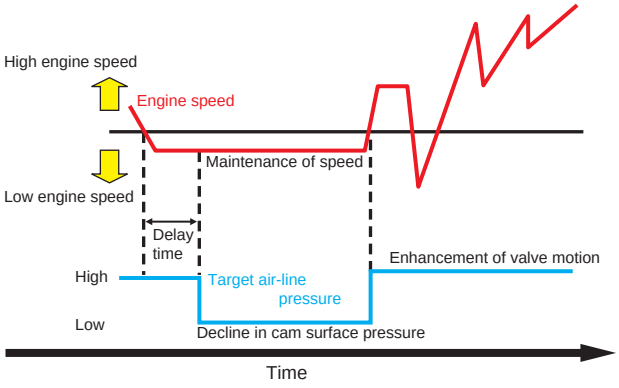


Fig. 21　Pressure control during idling

オイルを強制的に排出するエアラインパージは P2 EAR により入口側の圧力を上げて，出口側との差圧を持たせることでおこなう．さらに，オイルを完全に排出するためには 25 ± 5 L/min のエア流速が得られる差圧と，8 L 以上の流量が必要である．エアラインパージは，あらかじめ設定したラップ数(距離)に達した時点で自動的に実行するものであり，レース中定期的に PVRS シリンダ内のオイルを排出する．また，不具合発生時や PIT 作業時は，手動でおこなうこともできる．

レギュレーションによるエンジンのロングマイレッジ規制が施行され，今までより 5500 rpm 以下のアイドル領域の使用時間が伸びることとなった．アイドル領域では動弁系の慣性荷重が低く，リフト荷重が支配的となるためカム面圧が高い．これにより，カムしゅう動に対する耐久信頼性の懸案があった．この対策として，アイドル領域では過剰なリフト荷重を抑える制御手法を開発し，カム面圧の低減を図り耐久信頼性を確保した．アイドル時のリフト荷重切替えは，P3 EARを用いて走行時より低いエア通路圧とすることでおこなう．Fig. 21にアイドル時のリフト荷重切替え制御の概要を示す．

5．まとめ

2000 年から 2008 年の Honda F1 エンジン開発において，高回転および低フリクションの両立を実現した動弁系を開発し以下の結果を得た．

(1)バルブ駆動方式にロッカアームを採用し，材料およびロングマイレッジ規制条件下においても，材料開発，計測技術および CAE を構築導入し，動弁系慣性重量を 21.7 g(30%)低減した．

(2)競争力を維持するための高出力化要求に対し，バルブリフト加速度およびギヤトレインレイアウトの見直しをおこない，動弁系保証回転数を 2700 rpm 向上させた．

(3)バルブ挙動改善によるリフト荷重の低減および表面処理 DLC によるしゅう動抵抗の低減，さらに J-Valve 機構によるオイルかくはん抵抗の低減により，動弁系フリクションをエンジン回転 18000 rpm で 23 kW 低減した．

■著　者■


早川修一


荻山一志


楯　雅則

第３期 Honda F1 エンジンの吸排気系開発

Development of Induction and Exhaust Systems for Third-Era Honda Formula One Engines

西　森　　顕*　　本　橋　康　弘*
Ken NISHIMORI　　Yasuhiro MOTOHASHI
高　橋　真　嘉*　　古　川　隆　一*
Masayoshi TAKAHASHI　　Ryuichi FURUKAWA

要　旨

吸排気系システムは，エンジンに供給する吸気量を決定し，エンジン出力に影響を与える重要な要素である．

また，吸排気系のレイアウトは車両の空力性能へ影響を持ち，車体開発との連携が必要である．

当初は，CAEのソフトやコンピュータリソースも乏しく，計測や推測によって吸排気系部品を製作し試行錯誤により開発を進めていたが，近年は 3D-CAD や CAE ソフトの急速な進化とコンピュータリソースの拡充により，シミュレーションを用いた開発に移行した．

この結果，事象解明や予測精度の向上により仕様決定までの時間短縮および開発費用の削減を可能とした．

ABSTRACT

Induction and exhaust systems determine the amount of air intake supplied to the engine, and as such are critical elements affecting engine output.

In addition, the layout of the induction and exhaust systems affects the vehicle's aerodynamic performance, and so it must be considered together with vehicle development.

At first, there were few CAE software and computer resources available, and induction and exhaust system components were produced by measurement and guesswork so that development was largely performed on a trial and error basis, but in recent years, the 3D-CAD and CAE software has advanced so quickly, and computer resources have expanded so much, that development is done by simulation.

The enhanced phenomenon elucidation and forecast precision have made it possible to shorten the time it takes to determine specifications and reduce development costs.

１．まえがき

レース用エンジンへの要求性能として第一に挙げられるのが出力性能であるが，過渡特性や車体パッケージも車両全体のパフォーマンスに影響する．Fig. 1のように，吸排気系はエンジンの外側に配置されており，パッケージへの影響が大きい．

車両重量やイナーシャは運動性能に影響するが，ドライバを含め，600 kg 程度の車両重量における，エンジン重量の占める割合は大きく，エンジン部品の設計では必要な機能を確保しつつ，軽量化する必要がある．

吸排気系の開発は，初期の 2000 年は通気抵抗の低減をメインに進めていたが，2006年以降，設計検討の過程で動的効果の予測が可能となり，車体パッケージに配慮した最適設計を短期間でおこなえるようになった．本稿では，この開発内容について述べる．

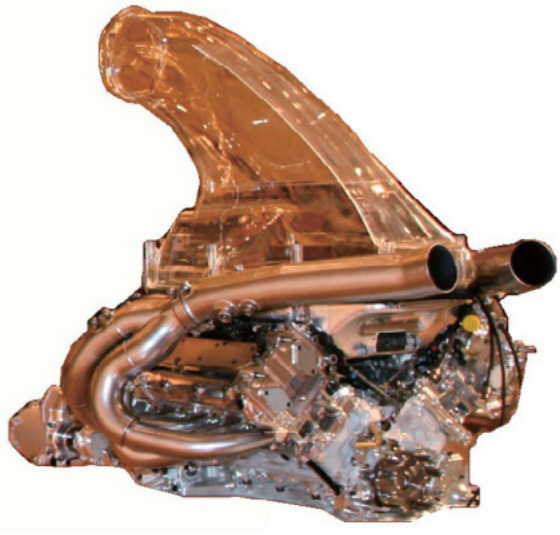


Fig. 1　Engine with complete induction and exhaust

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_11

２．吸気系

2.1. 吸気システム

2.1.1. 通気抵抗の低減

体積充填効率を上げる一手法として吸気系圧力損失(以下圧損)の減少がある．圧損に関わる要因は，エアフィルタ性能，エアボックス(以下 ABX)形状が主である．

走行後の ABX を開けると異物が飛び込んでいるケースもあり，リタイヤ回避のためにもエアフィルタは必須の装備である．一方で吸気経路中に設置されるため，フィルタの通気抵抗がそのままエンジンの吸気抵抗に繋がる．したがって，エアフィルタの設計においては通気抵抗を低減する必要がある．

第３期 Honda F1 エンジンは当初海外メーカ製のスポンジタイプエアフィルタを採用していたが，2004年より不織布タイプエアフィルタの検討を開始した．2004年に多塵地域のバーレンでグランプリが開催され，スポンジタイプでは砂漠地域の微細な砂塵が捕捉できず課題となったためである．

初めは市販車の多塵地区用に装着されていた乾式エレメントを転用した．しかし，清浄率は向上したが圧損は増大し，出力が 4 kW 低下したため，特定イベント限定での使用となった．

その後，エンジン耐久信頼性向上と清浄率の向上を性能を低下させずに実現するための検討に着手した．

清浄率が高く，圧損の小さい，湿式不織布フィルタを開発し，終盤戦のイタリアグランプリより使用した．

2006年より気筒数が８気筒に制限されたのを機に，バックファイヤに起因するインダクション火災が頻発した．

同様の事象は CART レース用の V8 エンジンでも見られ，予混合メタノール燃料を使用する CART レースでは吸気系が爆発し，部品が散乱する事象も見られた．F1エンジンではエアフィルタが溶損し(Fig. 2)，エンジン内に入り込むと同時に，CFRP 製の部品を焼損させ，走行不能に追い込まれる．

この対策として，エンジン制御の変更をする一方，フィルタを耐火性の高い材質に変更した．

以降，バックファイヤをきっかけとしたフィルタ焼損による実走でのトラブルは発生していない．

エアフィルタの通気抵抗は，流速の２乗に比例するため，フィルタ面を通過する空気の流速分布を均一かつ低速にすることは，圧損を抑えるために重要である．

レイアウト，空力性能から許容できる範囲でエンジンカバー内に収まる最大濾過面へ効率良く速度変換することが求められる．

ABX は，単に空気をエンジンに供給するだけの容器にも見えるが，相対速度 300 km/h で流れてくる空気を均質な低速の気流として，エンジンに吸い込ませる重要な部品である．

Fig. 3 に 2008 年の ABX の CFD 検討結果を示す．

限られたパッケージの中で流速を減速させるためには通路断面を効率よく拡大する必要がある．ABX に導入される空気の速度は大きな水平成分を持っている．

ABXの車体におけるレイアウトは，ドライバ保護のための開口高さと，マス集中を目的としたエンジンの前方搭載で，前方に曲率の大きな面を持つ．曲率の大きい前面では剥離が発生し各シリンダへの吸入空気量のばらつきを生み性能低下に繋がる．そのため CFD による形状最適化をおこないフィルタ効率を改善した．

当初 ABX の開発は，ABX の入口に均質な空気が導入される前提で開発をしていた．しかし，2007 年に導入した Wind Speed Simulator(以下 WSS)装置[1]において，実走状態を模擬した吸気口圧力分布を計測した結果 Fig. 4 のよう



Fig. 2　Damaged air filter

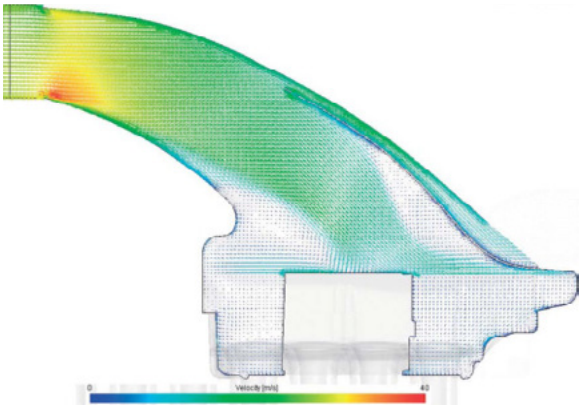


Fig. 3　ABX CFD result

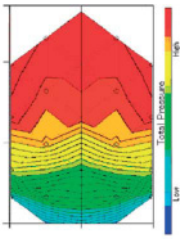


Fig. 4　Total pressure distribution at inlet to ABX

に，均質でないことが明確となった．この状態でのエンジン出力は，均質状態に比べ 5 kW の出力損失があることが確認できた．

Fig. 5 に低車速の CFD 結果を示す．ロールフープ下方でよどんだ流れが吸気口付近までZ方向の成分をもったまま上昇し，ABX に流入する．その結果 ABX 導入部(以下 Snorkel)下面に剥離が起こる．

2009 年モデルの開発では車体空力検討の中で ABX の開口部の気流状態も考慮し，入口面での圧力分布が均一となるよう CFD を用いて開発を進めた．

2.1.2. 吸気脈動の活用

インダクションシステムは吸気バルブの開閉によって生じる吸気脈動が，単一気筒内や気筒間およびバンク間で動的に相互作用している．これらのコントロールにより，エンジン性能向上が図れる．

可変吸気管長システム(Variable-length intake system 以下 VIS)を Fig. 6 に示す．

VIS は，吸気管長の共鳴加給効果の得られる回転数への影響が支配的であることを利用し，各回転数に適した吸気管長を連続的に実現する．また，吸気温度の変化に対応した補正もおこなう．

V10 エンジンではバンク間の吸気干渉により ABX 内の２次の定在波が増幅し，その結果，ポート内脈動の２次成分が減衰して，動的な吸気を阻害する．

バンク間の干渉を遮へいするには，スプリッタが有効である．Fig. 7 (i) は，2004 年(V10)の ABX に装着したスプリッタである．この装着により 7 kW の出力向上が図れた．

図中の a は小隙間をふさぐために取り付けた部品で，2 kW の出力影響を与えた．しかし，部品の公差や，組み付けばらつきの影響で完全には隙間をふさぎきれず，この出力影響をなくすことが難しく課題が残った．

Fig. 7 (ii) は 2006 年より適用したスプリッタである．

2006 年からのレギュレーションの変更に伴い，V8 エンジンの使用が義務付けられた．それと共に前述の VIS が使用できなくなったため，固定吸気管長でのトルクバンドの拡充が要求された．

V8エンジンでは吸気系内部での気筒間干渉の影響がV10エンジンと比較して大きくなり(Fig. 8)，吸気系の形状によってトルク特性が変化する．これにより中央４気筒のバンク間干渉を抑え，前後の４気筒は積極的に干渉させ，広い回転域で体積充填効率(以下 ηv)を向上させトルク特性をフラットにした．

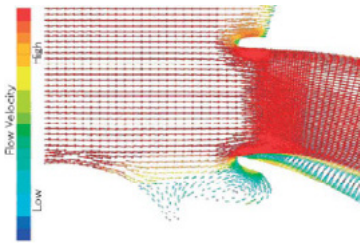


Fig. 5　CFD result of ABX inlet on chassis (150 kph)

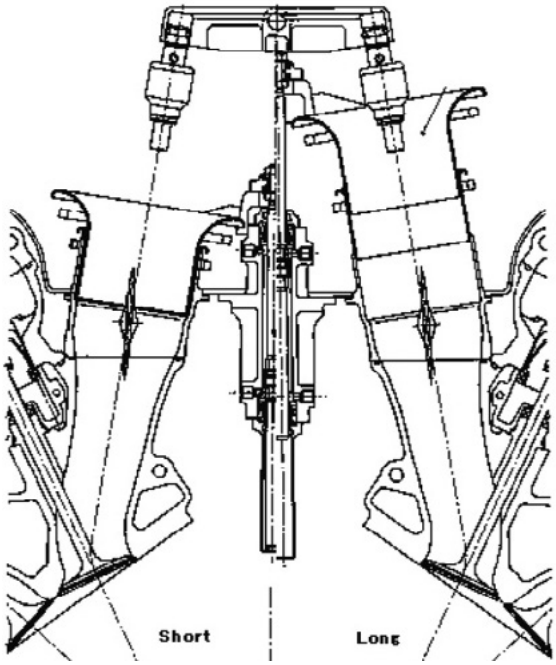
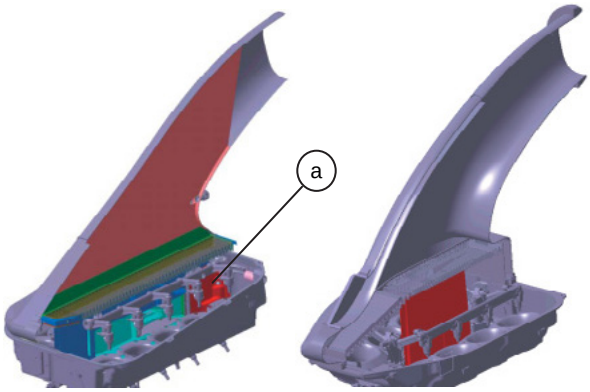


Fig. 6　Schematic view of VIS system



(i) 2004 ABX splitter　　(ii) Local splitter for V8

Fig. 7　Schematic view of ABX splitter

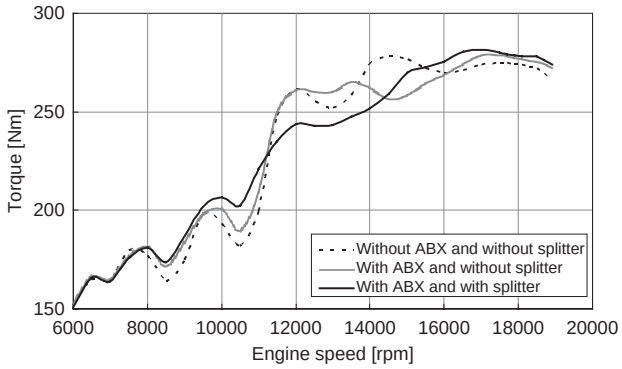


Fig. 8　Effect of splitters

Fig. 9 は吸気脈動調整の解析用 ABX である．サイズを大きく製作した ABX 内面に３次元造形機で作成したインサートを取り付けて使用する．取り付け部の剛性確保のため，ABX は軽量な CFRP とした．

形状選定に際し，上記解析用 ABX によるテストに切り替えたことで，ABX の壁面の形状と出力特性の相関を短時間で得られた．また，3D ηv シミュレーション(2)の検証もできた．

３次元造形機によるインサート作成は設計者がテストのタイミング直前まで検討でき，さらにテストの結果を考慮した別案品の追加が敏速におこなえるようになった．

また，3D ηv シミュレーションとのコリレーションも同時におこない，設計段階で出力性能効果を予測できる精度になった．

2.1.3. 吸気温度低減

吸入空気量を増やす手法として，吸気温度低減がある．

F1 エンジンではインジェクタが ABX 内部の吸気管上部に設置されており，燃料の気化潜熱を利用して吸気温度を下げる．

この効果を最大限とするために，インジェクタ高さ，角度を調整している．

また，インレットバルブシート面からの距離が長いと温度低減効果は高まるが，エンジンのレスポンスやドライバビリティの低下を招くため，これらをバランスさせる必要がある．

吸気温度は外気温よりも高く，吸気系に設置した吸気温センサとノーズ部の気温センサの間で約4 ℃の差があることが確認されている．しかし，走行状態のドライブシャフトトルクから計測された最大出力回転数より，実際には吸気温度差が4 ℃以上あることがわかった．これはエンジンカバー内の温度上昇による吸気系への受熱が原因と推察される．

その対策としてエンジンの制御はノーズ部のセンサを基準としているため，制御マップを見直し信頼性能向上を図った．

また，新気導入のためにエンジンカバーにエアインレットを付加(Fig. 10)して実走テストをおこなった．

エンジンカバーの表面流速は高く，内部の圧力が高いことから，この状態ではエンジンカバー内から熱風が逆流し，2008年に対策することはできなかった．2009年用車体設計では当初からこの項目を取り込み，カバー内の温度上昇を抑える設計とした．

2.2. 吸気ポート

吸気ポートの設計において着眼するポイントとしては

・吸入抵抗
・燃料配分
・吸入動的効果

がある．

吸気抵抗および動的効果は絶対吸気量に影響を与え，燃料分布や流速分布は燃焼速度に影響を与える．

2.2.1. 吸入抵抗の低減

シリンダヘッド設計では，レイアウト時点から吸入抵抗の低減を目的に以下をおこなっている．

・バルブ軸径の縮小化
・バルブ形状の適正化
・バルブレイアウトの適正化
・バルブシート近傍の形状の適正化
・ポート構成面の平滑化
・ポート形状適正化

バルブの傘部位の形状は通気抵抗の低減に寄与する．シート面付近の傘厚みや角Ｒを調整し，傘厚みの薄い形状を最終形状とした．

バルブのリフトにともない，有効開口面積は拡大する．このときシリンダウォールとバルブフェースの距離が近い場合，バルブとシート間の有効開口を効率よく使えない．したがって，シリンダウォールに対するバルブフェース位置を考慮しながらバルブピッチを決定した．

また，エキゾーストバルブのフェースがインレットより導入された空気を阻害しないような配置に設定した．

バルブ挟み角はシリンダヘッドのサイズを決める要素の一つである．2005 年用の F1 エンジンは VLV 挟み角を縮小し，Honda F1 V10 エンジンの中で最軽量となった．

しかし，挟み角の小さなエンジンではバルブリフトに対



Fig. 9　Picture of test ABX and inserts

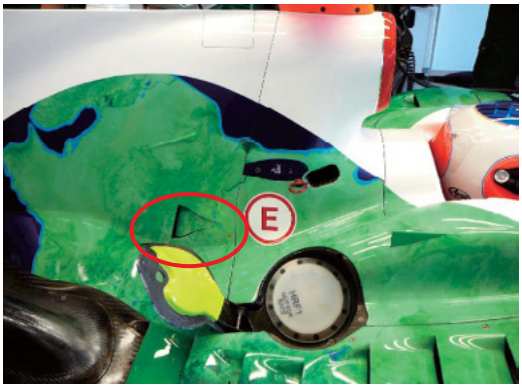


Fig. 10　Additional air inlet on engine cover

する有効開口面積を十分取れないため，コンパクトな燃焼室が得られても出力向上が図りにくい．

2006 年前半戦エンジンは 2005 年エンジンの設計を参考にしており，バルブ配置も踏襲していたが，上記理由により出力向上が図れなかったため，シーズン途中でバルブレイアウトを変更した．

2004年相当のバルブ挟み角への変更を試みたが，レース中のシャシに搭載できることがシーズン中のレイアウト変更の必須条件であったことから，実際には 2005 年と 2004 年の中間的な仕様となった．

2007 年以降はエンジン本体の開発を凍結するホモロゲーションにより，バルブレイアウトも維持されたままとなった．

良好な燃焼を得るために必要なコンパクトな燃焼室を実現する手法としてバルブの放射配置がある．

バルブ平行配置では，ポート形状と流れ方向が比較的素直に配置されるため，シート直上のポート形状設定に苦慮することはない．放射バルブ配置の初期検討においてはシート上流形状を平行配置のバルブとともに写像しており，ベースとした平行バルブ配置用ポートに対して，有効開口面積が減少した．しかし，現実の流れはバルブ軸と直接的な相関はない(Fig. 11)ことから，バルブ軸に影響されない形状に変更し，有効開口面積の減少を最小限に抑えた．この結果，動弁系設計も含め 4 - 6 kW の出力向上効果を得られている．

ポート形状の設計では，ポート内下面(a)側で発生する剥離事象を抑制することを考慮し，形状を決めている．また，シート付近の上面の形状は全体の空気流動を意識している．空気主流はバルブ軸方向とは異なる方向に流れるため，シート直上(b)を拡大していない(Fig. 12)．

2.2.2. 燃料配分

2000年のエンジン開発初期は吸気抵抗の低減を主眼とした．2004年の開発において吸気抵抗低減手法として内面剥離を抑えるポートを検討した．ポート容積の拡大は容認し，ηvが向上することを期待したが，出力は逆に低下した．計測されたηv に期待した差異はなく，質量流量以外の要素が出力性能への影響があることが考えられる．

このポート仕様では剥離が抑えられているがゆえに燃料の壁面付着が顕著であったと考えられる．Fig. 13にポート壁面への燃料付着確認結果を示す．図中の色の濃い部分は燃料がポート壁面へ付着していることを示しており，吸気抵抗を低減したポートについては，燃料付着量が増大していることが確認できる．

燃料付着を抑制することで2 kWの出力向上効果を得た．吸気抵抗の低減の他に，吸気ポートの容積や断面積配分が出力へ影響していることが認識された．また，ポート形状が筒内の混合気形態に関わることも同時に確認できた．

2.2.3. 動的効果

通気抵抗低減させた容積拡大ポートではηv が上がらないという結果から，2004年の中盤より，通気抵抗は低下させない範囲で吸気ポートを絞り込む形状の検討を開始した．このコンセプトは，3 kW から 6 kW の出力取り分が得られ，2004年日本グランプリに適用した．以降，2008年のモデルに至るまで同様の断面積分布を持たせている．

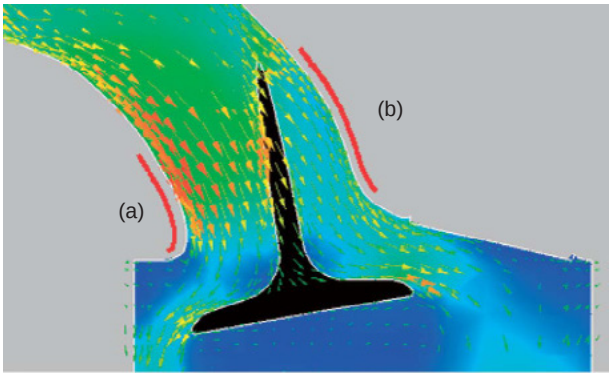


Fig. 12　CFD result of 2004 inlet port

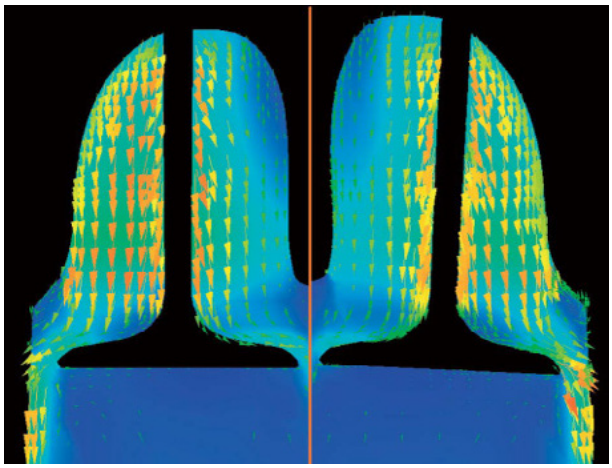


Fig. 11　Influence of shape around valve seat
(Left : Parallel Valve　Right : Compound valve)

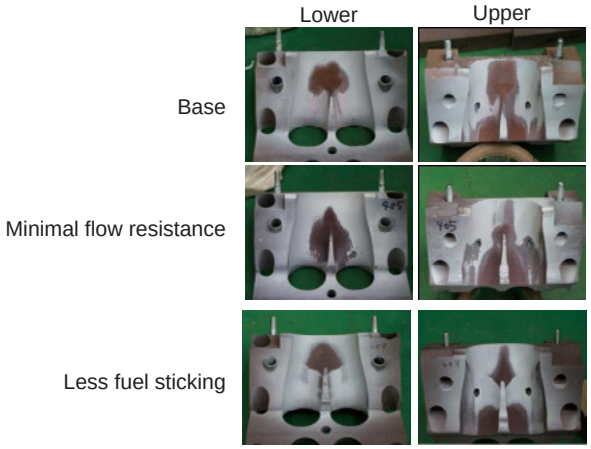


Fig. 13　Fuel sticking area with inlet port when conscious of flow (middle)

ポート開発を加速するために単気筒エンジンを用いた解析テストをおこなった．しかし F1 エンジンのポートの性能比較において多気筒(V8 吸気干渉有り)と単気筒(吸気干渉無し)では，全く逆の傾向を示すことがある(Fig. 14)．

これは V8 エンジンにおける気筒間の吸気干渉が原因である．この対策として，ABX による吸気干渉の制御と，吸気干渉の存在する場におけるポートの最適化の，二つのアプローチがあるといえる．

2009年用エンジン開発の中でシリンダ内流動(タンブル)の促進を目的とした吸気ポートの形状検討をおこなった．有効開口面積が小さくなる傾向にあったにもかかわらず，性能差を見いだせなかった．このときのηv には大きな差異が見られなかった．吸入抵抗低減の観点だけでは説明できない結果であった．

2.2.4. 吸気ポート開発手法

エンジン設計は，先に基本骨格が決定され，その骨格に含まれるポート形状を設計し，そして吸気系が設計される．

しかし，現在は 3D CAD と CFD の進化により設計段階において，高精度な吸気系の性能予測が可能となった．このため，開発の初期段階で最適化された吸気系の設計が可能となり，吸気系全体として総合的な性能向上と開発効率の向上が図れている．

吸気ポート開発の効率化を図るために，2004年より，ポートを接着剤で充填し，再度 CNC 加工を施す手法を用いた．案別が短時間で製作でき，適用に向けた動きが早められることや，エンジンの個体差による性能への影響を小さくできるメリットも得られた．

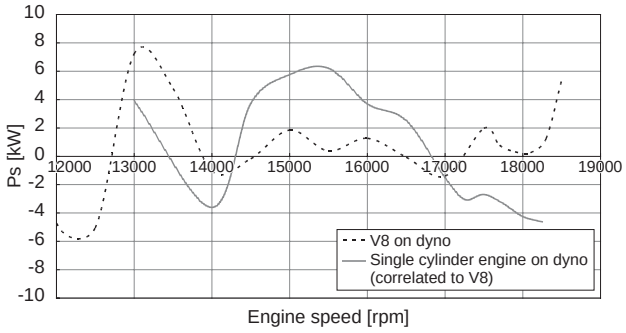


Fig. 14　⊿Ps of inlet port on V8 and single cylinder engines

３．排気系

3.1. 排気ポート

単気筒エンジンの検討で，エキゾーストポートの流速が音速付近まで上昇し，チョーキングしていることがわかった．定常流試験では装置の能力によって流速を音速付近まで上昇させられず，チョーキングを意識することがなかった．

チョーク状態では流量が断面積および流体の状態に依存するため，最少断面積部位を拡大し性能テストをおこなった．単気筒エンジンでは性能向上が見られたが，V8エンジンでは性能向上が見られなかった．単気筒エンジンではブローダウンからバルブオーバラップの期間でチョーキングを起こすが，V8エンジンでは気筒間干渉の影響で単気筒と比較して排気管内の圧力が高い領域があるため，チョーキングを起こすような高い差圧が存在せず，同じ効果が得られなかったと考えられる．

車載を考慮した現実的なエキゾーストパイプ径では，Fig. 15 に示すように V8 エンジンのエキゾーストポートスロート部をチョークさせるほどのディフューザ効果が得られないことが原因であった．しかしポート径を拡大せずに，車載可能な範囲でエキゾーストポート内の流速をより音速に近づける拡大管を採用することにより高回転領域での性能向上が得られた．

3.2. 排気システム

3.2.1. システム概略

F1エンジンにおける排気システム(エキゾースト)は，プライマリーとコレクタおよびテールの３部品から構成されており，それらを組み付けた状態を Fig. 16 に示す．

台上テスト用エキゾーストでは，破損による部品交換や，コレクタとテールのチューニングを考慮し，３部品は別々の構成としている．しかし，実車テストおよびレース用エキゾーストは，コレクタとテールは溶接し一体化された物が使用される．エキゾースト軽量化の観点からは３部品とも一体化すべきだが，シリンダヘッドカバーを外しておこな

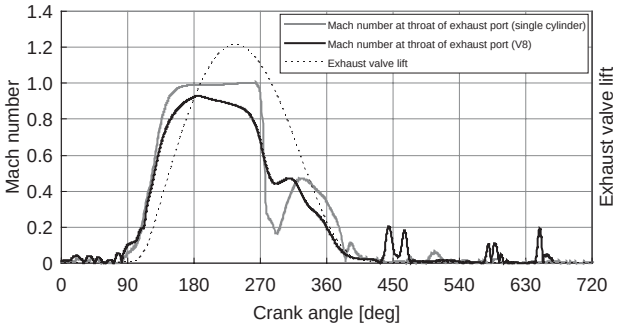


Fig. 15　Calculated mass flow of exhaust port

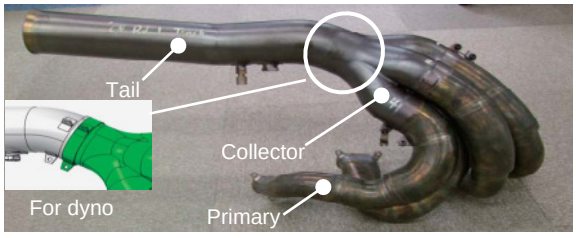


Fig. 16　F1 exhaust system (right-hand side for car)

う，点火プラグのメンテナンスを考慮してプライマリーは別体としている．素材はインコネル 625 としパイプ板厚は 0.7 mm である．

排出ガス規制のない F1 では，高出力を目的にエキゾースト設計がおこなわれる．着目点は，大別して，排気損失の低減と，排気脈動の動的効果利用の二点である．

排気損失の低減のためには，車体カバー(カウル)内でのレイアウト制約下において，管の曲げ角度や曲げ半径の拡大による圧力損失(圧損)低減が恒常的におこなわれてきた．

一方で，排気干渉を利用するためにプライマリーを集合させている．これによりコレクタ内では，排気圧力(排圧)が開放端により反射波を生成する．この反射波がバルブオーバラップ時のシリンダ内圧力に影響をおよぼし，残留ガス量を減らすことができる．結果として吸入空気量を増やすことにつながり，エンジン回転数に対する出力特性を変化させることが可能となる．これが排気脈動の動的効果利用である．しかし，コレクタ内の反射波だけでは脈動が使えるエンジン回転領域が限定されるため，プライマリーに拡管部(ステップ)が導入された(Fig. 17)．

ステップなしのエキゾーストに対して，17500 rpm で，4 kW から 8 kW の効果がみられた．

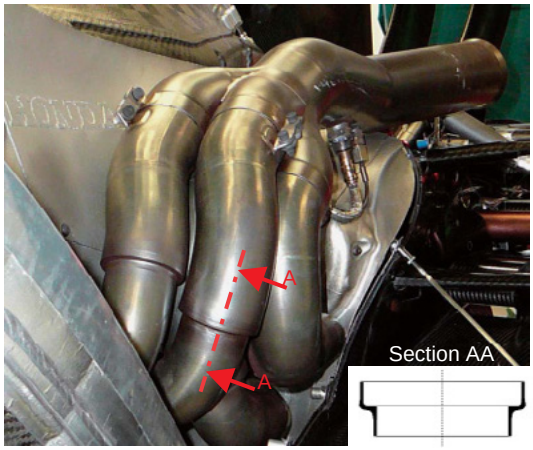


Fig. 17　Stepped primaries

第３期Honda F1参戦中，2007年のみ前方排気型エキゾースト(Forward エキゾースト，Fig. 18)を採用し，他の年はすべて後方排気型エキゾースト(Backward エキゾースト，Fig. 19)であった．

８気筒化で低下したエンジン出力を車体空力性能の向上で補うために，空力デザインの自由度を高める必要が生じた．Forwardエキゾーストは，Backwardエキゾーストに対するエンジン出力ネガが小さく，エンジン後方の空力デザインに自由度を与えた．

しかし，高温部がエンジンカウル内に収まり，かつ出口からの換気が促進されない位置に排気口が配置されたため，車体パーツを含めた熱害が多発した．結果として2008年はBackward エキゾーストに戻した．

3.2.2. コンパクト化と軽量化技術

エキゾーストは，部品サイズと重量の観点でレースカーの運動性能に与える影響が大きい．したがって，部品そのもののパッケージング技術を常に進化させてきた．

エキゾーストは円管を曲げ加工にて成形するため，プライマリーやコレクタはカウル内にスペースを必要とし，空力に影響をおよぼす．

2008 年に開発した異形断面構造エキゾースト(コンパクトエキゾースト)は，カウルによる空力コンセプトに依存してエキゾースト形状を決めるのではなく，エンジン出力および耐久信頼性を確保したままで，省スペースで軽いエキゾーストを目指した．

プライマリーにおいては異形断面構造，三次元曲げレイアウト，楕円ステップを採用し，エンジン本体への熱害を考慮しながら設計をおこなった．製造方案は，エキゾースト製造メーカのノウハウを活かしたプレス成形により造形精度を確保した．

コレクタは，軽量化を目的に集合部の隣り合うパイプ外壁の共有化や，プライマリーの一部をコレクタに取り込み，壁の共有化をさらに拡大するロングコレクタ化が検討され部品製作がおこなわれた．

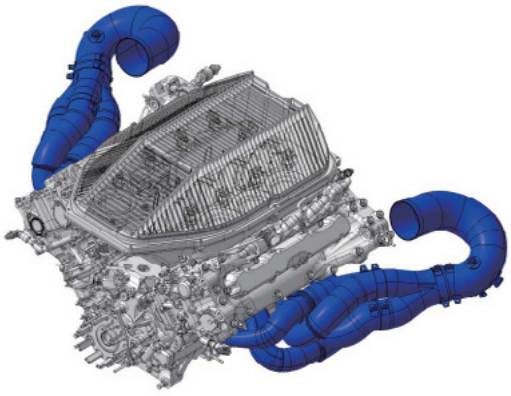


Fig. 18　Forward exhaust system

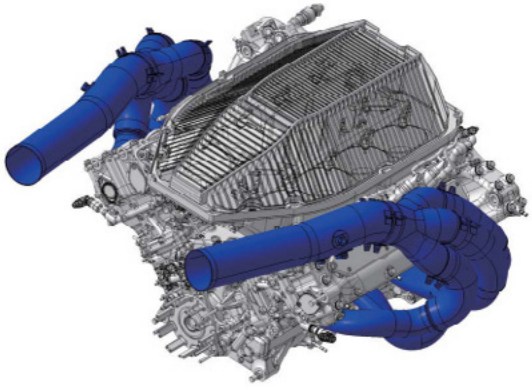


Fig. 19　Backward exhaust system

パイプ外壁の共有化は，従来方案であるプレス成形でおこなうと，金型点数の増加や歩留まり低下により製造コストが高くなるため，新たに精密鋳造技術を採用した．この結果，肉厚 0.7 mm の造形を実現した(Fig. 20)．

また，パイプ外壁共有化にともなう熱負荷増大へ対応するために，鋳造に適合し，かつ従来材よりも高温疲労強度に優れた Rene41 材を採用した．その結果，台上耐久テストで，通常のインコネル 625 材のコレクタに対し，部品寿命を約 1.6 倍にまで延ばした．

コンパクトエキゾーストとしての全体像を Fig. 21 に示す．

本仕様により，カウルラインを従来よりも 50 mm エンジン側に寄せることができた．しかし，異形断面化の影響を最小にしながら限られたスペースを有効活用するために，プライマリー長をスタンダード仕様より延長し，エンジンフロント側へ回り込むようレイアウトした．

Fig. 22に本仕様での出力確認結果を示す．プライマリーを延長した条件におけるコンパクトエキゾーストの出力取り分である．片バンク分であるが，7500 rpmから11500 rpmで平均 4 kW の出力向上となった．出力向上の要因は，コレクタ集合部の容積が従来仕様に比べ約34 %減少したことにより，特定のエンジン回転域で排気脈動の変化が起こり，出力特性に変化が生じたためと考えられる．



Fig. 20　Casting collector



Fig. 21　Compact exhaust system

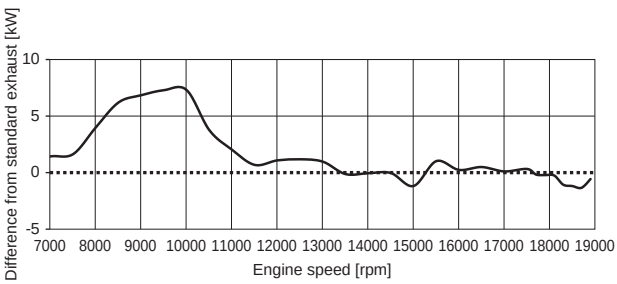


Fig. 22　Performance of compact exhaust system

3.2.3. トルクアップ手法

レース中は，約 90 %の頻度で 16000 rpm 以上のエンジン回転数を使用する．しかし，レーススタートやコーナ立ち上がり時は低回転域のトルク特性が重要であり，ラップタイムやレース結果に影響をおよぼす．

そのため，エキゾーストとしても高回転出力ばかりでなく，低回転域のトルク特性も考慮した開発をおこなっている．具体的には，2005 年から開始したコレクタ隔壁の形状最適化である．

Fig. 23 は隔壁付コレクタの断面を示す．

従来のパイプ集合部における隔壁は，パイプ同士の集合角とパイプ径により決まり，その時の隔壁先端は曲線を描く．この状態だと，パイプ断面積は集合部まで不変のまま開放端をむかえる．

隔壁高さを意図的に高くして断面積が絞られるようにすると，圧損増加による高回転出力低下が発生せず，反射波位相の遅れが生じる．これは，開放端までの距離が増えたことや，排気ガスが超音速下で絞られたことに起因すると考えられる．

結果として低回転域での排気脈動特性が変化して，シリンダ内の燃焼ガス流動に影響をおよぼし，トルク特性の変化を生む．2005 年以降コレクタ隔壁の形状最適化が，低回転域でのトルク特性改善手段の一つとして恒常的におこなわれた．

2008 年以降，トラクションコントロールシステムはレギュレーションにより使用禁止となり，ドライバビリティの観点からさらにトルク特性の改善が必要になった．

しかし，隔壁形状の最適化だけでは補えない領域があることや，不整燃焼の影響もありドライバビリティの課題は完全には解消されなかった．

ドライバビリティの改善には，低回転域でのパーシャルスロットルトルク(スロットルが全閉や全開ではない状態のエンジントルク)をフラット化することが有効である．

開発効率を向上させるために，パイプ径や長さを変えら

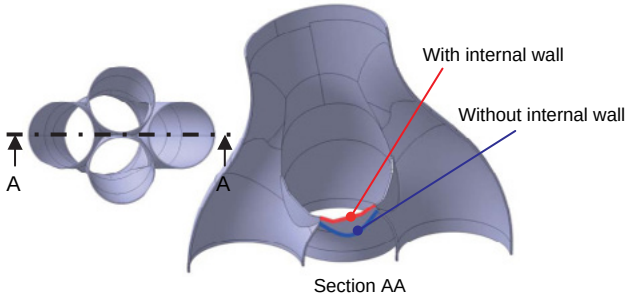


Fig. 23　Cross-sectional view of collector

れるテスト用エキゾースト(Fig. 24)やシミュレーションによる形状検討をおこなって，ドライバビリティ改善効果の検証をおこなった．開発で効果を得られた二つの結果を述べる．

一つ目は，連通管付エキゾースト(バランスパイプ)である(Fig. 25)．連通管により排気脈動特性に変化をもたせることがねらいで，連通管の径や長さおよび連通部位の選定にはシミュレーションをもちい，残留ガス低減が可能な仕様を選定した．

二つ目は 4-2-1 集合式エキゾーストである．基本的な考え方は前述のバランスパイプ同様，排気脈動特性を変化させることがねらいである．テスト用エキゾーストにて出力確認しながら仕様選定を実施した．最終的にはプライマリー長を 4-1 集合式に対して 50 mm 長く，集合方式は，#1 - #4, #2 - #3, #5 - #8, #6 - #7 の 360 deg 集合(点火位相が 360 deg ずれている気筒を連結)とした．

出力確認結果を Fig. 26 に示す．

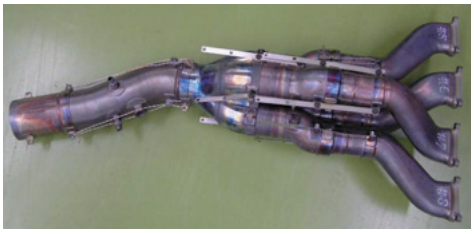


Fig. 24　Test exhaust system



Fig. 25　Balance pipes

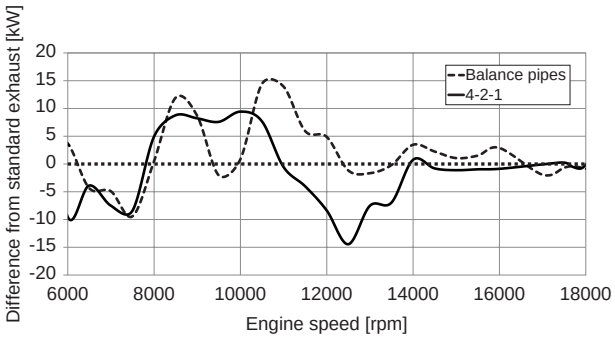


Fig. 26　Performance of balance pipes and 4-2-1

バランスパイプはエンジン回転 8500 rpm や 10500 rpm で 12 kW の取り分を得られるものの，17000 rpm では 2.5 kW 低下した．

4-2-1 集合式はエンジン回転 8500 rpm から 10500 rpm で平均 8 kW の出力向上，17000 rpm 以上ではベースエキゾースト(4-1 集合式)とほぼ同等の結果であった．

パーシャルスロットルトルクの比較結果を Fig. 27 に示す．

バランスパイプ，4-2-1集合式ともベースエキゾーストと比較し，トルクのフラット化が見られ，優位性が示された．

しかしバランスパイプは，実走テストでドライバがその優位性を体感できなかった．また連通管による重量増や，ベースパイプとの溶接部にクラックが散発したことによる耐久信頼性の課題が残された．

重量見積りとしてはベースエキゾーストに対して約220 g 増加となった．

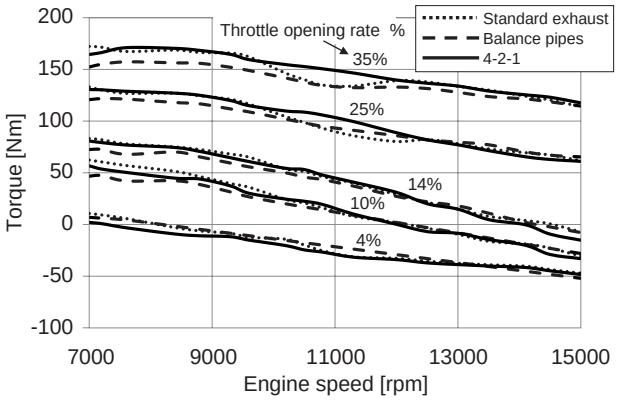


Fig. 27　Torque characteristics at partial throttle

4．まとめ

第３期 Honda F1 エンジン開発を通し，吸気系および排気系について以下の知見を得た．

(1)車体パッケージを意識した吸排気設計の重要性を再認識し，F1車体の性能を最大限発揮させる開発手法を構築した．

(2)レーシングエンジンでも中低速トルク特性を意識する必要があり，改善の手法としては排気系設計が重要である．

(3)CFDを利用し動的特性を設計段階から予測できる吸気系開発手法を構築した．今後，排気系の動的特性の予測が可能となれば，さらに開発効率が高められる．

(4)短い開発サイクルにマッチするテストパーツの製作手法を導入し，出力特性の最適化や諸元決定までの時間短縮を図った．

参考文献

（1）中村聡，本橋康弘，早川修一：ウインド シミュレータ装置開発によるF1エンジン吸気事象解析，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.90-95
（2）花田尚喜，平出篤志，高橋真嘉：F1 エンジンにおける CFD 技術の構築，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.77-83

■著　者■



西森　顕



本橋康弘



高橋真嘉



古川隆一

F1エンジンにおけるCFD技術の構築

CFD Technology for Formula One Engine

花田尚喜* Naoki HANADA
平出篤志* Atsushi HIRAIDE
高橋真嘉* Masayoshi TAKAHASHI

要　旨

近年のシミュレーション技術の発展は著しく，F1エンジン開発においても各種 CFD が活用されている．

しかしながら，シミュレーションの適用に際しては，その高回転を始めとする F1 エンジン特有の条件に適合したシミュレーション技術の確立が必要とされた．

エンジンの各部圧力計測や単気筒可視化エンジンを用いた筒内のガス流動ならびに燃料噴霧挙動の計測をおこないF1 エンジンに適用できる CFD 技術を構築した．

ABSTRACT

Simulation technology has advanced markedly in recent years, and various types of CFD models have come into use for Formula One engine development.

However, to use such simulation modeling it is necessary to establish simulation technology for the unique conditions for Formula One engines, such as that for high engine speed.

The pressure of each engine part was measured and in-cylinder gas motion and fuel spraying behavior were also measured using a single-cylinder optical engine, enabling CFD technology that can be applied to Formula One engines to be created.

1．まえがき

近年のシミュレーション技術の発展は著しく，F1においても多くの分野でシミュレーション技術が確立され，かつ開発に適用されてきた．CFDは，大規模なコンピュータリソースを必要とし，ハードウェアと計算技術の両者の進歩が相まって実用化されてきた．

CFDでは乱流モデルを始めとする種々のサブモデルが使用されており，計算対象の現象を表現できるかどうかを検証することが重要である．例えば，使用回転範囲が広い自動車用レシプロエンジンの場合，低回転時と高回転時では吸排気管内の圧力変動は異なり，低回転時と高回転時のどちらか一方でのみ検証された計算手法が他方にも適合するとは限らない．シミュレーション検証を確実に実施することが開発に有効な CFD 技術を構築することに繋がる．

量産エンジンを対象としたCFD技術[(1)-(5)]は，専門メンバによって開発構築されてきた．当初は，同じレシプロエンジンであることから，その技術が F1 エンジンへもそのまま適合できるものと考え，F1エンジン開発への導入を図った．しかしながら，実際にシミュレーションをおこなうと，F1エンジンの現象を表現できないことが明確となった．量産エンジンでは常用回転域が低いため，シミュレーションも 2000 rpm 近傍の低回転域が重要な解析条件となる．F1エンジンでは，出力が最優先課題であることから，最高20000 rpm におよぶ高回転時の評価が必要とされる．高回転時はピストン速度やガス流速の増加に加え，吸排気管内の圧力変動に起因する吸排気系における気筒干渉や燃料噴霧挙動，筒内へ流入するガス流動などが，出力へ影響をおよぼしている．これらの影響を表現できるシミュレーション開発へ着手した．

各部の圧力計測や可視化エンジンを用いた筒内計測のデータを用いて F1 エンジン開発に適用できるシミュレーションモデルの検証を実施した．

本稿では，吸排気の流れ，筒内ガス流動，筒内燃料挙動，燃焼の CFD 技術について解説する．

2．吸排気系

レシプロエンジンの吸排気系は体積効率に影響をおよぼし，出力性能を決定する重要な部品である．

吸排気系の圧力やガス流れを解析し，事前に性能を予測することは，日々改良が求められる F1 エンジン開発において短時間で仕様が決められるため有効である．この性能予測を実現するためには，シミュレーションによる事前検

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_12

討や計測データとのクロスチェック作業が必要となる．

吸排気系シミュレーションには，当初，Ricardo software社製の１次元流れのエンジン性能予測シミュレーション(WAVE)を用いた．その後，精度向上を目的に吸気系に対しては，３次元圧縮性流動解析が可能な内製ソフトを用いた．排気系は適用可能な３次元解析ソフトが見当たらずWAVEを継続使用とした．

2.1. 吸気系

現在の F1 エンジンの吸気系はエアボックスが装着され，各気筒の吸気管内で発生した圧力変動(脈動)が，エアボックス内を伝播反射し，別の気筒へ伝達する．この結果，エアボックスの形状はエンジン出力に影響を与える一因子となる．

一方，車体の空力性能は，ラップタイムを大きく左右し，ボデーカウルの形状は空力特性により決定される．エアボックス形状は，ボデーカウルの形状によって，その自由度が制限される．

当初，WAVEを用いた吸気管形状のみで性能評価をおこなっていたが，車体空力性能とエンジン出力を両立させるために，エアボックス形状選定に多大な時間を費やす開発状況にあった．この解決策として，エアボックス形状の影響も含めた性能評価や現象解析にシミュレーションを活用できるように取り組んだ．

シミュレーションソフトは，Honda内製の３次元圧縮性流動解析ソフト[(1)]と１次元の混成モデルである．

計算モデルを Fig. 1 に示す．エアボックス部分を３次元形状で表現，吸気管のスロットル下流からシリンダと排気管までを１次元モデルとスカラーモデルで表現した．

この内製ソフトは，３次元だけでなく１次元計算においても圧縮性流体として解析していることが最大の特徴である．

Ricardo software 社の３次元流動解析ソフト(VECTIS)と１次元流れ解析ソフト(WAVE)の組合せでも同様の計算が可能であるが，これらのソフトは３次元解析の圧縮性流体計算の精度において我々の目標基準を満たさなかった．

計測された吸気管圧力を基に，境界条件，メッシュサイズ，流量係数およびフィルタモデル等の検討と改良を重ね，F1エンジンのエアボックス内吸気干渉の解析に適用できるシミュレーションを構築した．

Fig. 2 に，V10 エンジンの片バンク分の吸気管内圧力の計測結果と計算結果を気筒別に示す．回転数は 17000 rpm であり，クランク角度 360 deg が吸入上死点を示す．各気筒の吸気圧力は，エアボックス内の吸気干渉により，気筒ごとに異なる．圧力振幅や位相が気筒ごとに異なっているが，

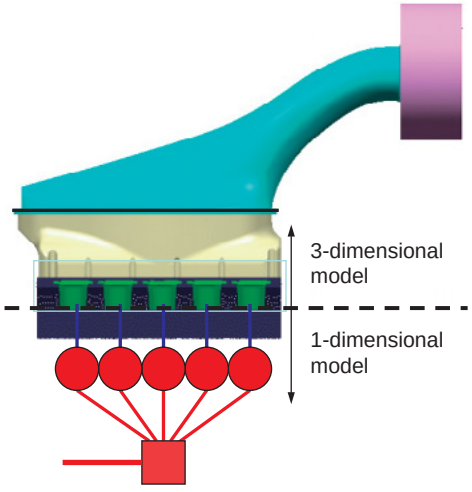


Fig. 1　Simulation model

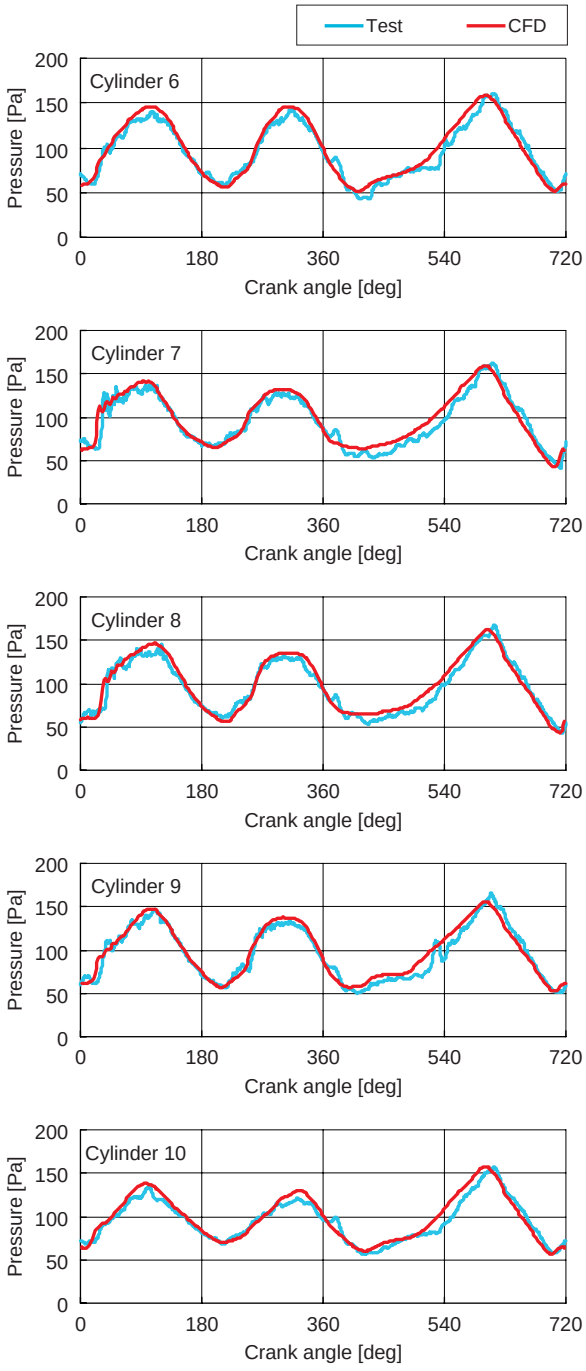


Fig. 2　Intake pressure of V10 engine at 17000 rpm

Table 1　Parameters for WAVE simulation

Parameter	Old value	New value
Flow coefficient at pipe end (inflow)	Auto	0.8
Flow coefficient at pipe end (outflow)	Auto	0.5
Ambient temperature of exhaust side	Atmospheric temperature	400 K
Multiplier of heat transfer of cylinder wall when intake valves are closed	1.0	2.0

特にNo.10シリンダが他の気筒に比べ，違いを生じている．吸気干渉によって，各気筒の体積効率が変化しエンジン出力に直接影響を与えていることが解る．

計算結果はこれらの特徴を精度良く再現しており，内製ソフトが F1 エンジンのエアボックス内吸気干渉を解析可能であることが示された．

車体の空力性能面から要求されるスリムで曲線的なエアボックス形状は，容積減少に起因し，圧力変動の減衰が弱く，体積効率の低下をもたらす特性を有する．しかしながらシミュレーションが実用化されたことにより，車体空力に貢献できるスリムなエアボックス形状を満足しつつ，空気流れを最適化し出力性能を向上が可能となった．

2.2. 排気系

排気系の解析および形状検討には，WAVE を用いた．

V10 エンジンでの例で解説する．排気系は Fig. 3 に示すように，5-1 集合タイプを採用している．WAVE のモデルを Fig. 4 に示す．エアボックス内の吸気干渉の影響を１次元のWAVEでは表現できないため，吸気側は各気筒独立で吸気管が大気開放しているモデルとした．排気側は左右バンクで独立しており，WAVE モデルは片バンク５気筒のモデルとした．

V10 エンジンの検証結果を Fig. 5 に示す．

排気圧力は，No.10 シリンダの排気バルブシートから約 40 mm 後流の位置で計測した．計算モデルは５気筒モデルであるため，No.5シリンダのデータを採用した．初期の計算結果 (b) は，計測結果 (a) とは異なるものであった．

Table 1に示すようなシミュレーションで使われる変数を

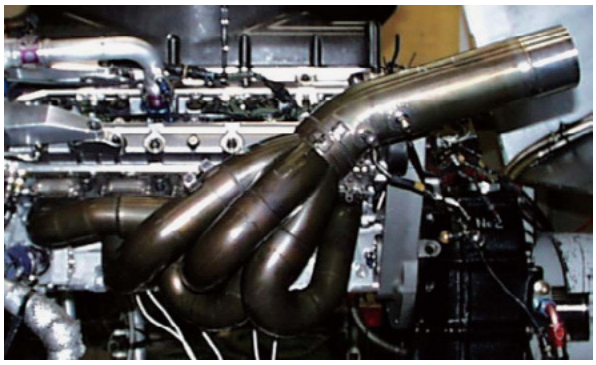


Fig. 3　Exhaust pipe of V10 engine

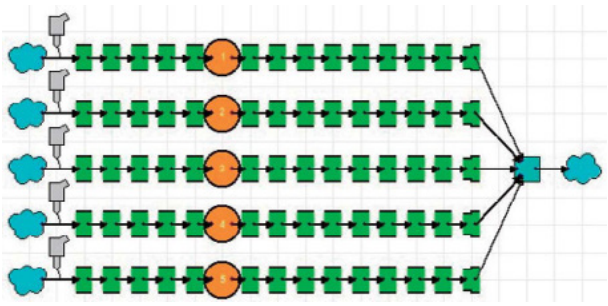


Fig. 4　WAVE model of 5 cylinders for V10 engine

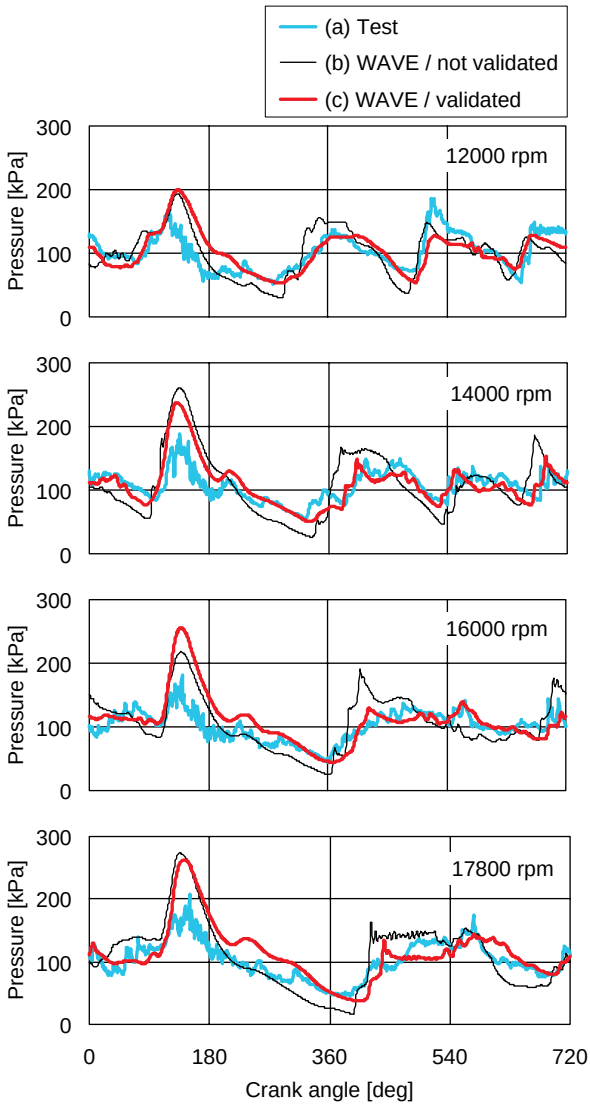


Fig. 5　Exhaust pressure of V10 engine (#10 cylinder)

パラメータスタディーにより修正することにより，Fig. 5の(c)で示す結果となり，計算精度は向上した．重要な修正パラメータは，排気管端部の流量係数である．WAVEの計算では，流量係数の値により排気圧力は大きく変化し，最終的に体積効率や出力の値も変化する．流量係数を正確に見積もることが1次元シミュレーションではもっとも重要であることが明確となった．

また，この結果は，1次元シミュレーションで排気系の解析をおこなうには限界があることも示している．1次元解析では当然ながら各部の圧力損失は見積もれない．また，排気管の形状変更や流速変化等に対する汎用性も低い，などの課題が多くある．1次元シミュレーションで排気管内流れの解析や検討はある程度可能であり，排気系開発へ応用はできる．しかしながら，エンジン仕様の変更にともなう流量係数の見直しを余儀なくされるなど，計算精度は必ずしも十分ではない．これを解決する手段として，吸気系同様に3次元シミュレーション開発が今後求められる．

3．筒内挙動

エンジンの性能向上を達成する上で，燃焼状態をより良くすることは欠かせない．加えて，現在のF1エンジンは，高回転とビッグボアのために，量産エンジンと比較し，燃焼期間が長く，燃焼期間の短縮が求められた．

燃焼短縮する上で，筒内のガス流動状態と燃料分布を整えることが必要と考えた．そのためには，筒内ガス流動を予測し，燃料噴霧および混合気分布の形成をシミュレートできることが不可欠である．

3.1. 筒内ガス流動

量産エンジンを対象に検証を実施し，その結果に基づいてF1エンジンへの適用を図ったが，実機との相関が得られなかった．そのため原点に立返り，F1エンジンの筒内流動検証からやり直すこととした．

Fig. 6に筒内流動計測用装置を示す．可視化エンジン[6]を用いた．レーザには高繰り返しYAGレーザ2台を使用し，波長はYAGの第2高調波532 nmである．カメラはVision Research社製Phantom V7を使用し，解像度は656×328 pixelとした．トレーサは中空樹脂を用い，粒径はφ40 μm，密度は36 kg/m^{3}である．トレーサの粒径と密度から，空気流れの追従性は約300 Hzの変動に対して95%の減衰率であると考えられる．計測データは，100サイクルの平均を用いた．

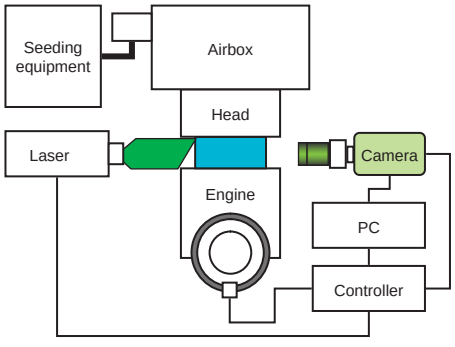


Fig. 6　Schematic of PIV measurement system with optical single cylinder engine

Table 2　Calculation conditions of in-cylinder gas motion

Calculation region	Whole engine
Number of calculation cycle	4 cycles
Mesh density (for combustion chamber)	1st to 3rd cycle: 2.0 mm 4th cycle: 1.5 mm (Half the above size is used near the wall.)

シミュレーションソフトには，3次元流動解析ソフト(VECTIS)を用いた．シミュレーションモデルをFig. 7に示す．吸排気脈動を正確に表現するために，吸気チャンバから排気管まで単気筒エンジンすべてを計算対象とした．

Table 2に計算条件を示す．これらの条件は，計算結果がPIV測定結果を再現できると同時に，吸気脈動，体積効率および筒内乱流エネルギーが収束する条件として選定した．メッシュサイズをサイクル数に応じて変更している理由は，計算精度確保と計算時間短縮を両立するためである．乱流強度以外はメッシュサイズ2 mmと1.5 mmで計算結果に差は生じないが，乱流エネルギについてはメッシュサイズ2 mmではサイクル変化を表現できなかった．そのため，3サイクル目までは粗いメッシュで計算をおこなうことで計算時間を節約し，4サイクル目は細かいメッシュを用いて計算精度を確保している．

Fig. 8には回転数10000 rpm，モータリングにおける可視化結果とシミュレーション結果を示す．図中のクランク角度は吸入上死点からの角度を示す．計測は図中の右上に示すように吸気バルブ下の断面にておこなわれた．吸気管長200 mmと150 mmの二種類の吸気管長を用いて，流動の違いを比較している．左の列が吸気管長200 mm，右側が150 mmである．

F1エンジンの筒内流動は，クランク角度216 deg ATDC

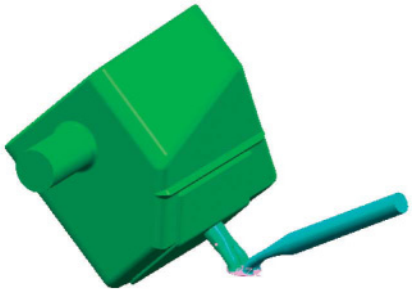


Fig. 7　Simulation model of in-cylinder gas motion

に代表されるように，ボア中心の大きな渦と吸気ポートのアゴ側に形成される渦の二つで構成されている．吸気管長の違いにより，双子渦の構成は変わらないが，ガスの流入速度や渦中心および渦の速度は，吸気管長によって左右されることが示された．すなわち，吸気脈動は体積効率のみならず，燃焼に対しても影響を与えることを意味する．

計算結果は，可視化結果と良く一致したフローパターンを示している．吸排気脈動を表現できる形状と計算条件を選定すれば，10000 rpm の高回転時の筒内流動を正確にシミュレーションできることが示された．

これらの取り組みにより，F1エンジンという超高回転エンジン内のガス流動予測が可能となった．また，シミュレーション技術を構築する上で，現象を把握する計測の重要性を再認識させられた．PIV の計測結果がない状態では，計算サイクル数やメッシュサイズをどの程度に設定すべきか決められない．

課題として，乱流強度が未検証であり，燃焼への影響を含めた解析が望まれる．

3.2. 筒内燃料挙動

筒内における燃料の分布は燃焼の良否を左右する因子の一つであり，それを事前にシミュレーションで予測することは重要である．しかし，筒内の燃料分布の計測には課題があり簡単には計測できない．そのためシミュレーションで解析することは，事象解析を進める上で価値がある．

F1エンジンのインジェクタは，ファンネル端面近傍に取り付けられるのが一般的である．理由は，燃料の蒸発潜熱を利用した吸気冷却による体積効率増加である．このため，吸気管内に向けて噴かれた燃料は，吸気脈動により変動する流動の影響を受けながら筒内へ流入することとなる．したがって，筒内の燃料分布を計算するためには，吸気管内における挙動も含めた計算が必要とされる．

シミュレーション検証については，可視化エンジンを用いて撮影した筒内に流入する液滴噴霧の挙動のデータを用いておこなった．２種類のインジェクタを用いて，噴霧形態の違いをシミュレーションで再現できるかを評価した．一つは，燃圧 1.2 MPa のピントル形式であり，二つ目は，燃圧 10 MPa の６孔プレート式である．それぞれザウタ平均粒径は約 40 μm と約 16 μm の特性を有する．

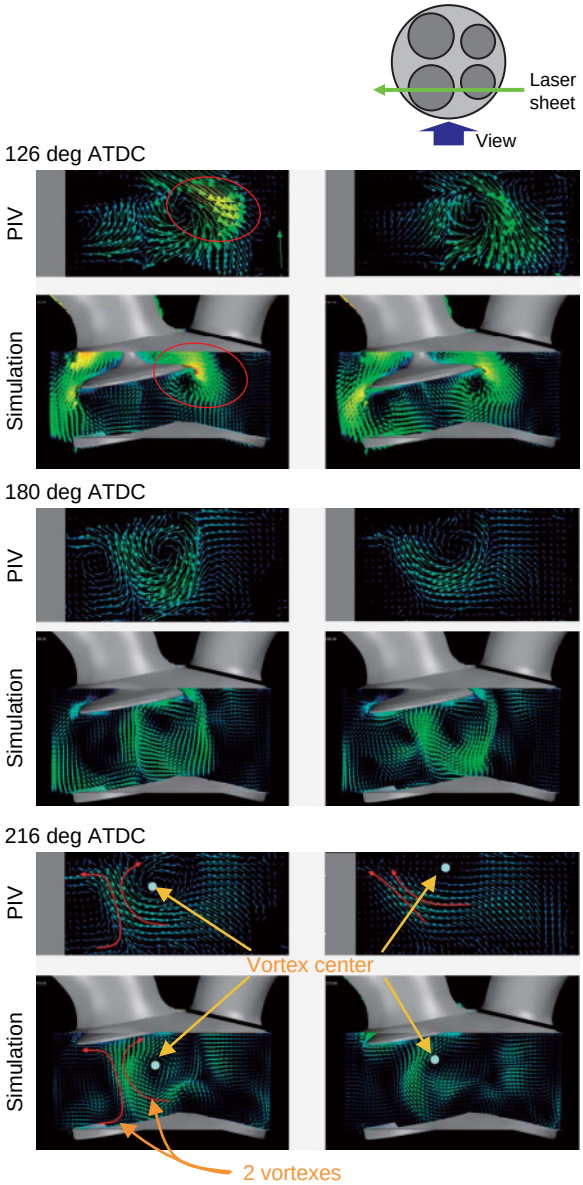
可視化エンジン[6]を用い，光源はストロボにて噴霧液滴の直接撮影をおこなった．運転条件は，モータリング，10000 rpm，スロットル全開とした．

シミュレーションは，筒内流動計算と同じ VECTIS を用いた．単気筒エンジン全体をモデル化し，噴霧計算を追加した．燃料噴射の計算は，あらかじめインジェクタ単体で噴射した状態を計測結果と合わせこんでおき，その噴霧計算条件を単気筒計算に入力する手法を採用した．

インジェクタ単体での噴霧形状を Fig. 9 に示す．

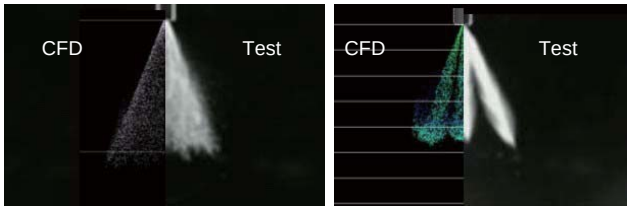
燃圧 1.2 MPa および 10 MPa の両インジェクタともに，計算が実際の噴霧形状を十分に表現できていることがわかる．

エンジン内の燃料噴霧計算では，筒内の混合気形成が収束するのに５サイクル程度必要であることがわかった．



(a) Port length 200 mm　　(b) Port length 150 mm

Fig. 8　Comparison of flow vectors between PIV measurement and simulation results at 10000 rpm



(a) Pintle Pf = 1.2 MPa　　(b) Multi hole Pf = 10 MPa

Fig. 9　Fuel spray form

Fig. 10 に 10 MPa インジェクタを用いたエンジン内噴霧計算時の筒内平均 A/F と A/F の分散のサイクル履歴を示す．ファンネル端面から噴射された燃料は，噴射後の２サイクル目にようやく筒内に流入を開始するが，その量は少ない．４サイクル目から５サイクル目にかけて筒内の燃料の挙動が収束しているのが読み取れる．余裕を見て，計算サイクル数は５サイクルとして解析をおこなうこととした．

Fig. 11 には筒内噴霧の撮影結果と計算結果を示す．

計測結果は撮影輝度に応じて色付けを施している．計算結果では噴霧液滴がドットで示され，おおまかな噴霧存在位置を破線で表現している．

ピントルの噴霧は粒径が大きく，噴霧の慣性力が大きい．そのため，クランク角度 120 deg で示されるように，吸気バルブから筒内に流入した噴霧は排気バルブの下を通過して，シリンダ壁へ衝突している状態が撮影されている．一方，高圧インジェクタの噴霧は慣性力が小さく，筒内流入後は空気の流れに乗ってシリンダを下向きにピストンへ向かっている．また，吸気バルブから流入する噴霧は排気側のみではなく，反対のポートアゴ側からも流入している．

燃焼室全体に燃料をいきわたらせるには，粒径を小さくして慣性力を小さくすることが効果的といえる．

シミュレーションは，おおむね計測結果を表現できており，事前のインジェクタ単体噴霧の合わせこみをおこなうことで，筒内燃料挙動を予測可能とした．これは，吸気管内を含めたガス流動が正確に解かれていることが要因の一つと考える．

3.3. 燃焼

ガス流動計算，燃料挙動シミュレーションの次のステップとして，それらが燃焼に与える影響を直接評価できるようにするため，また残留ガス量の見積もりなどを予測するため燃焼シミュレーションに着手した．

使用したソフトウェアは VECTIS であるが，燃焼シミュレーションのモジュール[4]は Honda 内製で，VECTIS に組み込まれている．

シミュレーションの評価にあたっては，F1エンジンそのものではなく，F1エンジンと同じ諸元を有する単気筒エンジンを対象とした．計算モデルは Fig. 7 に示す筒内流動および燃料噴霧のモデルと同一である．

計算の手順としては，最初にモータリング状態にて筒内流動と燃料挙動の計算を５サイクル目の点火直前までおこない，ガス流動と混合気濃度を収束させる．その後，燃焼室形状のモデルのみで燃焼計算に入る．

単気筒エンジンの 15000 rpm と 17750 rpm における筒内圧力の実測値と計算結果を Fig. 12 に示す．使用した燃焼シミュレーションは，燃焼速度を調整する定数を同定する必要があるが，同じ定数にて異なる回転数の筒内圧力を再現することができている．ただし，量産エンジンに使用さ

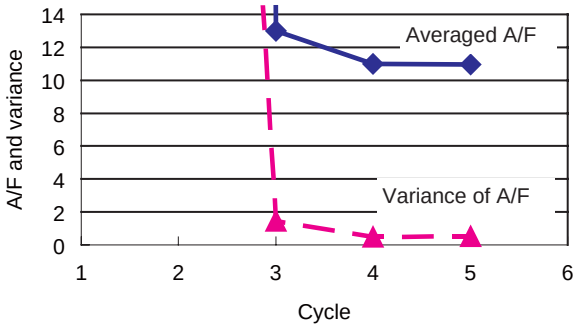


Fig. 10 Simulation convergence of averaged A/F and variance of A/F in cylinder

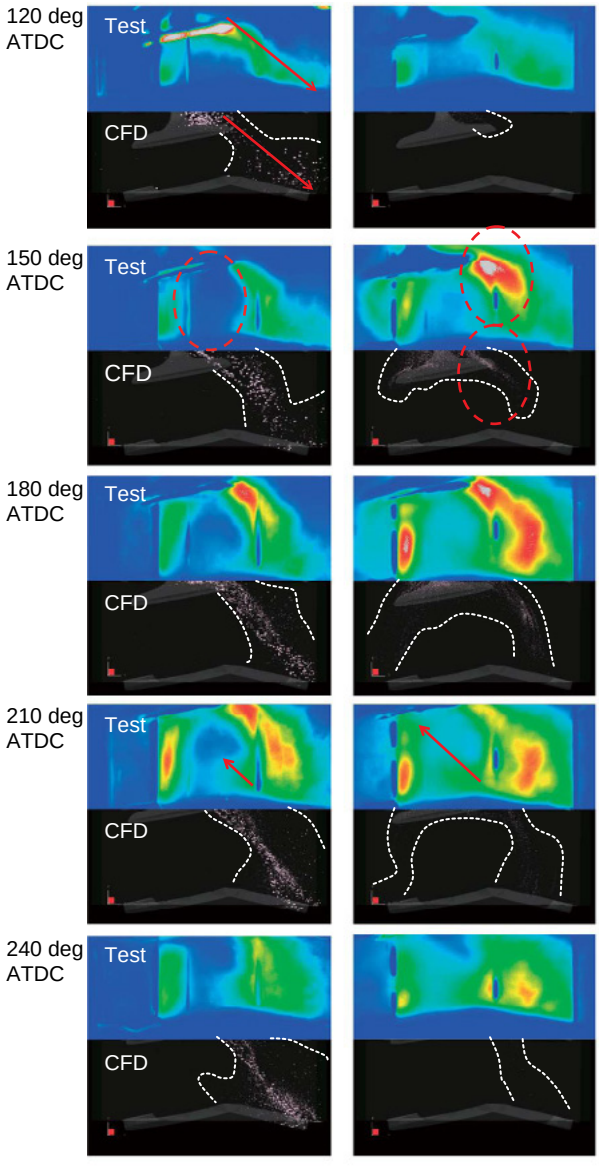


Fig. 11 Comparison of fuel droplets in cylinder between measurement with optical engine and simulation with VECTIS at 10000 rpm

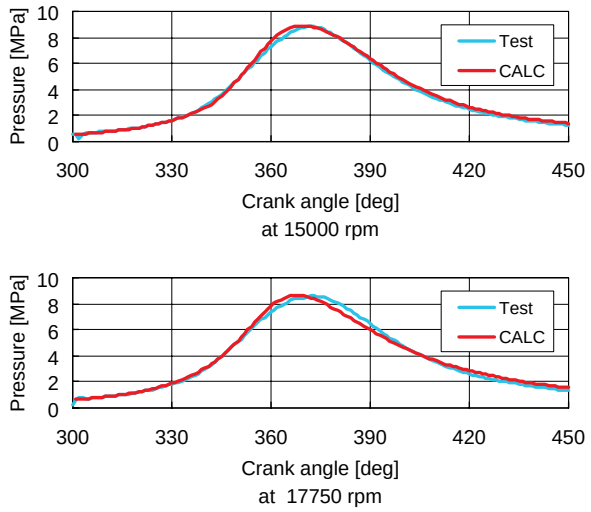


Fig. 12　Comparison of cylinder pressure between measurement and simulation

れている定数とは異なった値となっており，F1エンジン固有の設定が必要であることが確認された．Honda 内製の燃焼シミュレーションが F1 エンジンにも適用できる見通しが立ち，さらに多くの運転条件に対して汎用性を持っているかどうかの確認を実施している段階である．

4．むすび

より高性能な F1 エンジンをより早く開発するため，シミュレーション構築をおこなってきた．

さまざまなモデルが用いられるシミュレーションは，計算対象ごとに検証を確実に実施しないと，その能力を発揮できない．

今後，F1で検証し構築したモデルをベースに地球環境へ適合できるエンジン CFD 技術開発へ取り組んでいきたい．

参考文献

（1）Takabayashi, T., Hotozuka, Y., Tsushima, H.: The Three-dimensional Pulsation Flow Simulation and Its Application for Engine Intake and Exhaust Systems, 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000A091(2000)

（2）Ishikawa, N., Hiraide, A., Takabayashi, T.: Air/Fuel Distribution Simulation in a Port-Injected Gasoline Lean-BurnEngine, SAE Paper, 2001-01-1230(2001)

（3）Zhu, G., Reitz, R. D., Xin, J., Takabayashi, T.: Characteristics of Vaporizing Continuous Multi-Component Fuel Sprays in a Port Fuel Injection Gasoline Engine, SAE Paper, 001-01-1231(2001)

（4）Yang, X., Ohashi, T., Takabayashi, T., Kubota, S., Katsuyama, H., Urata, Y.: Ignition and Combustion Modeling with G-Equation in Spark Ignition Engines, The 13th International Pacific Conference on Automotive Engineering(2005)

（5）Ohashi, T., Yang, X., Takabayashi, T., Urata, Y., Kubota, S., Katsuyama, H.: Ignition and Combustion imulation in HCCI Engines, SAE Paper, 2006-01-1522(2006)

（6）柳澤長生，花田尚喜，濱川丈，荻山一志，後藤哲男：F1 エンジンの計測技術，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.96-102

■著　者■


花田尚喜


平出篤志


高橋真嘉

マイクロカセグレンセンサを用いたF1エンジンの燃焼診断

Combustion Diagnosis of Formula One Engine Using Micro-Cassegrain Sensor

花田尚喜* Naoki HANADA
平出篤志* Atsushi HIRAIDE
山田耕平* Kohei YAMADA
池田裕二** Yuji IKEDA
西山淳** Atsushi NISHIYAMA

要　旨

マイクロカセグレンシステムを用いて，F1エンジンのスロットル全開加速や減速運転時の燃焼診断を実施した．

各シリンダ内の燃料混合状態(A/F)を計測し，不整燃焼によるトルクの落ち込みを抑制する制御開発の一助とした．

加減速を繰り返すトランジェント状態は，点火プラグ近傍の混合気がオーバリッチもしくは，オーバリーンとなり不整燃焼へとつながる．また，各シリンダ内の混合気形態が異なる．

各シリンダへの燃料配分を高精度で制御する必要があるが，このためには，高応答な空燃比センサ(LAF センサ)の開発が必要である．

ABSTRACT

Combustion diagnosis of a Formula One engine during wide open throttle (WOT) acceleration and deceleration operations was performed using a micro-Cassegrain system.

The air/fuel mixture (A/F) in each cylinder was measured, which helped in the development of controls to minimize the torque loss due to unstable combustion.

In transient conditions where acceleration and deceleration are performed repeatedly, the air/fuel mixture around the spark plugs becomes too rich or too lean, and results in unstable combustion. In addition, the air/fuel mixture formation is different inside each cylinder.

The fuel distribution to each cylinder needed to be controlled to a high degree of accuracy, and to do this, a highly responsive air/fuel ratio sensor (LAF sensor) is required.

1．まえがき

エンジン出力を向上させるには，混合気をいかに効率よく燃やすかが重要である．シリンダ内の燃料混合気形成，確実な着火，乱流による燃焼促進，掃気と一連の燃焼過程があるが，確実な着火による初期火炎の安定化は不整燃焼を抑制し，熱効率の向上へ繋がる．

シリンダ全体の混合気形態や火炎伝播の解析も必要であるが，ドライバから指摘があったエンジン不調の事象解析を優先し，着火性に直接影響を与える点火プラグ近傍のA/Fを，マイクロカセグレンセンサを用いて計測した．

F1エンジンの場合，スロットルはほとんど全開と全閉操作であり，急激な吸入空気量の変化に応じた燃料制御が必要で，燃料補正が合っていないと不整燃焼となり，ドライバビリティを低下させる．

火炎は混合気が薄すぎても濃すぎても早く伝播できない．ドライバビリティを向上させるには，サイクルごとに適正A/Fとなるように燃料をシリンダ内に供給する必要がある．Fig. 1 に示すように図示平均有効圧(IMEP: indicated mean effective pressure)が立ち上がる際に，失火をともなうサイクルが発生する場合がある．これは，点火プラグ近傍に適正なA/Fが形成されず，不整燃焼が起こるためである．このサイクルが起こる要因解析と回避が重要である．

燃焼診断手法は，吸気圧力，筒内圧力，排気圧力，LAFセンサによるシリンダ間のA/F割合，排ガス特性，の計測がある．また，気筒間燃焼変動計測では，圧力[1), 2)]，イオン

＊　四輪R&Dセンター
＊＊イマジニアリング(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_13

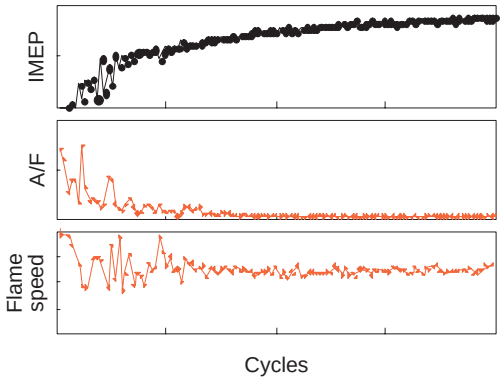


Fig. 1 Combustion characteristics under acceleration

プローブ[3]，IR 吸収法[4], [5]，自発光の計測法[6], [7]等の報告がある．

新たな燃焼診断として，マイクロカセグレンセンサを用いた点火プラグ近傍 A/F の直接計測と，その時系列変化および気筒間燃焼変動計測をおこなった．この手法は 20000 rpm までの時系列解析が可能である．

本稿では，F1エンジンの過渡運転時の不整燃焼解析結果について報告する．

2．計測装置

エンジンは，V8 排気量 2400 cm^3 の 2008 年レース用エンジンを用いた．Fig. 2 にエンジンの外観を示す．

点火プラグ近傍の A/F 計測には，マイクロカセグレンシステム(イマジニアリング社製)を用いた．

火炎がある点(0.1 x 0.1mm程度)を通過した際に，その火炎自発光の中で，OH，CH，CN，C_2の四つのラジカルの発光バンドの光をバンドパスフィルタと光電子増倍管を用いて計測する．

これらのラジカル発光強度比は，火炎面での当量比と一義的な相関がある[8]-[16]．これにより火炎伝播速度と火炎面での A/F が推定計測できる．

計測システムは，局所の自発光を計測する光ファイバのセンサ部と自発光強度比を高時間分解能で処理するハードウエア，制御ソフト，およびモニタで構成されている．



Fig. 2 Honda Formula one engine

センサは，カセグレン方式の光学素子を M10 の点火プラグに内蔵したタイプとした．点火位置からの焦点距離は 3 mm である．

点火プラグにセンサを挿入したことによる燃焼への影響を確認した．燃焼変動を圧力センサによって評価した結果を Fig. 3 に示す．#1 ― #4 気筒へ通常の点火プラグを装着，#5 ― #8 気筒にマイクロカセグレンセンサ内蔵点火プラグを装着し，エンジン回転 16500 rpm，スロットル全開で 500 サイクルの燃焼圧力を計測した．

空気過剰率(設定ラムダ)は，0.95 とした．

燃焼圧は気筒間ばらつきで 16.7%であり，マイクロカセグレンセンサ内蔵は，燃焼変動へ大きく影響しないことがわかった．

また，回転数，負荷，ラムダ値による悪影響や初期放電からのプラズマがカセグレンセンサで検出されないことも確認できた．

カセグレンセンサの先端にはサファイアガラスを装着し，耐熱と耐圧の対策を施した．

Fig. 4 に，#5 ― #8 シリンダにマイクロカセグレンセンサを取付けた全容を，Fig. 5に，プラグホール内の点火プラグに光ファイバを取り付けた状態を示す．

Fig. 6 に装置構成を示す．各シリンダの，カセグレンセンサ出力値，筒内圧力，吸気管圧，排気管圧，LAF センサ

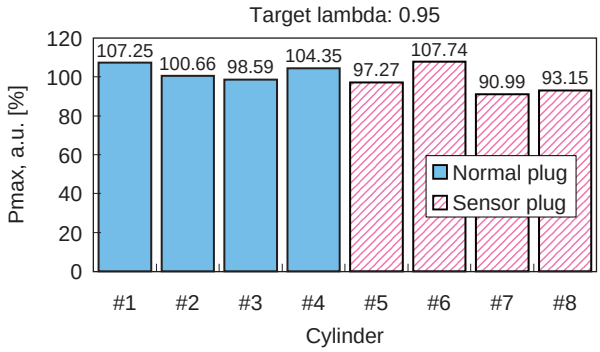


Fig. 3 Comparison of maximum cylinder pressure (Pmax) using normal plug and sensor plug

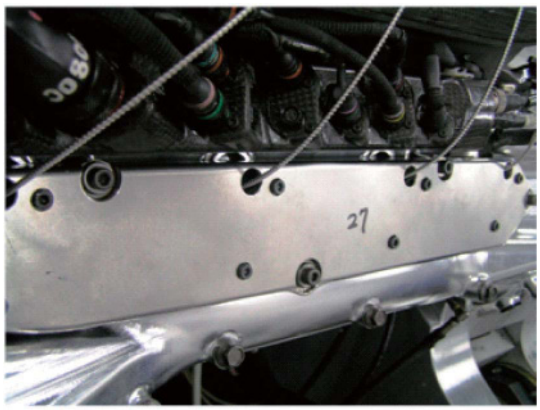


Fig. 4 Photograph of overview of cylinders to which micro-Cassegrain sensors were attached

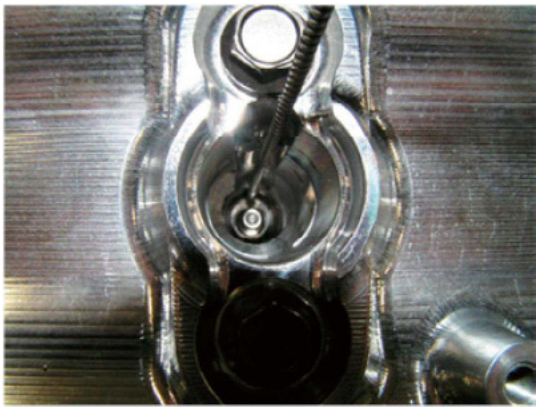


Fig. 5　Photograph of plug hole in which plug with sensor was attached

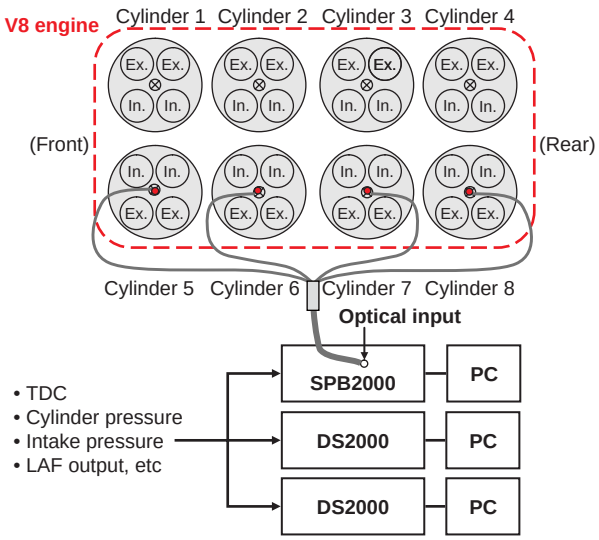


Fig. 6　Schematic diagram of measurement system

出力値，およびクランク角度信号を同期させ取り込んだ．データ処理装置は，SPB2000(イマジニアリング社製)とDS2000(小野測器社製)を用いた．SPB2000は，各ラジカル発光用にバンドパスフィルタと干渉フィルタが設けられ，光電子増倍管により，各シリンダからの光信号が電気信号に変換される．

アンプ，フィルタ，AD変換(14ビット)でハードウエアが構成され，データを同時に取り込むことができ，エンジン回転18000 rpmにおいてクランク角度1°の分解能による計測が可能である．各シリンダの発光データと圧力データは，モニタで確認できる．

3．結果および考察

車速によってラム圧が変化し，エアボックス内の空気の流れが変わり，各シリンダへの空気吸入量も変わる．また，エアボックスの形状によっても空気流入量は変化する．特に過渡状態では，不整燃焼が誘発される場合がある．このような状況下におけるF1 V8エンジンの燃焼解析をおこなった．解析は，点火プラグ近傍のラムダ(Lambda)，火炎伝播速度(FPS)，反応帯厚さ，IMEP，P max，吸気圧，排気圧を求め，燃焼差異および時系列の燃焼変動を比較した．

3.1. エンジン回転18000 rpm，スロットル全開負荷，定常運転での燃焼特性

Fig. 7 に，車速変化とエアボックス仕様の違いによる比較結果を示す．横軸はラムダで，縦軸は平均値と変動幅である．#5シリンダと#6シリンダの燃焼差異および時系列の燃焼変動を比較した．

車速が速くなると，ラム圧によってIMEPが高くなる．設定ラムダが0.9付近で最大圧力となっている．

しかし，P max，IMEPともシリンダ間でその値は異なっている．また，燃焼圧変動幅もラムダ値によって異なっている．

標準エアボックスで120 km/h，300 km/hでは，平均A/Fとプラグ近傍A/Fはほぼ同じであり，望ましい結果といえる．

車速300 km/hでエアボックス入口形状を変更し計測した．#5シリンダのプラグ近傍A/Fが設定値から約0.5リッチ側へ変化している．入口形状が空気の流れに影響を及ぼし，その結果燃焼室内のA/F分布に影響を及ぼしていると考えられる．

火炎の伝播速度(FPS)は，ラムダが0.8から0.95の範囲では，顕著な差異はみられなかった．これは他のF1エンジンの燃焼解析でも同様の傾向が報告されている[7]．

他方，火炎伝播速度の変動はラムダに関わらず大きい．

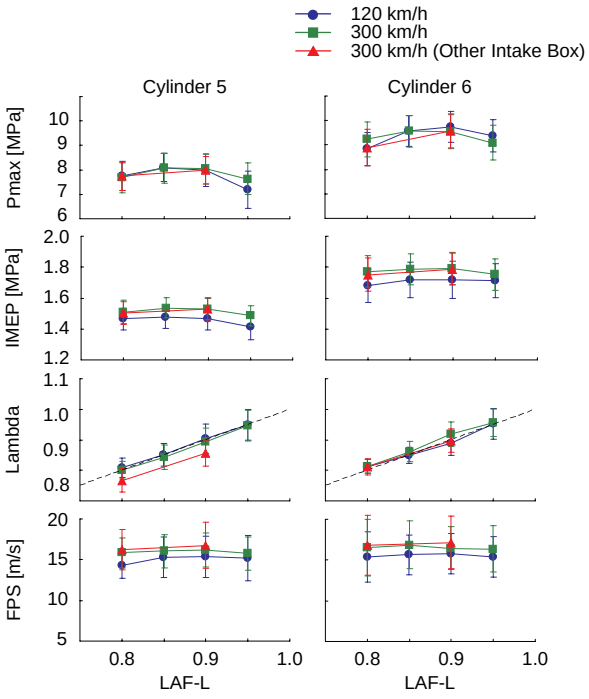


Fig. 7　Combustion characteristics at 18500 rpm and WOT

3.2. エンジン回転 14000 rpm，パーシャル負荷，定常運転での燃焼特性

スロットル開度 30%，エンジン回転 14000 rpm，定常運転下での，#5 シリンダと #6 シリンダの燃焼特性を Fig. 8 に示す．ラムダの値が設定値に対してシフトしていること，火炎伝播の値とその変動値が大きく変わっていることが示されている．

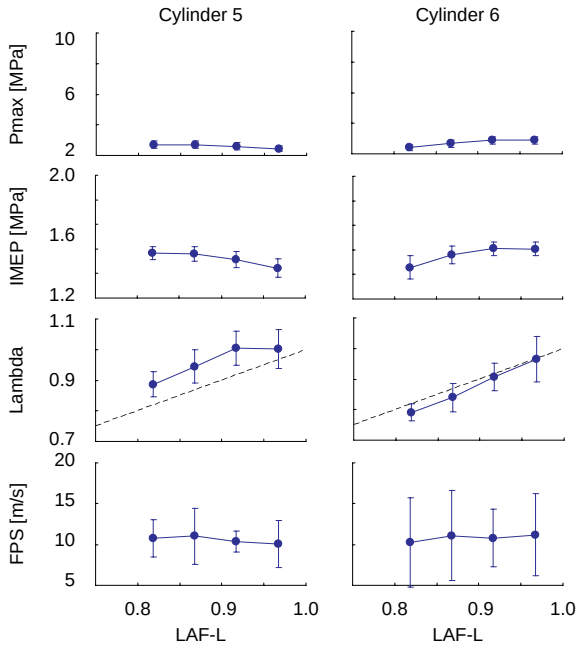


Fig. 8　Combustion characteristics at 14000 rpm and 30 % throttle opening

#5シリンダは，すべての条件でプラグ近傍ラムダがリーンとなっており，パーシャル時では，プラグ近傍の A/F 分布に偏りが生じていることが示された．#6 シリンダでは，ラムダの値が，#5シリンダよりも設定値に近くなっている．しかし，火炎伝播速度の変動は #5 シリンダよりも大きくなっており，混合気の形成が均等になっているにもかかわらず燃焼の不安定性が顕著になっていることがわかる．

このように，隣り合うシリンダであっても設定ラムダとプラグ近傍のラムダが大きく異なっており，その時間変動値も大きく異なることがある．圧力とLAFセンサで気筒全体のマクロな状態は把握できるが，プラグ近傍の細部の状態を把握することはできず，これらの計測値に基づく最適化には限界があることの証明でもある．

3.3. トランジェント運転状態での燃焼特性

過渡運転時に生じる失火とトルクの落ち込みを確認し，その原因を解明するため，トランジェント運転下での燃焼解析をおこなった．ラムダ設定値を 0.8 として，エンジン回転数 9000 rpm から 3000 rpm/sec の割合で加速した状態で計測をおこなった．#5シリンダと#8シリンダの P max, IMEP，ラムダおよび火炎伝播速度を Fig. 9 に示す．ラムダは三種類のデータを示している．(a)がカセグレンセンサによるプラグ近傍ラムダ，(b)が各気筒の排気管に取り付けたLAFセンサ値，(c)が設定ラムダである．横軸はサイクル数で，4500 サイクル目が加速開始の時期である．4530 から 4540 サイクル間で，失火をともなう燃焼変動を観測した．

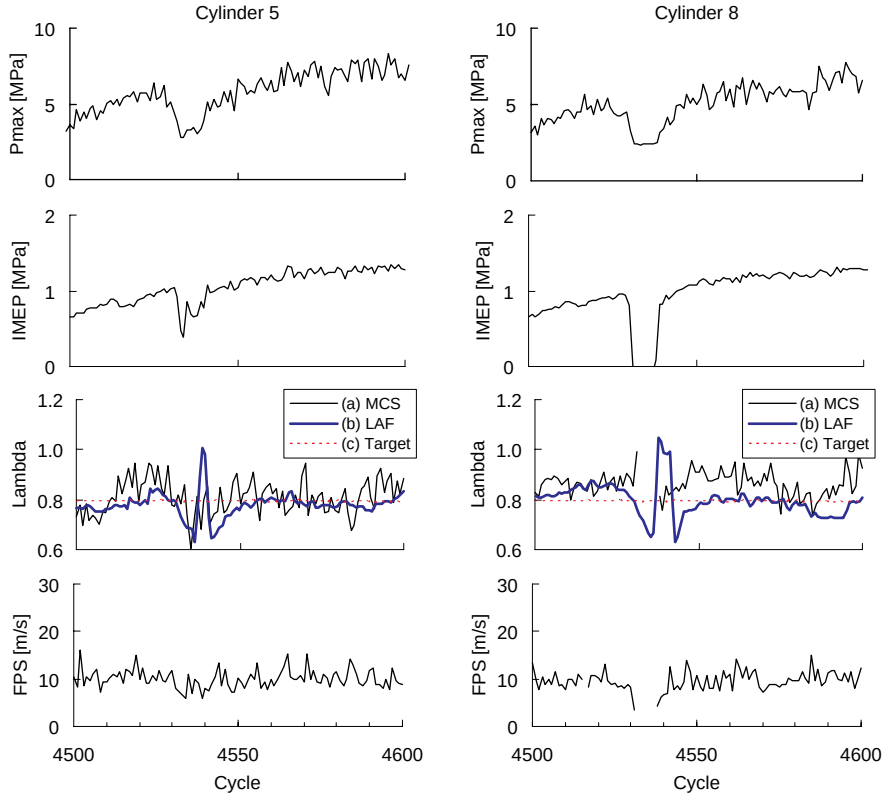


Fig. 9　Cyclic variations of combustion characteristics under transient condition

IMEP も大きく低下している．

#5シリンダにおいては，ラムダ値は下がり失火には至っていないが，プラグ近傍のA/Fがオーバリッチで出力低下を生じている．

一方，#8 シリンダにおいては，はっきりとした失火現象が見られる．#5 シリンダとは逆に，A/F がオーバリーンで失火している．失火後はすぐに燃焼せず，4サイクル後に燃焼が始まっている．

これは，エアボックス内で生じた剛体渦の影響と考えられる．エアボックス内では，吸入空気の慣性力による循環渦が形成されている．その影響により，シリンダ間でリーンとリッチな状態が形成されていると思われる．この燃料が偏る状況は定常状態でも生じており，それに合わせた燃料噴射量の設定はされているが，トランジェント時には定常運転時に基づく設定では不十分であることが明確となった．レースにおいては，常にトランジェント状態で運転されていることを考えると，この領域でのマッピング補正が必要である．

3.4. 燃料カット復帰サイクルでの燃焼特性

トルク制御を目的に，減速時に燃料をカットし，加速時に燃料噴射を復帰させるような制御がおこなわれている．その際，燃料復帰時に不整燃焼が生じることがある．そこで，燃料復帰状態を台上で模擬し，燃焼状態を計測した．その結果を Fig. 10 に示す．#6 シリンダの燃料カットから復帰までの P max，IMEP，MFB 0 - 10%ラムダと火炎伝播速度のサイクルデータである．ラムダは Fig. 9 同様にプラグ近傍，LAF 計測値および設定値である．

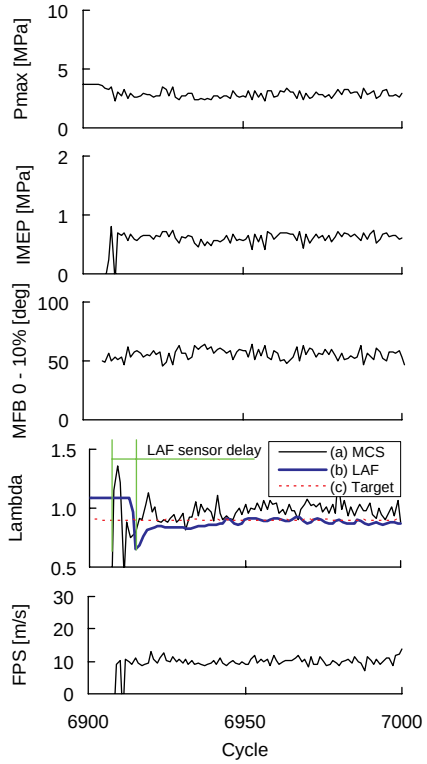


Fig. 10　Cyclic variations of combustion characteristics in fuel cut recovery test

火炎伝播と IMEP およびプラグ近傍のラムダを見ると，燃料カット復帰後1サイクル目では着火しないが，その次のサイクルではリッチで着火，また次のサイクルはリーンに転じている．プラグ近傍のラムダがリッチとリーンを交互に繰り返し，サイクルごとに大きく変動している現象を明確に捉えている．

マイクロカセグレンセンサが，サイクルごとのラムダを計測できており，応答性の高さが証明された．

一方，LAF センサは応答性が低いため，サイクルごとの挙動を計測できず，燃料カット復帰後のラムダ値を 8 サイクル遅れて検知している．

4．まとめ

マイクロカセグレンセンサを用いて，F1エンジンの燃焼診断をおこない，得られた結果を以下にまとめる．

（1）スロットル全開負荷運転，エンジン回転 18500 rpm では，一部の条件を除いて，シリンダ平均ラムダとプラグ近傍ラムダは，ほぼ等しく望ましい状態にある．

（2）上記運転条件では，ラムダによって火炎伝播速度は変わらない．

（3）スロットル全開負荷運転とパーシャル負荷運転では，シリンダ間の A/F 分布の傾向が異なる．
LAF センサを用いてシリンダ平均の A/F を適正な値に設定しても，プラグ近傍では適正値とはならない場合がある．

（4）トランジェント時は定常時と異なる A/F の挙動を示し，トルクの落ち込みや不整燃焼を生じているトランジェント時は，プラグ近傍A/Fがオバーリッチもしくはオーバリーンである．また，同一サイクルでありながらシリンダ間で傾向が異なることが判明した．

（5）トランジェント状態の高精度な燃料制御が今後必要であり，そのためには，高応答な計測機器が必要とされる．マイクロカセグレンセンサはその機能を有し，これを用いることにより今後のエンジン開発が加速できる可能性がある．

参考文献

（1）Neo, G. H., Collings, N.: Pressure Data Analysis of Formula One Racing Engines, SAE Paper, 970061(1997)

（2）Alten, H., Illien, M.: Demands on Formula One Engines and Subsequent Development Strategies, SAE Paper, 2002-01-3359(2002)

（3）Shimasaki, Y., Sakaguchi, J., Maki, H., Suzuki, H., Kondo, N., Yamada, T.: Study on Combustion Monitoring System

for Formula One Engines Using Ionic Current Measurement, JSAE Technical Paper, No. 20055017 (2005)
（4）池田裕二，西山淳，河原伸幸，冨田栄二，Baritaud, T.: Application of IR Absorption Method to a Racing Engine, 自動車技術会学術講演会前刷集，No.13-07(2007)
（5）Ikeda, Y., Nishiyama, A., Bariatud, T.: Flame Speed Measurement of a Racing Engine by IR Method and Chemiluminescence Method, 14th Lisbon International Symosium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics(2008)
（6）Ikeda, Y., Nishiyama, A., Kim, S. M., Takeuchi, A., Winklhofer, E., Baritaud, T.: Cyclic Variation of Local A/F and Mixture Quality in SI Engine Using Local Chemiluminescence, Proc. of 7th international symposium on internal combustion diagnostics, p. 277-284(2006)
（7）Ikeda Y., Jeong H., Nishiyama A., Baritaud T.: Cylinder to Cylinder A/F Fluctuations Measurement in a Racing Engine by Chemiluminesence, Porc. of 7th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine System, p. 535-540(2008)
（8）Lee, J. G., Kim, K., Santavicca, D. A.: Measurement of Equivalence Ratio Fluctuation and Its. Effect in Heat Release During Unstable Combustion, Proc. of the Combustion Institute, Vol. 28, p. 415-421(2000)
（9）Ohyama, Y., Ohsuga, M., Kuroiwa, H.: Study on Mixture Formation and Ignition Process in Spark Ignition Engine Using Optical Combustion Sensor, SAE Paper, 901712 (1990)
(10) Ikeda, Y., Kaneko, M., Nakajima, T.: Local A/F Measurement by Chemiluminescence OH*, CH* and C2* in SI Engine, SAE 2001 Transactions, Journal of Engines, Section 3, 110 (2001-01-0919)(2001)
(11) Ikeda, Y., Nishihara, H., Nakajima, T.: Measurement of Flame Front Structure and Its Thickness by Planar and Local Chemiluminescence of OH*, CH* and C2*, SAE 2001 Transactions, Journal of Engines, Section 3, 110 (2001-01-0920)(2001)
(12) Ikeda, Y., Kojima, J., Hashimoto, H.: Local Chemiluminescence Spectra Measurements in a High-Pressure Laminar Methane/Air Premixed Flame, Proc. of the Combustion Institute, Vol. 29, p. 1495-1501(2002)
(13) Kojima, J., Ikeda, Y., Nakajima, T.: Multi-point time-series observation of optical emissions for flame-front motion analysis, Measurement Science and Technology, Vol. 14, p. 1714-1724(2003)
(14) Ikeda, Y., Kawahara, N., Tomita, E.: Time-series A/F Analysis in a SI Engine by Micro-Local Chemiluminescence Technique, Proc. of 6th COMODIA 2004, Paper No.C3-3(2004)
(15) Kawahara, N., Tomita, E., Takeuchi, A., Arimoto, S., Ikeda, Y., Nishiyama, A.: Measurement of flame propagation characteristics in an SI engine using micro-local chemiluminescence technique, SAE Paper, 2005-01-0645(2005)
(16) Ikeda, Y., Nishiyama, A., Kawahara, N., Tomita, E., Arimoto, S., Takeuchi, A.: Spark-plug-in sensor for initial flame analysis and its flame structure in an SI engine, SAE Paper, 2005-01-0644(2005)

■著　者■


花田尚喜


平出篤志


山田耕平


池田裕二


西山　淳

ウインドシミュレータ装置開発による F1エンジン吸気事象解析

Development of Wind Simulator Equipment for Analysis of Intake Phenomena in Formula One Engines

中 村 聡* Satoshi NAKAMURA
本 橋 康 弘* Yasuhiro MOTOHASHI
早 川 修 一* Shuichi HAYAKAWA

要 旨

F1 は，最高速 300 - 370 km/h で，最大 4.0 G におよぶ加減速を繰り返す．このような走行時の車風速(ラム圧)がエンジン出力に与える影響は大きい．しかし，サーキット走行時のラム圧による吸気事象の解析は，計測器の車載性の課題，車体のセットアップ作業の優先，などにより計測時間が取れず，おこなわれていないのが実態である．

サーキット走行状態のラム圧を再現できるウインドシミュレータ装置を開発し，台上テストにて吸気系開発を効率的におこなえるようにした．

また，車体駆動系イナーシャ同等の特性を有するダイナモ装置，車体特性とスロットルアクセルワークおよび各コース条件を模擬できる車両シミュレーションシステムを導入した．この結果，台上試験にてサーキット走行状態でのモード運転ができるようになり各サーキットに適した吸気系セッティングが可能となった．

ABSTRACT

Formula One vehicles repeatedly accelerate and decelerate, reaching maximum speeds of 300-370 km/h and facing maximum G forces of 4.0 G. Under driving conditions such as these, the vehicle's wind speed (ram pressure) has a significant effect on engine power. However, due to issues involving the fitting of measurement devices onto vehicles, the prioritization of vehicle set-up work, and other factors, time has not been available for measurements to be taken, and analyses of air intake phenomena due to ram pressure during circuit driving have not been conducted.

A wind simulator able to reproduce ram pressure during circuit driving was developed, enabling efficient development of intake systems using bench tests.

In addition, dyno equipment with identical inertia characteristics to those of a vehicle drivetrain and a vehicle simulator system able to simulate body characteristics, throttle and accelerator work, and the conditions of different courses were added to the system. This enabled circuit driving modes to be used in bench tests, making it possible to establish appropriate intake settings for each circuit.

１．まえがき

近年の F1 レギュレーションにおいては，コスト削減を目的に，実走テスト日数削減や年間走行距離が制限されている．このため図面段階の性能予測精度向上や台上テスト置換により，極力エンジン関連の実走テストを減らす施策が必要である．

この目的に対し，単純に実走テスト項目を台上テストに置き換えるのではなく，サーキット走行状態のエンジン事象が解明できる装置の開発に取り組んだ．

エンジン関連の実走テストにおいて，動力性能に影響を与えるものは，車風速(ラム圧)，気象状況(温度や湿度)の変化である．吸気系部品は従来の台上テストでは高速域の車風速(ラム圧)，温度，湿度がすべてのサーキット状況を再現できなかったため，台上テスト結果で決めた仕様の効果が表れず，採用されなかった例もある．

この課題を解決する装置として，ウインドシミュレータ(ラム圧発生装置)を開発した．また，サーキット走行のモード運転ができる車両シミュレーションシステムを導入し，サーキット走行時に起きているエンジン事象を再現した．

本装置，RVベンチ(Real Vehicle Dyno bench)は，ウインドシミュレータ，車体駆動系イナーシャ同等の特性を有するダイナモ装置および車両シミュレーションシステムによって構成されている．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_14

車両シミュレーションシステムは，AVL 社の VSM (Vehicle Simulation Module)をベースとした．

エンジン回転とスロットルを基準にダイナモがエンジントルクを制御するのではなく，車体，ドライバ，コースを置換し走行状態を再現させ，ラップタイム評価を可能としたものである．コーナ走行(加減速)，サーキットフルラップ走行，アンチストール走行(アイドル，発進)などのモード運転ができる．

適用部品の効果を出力性能のみではなく，ラップタイムとして評価することは，レースチームの理解を助け，開発効率の向上が図れる．

本稿では，装置の概要，サーキットとの相関，事象解析結果について述べる．

2．装置概要

2.1. ウインドシミュレータ装置の概要

設備概要図として，Fig. 1 にセクション図を，Fig. 2 にテスト室を示す．エンジンを搭載した台上テスト装置状態を Fig. 3 に示す．

供給風速は，F1 の加速 1.7 G と減速 4.0 G を再現できるトランジェント性能を有する．圧縮断熱による温度上昇を最小限に抑えるため，エアダクト内に CFD により形状を決定した冷却整流フィンを装備し風速分布を均一化させている．

二階機械室では，温度設定指令に応じた空気を作り出す

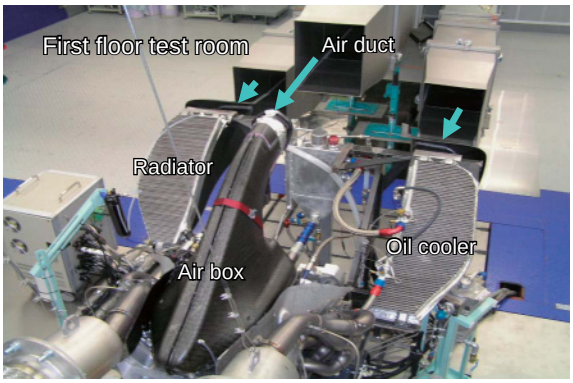


Fig. 3　Overview of test room

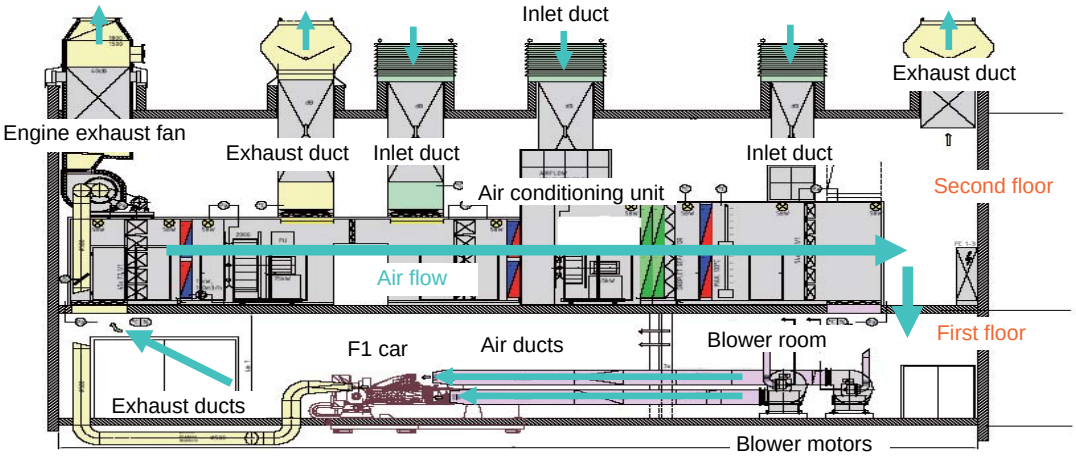


Fig. 1　Section view of RV bench

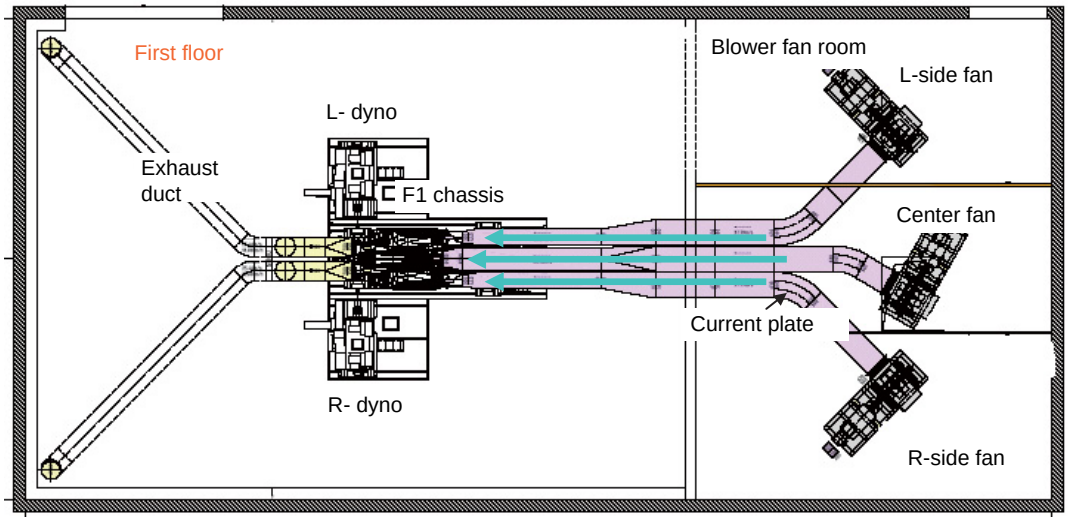


Fig. 2　Top view of 1F test room

Table 1　Control range

Windspeed	0-360 km/h (Max 380 km/h)
Acceleration and deceleration	Max 4.0 G
Temperature	10-40 °C
Humidity	30-90% (Rh)

Table 2　System specifications

<Dyno motor>

AC-motor mass Inertia	0.767 kgm^2
M dnom	2,000 rpm
P mon	400 kW
N max	3700 rpm

<Gear box>

Max input speed	22000 rpm
Transfer power	400 kW × 2 (Max 800 kW)
Gear ratio	9
Inertia	0.015 kgm^2
Acceleration	130000 rpm/sec
Control speed	9 kHz cycle

ため，ボイラおよび冷凍機が配置され，ここで作り出された空気は，一階のブロア室へと送り込まれる．

ブロア室から三機のブロア付きモータによって，供給風はターゲット風速になるようにコントロールされ，一階テスト室に送り込まれる．

一階テスト室の送風ダクトは三箇所設置され，サーキット走行中の車風速は風速分布均一の状態で，エアボックス入口およびラジエータとオイルクーラへ供給される．

気象条件(温度，湿度)をコントロールでき車速に応じた(0 - 360 km/h)，送風が可能である．装置はすべて操作盤および制御盤により集中コントロールされ，風速，温度，湿度，トランジェント速度，排気ダクト風量が一括コントロールされている．

本装置はエンジン側ダイナモコントローラおよび車両シミュレーションとも連携し，サーキット走行シミュレーション中の車速に連動した車風速が送風されるシステムとなっている．本装置は F1 が開催されているすべてのサーキットの気象条件を再現できる．Table 1に制御コントロール範囲を示す．

2.2. 超低慣性ダイナモ

サーキット走行のモード運転が実現できれば，実走テストでしかできなかった，制御システム開発が集中的におこなえる．ハード部品やデバイス部品評価，その後の制御システム開発と一貫した開発が可能となる．

モード運転を実現するために，車体駆動系イナーシャ同等の特性を有する超低慣性ダイナモを導入した．Table 2にAVL 社製装置のスペックを示す．

3．サーキットとの相関

3.1. エアボックス入口の圧力分布

ウインドシミュレータは，ダクト内の風速分布を均一化させている．しかし，実際の走行状態において，エアボックス入口の圧力分布は不均一であり，台上テストで，この状態を再現させる必要がある．無論最終的には，風速分布は均一化させることが理想である．

サーキット走行と RV ベンチとの風速分布の相関を得るために，エアボックス入口圧力分布をピトー管センサを用いて測定することにより対気速度を確認した(Fig. 4)．

RVベンチにおいては，(1)車体によるウインドスクリーンと，(2)ドライバのヘルメットによる空気流れの変化により風速分布が変化することがわかった．

それらが圧力分布とエンジン出力に与える影響を解析し，実走と RV ベンチの圧力分布の相関を図った．

RV ベンチのテスト室全容を Fig. 5 に，エアボックス入口の全圧分布を Fig. 6 に示す．

エンジン回転数 18500 rpm，車速 300 km/h の実走行時の全圧分布(a)と初期RVベンチでの全圧分布(b)を比較する



Fig. 4　Pitot sensor position

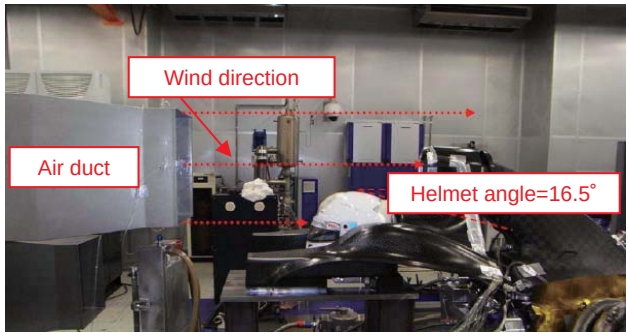


Fig. 5　View of RV bench test room

と，RVベンチでのエアボックス入口部の全圧分布は均一であるのに対し，実走時はエアボックス下部では圧力が低下している部分があることがわかる．

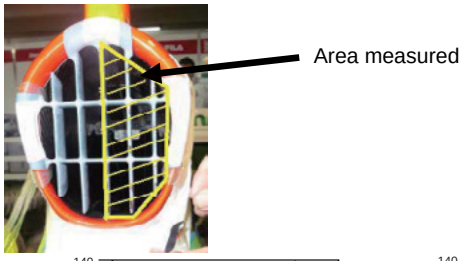
実走行と RV ベンチとの違いとして車体側のウインドスクリーンの有無が挙げられる．ウインドスクリーンを Fig. 7 に示す．ウインドスクリーンとはコックピット前方にある風除け板である．

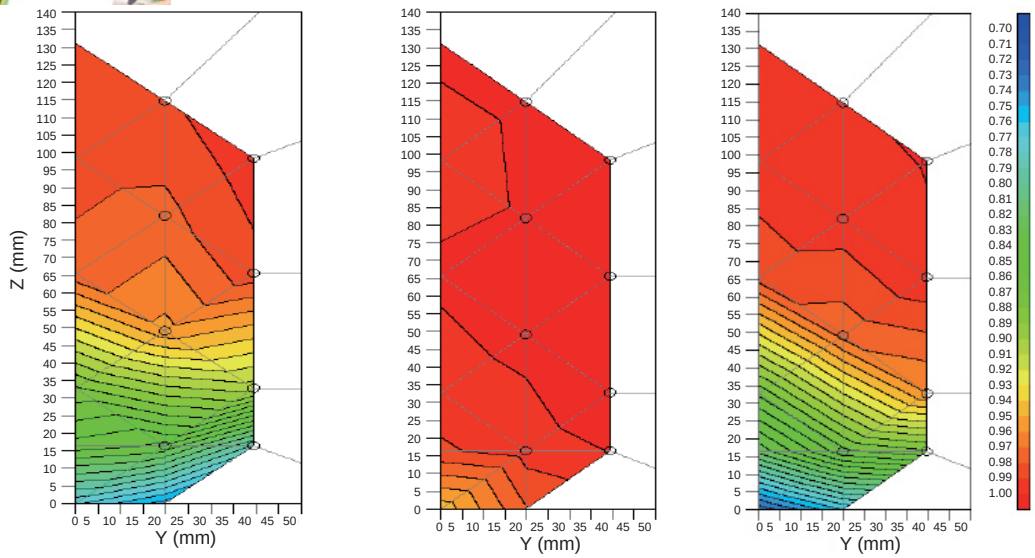
RVベンチにて噴出し口にウインドスクリーンと同影響を与えるダミーウインドスクリーンとバーティカルフィン(Fig. 8)を取り付け，圧力計測をおこなった．この状態での全圧分布(c)は，エアボックス下部の圧力低下を再現し，実走状態を模擬することができている．

次に，エアボックス入口の全圧分布がエンジン出力に与える影響を明らかにするために，(b)初期RVベンチと(c)改修後RVベンチとの比較テストを実施した．車速240 km/h 以上で 6 kW の出力差となり，サーキットでのラップタイムに換算すると 0.12 秒の差が生じた．不均一な圧力分布を改善するには，エアボックス形状と併せて，車体形状およびロールフープ位置の検討が重要である．

3.2. 車速による気筒間燃料補正量の変化

各気筒の混合気比の適正化により出力向上が見込めることはわかっていたため，従来台上テストにて燃料補正値を検討し，レースが開催される各サーキット現場でリファインを実施していたが，本装置で気象条件や最高車速が模擬できるため，サーキット現場でのリファインの必要がなくなった．そのためセッティング工数の削減と搭載燃料量などのピット戦略データをタイムリーに作成することが可能





Total Cp distribution
(18500 rpm, WOT, 300 km/h)

(a) Track

Total Cp distribution
(18500 rpm, WOT, 300 km/h)

(b) RV bench

Total Cp distribution when 225 mm windscreen is added
(18500 rpm, WOT, 300 km/h)

(c) RV bench after modification

Fig. 6　Total Cp at inlet air box

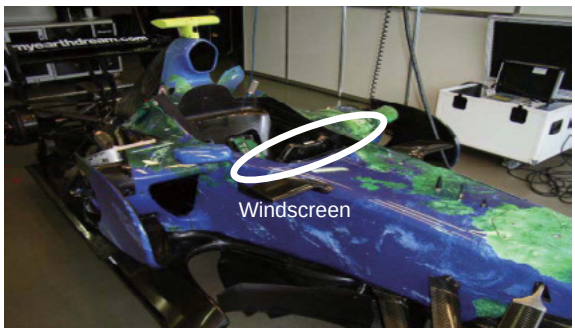


Fig. 7　Windscreen

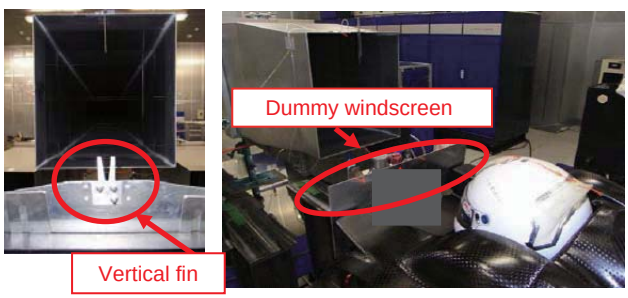


Fig. 8　Vertical fin and dummy windscreen

となった．Fig. 9にラム圧違いによるシリンダ別燃料補正量を示す．車速120 km/hと340 km/h，エンジン回転数18500 rpm での比較である．低車速側と高車速側で，ラム圧上昇によりエアボックス内での空気の流れが変化するため，各シリンダの燃料分配(燃料補正)も変化する．その結果，車速120 km/hでは空気流入量の少なかった前方気筒(#1, 2, 5cyl)が，340 km/h では，燃料補正量が２－４%増加している．また，燃料補正をおこなうことにより，出力は 3 kW の向上が図れている．

3.3. エンジンカウル内吸気温度の影響

RVベンチにて実車モノコックを搭載し，エアボックスおよびエンジンカウル内の温度計測をおこなった．計測箇所は，以下の７箇所である．

(１)エアボックス入り口吸気温度
(２)エアボックス内温度分布
(３)バルクヘッド廻り温度分布
(４)エンジンリヤ廻り温度分布
(５)ニューマチック　エアボンベ温度分布
(６)オイルクーラ廻り温度分布
(７)ラジエータ廻り温度分布

エアボックス内観を Fig. 10 に示す．

測定結果の中で，エアボックス内温度分布(Fig. 11)に着目した．エアボックス内の温度は，フロント側が８℃高い結果となっている．フロント側のシリンダは，リヤ側のシリンダよりも，高温の空気を吸っていることになる．

実車の温度環境を再現するにはエンジン単体での台上テストでは不十分であり，モノコックおよびエンジンカウルを装着しなければ再現はできない事象である．

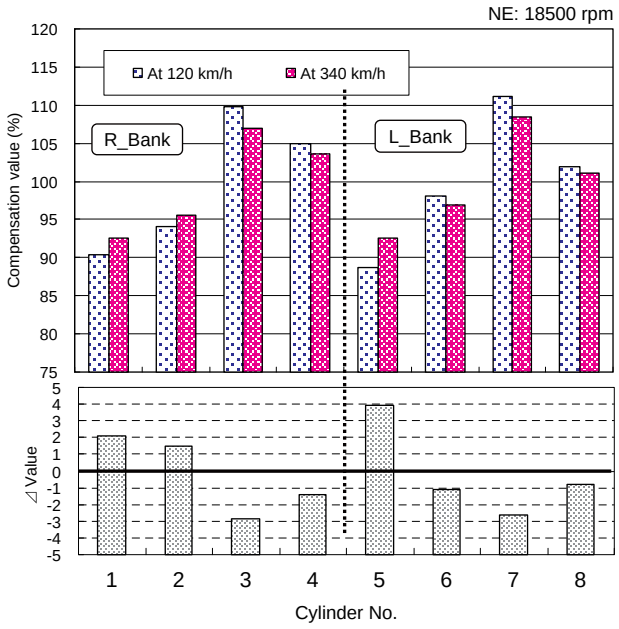


Fig. 9　Speed-fuel distribution for each cylinder

フロント側の温度上昇は解析の結果，エンジンや排気管からの輻射熱よりも，エンジンとバルクヘッド間に配置しているオイルタンクの油温の変化に同期しており，オイルタンクの熱影響を受けていることがわかった．

バルクヘッドは，冷却風の通り道がなく，閉塞された構造になっているため，エアボックス前方壁面が加熱され吸気温上昇につながっている．壁面温度は90 ℃にも達することがわかった．

対策として，バルクヘッドとエンジン間に冷却風を送り込む冷却ダクトを取り付けた．

Fig. 12に示すように，冷却風は，オイルタンク廻りとバンク間(V bank)へ流れ，その結果，エアボックス壁面温度は 45 ℃まで低下し，フロント側吸気温は６℃低下した．

このような吸気温度変化が生じる場合，2006年以降のF1エンジンは可変管長システムを持たない(レギュレーション規制)ため，出力ピークのエンジン回転数が変わり，吸気温度上昇による吸入効率低下を招き出力低下の原因となる．

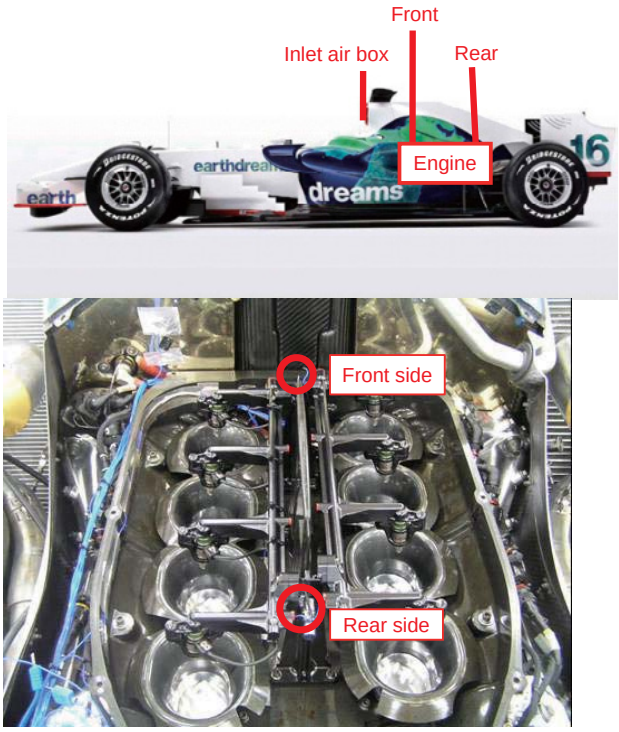


Fig. 10　View of engine cowl and air box

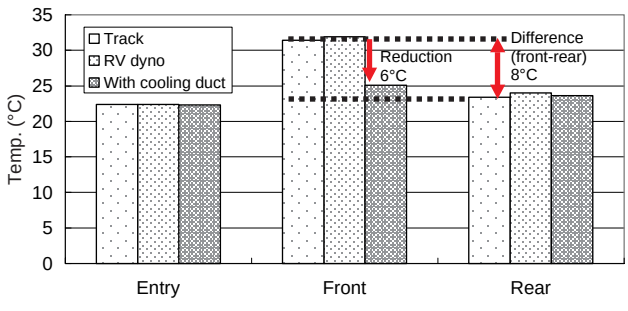


Fig. 11　Temperature distribution in air box

輻射熱対策として，断熱シートもテストしたが，時間経過に伴う温度上昇があり，10ラップのモード運転で効果がなくなった．

冷却ダクトによる掃気が対策に有効であるが，車体空力性能への影響も考慮しながら冷却ダクトの形状検討をする必要がある．

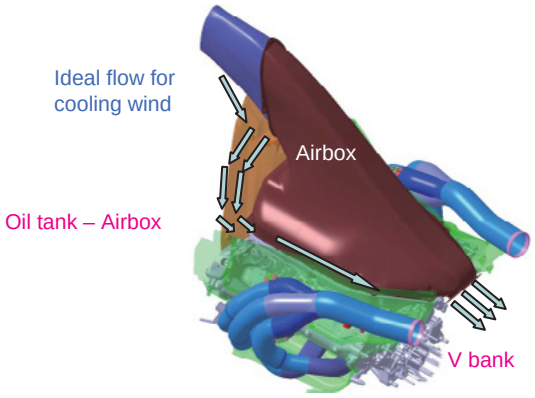


Fig. 12　Cooling duct (ideal flow)

4．台上置換紹介

RV ベンチにより，実走テストで実施していた各種セッティング用データ計測が，台上テストにて確認できるようになった．以下に，台上置換された項目を紹介する．

(1)新車シェイクダウン時の圧力，温度計測
(2)ラジエータ，オイルクーラの機能チェック
(3)振動，熱害確認(部品信頼性確認)
(4)気象条件，ラム圧による性能確認
(5)電装系，機能確認および信頼性確認
(6)車両シミュレーションによるドライバビリティー評価
(7)ラップタイム評価，燃費評価
(8)制御データのセッティング
　(レーススタート，トラクションコントロール，サーキットごとのトルクマッピング)

5．まとめ

(1)ウインドシミュレータ(ラム圧発生装置)と，サーキット走行のモード運転ができる車両シミュレーションシステムを開発し，サーキット走行時に起きているエンジンの吸気事象を台上テストで再現した．
(2)相関が取れたことで，エアボックス開発，気筒間燃料補正，吸気管長選定などの項目が短期間でおこなえるようになった．
(3)モノコックを搭載することにより熱害影響確認が可能となり，実車の出力向上に貢献した．

■著　者■


中村　聡


本橋康弘


早川修一

F1エンジンの計測技術

Measurement Technologies for Formula One Engines

柳澤長生* Nagao YANAGISAWA
花田尚喜* Naoki HANADA
濱川丈* Takeru HAMAKAWA
荻山一志* Kazushi OGIYAMA
後藤哲男* Tetsuo GOTO

要　旨

F1エンジンという高回転で使用される計測環境下で物理的現象を正確に把握するためには，大容量で高速サンプリングできる計測システムが必要である．あわせて，センサ精度，計測器の耐振動性が重要となる．また，サーキット走行時の計測ではシステムの小型，軽量化が必要である．これらの要求にこたえるためにF1の開発においては，通常より高性能な各種エンジン計測システムを使用してきた．

その項目とは失火検知システムによる燃焼診断，サーキット走行時の指圧計測およびクランクシャフト挙動計測，油圧計測，フリクション計測，燃料噴霧および筒内流動の可視化計測である．

ABSTRACT

In order to attain an accurate grasp of physical phenomena in the high-speed measurement environment of a Formula One engine, it is necessary to be equipped with measurement systems capable of high-volume, high-speed sampling. In addition, the accuracy of sensors and the vibration resistance of measurement equipment are important factors. It is also necessary to reduce the size and weight of measurement systems in order to conduct measurements during circuit driving. To respond to these performance demands, a variety of high-performance engine measurement systems were used in Formula One development projects.

This paper will discuss combustion diagnosis using a misfire detection system, measurement of combustion pressure and crankshaft behavior during circuit driving, oil pressure measurement, friction measurement, and the visualization and measurement of the fuel spray and in-cylinder flows.

1．まえがき

F1エンジンに限らず，自動車エンジンの開発と計測分野の発達および技術進化は切っても切り離せない．振動などに代表される動的挙動，出力の高低を図り知る燃焼時の圧力，および充填効率の良否を決定する吸排気管内の圧力など，事象解析による仕様判断は，広く一般化している．

Table 1に示すように，第２期Honda F1（1983年から1992年）と第３期 Honda F1（2000年から2008年）の間の約10年間で計測技術は進化し，20000 rpm までの燃焼圧や振動および挙動に対し実車でのオンボード計測を可能とした．計測技術の進化は，センサの小型化に代表されるパッケージングの高効率化，さらには，CPUの高速，大容量化による高精度，短時間計測化に拠る結果である．

Table 1　Comparison of contents of measurements

Item	Second era	Third era
Combustion pressure	Only one cylinder is measured (Only dyno)	All cylinders are measured (Dyno and circuit)
Crankshaft twist vibration	Only dyno	Dyno and circuit
Engine vibration	Only dyno	Dyno and circuit
Gear train vibration	Measurement is impossible	Measurement of all gears is possible (Only dyno)

これらの計測技術の進化にともない，計測可能な箇所も拡大し，事象の正確な解明ができるようになった．

この結果，仕様決定やトラブル解消を敏速におこなうこ

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_15

とができ，高品質のエンジンをタイムリーに供給できるようになった．

2006 年末に，新レギュレーション施行によりエンジン仕様のほとんどが変更を制限された．2007 年以降は，レギュレーション許可範囲内での小変更による出力向上，信頼性向上に開発の主眼が置かれ，開発手法の変革も必要となった．

限られた仕様変更の中で確実な採否判断をおこなうことが重要となり，事前検討のために CAE(Computer Aided Engineering)を用いた手法への変革が求められた．

CAE を導入するためには実現象と CAE 結果の正確な合わせ込みが重要であり，単気筒エンジンを用いて徹底した検証をおこなった．

本稿では，F1エンジンの最新計測技術の概要について紹介する．

2．計測技術紹介

2.1. 燃焼計測

2.1.1. MDS(Misfire Detection System)

F1エンジンは，高回転ゆえに，燃焼行程は短時間で終了する．また，スロットル全開と全閉のオンオフ負荷が繰り返される．このため，燃焼が不安定な状態で使用される頻度は高い．このような条件下においてイオン電流を利用した燃焼状態を診断する MDS を開発し，2002 年以降から全レースに適用した．

Fig. 1 に，イオン電流の発生メカニズムを示す．以前から燃焼の過程でラジカルイオンが発生することは知られていた．イオン電流は，以下の二種類の過程で検出され，波形には二つのピークが発生する(1)．

(1)燃焼初期の火炎面が電極を通過する際に発生する比較的長寿命の $C_3H_3^+$ラジカルイオン(ケミカルイオン)を検出する．

(2)2000 K 以上の燃焼ガス中において，N_2 が熱解離し NO_2^+ ラジカルイオン(サーマルイオン)となりこれを検出する．

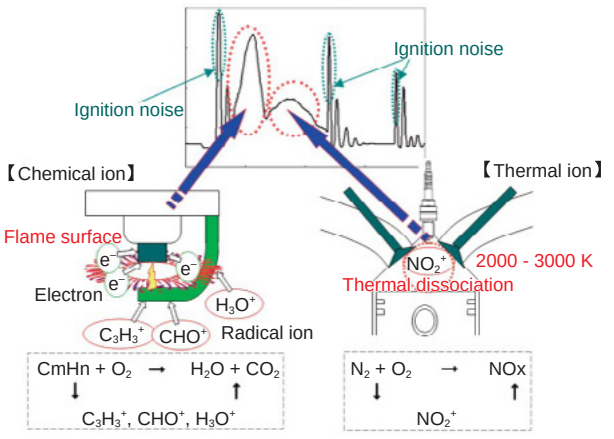


Fig. 1　Mechanism of ionic current

点火プラグの中心電極をイオンプローブとして用い300 V 程度のプラス電位を印加し，燃焼により発生した $C_3H_3^+$，CHO^+，NO_2^+等のラジカルイオンを捕捉する，これがイオン電流計測の原理(Fig. 2)である．

点火コイルのエネルギーをコンデンサに蓄え電源として利用している．

F1エンジンは，CDI 点火システム(Condenser Discharge Ignition System)を採用しており，放電時間が 70μsec と短く点火ノイズの影響が小さいため，燃焼期間の大半をモニタすることができる．

低燃費運転時は空燃比をリーンにするが，この状態で加速するとヘジテーションが起こり，コーナ出口の加速性能が損なわれる場合がある．ヘジテーションの原因は，急激な吸入空気量増加により，可燃限界以下に混合気がリーン化し，失火もしくは失火に近い燃焼となるためである．

この現象を解析するため MDS を開発した．

Fig. 3 に加速状態のパワーベスト空燃比とリーン空燃比の MDS 値の比較を示す．パワーベスト空燃比設定では，リーンからリッチへ短時間で変化し MDS 値の発生時間も少なく燃焼の安定化が早い．しかし，リーン空燃比設定では，MDS 値の発生時間が継続，燃焼の不安定な状態が続き，顕著なヘジテーションが起こっている．

このように走行中の燃焼状態をモニタする技術が開発できたことで，各サーキットの気象条件に適した空燃比のセッテングを可能とした．

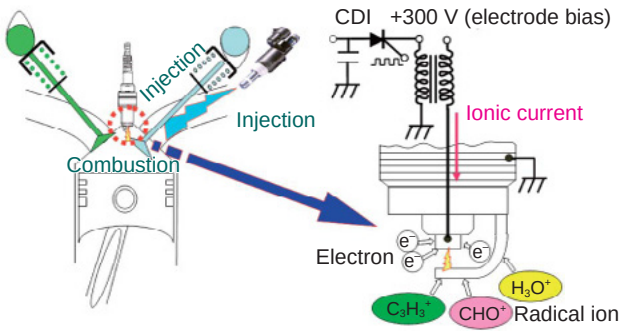


Fig. 2　Ionic current measurement principle

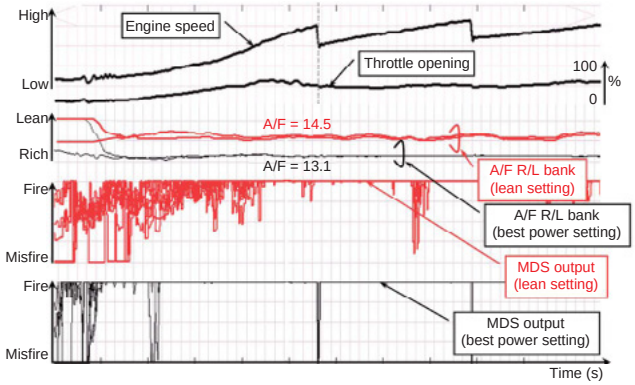


Fig. 3　Detected misfire

2.1.2. プラグ一体型燃焼圧力センサ(PS PLUG)

F1エンジンの開発プログラムで燃焼圧力の計測は恒常的におこなわれているが，燃焼圧力センサを用いた計測には，技術課題がある．

(1)レイアウト自由度が少ない

エンジン構造上センサ取り付け場所が限定され，全気筒指圧計測ができない．

(2)耐久信頼性が低い

高回転運転するため振動が大きくセンサが破損する．

このような状況下，全気筒指圧計測技術として，プラグ一体型燃焼圧力センサ(以下 PS PLUG)の開発をおこなった．

Fig. 4 に PS PLUG 形状と，計測した圧力波形を示す．

PS PLUGを使用した台上テストでの燃焼圧力計測については，既存センサとの出力比較結果など良好な結果を得ている．

この PS PLUG により，センサ取り付け場所が限定されず，全気筒指圧計測が可能となり気筒別の燃焼圧力の違いを把握することが可能になった．

サーキット走行時の燃焼圧力の計測と，その計測結果である図示平均有効圧(Pmi)から求めたエンジン出力の計測結果を Fig. 5 に示す．

走行時の Pmi から求まる図示出力は，ギヤボックスに取り付けたトルクメータ値と同一であり PS PLUG による燃焼圧力の計測はサーキット走行時においても正確であることが証明できた．

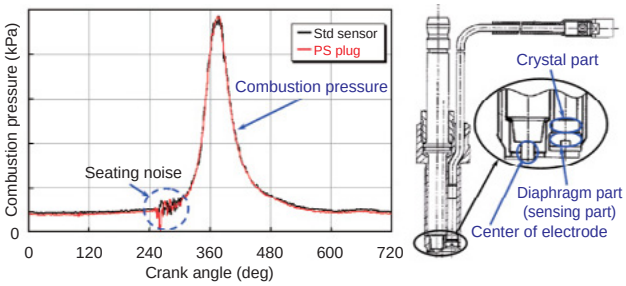


Fig. 4　Combustion pressure force and shape of PS plug

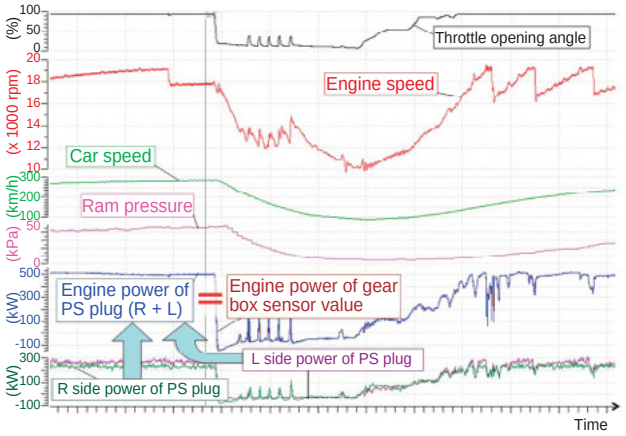


Fig. 5　Circuit running data

2.2. クランクシャフト ねじれ振動

一般的にクランクシャフトねじれ振動の加振力は，ピストンおよびコンロッドによる往復部慣性力と燃焼圧力による回転力の和で決定する．

F1エンジンは高回転で運転されるため，クランクシャフトのピンジャーナル部に加わる荷重は，往復部慣性力が支配的となり最大で 50 kN を超える．

クランクシャフトは固有のねじれ剛性と回転イナーシャにより決定される固有振動数を有するが，前述の加振力により共振を起こし，ねじれ振幅が 1 deg を超える大きな振動をともなう場合がある．

また Fig. 6 に示すように，F1 エンジンの給油方式はセンタ給油としており，一部が中空となり中実の場合より強度が低く，ねじれ共振がクランクシャフトの折損を誘発することも考えられる．

2002 年 F1 エンジンでは，高回転およびモータリング状態で回転3次の次数で共振するねじれ振動が課題となった．これは，サーキット走行時の条件で例えると，ストレートエンドでスロットルを閉じた状態に相当し，使用頻度も高く，エンジンの耐久性に影響を与える．実際に，サーキットで二件のクランクシャフト折損が発生した．このねじれ振動は高回転で発生しているため出力向上を目的とした高回転化の弊害にもなっていた．

Fig. 7に示すシステム構成で，ベンチとサーキット双方でクランクシャフトねじれ振動計測をおこない原因解析した．

高速サンプリングが必要なため 200 kHz まで測定可能の data Loggerを用いてクランクシャフトに取り付けた回転信号検出用のパルス信号を記録した．この信号を周波数に変換し変動する信号成分を抽出し，変動する信号成分をさらにフーリエ変換することでクランクシャフトのねじれ振動を把握することができる．

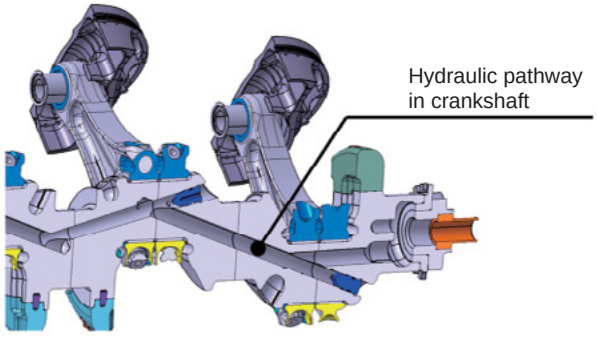


Fig. 6　Section of Formula One crankshaft

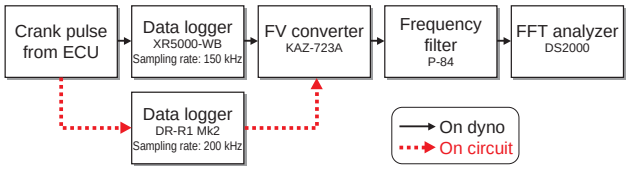


Fig. 7　Analysis system configuration

その結果，ねじれ振動増加の原因は低重心化のために採用したバンク角であることがわかった．2003 年 F1 エンジンはバンク角を 94 deg から 90 deg へ変更し，クランクシャフトねじれ振動を低減した．

計測と並行して，AVL 社製，振動シミュレーション(Blicks)による検証をおこなった．

Fig. 8 に Blicks を用いたシミュレーション結果と計測結果を示す．

2002 年 F1 エンジンで課題となっていた，高回転およびモータリング状態の振動レベルが 2003 年 F1 エンジンでは改善されている．

シミュレーションと実機の振動計測結果は精度良く一致し，このシミュレーションの有効性が証明された．

以上のように高速で運転しているクランクシャフトねじれ振動を把握するためには高速サンプリングが必要であり，data Logger の技術進化はその計測を可能とした．

2.3. 油圧計測

コンロッドベアリングの耐久信頼性の課題は，耐磨耗性や耐焼き付き性である．その対処手法として，コンロッドベアリングの材料変更や，潤滑油の粘度，給油量，圧力，エアレーション改善がある．

F1 エンジンにおいて，コンロッドベアリングへの給油は，クランクシャフトの遠心力を利用したセンタ給油方式を採用している．

このため，実際の油圧を計測するには，クランクシャフト内油路の圧力を計測するしかないが，油路内に設置した圧力センサの信号をクランクシャフトからエンジン外部へ出力する技術が必要となる．

Fig. 9 に油圧計測システム図を示す．

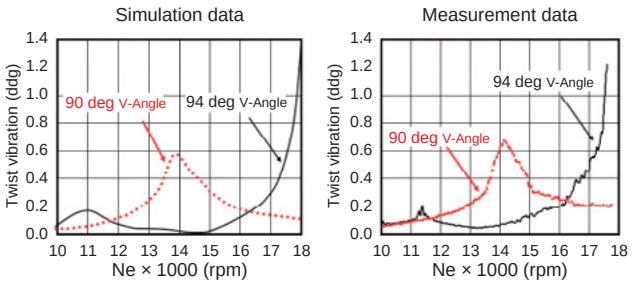


Fig. 8　Simulation results and measurement results

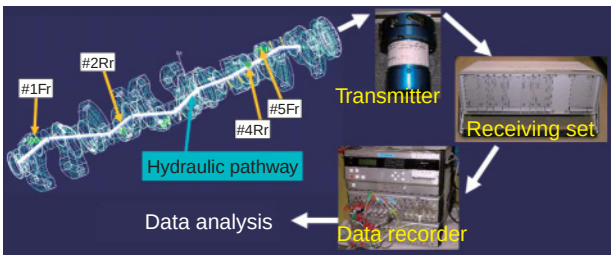


Fig. 9　Analysis system configuration

従来は水銀による物理的な信号経路を有した接触式のスリップリングを用いて信号の取り出しをおこなっていたが，高回転化にともない測定可能なエンジン回転数は限定された．その原因とは，管路内で水銀が高速流動する時の発熱や，液漏れに対するシール能力の限界であった．

それに変わる新しい計測手法として，無線化技術を応用し信号の取り出しをおこなった．無線式はスリップリングと異なり非接触式であるため，これらの課題は解決できた．また，測定可能な回転数も受信機の CPU 演算の高速化により実用範囲内で十分に測定が可能となった．ただし接触式と比較して耐ノイズ性は低かったが，受信部を絶縁材で保護することで対応した．

Fig. 10 に中空クランクシャフトの測定事例を示す．

中空クランクシャフトは油路をクランクシャフト回転中心に通す必要がなくなるために，通常のセンタ給油式の課題である下流での油圧低下(内部管路圧損やコリオリの力による圧損)が少なくなり平均油圧が上昇する．その効果は計算では推測できるがクランクシャフト内部油路の圧力計測により，中空クランクシャフトの効果を証明した．また，ノイズの影響も小さく仕様の差を十分に把握できた．

2.4. リンク法

リンク法による計測手法は，目新しい技術ではなく，量産エンジンでも用いられる手法である．ただし，高回転で使用される F1 エンジンではリンクに加わる慣性力の加速度成分は 19000 rpm で運転する場合，量産エンジンの 2 倍程度の 10000 G となる．この違いはリンク機構の設計に大きく影響し，高剛性かつ超軽量のリンク方式が必須となる．

Fig. 11 に F1 エンジン用のリンク方式を示す．

F1用のリンク方式は解析用単気筒エンジンに組み込んで構成される．

軽量化のため，リンク機構はアルミニウム合金の切削加工品とした．リード線を収納するカバー類は全てCFRP製で形成し軽量化を図った．また，剛性確保のためリンク部の断面形状は BOX 型とし，断面二次モーメントを確保した．連接部にはNTN製小型のベアリング(内径7 mm，外径 11 mm)を使用して円滑なしゅう動運動を与えた．

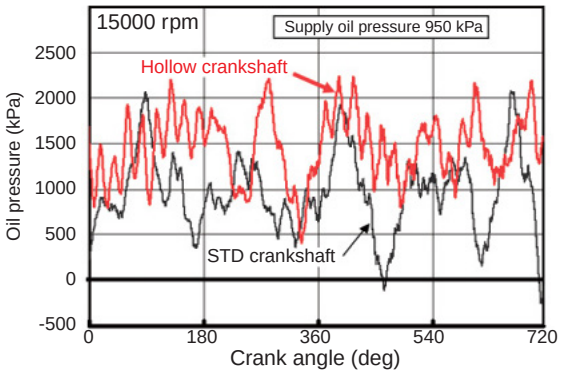


Fig. 10　Pressure in hydraulic pathway

コンロッドはピストンと連結して往復直線運動をおこなう部位を小端部，クランクシャフトと連結して回転運動をおこなう部位を大端部と呼ぶ．そして双方を繋いでいる部位を棹部と呼ぶ．特に棹部には直線運動と回転運動が合成された複雑な力が常に付加されるため，応力集中し，その応力値は材料の破損限界を超えることもある．第３期 F1 エンジン開発でも棹部の折損は発生し，信頼性保証の重要項目のひとつであった．

Fig. 12 に破損事例と CAE 解析結果，リンク法計測仕様を示す．

破損箇所は小端部に近く強度が下がる部位である．この破損事象解析として，CAE解析をおこない応力集中した原因は推定できた．その後リンク法による応力計測手法の開発を進め，2004 年より単気筒での解析を開始した．

Fig. 13にリンク法によるコンロッドねじれ共振計測結果

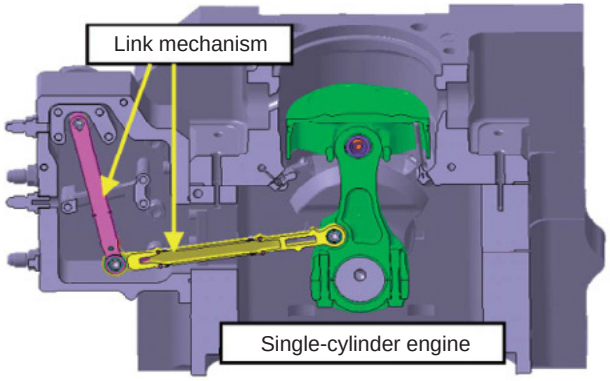


Fig. 11　Link mechanism for Formula One engines

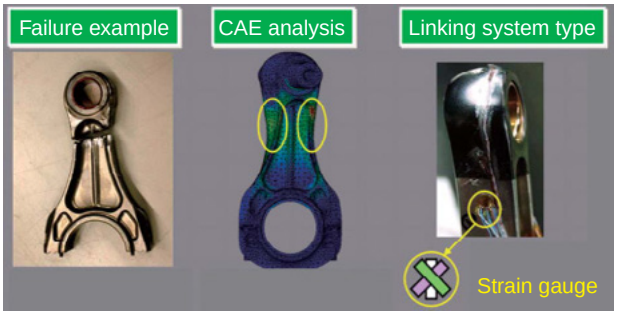


Fig. 12　Failure example, CAE result, linking system type

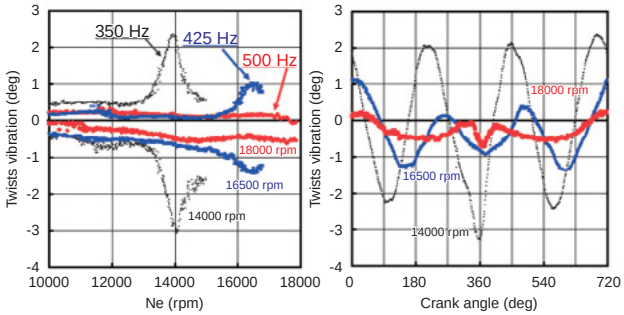


Fig. 13　Twist vibration measurement results for connecting rod

を示す．計測結果からコンロッドはエンジン全負荷状態でねじれ共振を発生することがわかった．また，慣性力支配の無負荷状態では共振は起こらないことから，ガス圧で加振されクランクピン部の曲げでねじれていることもわかった．

以上 F1 用リンク法は 19000 rpm の測定においても十分な測定精度を確保しつつ，リンク機構の耐久性も確保できた．レシプロ運動のようにエンジン内部の現象を把握することが可能となり，その数値化技術はエンジン開発に多く貢献した．

2.5. 浮動式ライナ法によるフリクション測定

エンジン内部で発生する各部フリクションは出力向上を阻む要因の一つであり，各部フリクションを正確に計測することは重要である．フリクションの中でレシプロ系フリクションは，全体の約６割を占めているが，そのメカニズムは明確になっていないのが現状である．今回，レシプロ系フリクションの新たな計測手法として，浮動式ライナ法を紹介する．

レシプロ系で発生するフリクションは以下の三種に大別される．

（1）ピストンとスリーブ間のしゅう動
（2）コンロッドベアリングとクランクピン間のしゅう動
（3）クランクケース内のオイルかくはん

これらフリクションの中で，浮動式ライナ法は（1）のピストンとスリーブ間のしゅう動フリクションを計測する目的で開発した．

Fig. 14 に浮動式ライナ法のテスト装置の断面図を示す．

一般的な浮動式ライナ法装置と比較し，本装置の特徴は高回転化対応を図っている点である．一般的な浮動式ライナ法装置は，測定範囲がエンジン回転数で 5000 rpm 以下であり，材質は鉄系合金またはアルミニウム合金で構成される．しかし，高回転ではライナ本体がピストン運動と同一方向に共振し，計測値の精度が下がる．この対策として，ライナ材質にベリリウム材を用いて軽量化を図り共振の発生を抑制した．さらに，荷重センサを上端配置にして荷重センサ取り付け部の剛性確保を図った．この配置によりファイアリング測定はできない構造となったが，後期仕様では擬似的に燃焼圧力を発生させることでファイアリング条件に

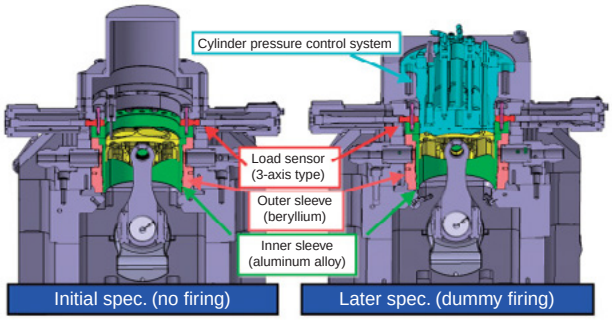


Fig. 14　Floating liner mechanism

対応した．その原理はエアを燃焼室へ導入する機構を用いてピストンによりエアを圧縮させることで 10 MPa まで任意に昇圧できるようにした．

Fig. 15 にモータリング仕様の計測事例を示す．

左図は，荷重センサの上下方向(ピストン運動と同一方向)の値である．クランク角度で整理することにより，浮動式ライナ法は各行程のフリクションを解析できる．一回転分の積分値は一気筒で発生するピストンとスリーブ間のしゅう動フリクションに相当し，その数値化が可能となった．

右図は，荷重センサの左右方向(ピストン運動と直交しクランク回転面と同一方向)の値で，ピストンのスラスト力と反スラスト力の変化を行程別に知ることができる．

以上のように，各行程のフリクション計測が可能となり，ピストンスカートフォームなどの解析に活用した．

2.6. 可視化技術

2.6.1. 燃料噴霧可視化技術の紹介

燃料の微粒化は，気化潜熱により，吸入空気を冷却し，充填効率を高め，燃焼も促進させる．これらは，燃料噴射圧力(以下燃圧)によって変化する粒径やペネトレーションによるものであるが，その数値化のための計測技術は確立されていなかった．

F1 エンジンに用いられた燃圧は，第２期 Honda F1 のターボエンジンに採用された電子制御式インジェクション(PGM-FI)で，0.25 MPa であった．その後，1987 年に 1.2 MPa まで高燃圧化したものの，第３期 Honda F1 の 2004 年まで 17 年間 1.2 MPa で使用していたが，2005 年からは高燃圧化を加速して 5 MPa を採用し，さらに 2006 年には 10 MPa となった．以下に，高燃圧における燃料粒径やペネトレーション解析に用いた燃料噴霧の可視化技術について述べる．

燃料噴霧は，時間の経過によって変化する三次元形状を持つため，以下の項目を計測した．

(１)噴霧粒径
(２)拡散性
(３)ペネトレーション
(４)フォーム角度と形状

このうちフォーム角度と形状については，ノズルの方向によって，ある程度コントロールが可能であるが，粒径，拡散性，ペネトレーションについては各噴孔の形状が影響をおよぼすため，数種のノズル形状による計測をおこなった．

Fig. 16 に PDPA(Phase Doppler Particle Analyzer)の計測器外観と計測原理図を示す．

PDPA は燃料噴霧に連続レーザ光を照射し，その散乱光を信号処理することで液滴の粒径や流速を計測する．流速は２本のレーザがクロスするポイントで計測をおこなう．

このポイントに粒子が入り散乱した光を受光部で捉え電気信号に変換後，FFT を用いて周波数解析し速度を算出する．

粒径の計測は複数のフォトマルで観察したバースト信号の位相差を用いて粒径を計測し，粒子の大きさや形状に応じて異なる屈折光の周波数を補正することで粒径を算出する．

Fig. 17 に PDPA で計測した燃料噴霧の粒径分布を示す．

PDPA で得られた計測結果の詳細を解析するために，La Vision 社製の拡大撮影装置(Spray Master)を用いて，インジェクタ噴孔直下の燃料噴霧形状を可視化した．

Fig. 18 に Spray Master で計測した燃料噴霧を示す．

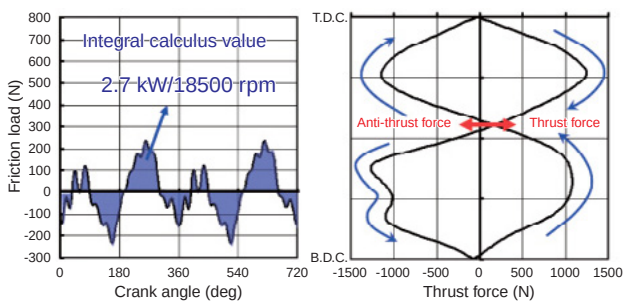


Fig. 15　Sliding friction measurement result

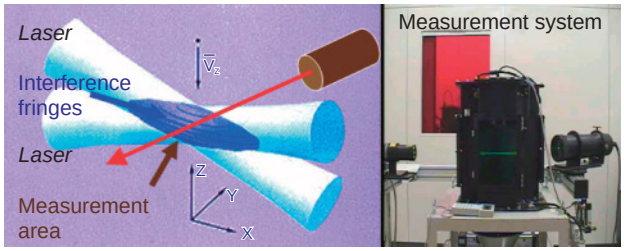


Fig. 16　External view of PDPA hardware and measurement principle

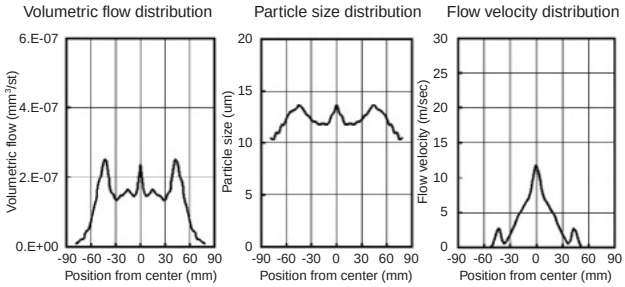


Fig. 17　Fuel spray measurement results

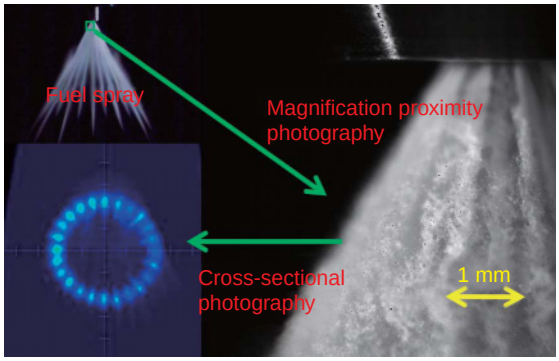


Fig. 18　Macrophotography using SprayMaster

Spray Master による拡大撮影ではレーザによる噴霧断面の透過撮影をおこない，燃圧および噴孔のパラメータ比較や，噴孔数が異なるインジェクタの噴霧特性比較もおこなった．

本装置は，インジェクタ開発の仕様選定，筒内燃料分布シミュレーションなどエンジン開発へ適用され燃料系開発の効率化に貢献した．

2.6.2. 可視化エンジン技術の紹介

燃焼室内の混合気の流れや乱れ現象を把握することは急速燃焼を実現するためには重要である．F1 エンジンの燃焼室内の流れや乱れを計測するために可視化エンジンを用いた．

可視化手法と計測結果およびシミュレーションによる検証について述べる．

Fig. 19 に可視化エンジンの断面図を示す．

可視化エンジンは前述のリンク法や浮動式ライナ法と同様に改修の利便性や汎用性から単気筒エンジンで製作した．シリンダブロックの一部に石英ガラス製の専用スリーブを取り付け，その高さを40 mmとすることで，全行程の可視化を可能とした．

燃焼室内ガス流動の計測は，PIV（Particle Image Velocimetry）を用いた．レーザはYAGの第二高調波532 nm，撮影にはクロスコリレーション用CCDカメラを使用し，シンクロナイザにより両者の同期をおこなった．

流動を可視化させるための極軽量の樹脂製トレーサには直径 40 µm 以下の中空樹脂を使用し，解析には FFT 相互相関法を使用した．

通常のピストンとは異なり頭部を延長した専用ピストンを使用しており，エンジン回転数は 10000 rpm にて計測をおこなった．

Fig. 20にPIVの測定結果とシミュレーション結果を示す．

PIV 計測により燃焼室内ガス流動の現象が把握できた．この可視化結果をもとに RICARDO 社製，ガス流動シミュレーション（VECTIS）の検証をおこない，シミュレーションにより燃焼室内ガス流動を正確に予測できるようになった．また，同様の検証をおこなうことで燃焼室内ガス流動のほかに燃焼室内の燃料挙動解析や燃焼（火炎伝播）解析を VECTIS でおこなえるようになり，開発効率が向上した．

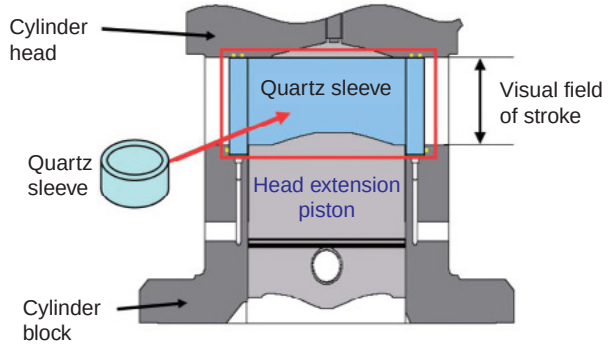


Fig. 19　Visualization engine

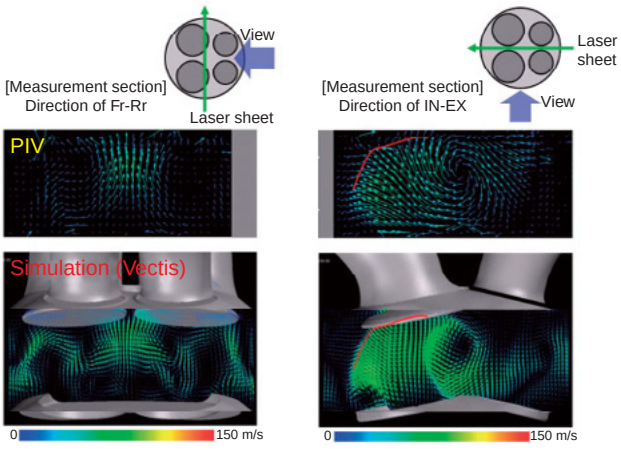


Fig. 20　Measurement result and simulation result

3．むすび

第３期 Honda F1 エンジンの開発プログラムで活用してきた計測技術について記述した．これらのほとんどが，第２期 Honda F1 エンジン開発では計測できなかった項目であり，第３期 Honda F1 エンジン進化は，この計測技術が支えたといっても過言ではない．F1エンジン開発で培われた計測技術は，今後一般車両エンジン開発の計測技術と融合させることで，環境技術開発や開発の高効率化へつながると確信している．

参考文献

（1）島崎勇一，坂口純子，牧　秀隆，鈴木宏章，加藤　彰，西澤一俊：イオン電流計測を用いたフォーミュラ１エンジンの燃焼状態検出システムの研究，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.57(2006)

■著　者■


柳 澤 長 生


花 田 尚 喜


濱 川　丈


荻 山 一 志


後 藤 哲 男

F1エンジン用高圧燃料供給系の開発

Development of High-Pressure Fuel Supply System for Formula One Engine

棚橋哲哉* Tetsuya TANAHASHI
小野和二* Kazuji ONO
早船正典* Masanori HAYAFUNE
澤田陽介* Yosuke SAWADA
清水淳史* Atsushi SHIMIZU

要　旨

近年，F1エンジンにおけるエンジン性能向上には，高燃圧による短時間噴射，燃料微粒化によって，理想的な混合気を形成させ燃焼効率を改善させるとともに，低負荷領域での安定した燃焼を確保することが重要である．

そこでインジェクタ噴霧特性を総合的に解析し，Honda内製の高効率な高圧燃料供給系の開発をおこない，エンジン出力を 15 kW 向上させた．

ABSTRACT

Important factors in boosting the performance of today's Formula One engines include: the realization of the formation of ideal air-fuel mixtures and the achievement of greater combustion efficiency, through the use of shorter fuel injection periods and increased spray atomization resulting from higher fuel pressures; and, in addition to this, the achievement of stable combustion in the low-load operating range.

A comprehensive analysis of injector spray characteristics was conducted, leading to the development of a Honda-made high-efficiency, high-pressure fuel supply system. This enabled the achievement of a 15 kW increase in engine power.

1．はじめに

自動車用エンジンにおける燃料供給系の開発は，燃費や排出ガス低減等における技術課題解決のため，その重要度が高まってきており自動車メーカ，部品メーカ，研究機関によって，より高度な技術開発，事象解析が進められている．

F1エンジンにおいても，特に燃料噴霧はエンジン出力への寄与度が大きく，燃焼室形状，吸気ポート形状に対して最適な噴霧形態が存在する．それらの仕様変更に伴い噴霧についても検証と再設定がなされてきた．

このような背景から，Honda F1エンジン開発では，開発への追従性，独自技術による対他競争力向上をねらいとして，燃料供給システムは内製を基本としてきた．

本稿では高圧燃料を供給する燃料ポンプ，燃料圧力を制御するレギュレータ，燃料を噴射し噴霧を形成するインジェクタについての技術概要を紹介する．

＊四輪R&Dセンター

2．高圧燃料噴射による出力向上メカニズム

F1エンジンにおける燃料系の開発は単気筒エンジンを用い，吸入空気と燃料にまつわる事象解析をおこなった．

その結果をもとに，レースエンジンにおいては 2006 年までの高燃圧化および，それ以降の噴霧改良により約15kWの出力向上を得ている．

Fig. 1にレースエンジンでの燃圧の推移と出力，Fig. 2に燃料供給系の構成概略を示す．

参戦当初の燃料圧力 1.2 MPa から 10 MPa までの高燃圧化および，噴霧形態改良により得られた出力向上メカニズムは大きく以下の３項目と言える．

（1）大流量化（短時間噴射）により吸気冷却効率が向上する．
（2）燃料噴霧微粒化により燃焼が向上する．
（3）噴霧形態改良により吸気冷却効率が向上する．

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_16

2.1. 大流量化による吸気冷却効率の向上

初期の燃圧 1.2 MPa，流量 43 L/h 仕様では，燃圧が低いことよりインジェクタ最大流量も少なく１サイクル中の噴射期間が長い状態であった．これに対し高燃圧化による大流量化は噴射時間を短くすることができ，最適なタイミング(噴射期間)での噴射が可能となる．

Fig. 3 に計算により求めたファンネル端面の吸気流速と噴射タイミングの関係を示す．

解析の結果，ファンネル端面の吹き返しが最大となるタイミングまでにインジェクタの噴射を終わらせることで，吸気冷却効果を最大限に引き出せることが明確となった．

吸気温度の低下は，吸気脈動の変化で計ることができるが，Fig. 4に示すように短時間噴射により吸気脈動の位相が遅れる事象が確認でき，吸気温度の低下による充填効率向上の効果であると判断できる．

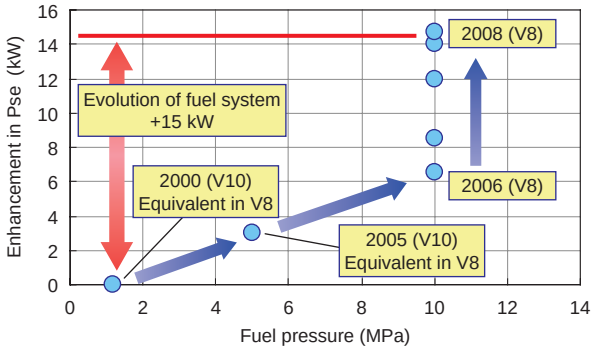


Fig. 1　Evolution of fuel system

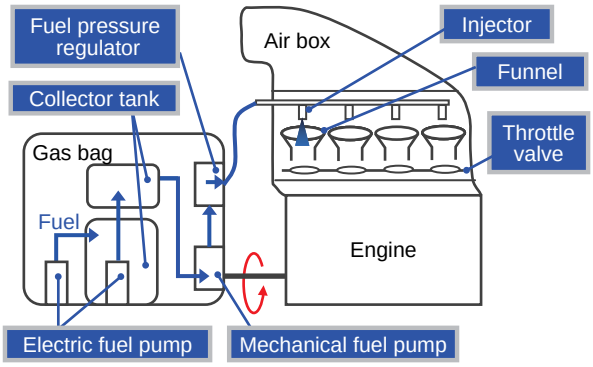


Fig. 2　Components of fuel supply system

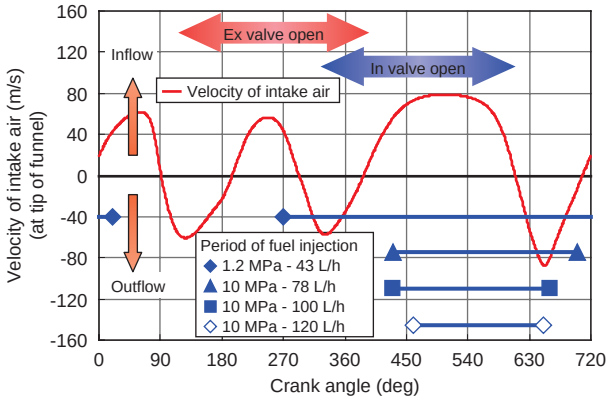


Fig. 3　Relationship between intake air velocity and injection timing

2.2. 燃料噴霧微粒化による燃焼効率向上

噴霧粒径は燃料圧力 1.2 MPa の約 50 μm に対し 10 MPa では 20 μm 以下に微粒化となり，その結果として Fig. 5 に示すように出力が向上している．この要因としては吸気と燃料のミキシングの向上および，ポート壁面への付着低減が考えられる．

2.3. 噴霧形態改良による吸気冷却効率向上

先に述べてきたように高燃圧化により，吸気冷却効率向上と燃焼効率向上の効果を引き出してきた．

この効果をさらに引き出すため，噴霧形態についても検討をおこなった．Fig. 6に単気筒エンジンにおける軸出力の変化を示す．

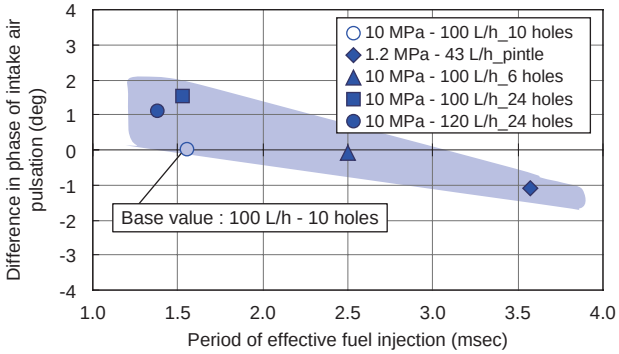


Fig. 4　Effect of injection time on difference in phase of intake air pulsation

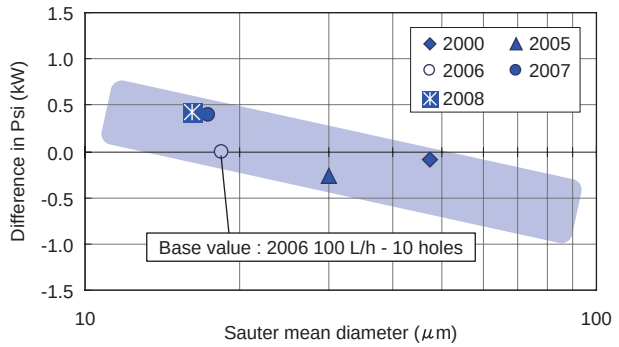


Fig. 5　Effect of droplet refinement on power

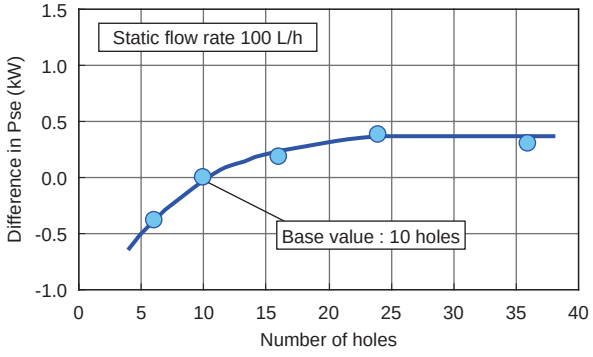


Fig. 6　Effect of number of holes on power

噴孔数増加による出力向上は，微粒化によるものであり，Fig. 7に示すように吸気脈動の位相が遅れる事象から，吸気温度の低下による充填却効率向上であることが確認できた．

また，ペネトレーションと吸気脈動位相との関係も確認した結果，Fig. 8に示すように位相遅れにはピークがあり，吸気冷却効率向上には最適なペネトレーションが存在することが明確となった．これはペネトレーションが低いと，噴霧が吸入空気の影響影でポート中心に寄せられ，また高すぎると，ポート壁面への付着が増加するためである．

以上の解析結果をふまえて，高圧燃料供給系の技術概要を以下に述べる．

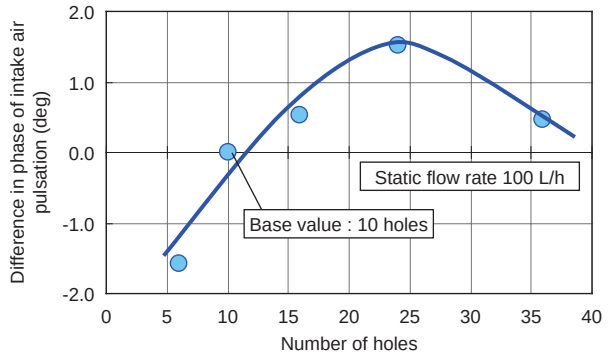


Fig. 7　Effect of number of holes on difference in phase of intake air pulsation

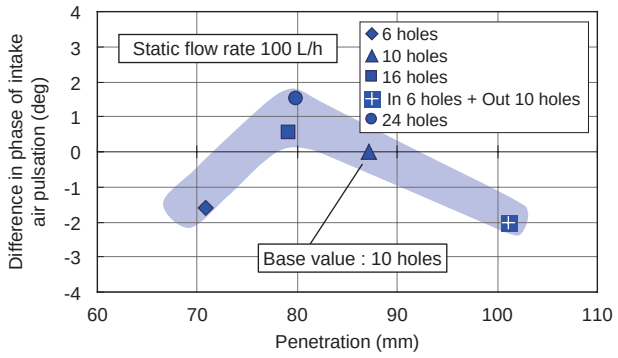


Fig. 8　Effect of penetration on difference in phase of intake air pulsation

3．高圧燃料ポンプ開発

Honda第２期でのF1エンジンの燃料供給系は，燃圧(以下PFという)1.2 MPaのギヤポンプ，調圧レギュレータと燃料をインジェクタの側面から供給するサイドフィードインジェクタの構成を適用していた．第３期 F1 エンジン開発スタートにおいては，基本的構成は踏襲し，インジェクタの型式のみ，燃料を上部から供給するトップフィードタイプへ変更し，各モデルイヤーのエンジンに対しての適合性を考慮しつつ開発展開を図ってきた．

その後 2005 年以降，燃料供給系の高燃圧化によるインジェクタ噴霧粒径微粒化と短時間噴射をおこない，吸入効率と燃焼の改善を達成するためのシステム開発に着手した．

10 MPa 仕様の開発は 2006 年開幕にターゲットを定め，2005 年シーズンは市販 5 MPa 燃料システムを適用することで 10 MPa 仕様に開発工数を集中させた．

燃料ポンプ開発において PF = 10 MPa によるエンジン出力向上を実現するためには，これまで用いてきたギヤポンプ構造ではなく，高燃圧で必要流量を満足し得る高効率かつ軽量なメカニカルフューエルポンプの自社開発が必要不可欠である．この理由として，これまで適用してきたギヤポンプ式では，高い燃料圧力の状態においてギヤの歯先や側面隙間からの燃料漏れにより，十分な燃料輸送量を確保できないことが挙げられる．

それを改善すべく，当初はギヤ側面隙間を一定に保ちリーク量を適正化した可動式側板を用いたギヤポンプ仕様の確立を目指した．しかし，ギヤ側面しゅう動部焼付きなどの耐久性の観点で技術的に成立が困難なことから高燃圧，高効率を目指す上で新規にプランジャピストン方式の燃料ポンプ開発をおこなうこととした．

3.1. 高燃圧燃料供給システム概要

機械式高圧燃料ポンプ，調圧レギュレータ，１次電動ポンプおよび２次電動ポンプの配置を含めた燃料タンク内システム図を Fig. 9 に示す．F1 マシンはガスバッグと呼ばれる防爆構造の樹脂ライナ製燃料タンクをモノコック内部に配置しており，各年度ごとにモノコックに合わせて製作され，その容量範囲内のサイズとなる．コレクタタンクはガスバッグの燃料を旋回および加減速Gで発生する電動ポンプの吸い込み不良防止と，機械式高圧燃料ポンプに対して前圧を掛ける役割を果たす．コレクタタンクには二つの部屋を設けており，高圧コレクタ室と低圧コレクタ室にわかれる．ガスバッグ内部の燃料は，底部左右に配置された１次電動ポンプにて低圧コレクタタンクに供給される．さらに，低圧コレクタ室底部に取り付けられた２次電動ポンプによって高圧コレクタタンクにくみ上げられる．高圧コレク

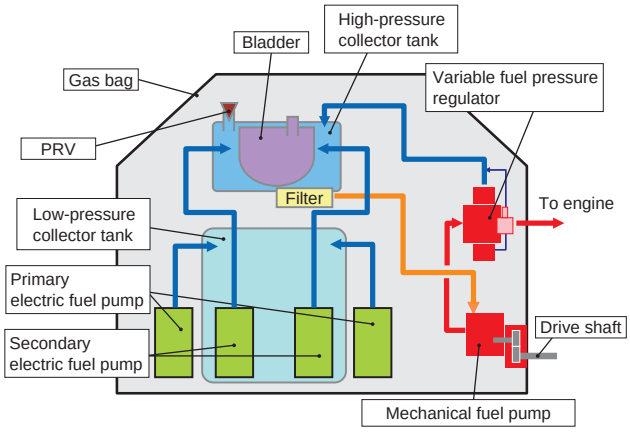


Fig. 9　Fuel system for Formula One engine

タタンクには，機械式高圧燃料ポンプへの供給前圧が必要圧力を下回らないようにするためのブラダという空気圧を利用した可変容積の加圧デバイスを用いる．ブラダは，高圧コレクタ内に燃料が無い状態ではコレクタタンク内いっぱいに膨らみ，燃料が充てんされるとその燃圧によって縮んでいく．これにより，高圧コレクタタンク室内を常に燃料で満たすことができる．また，一緒に備え付けられているPRV（Pressure Relief Valve）によりコレクタタンクの圧力上限を一定に保つ．このブラダとPRVによって機械式ポンプへの供給圧を安定化させ，高温下での機械式高圧燃料ポンプ吸入時のキャビテーションを防ぐことができる．

3.2. 機械式高圧ポンプ構造

本開発における燃料ポンプの外観図をFig. 10に示す．開発初期段階の燃料ポンプはエンジンからの回転取り出しに対して，機械式ポンプの減速をおこなうためのリダクションギヤボックス，プランジャポンプ部への前圧確保をするためのギヤポンプ，そして高燃圧供給をおこなうプランジャポンプの三つのユニット構成とした．後に燃料ポンプ軽量化のためにリダクションギヤボックスとギヤポンプを一体化させたリダクションギヤポンプを適用し，エンジンからの回転入力をドライブギヤにて減速しつつギヤポンプとしての燃料供給も兼ねる方式とした．これによりポンプ全長で 30 mm，ポンプ重量で 340 g のコンパクト化，軽量化に成功した．リダクションギヤボックスおよびリダクションギヤポンプの減速比はエンジン回転に対して最適化をおこない，耐久性と流量性能の両立を図っている．

3.3. ポンプ仕様選定

プランジャポンプへの安定した前圧確保のためにギヤポンプを搭載しているが，ギヤポンプに対しては小型軽量であることと走行中の高い燃料温度状況下における輸送燃料のキャビテーション防止が不可欠である．そこでエンジンの要求燃料流量を満足しつつキャビテーションタフネスを両立するためにポンプの吸入ポートの圧力損失を低減できる形状設計とギヤポンプの厚さのセッティングをおこなった．また，プランジャピストンのサイズ選定や燃料通路抵抗削減によるポンプ輸送効率の向上，ポンプボデーの剛性最適化等の改良を施すことで Fig. 11 に示すようにポンプ全効率として 80%を得た．その結果，Fig. 12 に示すように市販ポンプの全効率に対して十分優位性のある性能結果を得た．

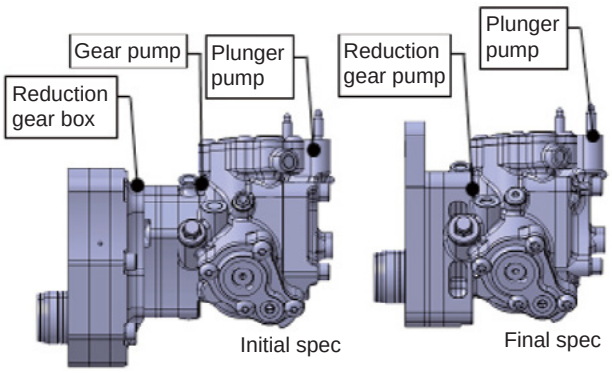


Fig. 10　High-pressure fuel pump

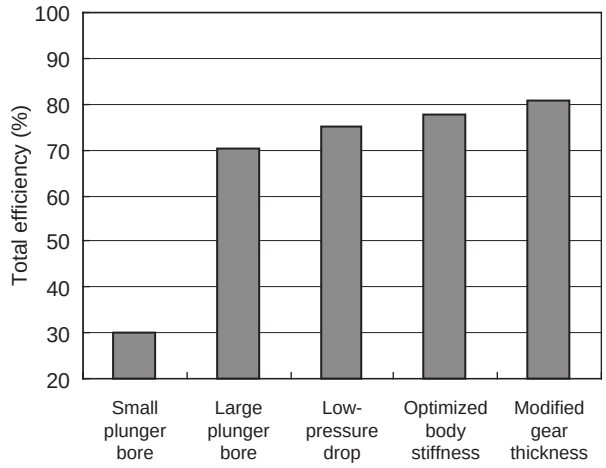


Fig. 11　Fuel pump characteristics

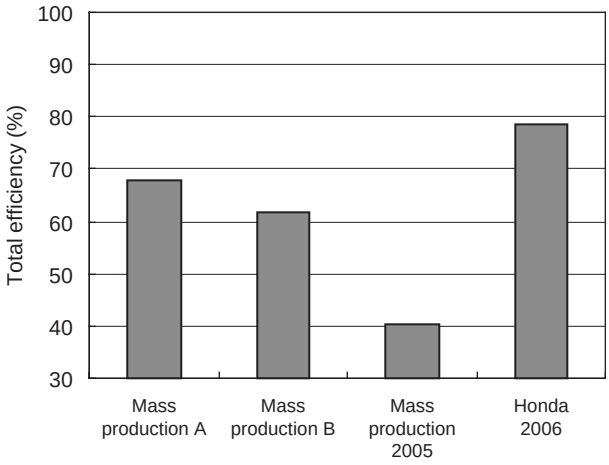


Fig. 12　Fuel pump characteristic comparison

4．可変燃圧レギュレータの開発

2006年シーズンの燃料供給系開発はインジェクタの大流量化による短時間噴射をおこなうことにより出力向上を図ったが，技術課題として，エンジン低負荷領域やアイドル運転領域における微少流量域での高燃圧での噴射流量制御が困難となった．そこで低負荷領域やアイドル運転領域の燃圧を低圧化させ，高負荷領域ではエンジン出力を最大限に生かすように燃圧を高圧化できるダイヤフラム背圧制御方式の可変燃圧レギュレータを開発し，高燃圧大流量インジェクタの流量制御を成立させた．

4.1. 可変燃圧レギュレータ構造

可変燃圧レギュレータの構造と作動原理を Fig. 13 に示す．可変燃圧レギュレータはダイヤフラムによるリターン方式の調圧レギュレータを基本とし，レギュレータのダイヤフラムに背圧をかける背圧スプリング室(以下背圧室という)へ強制的に燃圧をかけてダイヤフラムの差圧を一定に維持したまま調圧を高燃圧化させる機構を適用した．背圧室に対する燃料供給は供給経路に設けたオリフィスによって一定の流量に保つ．また，背圧室の燃圧を一定にするために小型ニードルバルブレギュレータを設定した．小型ニードルバルブレギュレータは微少流量をコントロールするため，小型ニードルバルブレギュレータの前にもオリフィスを設けて調圧性を保った．

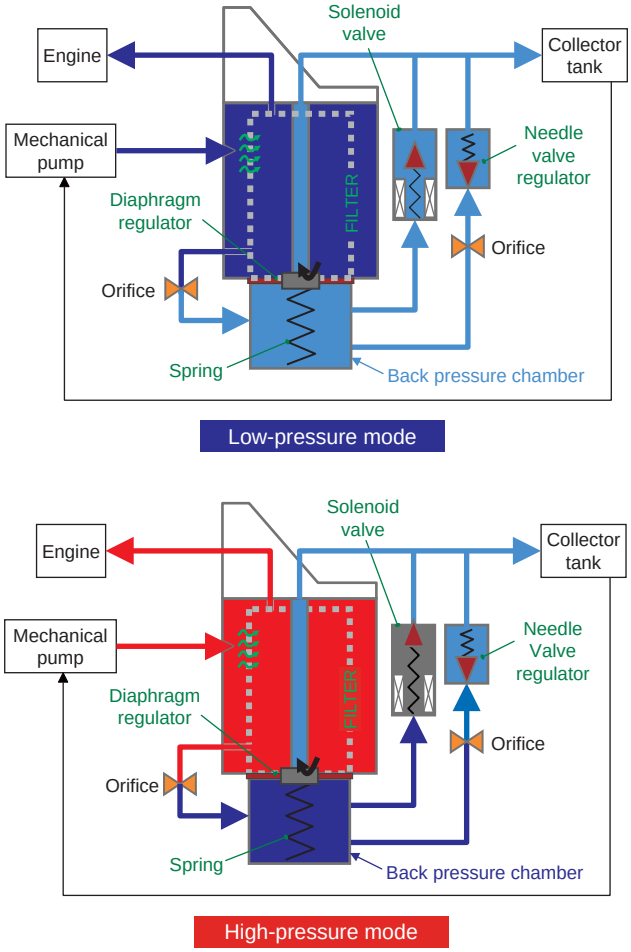


Fig. 13　Variable fuel pressure regulator system

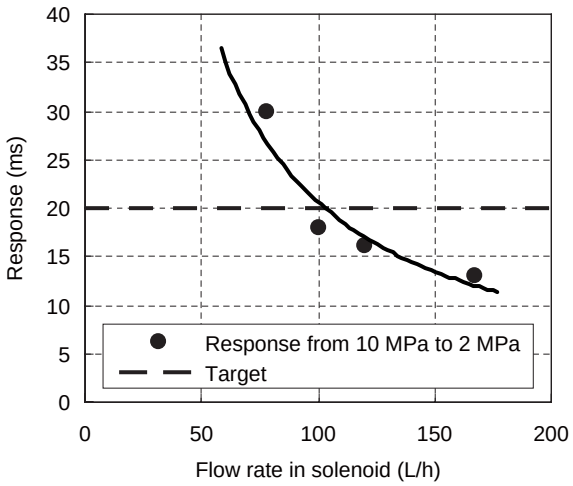


Fig. 14　Fuel pressure response characteristics

可変燃圧レギュレータにおける燃圧コントロールは，低圧側に切り替える時にはソレノイドバルブを開いて背圧室の燃圧を抜いて，本来のスプリング力のみでのダイヤフラム差圧による燃圧調整をおこなう．高圧側ではソレノイドバルブを閉じて背圧室に燃料を供給する．

4.2. 可変燃圧レギュレータ性能

可変燃圧レギュレータの主要要求性能として，高圧側と低圧側の燃圧切り替えの応答性能が挙げられる．燃圧切り替えが不十分な状態だと，インジェクタの実噴射流量が不安定になり，エンジンの燃焼状態が変化して空燃比制御が困難になり，エンジン出力が不安定になる．その不具合を防ぐために，低圧側から高圧側への切り替え応答性を 500 ms 以内，高圧側から低圧側への切り替え応答性を 20 ms 以内に設定した．

低圧側から高圧側への切り替え応答性は可変燃圧レギュレータ内部の燃料通路オリフィスサイズにより設定した．一方高圧側から低圧側への切り替え応答性は燃圧切り替え用の電子制御ソレノイドバルブの流量により設定され，その仕様を最適化することで応答性を達成し，空燃比安定性を実現した(Fig. 14)．

5．高圧燃料系耐久性能評価

高圧燃料ポンプおよび可変燃圧レギュレータについては実走耐久性を考慮し，確認テスト方法として単体でのモード運転によるポンプ回転頻度での保証をおこなった．評価設備は，実車と同じエンジン制御コンピュータを用いてサーキット走行モードを再現できるポンプ，レギュレータ，インジェクタ専用の単体試験装置を用いた．

燃料ポンプの耐久性の重要な着目点としては，ボデー剛性，潤滑性能，各部構成部品のタフネス等が挙げられ，レギュレータに関してはボデー剛性，内部樹脂パーツの膨潤タフネス等が挙げられる．

それらを改善することで，複数レース運用を可能とするメンテナンスインターバルを確保できる耐久性を確立した．

6．インジェクタ開発

6.1. インジェクタ仕様

2008 年までの参戦においてインジェクタ開発は Table 1 に示すように大きく 5 段階に分けることができる．年代を追ってその開発内容を紹介する．

Table 1　Injector type

	Phase 1	Phase 2	Phase 3	Phase 4	Phase 5
Year	'00 - '03	'04	'05	'06 - '07	'08
Inj layout	Top	Top + NI	Top + NI	Top	Top
Fuel pressure (MPa)	1.2	1.2	5	10	10
Static flow (L/h)	43	43 (NI:33)	55 (NI:55)	78, 100	100
Hole type	Pintle	Pintle (NI:Multi)		Multi	Multi
Number of holes	–	(NI:6)		6, 10, 24	24

6.1.1. Phase 1(2000年 - 2003年)

インジェクタ配置を Fig. 15 に示す．インジェクタは吸気ファンネル上部に設置され(以下 Top インジェクタという)燃料圧力 1.2 MPa での噴射であり，単噴孔ピントルタイプの円すい形噴霧を用いている．

6.1.2. Phase 2(2004年)

吸入効率，過渡領域のレスポンス向上をねらい，吸気バルブ近傍にインジェクタ(以下 NI：Near valve Injector という)を追加し，Topインジェクタと合わせて気筒あたり２本配置とした．NIはバルブ近傍に取り付けられるため，マルチホールタイプの噴孔を採用し，各ポートを直接ねらう２方向噴霧とした．また，微小流量を精度よくコントロールする必要から Top インジェクタに対し流量は少ない仕様とした．

6.1.3. Phase 3(2005年)

高圧噴射による燃料微粒化でのエンジン性能向上をねらい，燃料圧力 5 MPa のシステムを投入した．NI については従来品の内製インジェクタを改良し，高燃圧対応をおこない適用したが，Top インジェクタおよびポンプ，レギュレータ等については市販のものを適用した．

6.1.4. Phase 4(2006年 - 2007年)

Phase3 の NI インジェクタを改良することにより燃料圧力 10 MPa 対応とし，実戦へ投入した．2006 年より燃料圧力はレギュレーションにて 10 MPa の上限規制となり，さらにインジェクタも気筒あたり１本に制限された．そのため，インジェクタの噴霧開発としては NI の効果を Top の１本で得るべく，エンジンレスポンスへの影響も噴霧選定基準に追加し開発をおこなった．

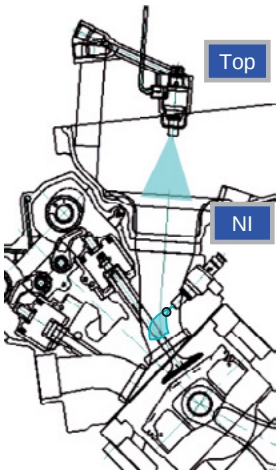


Fig. 15　Injector layout 2

シーズン中もエンジン性能向上のため，インジェクタの流量増加による短時間噴射，噴孔数増加による微粒化促進の開発を展開した．Phase 4の最終噴霧仕様としては，24孔，円すい型噴霧となる．また燃圧規制により，噴霧特性の重要度が増したことで，噴霧特性の新しい評価手法に関しての研究および，次世代インジェクタの仕様検討を開始した．

6.1.5. Phase 5(2008年)

前年に確立した噴霧計測評価手法を用い，噴霧の差異が実機性能に及ぼす影響を解析し，最適噴霧コンセプトを構築した．

新設計のインジェクタにこのコンセプトを反映し2008年開幕戦より実戦投入した．レギュレーションにより性能向上目的でのインジェクタ仕様変更は不可となり，シーズン中は信頼性向上の改良を随時おこなった．

以下に F1 最終仕様である Phase 5 について紹介する．

6.2. インジェクタ開発コンセプト

6.2.1. 小型軽量化

インジェクタ小型化はそれ自体の軽量化，レイアウトの自由度向上の他，デリバリーパイプ等も軽量化することが可能となり，エンジン上部に搭載されるインジェクタおよび，燃料系関連部品の重量が減少し，エンジンの重心位置の低下にも貢献する．

6.2.2. 流量特性改善

F1 エンジンにおいては最大 19000 rpm という高回転運転下においても，短期間に大流量を噴射させることにより燃料噴霧拡散を促進させ吸気冷却効果を得る必要がある．

また，アイドル，オフスロットル時の微小流量下においても安定して噴射しなければならず，これらを両立した流量特性実現のためには，インジェクタのニードルバルブの応答性向上が主眼となる．

6.2.3. 噴霧特性改善

噴霧特性としてはフォーム角，粒径，拡散，ペネトレーションのバランスが重要であるが，微粒化，拡散とペネトレーションはトレードオフの関係にあり，一方を向上させると他方の低下を招く．従来のインジェクタではそれらの各特性値は限界に達してきており，性能向上が急務となった．

そのような状況でレギュレーションにより燃圧の上限値が規制されたことで，燃料圧力がもつエネルギーを効率よく噴霧特性に生かすべく，インジェクタ内部の噴孔部(噴孔プレート)にかかる実際の燃料圧力(以下プレート前圧という)に着目した(Fig. 16)．インジェクタ内部の圧損低減にてプレート前圧を向上させ，実際に燃料圧力増加と同等の噴霧特性を引き出すものとする．

6.3. インジェクタ開発技術および性能

6.3.1. 小型軽量化

Fig. 17にインジェクタ外観を示す．小型軽量化のためにはインジェクタ用として開発した新磁性材(コバルト鋼)を適用した．また，ニードルバルブの構造を変更しニードルバルブ全長の短縮をおこなった．さらに，インジェクタのサイズはコイルの巻き数によって決まるため，巻き数を減少させた．

ただし，巻き数減少は，吸引力の低下につながるため，磁気回路の最適化，駆動電流増加にて吸引力は向上させた．

Table 2 にサイズおよび，コイル仕様を示す．

6.3.2. 流量特性

2007年型インジェクタでは可変燃圧制御なしではアイドルから全開まで安定した噴射をおこなうことが不可能であったが，新型インジェクタでは全域高圧下での燃料噴射を目標として開発した．その実現のため，可動部位であるニードルバルブの軽量化，磁性材，磁路変更での磁気特性向上，コイル巻き数減(抵抗値低減)の電流立ち上がり改善による起磁力の立ち上がり向上，駆動電流増加でのバルブ吸引力増加によりニードルバルブ立ち上がり応答性を向上させた．吸引力の向上分によりスプリングセット荷重増加が可能となり，ニードルバルブ立ち下がり応答性の向上も可能とした．

また，駆動電流波形の見直しもおこない，電流に対する燃料流量の直線性の向上を実現することにより，最終的には2007年と同等の噴霧であれば，全域高圧下の燃料噴射を達成した．

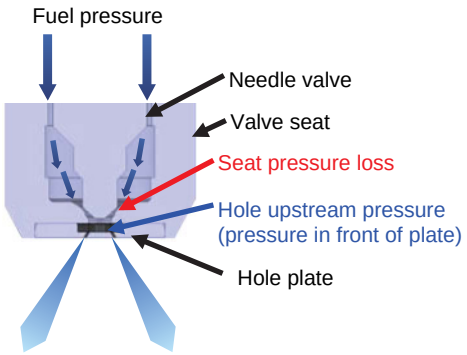


Fig. 16　Injector internal fuel flow (2007 model)

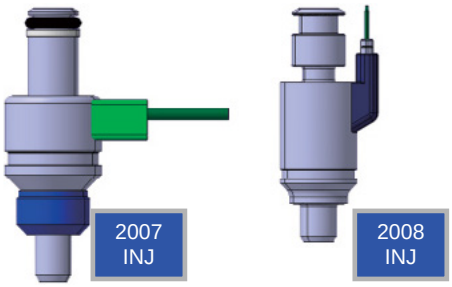


Fig. 17　Injector body shape

Table 2　Injector specifications 1

Year	2007	2008
Length (mm)	57	48
Diameter (mm)	20	16
Weight (g)	65	38
Number of coil windings	268	100
Coil resistance (Ω)	2.8	1.0
Operating current (A)	Peak: 2.4 Hold: 0.6	6.0

Table 3　Injector specifications 2

Year	2007	2008
Static flow (L/h)	100	100
Angle of spray (deg)	53	53
Seat diameter (mm)	ϕ 1.30	ϕ 1.48
Valve stroke (mm)	0.10	0.15
Plate thickness (mm)	0.4	0.2
Number of holes	24	24
Hole diameter (mm)	0.100	0.090

しかし，高出力化への噴霧改善を目的としたプレート前圧向上のため，ニードルバルブストロークの拡大および，シート径拡大をおこなったことから，低負荷および，アイドル領域の微小流量の制御は困難となり，結果として可変燃圧制御を継続採用した．

これは，噴霧特性の向上によるエンジン性能への効果と可変燃圧制御システムの廃止による実車性能(軽量化)への効果を比較検討した結果，噴霧特性向上が重要との判断によるものである．

6.3.3. 噴霧特性

シート部絞りでの圧損の低減としてストロークおよび，シート径の拡大をおこない，プレート前圧を向上させた．Table 3 に変更箇所，Fig. 18 に構造を示す．

また内部燃料通路の形状最適化，シート形状を球面として燃料流れを改善した．それらの効果によりプレート前圧は燃料供給圧力 10 MPa の設定で 4.7 MPa から 8.9 MPa へと上昇させることができた．

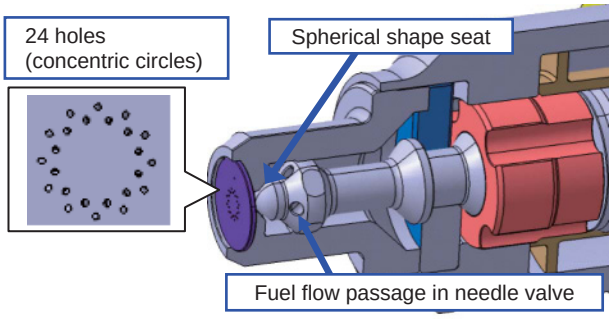


Fig. 18　Injector internal structure (2008 model)

これによりトレードオフの関係にある噴霧性能(粒径，ペネトレーション，拡散)を高いレベルで両立することが可能となり，2.1節で述べてきた事象解析をふまえ，噴霧仕様としては，実機性能上最適となる24孔，円すい型噴霧を採用した(Fig. 19)．

微粒化に関しては平均粒径(SMD)約17μmを実現した．

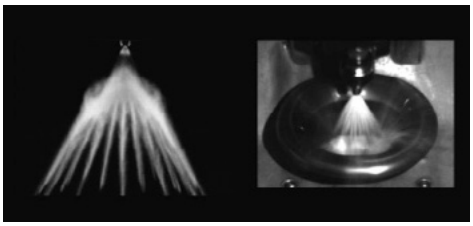


Fig. 19　Atomization achieved by 24-hole injector

7．まとめ

(1)高圧ポンプおよび，可変燃圧レギュレータ開発

ポンプ吸入ポートの圧力損失低減，プランジャピストンのサイズ最適設定等により，ポンプ効率80%を実現した．

また，可変燃圧レギュレータも適用することにより，インジェクタ大流量噴射を実現し，エンジン出力向上および，低負荷時の微小流量安定性を両立した．

(2)高圧インジェクタ開発

・新磁性材を採用し，構造および，駆動電流を見直し，小型化を実現した．

・燃圧の上限が規制されるなか，微粒化によるさらなる燃焼効率向上を目指し，インジェクタ内部圧損を低減させ，実際に燃圧を増加させた場合と同じ噴霧特性を実現した．

(3)エンジン性能

高燃圧化によりインジェクタ最大流量増大が可能となり，短時間噴射により燃料噴霧拡散を促進させ，吸気冷却効果を得ることができた．また，微粒化により吸気と燃料のミキシングも向上し燃焼効率改善となり，これらの効果により，参戦当初と比較し燃料系の開発で，約 15 kW の出力向上を得た．

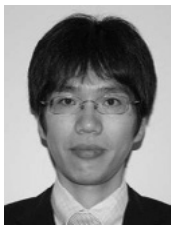
■著　者■



棚橋哲哉



小野和二



早船正典



澤田陽介



清水淳史

ギアボックス技術解説



F1用シームレスシフトの開発

Development of Seamless Shift for Formula One Car

吉岡　尚*　内山　威*
Takashi YOSHIOKA　Takeshi UCHIYAMA
久保勝巳*　松井　亮*
Katsumi KUBO　Ryo MATSUI

要　旨

第３期F1参戦に際しギヤボックスの開発に着手した．常時噛合い式７段変速のレギュレーション内で最大限競争力を向上させるためにはシフト時間の短縮が有効である．通常の変速プロセスは前段アウトギヤ，ニュートラル，そして次段インギヤだが，本開発のシームレスシフトは，次段インギヤ，前段アウトギヤとすることでアップシフト時の伝達トルク損失時間ゼロのシフトを実現した．通常このプロセスの場合，共噛みによる破損に至るが従来の機構とロック機能を付加したワンウェイクラッチを組み合わせ，共噛みを回避すると同時に減速トルク伝達にも対応した．この機構をギヤハブとメインシャフトの間に配置し選択的にワンウェイクラッチを使うことと，エンジンとの協調制御により，全段シームレス化を実現した．その結果１ラップあたり0.4秒の短縮を達成し，F1 業界初の機構として 2005 年からレースに投入した．

また，シームレス機能を確保しながら，シフトフォーク，シフトリングを廃止し，ギヤ選択機構をメインシャフト内に収めることで全長短縮と軽量化を実現するシフト機構の開発についても紹介する．

ABSTRACT

Honda focused on gearbox development during its third Formula One era. The reduction of shift time is an effective means of maximally increasing race competitiveness within the constant-mesh 7-speed gearbox regulations. In the standard shift process, the current gear was disengaged, the system went into a neutral state, and the following gear was engaged. Honda's seamless shift realized up-shift with a torque loss time of zero, by engaging the following gear and then disengaging the current gear. Normally, this process would lead to damage due to double engagement, but in the developed system double engagement was prevented and transmission of deceleration torque was enabled by adding one-way clutches with a locking function to the conventional shift mechanism. The selective use of these one-way clutches, positioned between the gear hubs and the mainshaft, and the use of cooperative control with the engine, enabled the realization of seamless shift across the entire shift range. As a result, lap time was reduced by 0.4 sec per lap, and the system was used in races from 2005 as the first shift mechanism of its type in the Formula One world.

This paper will also discuss the removal of the shift forks and shift rings as well as the fitting of the gear selection mechanism inside the mainshaft in order to reduce the total length and weight of the mechanism while maintaining its seamless shift performance.

１．まえがき

F1の変速機構は常時噛み合い式平行二軸でモータサイクルに多く使用されるドグクラッチによるギヤ段の変更をおこなう構造としている．初期のギヤボックス開発においては競争力に寄与するためにシフト機構の改良をおこなった．このための目標として早いシフト（シフト時間短縮）と確実なシフト（耐久信頼性）の両立を目指した．早いシフトを実現するために，ドグチャンファ形状の鋭角化，バレルイナーシャ低減，シフト系の作動速度向上をおこなった．シフトを早くするに従ってシフトフォークのオーバーシュート，シフトリングの倒れに起因する作動不良などが発生した．これらを防止し，作動の安定化をねらいとしたバレルカム形状や，シフトフォーク形状の最適化をおこなった．これらにより他チーム同等の競争力を持つようになったが，日進月歩のレースの世界で勝利するためには革新的な技術が必要であった．従来のシフト機構では，アップシフト時はいったんエンジントルクをゼロ付近まで低減する必要があり，車

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_17

輌の空気抵抗による減速時間が発生しパフォーマンスへの影響が大きかった．しかし，この機構ではこれ以上シフト時間の短縮が見込めない限界に達していた．シフト時間の短縮の行き着く先はトルク抜け時間の無いシフトの実現である．レギュレーションの中でこれを成立させるには，さまざまな課題が予想されたが，対他競争力を向上する大きなチャンスと捉え開発を開始した．

2．開発のねらい

量産車のオートマチックトランスミッションの１－２変速によく使われているワンウェイクラッチを使った変速では，少なくとも一回の変速はトルクロスの無い変速が実現できている．この機能を F1 ギヤボックスのすべての変速段に適用できる機構を開発し，シームレスシフトを実現することをねらいとした．

3．達成手法

3.1. ドグの噛合いタイミング変更

従来の構造はドグクラッチにトルクが掛かっている状態ではドグ締結部の摩擦力のために変速操作（ドグの抜き差し）ができない．このため，変速時にはエンジントルクを低減し，前段のドグを抜き，この動作が完了した後，次段のドグを噛み合わせると同時にエンジントルクを復帰していた．これを前段が伝達している状態のまま，次段のドグを噛み合い状態に作動させ，次段のトルクの伝達が開始した後にトルクの伝達がなくなった前段のドグを抜くことで，エンジントルクを落とすことなく，変速が可能となる．コンベンショナルシフトとシームレスシフトの５速から６速への変速過程を例としてドグの噛み合うタイミングの違いを Fig. 1 に示す．コンベンショナルシフトでは変速中間でいったんニュートラル状態となるが，シームレスシフトでは５速と６速の両方にドグが噛み合う状態となっていることがわかる．

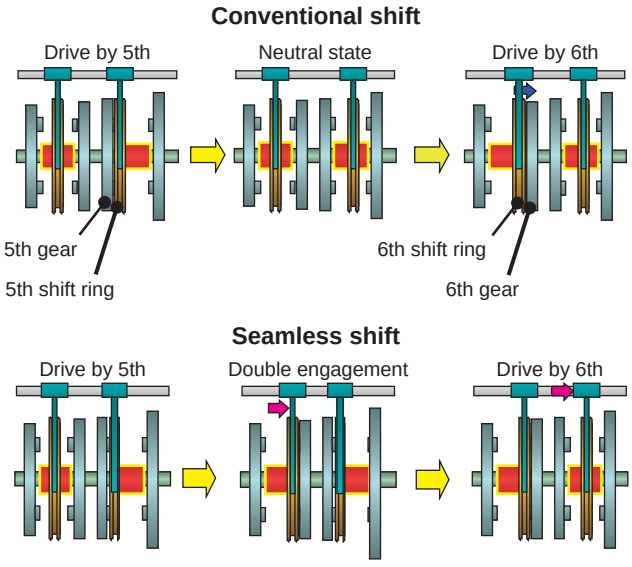


Fig. 1　Dog engagement timing

3.2. アップシフトでの共噛み回避

Fig. 1 で示すように，従来の構造でこの変速タイミングを適用すると，前段と次段が同時に噛み合ういわゆる共噛み時間が存在する．共噛みを起こすと，走行不能に陥る不具合が発生することは広く知られている．そこで本システムは共噛みを回避する機構を開発した．構成部品を Fig. 2 に示し，アップシフト時の各部品の動きと働きを Fig. 3，Fig. 4 に示す．

Fig. 3 はフロント側から見た加速時の状態を示し，回転方向は反時計回りとなる．エンジンからのトルクはクラッチ，レイシャフトギヤ，メインシャフトギヤ，シフトリン

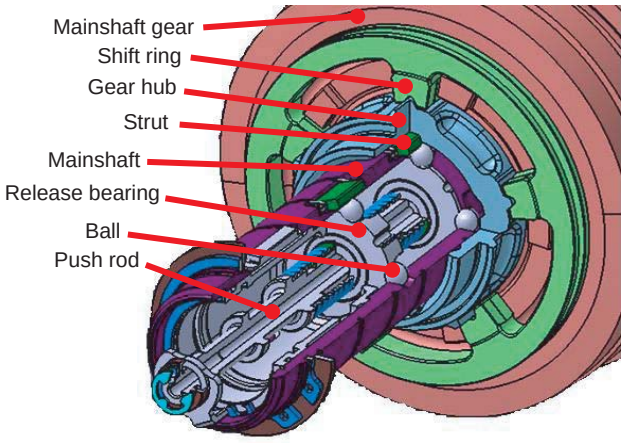


Fig. 2　Parts configuration of seamless shift mechanism

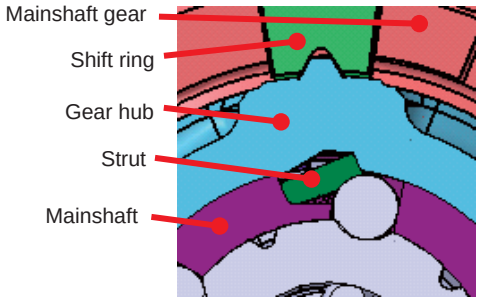


Fig. 3　Up-shift state

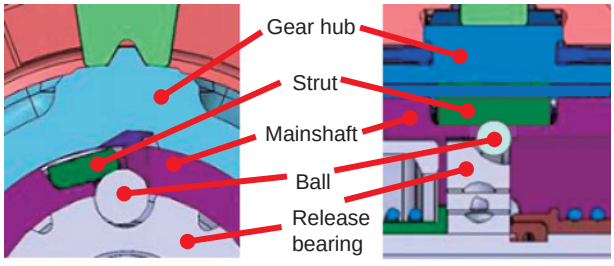


Fig. 4　Ratcheting state

グ，ギヤハブ，ストラット，そしてメインシャフトと伝達され，タイヤへと出力される．コンベンショナルシフトでは，ギヤハブとメインシャフトはスプラインで結合されているが，シームレスシフトでは，ギヤハブとメインシャフトの間にワンウェイクラッチとして機能するストラットを配置している．

Fig. 4 は，シームレスシフトの変速タイミングでのアップシフト時の次段がトルク伝達を開始し，前段のドグがまだ噛み込んでいる共噛みの状態を示す．

次段のドグが噛み，トルク伝達を開始すると，前段のギヤより次段のギヤの回転数が速くなり，前段のストラットはギヤハブ内側のメインシャフトポケットに収納され，ワンウェイクラッチの空転方向として作動し，共噛みの状態を回避できる．また前段のトルク伝達は無くなっているので，シフトリングをエンジンのトルクを落とすことなくドグから抜くことができ，シームレスシフトが達成される．

次段のストラットは遠心力によりギヤハブと自動的に噛合いワンウェイクラッチの噛み込み側として作動する．

3.3. エンジンブレーキ

ストラットによる単純なワンウェイクラッチ機能で，加速時のトルク伝達機構は成立するが，減速トルクを伝達することはできない．これを解決するために，ストラットの下にボールを挟み込みロックすることで減速トルクの伝達を可能にした．Fig. 5にエンジンブレーキ時の状態を示す．減速トルクは加速時とは反対に，タイヤからの入力が，ドライブシャフト，ディファレンシャルギヤ，ベベルギヤ，メインシャフト，ボール，ストラット，ギヤハブ，シフトリング，メインシャフトギヤ，と伝達され，最終的にエンジンに入力される．リリースベアリングはプッシュロッドにより，ロックまたは解除する機構とした．

3.4. ダウンシフト

シームレスシフトを達成するには，コンベンショナルなシフト機構に対して，下記２点の特異点がある．

（1）共噛みタイミングを得るためのシフトバレルのプロファイル

（2）共噛み回避機構

これらのアップシフトに重点をおいた機構でダウンシフトを成立させるために，リリースベアリングを解除し，前段から次段にダウンシフトが完了した後，再度リリースベアリングをロックしている．リリースベアリングを解除するにはトルクを抜く必要があり，この方法では減速トルクを抜いている時間がコンベンショナルシフトに比べて長くなる．そこでアップシフトをシームレスシフトとしながら，コンベンショナルシフトと同等の短時間ダウンシフトを達成するために，リリースベアリングを解除すること無くダウンシフトができるシフトバレルのプロファイルを考案した．Fig. 6 にアップシフト時のシフトバレルプロファイルを示す．シフトフォークが39%以上ストロークするとシフトリングとドグは噛み合うので，図中の斜線部分が共噛み状態であることがわかる．

Fig. 7 にダウンシフト時のシフトバレルプロファイルを示す．図中の斜線の部分がニュートラル状態であり，これによりリリースベアリングをロックしたままでダウンシフトすることが可能となった．

ただし，このシフトバレルプロファイルには図中の縦線部分にフリーエリアと呼ばれるシフトフォークが自由に動けるエリアが存在する．セレクターレイルとシフトフォークの間にディテントを設けることで，シフトフォークが意図しない動きをすることを防止した．アップシフト側とダウンシフト側で異なったタイミングでドグの抜き差しを可能にしたことで，アップシフトの機能とコンベンショナルシフトと同等の時間のダウンシフトの両立を達成した．

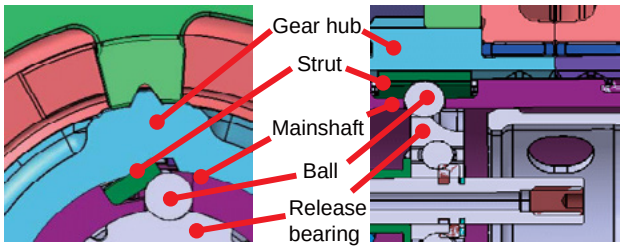


Fig. 5　Overrun state

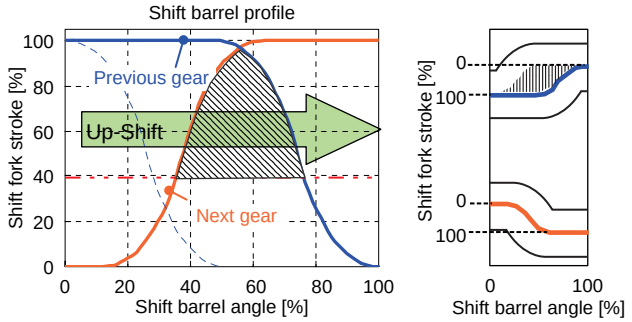


Fig. 6　Up-shift shift barrel profile

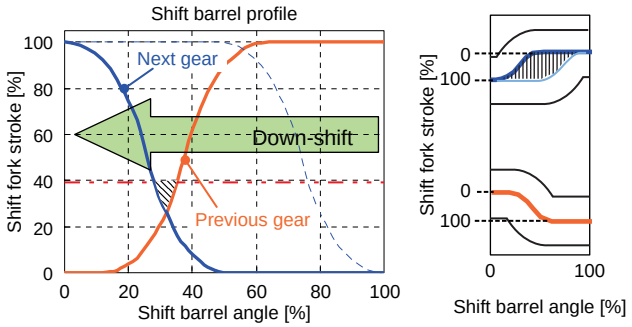


Fig. 7　Down-shift shift barrel profile

4．効果

本研究で開発したシームレスシフトを採用した場合の効果を検証するため，アップシフト中のエンジン回転数，エンジントルクおよび車輪速度の推移について比較した．コンベンショナルシフトのシフト中のデータを Fig. 8 に，シームレスシフトのシフト中のデータをFig. 9にそれぞれ示す．シームレスシフトでは，エンジントルクを維持したままでのアップシフトを実現しており，駆動力をロスすることなくシフトを完了していることがわかる．また，シルバーストーンサーキットをシミュレートした台上テストにおいて，ホームストレートエンドの速度換算で4 km/h，距離換算で7.6 mの取り分を得た．本機構は，2005年第１戦以降全レースに適用された．

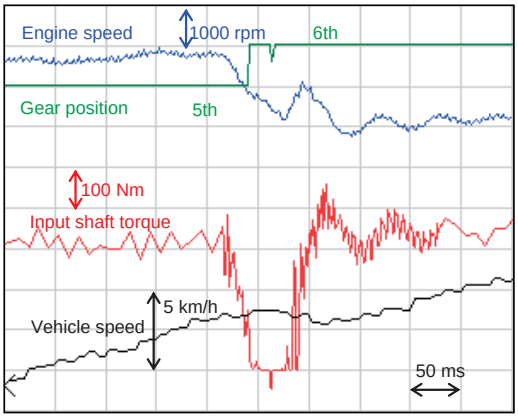


Fig. 8　Data for conventional shift

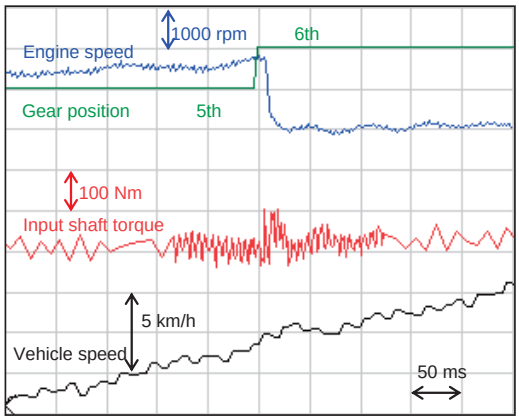


Fig. 9　Data for seamless shift

5．進化

5.1. さらなる開発のねらい

シームレスシフトを世界に先駆けて投入してから，翌シーズンの末には他チームでもほとんどのチームが同様の効果を持ったシステムを採用しており，変速性能の観点でのアドバンテージは薄れていた．加速時のトルクロスを無くすという性能の向上は前記のシステムで究極まで達成されていたが，Honda のギヤボックスは他チームに対して軽量，コンパクト性の観点で優位性は無かった．そこで現行の変速性能は維持しつつ，さらなる軽量，コンパクト化を目指して開発をおこなった．

5.2. 機構紹介

5.2.1. 特徴

トルク伝達と空転化を制御できるワンウェイクラッチ機構を全てのシフトギヤとメインシャフト間に配置し，この変速機構をメインシャフト内に収めた軸内変速機構を開発した．従来の変速機構においてシフトギヤ間に配置されているシフトフォーク，シフトリング，ギヤハブ等を省き，シフトギヤのみを直列に並べることにより，ギヤボックス全長の短縮を可能とした．また，同時にギヤボックス自体の軽量化も実現した(Fig. 10，Fig. 11)．

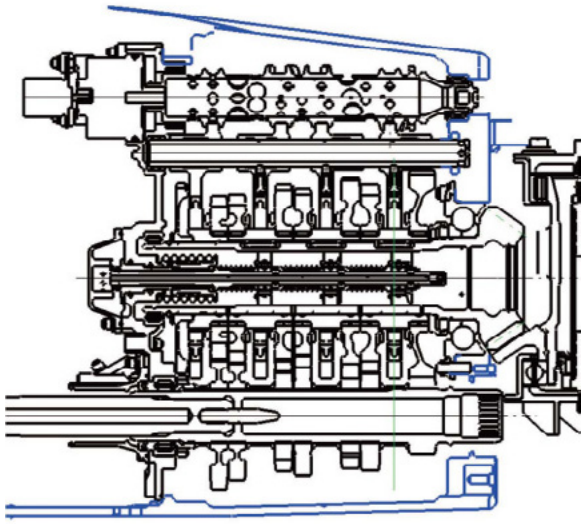


Fig. 10　Conventional seamless shift

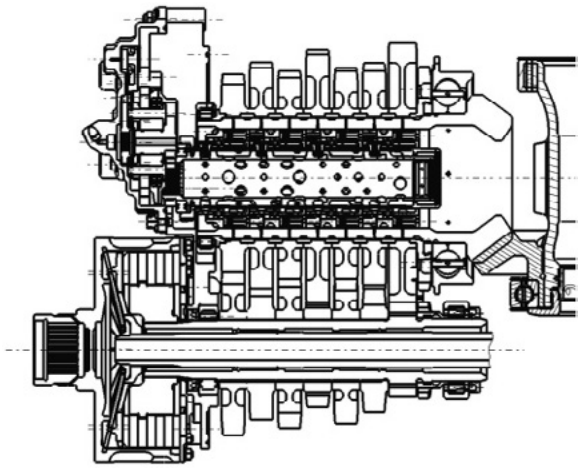


Fig. 11　In-shaft seamless shift

5.2.2. 構成

この軸内変速機構において共噛み領域を持たせることによってトルクロスを無くす原理は前述のシームレスシフトと同一である．しかし，変速機構の構成は大きく異なる．以下に構成部品およびその部品の役割を述べる．シフトギヤを含む変速機構を Fig. 12 に示す．各シフトギヤとメインシャフト間に配置されるストラットは大小２個のボールを介してシーソーの要領で作動され，変速に必要な以下の３状態を作り出す．

（1）ストラットが起きると同時にロックされ加減速トルクも伝達可能なインギヤ状態(Fig. 13)

（2）加速側，減速側とも空転するストラットが寝ているニュートラル状態(Fig. 14)

（3）加速トルクのみを伝達するワンウェイ状態(Fig. 15)

ストラットの状態をコントロールするのは大小２個のボールの径方向位置であり，それは軸方向に大小ボール専用のカム溝を有するスライドカムが軸方向に移動することによって調整される．スライドカムの軸方向位置はスプリングを介し，シフトベアリングが軸方向に移動することによって調整される．シフトベアリングの軸方向位置はシフトベアリングと一体化したピンが内側の周方向に形成するバレルのカム溝に沿って軸方向に移動することによって調整される．結果的にこのバレルを回転させることによりストラットの３状態機能を選択的にコントロールしていることになる．

5.2.3. 動作

前段から次段への変速過程を動作順に記す．

（1）前段で駆動中は前段はインギヤ状態，その他の段は全てニュートラル状態にする．

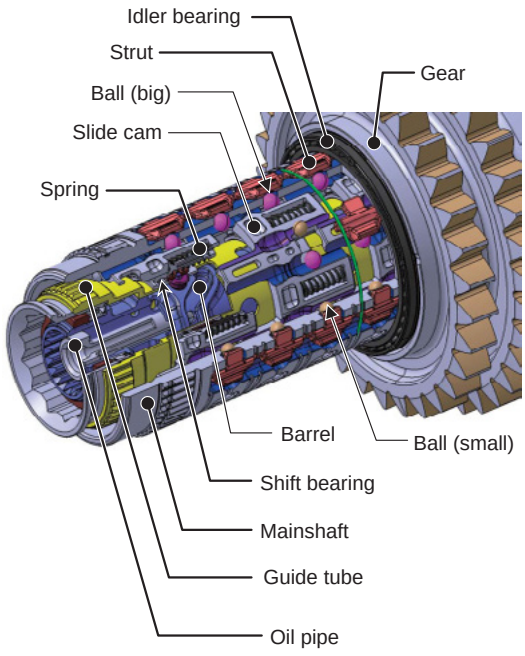


Fig. 12　Parts configuration of in-shaft seamless shift mechanism

（2）バレルを回転することで変速作動を開始し，前段のストラットをワンウェイ状態にすると同時に次段もワンウェイ状態にする．

（3）前段から次段に動力伝達が移ると，伝達が終了した前段のストラットをニュートラル状態にする．

（4）次段をインギヤ状態にして変速終了

アップシフト，ダウンシフト時のインギヤタイミングを Fig. 16 に示す．図中ａはダウンシフト時に前段が解除(Disengage)するタイミング，ｂはアップ，ダウンシフト時

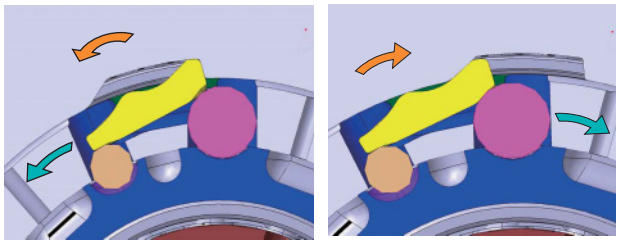


Fig. 13　In-gear state

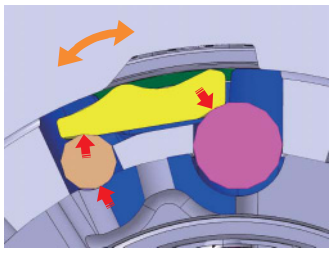


Fig. 14　Neutral state

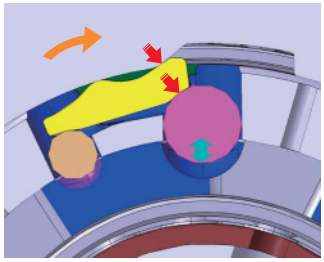


Fig. 15　One-way state

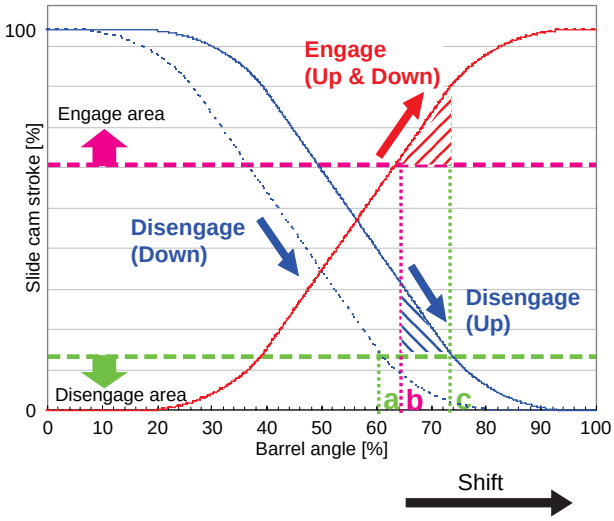


Fig. 16　Shift timings

に次段が噛み込む(Engage)するタイミング，cはアップシフト時に前段が解除するタイミングを示す．前段が解除する動作は，アップシフトとダウンシフトで異なるタイミングが要求される．これは前述のシームレスシフトと同様の理由によるが，達成手法はスペース的な理由により異なり，スライドカムとシフトベアリング間にスプリングを配置することで達成した．アップシフト時は前段のトルクが抜けるまでストラットが寝ることができず，バレルは回転してもスプリングが圧縮することで，スライドカムの動きが遅れ，結果的にニュートラル状態に移行するのが遅れることにより共噛み領域を作り出している．ダウンシフト時はストラットが寝る方向に荷重が掛かっているため，スライドカムの動きはバレルの回転に遅れることなくニュートラル状態へ移行することができ，これにより共噛みを回避することができる．

5.2.4. 効果

新開発軸内シームレス変速機構を採用することによって従来変速機構に対して全長 19%短縮(192.7 mm から 155.1 mm)と，重量 12%減(10.4 kg から 9.1 kg)の効果を得た．

5.3. 性能および信頼性の検証

本軸内シームレス変速機構のシフト性能は Fig. 9 に示すシームレスシフトと同等である．本開発では 2008 年から FIA により導入されたギヤボックスの４レース継続使用のレギュレーションに対応するため，信頼性の確保も重要であった．台上確認テストにおいて，目標 2500 km に対して 1300km までの走行を完了した時点で，F1 からの撤退発表により開発を中止した．

６．まとめ

アップシフト時の伝達トルクロスゼロ化のためにシフトシーケンス見直しと共噛み回避のためのワンウェイクラッチ機構を選択的に使用する機構を，レギュレーションの範囲内で実現した結果，次の成果を得た．

(1)F1 業界初の機構として１ラップあたり 0.4 秒の短縮を達成し，2005 年からレースに投入した．

(2)アップシフト時のトルク抜けが無く，変速時の駆動力変動が小さくなったことで，コーナリング中や，雨天時などの低タイヤグリップ状態での変速動作をおこなうことが可能となった．

また，シームレスシフトの機能を維持した，コンパクト化の追求としてシフトフォーク，ドグリング機構の廃止とそれに代わる機構を軸内に収めることにより全長 19%短縮，重量 12%減の成果を得た．

■著　者■



吉岡　尚



内山　威



久保勝巳



松井　亮

F1-Honda製ギヤの開発

Development of Honda Gears for Formula One Gearbox

小西康一* Koichi KONISHI
野島浩明* Hiroaki NOJIMA
長沼輝興* Teruoki NAGANUMA
木村宙* Hiroshi KIMURA

要　旨

軽量，コンパクト化と信頼性を両立した自社製ギヤの開発をおこなった．継続的な短期開発を実現するために，FEM 解析を活用したギヤ諸元設定技術の構築と，FEM 解析の基礎となる S-N 曲線を元にした寿命予測手法を確立した．また，実走テストで散発したギヤ破損のプロセスをギヤの塑性変形を指標として，高負荷，短寿命のレース用に特化した軽量ギヤの評価手法も確立した．これらにより軽量化，コンパクト化，高信頼性を達成し，2003年よりレースに適用しレースでのトラブルゼロを達成した．

また，パワートレイン性能向上のためにすべてのギヤ歯面にレース使用条件に適した Diamond like carbon（DLC）コーティングを適用し，97.0% の伝達効率を達成した．2007年から順次適用した．

ABSTRACT

Development programs were conducted to enable the development of Honda-made gears that balanced low weight and compactness with reliability. Development of a technology for the formulation of gear specifications using FEM analysis and a method of predicting the lifespan of the gears based on S-N curves, which formed the basis for FEM analysis, helped enable continuous short-term development efforts. As gears would sometimes fail in actual vehicle tests, a method of evaluation of lightweight gears optimized for high-load, short-lifespan race use was established with the plastic deformation of the gears as an index. The lightweight, compact, and high-reliability gears developed in this process were employed in races from 2003, and were entirely trouble-free.

In addition, a diamond-like carbon (DLC) coating optimized for race use was applied to all the gear tooth surfaces to boost the performance of the powertrain, helping to achieve a transmission efficiency of 97%. The coating was applied to different gear sets in sequence from 2007.

１．まえがき

第３期 F1 活動の当初はレース用ギヤボックスの専門メーカーのギヤを使用していた．しかし上位チームは競争力向上に寄与すべく，さらなる軽量，コンパクト化した自社製のギヤを使用していた．

F1 ギヤボックスは車両の後端付近に位置し運動性能への重量寄与度が大きい．レシオギヤは各レースコースに合わせた駆動力を設定するために多くの種類のギヤが必要である．またギヤボックスのトラブルはレースリタイアに直結する．このため，軽量化と高い精度の寿命予測ができる仕様決定手法が必要であった．また，近年のエンジン開発凍結レギュレーションにより駆動系損失低減の重要性が増してきた．

これらの要求に対し FEM 解析を活用した F1 ギヤ設計手法と定量的評価基準を構築することと，不測の過大負荷への対処手法を確立することで，軽量化と信頼性を両立したギヤを開発した．また駆動系損失の大部分を占める要因がギヤの伝達効率であることを突き止め，レース使用条件に適したギヤ用 DLC コーティングを開発した．

２．F1 ギヤボックス内部レイアウト

F1ギヤボックス内部構造は，車体ディメンジョン，空力等のパッケージ要求，レギュレーションを考慮して，縦置き並行２軸式とし，最終減速（ファイナル）の一段上流に中間シャフト（クロスシャフト）を配置した構造である．このF1ギヤボックス内部構造を Fig. 1 **に示す．**

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_18

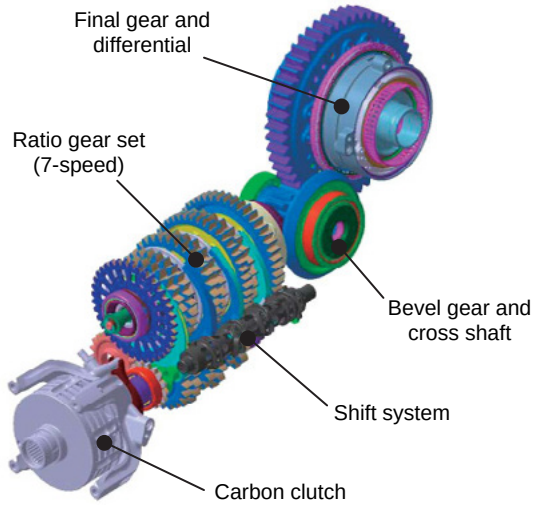


Fig. 1 3D model of Formula One gearbox internals

3．FEM 解析を活用した F1 ギヤ設計手法

3.1. 量産ギヤ設計手法の F1 への適用課題

従来のギヤの設計は，内製のギヤ諸元計算ツールにてギヤの諸元検討と歯底に発生する応力を評価している．量産車用ギヤでは，歯底肉厚はギヤモジュールによって一定の厚さを確保するのが基本で，上記の計算ツールはこれを前提条件としている．F1ギヤは，量産車用ギヤと比較して極端な高負荷，短寿命と軽量化を両立することが必要で仕様の決定の考え方が異なる．F1ギヤは歯元強度とピッチング強度の確保が重要となるため，ギヤモジュールを大きく取り，軽量化のために歯底肉厚を薄くした．このため同部の剛性低下の影響を考慮する必要が有り，従来の設計手法では不十分で歯の接触を考慮した FEM 解析をおこなった．

Fig. 2 に量産車用と F1 ギヤの形状差を示す．

3.2. FEM 解析条件

FEM解析では，解析条件が重要であり，特にスパーギヤの FEM 解析では，さまざまな噛み合い状態の最悪条件を再現することが必要である．スパーギヤの噛み合い状態は，噛み合い率が１から２の間になるため，噛み合い状態は一歯噛み合い，二歯噛み合いそして一歯噛み合いと連続している．その中で一歯噛み合いかつ，その噛み合い点が最も歯丈方向で高くなる状態が最も歯元の応力が高くなることを FEM 解析によって得た．

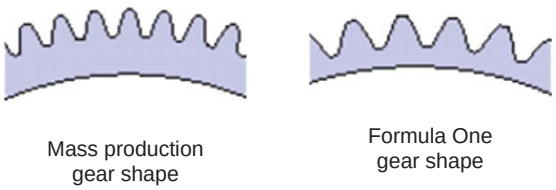


Fig. 2 Gear shape comparison

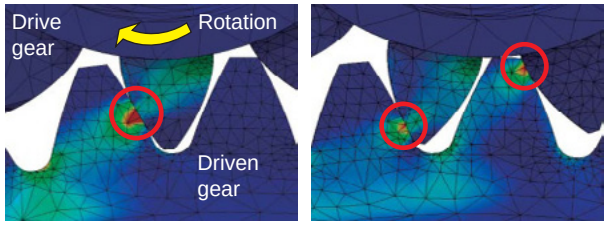
ギヤの噛み合い状態の違いと応力分布を Fig. 3 に，噛み合い位相を変化させた時の歯元の応力の変化を Fig. 4 に示す．

１歯噛み合いでは接触点が一ヶ所で応力分布も集中するが(Fig. 3)，二歯噛み合いでは接触点が二ヶ所になり，応力分布は緩和される(Fig. 4)．

また，さまざまな噛み合いの中から最も歯元応力が高くなる状態をギヤ諸元計算より求め，FEM解析モデルへ反映することで，短時間の解析を可能とした．

3.3. 歯先修整量の最適化

歯先修整とは，歯への負荷による弾性変形を考慮してインボリュート曲線に対し歯先形状を適正化することをいう．F1ギヤでは，前述の剛性低下による弾性変形量が大きく歯当りが変化し，強度や接触面圧への影響が大きいため歯先の変形量を FEM 解析で予測した．これを元に，歯先修整量の最適化をおこなった．



(a) 1 tooth meshing (b) 2 teeth meshing

Fig. 3 Gear meshing condition

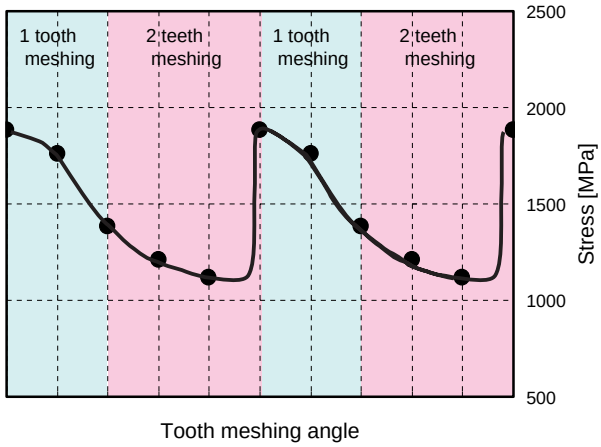


Fig. 4 Change in stress with gear meshing condition

4．F1 ギヤの定量的評価手法

4.1. ギヤの疲労強度試験

これまでのレース用ギヤの耐久性の評価は，実車のみでの評価が一般的であったが，自社製 F1 用ギヤの開発はギヤ単体の S-N 線図(ウェーラー線図)と実車のトルク頻度を

用いて台上テストで評価をおこなった．高負荷，低サイクル疲労の S-N 特性の信頼性に懸案はあったが，それまでの実車評価の実績と照らし合わせ，単体の台上テストで十分評価できることがわかった．これを元にギヤの仕様を決定し，軽量化と高い信頼性を両立した（Fig. 5）．ギヤ歯元応力値は入力トルクから計算した値であり，S-N 線図は台上テスト結果から作成した．

4.2. ギヤの早期破損

台上テストでの寿命予測技術により，ギヤ破損トラブルは減少したが，実走テストで想定寿命より早いギヤの破損トラブルが散発した．代表的な破損写真を Fig. 6 に示す．

レースで使用したギヤの歯形を測定すると，一歯から数歯に塑性変形がみられた（Fig. 7）．塑性変形が一部分であることから瞬間的なギヤへの過大入力により塑性変形が起こり，これが原因で早期破損に至ったと推定して解析をおこなった．

塑性変形量は微小であるため歯形データの判断基準を定め圧力角修正量差異が 0.2 μm 以上を塑性変形と定義した．

塑性変形したギヤを疲労強度試験で確認した．その結果，塑性変形したギヤは，いずれも寿命が短く，破損までの寿命が想定値の 11.6%になるものもあった（Fig. 8）．

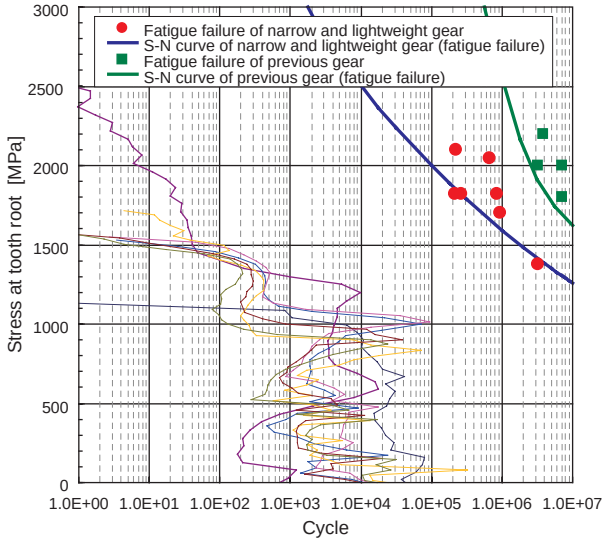


Fig. 5　Fatigue failure test results



Fig. 6　Broken gear

4.3. 過大入力への対応

F1ギヤボックスは発進時や変速時に発生する瞬間的な過大入力からドライブトレーン部品を保護するためにクラッチ締結力が適正な値になるように制御している．

しかしクラッチの摩擦材のばらつき，不確定な路面状況下でのタイヤトラクションの状態，イレギュラーな操作によるギヤボックス内のイナーシャなどに起因する過大入力を完全には排除できない．一方でまれに発生する過大入力を許容するギヤ設計をおこなえば重量増を避けられず競争力を失うこととなる．

F1ギヤボックスではエンジンの入力軸に直結したトルクセンサによって走行中の入力トルクをモニタリングしている．トルクセンサのロギングデータから塑性変形したギヤへの入力トルクを調査した．その結果，計算上の歯元応力に換算して 2300 MPa をしきい値にそれを超えるトルクが入力されたギヤにおいては塑性変形が起こっていた．

またギヤ耐久試験機での確認においても歯元応力 2300 MPa以上でギヤには塑性変形が発生することが確認された（Fig. 9）．

この結果からすべてのギヤに歯元応力 2300 MPa 相当のトルクをギヤのトルクリミットとして設定した．

そして走行中にトルクセンサのテレメトリーデータをリ

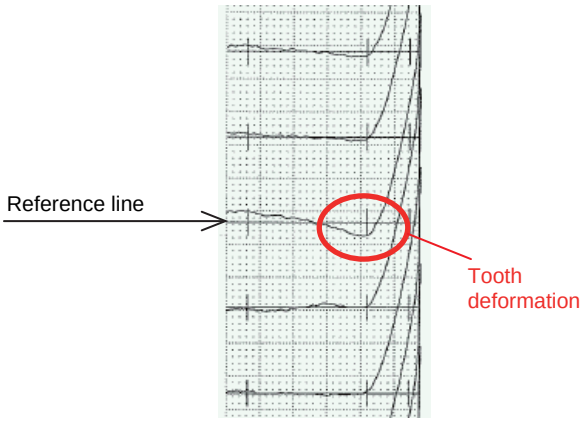


Fig. 7　Tooth profile data of deformed gear

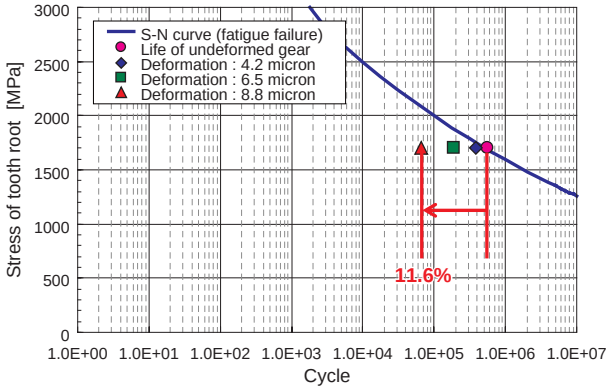


Fig. 8　Fatigue failure test result of deformed gear

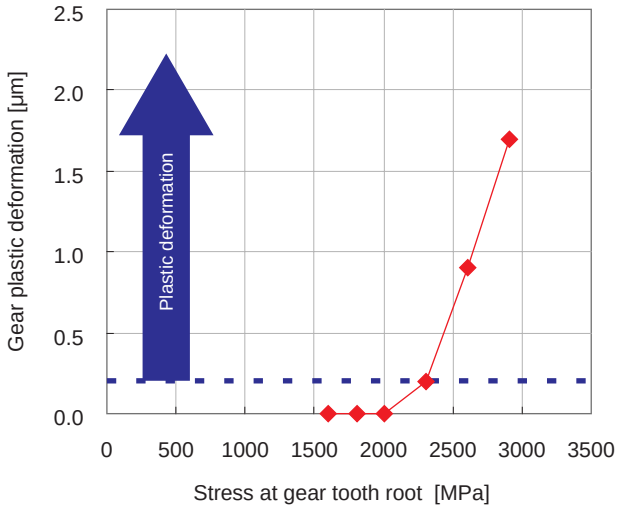


Fig. 9　Gear strength test results

アルタイムに監視し，トルクリミットを越えるトルクが入力された場合，ギヤボックスメンテナンス時にそのギヤを交換する運用方法を適用した．

以上の対応により軽量化と高い信頼性を両立し，レースでのトラブルゼロを実現した．

5．F1ギヤボックスの高効率化

5.1. 伝達損失の現状分析

損失要因の現状分析をおこなった．損失要因は無負荷時のフリクションと有負荷(トルク伝達)時の効率を測定することにより抽出した．

(1)オイルの撹拌による損失
(2)オイルシールなどの引きずりによる損失
(3)トルク伝達による損失
(4)オイルポンプの駆動損失

このうちトルク伝達による損失が入力トルクの大小により損失が増減する要因である．有負荷時の伝達損失はベアリングの損失を理論式にて算出し，ギヤの伝達損失と切り分けをおこなった．各損失要因の寄与度を測定した結果を Fig. 10 に示す．

この結果ギヤの伝達損失がギヤボックス損失のうちの62%と大部分を占めることがわかった．

5.2. 高効率化手法

伝達損失は，各ギヤ同士が噛合う時の歯面の滑りにより発生するため，歯面の摩擦係数低減により損失を低減することが可能である．

摩擦係数低減の手法としては以下の3種類が考えられる．

(1)ギヤ歯面の面粗度向上
(2)ギヤ歯面へのコーティング
(3)低フリクションギヤオイル

ギヤ歯面の面粗度向上については，F1で使用しているギヤは歯研仕上げおよびバレル研磨をおこなっており，面粗度の向上は期待できない．そこで(2)のギヤ歯面へのコーティングと(3)の低フリクションオイル開発をおこない，伝達損失低減を図った．

5.3. コーティング膜種選定

実際の F1 の使用条件ではギヤ歯面の滑り速度は 20 m/s 以上，面圧は 2 GPa 以上となる．この条件下でも磨耗しないコーティングが必要で，次の観点で複数の候補からギヤのコーティング膜種選定をおこなった．

(1)耐摩耗性に優れ，レース用エンジン部品に使用されるメタル DLC
(2)メタル DLC をさらに高硬度化した DLC
　また量産トランスミッションのギヤ用のピッチング対策として実績があり，しゅう動性改善による摩擦係数低減が期待できる次の2種類も比較対象とした．
(3)固体潤滑皮膜(二硫化モリブデン樹脂コート)
(4)浸硫品

以上の4種類について損失低減効果と耐久性の確認をおこなった．比較基準としてはこれまで標準的に使用していた浸炭処理のみのギヤを使用した．

5.4. 効果および耐久性の確認

単体の台上テストでの損失確認結果を Fig. 11 に，損失低減確認後のギヤ表面状態を Fig. 12 に示す．

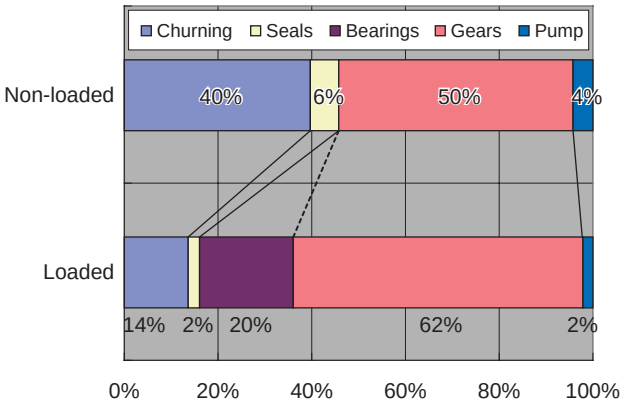


Fig. 10　Effective rate of power loss factors

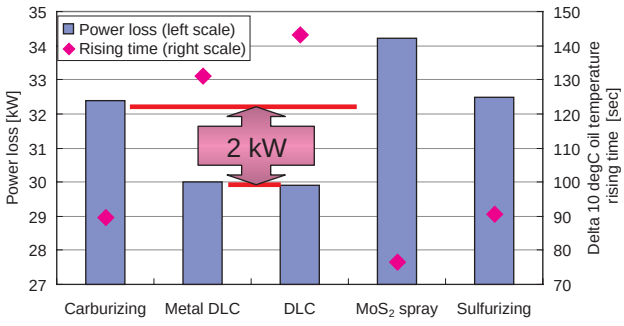


Fig. 11　Confirmation of loss reduction effect

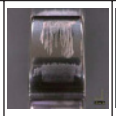
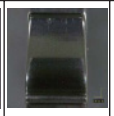
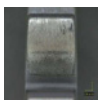
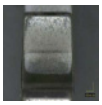
Coating	Carburizing	Metal DLC	DLC	MoS_2 spray	Sulfurizing
Gear surface condition					
	Teeth touch mark only	DLC peeling DLC wear	Minute scuffing	Coating peeling Gear surface wear & scoring	Gear surface wear & scoring

Fig. 12　Surface condition after durability test

損失低減は二種類の DLC コーティングギヤとも，2 kW の効果が確認され，メタルDLCはコーティングの損傷が発生，一方高硬度DLCはギヤ歯面の歯先に微小な引っ掻き損傷が発生したが，実用上影響の無いことがわかった．

固体潤滑皮膜と浸硫品は，伝達損失低減効果が認められず，またコーティングにも磨耗が発生した．これはコーティング処理上ギヤ表面の面粗度をベースより粗くする必要があり，これによる面粗度の低下が伝達効率を低下させたものと推測した．

5.5. DLC コーティングギヤのレース投入

DLCコーティングを施したシフトギヤ，ファイナルギヤを 2007 年シーズン中盤に，ベベルギヤを 2008 年シーズンよりレースへ適用した．歯先修整の最適化，コーティング前処理の適正化をおこなうことで，レギュレーション規定である４レース終了後においても十分な耐久性を示した(Fig. 13)．

5.6. 低フリクションギヤオイル

オイルメーカと共同で低フリクションオイルの開発をおこなった．開発初期の段階でDLCコーティングを施さないギヤにおいては 1 kW 以上の損失低減効果が認められたが，DLCコーティングを施したギヤを使用した場合は効果が得られなかった．

そこで DLC コーティングとオイルの親和性の改善をおこない，0.4 kWの伝達損失低減効果のオイルを開発し2008年よりレース適用した．



Fig. 13　Final gear condition after 4 races

６．まとめ

F1 ギヤ開発において，以下の結果が得られた

(１)FEM を活用した F1 ギヤ設計手法を確立した．

(２)ギヤ単体での台上テストによる寿命予測と，不測の過大入力への定量的評価手法を確立した．またレースでの運用手法も構築した．

(３)ギヤボックスの伝達効率 97%を達成できるギヤコーティングとオイルを開発した．

その結果，機能と信頼性を高い次元でバランスすることが可能になりレーストラブルゼロと伝達効率の向上を達成した．

謝　　辞

低フリクションオイル開発にご協力いただいた新日本石油株式会社の方々に紙面を借りて感謝の意を表します．

■著　者■



小 西 康 一



野 島 浩 明



長 沼 輝 興



木 村　　宙

F1用軽量コンパクトデファレンシャルの開発

Development of Lightweight and Compact Differential for Formula One Car

日 吉 俊 男*　末 永 裕 一*
Toshio HIYOSHI　Yuichi SUENAGA
横 山 晴 紀*　勝 政 喜 和*
Haruki YOKOYAMA　Yoshikazu KATSUMASA

要　旨

F1用のデファレンシャルは差動機構および差動制限をおこなう LSD 機構(デフ機構)と，最終減速ギヤセット(ファイナル)とで構成されている．デファレンシャルは車体の後端付近に配置されるため，軽量化は車体マスの集中化で，コンパクト化は空力の向上で車体運動性能に寄与する．このため軽量，コンパクト化を目的としたデファレンシャルを開発した．開発初期には，マスの集中化に重点を置き，デフ機構を従来のファイナルドリブン軸上から同ドライブ軸内に配置し，低重心，低ヨー慣性モーメント化を達成した．デファレンシャルギヤは全ギヤが噛み合う全噛みプラネタリーとした．次に同機構の得失判断から新たにデファレンシャルギヤをファイナルドリブン軸上に配置可能な全噛みダブルピニオンプラネタリーとした Ultra Short Diff(USD)を開発し，コンパクト化と，1.2 kg の軽量化を達成する見通しを得た.

ABSTRACT

The differentials used in Formula One vehicles comprise a differential mechanism and a differential restriction device (LSD), which together form a bias-adjusting mechanism, and a final reduction gear set. Because the differential is positioned close to the rear end of the vehicle, it contributes to dynamic performance. Reducing the weight of the differential helps to centralize the mass of the vehicle, and increasing its compactness boosts aerodynamic performance. Development efforts were concentrated on the achievement of a lightweight and compact differential, with the focus in the initial stage on the centralization of mass. Previously mounted on the final driven shaft, the bias-adjusting mechanism was positioned on the final drive shaft, helping to reduce the center of gravity and the yaw moment of inertia. A full pinion engagement planetary gear was employed as the differential gear. A study of the merits and drawbacks of the mechanism resulted in the development of an ultra-short differential (USD) employing a full pinion engagement double pinion planetary gear positioned on the final driven shaft as the differential gear. It was predicted that this would increase the compactness of the unit and reduce its weight by 1.2 kg.

1．まえがき

通常，F1車両のデファレンシャルのデフ機構はファイナルドリブン軸上に配置され，変速機により最終減速された駆動力を左右駆動輪に伝達する．この伝達には，多くの構成部品と，大きなトルク伝達が必要なため，駆動系部品内でも重量の占める割合が大きい．また，ドライブシャフトの作動角度制限のため，ファイナルドリブンは車両後端付近の，タイヤセンタと同程度の高さに配置される．つまり，重量物が，車体重心から遠く，高い位置に配置されている．車体の低重心化と低ヨー慣性モーメント化は車体の旋回性能を向上し，デファレンシャルの軽量，コンパクト化は車体の低重心化と低ヨー慣性モーメント化に寄与する．またデフ機構には左右の差動制限トルクを制御するLSD機能もあり，この性能確保も重要である.

これらの機能と耐久性を両立したデファレンシャルの低重心化と軽量化への取り組みを紹介する.

2．開発のねらい

低重心，低ヨー慣性モーメントを達成するために初期の開発では下記をねらいとした.

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_19

（1）重量物を，なるべく低く，重心に近い位置に置く．

ファイナルドリブン軸上にあるデフ機構を，より車体重心に近く，低い位置にあるファイナルドライブ軸上に配置することで，低重心，低ヨー慣性モーメントを達成することをねらいとした．

これに続く USD の開発では初期の開発から得た知見と得失判断より，下記とした．

（2）重心から遠く，高い場所にあるものを軽量化する．

デファレンシャルをコンパクト化することで軽量化し，低重心，低ヨー慣性モーメントを達成することをねらいとした．

車両総重量は，レギュレーションにより決められており，軽量化された重量相当のバラストを積むことによって，さらに低重心，低ヨー慣性モーメントが達成できる．本開発のねらいを，Fig. 1 に示す．

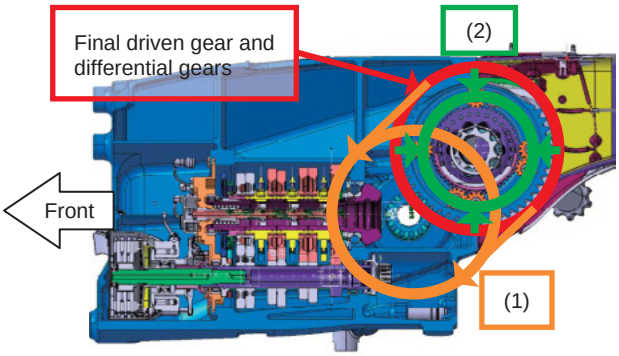


Fig. 1　Method of achievement of low center gravity and low yaw moment

3．達成手法

3.1. マスの集中化に向けた取り組み

最初の開発は車体の低重心，低ヨー慣性モーメント化に効果的なマスの集中化に重点をおいて，ギヤボックス部品の重量物である，デファレンシャルをファイナルドリブン軸上から車体重心に近いファイナルドライブ軸上へ配置する機構の開発をおこなった．

デファレンシャルをファイナルドライブ軸上に配置するにはファイナルギヤは二対必要となるが，ギヤ幅は左右輪それぞれのトルクを伝達できればよいため，従来構造の約半分の歯幅とした．

デフ機構は，従来のドリブン側から，より減速比の少ないドライブ側に配置したことにより，トルク容量を減らすことができ，コンパクト化できる．デフギヤはファイナルドライブのベベルギヤ内に組み込むため，コンパクトな構成が必要であった．隣り合うピニオンギヤ同士を全てかみ合わせ分担荷重を減らすことが可能な，全噛みプラネタリギヤ構造とした．

また，F1ギヤボックスにおいては，車体後部への気流の流れを阻害しないために，ケースの幅を狭くする必要がある．そのため，LSDピストンはクラッチの反対側に配置し，ロッドを介して契合させる構造とした．

このデフ機構の構造を Fig. 2 に示す．

この構造により，最終的には約 2.5 kg の重量をファイナルドライブ軸上に移動することができ，0.19%のヨー慣性モーメントの低減と 0.4 mm の重心高の低下を達成した．

Fig. 3 に重量移動のイメージを示す．

この機構は台上テストにおいて所定の耐久性が確認された．しかしながら，デファレンシャルをファイナルドライブ上へ移動するには，ギヤボックスケースの大きな構造変更を必要とし，これに伴う重量増加により，低重心化のメリットが相殺されたため，実車への適用を断念した．

この開発により，全噛みプラネタリギヤを採用することで，デフ機構をコンパクト化できることを学んだ．

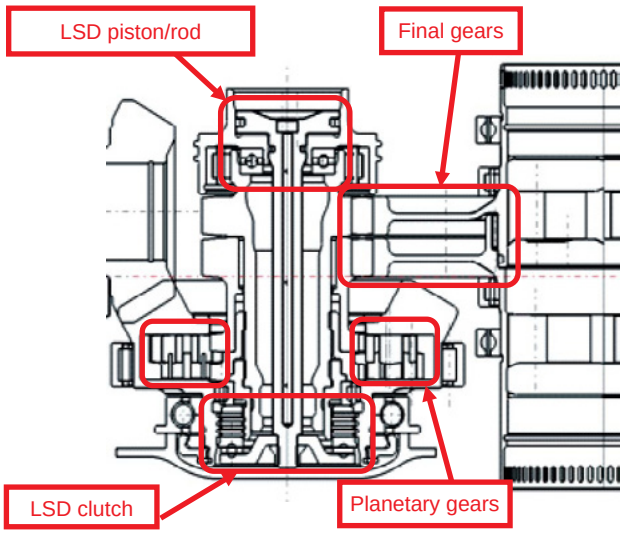


Fig. 2　Bias-adjusting mechanism on final drive shaft

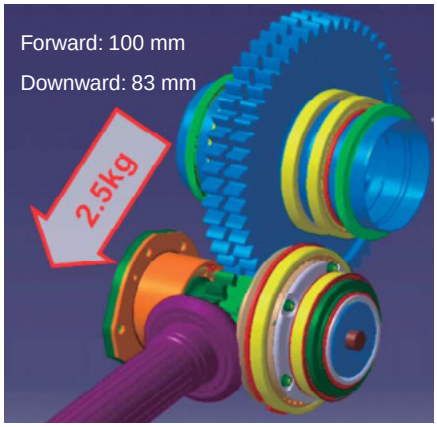


Fig. 3　Image of movement of weight

3.2. 軽量化に向けた取り組み(USD)

ファイナルギヤおよびデファレンシャルをコンパクト化し軽量化を図るために，デフ機構をファイナルドリブン軸上の左右のドライブシャフトジョイント部の間(軸の内部)に配置することを考案した．

従来のレイアウトは一般的なプラネタリー式デフ機構でこれを Fig. 4 に示す．デファレンシャルギヤとして互いに噛み合う四対のシングルピニオンギヤと，これと噛み合う並列に配置した左右のドライブシャフト駆動ギヤと，同機構をファイナル軸の外径側とファイナルドリブンギヤの内側(Diff area)に配置しピニオンギヤを駆動するシングルピニオンプラネタリーデフ構造となっている．また，油圧制御によって左右の差動制限トルクを発生する LSD 機構(LSD area)を備えている．

ドライブシャフトのジョイント部は強度上，現状より外径を小さくすることはできない．また，ファイナルドリブンギヤの内側にデファレンシャル機構を収めているため，現状機構のままコンパクト化(ファイナルギヤの小径化)するには，デファレンシャル全体幅を増加せざるを得ない．また同時にLSD機構部は複雑な構造になり，軽量化のメリットが出せない．

これを解決し，デフ機構をドライブシャフトジョイント部間(Drive shaft joint area)に配置し小径化するために，ダブルピニオンプラネタリーのデフ機構を採用した．

従来のシングルピニオンプラネタリーでは，ギヤの噛み合い位置は，L側サンギアーピニオンギヤ，ピニオンギヤーピニオンギア，ピニオンギヤーR側サンギヤと，並列方向に3ヶ所並ぶ．これに対し，ダブルピニオンプラネタリでは，リングギヤーピニオンギヤ，ピニオンギヤーピニオンギヤ，ピニオンギヤーサンギヤと，3ヶ所の噛み合い位置が縦に並び，並列方向では一列の噛み合いとなるため，デフ機構の幅を狭くできる．またダブルピニオンプラネタリーのギヤ幅をさらに，狭く，小径化するために，ピニオンギヤの数を従来の四対から六対にし，分担荷重を下げた．しかし，ピニオンギヤの数を六対に増やすと，隣り合うピニオンギヤの干渉を防ぐ必要がある．干渉を防ぐためにピニオンギヤの径を小さくすると，強度確保するために歯幅を広げなくてはならない．また，干渉を防ぐために，内側のピニオンギヤと外側のピニオンギヤの配置角度を大きくとると，リングギヤの径が大きくなってしまう(Fig. 5)．リングギヤを小さくし，その外側に配置されるファイナルギヤを小さくするために，ピニオンギヤを全噛みとした．これを Fig. 6 に示す．

これらの結果，Assembly全体の幅は従来と同等のまま，ファイナルギヤ軸間を，従来の 125 mm から 100 mm とし，軽量化とコンパクト化を達成した．これを，Fig. 7に示す．

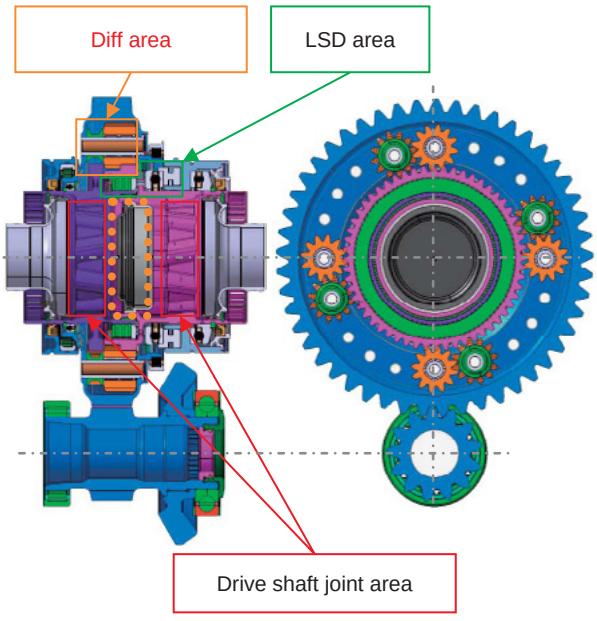


Fig. 4　Standard differential

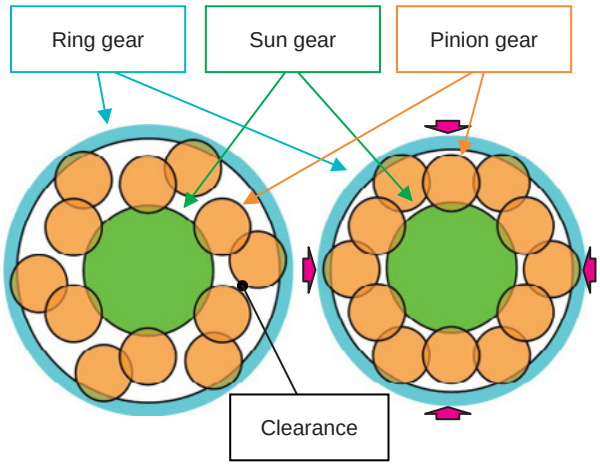


Fig. 5　Standard double pinion planetary gear

Fig. 6　Full pinion engagement double pinion planetary gear

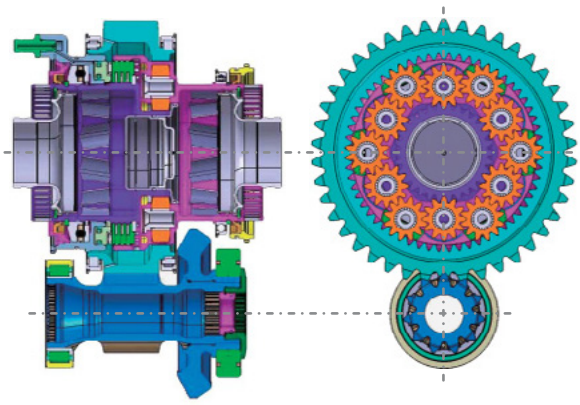


Fig. 7　USD

4．機能と耐久性の検証

4.1. 差動フリクション

油圧制御デファレンシャル機構の目的は，走行状態に応じて左右輪の差動を制限することにある．駆動力の無い定常旋回状態で差動制限トルクがあるとアンダーステアが発生し，ドライバビリティに支障をきたす．デフ機構自体にフリクションがあるため，油圧を完全に抜いてもこのフリクション分の差動制限がかかってしまうことになる．そのため，実績のある2008年仕様のデファレンシャルの差動フリクションを目標とし，ほぼ同等の性能を得た．

4.2. LSD の制御性

レース中に要求されるデファレンシャルの差動制限トルクは車両の走行状態によって刻々と変化する．意図する車体挙動に制御するには，トルクの要求指令から実際に差動制限トルクが発生するまでの応答時間が，十分短い必要がある．

デファレンシャルにおいて，クラッチアセンブリの剛性が異なる２種の仕様にて，クラッチアセンブリの変形量と，トルクの応答時間を比較したものを，Fig. 8 に示す．なお，エンゲージ側は油圧立ち上がりから最大要求トルクの80%に到達するまで，ディスエンゲージ側は油圧下げはじめから同トルクの５%まで低減するまでの時間を評価した．グラフの縦軸はあるクランプ荷重を与えたときのクラッチアセンブリの軸方向の変位量を表し，値が大きいほど剛性が低いことを示している．エンゲージの応答性は2008年仕様以下の応答時間となり目標を満足した．ディスエンゲージについては２仕様とも目標を満たさなかったが，剛性との相関が確認できた．従って剛性の目標が明確になったことで見通しが立った．

4.3. 耐久性

ギヤボックスはレギュレーションによって四レース連続で使用することが義務付けられているため，その耐久性を保証しなければならない．そこでデファレンシャルの使用頻度が最も高いモナコ GP の四レース分に相当する負荷の台上試験をおこなった．最初の耐久試験では目標の約60%でリングギヤが疲労破壊した．次の耐久試験に向けて以下の二点を対策とした．

(１)歯底形状の見直し

(２)ショットピーニング処理

歯底形状は単一Rで歯面と歯面をつないだ形状とする．これを Fig. 9 に示す．

破損したファイナルギヤのダメージ率は 100%となるため，これまでのファイナルギヤの台上試験結果推定した本開発のリングギヤの S-N 線図は Fig. 10 となる．

USDでは構造上，ファイナルギヤの歯幅を従来のファイナルギヤに比較し，狭くするメリットが少なく，結果として歯元応力に余裕があった．これを作りやすさに振り分けたが，これによる強度低下により所定の耐久性を確保できなかった．

歯型形状を単一Rとした効果は過去のファイナルギヤでおこなった台上試験でその効果が確認されている．また歯底部へショットピーニングを追加すると，単一Rと同様，過去の経験より寿命が15%延びることも確認されている．これらの結果を USD に適用すると，寿命を保証する必要のある四レース相当のギヤダメージ率は 2.5%になる．よって，歯底の単一R化とリングギヤの歯底にショットピーニ

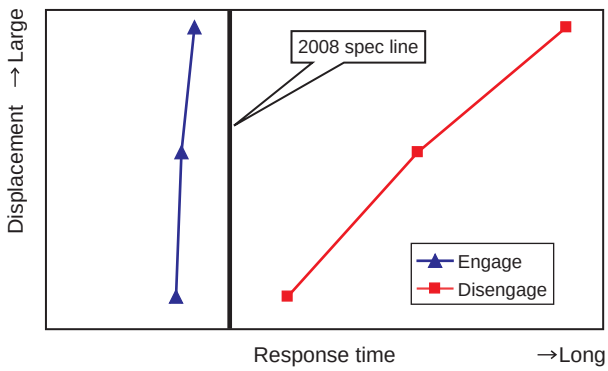


Fig. 8　Torque response time

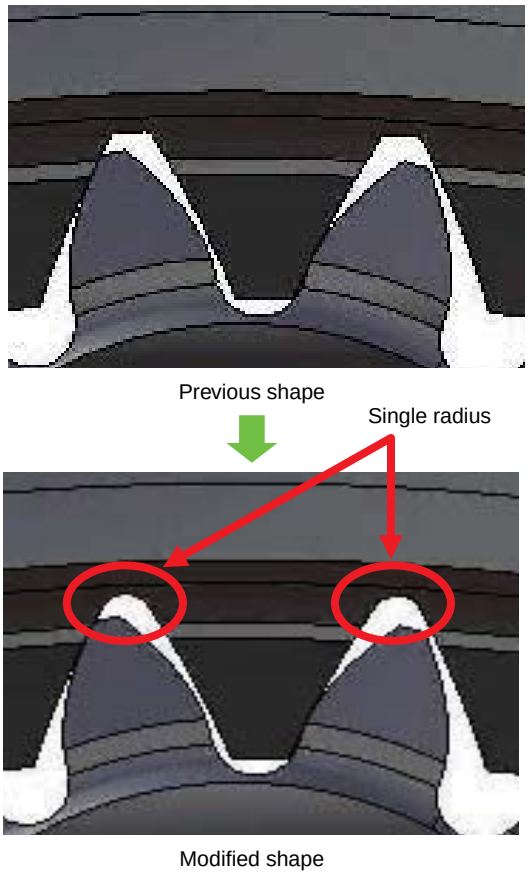


Fig. 9　Modification of root shape

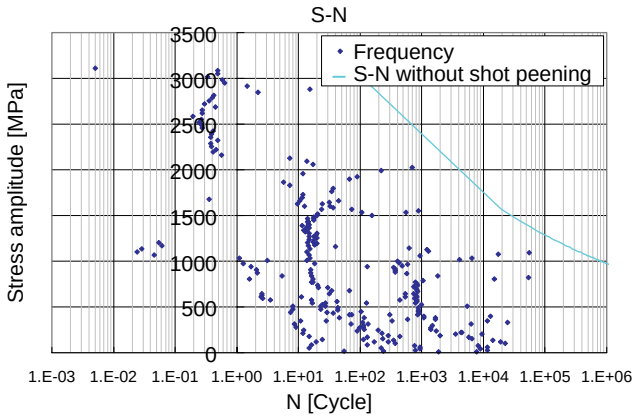


Fig. 10 Until fatigue destruction

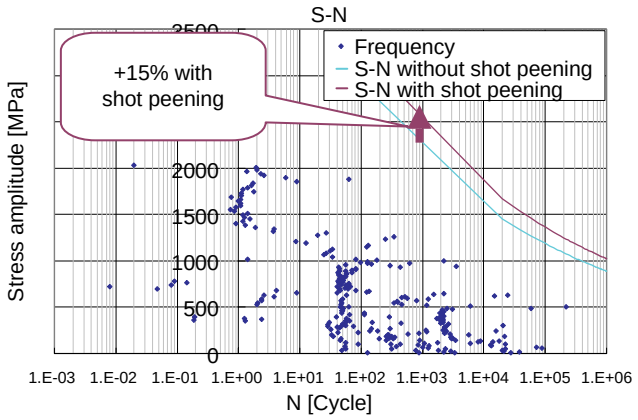


Fig. 11 4 races with large root R and shot peening

ングを追加することで，耐久性の見通しが得られた．これを Fig. 11 に示す．

対策の結果は開発中止で未確認となった．

5．まとめ

軽量化，低重心化，低ヨー慣性モーメント化のために，全噛みのダブルピニオンプラネタリーをデファレンシャル機構に使用することで，次のことが達成された．

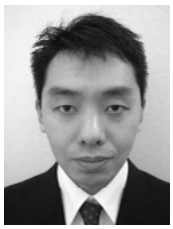
（1）2008 年仕様と比較し，軽量化効果は 1.2 kg（重量比にて約−14%），低重心，低ヨー慣性モーメントの効果として，0.30%の車体慣性モーメントの低減と1.1 mmの重心高の低下を，達成した．

（2）ファイナル軸間を 125 mm から 100 mm に短縮した．

（3）LSD 性能は，2008 年仕様同等を達成できる見通しが立った．

（4）四レース無交換と定められたレギュレーションに対し，信頼性が確保できる見通しが立った．

■著 者■



日吉俊男



末永裕一



横山晴紀



勝政喜和

F1用クラッチシステムの開発

Development of Clutch System for Formula One Vehicle

犬飼 浩一郎* Koichiro INUKAI
中川 康夫* Yasuo NAKAGAWA
櫛山 裕之* Hiroyuki KUSHIYAMA
片岡 隆平* Ryuhei KATAOKA
永利 嘉記* Yoshiki NAGATOSHI
塩田 啓二* Keiji SHIOTA

要　旨

F1用クラッチシステムの，伝達トルクの制御性向上を目的として，Direct push clutch(DPC)の開発をおこなった．ダイヤフラムスプリングを用いて締結力を得る従来の機構から，レバー機能を持つプレートと油圧アクチュエータを用いて締結力を得る直押し機構とした．従来のストローク制御に対し直接締結力を制御することで，ダイヤフラムスプリングの特性ばらつきやヒステリシス，系全体の熱膨張などの特性変化要素を排除し，これと制御技術開発により目標を達成した．フィードバック制御が禁止された2006年以降も半クラッチスタート(スリップスタート)を可能とし，0 - 100 km/h 加速で最大 0.46 秒短縮(距離では約 11 m 手前)のアドバンテージを得た．本システムは，2006年シーズン初戦よりレース投入された．

ABSTRACT

A direct push clutch (DPC) was developed to enhance the controllability of clutch torque in a Formula One clutch system. A direct push mechanism in which clamp force was generated by a plate with the function as lever and a hydraulic actuator was employed in place of the previous mechanism, in which the clamp force was generated by a diaphragm spring. The transition from stroke control to direct control of the clamp force did away with elements that formerly produced changes in system characteristics, such as variations in the diaphragm spring characteristic and spring hysteresis, and thermal expansion throughout the system. In combination with other enhanced control technologies, this enabled the development targets for the system to be realized. This helped to enable half-clutch starts (slip starts) to be employed from 2006, even after regulations prohibited the use of feedback control. As a result, a maximum reduction in time from 0-100 km/h of 0.46 sec (corresponding to a distance of approximately 11 m) was obtained, giving the vehicle a competitive advantage. The developed system was used in races from the first race of the 2006 season.

１．まえがき

F1車両におけるクラッチシステムに求められる重要な役割の一つは，レーススタート時の駆動力を制御し，タイヤの性能を最大限引き出すことである．2003年当時，クラッチ伝達トルク制御には，タイヤのスリップ率をパラメータとしたフィードバック制御をおこなっており，最適な伝達トルクを得ることが可能であった．しかし，2004年の規則改正により，フィードバック制御が禁止されたため，伝達トルクの予測精度の高いクラッチシステムが求められた．

伝達トルクの予測精度を左右する要因は，クラッチ摩擦材の摩擦係数μの変化とクラッチ摩擦材を押し付ける締結力(クランプロード)である．このうち，クラッチシステムとして制御できるのはクランプロードである．

従来のクラッチシステムは，その動作方法からプルクラッチと呼ばれ，量産の MT 用のクラッチを起源としている．その構造は，ダイヤフラムスプリングを用いて乾式のカーボン製クラッチ摩擦材のクランプロードを得るものである．このクランプロードに対して油圧アクチュエータでダイヤフラムスプリングを引き離す方向にストロークを制御し，これをパラメータとして伝達トルクを制御している．そのため，構成部品の寸法ばらつき，ダイヤフラムスプリング単体の特性ばらつきとヒステリシス，各部の熱膨張などにより，クランプロードが変化して，伝達トルクを精度良く制御することが困難であった．その結果，高精度の伝達トルク制御が必要なスリップスタートをおこなうことができなくなった．これらの課題を回避するために，ダンプスタートと呼ばれるレーススタート方式を採用した．これは，クラッ

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_20

チを瞬時に締結し，タイヤを意図的にスリップさせ，エンジンの過回転防止コントロールと併用してスタートする方法であるが，タイヤをスリップさせることでタイヤの摩擦係数μが一時的に下がり，理想的な加速は得られない．そこで，これらの不安定要素を取り除き，直接クランプロードを制御する方法として油圧で直接クランプロードを得る構造の開発を開始した．

2004 年から ZF SACHS Race Engineering GmbH 社(以後 SACHS 社)と共同により，ゼロトルクを保証するためのリターン荷重と，摩擦材のクランプロードを増幅させるためのレバー機能を備えたレバーディスクプレートを有するプッシュ式乾式多板クラッチ(DPC)を開発した．同時に低フリクションでヒシステリシスの少ないツインピストン―クラッチアクチュエータを開発した．その結果，クランプロード制御の精度が向上し，スリップスタートをおこなうことが可能となった．このシステムは，2005 年の実車テストでの信頼性確認を経て，2006 年初戦よりレースに適用された．これにより，レーススタートにおいて，0 - 100 km/h加速時，最大 0.46 秒短縮(到達距離で約 11 m)のアドバンテージを得ることに成功した．

2．開発のねらい

クラッチの伝達トルク発生のメカニズムはシンプルで，以下の式で表される．

$$Tc = FN \cdot \mu \cdot rm \cdot i \qquad (1)$$

ここで

Tc：クラッチの伝達トルク

FN：クランプロード

μ：摩擦係数

rm：摩擦材有効半径

i：ディスク面数

である．

すなわち，伝達トルクの予測を精度よくおこなうためには，クランプロードの制御性と摩擦材の摩擦係数μの安定化が重要であることがわかる．

従来構造のプルクラッチにおけるクランプロードは，ダイヤフラムスプリングをクラッチカバーで締め上げ，その反力で発生させている(Fig. 1)．

従って，ダイヤフラムスプリングの特性ばらつきとヒステリシス，そして構成部品の寸法ばらつきや熱膨張によってクランプロードがばらつき，これを正確に制御することが困難である．

本開発は，クランプロードの不確定要素を取り除くことでクランプロード，すなわち伝達トルクの予測精度を上げ，レースにおけるスリップスタートを実現し，他車に対するアドバンテージを築くことを目的とした．

3．達成手法

3.1. レバープレート付プッシュクラッチ(DPC)の開発

クラッチのクランプロードを直接油圧力で得る構造として，従来型のプルクラッチのクランプ力を発生するダイヤフラムスプリングからレバープレートに置き換えた(Fig. 2)．このレバープレートは，ゼロトルクを保証するリターン荷重を発生するように，クラッチバスケットの足と，クラッチカバーで挟み込むようにして固定されている．油圧アクチュエータがレバープレートを押すと，レバープレートはプレッシャープレートと接触してここを作用点とする梃子となり，摩擦材にクランプロードを発生させる．クランプロードは，油圧アクチュエータの押し荷重とレバープレートのレバー比のみによって決まり，ダイヤフラムスプリングの特性とそのばらつきや構成部品の熱膨張による寸法変化にも影響を受けない．従って，クランプロードは油圧アクチュエータの押し荷重をパラメータとして直接決まるため，クランプロードの制御性が向上し，この結果，クラッチ伝達トルクの予測精度が向上する．

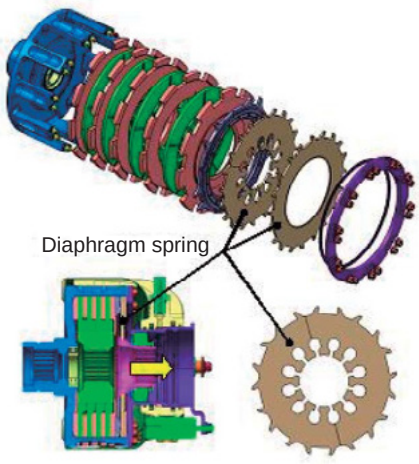


Fig. 1　Pull clutch mechanical section

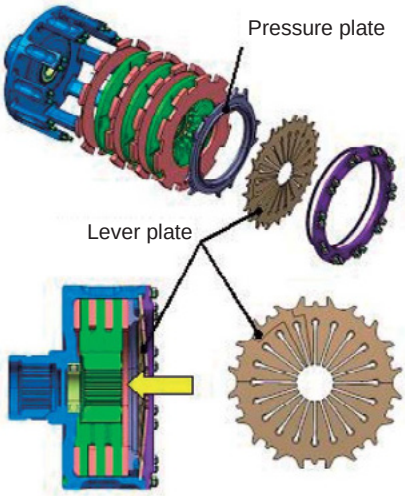


Fig. 2　Push clutch mechanical section

3.2. 低フリクションアクチュエータの開発

油圧によってクランプロードを高精度に制御するには，アクチュエータのヒステリシスの低減が重要である．このヒステリシスの主要因はシールフリクションで，以下の式で表すことができる．

$$Fr = \mu s \cdot \pi \cdot dp \cdot bs \cdot P \qquad (2)$$

ここで，

Fr：フリクション

μs：シール部摩擦係数

dp：ピストン径

bs：シール幅

P：油圧

すなわち，シールフリクションは，ピストン径(シール長さ)に比例し，円環タイプのピストンよりプランジャタイプのピストンの方が有利であることが容易に理解できる．従って，フリクション低減の効果と，ガイド部の倒れによるしゅう動抵抗の極小化を考慮して，２ピストンタイプを採用し，シール周長を同じ推力の円環タイプのピストンの約20%に削減した(Fig. 3，Fig. 4)．

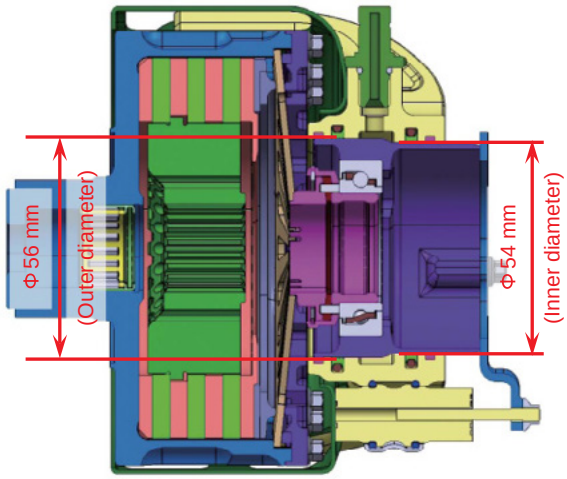


Fig. 3　Push clutch single-piston actuator

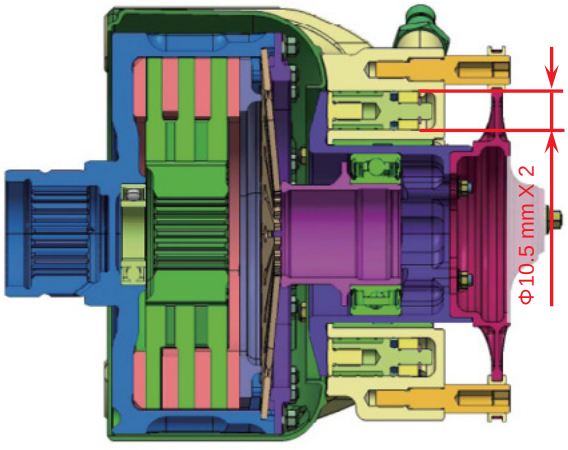


Fig. 4　Push clutch twin-piston actuator

3.3. Clutch Engage System

このプッシュクラッチを採用するにあたり，懸案となった項目の一つにエンジンスタートがある．従来型のクラッチは，エンジン停止時(油圧がゼロの時)にフルエンゲージ状態であるため，クランクシャフトと同軸にあるギヤボックスのインプット側のシャフト(Layshaft)を外部動力によって直接回すことでエンジン始動が可能である．しかしDPCの場合，エンジン停止時にはクランプロードを発生させないため，Layshaft を回しても，クランクシャフトを回すことができない．

そこで，Clutch Engage System(CES)を採用した．これは，サーキット上でエンジンが停止した車両を安全な場所まで移動させるために，一時的にプルクラッチを切り離すために設置されていた，Clutch Disengage System(CDS)と呼ばれる油圧貯蔵装置を，エンジン始動前にクラッチを締結するシステムとして流用したものである．

3.4. 開発における運用および役割分担について

本開発を推進するにあたり，クラッチ本体からアクチュエータまで，100%自社開発し供給をおこなうか，クラッチの専門メーカとの共同開発とするかを議論した．そして以下の理由により，クラッチ本体については，SACHS社との共同開発とし，アクチュエータについては台上テスト用の部品のみ日本で製造供給し，実走テストやレース用の部品については，レースチーム(HRF1)に技術移管した．

(1)クラッチは消耗品であり，日常的なメンテナンスが必要な部品である．従ってよりレースチームに近いところからサポートできることが効率的と判断した．

(2)クラッチのカーボン材開発については，その製造リードタイムの長さと，少量バッチ生産が困難であること，そしてその技術的難易度から，DPCの開発日程に合わず，開発を切り離した．

(3)アクチュエータなどの機構開発は，本来我々の得意とする領域であるが，レースチームからのフィードバックを速やかに反映し，早期熟成するには HRF1 に移管することが最も効率的と判断した．

4．結果

4.1. レーススタートにおけるスリップスタートの効果

本クラッチシステムの採用により，フィードバック制御無しでもスリップスタートが可能となった．以下に，スリップスタートをおこなった場合と，ダンプスタートをおこなった場合の 0 - 100 km/h 加速の到達時間の比較を示す(Fig. 5)．

100 km/h 到達時点で比較すると，最大 0.46 秒短縮(到達距離で約11 m)のアドバンテージを得たことがわかる．これは，スタートした車両が，ストレートエンドまでに，先行する車両を１台抜くことが可能であることを示す．

4.2. クラッチ単体の特性

DPC と従来型プルクラッチの特性の差異として，以下の結果を得た．プルクラッチにおけるレーススタート領域のクランプロード 150 daN 付近は，ダイヤフラムスプリングのヒステリシスが最大となる領域(引き荷重最大域)であるため，± 20 daN のヒステリシスが発生している(Fig. 6)．一方 DPC におけるレバープレートは，ダイヤフラムスプリング特性とは無関係の領域，すなわち，単なる荷重増幅のためのレバーとして働いている領域を使用しているため，そのヒステリシスは，±10 daN 程度に抑えられている(Fig. 7)．

プルクラッチでは，このヒステリシスの他に，構成部品の熱膨張によるクランプロード変化，ダイヤフラムスプリング特性の単体ばらつき，熱によるストロークセンサのオフセットなどが不確定要素として加わり，一層クランプロードの制御を困難にしている．

4.3. アクチュエータのフリクション低減効果

円環タイプのシングルピストンと，プランジャタイプのツインピストンのアクチュエータについて，油圧に対するクランプロードのヒステリシスを測定した結果を示す(Fig. 8)．静的なテストにおいて，80%のフリクション低減を達成した．これは，油圧ピストンのシール長を約80%低減した効果である．

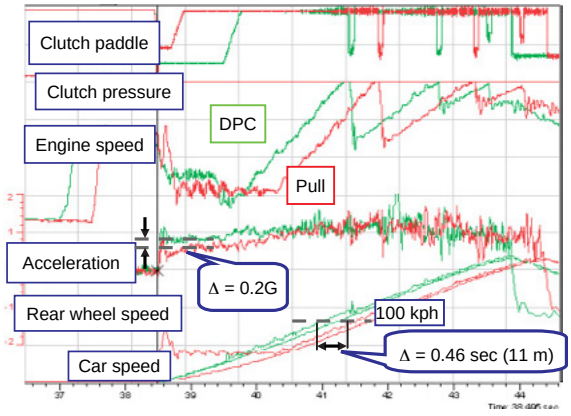


Fig. 5　0 - 100 km/h pull clutch - DPC comparison

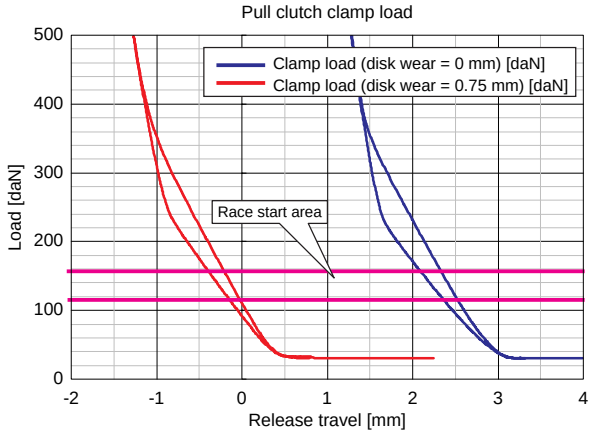


Fig. 6　Pull clutch: Stroke - clamp load

4.4. システムとしての特性

以下に，DPCとツインピストンアクチュエータを組み合わせたシステムの特性を示す(Fig. 9)．これは，エンジン付きの台上テスト装置において，サーキットシミュレーションモードにてテストをおこなった時のもので，アクチュ

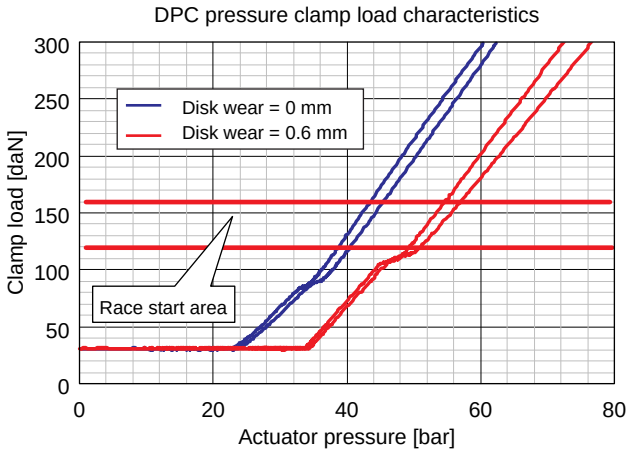


Fig. 7　Push clutch: Pressure - clamp load

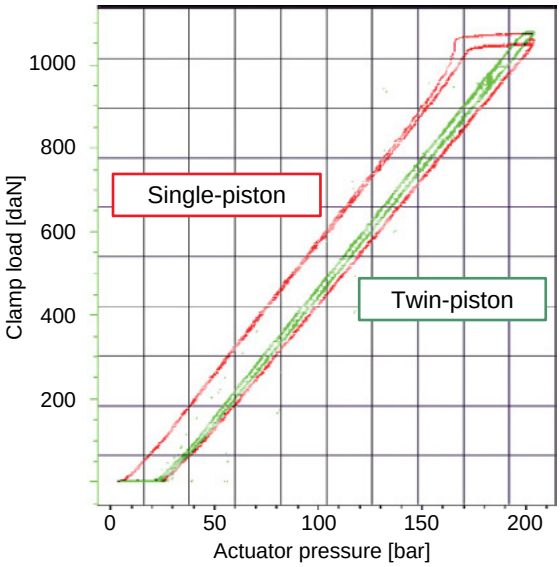


Fig. 8　Actuator pressure - clamp load

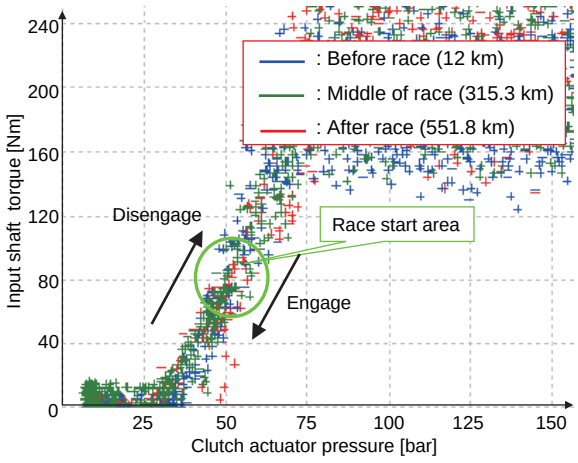


Fig. 9　Clutch pressure - torque

エータ油圧に対する伝達トルクの値をプロットした．クラッチ単体テスト同様，摩擦材の磨耗や熱膨張などの不確定要素の影響がほとんどなく，油圧に対してリニアにトルクが出ていることがわかる．すなわち，本システムは，使用開始から終了までクランプロードを精度良く制御しており，伝達トルクの予測を可能にするという当初の目標を達成したことを示す．

5．まとめ

F1用カーボン乾式多板クラッチの伝達トルクの制御精度を向上させるために，クラッチ本体のクランプロードのばらつき要因とアクチュエータのシール部フリクションに着目した．クラッチ本体にはレバーディスクによる油圧ダイレクトプッシュ構造を採用し，アクチュエータの推力発生部には二個の小径ピストンを採用することで，以下の成果を得た．

（1）クランプロード（伝達トルク）を精度良く制御できる，油圧コントロールのクラッチシステムである DPC システムを確立した．

（2）2006年にフィードバック制御無しでのスリップスタートを実現し，0 - 100 km/h 加速において，最大 0.46 秒短縮（距離では 11 m 手前）のアドバンテージを得た．

また，今後の課題は以下のとおりである．

（1）摩擦材の磨耗とレバープレートのリターンスプリング荷重特性によって，特性変化が生じる（Fig. 7）．これは不確定要素のひとつであり，摩耗してもエアギャップが変化しないハード側の摩耗補正システムが理想である．

（2）クランプロード発生直後の領域において，レバープレートと周辺部品のクリアランスによる「棚状の特性」が表れている（Fig. 7）．これは制御を複雑にする要因であり，この特性の改善が求められる．

（3）伝達トルクを決定するもう一つの要素，カーボンディスクの摩擦係数については，多くの研究がなされているが，現時点では全容をつかみ切れていない．理想のクラッチシステムのためには，摩擦係数の予測が大きなテーマとなる．

謝　辞

本開発にあたり，クラッチ本体の開発，製作に協力いただいた，ZF SACHS Race Engineering GmbH，および技術コンサルタントの Leo Ress 氏に深く感謝の意を表します．

■著　者■


犬飼浩一郎


中川康夫


櫛山裕之


片岡隆平


永利嘉記


塩田啓二

車体技術解説



F1空力開発手法の紹介

Development Methodologies for Formula One Aerodynamics

小川　厚*　Atsushi OGAWA
矢野　修二郎*　Shujiro YANO
真塩　享*　Susumu MASHIO
滝口　貴*　Takashi TAKIGUCHI
中村　信介*　Shinsuke NAKAMURA
新谷　満*　Mitsuru SHINGAI

要　旨

F1空力開発の大部分はダウンフォースまたは揚抗比を目的関数とした最適化であり，風洞と CFD を用い開発と効果実証をおこなうことである．本稿では，その最適化を進めるための開発手法として，風洞，CFDなどの空力開発ツールと，それらを用いた従来の開発指標を紹介する．また，新たに確立したタイヤ変形の空力荷重への影響解析や減速時の空力過渡特性解析などの開発指標とともに，そこで得られた流れに関する知見も紹介する．

ABSTRACT

The greater part of aerodynamics-related development for Formula One involves optimization using objective functions of downforce and the lift-drag ratio (L/D), and verification of effects using wind tunnels and CFD in the development process. As examples of development methodologies used to advance this optimization process, this paper will discuss aerodynamics development tools, including wind tunnels and CFD, and the conventional development indices that employed these tools. In addition, the paper will introduce new indices for analysis of the effect of tire deformation on the aerodynamic load and analysis of transient aerodynamic characteristics during deceleration, and will also consider the findings made regarding air flows using these indices.

１．まえがき

ダウンフォースによって，コーナリング時のタイヤに発生する横力限界と，減速時の制動力限界を上げることができる．空気抵抗は車両の加速性能を決める重要な要素である．その他，前後のダウンフォースバランスも車両安定性に寄与することから，この３要素のトレードオフを考慮しながら，ダウンフォースまたは揚抗比のいずれかを最大化することが，空力開発における目的となる．

開発は主に50%モデルを用いた風洞試験により車体形状が最適化され，実車風洞試験によりその効果が実証される．同時に CFD や PIV（Particle Image Velocimetry）を用い現象解析をおこなうことで，モデル風洞での開発を効率よく進めている．さらに近年は，CFDでも空気力をある程度定量的に評価できるようになり，最適化の一端を担うようになりつつある．また，風洞と実走の橋渡しをするという意味でも CFD の重要性は増している．例えば，タイヤ横力によるタイヤ変形時の流れにおいて，実機風洞試験では模擬できない実走状態をCFDで再現することで，実際のサーキット走行時の車両周り流れについて新しい知見を得た．また，その一部に関して風洞試験による効果実証をおこなうことができた．

さらに近年は，車両振動時や減速時の非定常空力特性にも目が向けられ始めている．特に，F1ではブレーキング時に最大で５G もの加速度が掛かるため，そのときの空力過渡特性がしばしば課題となってきた．これについても，水槽によるスローモーション試験をおこなうことで，過渡空力現象の影響について一部明らかにした．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_21

2．空力開発ツール

本章では，空力開発ツールとしてムービングベルト式の風洞設備と CFD を紹介する．

2.1. 風洞設備

2.1.1. 風洞の構造

F1空力開発では，主に回流型の低速風洞が用いられている．テストセクションは，オープン，クローズの両タイプが用いられる．クローズセクションの場合は，風洞によりアダプティブ壁を用いブロッケージの低減が図られている．

風洞地面に境界層があると，車体下面負圧の逆圧力勾配により，地面の境界層が車体下面より先に剥離してしまうことがあるため，次のような対策がなされている(Fig. 1)．

まず，テストセクションの入り口で，ナイフエッジ構造とパンチングメタル等の構造による吸い込みにより，地面境界層を除去する．さらにこの直後にムービングベルトを配置し境界層の発達を抑える．その結果，少なくとも境界層ピトーレイクの測定限界高さ(3 mm程度)以上は，地面境界層は存在せず，一様流を保っていることを確認した．

また，ベルトは車体下面の負圧によって持ち上げられないよう，樹脂製の場合はベルト下からの吸引力により，ステンレス製の場合はベルト前後の駆動軸間の張力により制御されている．

風路の温度は，空力荷重がかかったときのモデル各部の微小な変形度合いや，温度変化による部材の伸び縮みの影響，計測機器の温度ドリフトなどを最小にするため，常に一定に管理されている．通常の50%モデルテストでは，気温25 ℃とし，最適化をおこなうときの風速は約 45 m/s を基準とした．

2.1.2. 風洞モデルの構造と計測器

まず50%モデルの基本構造について説明する(Fig. 2)．モデルは天井から支柱で支えられる．この支柱の下部に，モデルの姿勢を変えるためのピボットやアクチュエータ，モデルにかかった空気力を測定する６分力ロードセルが配置される．

モデルはスパイン(骨格)に交換可能な外皮をかぶせた構成になっており，スパインの前後部分にレーザ車高計を搭載し，ピッチ角と車高の制御をおこなう．また，フロントウィング(以下，FW)とリヤウィング(以下，RW)の構造の根元には３分力のロードセルがあり，それぞれダウンフォース，ドラッグ，ピッチングモーメントの計測ができる．

モデルにはヨー，ロール，ステアの制御機構が加えられ，複雑なモデル姿勢を再現する．また，ムービングベルトを含む風洞の地面板全体のヨー回転も可能である．モデルにはこのほかに，ラジエータの通過風速計(プロペラ風速計または差圧計)や各部の静圧測定用の圧力測定スキャナ，各ホイールのドラッグが測定できる１軸のロードセルが搭載されている．

次に，車輪支持方法について説明する．車輪の支持方法はホイールオフ，オンの二通りがある．ホイールオフ構造では，ホイールは外側からホイールサポートアームで支持される．モデルと接触しないので，車高変化によってモデルに反力が出ることが無いものの，ホイールの微小なキャンバ変化，ホイール内面と車体側部品の距離などが若干不正確となる．ホイールオン構造は実際と同じジオメトリのサスペンションとなる．プッシュロッドの動きだけを拘束しないようにすることで，より正確なホイールの動きを再現できるが，サスペンションのバンプやリバウンドによる若干のフリクションやばね力の反力がモデルに伝わるため，計測のゼロ点補正(テア)測定に注意が必要である．

タイヤは，コンタクトパッチ付近のつぶれ形状の断面を一周させた台形断面の剛体タイヤ(材質はアルミや CFRP)が使われていたが，近年はタイヤサプライヤの供給による50%スケールの風洞モデル用タイヤの使用が一般的となっている．

また，テア測定は，通常低速でベルトを回し，風速はゼロでおこなう．このとき，モデルの姿勢は，計測する全姿勢を再現し，それぞれの計測点でテアを取ることで，より精度の高い測定ができる．しかし，計測時間の点では不利となるため，テアを１姿勢で代表させるか，それに最高，最低車高の値の線形近似をかけることで，測定時間を短縮することが多い．

2.1.3. 可視化技術

PIV 測定は和光基礎技術研究センターの技術協力によりおこなった．その三次元 PIV 計測の構成について述べる．

シーダ発生装置は熱交換器の後ろ，整流格子の間のスペースに置かれた．シーダはグリコール系，粒径は１マイク

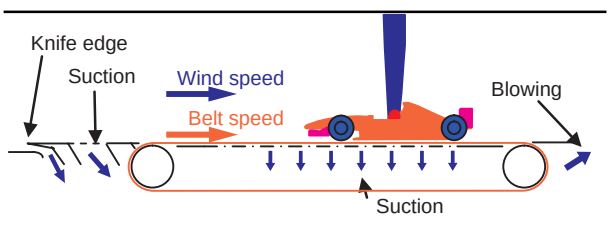


Fig. 1　Moving belt configuration

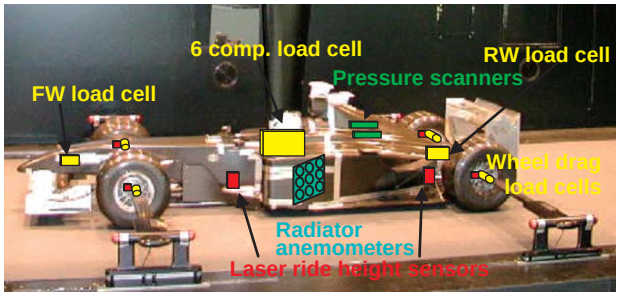


Fig. 2　50% model measurement system

ロメートル程度である．レーザは風路外側の光学系により，モデル周辺に照射されるが，光学系の経路，カメラ位置を変えることで，x方向，y方向z方向，それぞれ測定することが可能である(Fig. 3)．ただし，タイヤの内側のx断面など，物理的にレーザが届かない範囲の測定には限界がある．

2.2. CFD(Computational Fluid Dynamics)

近年の F1 開発において，CFD は風洞設備とならび重要度が高くなっていることは既に述べたとおりである．そこでポイントとなるのが，風洞や実走時の流れを定性的，定量的に再現しているかということである．本節では，一例としてタイヤ後流に関して風洞とCFDでコリレーションをとった際の手法を説明する．

風洞ではタイヤ単体にて PIV 測定装置を用い回転タイヤ周りの流れを解明した．Fig. 4 に PIV 測定によるタイヤ中心断面におけるベクトル線図を示す．タイヤ上部における剥離開始位置とウェイクサイズに着目する．(a)はPIV測定結果，(b)，(c)は，CFDによる計算結果である．表面メッシュは1 mm程度であり，乱流モデルはrealizable k-ε を用いた．(b)は，y^+ - 1，(c)は y^+ - 10 である．y^+ とは格子と流速などから計算される無次元数で流れの様子を表す．剥離を計算するには粘性低層(y^+-1)に第一格子を置くのがよいとされている．y^+ - 1の第一格子高さは 10 μm であった．

結果を見ると(b)は良好な剥離位置，ウェイクサイズを示すが，(c)はウェイク過大であることが確認できる．計算設定との兼ね合いであるが，タイヤ近傍の速度を過大に見積もった結果である．

タイヤと同様に各部位の計算手法を検証した結果，フルビークル計算では，以下の手法を用いることとした．

プリズムテトラメッシュを基本とし，プリズムは翼型部位に対し作成した．表面メッシュは翼型部位を1 mmとし，その他部位は 2 - 4 mm のメッシュとした．Fig. 5 に FW 周りのメッシュを示す．実際の境界層メッシュ第一高さは 10 μm である．

また車体周囲にコクーンと呼ばれるまゆ型形状を用い，表面メッシュサイズは 10 mm とした．Fig. 6 にコクーン形状図を示す．コクーンは CpT = 0.7 の全圧等値面がほぼ収まる領域とした．

空間メッシュは，隣合うメッシュの成長率(propagation)によりメッシュ数は異なるが，成長率1.7で総メッシュ数5000万，成長率 1.1 で3億メッシュ程度である．Fig. 7 に成長率の違いによる空間メッシュ密度の違いを示す．成長率が低いと物体から離れても空間メッシュ密度を高く保てることがわかる．

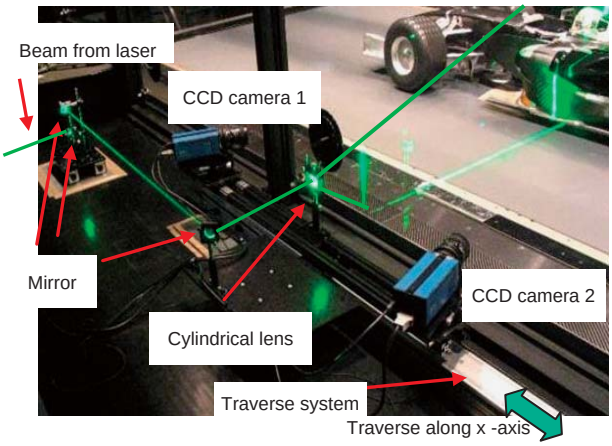
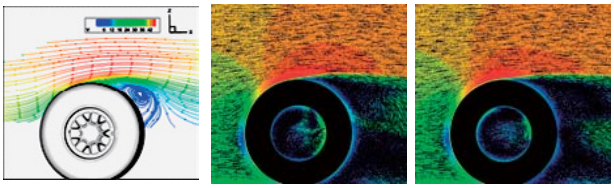


Fig. 3　PIV setting



(a) PIV　(b) CFDy$^+$ - 1　(c) CFDy$^+$ - 10

Fig. 4　Velocity vector at tire center section

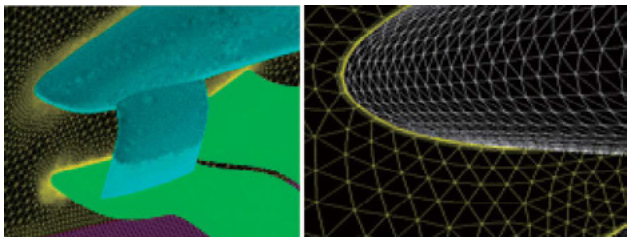
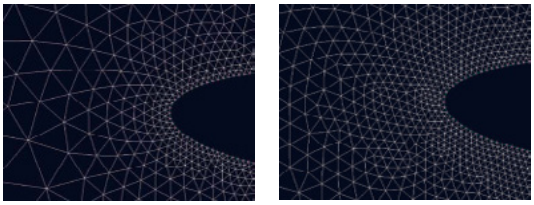


Fig. 5　Surface mesh of FW and symmetry plane



Fig. 6　Cocoon (iso-surface of CpT =0.7)



(a) Propagation 1.7　(b) Propagation 1.1

Fig. 7　Mesh propagation

Fig. 8 に車体下部の Cp 分布を示す．(a)コクーン無しに対し(b)コクーン有りでは車体周辺のメッシュを高密度に保つことができるので数値拡散の影響を小さくでき，結果として負圧が強くでている．格子密度を高くとり有効波数内で計算することが有効であることがわかる．

プリポスト機には，128 GB メモリ搭載の linux 機を用いた．計算サーバは，CPU に Xeon(R)CPU 3.0 GHz，1024 コアを装備しインターコネクトにinfiniband を装備している．成長率 1.1 の３億メッシュでは，256 並列計算で 24 時間を要する．

３．風洞最適化指標について

3.1. レギュレーション

F1 空力開発の大部分は，FIA の規定するレギュレーションにより許された範囲における形状の最適化である．レギュレーションは，レギュレーションボックス(Fig. 9)といわれる空力デバイス存在範囲の規定の他，フロア面の３次元形状を規制したフラットボトム規定，ウィング等の付加による安易な地面効果利用を禁止するシャドー規定，RWの翼枚数の規定など多岐にわたる．

また，年々進化を続ける空力による車両の高速化を抑制するため，数年に一度の割合でレギュレーションの見直しがおこなわれる．

3.2. ライドハイトマップ

3.2.1. ライドハイトマップとは

50%モデルは，風洞内において高度な制御ロジックにより，実走状態での車高(ライドハイト，以下RH)を模擬した状態で計測がおこなわれ，空力性能は複数の RH での算術平均として評価される．この複数の車体姿勢群は，RHマップと呼ばれ，車両をどのような状態で最適にするかを決定する重要な役割を持つ．その一例を Fig. 10 に示す．

最も基本的な RH マップにおいては，実走データから得られた RH 群を包括するように代表的な RH が抽出される．１マップあたりのRHの点数は，その用途によって変わり，開発に用いられる場合は比較的少なく，車両運動解析に利用されるもの(マッピングデータと呼ばれる)はより多くの RH を網羅するように選ばれる．

これら RH マップを用い，各サーキットに合わせた車両ドラッグをターゲットに最適化がおこなわれる．

3.2.2. ヨー(クロスウィンド)，ステア，ロールの付加

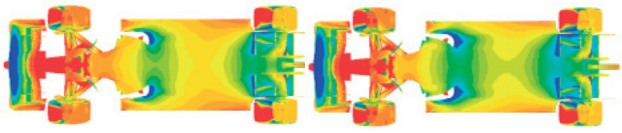
近年では，風洞設備およびその制御技術の向上により，RH制御に加え，ヨー，ステア，ロールを付加することができるようになった．これにより，さらに実走状態に近い車体姿勢での空力開発が可能となった．特に，ヨー(あるいはクロスウィンド)とステアは，近年の F1 の空力開発に欠くことのできない重要な要素となっており，ひとつの RH マップの中でヨー，ステア，ロールを織り交ぜた複雑な車体姿勢での空力開発がおこなわれている．

3.2.3. Trajectory map と Curved flow

車両にかかる空気力は速度の２乗に比例するため，空力が車両性能に支配的な役割を果たすのは，250 kmph付近の高速コーナのみと考えられてきた．しかし，近年では中低速コーナにおいてもその影響が小さくないことがわかってきた．

そこで，上記の姿勢変化制御の進化とともに，減速から旋回，加速へとつながる一連の車体姿勢を，RHマップ上で離散的に再現する手法(Trajectory map)が開発されてきた．

一方，実際のコーナリング中は，車両はある角速度をもって回転しているため，気流は前後で異なる流入角をもつことになる．F1では，この角速度が一般車両にくらべ大きいため，この影響を無視できない．特に，車速に対する角速度の大きい中低速では前後流入角の違いが大きく，車体基準で見ると，あたかも曲がった気流の中にいるようになる．こ



(a) Propagation 1.7　　(b) Propagation 1.1

Fig. 8　Cp contour of underbody, range from -2 to 0.

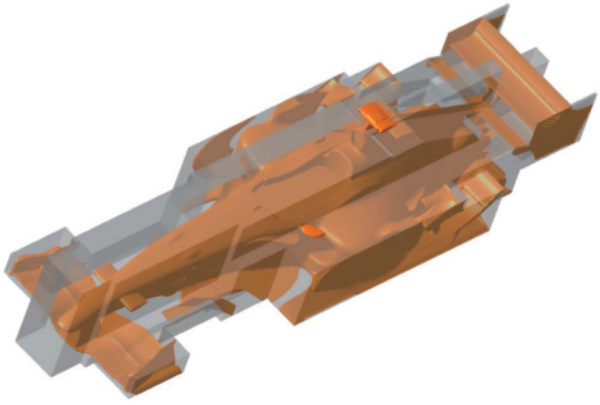


Fig. 9　Regulation box and F1 chassis

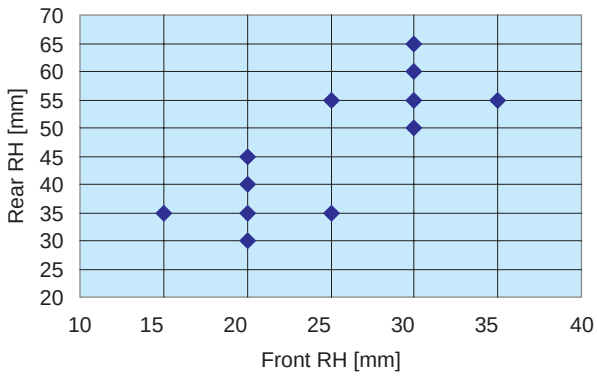


Fig. 10　Ride height map

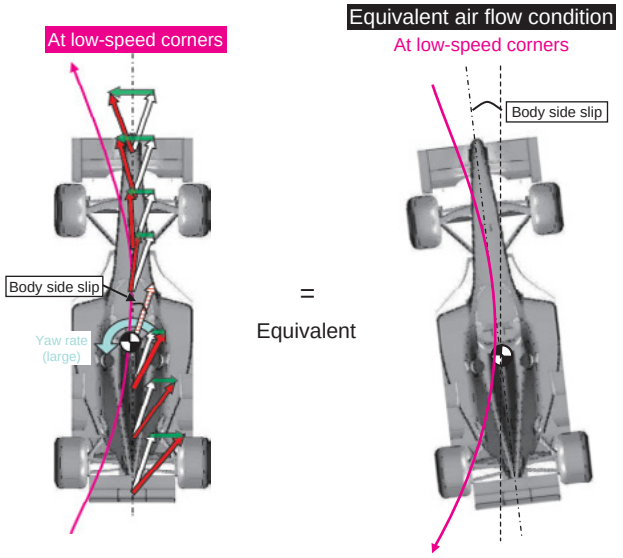


Fig. 11　Curved flow

れを Curved flow と呼ぶ(Fig. 11).

風洞試験では，当然 Curved flow を模擬することは不可能なので，CFD でその影響を調べ，ある種のヨー補正を Trajectory map に加えるということで対応した.

3.2.4. 重み付けとペナルティ

Trajectory map は，ある特定のコーナを模擬するという点で優れていたが，空力による車体の総合的な運動性能を評価するという点では柔軟性に欠けていた．さらに，運動性能の観点から，姿勢変化に対して空力中心(以下 CoP)の変動を最小化することの重要性が再認識された.

そこで，考えられたのが RH の重み付けと CoP 変動に応じたペナルティである．RHの重み付けとは，いわば低中高速コーナの重要度の比率を考慮に入れ，ラップタイム寄与度の高いコーナに相当する RH を偏重する加重平均である．一方，ペナルティとは，姿勢変化によるCoPの変動を，有効ダウンフォースの減少と捉えることで，姿勢変化耐性を数値化する評価手法の一つである.

現在でも，空力性能とそれに起因する運動性能の評価を，風洞テスト段階でおこなう試みがなされている.

4．新しい開発指標作りへの取り組み

本章では新たに確立した開発指標として，タイヤ変形が空力荷重へ及ぼす影響についての解析と，減速時の RW に掛かる空力荷重の過渡特性解析について紹介する.

4.1. タイヤ変形が及ぼす空力特性への影響

旋回や加減速時の横力や前後力によって，タイヤは常に変形している(Fig. 12)．しかし，実車風洞試験では，タイヤに加えられる荷重は車両自重とダウンフォースのみである．モデル風洞試験においても，鉛直荷重とベルトからの多少の横力しか加えることができない．つまり風洞では，旋回や加減速時に掛かる横力や前後力によるタイヤ変形を，正確に模擬できない．そこで，サーキット走行中のタイヤ形状が車体空力性能に及ぼす影響を明らかにし，風洞での再現方法等，空力開発の新しい指標を構築することが必要である．それにより，タイヤ変形に対してロバスト性のある空力車体の開発が可能になる.

具体的な手法としては，まず走行中にタイヤに作用する力を台上で再現し，それによる変形タイヤ形状を３次元測定器で測定する．この形状を用いた CFD により，流れの解析をおこなうことで，変形タイヤの車体空力性能への寄与度を明確化する．次に，風洞試験において，その流れを再現する手法を構築する.

本章では，空力的寄与度の大きかった，横力によるタイヤ変形の影響を中心に解説する.

4.1.1. サーキット走行データ

走行中タイヤに加わる力は，プッシュロッド荷重などから算出される．例として，走行データより得られたサーキット一周分の左フロントタイヤに掛かる横力と，それによるタイヤ軸の上下位置を Fig. 13，14 に示す．外輪で最大 10000 N 近い横力が掛かり，タイヤ軸の上下変位，すなわちタイヤの

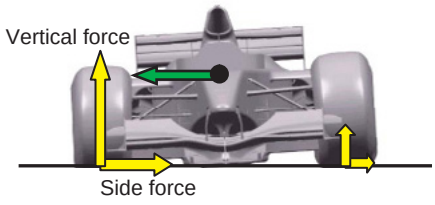


Fig. 12　Forces applied at cornering

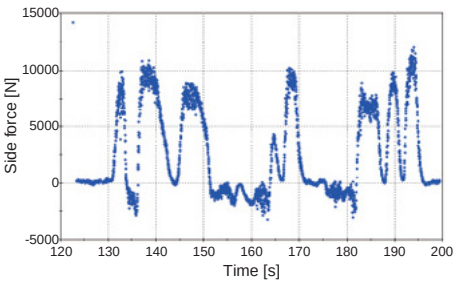


Fig. 13　Front tire side force on track

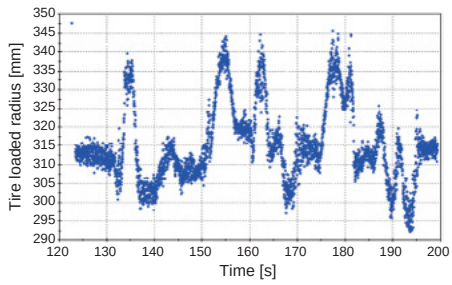


Fig. 14　Front tire loaded radius on track

上下潰れ量は，この横力に垂直荷重も加わるため，最大 25 mm 程度とかなり大きい．この他，減速時には後ろ方向に約 5000 N 程度の荷重が掛かる．

4.1.2. 変形タイヤ形状測定

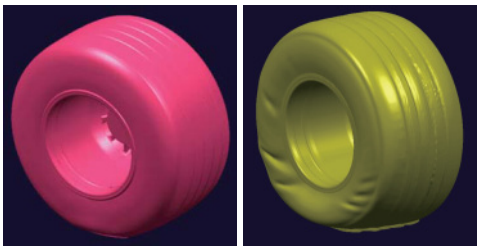
走行時にタイヤに作用する荷重を台上で再現し(Fig. 15)，その状態で形状を３次元測定器(FARO，Vectron，T-Scanなど)を用いて測定した．ただし静的荷重であるため，回転による遠心力による変形は再現されていない．Fig. 16はその一例で，7000 Nの横力を加えたときの形状である．タイヤ側面が接地点近傍で，横方向に約 20 mm たわんでいる．

4.1.3. 横力によるフロントタイヤ変形時の流れ解析

測定されたフロントタイヤ形状を CFD により解析した．9000 Nの横力を加えたタイヤでは，横力なしのタイヤに対し，約５%の車体ダウンフォースを失うことがわかった．Fig. 17に，横力なしと，横力ありの場合の地面付近の全圧分布を示す．横力ありの場合，タイヤ外側側面の剥離点位置が，大きく後退していることがわかる．

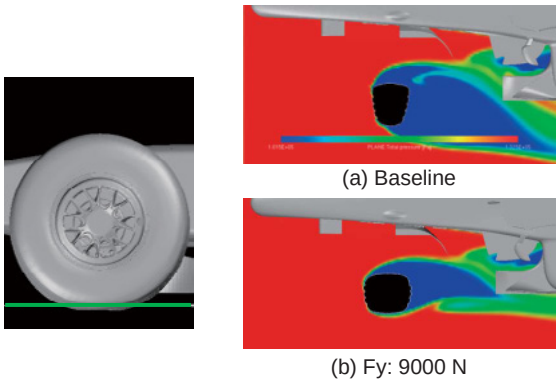


Fig. 15　Tire test rig



(a) Baseline　　(b) Fy: 7000 N

Fig. 16　Snapshots of scanned tire



(a) Baseline

(b) Fy: 9000 N

Fig. 17　Total pressure distribution

この剥離点の後退により，XY面でのタイヤ周りの循環が変化し，車体外側に向かっていたタイヤ後流が床下に流れ込んでしまう(Fig. 18)．それにより床下動圧が減少し，ダウンフォースが低下することが，横力なしから横力ありのタイヤに変えたときの床下静圧変化より見て取れる(Fig. 19)．

次に，この剥離点移動の要因分析をおこなった．まず，横力ありのタイヤの外側側面に，横力なしのタイヤ表面形状を張り付けて計算をおこなった(Fig. 20)．その結果，剥離位置は前方に移動し，５%のダウンフォースの低下分のうち４%が回復した．

次に，タイヤ接地面の形状に着目し，外側前縁のコーナに角を付けて計算した(Fig. 21)．こちらも剥離点の前方移

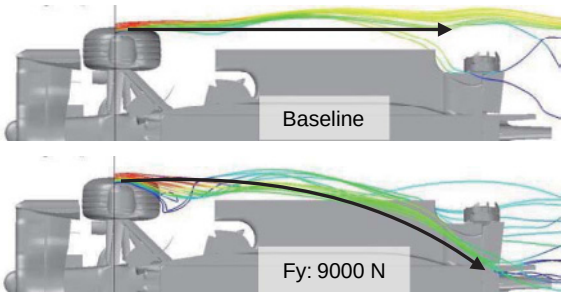


Fig. 18　Tire wake direction

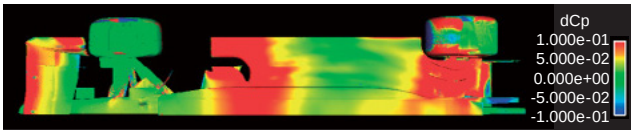


Fig. 19　Deformed tire effect (delta Cp)

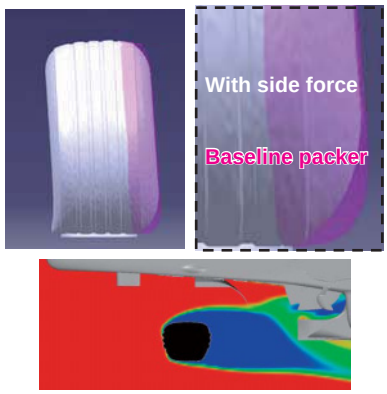


Fig. 20　Result of baseline packer

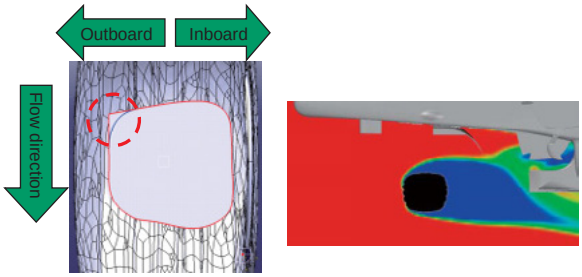


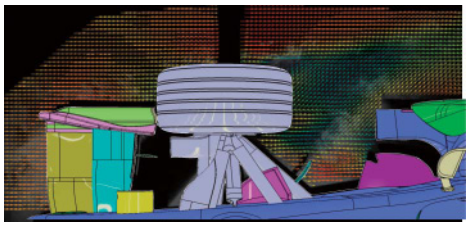
Fig. 21　Result of edged contact patch corner

動により，4.5%のダウンフォースが回復し，ほぼ横力なしタイヤの計算結果に近づいた．

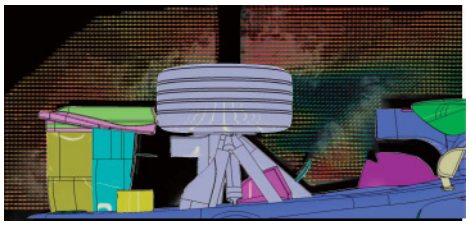
次に，50%モデル風洞を用いて本現象の確認をおこなった．ただし，風洞設備上，タイヤに横力を加えることができないため，まずは鉛直方向のつぶれ量だけを再現した．

Fig. 22 に2次元 PIV による測定結果を示す．CFD 結果と同様，タイヤ変形により，タイヤ外側側面の剥離点位置が後退していることがわかる．なお，この際のダウンフォース変化も−3%となり，空気力の定性的な傾向も一致している．

以上のことから，CFDとモデル風洞試験では，厳密なタイヤ変形形状は異なるものの，タイヤ変形によってタイヤ外側側面の剥離点位置が後退し，その結果車体ダウンフォースが減少することがわかった．

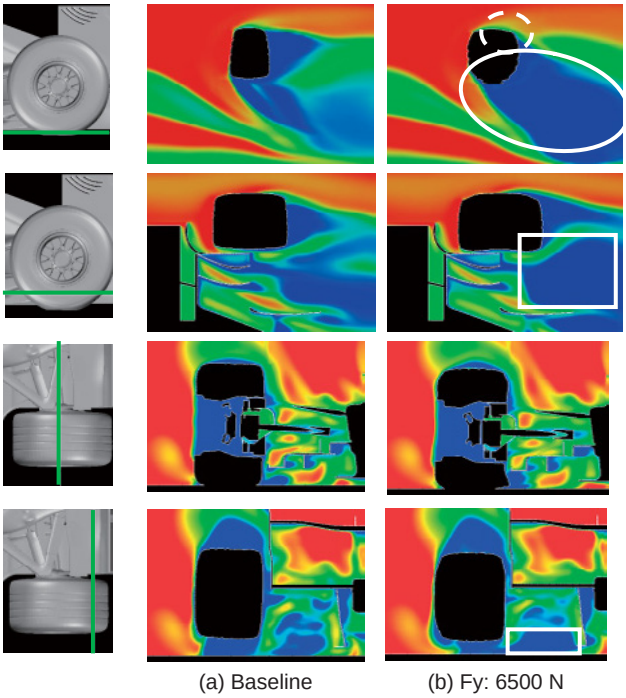


(a) Baseline



(b) 10mm squashed

Fig. 22　PIV velocity vector



(a) Baseline　(b) Fy: 6500 N

Fig. 23　Tire wake comparison (total pressure)

4.1.4. 横力によるリヤタイヤ変形時の流れ解析

フロントタイヤ同様に，リヤタイヤについても CFD による解析をおこなった．6500 Nの横力を加えたタイヤでは，横力なしのタイヤに対し，約4%の車体ダウンフォースを失うことがわかった．Fig. 23に，横力なしと，横力ありの場合のディフューザ付近の全圧分布を示す．横力ありの場合，タイヤ内側の剥離領域が大きくなる(図中，実線丸)と同時に，フロントタイヤ同様タイヤ外側側面の剥離点位置が後退し(図中，点線丸)，タイヤ後流が車体中央に流れ込んでいる(図中，実線四角)．その後流がブロッケージとなりディフューザ流量が減少し，車体ダウンフォースが低下することが，横力なしから横力ありのタイヤに変えたときの床下静圧変化より見て取れる(Fig. 24)．

4.1.5. 実車風洞による影響確認

実車風洞を用い，CFDとモデル風洞により得られた結果の検証をおこなった．設備上，実車風洞では車両自重とダウンフォース以外の荷重をタイヤに加えることができない．そのため，車速によるダウンフォース変化を利用することで，鉛直方向のタイヤつぶれ量を変化させ，その影響を解析した．このとき，車高はサスペンションの調整により一定に保った．

Fig. 25に，風速に対する前輪のタイヤつぶれ量と無次元ダウンフォースの変化率を示す．ダウンフォースの変化率は風速 30 m/s でのダウンフォースを基準とした値である．風速の増加に伴いダウンフォースが増加しタイヤがつぶれることで，無次元ダウンフォースが低下している．これは，4.1.3. 節に示した CFD およびモデル風洞結果の方向性と一致している．また，この無次元ダウンフォース変化がタイヤ外側の剥離点移動を伴うことも，PIV により確認された．

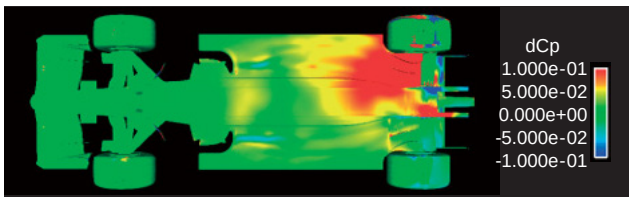


Fig. 24　Deformed tire effect (delta Cp)

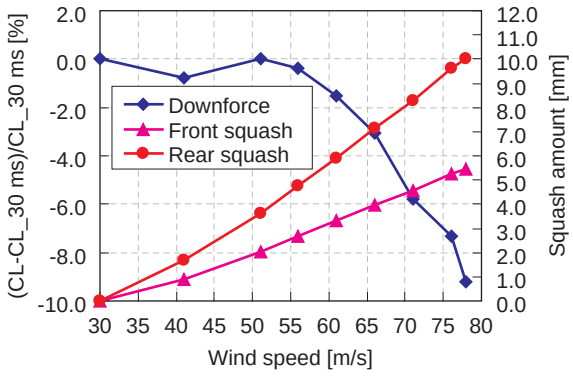


Fig. 25　Squash and downforce change

Fig. 26 に，車速が 40 m/s と 70 m/s のときのダウンフォースをフロントタイヤに静的に付加したときのタイヤ形状を示す．荷重の増加によりタイヤ接地面外側の頂点が緩やかになり，タイヤ下部の変形量が大きくなっていることが確認できる．

ただ，本実験の無次元ダウンフォースの変化はタイヤ変形の影響の他，各部位のたわみやサスペンションの位置変化の影響も含まれており，それらが多少の影響を与えていることも考慮する必要がある．

4.1.6. タイヤメーカ違いによる影響

タイヤメーカによっても，タイヤ側面のたわみ形状や接地面形状は違い，その影響も違ってくる．例えば，A社とB社の同じつぶれ量のタイヤを CFD により比較すると，B社のタイヤでは約５%車体ダウンフォースが低い．これは，B社のフロントタイヤ外側剥離点が後退していることと，リヤタイヤ内側の後流が大きくなっていることによるものであることが，Fig. 27 よりわかる．この結果は実車風洞での無次元ダウンフォースの大小とも傾向があっている(Fig. 28)．しかし，特に接地形状はキャンバ等によっても変わるため，結論はそれらの影響を十分考慮してから出す必要がある．

4.1.7. 風洞タイヤたわみ再現手法

サーキットで安定した空力性能を発揮するためには，タイヤ変形形状に対するロバスト性を向上させる必要がある．

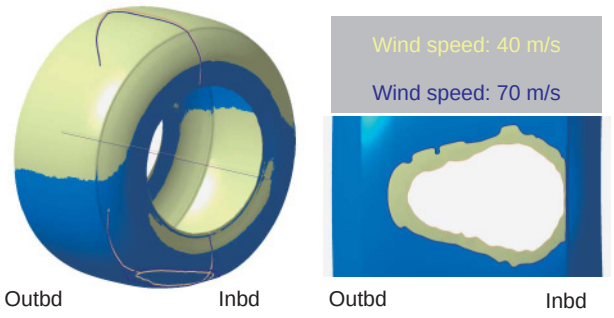


Fig. 26　Snapshot of scanned tire

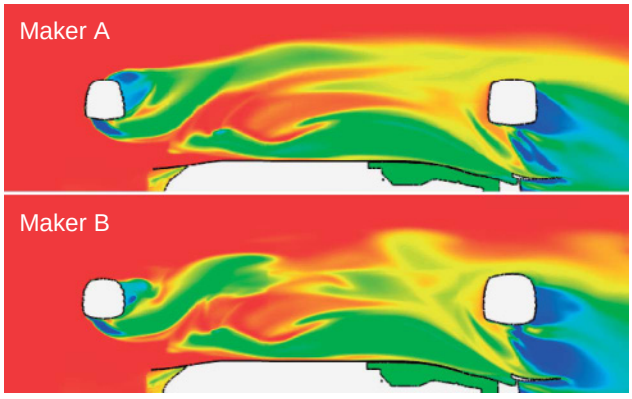


Fig. 27　Total pressure under floor

そのため，風洞開発では，最悪のケースを想定する必要がある．その方法として，プッシュロッドによりタイヤに垂直荷重を加えたり，Fig. 29 のようにタイヤ内側からローラで側壁を押し出したりといった手法が有効であると考える．

4.2. 減速時の空力過渡特性

サーキット走行時の測定により，減速時の無次元ダウンフォースが低下している可能性が指摘されていた．特にRWについては，減速による境界層の発達や後流の追いつきによる無次元ダウンフォースの低下などの可能性があった．そこで実機の RW を用い，水槽によるスローモーション試験をおこなうことで，減速中の剥離の有無や荷重変化について解析をおこなった．

4.2.1. 試験条件

まず，荷重による供試体の変形など，空力以外の影響をサーキット走行時と同じにするため，実走時と空力荷重を合わせることとした．空気中と水中で力を合わせる，つまり動圧を一定

$$q = \frac{1}{2}\rho U^2 = const$$

とすると(ρ：密度，U：速度)，大気温度 25℃，水温 15℃ のときの水中での速度は，

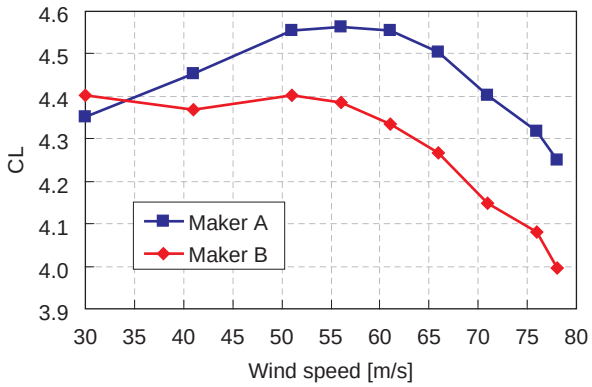


Fig. 28　Normalized downforce comparison

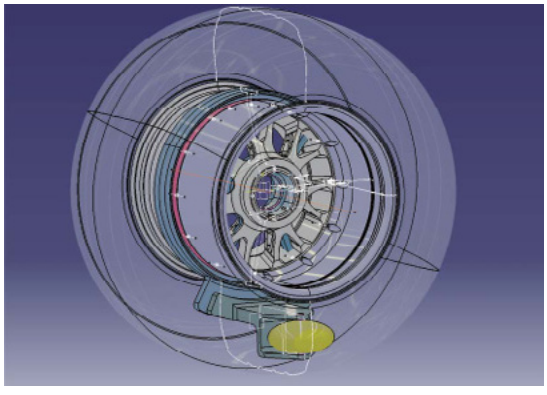


Fig. 29　Method of deforming rubber tire in wind tunnel

$$U_{water} = \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{water}}} U_{air} = 0.034 U_{air}$$

となり，水中では空気中の速度の 30 分の 1 となる．その時のレイノルズ数は，

$$\mathrm{Re}_{water} = \frac{U_{water}\nu_{air}}{U_{air}\nu_{water}} \mathrm{Re}_{air} = 0.47\ \mathrm{Re}_{air}$$

となり（ν：動粘性係数），水中では空気中の半分程度になるが，車速の変化やモデル風洞試験を考慮すると許容値であるといえる．

また，Froude 数を一定

$$Fr = \frac{U^2}{gL} = const$$

とすると（g：加速度，L：代表長さ），水中での加速度は，

$$g_{water} = \frac{U^2_{water}}{U^2_{air}} g_{air} = 0.0012 g_{air}$$

となり，水中では空気中の 1000 分の 1 になることがわかる．

これにより，水中ではスローモーション試験が可能となり，実走では誤差により計測が難しい減速時の過渡空気力測定が高精度でおこなえる．本実験では，0.005 - 0.05 G の減速試験と 1.02 - 2.94 m/s（大気中 106 - 307 km/h 相当）の定速試験をおこなった．

4.2.2. 水槽設備と試験冶具

水槽は，長さ 200 m，幅 10 m，深さ 5 m のものを使用した（Fig. 30）．えい航装置に 6 分力ロードセルと取り付け治具を付け，水深約 1 m のところに RW を上下逆さに取り付けた．また，水面の造波を抑えるため，水面付近にアクリル製の波消し板を取り付けた（Fig. 31）．

4.2.3. 実験結果

減速中の過渡空力特性の有無を調べるために，2.94 m/s（大気中 307 km/h 相当）より 0.005 G（大気中 4.2 G 相当）で減速させたときの RW のダウンフォースと，定速走行時の値との比較をおこなった（Fig. 32）．さらに，0.05 G まで減速 G を変化させて同様の試験をおこなったが，そのときも特に減速中の過渡特性は見られなかったことから，減速中においても単体では RW がねらいどおり機能していることが証明できた．



Fig. 30　Towing tank

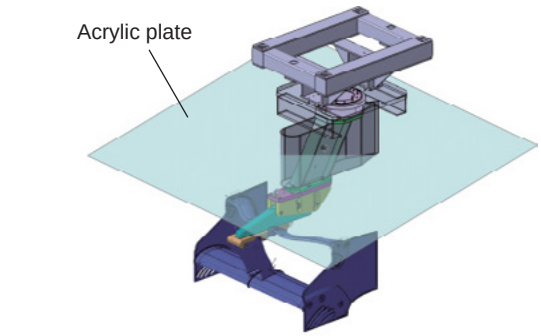




Fig. 31　RW assembly

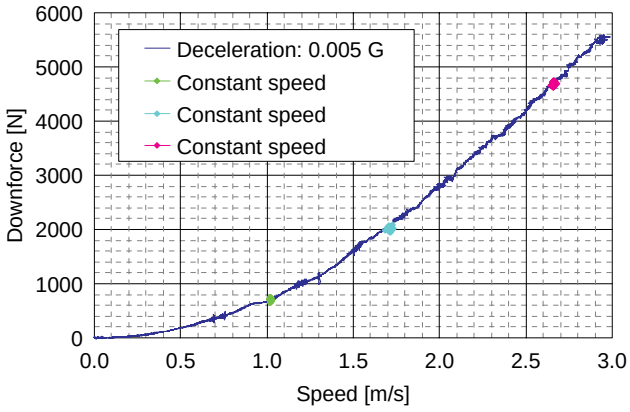


Fig. 32　Hydrodynamic force comparison between deceleration and constant speed modes

これにより，さらなる高負荷翼や空力弾性などを扱う場合においても，水槽試験は実走での性能保証をおこなう有効な手段であるといえる．また，減速中のリヤタイヤ後流の追いつきによる，RW無次元ダウンフォース低下の可能性など，新たな流体現象を再現する場合にも有効な手段である．

5．あとがき

本稿では 2008 年までの空力開発指標と，タイヤ変形の空力荷重への影響解析や減速時の空力過渡特性解析など新たに確立した空力開発指標を紹介した．これらの取り組みにより，実走時の車両周りの空気流れについて，理解を深めることができた．

謝　辞

長年に渡って共に空力開発をおこなってきた，旧 BAR，HRF1 の皆様，水槽実験で御協力と御助言を頂いた株式会社 IHI の方々に深く感謝の意を表します．

■著　者■

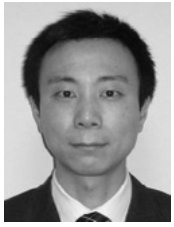

小川　厚


矢野修二郎


真塩　享


滝口　貴


中村信介


新谷　満

F1車両空力解析の紹介

Aerodynamics Analysis of Formula One Vehicles

小川　厚*　真塩　享*　中村大輔*
Atsushi OGAWA　Susumu MASHIO　Daisuke NAKAMURA
益満尉貴*　皆川真之*　中井祐輔*
Yasutaka MASUMITSU　Masayuki MINAGAWA　Yusuke NAKAI

要　旨

F1 車両にはいくつもの空力デバイスが装着されており，その車両周りの流れは複雑に干渉し合い，非線形性が強い流れとなっている．空力デバイスの最適化をおこなう上で，これらの空力現象を解明することにより，最適化を効率良くおこなうことができる．本稿では，風洞試験と CFD により得られた，それら F1 車両周り流れに関する知見の一部を紹介する．

ABSTRACT

Formula One vehicles are fitted with a variety of aerodynamic devices. This produces complex mutual interference in the air flows around the vehicles, generating highly nonlinear flows. The clarification of these aerodynamic phenomena helps to enable efficient optimization of aerodynamic devices. This paper will provide some examples of findings regarding the air flows around Formula One vehicles obtained using wind tunnels and CFD.

１．まえがき

F1車両の空力デバイスは，主にダウンフォースとその前後バランス，そして空気抵抗の３要素のトレードオフを考慮し，50%モデル風洞試験と CFD により形状最適化がおこなわれる(1)．F1車両周りの流れは，空力デバイス周りの流れが互いに干渉し非線形性が強いことから，すべての空力現象のメカニズムを解明するのは事実上不可能である．しかし，そのなかでも核となる空力現象に関して CFD を用い解析をおこなうことにより，F1車両周り流れについての新しい知見を得ることができた．そのいくつかを本稿では紹介する．

２．車両周り全体流れ

2.1. 地面効果について

まず，地面効果の二次元的効果と三次元的効果について簡単に説明する．二次元的効果としては，主に翼の鏡像による動圧の増加とアップウォッシュ（後流の上方への角度変化）の減少がある（Fig. 1）．特に後流角度は後方部品の流入角そのものであるため，F1のような多物体空力において重要な役割を果たす．三次元的効果としては，翼端渦の鏡像によるアップウォッシュの減少，および誘導抵抗の減少が挙げられる（Fig. 2）．

そのため，RWのドラッグの大部分が誘導抵抗であり，必然的にダウンフォースの増加は，ドラッグの増加を伴う．また，RW の発生するダウンフォースとドラッグは，車体全体のそれに対して大きな割合を占めているため，最高速とコーナリング性能のバランスの調整に用いられている．つまり，すべてのサーキットの速度特性をカバーするためには，複数の異なるダウンフォースレベルの RW を使い分ける必要がある．そのさまざまなダウンフォースレベルで，効率の良い翼型，Y方向荷重分布，RW エンドプレート等々の開発をおこない，車体全体の揚抗比を向上させることが，RW 開発の目的となる．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_22

2.2. 車両周り全体流れ

2.1. 節で述べた理由より，地面付近でダウンフォースを出すことはもちろんだが，逆に地面から離れたところでは一見不利と思われるリフトを積極的に出すことも重要である．つまり，地面効果の少ないところでは，小さいリフトで多くのダウンウォッシュを発生させられるため，後方部品のダウンフォース増加を図ることができる．そのため，車体上部には Bunny Ear や Fox Ear（４章参照）といった，リフトを発生させる部品が付いており，フロントウィング（以下，FW）からのアップウォッシュを下向きに偏向し，フロア，ディフューザ，リヤウィング（以下，RW）などの性能を向上させている（Fig. 3）．また，フロントサスペンションアームやノーズ自体も同様にダウンウォッシュを発生させる役割を担っている．これらは，車両上下面の静圧分布からも見て取れる（Fig. 4）．

ここでは，大まかな車両周りの流れを述べたが，実際の流れは大小無数にある流体現象の組み合わせであるので，その一部を次項より紹介する．

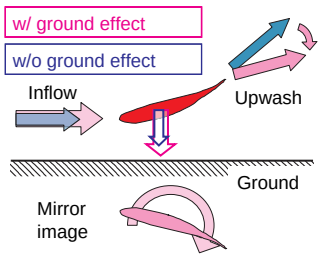


Fig. 1　2D ground effects

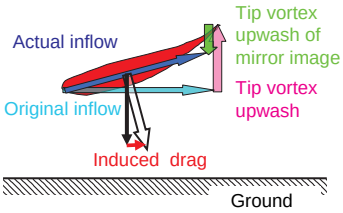


Fig. 2　3D ground effects

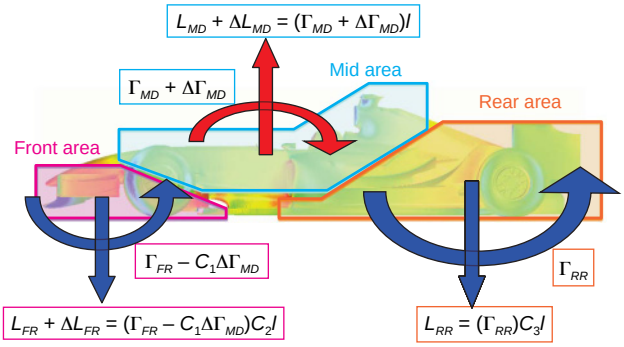


Fig. 3　Ideal chassis circulation

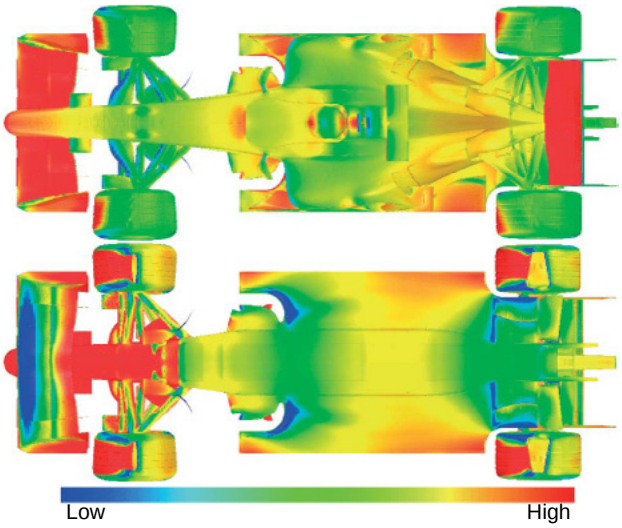


Fig. 4　Surface static pressure

3．フロントウィング（FW）

FW（Fig. 5）において発生するダウンフォースは，車体全体のおよそ 20 - 25%を占める．さらに，FW ダウンフォースに対する空力バランス（以下，CoP）の感度が大きいため，フラップ角によって車体全体の CoP を調整するという役割がある．

FW は車体上流に位置するため，そのアップウォッシュや翼端渦などが車体後部流れに与える影響が大きく，さらにステアやピッチなどの姿勢変化に対する感度も大きい．また，前述の CoP の調整幅を確保する必要もあるため，風洞開発の中でもっとも多くの時間が費やされるデバイスである．

3.1. FW ダウンフォースとそれに伴うアップウォッシュの影響

FW は地面効果により揚抗比に優れ，ある程度アップウォッシュも抑えられている．しかし，FW ダウンフォースが大きすぎると，サスペンションアーム等が発生するリフトの限界により，アップウォッシュがそのまま後部デバイスの迎角減少に繋がり車体ダウンフォースが減少する．また，FW やサスペンションアームの後流により RW 付近

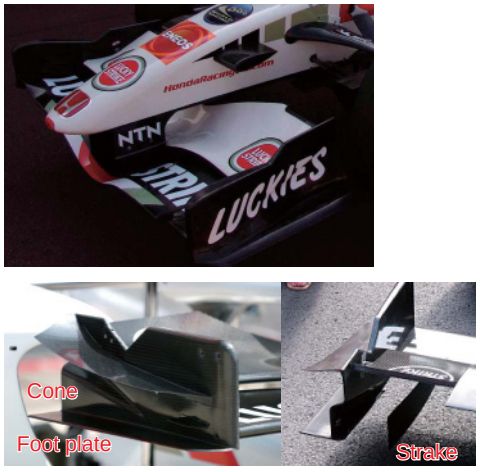


Fig. 5　Front wing

の動圧が減少しRWダウンフォースが低下することもある(Fig. 6)．このことから，FWダウンフォースは最大化するのではなく，ある値以下に抑える必要がある．それによってできるレギュレーションボックス[1]の余剰分を，ステア感度低減などに利用しているのが現状である．

具体的には，FW 翼高や翼型をY方向に変化させることにより，アップウォッシュ分布やステア感度の改善をおこなっている．翼端については，後述するエンドプレート(以下 FWEP)と合わせて最適化をおこなう必要がある．

3.2. FW 翼端渦とタイヤ

FW 開発のもうひとつの課題は，FWEP から放出される翼端渦の扱いにある．2008 年までの FWEP 渦はタイヤ内側下面へと放出される．また，タイヤ下面内側の前縁からは圧力損失の大きい剥離渦が放出される(Fig. 7)．一つの可能性として，その剥離渦が FWEP 渦と交わりその場(YZ 位置)に留まることで，車体内側への入り込みが抑制され，車体床下動圧の損失を防いでいると考えられる(Fig. 8)．安定したFWEP渦を適正な位置に渦崩壊しない強さで放出することが求められる．

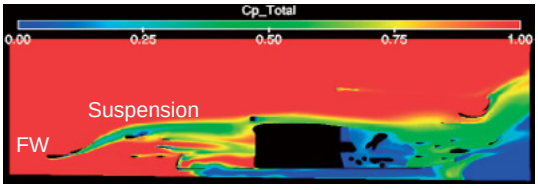


Fig. 6　Suspension stall (CpT, Y=300 mm)

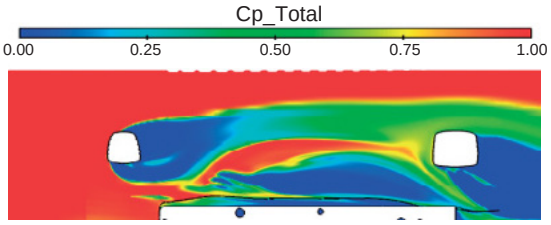


Fig. 7　Tire LE separation wake (CpT, Z=0 mm)

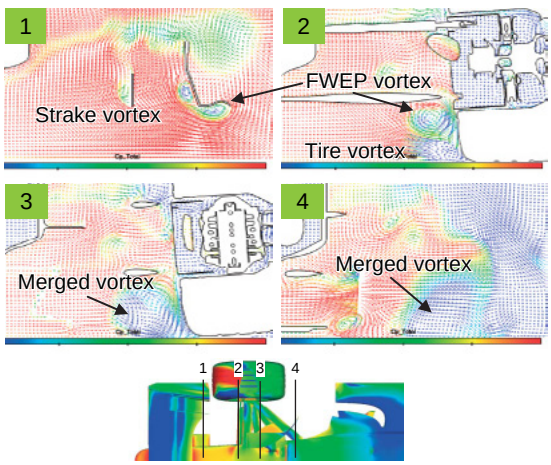


Fig. 8　FWEP and tire vortices (CpT, velocity vector)

また，FW の開発では特にステア時の影響を無視することができない．ステア時は流れのヨー角が伴うが，特に風上側のタイヤ内側下面の剥離渦とFWEP渦の位置関係が，直進状態でのそれから逸脱しないように最適化される．

具体的には，FWEP翼端渦は，FWEP付加物やフットと呼ばれる下面の平板およびコーンと呼ばれるFWEP後端の半円錐形状により制御可能である．また，ストレーキと呼ばれるFWの中程に配置された垂直板からの縦渦によっても，その強さおよび位置を調整することができる(Fig. 5)．

この他，車高変化によって変化するフロントサスペンション周りの流れが，FWEP 渦位置に影響を与えないように，フロントサスペンションのロワアーム外側取り付け位置を高くとるなどの対策もとられている．

4．シャシーアッパデバイス

シャシーアッパ領域とは，ノーズ，モノコック上面から側面およびその周辺を指す．厳密には，レギュレーション上に記載される高さ方向の制限は無いに等しいが，ドライバの視認性とコクピット周りの安全要件からフロントローループの高さが最大高とされる．

この領域のデバイスは主に，リフトによるダウンウォッシュによって，床下や RW などの後部デバイスのダウンフォース向上に貢献している．

4.1. フロントサスペンションアーム

FW のアップウォッシュ流れをリフトによって下向きに偏向する役割を最も多く担っているのが，フロントサスペンションアームである(Fig. 9)．また，フロントサスペンションアームがないと，バージボードの渦位置(5.2節参照)などは全く機能しなくなってしまう．

しかし，サスペンションは，空力デバイスとして認められておらず，翼弦長に対する翼厚の比率や取り付け角に制限がある．このため，FWからのアップウォッシュにより，サスペンションアーム上面が失速する可能性がある．そこで，サスペンションアームの断面形状やサスペンションジオメトリーを調整するなどして空力効果を最大限に引き上げるよう工夫がなされている．

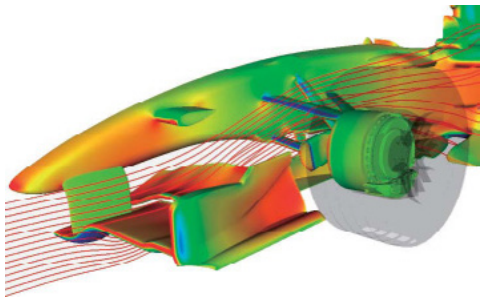


Fig. 9　FW upwash deflection by suspension arm

4.2. Bunny Ear と Fox Ear

ノーズ上面に取り付けられた Bunny Ear(Fig. 10)もダウンウォッシュを作り出すデバイスである．しかし，床下の負圧向上よりも RW の流入角を増す効果が特に大きいことから，ダウンフォースは増加するが，車体揚抗比は RW のそれに依存するため，優れていない．以上の理由から，Bunny Ear は高ダウンフォースサーキットで特に有効なデバイスといえる．また，車体上面には空力デバイスが少ないことから，Bunny Ear の翼端渦は車両姿勢や外乱に対して安定した位置を維持でき，横風時でも効果を発揮する(Fig. 11)．Bunny Ear によって２%程度の最大ダウンフォース向上を達成した．

Fox Ear(Fig. 12)は，ミラー前に取り付けられたフィン状のデバイスで，Bunny Ear と同様，RW への流入角を増加させる他，フロアへのダウンウォッシュの増加にも寄与している．また，このダウンウォッシュにより，バージボードの縦渦の位置も影響を受ける．その他，レギュレーションによりフロア面に車体部品が存在する上方のみ空力デバイスの設置が許可される(シャドー規制)ため，直下にある Water Wing(Fig. 13，以下，WW)の XY 投影面を超えてはならないといった制限も加わる．さらに，本来は外端が高いほど効果を発揮するデバイスであるが，ドライバの視界を遮ることになり，形状の自由度がかなり制限される．



Fig. 10　Bunny ears

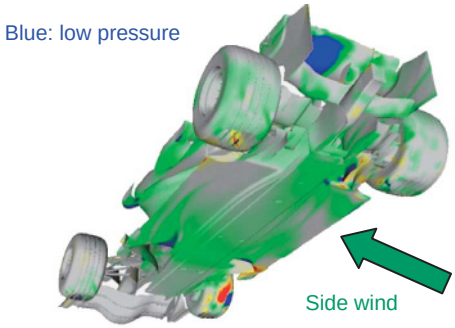


Fig. 11　Effect of bunny ears (delta Cp)



Fig. 12　Fox ear

5．シャシーロワデバイス

シャシーロワ領域とは，フロントアクスルからサイドポッド前端までの下側範囲を指す(Fig. 13)．この範囲はレギュレーションにより最低高や最大幅の制限が多い．さらにほぼ全域にわたりシャドー規制が適用されており，形状規制の多い領域である．シャシーアッパデバイスのようなリフトによるダウンウォッシュの増加に加え，縦渦によってもダウンウォッシュを発生させている．これにより，床下流量を向上させるとともに，床前のデバイスでもダウンフォースを発生させている．このことから，FW からディフューザまで，ほぼすべてのデバイスとの干渉を考慮する必要があり，性能貢献度も高いことから，車体空力性能上重要な領域である．

5.1. バージボードの縦渦制御について

自身の発生させる縦渦の制御により，床下手前でダウンウォッシュを発生させる働きをするのがバージボードである(Fig. 14)．バージボードの形態はチームによりさまざまではあるが，その役割は大体どれも同じものである．

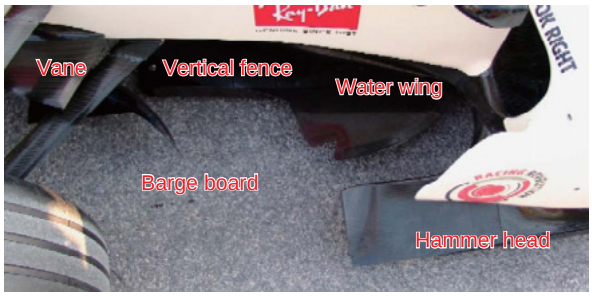


Fig. 13　Devices on chassis lower section

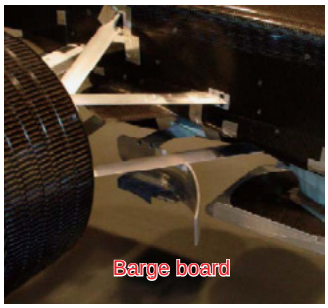


Fig. 14　Barge board

キャンバのついたバージボードからは，上下に一対の翼端渦が出る(Fig. 15)．バージボード直後では，渦間に誘起される流れは車体外側を向いている．下流に行くに従い，上渦は下渦やベーン，サスペンション，サイドポッドなどによって外側下向きに移動する．一方，下渦はVertical fenceとWWの縦渦を誘起することにより，増強されながら下流へと進む．そのことと，地面効果によって，下渦はバージボードから放出されたYZ位置に留まり続ける．こうして上下渦にY方向の変位差が生じ，渦間に誘起される流れは下側を向く．これがバージボード縦渦によるダウンウォッシュであり，床下への流入角を増し，フロア前縁の負圧を向上させている．さらに，多少であるが床下へ流れ込む下渦自体の負圧によってもダウンフォースが増加する．しかし，過大なフロア前縁の負圧や下渦中心部の圧力損失は，床下の境界層を発達させディフューザ性能の低化につながるため，最適化をおこなう順番と優先付けが重要である．

この他，縦渦によるダウンウォッシュ効果ほど影響は大きくないが，バージボードにはもう一つの役割がある．まず，バージボード有無での流線の比較をFig. 16に示す．バージボードの作り出す外側に向かう流れは，フロントタイヤ下面内側前縁の剥離渦を車両外側に追いやり，ディフューザ性能の低化を防いでいることがわかる．ただし，タイヤ背面の大きな剥離流れに関しては，バージボード有無での変化はあまり見られない．この前縁からの剥離渦とFW翼端渦との干渉は既に述べた通りであり，これからもバージボードが前後の空力デバイスと強く影響しあっていることがわかる．

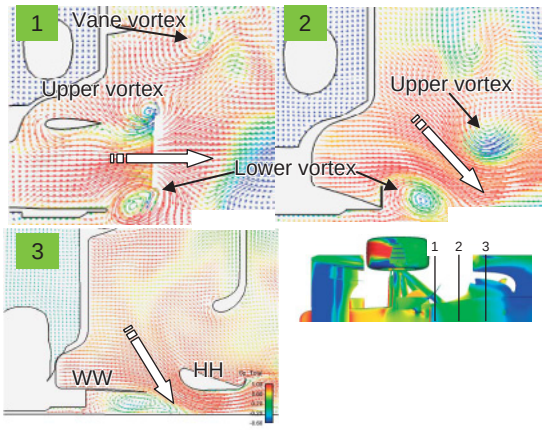


Fig. 15　BBD vortices

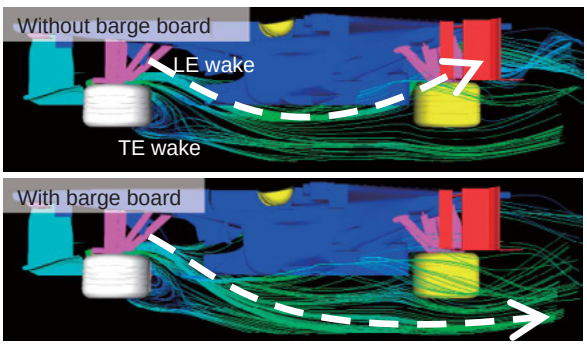


Fig. 16　Tire wake direction

5.2. O-nose Fence 開発

バージボードの縦渦制御効果に加え，それ自体の発生させる負圧によりダウンフォース向上をねらったものがO-nose Fence(以下，ONF)である(Fig. 17)．

ONFはノーズから下方に伸びた左右のフェンス間の縮流効果によりノーズ下面に強力な負圧を発生させる(Fig. 18)．さらに，フェンス下端を地面に近づけ，フェンスと地面の隙間流れを抑えることにより，その効果は一層強まる．しかし，ノーズ下面に大きな負圧を発生させれば，反作用としてのアップウォッシュが発生してしまい，床下性能の低下を招いてしまう．さらに，バージボードにもいえることであるが，フェンスの負圧によってタイヤ下面内側の前縁剥離渦をフェンスの下渦に巻き込み，床下性能の低下を招くことがある．

これらの対策として，高リフトベーンによるダウンウォッシュの補強，ONFの二枚翼化および局所ハイキャンバ化，シャドープレート追加により強い縦渦の生成，ONFフラップ高さとベーン位置関係の調整による上渦放出位置の制御等をおこない，アップウォッシュの発生を抑えることができた．また，流れ方向のキャンバ最適配置により，タイヤ前縁剥離渦の吸い込みも緩和されている．

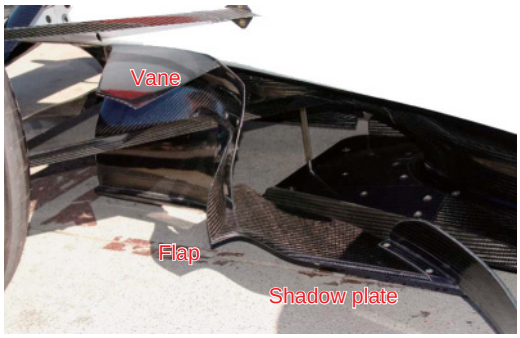


Fig. 17　O-nose fence

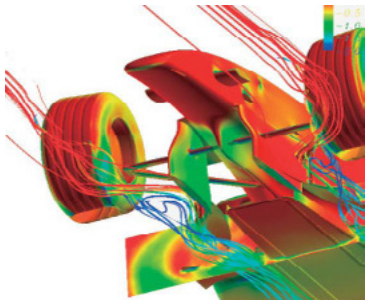


Fig. 18　ONF suction

これらにより，ノーズ下面の負圧を損なうことなく，バージボードと同等のダウンウォッシュを作り出すことができた(Fig. 19)．その結果，当時 ONF は車両揚抗比の 1.5%向上を達成した．

5.3. HH と WW によるダウンウォッシュの有効活用

バージボード等のダウンウォッシュを最大限利用するために付けられているのが，Hammer Head(以下HH)である．HH は有効アスペクト比を稼ぐために，レギュレーションで最大車幅が決まっているY方向の代わりに，X方向前方に延長されている．またダウンウォッシュが外側に向って流れることも，前縁が内向きの HH が有効な理由の一つである．さらに，後縁上面には循環を増すためガーニー等が付けられている．

次に，先に触れた WW の役割をもう少し詳しく解説する．バージボードの下渦がWW下面を通ることで，上下面に圧力差が生じ，その結果できる翼端渦によりバージボード下渦が増強されている．この他に，WW にはもう一つ重要な役割がある．Fig. 20 のように，WW と HH の間隙を狭めることで，HH 前縁の流れを加速し，HH 負圧を向上させていることである．ただし，ダウンフォースを出し過ぎるとアップウォッシュと床下境界層の発達により，後部空力デバイスのダウンフォース低下に繋がってしまう．

5.4. SPLEF によるダウンウォッシュ

Sidepod Leading Edge Flickup(以下 SPLEF)はサイドポッド外側に立てられた垂直板でL字の YZ 断面を持つ

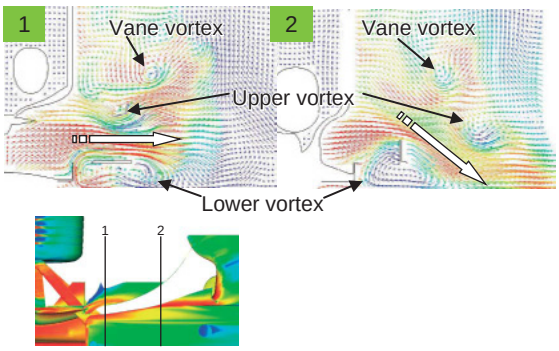


Fig. 19　ONF vortices

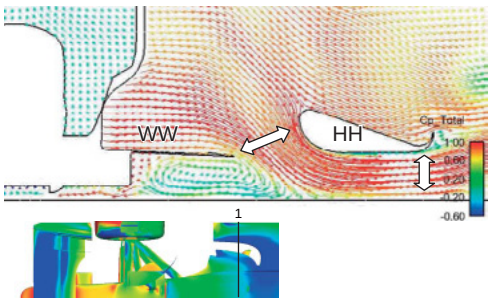


Fig. 20　Channel flow



Fig. 21　SPLEF

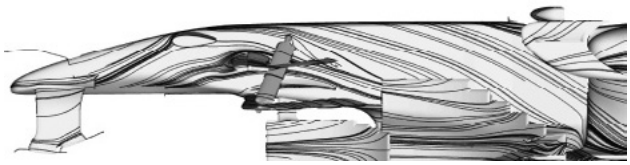


Fig. 22　Surface streamlines

(Fig. 21)．SPLEF の役割は，自身のブロッケージと循環によって，HHへのダウンウォッシュを増強することである．SPLEF により HH のダウンフォースは向上するが，自身の誘導抵抗と圧力抵抗も同時に大きくなってしまう．しかし，垂直板前縁の処理や，形状による最適化で揚抗比の向上を図ることができた．

5.5. 理想的流れ

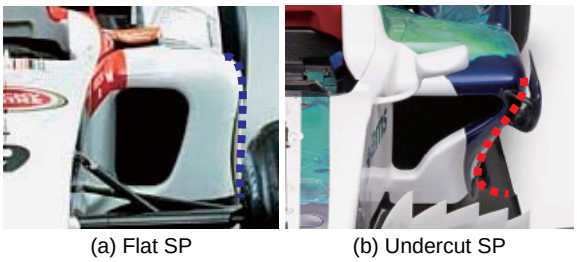
最後に，ノーズからシャシー表面の流線を Fig. 22 に示す．シャシーアッパ & ロワデバイスにより，FWのアップウォッシュが床下へ向け急激に偏向され，2.2. 節で述べた F1 車体の理想的な流れを実現しているのがわかる．

6．ボデーワーク

ボデーワークはサイドポッド(以下，SP)とカウル周辺を指す．

6.1. サイドポッドアンダカットの効果

SP 前半下部の形状は，2000 年以降，多くのチームがアンダカットと呼ばれる湾曲した形状を採用するようになった〔Fig. 23 (b)〕．

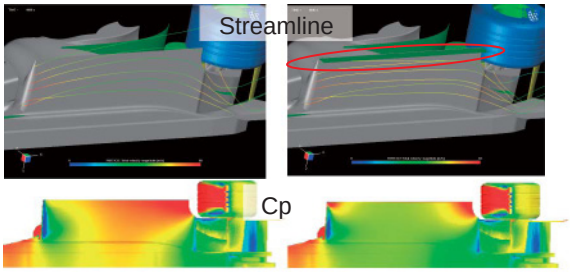


(a) Flat SP　　(b) Undercut SP

Fig. 23　Side pod variations

アンダカットSPの効果として，大きく3点挙げられる．まず一つめに床下のシール効果を説明する．仮にフロアの側端から地面に垂直に繋がるように側壁〔Fig. 24 (b)，実線丸部〕を付けたとする．側壁が無い場合，SP前縁から流入した流れは一度床下から流出し，再度床下に流入，ディフューザへ流れていくが，一部はリヤタイヤ方向に流出する流れとなっている〔Fig. 24 (a)〕．一方，側壁を設けた場合，床下から流出する流れがシールされ，直線的にディフューザへと流れていくため，床下での流れが加速され負圧が向上，ダウンフォースの増加へと繋がる〔Fig. 24 (b)〕．ただし，リヤタイヤ方向に流出する流れを遮ることになるため，SP前縁での負圧は弱まる傾向となる．つまり，フロア前方部はシールせず，後部だけシールすれば，最大限シールの効果を発揮できることになる．

この効果をレギュレーションの範囲で実現するのがアンダカットSPである．まず，アンダカットにより車両前半部からのダウンウォッシュの影響がフロア中央部まで及ぶようになる(Fig. 25)．そこでのダウンウォッシュがフロア側壁の役割をし，フロアのシール効果を生み出し，床下負圧が向上する(Fig. 26)．さらに，SP側面負圧が増すことによってもダウンウォッシュは加速され，シール効果は強まる．



(a) Without side fence　(b) With side fence

Fig. 24　Floor seal effect

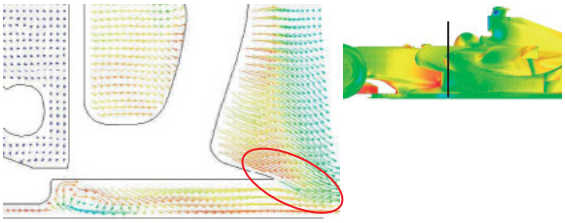


Fig. 25　Downwash flow

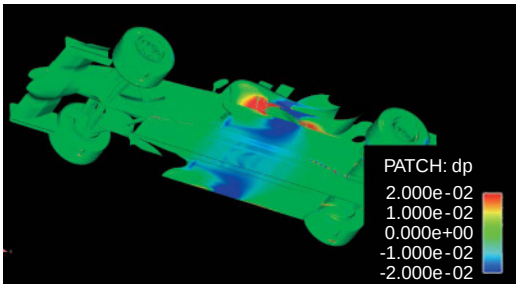


Fig. 26　Undercut SP effect (delta Cp)

逆に，シール効果のいらないフロア前方部はHHの延長として使え，HH後縁ガーニー等によりHH下面負圧の向上が可能になる．これが，アンダカットの二つ目の効果である．

バージボードの種類によっては，その上渦がアンダカット部を直接通過するものがある(Fig. 27)．この上渦によるシール効果もあるが，それ以上に上渦の通過位置により，HH下面負圧をスパン方向に最適化する効果が大きい．これが，アンダカットの三つ目の効果である．また，バージボードの種類によって上渦の強さや高さが異なり，HHスパン方向の最適通過位置も違ってくるため，効果も一様ではない．一般的に，ほとんどのチームが採用している大型のバージボードの方が，アンダカットの効果がよく表れる．

モデル風洞試験では，直線的なサイドポッドからアンダカット形状を適用することで，1.5%程度のダウンフォースの向上があった．床下の圧力分布も予測通りの改善が見られた．また，バージボードがない状態でも，アンダカット形状が有効であることが確認されている．

6.2. チムニー排気流れの解析

SP内部に設置されたラジエータおよびオイルクーラを通過した流れは，カウル側面および後端の開口部より排出される．また，冷却性能の調節は，この側面開口部の面積変更によっておこなわれるが，排気流が空力性能に与える影響は少なくない．

2000年代の初頭よりチムニー(Fig. 28)と呼ばれる煙突型の排気口が採用され始めた．冷却性能の調節はチムニー上端部の開口部でおこなう．モデル風洞試験より，開口部を全

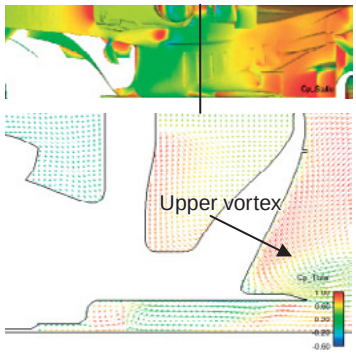


Fig. 27　BBD upper vortex path



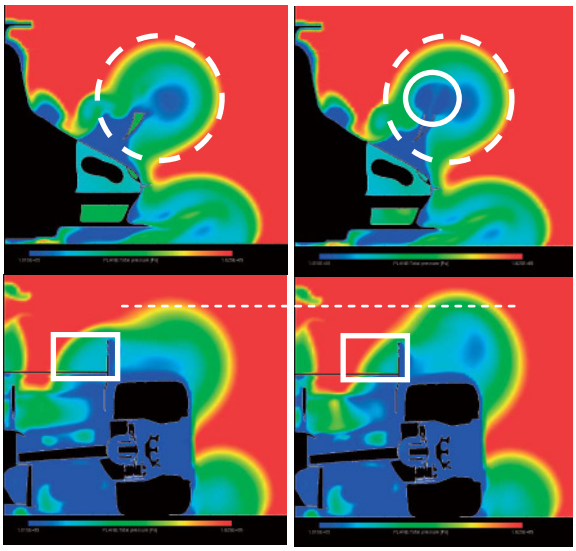
Fig. 28　Chimney and upper flick-up

閉から全開にすることで，車体ダウンフォースが４%，ドラッグが５%それぞれ増加する．これらの増加分の内，半分は RW の荷重変化によるもので，排気流が RW 負荷に影響を与えている．

Fig. 29は，チムニー開口部が全閉と全開時の全圧分布である．点線丸で囲んだ部分は，フロントタイヤ背面からの後流で，Cpt=0.3程度の強い圧力損失領域を含んでいる．この後流はチムニー開口部の上方を通過し，その一部が RW 翼端付近(図中，実線四角)に流入する．開口部が全開のとき，フロントタイヤ後流はチムニーからの排気流(図中，実線丸)によって，上方外側に移動する．それにより，RWに掛かる圧損領域が減少し，RW荷重の増加に繋がる．ただ，この荷重変化は動圧変化によるものであるため，RW の揚抗比はあまり変化しない．

この他，チムニーからのアップウォッシュそのものによるダウンフォースおよび誘導抵抗の増加や，冷却流量の増加による圧力抵抗の増加も考慮する必要がある．さらに，チムニーにより SP 側面で負圧が生じるため，アンダカット SP 同様，床下のシール効果も得られる(Fig. 30)．

また，ブロッケージの影響を CFD により確かめたところ，フロントタイヤ後流の方向がブロッケージの大きさによって影響を受け，チムニー開口による RW の増加代が変化することがわかった．このことから，風洞試験では，この点について十分注意した開発が必要である．



(a) Closed　　(b) Open

Fig. 29　Total pressure distribution in section around chimney trailing edge and RW leading edge

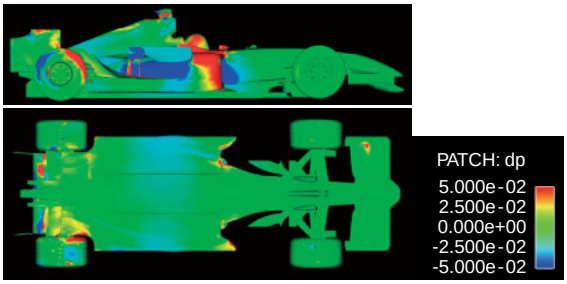


Fig. 30　Chimney effect (delta Cp)

7．ディフューザ

ディフューザ(Fig. 31)はレギュレーションにより寸法が厳しく制限されている．その中で，出口の有効断面積を最大化し，出口静圧を最小化することで，ディフューザ自身と床下負圧の向上を図っている．

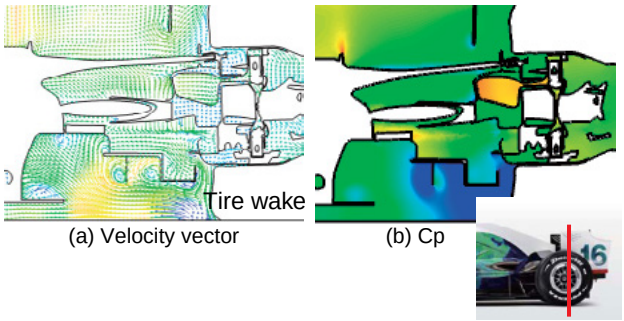
7.1. 出口有効断面積最大化

出口の有効断面積が減少する原因として挙げられるのが，圧力回復領域での剥離，端部での上面からの廻り込み流れ，および，リヤタイヤ前縁剥離渦の進入である〔Fig. 32 (a)〕．

圧力回復は，立ち上がり形状，断面形状，フェンス等により，局所的な剥離を起こすことなく，Y方向にできるだけ均等な負圧分布になるよう最適化される(Fig. 33)．端部で



Fig. 31　Diffuser



(a) Velocity vector　　(b) Cp

Fig. 32　Flow around diffuser

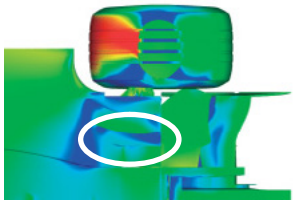


Fig. 33　Diffuser Cp

の回り込みやタイヤ剥離渦の進入は，主にフット部形状によりある程度抑制することができる〔Fig. 32 (b)〕.

7.2. 出口静圧最小化

Fig. 34に車両後部の静圧分布を示す．ディフューザ出口の静圧はサスペンション類，ロワリヤウイングの位置によって影響を受けることがわかる．さらに，これらとアッパリヤウィングの負圧ピーク位置を最適に配置することにより，ディフューザ出口静圧を下げ，ディフューザ流量を増加することができる.

7.3. 車両前半部の影響

車体後方に位置するディフューザは前方の流れ場の影響を受ける．例えば，フロア入口で負圧が向上したり，バージボードの下渦が強くなると，床下の境界層が増し，ディフューザの剥離耐力が低下するなどである．そのため，車体のどの領域からどのタイミングで空力開発を進めるかが，車両空力特性に大きく影響する.

7.4. 車高変化による空力特性

ディフューザの入口と出口の面積比は車高によって変化し，また，サスペンションとの相対位置も変わってくる．それによって，発生するダウンフォースも変化する.

車高によるダウンフォース特性は，低速，高速コーナや減速時のCoP特性などを考慮して決められるが，一般的には，ブレーキ安定性のために，減速中CoPを後方に移動させることが多い．つまり，ブレーキングによりリヤ車高が高くなるにつれて，無次元リヤダウンフォースが大きくなるよう，空力開発がおこなわれる(Fig. 35，点線).

この特性を得るために，リヤ低車高でディフューザが部分的に剥離し，ダウンフォースが下がるような手法が取られるが，剥離が大き過ぎると，ヒステリシスによりブレーキ中もダウンフォースが回復しないことがあるため，注意が必要である(Fig. 35，実線).

8．リヤウィング

RW は，車体のリヤアクスル後ろの，車体底部の基準平面から測定してZ方向300 mmより高い場所の，レギュレーションで制限されたエリアに位置する．2004 年以降のレギュレーションでは，上部に2枚，下部に1枚のエレメントを設置できる.

RW はアスペクト比が小さいため，翼端渦により流れ方向にアップウォッシュ分布が形成され(Fig. 36)，強いキャンバをもつ翼型であっても大剥離を起こすことはない.

8.1. 翼端持ち上げウィング

Fig. 37 に，CFD より得られた RW なし状態の流入上下方向角度分布を示す．RW 翼端部では大きなアップウォッシュがついていることがわかる.

一方，Fig. 38 に RW 翼端付近の全圧分布の YZ 断面を示す．RW翼端部が車両前半部からのウェイクにさらされ，全圧が低下している．そのため，翼端の翼荷重が低下する．その急激なY方向の荷重変化を緩和するために，Y300 mm

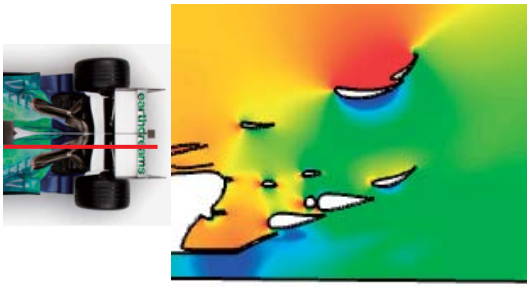


Fig. 34　Diffuser exit static pressure

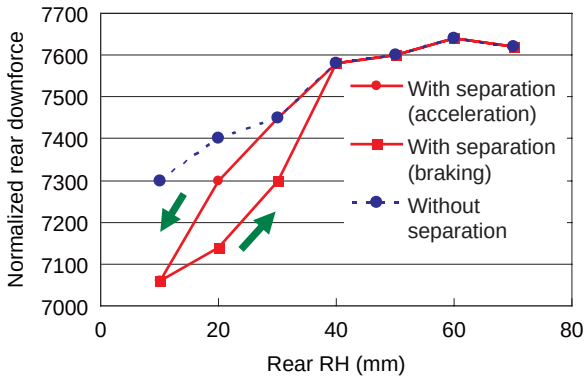


Fig. 35　Ride height aero characteristics

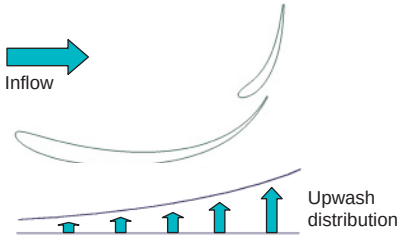


Fig. 36　Upwash by tip vortices



Fig. 37　Inflow angle for RW

付近ではアップウォッシュ，翼端付近ではダウンウォッシュが発生する(Fig. 39)．このことは，翼端ではRWがない状態での流入角がアップウォッシュであるにも関わらず，流れ方向の圧力分布(Fig. 40)をみると前縁でピークが立っている(Y=50mm)など，翼端の方が高迎角時の特徴を示していることからも判断できる．

そこで，翼端部ではキャンバを減らし，負荷を軽減することで圧力抵抗を軽減し，揚抗比の向上が期待できる．実際のRW開発では，これに誘導抵抗の変化も考慮し最適化される．

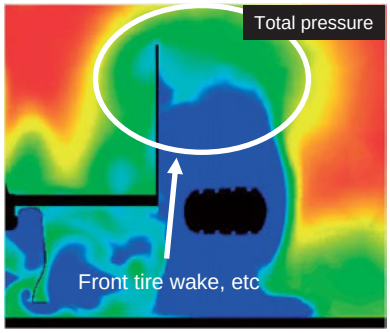


Fig. 38　Cp total around RW



Fig. 39　Secondary vortex due to RW load distribution

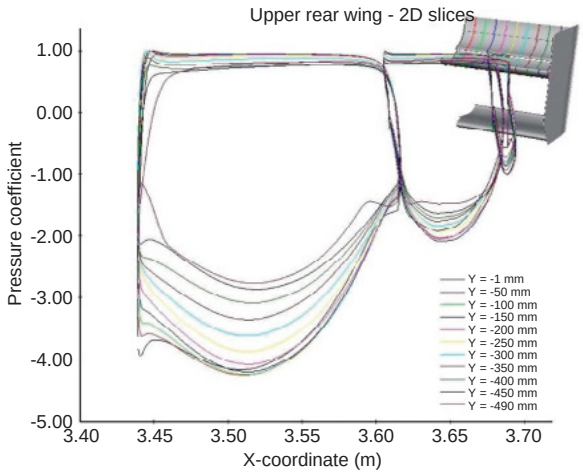


Fig. 40　Sectional Cp distribution

8.2. ピラー形状によるロバスト性向上

多くのRW中央部には，RWを支えるピラーがあり，RW全体構造の軽量化に役立っている．しかしながら，流れは，左右のピラーの間で急激に加速するため，急激な圧力回復が必要となる．また，Fig. 42 にある RA107 のように，後傾しているピラーでは，その後傾に伴った負圧分布によって境界層内流れが上方に転向され，境界層が発達する距離が長くなると同時に，境界層と主流とのクロスフローも生じてしまう．これらが要因となり，RW の剥離安定性を低下させていたと考えられる．

RA108用に開発されたウイングでは，ピラーによる不安定性を解決するため以下の変更をおこなった．まず，ピラー間隔をレギュレーション最大幅にとることと，断面形状を変更することにより，ピラーの圧力回復を緩和した．次に，ピラーをウイング前縁に移動することにより，RW の圧力回復部とピラーのそれとをずらした．次に，ピラー間に小型の翼を配置することで RW 自体の圧力回復を緩和した．最後に，後傾を最小限に留めることで，ピラー境界層流れの上方への偏向も抑えることができた．



Fig. 41　RW with raised tip

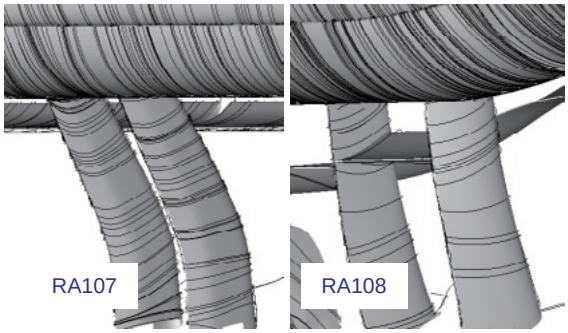


Fig. 42　Boundary layer shear direction on pillars

9．あとがき

F1車体のような多物体周りの流れは非線形性が強く，細部まで空力現象のメカニズムを解明することは事実上不可能である．しかし，その中でも核となる空力現象についてCFDにより定性的に解析し，風洞で定量的な裏付けをおこなうことで，空力開発を効率良くおこなうことができた．また，それにより実走との相関についても，精度の向上を図ることができた．

謝　辞

長年に渡って共に空力開発をおこなってきた，旧 BAR，HRF1 の皆様，さらに多岐に渡って開発に御協力頂いた社内外の方々に深く感謝の意を表します.

参考文献

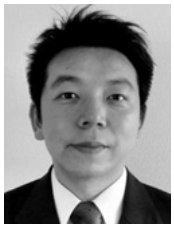
（1）小川厚，矢野修二郎，真塩享，滝口貴，中村信介，新谷満：F1 空力開発手法の紹介，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.134-143

■著　者■


小川　厚


真塩　享


中村大輔


益満尉貴


皆川真之


中井祐輔

F1車両運動性能技術

Technologies for Enhancement of Dynamic Performance of Formula One Vehicle

澁 江 秀 明* Hideaki SHIBUE
種子田 和 宏* Kazuhiro TANEDA
木 滝 泰 隆* Yasutaka KITAKI

要　旨

いかに優れたパワープラント性能を得たとしても，タイヤを介してその力を路面に効率的，合理的に伝えることなくして，レースカーとしての競争力は得られない．近年のF1における車両運動性能技術は，タイヤ性能を最大限に引き出すことを主眼に開発されている．特に F1 で使用されるタイヤは，タイヤ自体の性能を極限まで高めるために，タイヤ接地状態やタイヤ温度など極めて狭い条件でしか作動しない特性を有しており，これを把握しコントロールすることが，F1の運動性能技術開発における重要課題であるといえる．本稿では，タイヤ性能を引き出すサスペンション設計とセットアップコンセプト，これらの理論のベースとなるタイヤモデルの開発について紹介する．

ABSTRACT

No matter how superb the performance of the powerplant, unless that power can be transmitted efficiently and effectively through the tires to the track surface, a race vehicle will not have a competitive edge. The most recent technologies for the enhancement of the dynamic performance of Formula One vehicles are developed with a focus on maximizing tire performance. The tires used in Formula One are designed for good performance only within an extremely narrow range of conditions in terms of parameters such as tire contact state and tire temperature, in order to enhance the performance of the tires to the limit. Therefore, understanding and controlling these conditions is an important issue in the development of enhancement technologies for the dynamic performance of Formula One vehicles. This paper will discuss suspension design and vehicle setup, two factors that affect tire performance, and the development of a tire model to function as their theoretical basis.

1．まえがき

F1における車両運動性能の開発には二つのステージがある．一つは設計段階での車両性能開発であり，車両のコンセプトや種々の運動性能項目の目標値を自車および他車の性能解析結果などから設定し，それらを具現化するよう個々の車両要素を設計していくというステージである．

もう一つはサーキット現場での車両セットアップである．F1 の車両運動性能は，サーキットのレイアウトや路面状況，気象条件によって変化し，常に同じ性能を発揮できるわけではない．そこでさまざまな要素部品の案別や，特性を可変にできる機構を用意し，それらを適用または調整することで，サーキットでの走行状況に応じて運動性能を最大化する．

車両設計が車両運動性能のポテンシャルを決定するのに対し，車両セットアップは，サーキットの状況やレース戦略に応じて車両運動性能をポテンシャルまで最大限に引き出せるようにする作業であり，この二つがそろって初めて高い運動性能をレースで発揮することができる．

本稿では，タイヤ性能を引き出すサスペンション設計とセットアップコンセプト，これらの理論のベースとなるタイヤモデルの開発について紹介する．

2．サスペンション設計

サスペンションはタイヤの持つ力を最大限発揮させるために重要な役割を担う．第3期 F1 においては，量産車で培ってきた開発の技術を最大限活用し，サスペンション開

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_23

発をおこなってきた．特に，スクラブ半径，キャスタトレール等のキングピン廻りのジオメトリについては，量産車と同様の考え方で諸元の設定をおこない，その有効性を確認してきた．

一方，F1固有の課題として，極めて狭い条件で性能を発揮するタイヤ特性や，サスペンションによって作り出される車体姿勢が重要な役割を果たす空力特性などのニーズから，以下のような開発もおこなってきた．

（1）タイヤ特性に合わせたイニシャルキャンバ，キャンバゲイン，転舵キャンバの最適化
（2）タイヤ内圧安定化のための，タイヤ空気温度コントロール技術
（3）タイヤウォームアップ性能改善のための，メカニカルバランス調整による荷重移動コントロール
（4）空力性能を最大限発揮させるためのジオメトリの採用

本稿では，サスペンション開発の一例として，４輪の接地荷重をコントロールして，タイヤのパフォーマンスを最大化することをねらいとしたフロントプッシュロッドオンアップライト(FPROU)を紹介する．

2.1. FPROU の概要

F1のステア特性は，高速コーナでは安定性を重視するためにアンダステア(US)方向とし，低速コーナでは回頭性を向上させるために，オーバステア(OS)方向を基本とする．サスペンションの設計においては，プッシュロッド上下動に対する，ロッカアームの回転角非線形を利用し，フロントに大きなホイールレートの非線形性(ライジングレート)をつけることにより，ダウンフォースが大きく作用する高速コーナにおけるフロントロール剛性を大きくすることでUS方向とする手法がとられてきた．

第３期 F1 においては，通常ロワウィッシュボーンにマウントされているフロントプッシュロッドをアップライトにマウントすることにより，転舵角に依存してメカニカルバランス(旋回時の左右荷重移動量の前後配分)が変化する特性とし，低速コーナにおける旋回性をさらに向上させることに成功した(Fig. 1)．

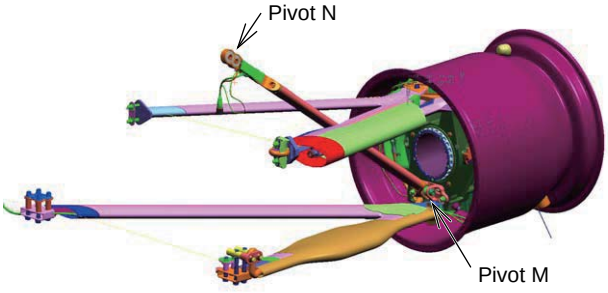


Fig. 1　Front pushrod on upright suspension

2.2. 転舵時荷重移動のメカニズム

据切りをおこなった場合，主にキャスタ角の影響により，通常フロントの内輪は地面に潜り込む方向に移動する．これに起因するフロントの車体ロール方向の動きはリヤサスペンションにより規制されるため，４輪の接地荷重は対角線上に移動する．旋回中の荷重移動においても，通常考えられる前後ロール剛性配分やアンチフォースジオメトリによる荷重移動以外に，この幾何学的な動きによる荷重移動がプラスされるため，転舵時の接地点上下移動軌跡をコントロールすることにより荷重移動をコントロールできることが知られている．コンベンショナルなサスペンションにおいては，キャスタ角を大きくとることにより，フロントの荷重移動を低減することができる．

プッシュロッドをアップライトにマウントした場合にどのような変化が起きるのかを旋回内輪側に注目して考察する．転舵時ダンパストローク量はほとんど変化しないため，プッシュロッドのロッカ側ピボットN(Fig. 1)は固定と考えることができる．すなわちアップライト側ピボットMはピボットNを中心とした球面上に規制される．キングピンに対しピボット M が後方に位置する場合(Fig. 2)，転舵時にピボットMはキングピン軸廻りに回転し車体中心側へと移動するが，プッシュロッドが下反角を有しているため，アップライトが下方に移動しなければならない．同様に，外輪側に着目するとアップライトは上方に移動する．

Fig. 3 に転舵量に対する接地点の上下軌跡を示す．後方のオフセットを有する場合，あたかもキャスタ角が大きく

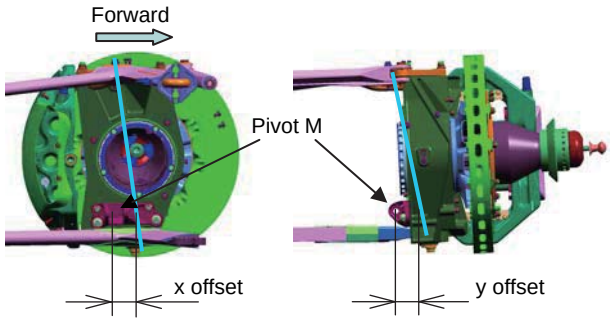


Fig. 2　Definition of pushrod offset

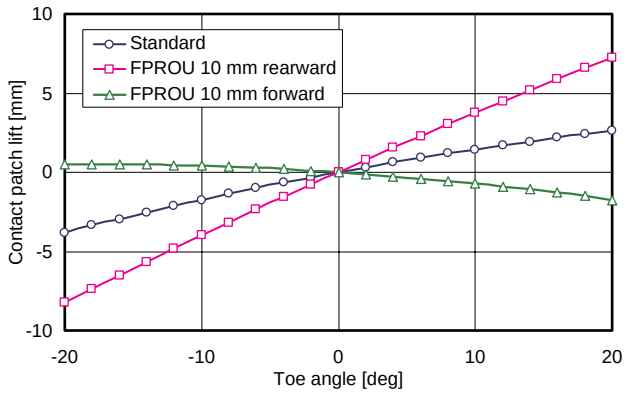


Fig. 3　Change in lift against toe angle

なったような動きをしていることがわかる．この効果により旋回時にフロント荷重移動が相対的に減る．逆に前方のオフセットを有する場合には，キャスタ角が小さくなったかのような動きをする．

以上のメカニズムを活用することで，キングピン軸配置等の幾何学的な制約を受けることなく，転舵角に依存したメカニカルバランスのコントロールが可能となり，低速コーナでの US 解消に大きな役割を果たすことが可能となった．

また同様のメカニズムにより左右方向(y)にオフセットを与えた場合においては，転舵時に旋回内外輪ともにアップライトが上昇し，車高を低下させる効果が得られる(Fig. 4)．特に大舵角領域においてはその効果が増大する．

2.3. 運動性能シミュレーション

ADAMS を使用した車両運動シミュレーションにより，メカニカルバランスの変化を予測した結果をFig. 5に示す．オフセットをプラス，すなわちピボットMをキングピン軸よりも後方にオフセットした場合，メカニカルバランスはリヤ寄りにシフトし，ステア特性は OS 傾向となる．メカニカルバランスの変化量はオフセットに比例し増加する．

2.4. 実走テストおよびレース適用

シミュレーションをベースに設計，製作された本サスペンションシステムは，2005 年 9 月にヘレスサーキットにて実走テストがおこなわれた．ねらい通り，低速コーナでのUSが解消され，ラップタイムもベース車両に対しコンスタントに良く，優位性が確認できた．この結果により，本サスペンションシステムは，2005 年日本 GP よりレース適用された．

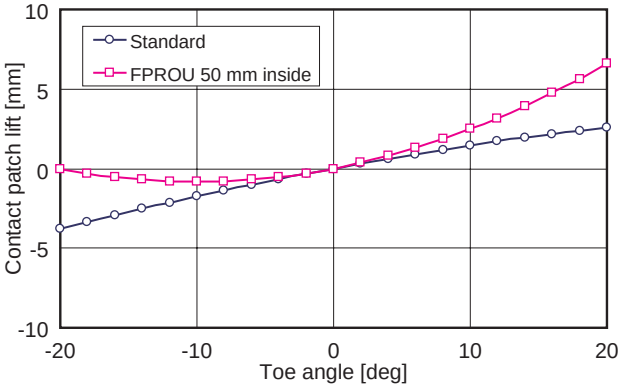


Fig. 4　Change in lift against toe angle (y-direction offset)

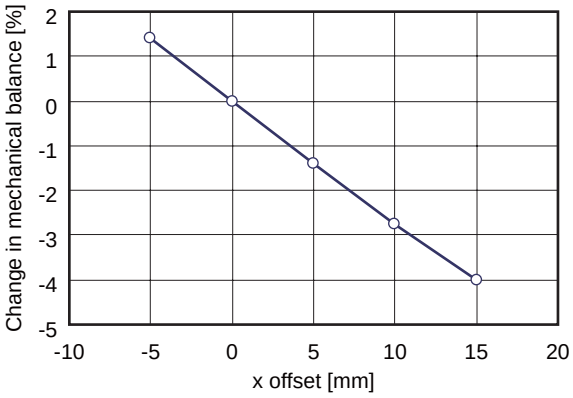


Fig. 5　Change in mechanical balance with x-direction offset

3．車両セットアップコンセプト

本章では車両セットアップに焦点をあて，その後の車両のセットアップの基本となった2006年の車両である RA106 の車両セットアップのコンセプトについて紹介する．

2004年のコンストラクターズ２位の成績を受け，2005年はコンストラクターズタイトル獲得を目標としてレースシーズンがスタートしたが，2005年の車両はブレーキングスタビリティの低さが顕著であった．ドライバがブレーキング中の車両安定性を求め，ディファレンシャルギヤの差動を極端に抑制する方向へ油圧制御を変更した(最終的には左右輪を機械的に結合するスプールの搭載に至った)．その結果，ターンインでの US が増したため，回頭性を維持するためにメカニカルバランスをリヤ寄りにする方向へセットアップが推移していった．しかし，それによって旋回中のリヤ外輪の負担が大きくなり，コーナの立ち上がりでトラクションをかけると急激にリヤが滑るスナップ OS を誘発し，他車に対して旋回加速性能で劣ることになった(Fig. 6)．

また，リヤタイヤの負荷増大はタイヤコンパウンドの劣化を促進し，周回を重ねるたびにスタビリティと加速性能が低下した．さらに，コーナリング速度が低下したことでフロントタイヤの温度低下を招き，さらにUSが増すなど，セットアップの悪循環に陥り運動性能を落とすことになった．

3.1. RA106 セットアップの構築手法

2005年車両のセットアップの主要な課題は，セットアッ

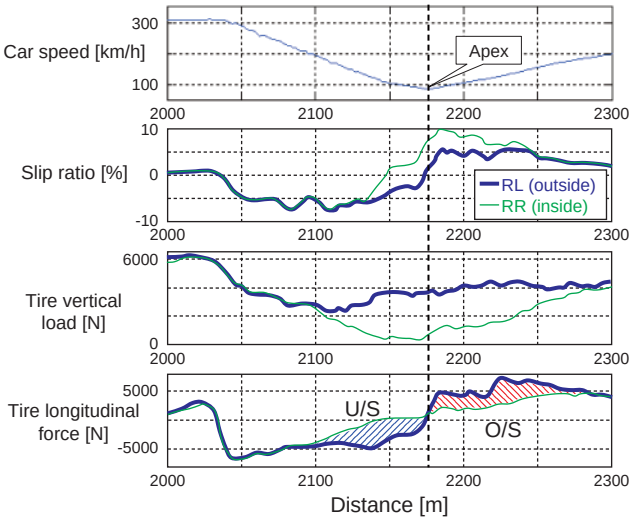


Fig. 6　Cornering conditions in 2005

プが逐次的，近視眼的になったことで局所的な最適解の探索になってしまい，本来持っていたと考えられる車両運動性能のポテンシャルを引き出せなかったことである．

そこで，RA106 の車両開発にあたって，車両セットアップを戦略的におこなうためのコンセプト作りに着手した．すなわち，セットアップで向上すべき性能項目を明確化し，その達成手法を定量的に解析してその長所短所を含めて効果や感度を予測，それを実走テストで検証していくというプロセスを徹底した．机上検討でセットアップの方向性を定め，実走テストはその確認の場とすることで，個々のテスト結果でセットアップを変更して局所的な最適化に陥らないようにするねらいである．

また，セットアップを構築していく上でのマイルストーンを設定し，それに沿う実走テストのプランを策定し実行することで，検証を確実におこなえるようにした．

3.2. RA106 セットアップのコンセプト

2005年車両の運動性能を解析し，タイヤ性能を車両全体で最大化するという観点から，RA106 で達成すべき性能項目を以下のように選定した．

（1）旋回加速性能の向上
（2）リヤタイヤ劣化の改善
（3）フロントのタイヤ温度上昇によるグリップ力の向上

3.3. 達成手法

運動性能を支配する以下の車両セットアップ要素によって，先述した項目をどのように達成するか，タイヤモデルを用いたシミュレーションによって解析をおこなった．

・前軸重量配分(W/D)
・前軸ダウンフォース配分(CoP)
・前軸メカニカルバランス(M/B)
・リヤ制駆動力左右配分(Diff)

Fig. 7 は W/D，CoP，M/B による，各速度域のコーナでの加速性能の変化を解析した結果である．M/Bをフロント寄りにすることが，低速コーナでの加速性能向上に最も有効である．W/D は２番目に効果が高く，CoP は高速度域での寄与が高い．Fig. 8は，各セットアップ要素を変化させたときの加速性能の推移を解析したもので，M/B の場合，約25%フロント寄りまでほぼ線形に加速性能が向上している．低速からの加速性能向上がラップタイムへの寄与が大きいことから，フロント寄り M/B を加速性能改善の主軸にすえることにした．

M/Bをフロント寄りにすることで，ステアバランスは全体的に US になる．そのバランスをとるための W/D，CoP の必要調整量を推定したものを Fig. 9 に示す．コーナリング速度によって感度が異なるものの，M/Bの変更量に対してほぼ線形の特性になっている．また，デフによる後輪前後力の左右配分がステアバランスへ及ぼす影響を解析した結果が Fig. 10 である．低速コーナでは，M/B をフロント寄

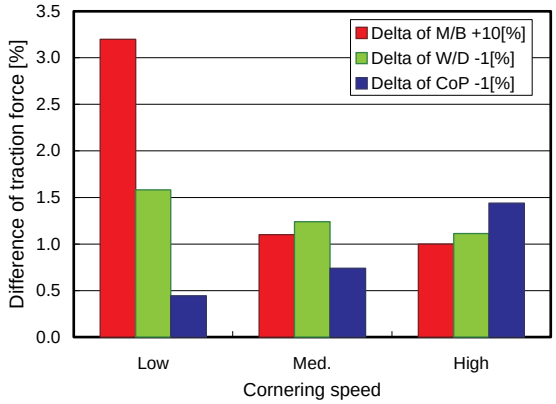


Fig. 7　Traction enhancement with setup changes

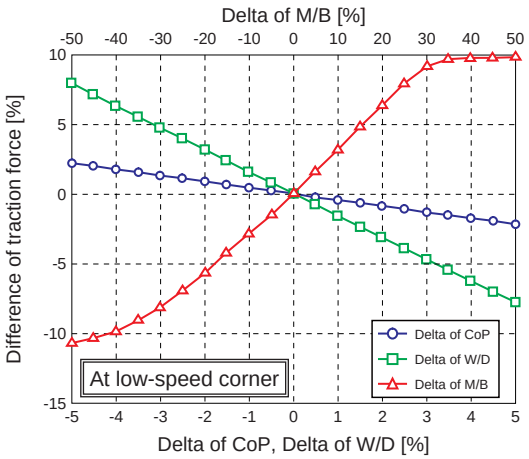


Fig. 8　Traction change with setup sweep

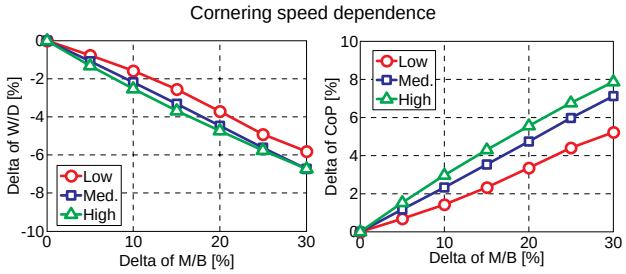


Fig. 9　Relationships in setups for achievement of equivalent steer balance

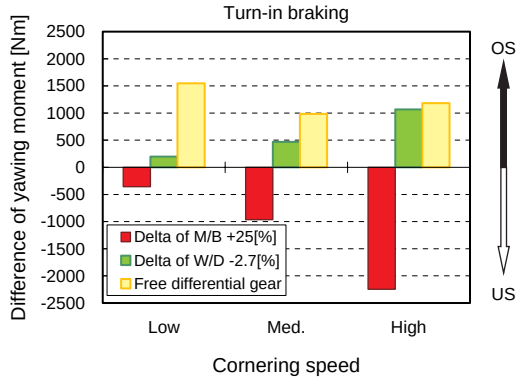


Fig. 10　Effect of differential gear on steer balance

りにすることで発生する US をデフ制御により補償することができるが，高速コーナでは十分ではなく，他のセットアップ要素と組み合わせて補償する必要がある．リヤ寄り W/D と組み合わせるのが，加速性能向上にも寄与することから最善だと判断した．

Fig. 11 は，M/B を変化させた場合のコーナでのタイヤ表面温度の変化を解析したものである．M/B をフロント寄りにしていくと，コーナリングでより支配的な外輪側のフロントタイヤの温度が上昇し，適正温度域に近づくことでグリップ力が増加すると推定される．また，リヤタイヤの外輪側は温度が低下するため，過剰な高温によるタイヤコンパウンドの劣化を抑制することが期待できる．

以上の解析結果から RA106 のセットアップ提案を次のようにまとめた．

（1）フロント寄りメカニカルバランス
（2）リヤ寄り重量配分
（3）旋回中のデフ制御

3.4. 効果検証

以上の机上検討で決定された RA106 セットアップの実走テストを，2005 年 12 月から 2006 年 2 月に複数のサーキットでおこない，その効果を検証した．

Fig. 12 はヘレスサーキットでおこなった実走テストの低速コーナでの推進力を比較した結果である．このテストでの RA106 セットアップは，2005 年車両に対し M/B 6.4% 増，W/D 1.5%減とした．この結果は 10 ラップの平均であり，RA106 の推進力は平均約 10 %高い．Fig. 13 は，低速コーナでの旋回加速区間のタイムを比較したもので，RA106 セットアップは 1 コーナあたり平均0.05 s速い．この結果，RA106 は 1 ラップ平均 0.74 s の短縮を達成した(Fig. 14)．以上の結果より，RA106 は旋回加速性能が向上していることがわかる．

Fig. 15にタイヤ劣化の解析結果を示す．同時期におこなわれた 2005 年車両と RA106 の複数の走行テストの内，路面状況や気象条件が同等とみなせるデータを抽出し，それらのラップタイムをラップごとに平均化したものをラップタイム推移の代表値とみなして，ラップタイムの悪化度を比較した．車両重量の違いについては，ラップタイムシミュレーションを用いて重量のラップタイム感度を計算し，同

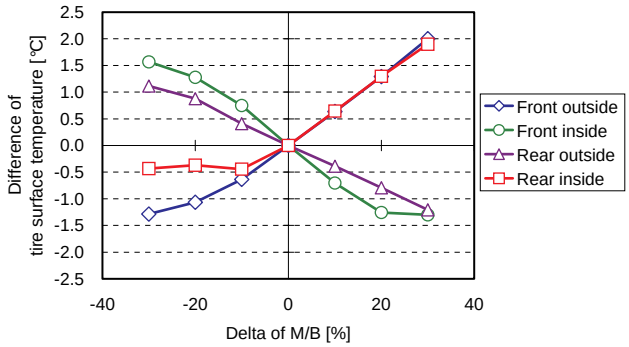


Fig. 11　Estimation of change in tire surface temperature

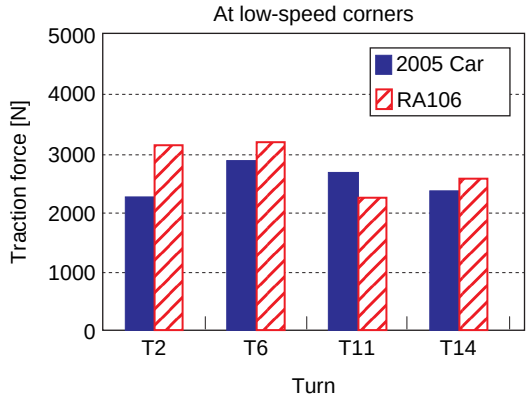


Fig. 12　Comparison of traction force

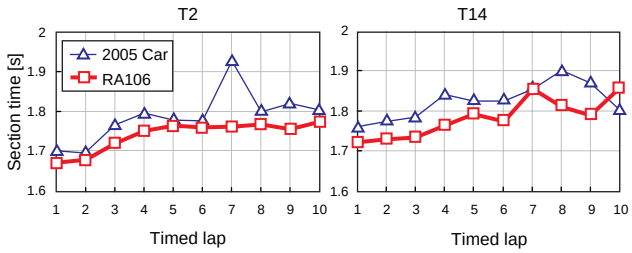


Fig. 13　Section time during corner acceleration

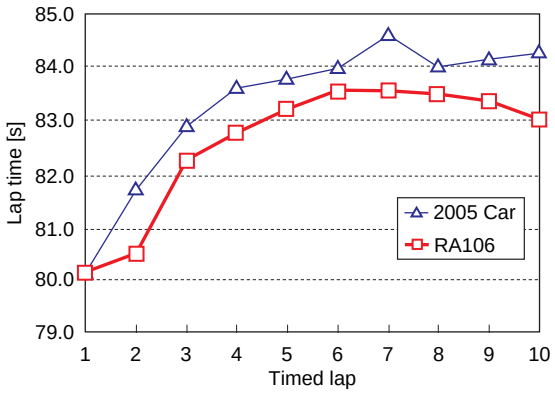


Fig. 14　Comparison of lap time

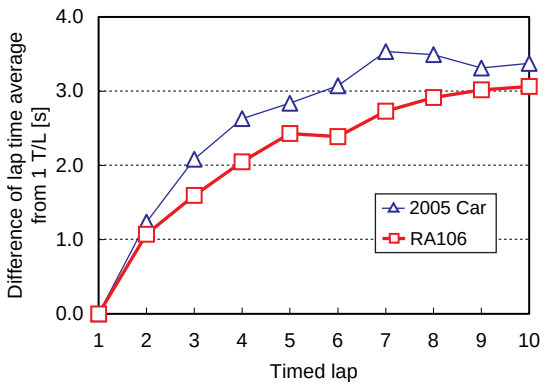


Fig. 15　Analysis of tire degradation from perspective of lap time

重量でのラップタイムに換算している．その結果，RA106はラップタイムの悪化が平均約 0.48 s 減少しており，タイヤ劣化が抑制されていることがわかる．

同様に，路面状況や気象条件が同等であった走行テストデータを用いてフロントタイヤ温度を比較したのがFig. 16である．テストをおこなったヘレスサーキットは右コーナが多いため，外輪になることが多い左タイヤで平均約 16 ℃，右タイヤで約 5 ℃上昇している．

以上の解析結果により，RA106 セットアップが事前検討どおりの性能を示し，旋回加速性能の向上，タイヤ劣化の抑制，フロントタイヤ温度の上昇によるグリップ力増加を達成していることが明確になった．

3.5. 車両セットアップコンセプトのまとめ

2005 年車両の解析結果から RA106 セットアップでの性能向上項目を明確化し，タイヤモデルを用いたシミュレーションによってそれらを具現化するセットアップについて検討をおこなった．また，実走テストによってその効果を検証し，目的に合致したセットアップであることを確認した．この RA106 セットアップコンセプトはウィンターテストでその効果が確認された後，2006 年以降のすべての車両のセットアップのベースとなっており，2006年ハンガリーGPでの勝利にも貢献した．

これまで，ドライバコメントやエンジニアの経験によるところの多かったセットアップに，タイヤモデルをベースとした論理的アプローチが有効であることが確認された．この経験から，あらゆる状況下で性能を予測できるさらに高度なタイヤモデル開発へのニーズが高まった．

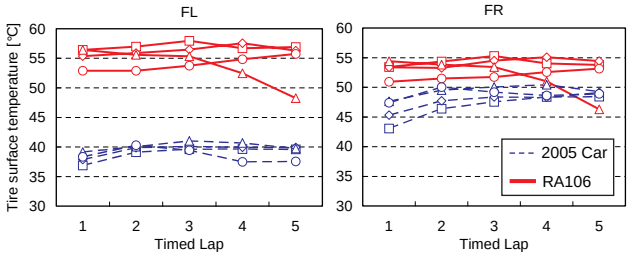


Fig. 16　Front tire surface temperature

4．力と温度を連成計算するタイヤモデルの開発

F1車両の運動性能にはタイヤ性能が大きな影響を与えており，その運動性能を向上させるには，タイヤ性能を定量的に把握しタイヤがおかれるさまざまな状況下で最大限に引き出せるよう，車両設計やセットアップをおこなわなければならない．セットアップに関しては，レギュレーション上，レースウィークの土曜午前までしかおこなえないため，それまでに取得できたデータを用いて，土曜午後の予選や日曜日の決勝での環境条件の変化などを考慮しながら，セットアップを決定しなければならない．そのためには，荷重，アライメント，路面温度などのさまざまな走行状況で，タイヤに発生する力を必要十分な精度で計算できるモデルが必要となる．特に，F1タイヤはタイヤ表面や内部の温度による性能の変化が著しいため，環境温度や走行状況によるタイヤへの入力の変化に応じて，力と温度を同時に連成計算し，温度の影響を考慮できるモデルが求められる．

また，車両セットアップとタイヤ性能の議論だけでなく，セーフティカー導入時のウォームアップ性能や熱による劣化などレース戦略を含んだ議論においても，タイヤの力と温度を同時に解析できることの利点は大きい．

よく知られたタイヤモデルの一つに Magic Formula モデルがあるが，このモデルには温度要素がないため，走行状況により生じる温度変化のタイヤ力への影響を計算することはできない．また，タイヤサプライヤから提供されたモデルもあったが，モデル内部がブラックボックスのため，計算精度の向上やチーム側の用途に応じた修正が事実上不可能であった．

車両運動性能で他チームに勝るためには，力と温度を連成計算するタイヤモデルを独自技術として保有し，運動性能予測や解析技術の基盤として用いることが必要だと判断し，開発に着手した．

4.1. モデル構造

4.1.1. モデルコンセプト

車両設計だけでなくサーキット現場での車両セットアップでも使用されることを想定して，計算精度と速度のバランスがとれたタイヤモデルを目標とし，タイヤ力の計算精度に大きく影響を与える要素のみを抽出しモデル化することでその両立を図る．

タイヤ力は，主に構造変形とゴム路面間の摩擦特性によって定まる．摩擦係数は，路面の粗度やダスト，表面温度やすべり速度，ゴムの磨耗や熱的劣化など，環境条件や走行状況によって大きく変化する．そこで，構造変形や熱移動など理論や台上試験結果によって特性がモデル化できる部分と，摩擦係数のように実走状態に依存する部分をモデル構造として分離しておき，後者は実走データによるパラメータ同定を前提とすることで，より現実的に精度が向上できるモデルを構築する．

4.1.2. 力学モデル

このモデルは，タイヤの接地面での変形をベルト部とトレッドゴム部に分割して取り扱う．

ベルト変形は接地面の前後方向位置に対して二次関数で表現されると近似する．得られた変形に対して，タイヤの横力，セルフアライニングトルク，内圧，前後力による補正をおこなう．

トレッドゴム部の変形は，トレッドゴムの弾性率，静止

摩擦係数，接地面圧力で定まるトレッドゴムの最大弾性変形量と，タイヤすべり角，すべり率，ベルト変形量で定まる必要変形量の関係から，接地面内の粘着域(弾性変形域)を算出し，それ以降をすべり域として取り扱う(Fig. 17)．

タイヤに発生する力は，粘着域ではゴムの弾性率と変形量，すべり域ではすべり摩擦係数と荷重によって定まる．ここで，弾性率はバルク(後述)温度の関数，静止摩擦係数は接地面圧力とそのトレッド方向に対する分布による補正，タイヤ表面温度の関数，すべり摩擦係数はさらにタイヤすべり速度の関数としてモデル化をおこなう．

以上を用いて粘着域とすべり域のタイヤ力を計算し，それらを合算して最終的なタイヤ力を計算する．

4.1.3. 熱(温度)モデル

タイヤ断面の構造を，トレッド表面層，バルクラバー層，カーカスおよびベルトラバー層の三層に分割し，それぞれが一つの温度を持つ１次元のノードモデルとして定式化する．

また，タイヤがおこなう仕事量が，すべり域では主に表面層に，粘着域ではバルク層に熱として入力されるとしてモデル化する．タイヤ転がり抵抗はバルク層で発生する熱量として取り扱う．

三層間の熱移動，空気への対流熱伝達，接地面での地面への熱伝導を計算し各層の温度を算出する．輻射による熱移動は，対流や伝導と比較し２％以下だとして省略する(Fig. 18)．

4.2. パラメータ同定

4.2.1. 達成手法

実走における接地荷重，すべり角，すべり率，キャンバ角などの時系列データを用いて計算したモデル計算結果(力とモーメント)とターゲットデータの誤差を目的関数とし，誤差が最小になるよう最適化手法を用いてパラメータを同定する．タイヤの劣化により変化するパラメータ(最大摩擦係数など)はラップごとに，変化しないもの(温度特性など)はその実走データ全体で一つの値として同定する．同定に必要なさまざまなデータには，センサ計測結果自体と，それらと台上試験結果や理論を組み合わせて算出された演算結果(接地荷重やすべり角など)を用いる．

同定手法には，ターゲットにより以下の二つがある．

(１)タイヤ６分力計計測結果を用いる手法　　ターゲットとしてタイヤ６分力計の計測結果(前後力，横力，セルフアライニングトルク)を用いる．接地荷重やアライメントなどの組み合わせが多様であるほど，同定が高精度になり，ばらつきが減少するため，左右輪の両方のデータを用いて同定する．

(２)車両運動を用いる手法　　センシングされた車両前後加速度，横加速度，ヨーモーメントという車両運動をターゲットとして用いる．タイヤモデル計算結果，車両諸元，空気抵抗，タイヤ転がり抵抗などのデータを用いて車両運動状態を算出し，両者が一致するよう，フロントおよびリヤのパラメータを同時に同定する．

4.2.2. 最適化手法

最適化手法には，大別して，目的関数(ターゲットとの誤差)の設計変数(最適化するパラメータ)に対する勾配を利用して最適化をおこなう勾配法と，ある確率論で設計変数を変化させて最適解候補の群を発生させ，その群の中から最適解を選択する確率論的手法の二つが存在する．今回は確率論的手法の一つである進化戦略を用いた．

4.3. モデル検証結果

実走データを用いたモデル検証では，モデル計算に使用するデータや比較すべきターゲットデータのセンシング精度にも影響されるため，モデルとデータのどちらに難点があるか切り分けが難しいという課題がある．またタイヤパラメータの真値が不明のため，同定結果の定量的な検証も難しい．

そこで，ボデー，サスペンション，ステアリング，空力，および本タイヤモデルから成る車両モデルを用いて１ラップのサーキットシミュレーションをおこない，得られた車両運動データに実走相当のノイズを付加した人工的なターゲットデータを作成し，それを用いた検証をおこなった．これによって，センシング精度の課題を切り離すことが可能になり，また同定結果として得られるべきタイヤパラメータも既知となるため，タイヤモデルおよびそのパラメータ同定部分に対する検証が可能になる．

Fig. 19 は，ターゲットデータとモデルの車両運動(前後力，横力，ヨーモーメント)の１ラップの平均誤差と，ある同定計算での時系列比較である．進化戦略は確率論的手法

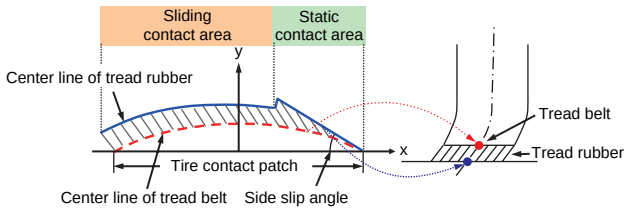


Fig. 17　Deformation model for tire contact patch

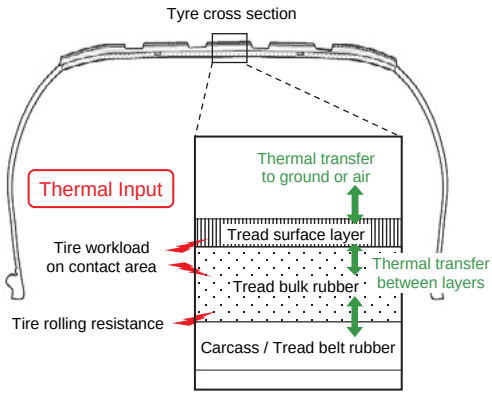


Fig. 18　Tire thermal model

であるので10回の同定計算をおこない比較したが，すべての結果で誤差は約1.2%であり，時系列での比較グラフの通り，車両運動の解析として十分な精度が得られている．一方，車両運動の誤差がほぼ同一にもかかわらず，複数のパラメータが連動してばらつく現象が見られた．異なるパラメータの組み合わせでモデル出力が同じになる特性をモーダル特性と呼び，多パラメータモデルではしばしば見られる現象である．解析の結果，モーダル特性の抑制には，ターゲットデータの多様性を高めることが効果的であり，必要な多様性の幅について知見を得ることができた．

以上のモデル精度に関する検証結果を踏まえ，実走テストでのタイヤ力および温度の計測値との比較をおこなった．

Fig. 20は，バルセロナサーキットでの５ラップの走行をおこなった際，５ラップ目のタイヤ力計測結果とタイヤモデルによる計算結果を比較したものである．タイヤモデルのパラメータは，３ラップ目のデータを用いて同定した．横力はほぼ全域で精度よく計算できている．前後力は，制動時のピーク値が若干低く算出されているが，ターンイン時はよく一致している．制動時は，モデル入力の一つであるすべり率が急変するためその精度の確保が難しく，モデル精度よりも入力精度による誤差の影響が大きいと考えられる．

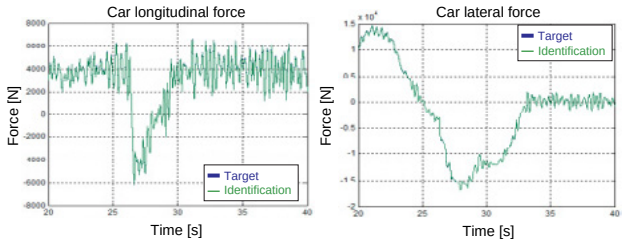


Fig. 19　Identification result (car dynamics error)

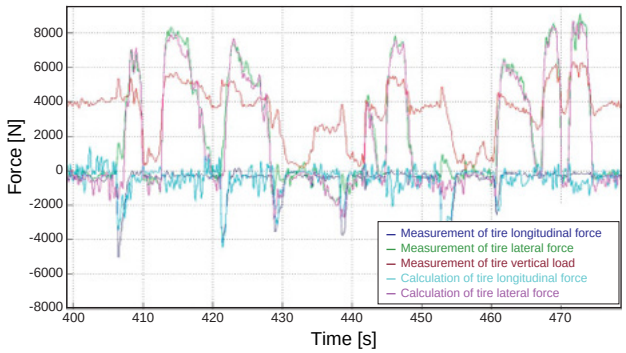


Fig. 20　Comparison of tire forces (front)

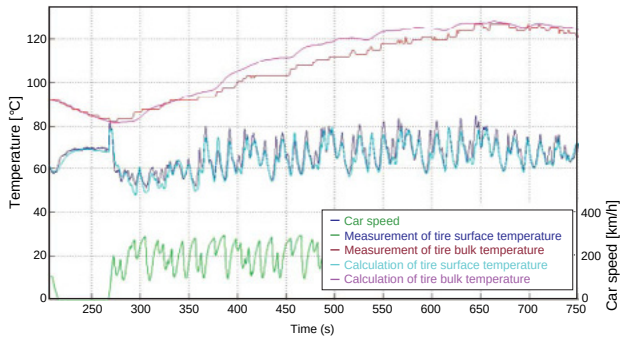


Fig. 21　Comparison of tire temperatures (rear)

Fig. 21 は，タイヤ表面とバルクの温度計測値とモデル計算値の比較結果である．走行の途中にピットレーンで停止(t=220 s)し，再度走行している(t=280 s)．停止後，内部発熱がなくなるので内部温度が下がる一方，空気中への放熱量が低下して表面温度は上昇する現象や，走行再開後徐々に温度が上がり熱平衡状態に達する状態が再現されている．内部温度は途中のラップで若干高く計算されているが，ウォームアップ性能を評価するのに十分な精度であるといえる．

4.4. タイヤモデル開発のまとめ

本研究では，タイヤ力とそれに影響を与えるタイヤ温度を同時に連成計算するタイヤモデルを開発した．走行状況に影響を受ける要素を実走データによるパラメータ同定を前提としたモデル構造とすることで，車両設計やセットアップといった幅広いニーズを満たす計算精度と計算速度を実現することができた．

5．むすび

本稿で紹介した技術が示すとおり，F1運動性能の開発において車両運動シミュレーション技術の果たす役割は大きい．シミュレーションによるコスト削減や開発効率の向上といった効果もさることながら，現象を観察し，メカニズムを解析してモデル化するシミュレーション技術開発のプロセスそのものが，F1の運動性能を飛躍的に向上させている．

近年の開発においては，いっそうの性能追求や開発効率向上を目指して，車両運動シミュレーション技術をさらに進めたドライビングシミュレータの開発および活用が進んでいる．サーキットでの実走テストにつきもののさまざまな外的要因が取り除かれることで，質の高いテスト結果の得られるドライビングシミュレータは，単に開発アイテムの性能評価にとどまらず，車両開発コンセプトの構築や運動性能におけるドライバフィーリングの指標化といった領域にも適用されている．これらの技術が量産車の開発にも積極的に活用されることが期待される．

■著　者■







澁江秀明　　種子田和宏　　木滝泰隆

F1車体の開発における軽量化および高剛性化

Weight Reduction and Stiffness Enhancement Technology in Formula One Chassis Development

渡 辺 創* Hajime WATANABE
岩 井 淳* Jun IWAI
廣 政 直 紀* Naoki HIROMASA
海老澤 輝 一* Terukazu EBISAWA
種子田 和 宏* Kazuhiro TANEDA

要 旨

F1車体の開発において，各部品の持つ機能や要件を満たした上で軽量化を達成することは，車体設計上の課題であった．我々は車体開発の中でサーキットラップタイムへの寄与度を考慮しながら，この機能と軽量化のバランス点を見出してきた．その手法として材料や構造を見直しながら，車体部品の軽量化が実現できた．

本稿では，数々の軽量化事例を紹介する．

ABSTRACT

When developing Formula One chassis, reducing weight while still satisfying the functions and requirements of each part was an issue for chassis design. The authors took into account the degree of contribution to circuit lap time, and found a balance between functions and weight reduction during chassis development. The method used consisted of reviewing materials and structures, and the weight of chassis parts was successfully reduced.

This paper introduces various examples of weight reduction.

1．まえがき

車体の開発において，各部品の持つ機能や要件を満たした上で各部の軽量化や高剛性化を図ることは日々の開発の中で常に技術者が取り組んでいる課題であり，F1車体の開発においてもそれは例外ではない．

レースカーの部品はそのほとんどが，走る，曲がる，止まる機能に関わる．よって，その開発においては安全性には特に留意し，レースからリタイヤする要因とならないことに注意を払いながら開発がおこなわれてきた．

部品の中で特に安全性に直結する部品にはAクラスと呼ばれるランクが与えられ，設計時に応力解析をおこない，定められた安全率を満足した上で出図，製作がおこなわれる．完成した部品は，強度と耐久性を台上試験にて確認した上で，サーキットテストに投入可能となる．サーキットテストで走行状態での安全性を確認された部品がレースに投入される．

このように F1 車体の開発においては，安全と品質の維持に多くの労力が割かれた．しかもその特性として，常に時間というリソースが限られる．通常の年次開発では，前モデルと同等の剛性を確保しながら数グラムの重量低減を図る部品開発と，同等重量のまま数パーセントの剛性向上をねらう部品開発が主となる．

しかし Honda においては，新しい材料や新しい構造によって，このような通常開発の枠を飛び越え軽量化を図ってきた．また，慣性モーメント低減の観点から Fig. 1 **に示すマップ等を参考にしながら重心点から遠い部品や高い位置にある部品，ばね下となる部品について重点的に軽量化を図ってきた．さらに，従来 F1 とは違った評価基準で車体剛性の性能に対する寄与を考え，エンジンも含めた車体の要所と考えられる部位の高剛性化にチャレンジする開発もおこなわれた．**

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_24

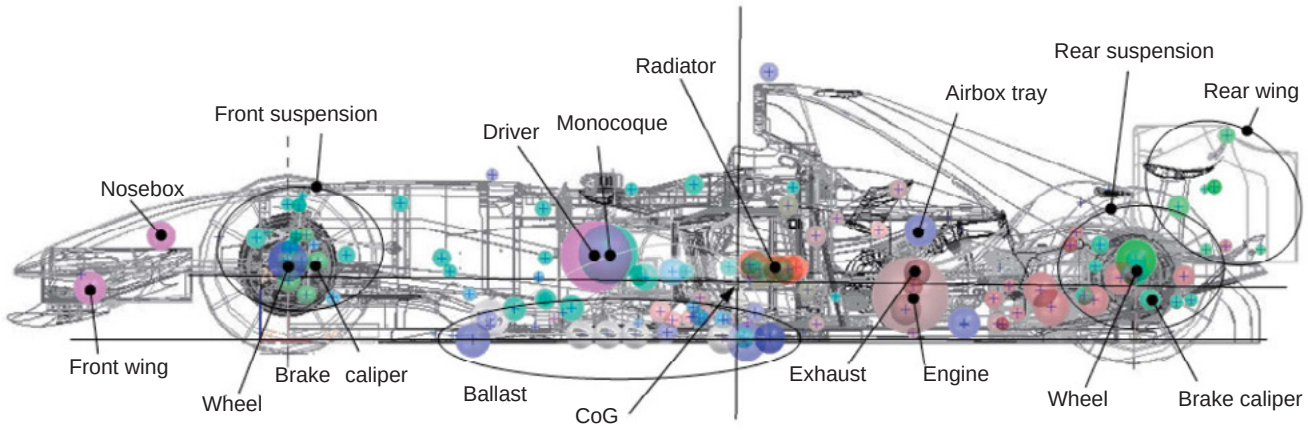


Fig. 1　CG_x versus CG_z　plot for each component

2．CFRP 部品の軽量化と高剛性化

現在の F1 車体は比強度と比剛性の面で優れる CFRP 複合材を広く採用しており，車体一台あたり約８割の部品が同材料で製作されている．とりわけボデー部品においては，ほとんどの部品が CFRP 複合材で製作されている．

ボデー領域での軽量化と高剛性化への取り組みは，この複合材の特性を活かすために，材料開発をしたり小回りの利く生産技術を使って新しい構造を採用したりすることに他ならなかった．

慣性モーメント低減の観点からフロントノーズやリヤインパクトストラクチャ，ロールフープといった重心点から遠い部品に着目して軽量化検討をおこなった．それらの部品は衝突対応の部品であり，衝突時のエネルギーを，自らが壊れることにより吸収しなければならない．その要件はFIAの定めるレギュレーションに，吸収エネルギーの大きさや初速度，減速Gの大きさ等が定められている．空力的に求められる形状や大きさ，走行時の入力に対する耐久性等を満足させながら衝突要件を達成し，さらに軽量化を実現するには，構造の衝突エネルギー吸収量を高めた上で衝突時の部品のつぶれ方をマネジメントしていく設計が要求された．

CFRP 部品は切削性の良い樹脂ブロックによりマスタモデルを製作し，そこに型製作用の CFRP プリプレグを積層して反転型を作る．その型に製品となる材料を積層し，オートクレーブで成形される．製造工程に手作業が多いことから複雑な形状や構造を作ることも可能である．

しかしながら，部品の作りが簡単で製作時間が短かければ部品設計に多くの時間が割け，より多くの案別検討やテストができる．各シーズンの新車立ち上げ時や，シーズン中の大規模なアップデートの際にはこれが決定的な意味を持つ場合がある．新しい構造による軽量化を図る際には部品の製作時間短縮との両立も課題である．

この章では，CFRP 部品について代表的な開発事例を紹介する．

2.1. フロントノーズの開発

フロントノーズは前面からの衝突に対して，形状剛性を確保するために，Fig. 2 (a) に示すような，CFRP，アルミハニカム，CFRPのサンドイッチ断面構造を採っていたが，そのために単位重量あたりのエネルギー吸収効率が小さかった．

そこで，Fig. 2 (b)に示すように，各角部にパイプ断面を持つピラー構造を配置し，ハニカムレスに変更した．形状剛性を確保しながらエネルギー吸収効率の向上が図れ，従来比 13%の軽量化を実現した．

また製造技術の面でも，ハニカムレスとしたことで一体成型が可能となり，従来比工数30%減を達成した．しかしながら予測設計技術の確立に時間がかかり，従来構造の部品を作った後に本構造の部品を製作することとなり，できた頃には外形形状に変更が入るということを繰り返し，レースに適用することはできなかった．

2.2. リヤインパクトストラクチャの開発

リヤインパクトストラクチャは元々エネルギー吸収効率の高い部品であった．しかし，レギュレーションで外形形状

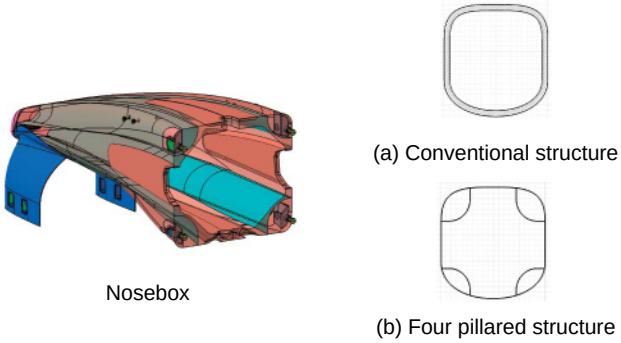


Fig. 2　Nosebox

が規定された際，重量増加を防ぐため一層の効率アップが求められた．

CFRPは自らが壊れることでエネルギー吸収するので，衝突後に細分化されている程エネルギー吸収効率が向上する．この特徴に着眼し，衝突時により部材が細分化されることをねらって，従来〔Fig. 3 (a)〕の厚肉構造に対し，断面内に十字リブを配置した〔Fig. 3 (b)〕薄肉構造を採用した．

この構造は，シリコン製のマンドレルにリブ部の積層をおこない，外周部を積層した外型をその上から被せて一体内圧成型をおこなうことにより成立した．

28%の軽量化を達成してレース適用され，年ごとの空力形状に合わせ，設計を進化させながら採用された．

2.3. ロールフープの開発

ロールフープは車体がロールオーバーした際にドライバの頭を守ると共に，エンジンへの空気取り入れ口の面積を確保し，車体の後部に対して空力的に良好な外形形状とすることが求められる．

これらの要件を満たしながら肉厚を下げて軽量化を図るため，前から見た時に五角形となる形状を採用した．この構造においては，五角形の直線部をレギュレーションで規定されているように荷重方向に対し垂直に設定した．この垂直部分に耐力を持たせて変形を抑えることにより肉厚を下げ，要件を達成するロールフープの開発に成功した(Fig. 4)．

これにより従来比18% 軽量化したロールフープをレース適用できた．さらにモノコックが切り替わるタイミングで，モノコック接続部の形状と併せて見直し，16%の軽量化が達成された．

エンジンの開発が進み，開口部の面積を小さくすることが可能となったのを機に，次のステップとしてロールフープの断面積を大きく取ってさらなる軽量化を図ることを考えた．Fig. 5に示すように，荷重を面で受けとめた上で，大きくなった断面の形状剛性を活かし，軽量コア(ロハセル材)を用いて軽量化をおこなった．過去の実績を用いた簡易的な検討で積層の当たり付けをした上で，非線形解析ツールによる破壊進展解析で最大荷重を予測して設計をおこなった．構造体全体に効率的に荷重を分散させることで，レギュレーション規定の荷重を受けても破壊しない構造ができた．

これにより約 20%の軽量化を実現しレース適用した．

2.4. エンジンカバーの開発

エンジンカバー(Fig. 6)のような外装部品に対しては，空力的な機能を実現しながら最大限の軽量化をすることが求められる．そのために，部品形状により必要な剛性が確保できる限り，最低限の積層のサンドイッチ構造を採用する．

このサンドイッチ構造の内側および外側表皮を成すCFRP材料の極薄化をおこなうことで，さらなる軽量化を図った．これは材料サプライヤと共同開発した新材料を用いたり，軽量樹脂を適用したりすることにより達成した．この新材料は，束ねた炭素繊維を平らに薄く延ばしてから平織りにし，樹脂を含浸してプリプレグとした開繊材という材料で，通常の材料に対し半分以下の成形後肉厚を実現した．

これによりエンジンカバーは，予選専用仕様において

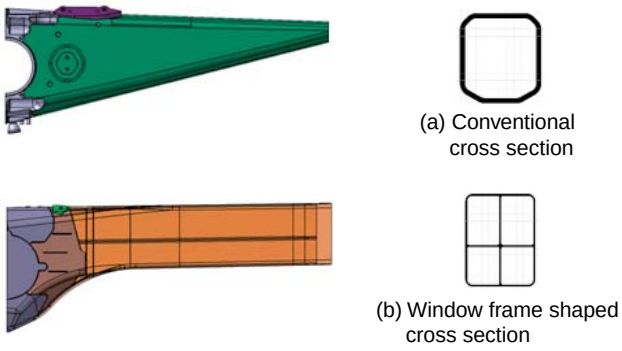


Fig. 3　Rear impact structure

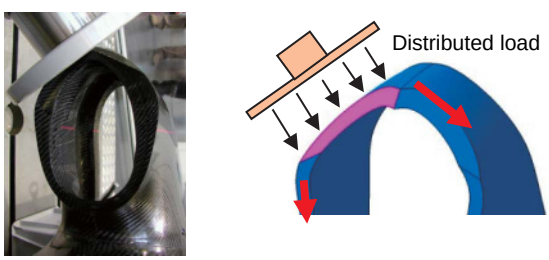


Fig. 4　Pentagonal rollhoop

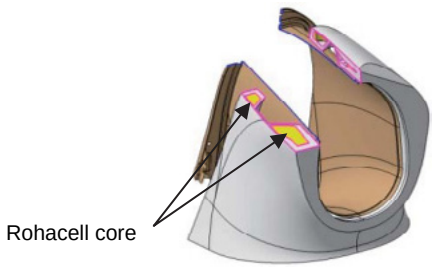


Fig. 5　Rollhoop structure



Fig. 6　Engine cover

60%もの軽量化に成功した．耐久性との両立を図るため使用部位を工夫して，レース仕様についても開繊材料の適用をおこなった．

この開繊材料はその後もさまざまな外装部品の積層に採用され，車体の非構造部品の軽量化に大きく貢献した．

2.5. モノコックの開発

車体剛性が運動性能に対してどのようにして寄与しているのかを明らかにすることは，大きな課題であった．エンジンの上に付くエアボックスを剛性部材とし，パワートレインと車体との締結剛性を向上させ運動性能向上を図ったが，運動性能の向上を確認することはできなかった．

そこで，運動性能における剛性寄与度は，全体剛性よりサスペンション取り付け部の局部剛性の影響が高いと仮定し，局部剛性同等という制約のみにすることで，モノコックの軽量化を図った．

軽量化に用いた手段を Fig. 7 に示す．

－全体ねじり剛性については20%の低下を許容することにより補強材料を削除した．

－独自に開発したサイドパネル材料の適用した．

局部剛性評価手法は量産車の開発で採用している評価手法を用いて仕様検討をおこない，Fig. 8に示すようにサスペンション取り付け部を補強した．従来比6.5%の軽量化と 2 mm の重心高ダウンの実現可能性を見出した．

この仕様にて，実走テストで従来仕様との比較をおこない，その結果全体ねじり剛性が低下していても，サスペンション取り付け剛性が確保されれば操縦安定性への影響がほぼ無いことを確認し，この仕様を反映したモノコックをその翌年にレース適用した．

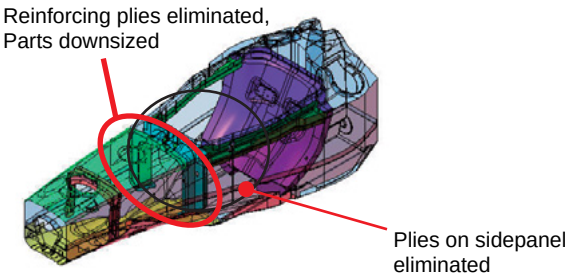


Fig. 7　Weight reduction method

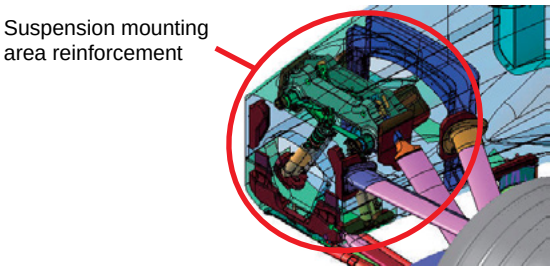


Fig. 8　Reinforcement method

3．機能部品の軽量化と高剛性化

サスペンション，ステアリング，アクスル，ブレーキ，フューエル，ラジエータ，エキゾーストパイプの機能部品の軽量化と高剛性化について述べる．

これらの部品開発では，サスペンションジオメトリ適正化によるタイヤパフォーマンスの最大化，スプリング，ダンパ系チューニングによる接地荷重コントロール，パワーステアリングアシスト特性の適正化，ステアリング可変ギヤレシオ，ダイナモを活用したブレーキクーリング技術開発，フューエルスロッシングの低減等，車両運動性能を向上させる部品性能を追求した．

一方で，重量が規定された F1 車両においては，低重心化とバラストによる前後重量配分自由度向上に寄与するために部品の軽量化も重要であった．我々はその両立という課題を，常に目標を定めながら推進した．

本章ではこれらの部品について幾つかの事例を紹介する．

3.1. サスペンション部品の開発

3.1.1. アンチロールバーの開発

サスペンションシステムの概略図を Fig. 9 および Fig. 10 に示す．アンチロールバーはロール時のみ作用するス

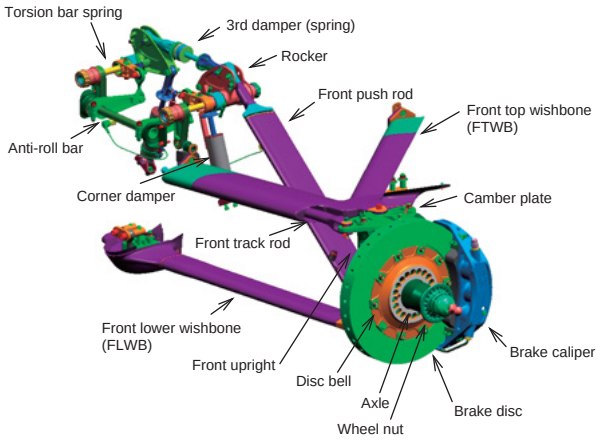


Fig. 9　Front suspension system (2003)

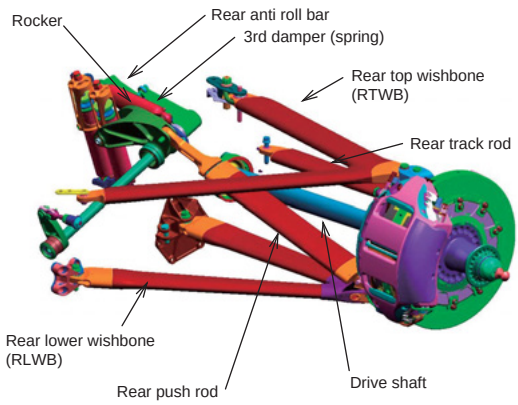


Fig. 10　Rear suspension system (2003)

プリングで，旋回時のロール量を制御すると共に前後ロール剛性バランスを決定する重要な部品である．従来構造は Fig. 9 に示すようにロッカアームよりリンクを介しトーションバーを作用させる構造で，逆相(ロール)時は，左右のリンクがトーションバーを作用させる方向に動き反力を発生させる機構であった．これに対し，Fig. 11 に示すように左右の板ばねを両端スフェリカルジョイントのリンクで結合する構造に変更した．この構造においては，逆相時のみ板ばねに曲げ力が発生し一次曲げモードにて変形することで，従来構造と同等の仕事をさせることが可能となった．機構のシンプル化により，軽量化とスペース効率の向上を達成できた．

3.1.2. ホイールの開発

ホイールに求められる性能は，ばね下重量と回転慣性損失エネルギーを最小化するため軽量であること，またタイヤ入力に対し，高剛性であることが挙げられる．しかしながら，軽量化と高剛性をどこでバランスさせれば良いかは明確になっておらず，まずは，ウェイトを犠牲にせずに形状や材料置換で剛性を向上させる手段を選択し開発をおこなってきた．

その後，台上テストによってサスペンション各部品のキャンバ剛性寄与率を調査したところ，ホイール変形の影響があることがわかった．ウェイトを多少犠牲にしてでも，キャンバ剛性を向上させ対地キャンバを改善することでラップタイムに取り分があると判断し，ホイール単体としては 80%のキャンバ剛性アップを目標に掲げ開発をおこなった．トポロジー最適化手法を用いてスポーク部分の検討をおこない，Fig. 12 (a) の形状を Fig. 12 (b) のように変更した．重量比剛性 56%向上を達成し，10%程度の重量増で目標に到達した．これは，実走テストにおいてリヤ横力の増加およびリヤスタビリティの向上できることが確認できたためレース投入された．

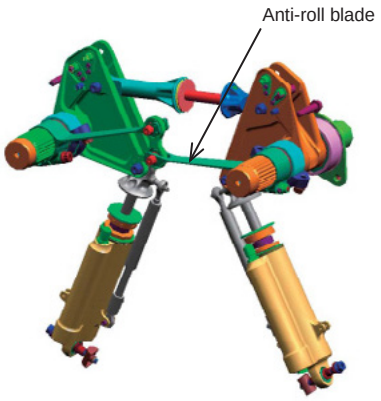
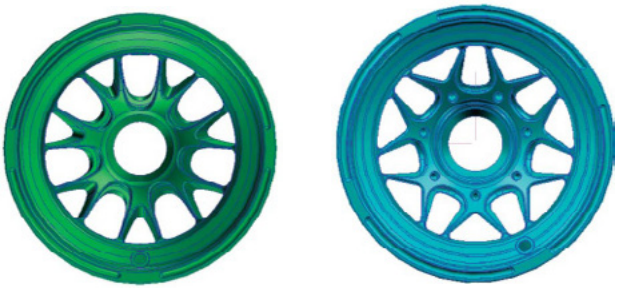


Fig. 11　Front anti-roll blade



(a) Before optimization　　(b) After optimization

Fig. 12　Wheel spoke topology optimization

3.2. ブレーキ部品の開発

ブレーキは初期制動力，制動力の安定性，ドラッグの低減をいかに高次元でバランスさせるかを課題とし開発をおこなった．その中において，キャリパボデーの軽量化を試みた．キャリパボデーの素材は，レギュレーションでヤング率 80 GPa以下の材料と定められており，実質的にアルミ合金に限定されている．アルミ合金の中でも，耐久性(高疲労特性)，低密度，高剛性，高比強度，耐熱強度に優れるA2099材を選択した．キャリパボデーは，ペダルタッチを確保するための液圧剛性が重要であるため，剛性バランスを考慮してセンタブリッジ形状を見直し，シリンダまわりの駄肉を取り除くことで６%の軽量化に成功した(Fig. 13)．

3.3. ウォータラジエータの開発

F1には，ラジエータとして，ウォータラジエータと，オイルラジエータが搭載されている．ウォータラジエータには，量産車と同じく，エンジン冷却水の放熱をおこない，エンジン効率の高い温度領域にする役目がある．冷却水には，圧力が掛けられており，沸点を上げると共に，キャビテーション防止が図られている．現在の F1 では，レギュレーションにて，3.75 barで開放されるプレッシャーリリーフバルブを設けることが規定されており，そのバルブ本体もFIAから支給されている．

圧力の上限が規定されていること，液側放熱面積の影響が小さいことから，まず軽量化を目的として，ラジエータの中でもウォータラジエータ側の開発をおこなった(Fig. 14)．当初は，耐久性を犠牲にしても，軽量化を優先するために，予選専用として開発をスタートした．2001年より適用し始め，その後レース適用のための改良を重ね2006年より全戦にレース投入された．圧力が規定されているとはいえ，量産車に比べ約４倍もの圧力を受けるため，積み重ねたチュー



Fig. 13　Brake caliper

ブの外側は最も変形が大きくなり応力が高くなる．初期型のウォータラジエータは，空気側伝熱面積よりも放熱性能面において寄与の低い水側の伝熱面積に着目し，インナフィンを廃止し，エンジン側から伝わる力や，水圧によるチューブ一本一本の膨張は外枠で押さえ込む形を取った．部分的に応力が高くなる部位のチューブは肉厚を上げ，また耐圧性を考慮しながらフィンの薄肉化等も盛り込んだ．ベースのオリジナル仕様に対し小型化し，性能を約９％上げた上で，37%の軽量化に成功した．しかし，その構造では，空力性能を上げた車体パッケージングを進める中で限界が有り，その後専用チューブの開発をおこなった．ピッチングタフネス向上を視野に入れたルーバフィンの採用もおこない，形状自由度の向上と，高耐久性化を図ると共に，さらなる約７％の軽量化，約4.4%の放熱性能向上が達成された．また，水側の境界層の発達をチューニングし，案別としてさらに放熱性能約８％向上する仕様も適用できるようになっていた．材料は，熱伝導率が高い銅での検討もおこなったが，重量の観点から，アルミが採用された．

3.4. チタンエキゾーストの開発

エキゾーストパイプの素材に対する要求は，高温強度，高温耐酸化性，高温疲労強度，低線膨張係数である．エキゾーストは，排気流れにより均一にならない温度分布やエンジン回転数に対する共振による影響も加味された耐久性の解析もおこない，設計がされていた．とはいえ，排気は最高1100 ℃と高温となるため，使用できる材料にも制限が有り，一般的には Inconel が使われている．

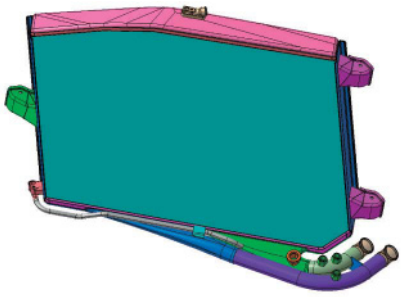


Fig. 14　Water radiator

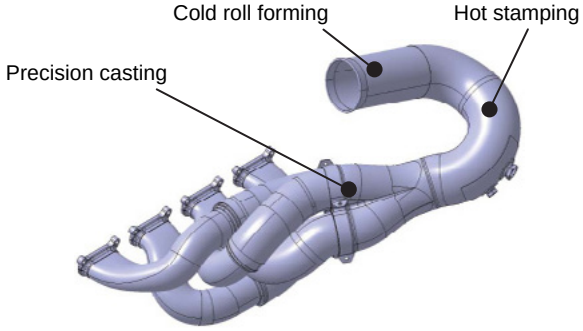


Fig. 15　Titanium exhaust

チタンエキゾーストは，密度 8.5 g/cm³ の Inconel に対し，密度 4.4 g/cm³ と，約半分の低比重である Ti 合金を適用し，約30%の軽量化を目指して開発がおこなわれた(Fig. 15)．Tiは，高温で酸化してしまうため，耐酸化処理の開発が重要な要素となった．耐酸化用表面処理として，アルミメッキを部品に施した後に，アルミとアルミナの粉中に埋める NCC 処理が適用された．この表面処理では，Ti 母材表層に Ti-Al の合金層を均一に生成することが可能であり，高温では酸素とアルミが優先的に反応するため，母材強度を維持することが可能となった．また，表面処理としては，他にも差込部の耐摩耗性向上も必要であり，部位に合わせて，ニッケルクロム系の処理が施された．また，エキゾーストは，排気流れ等により温度分布が異なるため，同じTi系でも部位により適用を変え，製造面も含めた高効率化が図られた．

実走テストにて 600 km 以上の耐久性が確認されたが，必要要件すべてを満たすまで行かずレース投入に至らなかった．

3.5. カーボン／カーボン(CC)エキゾーストの開発

先のチタンエキゾーストも主として材料置換による軽量化を目的として推進されたが，さらなる軽量化として，密度 1.6 g/cm³ の CC，つまり，カーボン製のエキゾーストの開発がおこなわれた．良く知られているカーボンは，樹脂により炭素繊維を固めた構造であるが，CCは，炭素繊維を炭素で固めた炭素複合材である．つまり，CCエキゾーストは炭で造られたエキゾーストである．予選で使用されることを目指し，25 ラップの耐久性を目標とした開発がスタートした．

ステップとして，まず，コレクターとテール部分，そして最終的にはプライマリーを含めたすべてを CC エキゾーストにし，約39%の軽量化が目標に置かれた．また，従来のエキゾーストパイプは，Inconelの板材を溶接で繋ぎ製作されている．そのため，板厚を細かく設定することが困難であり，生技性と耐久性上でどうしても無駄な部材が存在する．CCエキゾーストは，型により製作されるため，無駄の無い板厚設定が可能であり，途中断面も形状自由度が高く，最終仕様では，車体の空力特性を向上できるコンパクトなレイアウトでの提示を目指していた．

コレクターとテール部分のみを CC にするステップ１では，金属に比べ，線膨張係数が格段に低い CC と，プライマリーの材料である Inconel との間に，エンジンの高回転時に隙間が開き，燃焼空燃比が安定しないという課題が発生し，高温時にできる隙間を埋めるガスケットの開発もおこなわれた．炭は，耐熱性は高いが耐酸化性が低く，そのままでは燃えて無くなってしまうため，酸化を防ぐための表面のコーティングの開発が重要な要素となる．最終的には，４層からなるコーティングにより 900 ℃ ３時間の表面耐酸

化性を確保することに成功し，エンジンベンチテストにおいても当初の目標を上回る 30 ラップの耐久性が確認され，同時に製造期間短縮も図られたが，予選専用での適用が不可能になったこともあり，開発を休止した．

４．まとめ

F1 はレギュレーションにて最低重量がドライバ込みで 605 kg に規定されていることもあり，軽量化は車両絶対重量の低減ではなく，軽量化取り分をバラストに置換えることにより重心高を下げる，ウェイトを車体中央に集中させる，前後重量配分調整範囲を拡大する，といった運動性能向上つまり車体競争力向上に貢献するものである．

また材料に関してもレギュレーションで細かく規定されているため，単なる材料置換による軽量化には限度があり，求められる機能と性能を理解したうえでの構造変更等のアプローチが必要であった．

（1）重心高低減という観点では特に車両重心よりも高い位置にある部品の軽量化が効果的であり，ロールフープ，エンジンカバー，ウォーターラジエータ，エキゾーストパイプ等で達成した．

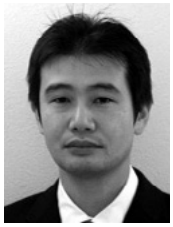
（2）回頭性向上(Z 軸周りモーメント(Izz)削減)という観点では前後輪からオーバーハングした部品の軽量化が効果的であり，フロントノーズ，リヤインパクトストラクチャ等で達成した．

（3）運動性能向上という観点ではサスペンション部品などのバネ下重量の軽減により効果をあげた．対象部品はブレーキキャリパー，アンチロールバー，ホイール等である．以上の部品では軽量化だけではなく高剛性化および機能向上も達成した．

（4）またモノコックに関しては剛性の最適化の観点を盛り込んだ上で軽量化を達成した．

このように，F1 車体の軽量化に関する開発をおこない，一定の成果を上げることができた．軽量化に対して不断の開発をおこなうと共に，サーキットラップタイムに対してより高い寄与を目指し，この中で生まれたアイデアを用いて機能の向上にもつなげていくということが，今後の開発の方向性であり課題であった．

■著　者■



渡辺　創



岩井　淳



廣政直紀



海老澤輝一



種子田和宏

F1車体における計測解析技術

Measurement and Analysis Techniques for Formula One Chassis Development

滋江秀明* Hideaki SHIBUE
鈴木朋和* Tomokazu SUZUKI
浦木護* Mamoru URAKI
井田玲裕* Akihiro IDA
坪内淳志* Atsushi TSUBOUCHI
木滝泰隆* Yasutaka KITAKI

要　旨

F1における車両運動性能の開発において，車体データの計測と解析は開発の基礎を成すものである．計測と解析によって得られる情報が，車両開発のコンセプト作りからレースマネージメントに至るあらゆる段階に活用されている．本稿では，F1車体における計測システムと各種センサ，他車性能計測技術，これらの情報を運動性能の開発に結び付けるためのデータ解析技術と運動性能指標について説明する．

ABSTRACT

Measurement and analysis of chassis data forms the foundation of Formula One vehicle dynamics development. Information obtained by measurement and analysis is used in every stage, from creation of vehicle development concepts to race management. This paper describes the measurement systems and various sensors in a Formula One chassis, techniques used to measure the performance of other vehicles, and the data analysis techniques and dynamic performance indices used to link the obtained information to vehicle dynamics development.

１．まえがき

F1における車両運動性能の開発が量産車のそれと決定的に異なるのは，技術者が自らハンドルを握ることができない点である．このため，運動性能における課題を把握し，対策の効果を確認するといった作業を正確かつ迅速におこなうために，高いレベルの計測技術や解析技術が要求される．特にタイヤ性能を最大限に引き出すという観点から，車体に多種多様なセンサを搭載し，常時計測している．これらの情報はテレメトリシステムと自動データ解析システムによってほぼリアルタイムで解析され，走行中に次の走行の車両セットアップを決定するのに貢献している．また，解析作業にシミュレーション技術を融合させることによって，さらに詳しい現象の把握や，対策効果の事前予測が可能となる．以下に，F1車体における計測システムと各種センサ，他車性能計測技術，これらの情報を運動性能の開発に結び付けるためのデータ解析技術と運動性能指標について説明する．

２．計測システム

2.1. 計測システムの概要

サーキットを走行してデータを収集し，これを解析して対策を施すという作業は，F1の車両運動性能の開発における重要なサイクルである．このサイクルを短時間に精度良く繰り返すため，F1車体には高度な計測システムが車体の設計段階から造り込まれている．その意味では，F1車体はそれ自体が一つの計測装置であるともいえる．性能を最優先するレースにおいても60種類のセンサを搭載し，チャンネル数は 100 近くに達する．データ収集がより重視される

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_25

テストではさらに多くのセンサが搭載され，チャンネル数は 170 にも及ぶ．また，動画を録画するためのビデオカメラとレコーダが搭載され，用途に応じてドライバ操作，走行ライン，タイヤ温度の赤外線映像，気流の流れなどの映像が計測データと同期して記録される．

Fig. 1 に計測解析システムの概要を示す．センサ信号はまず車載の ECU 内で処理され，データロガーに記録される．また一部の性能評価指標も ECU 内でリアルタイムに計算され，センサデータと共に記録される．これらのデータの一部はリアルタイムテレメトリを通じてピットへ転送され，サーバ上で即時かつ連続処理される（vTagServer：VTS）．この際，性能指標値も同時に算出されるので，エンジニアは車両がピットへ戻る前に解析結果を得られ，次のセットアップ変更を検討できる．このリアルタイムデータはネットワーク配信され，ピット内はもちろん，インターネット接続されたチームファクトリーなどの拠点で多くのメンバが同時に利用できる．

車両がピットへ戻ると，データロガーに記録されたすべてのデータがピットのサーバへダウンロードされる．直ちに，自動データ解析システム（VAP）が起動し，数分の内に詳細な解析データをサーバ上に生成する．このデータは約 2500 の項目，最大 10 kHz のサンプリングレートで車両の状態を記録したものとなり，データの容量は 1 走行あたり数百 MB から数 GB に達する．サーバには実走データ以外にも，走行に関するほぼすべての情報（各車のラップタイム，セットアップ情報，ドライバコメントと無線の音声，気象および路面コンディション情報，メンバ間の作業指示および連絡の履歴，トラブル情報，シミュレーションの解析結果など）も一元管理される．

データはチームファクトリー（HRF）および四輪 R&D センター栃木（HGT）のサーバにも転送され，各極の技術者は場所と環境の制約無く同じ情報基盤の上でデータを共有しながら開発を進めることができる．

F1 ではレースと実走テストを合わせると，年間 125 日ほどの走行をおこなう（2008 年実績）．一日あたり 200 ラップにおよぶ走行データが記録されることもあり，膨大な計測データの精度と信頼性を高め，これを維持することが求められる．一方，車体は極限までスリム化，軽量化，低重心化されており，利用できる重量やスペースが限られている．また，車体に剛結されたエンジンは 200 G を越える振動を発生させ，排気の熱は1000 ℃近くになる．このため，高精度に加えて，小型軽量化，高耐久化のニーズに対応するため，オリジナルセンサや新計測手法の開発に取り組んでいる．以下にそれらの具体例を紹介する．

2.2. Strain Gauged Wheel（SGW）

高精度かつ省スペース形状で，高い汎用搭載性を満足するF1車両用タイヤ６分力計ホイール（SGW）を開発した．従来の有線式（Fig. 2）に対し，軽量で空力影響の少ない無線方式を採用しており，搭載による空力影響の低減と搭載準備時間の短縮をはかり，限られたテスト走行において有用なタイヤデータを採取することが可能となった（Fig. 3）．

タイヤに発生する力は，ホイールに内蔵された４対のブリッジ回路（４ゲージ法）構成によるひずみセンサ式ロードセルによって計測される．さらにホイールディスク面に，計測値処理ボックス，回転角度演算ボックス，バッテリーボックス，データを車体に設置された行列演算器（MCB）へ無線

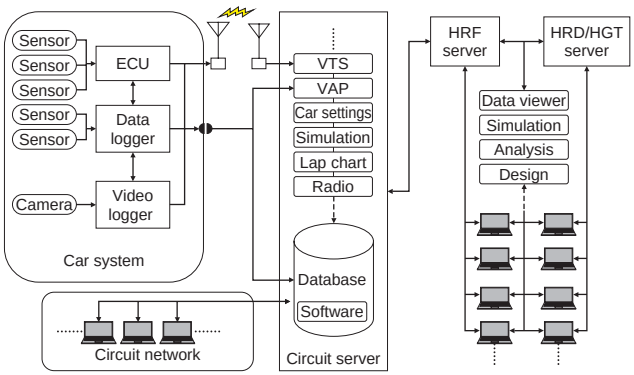


Fig. 1　Measurement and analysis system

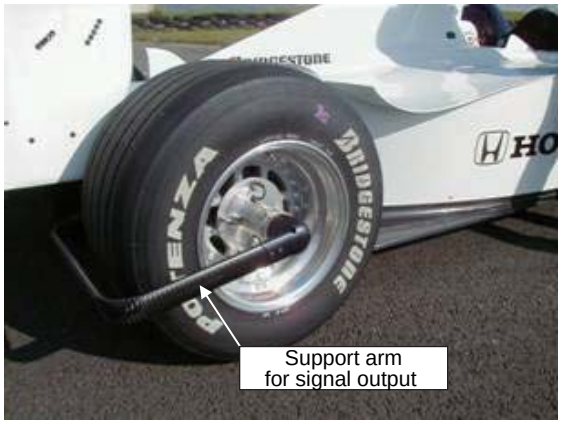


Fig. 2　Conventional SGW

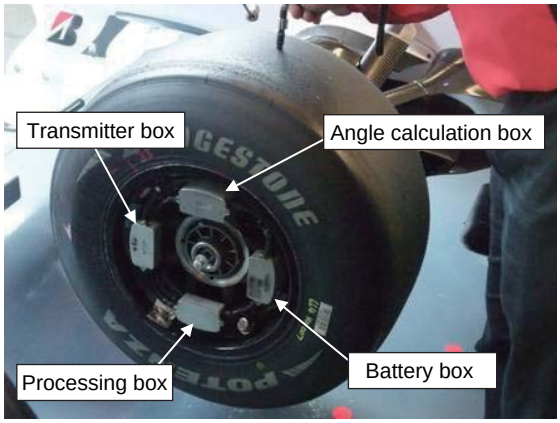


Fig. 3　Wireless SGW

送信するトランスミッタボックスを搭載している．車体側で受信されたデータは，MCB内での行列演算，回転角度補正，温度補正の処理をへてタイヤ6分力となり，車体ロガーへ CAN 送信される．

最高速度 360 km/h，最高温度 120 ℃の使用環境下において，最大荷重 30 kN，曲げモーメント 4000 Nm までの測定が可能であり，F1車両の限界走行状態でのタイヤ力測定をカバーする．特に 700 ℃以上の高温となるブレーキまわりからの熱は，ひずみセンサを含む電子構成部品の温度特性に影響し，計測精度低下の要因となる．そこで，温度補正ロジックとそのキャリブレーション方法を確立することで熱による特性変化の課題を解決している．

2.3. Tyre Bulk Temperature Sensor(TBTS)および Tyre Internal Surface Temperature Sensor(TIST)

F1タイヤは温度，荷重，スリップ量，摩耗量などを精密にコントロールすることでその性能が発揮される．中でもタイヤ内部(構造部)の温度は最も重要なコントロール要素の一つである．従来から走行中のタイヤ表面温度を測定，管理することは一般的であったが，タイヤ内部の温度については停車中のプローブよる測定が中心であった．乗用車やトラックなどのタイヤは，トレッドゴムの一部に穴をあけて測温素子を埋め込むことで走行中の温度を測定できるが，F1タイヤはトレッドゴムの厚さが数ミリと薄い上，高荷重かつ高速で回転するため同様の方法が適用できない．そこで，タイヤ製造時にトレッドゴム内に素子を埋め込むTBTS(Fig. 4)と，タイヤ内側の表面に素子を貼り付ける TIST(Fig. 5)の二つのタイプのセンサを開発した．回転するタイヤからデータを取得するために，コンパクトな多チャンネルテレメトリシステムをあわせて開発し，レーシングスピードでの計測を可能とした．

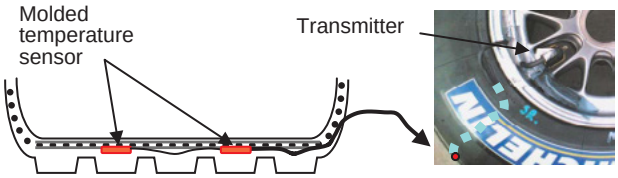


Fig. 4　Tire bulk temperature sensor (TBTS)

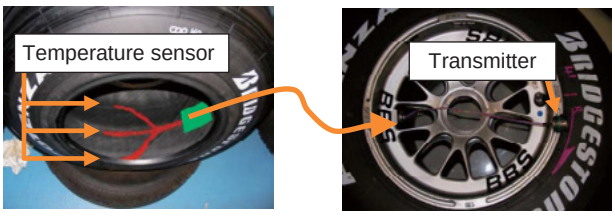


Fig. 5　Tire internal surface temperature sensor (TIST)

2.4. 多点タイヤ温度センサおよび車載サーマルカメラ

F1タイヤの性能を持続的に引き出すためには，タイヤ接地面内の圧力分布を適正にすることも重要である．実走中のタイヤ表面の温度分布を測定すると，圧力分布によるタイヤへの負荷を推測できることから，複数のポイントを同時に計測できる赤外線タイヤ温度センサを開発した(Fig. 6)．まず，グルーブドタイヤ(５本リブ)への対応として多点サーモパイルを用いた５点センサを開発し，さらに分布測定の分解能向上のため８点，16 点センサへと発展させた．

これと並行して車載赤外線カメラによるタイヤ表面温度計測手法を開発した．通常はテレビ放送用のビデオカメラが装着されるロールフープ上に小型赤外線カメラを設置して，４面ミラーを通して４本のタイヤの温度画像を撮影するものである(Fig. 7)． 複数のカメラをそれぞれのタイヤに向けて装着する方法もあるが，ミラー方式のメリットは，軽量，コンパクトであることに加えて，４輪が同一のキャリブレーションで撮影されることによるデータ品質の高さにある．撮影された温度画像は，それ自体がタイヤ温度分布を評価する上で有用な情報であるが，独自に開発したソフトウェアで画像解析し，温度分布データに変換することで，さらに多くの情報を引き出すことができる．

2.5. Strain Gauged Suspension(SGS)

実走中のタイヤに発生する力を直接測定するSGWは，運動性能の評価をおこなう実走テストでは有効であるが，重

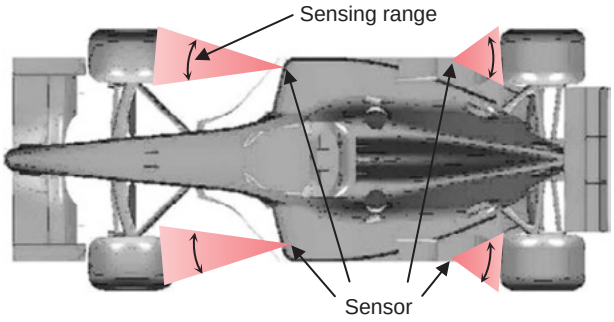


Fig. 6　Multiple tire surface temperature sensor

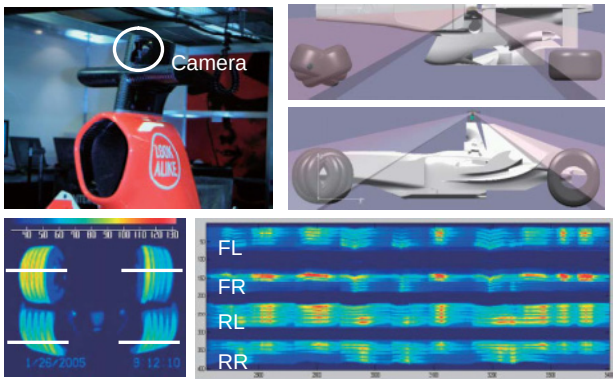


Fig. 7　On-car thermal camera

量の増加やホイールの特殊形状による空力的影響が排除できないことから，使用はテストに限られている．つまり，計測システムのレースへの適用は極力車両運動性能に影響を与えないことが条件になる．そこで，サスペンションアームの荷重からタイヤ６分力を算出することをコンセプトとした SGS の開発を推進した(Fig. 8)．

F1のサスペンションはダブルウィッシュボーン形式であるが，基本的には各アームを１本ずつの直線リンクとみなし，プッシュロッドを含めた各軸力の合力からタイヤ６分力を算出することが可能である．すなわち，タイヤ６分力に対するサスペンションアーム軸力の関係を表す分力行列をあらかじめ FEM や台上テストで求めておき，走行中に測定された軸力にこの分力行列の逆行列を掛けることでタイヤ６分力を求める．実現に向けては，直線リンクではないAアームの扱いやフレクシャージョイントによる曲げ応力，転舵およびサスペンションストロークによる分力行列の変化，温度や振動の影響などに対応する技術が必要である．

2.6. ウィングロードセル

空力開発上の必要から，プッシュロッド荷重によるトータルダウンフォースの推定とは別に，ウィングなどのコンポーネントに発生する力を直接計測するウィングロードセルを開発した．開発の要件として，空力特性に影響を与えない形状であることに加え，頻繁にアップデートされる空力開発に対応するため，ウィングとロードセルが分離できる構造であることが求められる．

フロントウィングについてはピラーの一部をロードセルとする方法を採用した(Fig. 9)．リヤについては，ロードセルをリヤインパクトストラクチャーの内部に組み込み，ブリッジを介してリヤウィングピラーをリヤインパクトストラクチャーで支持する構造とした(Fig. 10)．

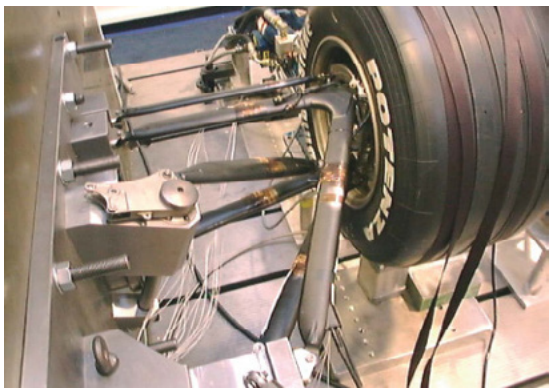


Fig. 8　Strain gauged suspension (SGS)

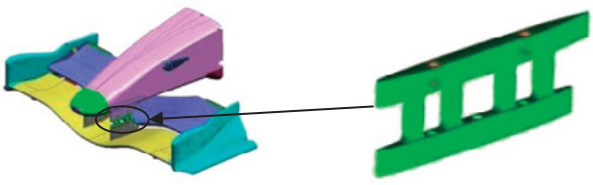


Fig. 9　Front wing load cell

2.7. 台上テストにおける計測技術

F1車体の開発においては，実走テストに加えて，台上テストも多く活用されている．不確定要素の少ない安定した環境下でのテストは，実走では得られない詳細かつ精密な情報の取得を可能にする．特に，実走では計測できないタイヤ接地圧分布のようなデータを台上テストで得ることによって，運動性能のメカニズム理解が深まる．

CPE(Contact Patch Evaluation)システムは，前後力および横力が働いた状態でのタイヤ接地圧分布を台上テストで計測するシステムとして開発された．センサシートは圧縮には強いが，せん断方向に弱いため，保護プレート(板厚 0.1 mm の SUS 材)を被せ，その上に滑り止めのシートを貼って使用する(Fig. 11)．これを DVS (Dynamic Vehicle Simulator)などの台上試験機と組み合わせることで，タイヤを路面に対して適切に接地させるという観点から，サスペンション動特性や車両セットアップの定量的評価をおこなうことができる(Fig. 12)．

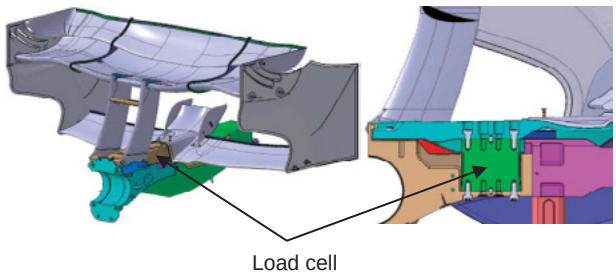


Fig. 10　Rear wing load cell

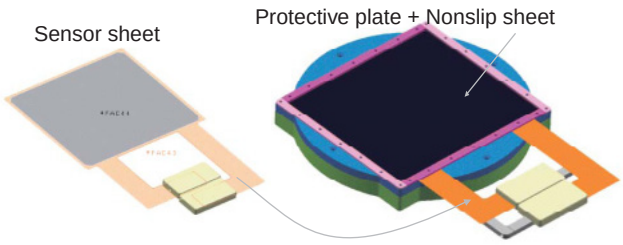


Fig. 11　CPE sensor

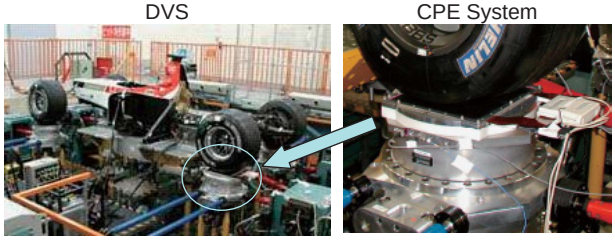


Fig. 12　CPE system on DVS

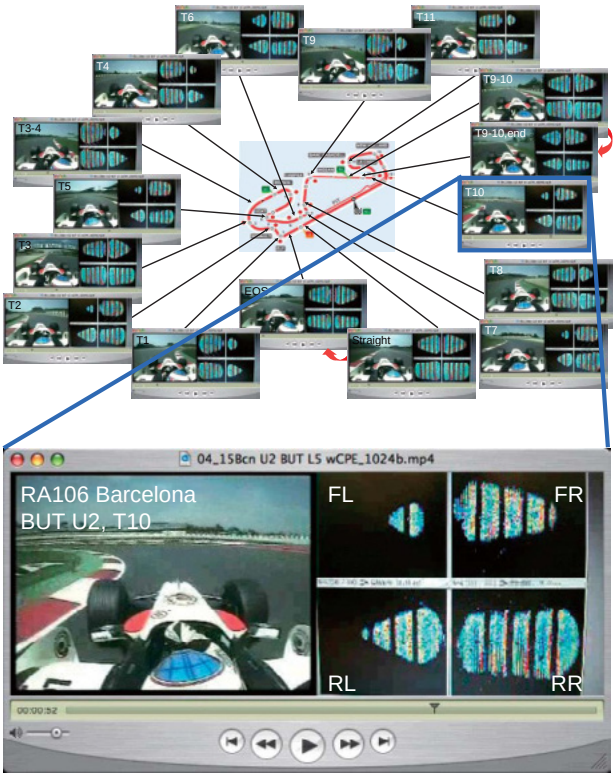


Fig. 13　Circuit simulation with CPE

DVSのサーキットシミュレーション機能を用い，刻々と変化する実走中のタイヤ接地圧分布をシミュレートした解析例を Fig. 13 に示す．

3．他車性能計測解析技術

レースにおいて彼我のラップタイム差の要因を知ることは開発の方向性を決定する上で重要である．すべての技術領域で最高のものを独自で創造するのが理想であるが，実際は限りある時間とリソースを効率的に利用するために，自車の弱点を分析し対策の方針を立てることが必要である．量産車の開発と異なり，他車を手に入れて直接比較分析することはできないため，他車に触れることなく彼我の性能差とその要因を分析する技術(1)を独自に開発した．

3.1. 音響解析

2008年のレギュレーション変更によって最高エンジン回転数に制限(19000 rpm)が加えられたが，それ以前は，他車の回転数を知ることはその最高出力を知る目安として重要であった．レースのテレビ中継では車載カメラの映像と同時に音声も放送されており，エンジン音の周波数から回転数を正確に知ることができる．またテレビ中継のないテスト現場においてはパソコンとマイクとスピードガンで音声の録音と速度の測定を同時におこない，エンジン音からドップラー効果を補正して回転数を算出する．このデータにさらに処理を加えることにより，車速線図，ギヤレシオ等を推定できる(Fig. 14)．

3.2. 赤外線サーモグラフィー

重量配分，重心高，サスペンションジオメトリ，セットアップ，空力特性，ドライビングスタイルなどの違いにより，タイヤへの負荷は車両ごとに異なる．その結果，タイヤ表面の温度分布に差が現れる．コースサイドにサーモグラフィーカメラを設置して走行中の各車のタイヤ表面温度を撮影し，その分布の違いを比較することで，各車の特性差を推測できる(Fig. 15)．

3.3. 画像解析

テレビ放送の映像や，デジタルカメラなどで撮影した画像をもとにさまざまな解析が可能である．コーナリングを撮影した画像からタイヤの対地キャンバ角や車体ロール角を推定できる(Fig. 16)．前述のサーモグラフィーの温度データと併せて解析することで，車体特性，サスペンション特性とタイヤの負荷状態の差がわかる．

サーキット走行をビデオ撮影した複数の車両の走行映像を重ね合せて表示することで，車速，ブレーキングポイン

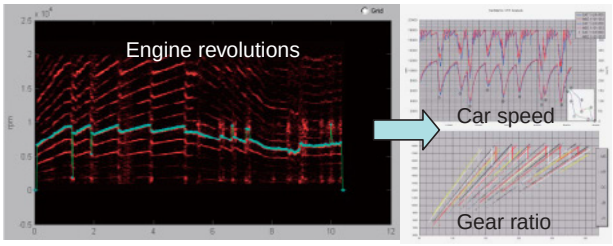


Fig. 14　Acoustic analysis

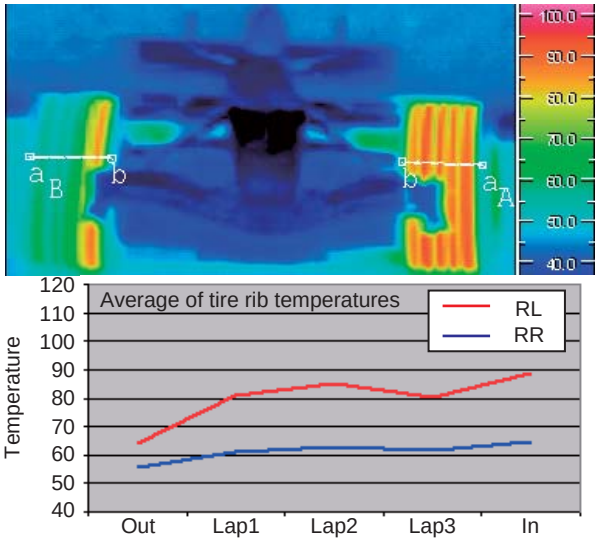


Fig. 15　Infrared thermography

ト，走行ライン，ハンドリング特性などの差を解析できる(Fig. 17)．また画像からその区間における微小なタイム差が算出される．テレビ放送の車載カメラ映像からコース全周にわたるタイム差を算出することも可能である．

3.4. 高速度動画映像解析

通常のビデオよりも高速のシャッタースピードで，フレーム数の多い高速度カメラを使用すると，さまざまな情報が得られる．前後のタイヤの回転角度の差から加速中の駆動輪のスリップ率(トラクションコントロールの性能)を算出することや，タイヤ表面の摩耗状態を観測することが可能である(Fig. 18)．

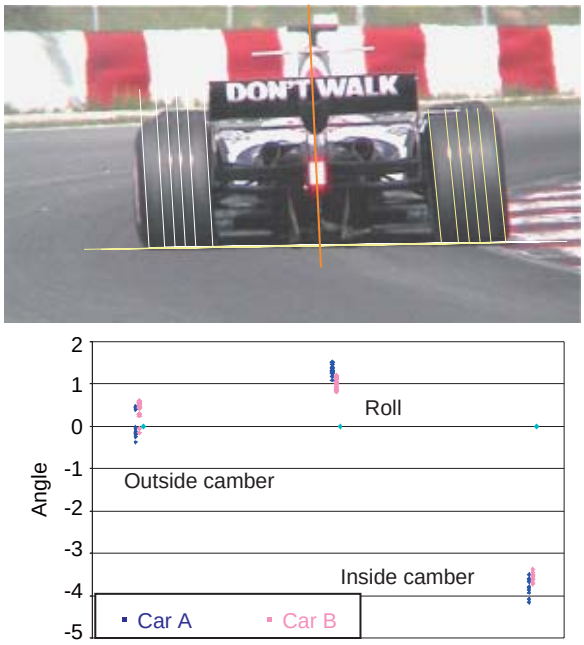


Fig. 16　Image analysis



Fig. 17　Image overlay processing

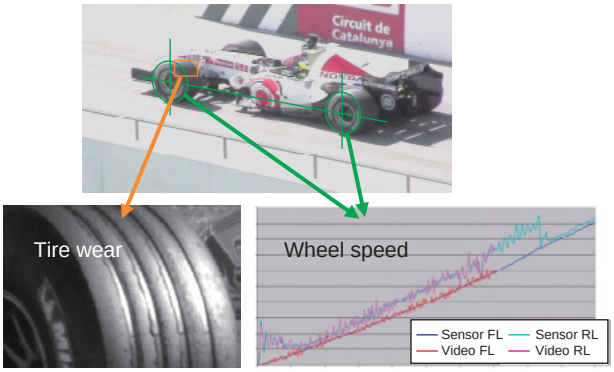


Fig. 18　High speed video analysis

3.5. ３次元モデリング

複数の写真をもとに，空力パーツの形状や，サスペンションジオメトリ等の３次元形状をモデリングする(Fig. 19)．これを CAD 上で比較することで，コンポーネント特性の推定が可能となる．



Fig. 19　Modeling in three dimensions

4．計測データ解析システム

F1の運動性能を解析する上で重要な情報は，走行中の空力特性(ダウンフォースおよびドラッグ)と，タイヤに働く３分力(接地荷重，前後力，横力)である．これらの情報をもとに，空力開発およびタイヤマネージメントの指針，車両セットアップが決定される．しかしながら，直接それらの力を計測するのは困難なため，各種センサデータ，台上試験によるサスペンション特性データ，力学および機構理論を組み合わせた高度な推定をおこなう必要がある．

また，解析上必要な車体性能データの数は 100 を優に超える．迅速な解析を可能にするには，膨大な車体性能データを自動算出するシステムの開発が必須である．そこで，車載センサデータおよびサスペンション特性モデルを用いて主要な運動性能解析を可能とする自動データ解析システムである VAP(Vehicle Analysis Package)，およびこのロジックをテレメトリに対応させてリアルタイム解析を実現するシステムを構築した．

4.1. VAP システムの概要

本節においては主要解析項目であるダウンフォースの計算を例にVAPシステムを紹介する．実走中の空力性能の評価は，これまでダウンフォース計算の制約から直線路一定

車速といったモード走行という限られた条件下でしかおこなえなかった．これに対し，レーシングスピードで走行し，かつ制動，駆動，旋回を含めた全領域での計算を可能とするためには，数十におよぶセンサ値と複雑なモデルを用いる必要がある．Fig. 20にダウンフォースの計算モデルの概要を示す．ダウンフォースは大きく分けて接地荷重と慣性力の二つの計算結果から導かれる．

接地荷重は，主に荷重を分担するプッシュロッド荷重に加えて，ベンドアームによるフレクシャーフォース，サスペンションジオメトリによるジャッキアップフォースから構成される．特にジャッキアップフォースの計算ではサスペンションストロークやタイヤのたわみなども考慮するため，20を超えるセンサ値，サスペンションおよびタイヤ特性モデルの組み合わせで算出される．

慣性力の計算は，制動，駆動や旋回による荷重移動量算出のほか，サーキットコースの上下方向曲率で発生する上下遠心力による接地荷重変化をダウンフォース計算から除去するために必要となる．このため，加速度の計測精度が重要であるとともに，ピッチ角，ロール角や重心高の高精度の計算が必要になる．

計算精度の検証は風洞試験装置や DVS 等の台上試験装置を用いておこなわれる(Fig. 21)．

Fig. 22 に DVS を用いた精度検証結果を示す．実走データを用いてサーキットシミュレーションをおこない，DVS から負荷されるダウンフォースと，VAP の計算結果を比較している．前後とも高い一致を示していることがわかる．

4.2. テレメトリ対応データ解析システムの導入

FIA による 2008 年以降のレギュレーション変更により，MES(McLaren Electronic Systems)製の共通 ECU の導入が義務化された．その ECU の機能の一つにテレメトリデータ解析システム(VTS)がある．

これまでのテレメトリシステムは，車載センサの情報をピットに送信するのが主な機能であったため，走行中の車体に起きる不具合を監視することが主な役割であった．これに対し，運動性能を開発する立場からの強い要望の一つが，「走行時のリアルタイム運動性能解析」であった．現場ではピットに車両が戻ってきてから次の走行に移るまでに，その走行データを解析し，次にどのようなセットアップにするか，どのような走行モードを追加する必要があるか，ということを限られた時間で決定する必要がある．したがって「リアルタイム解析」は運動性能を開発するエンジニアにとってまさに切実な要望であった．

新テレメトリシステムの導入にともない，自動データ解析システムのロジックを SimuLink モデルに移植し，VTS 上で処理することでリアルタイムデータ解析を実現した．さらに VTS はポストプロセスとしても利用可能であり，リアルタイム解析からより詳細の解析へのシームレス環境を実現するため，統合システムの開発が進められている(Fig. 23)．

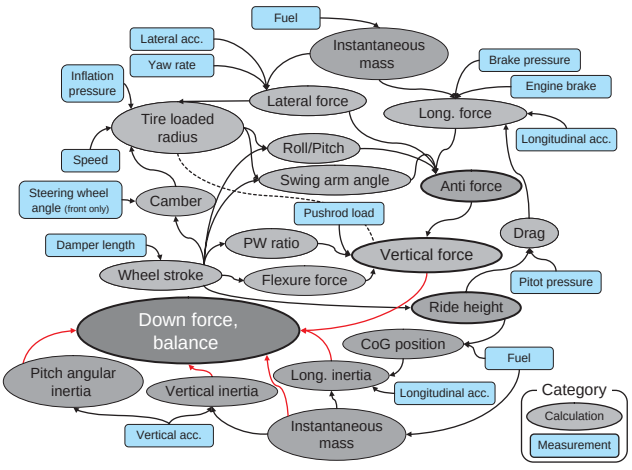


Fig. 20　Overview of down force calculation in VAP

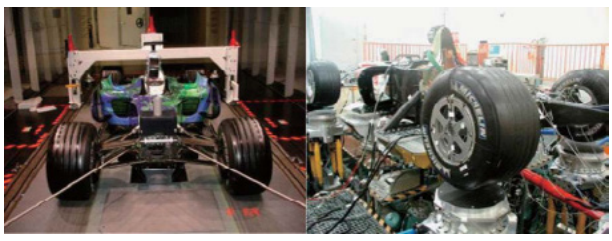


Fig. 21　Correlation test with wind tunnel and DVS

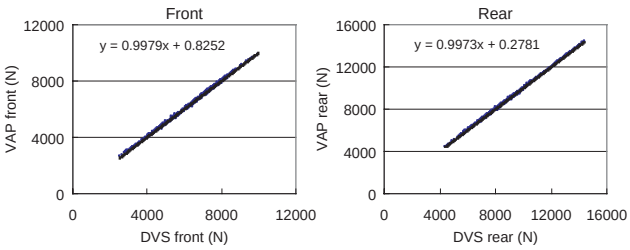


Fig. 22　Correlation test on DVS

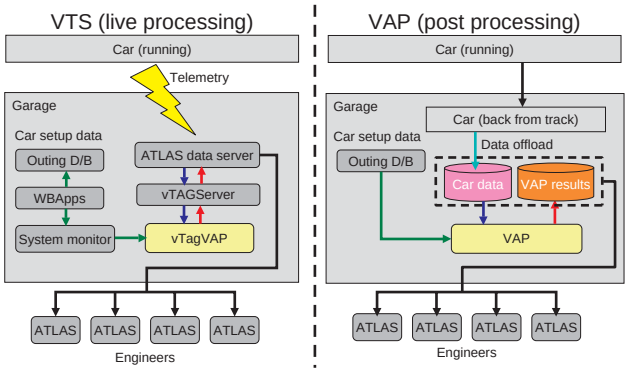


Fig. 23　Overview of live and post processing system

5．車両運動性能の指標化

解析データを車両運動性能として評価し，車両設計やサーキット現場でのセットアップにその結果を活用するためには，性能を表す物理量を抽出し定量的かつシンプルな形で議論できること，すなわち運動性能の指標化が重要である．

運動性能の指標がないと，スピードが要求されるサーキット現場において，複数のセットアップ間での定量的な比較が短時間でおこなえず，ドライバコメントやエンジニアの経験に頼らざるを得なくなる．車両設計においても，運動性能としての目標値やさまざまな設計要素間でのトレードオフを議論する上で，定量的な検討が困難である．

5.1. ブレーキングスタビリティ指標の開発

ブレーキングスタビリティの良い車両は，ブレーキングを遅らせることによって，ラップタイムを短縮できるだけでなく，ブレーキングでのオーバーテイクの可能性を広げる．したがってブレーキングスタビリティは F1 において最も重要な運動性能の一つであるのだが，ドライバの感覚である「ブレーキング中の車両に対するコンフィデンス(信頼性)」として論じられるものの，これを定量的に表現する指標がなかった．そこで運動性能の指標化の一つとして，ブレーキングスタビリティ指標の開発をおこなうこととした．

5.2. ブレーキングスタビリティ指標の候補

ブレーキングスタビリティを表すであろうと考えられる10種類の物理量を指標候補として仮定し，おのおのが指標としてふさわしいかどうかを検証するというアプローチを採った．以下に代表的な指標物理量の候補を示す(Fig. 24)．

(1) 復元ヨーモーメントマージン(MM)

現在の車両状態から仮想的に車体すべり角を増加させていき算出された復元ヨーモーメントの最大値との差分(マージン)によってドライバがコンフィデンスを感じていると仮定する．

(2) 復元ヨーモーメント変化率(dM/dβ)

現在の車両状態での復元ヨーモーメントの車体すべり角に対する感度の大きさがコンフィデンスに影響を与えていると仮定する．

(3) リヤ外輪接地荷重下限線(Fz)

タイヤのグリップ力は高い周波数の接地荷重変動に追従できず，結果として接地荷重の下限線に相当する力しか発揮できないと仮定する．

5.3. 指標の検証

ブレーキングスタビリティが高い車両ほど，安定して強くブレーキを踏むことができ，その結果「区間タイムが向上するはずである」という前提に立つ．スタビリティが変化すると考えられるセットアップ案別の走行をおこない，ブレーキ区間での各物理量と区間タイムの相関解析の結果から，強相関を示す0.7以上の相関係数を持つ物理量を抽出する．また，ブレーキング区間を直線ブレーキ区間と旋回ブレーキ区間に分け，それぞれの区間で相関解析をおこなった．

両者の関係は非線形である可能性もあるので，スピアマンの順位相関係数というノンパラメトリックな解析手法を使用した．また，算出された相関係数が有意であるかどうかを検定するため，「両者には相関がない」という棄却されるべき帰無仮説をたて，5%水準の仮説検定をおこなう．両者に相関がない場合5%の確率でしか得られない相関係数値を計算し，それを超えた相関係数が算出された場合，帰無仮説を棄却して両者に有意な相関があるとした(Fig. 25)．

5.4. テスト方法と検証結果

ブレーキング中のダウンフォース中心(CoP)の推移を変化させたセットアップ案別を設定した．ベースライン(ブレーキング初期からコーナ頂点に向かって，CoP がフロントへ移動する)と，CoPがリヤへ移動しスタビリティが向上すると推測されるセットアップという内容で，二つのサーキットでこれらの実走テストをおこなった(Fig. 26)．

Fig. 27に直線ブレーキ区間での相関係数の解析結果を示す．全候補の内，安定して相関が高かった MM および Fz の結果のみを図示してある．MM は，サーキット1で解析に適したデータの内，有意な相関性が 80.0%のサンプルで現れ，20.0%が強相関を示している．サーキット2では87.5

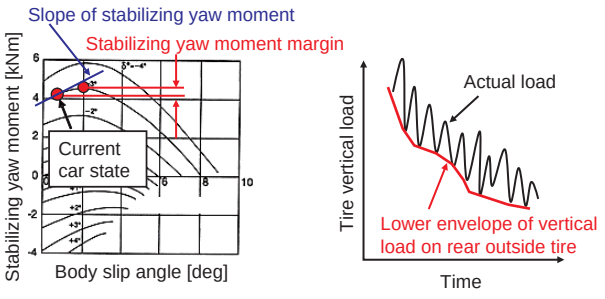


Fig. 24　Candidates for braking stability indices

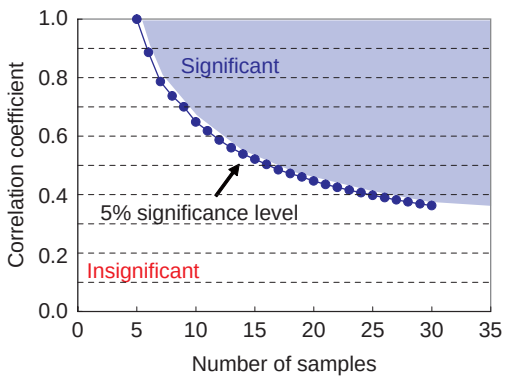


Fig. 25　Significance test for Spearman's rank correlation coefficient

%(強相関は50.0%)となっており，Fzのサーキット1(40.0%，強相関 20.0%)，サーキット2(75%，強相関 25%)の結果を上回っている．直線ブレーキ区間では，MM が指標として適している．

旋回ブレーキ区間では，MM と dM/dβ が他の候補と比べて相関性が高かった(Fig. 28)．しかし，直線ブレーキ区間での MM ほどの安定した高相関には至っておらず，MM は有意な相関がサーキット1で 33.3%(強相関は 33.3%)，サーキット2では66.6%(0.00%)，dM/dβ はサーキット1で 66.6%(33.3%)，サーキット2では 25.0%(8.33%)にとどまっている．

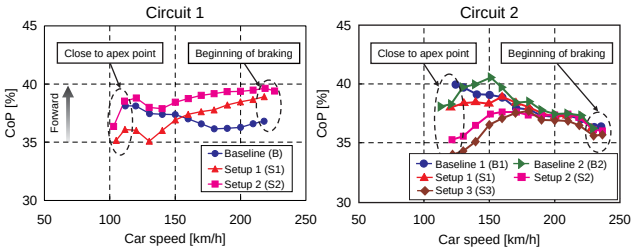


Fig. 26　Setups with different CoP transition in braking

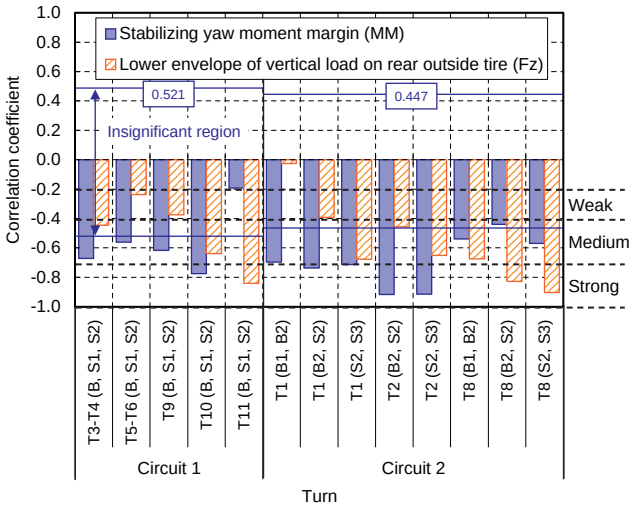


Fig. 27　Correlation analysis in straight braking

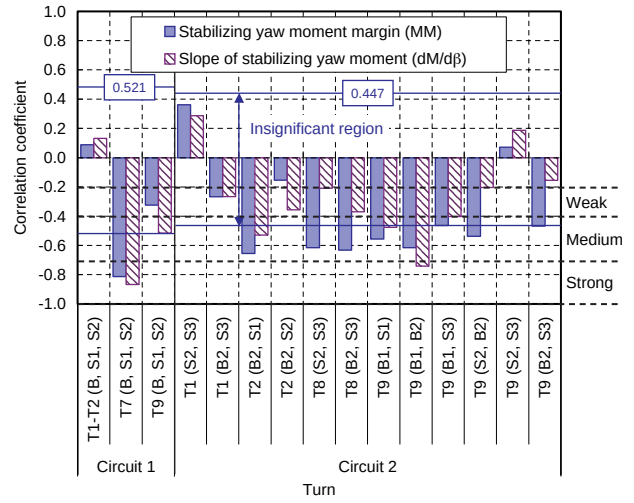


Fig. 28　Correlation analysis in turn-in braking

5.5. 指標化のまとめ

車両設計やセットアップを，エンジニアの経験やドライバの感覚に依存せず科学的かつ定量的に議論するためには，運動性能の指標化が必須である．運動性能には多数の項目があるが，その一つであるブレーキスタビリティについて指標化をおこない，指標となりうる物理量について知見を得ることができた．その他の運動性能項目についても順次指標化をおこなっていくことが必要である．

6．むすび

F1 の予選では，時に 0.1 秒の中に数台がひしめき合うこともある．ラップタイムを 100 秒とすると，わずか 0.1%の性能差を争っているともいえる．速度，加速度，熱，振動といった過酷な環境下においてなお，高い精度の計測，解析が求められるゆえんである．これらの技術がF1にとどまらず，量産車の開発にも積極的に応用されることが期待される．

謝　辞

Strain Gauged Wheelの開発で御協力頂いた株式会社東京測器研究所，ウィングロードセルの開発で御協力頂いた株式会社共和電業，タイヤ温度センサの開発で御協力頂いたTÜV SÜD Automotive GmbH，車両運動性能指標の開発で御協力頂いた株式会社ブリヂストンの各位に深く感謝の意を表します．

参考文献

(1) IEEE-SP国際シンポジウム会報，p.441-444, (6-9/OCT/1998)

■著　者■


滋江秀明


鈴木朋和


浦木　護


井田玲裕


坪内淳志


木滝泰隆

制御技術解説



第３期 Honda F1 駆動力制御システムの開発

Development of Traction Control Systems for Formula One

木 寺 和 治*　深 尾 洋一郎*　伊 藤 達 哉*
Kazuharu KIDERA　Yoichiro FUKAO　Tatsuya ITO

要　旨

F1ドライバの技量を超えるレベルでタイヤスリップ量を制御して旋回加速性能を向上させるトラクションコントロールの開発や，ブレーキング中にエンジントルクを利用してリヤタイヤのロックアップ防止を図るオーバランコントロールの開発に取り組み，現代制御による高精度エンジン回転数制御や限界走行が前提の F1 には難易度の高い車輪速フィードバック制御など多くの制御システムをレースに適用した．

またスタート時の制御であるローンチコントロールではクラッチ伝達トルクの完全直接制御化を実現した．クラッチの自動制御禁止後もレギュレーションを満足しつつ，スタートパフォーマンスを向上，安定化させるスタート補助システムの開発を継続し，ダイレクトプッシュクラッチなど新技術も積極的に採用した．

ABSTRACT

Efforts have been made toward the development of traction control that controls the amount of tire slip at a level that exceeds the abilities of Formula One drivers and enhances turning acceleration performance, and the development of overrun control that is intended to prevent rear tire lockup by using engine torque when the brakes are being applied. Numerous control systems have been applied in racing based on modern control theories, including high-precision engine speed control and wheel speed feedback control, which is extremely challenging in Formula One, where driving at the limit is the norm.

Launch control, which is control applied in the start of a race, has also realized complete direct control of clutch transfer torque. Development has proceeded on start assist systems that can enhance start performance with reliable repeatability while continuing to satisfy regulations even after prohibition of automatic clutch control. The direct push clutch and other new technologies have been actively adopted.

１．まえがき

2000 年のオーストラリア GP 参戦から幕をあけた第３期 F1 活動において駆動力制御は極めて重要であった．

2001 年スペイン GP より，それまでトラクションコントロールを基本禁止としていた FIA は一転して全面解禁し，駆動力制御開発はスタートした．

以後タイヤ性能に規制を加えながらも車両運動性能は進化を続けるなか，駆動力を最適に制御しタイヤの能力を最大限に使いきることは車両運動性能進化において重要な位置を占めた．

また，2008 年に FIA が共通 ECU 搭載義務化により制御仕様を統一することでドライバエイドとなる制御を完全に排除したのちも，旋回区間でドライバがいかにトルクを操りやすくするかという点において駆動力制御への要求は依然高かった．

このような状況のなか第３期の活動期間のほぼ全域において駆動力制御開発は継続された．

本稿では加速領域におけるトラクションコントロール(TC)および TC 禁止後に実施したアクセルペダル入力に対する駆動力設定手法開発，減速領域におけるオーバランコントロール(OC)，発進領域においてボタン一つで完全自動発進が可能なローンチコントロール(LC)，2004 以降の LC 禁止後開発されたマニュアルクラッチ操作前提のレーススタートシステム(RS)についてそれぞれの変遷と開発技術について述べる．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_26

2．開発のねらい

F1における駆動力制御の目的は，ドライバが安定して車を速く運転できるよう補助することにある．しかし一般にレーシングカーにおいては，限界性能を引き出すだけでなく，その不安定な状態を維持し続けることが必要とされる．量産車においては，安全性の観点からあくまで限界域内に留まらせることが同様の制御システムの要件となる．この目指すところの違いはそのまま両者のシステムに求められる性能の違いとなる．

また F1 と量産車では制御対象としてのハードウエアの違いも大きい．F1 の 600 kg 台という軽い車重はもちろん，駆動系の回転イナーシャも可能な限り小さく作られている．一方で，エンジンパワー，ブレーキ力，およびタイヤグリップ力の絶対値は量産車の何倍も大きい．

上記二つの理由により，量産車と比べ F1 の駆動力制御は繊細なものとなり，高精度かつ高レスポンスのシステムが求められる．一般に車両の限界性能を引き出すということは，地面との唯一の接点であるタイヤの性能を使いきることに他ならない．F1のパワープラント系制御もその例外ではなく，有限のエンジンパワーを有効にタイヤへ伝達しつつも，決してタイヤの限界は超えてはならない．その制御手法は主に二つに大別される．一つはホイールトルクを直接制御する方法，もう一つはタイヤのスリップ量を制御する方法である．また，この二つの間接的な実現手法として，エンジントルクもしくはエンジン回転数だけを制御するという手法も存在する．駆動系には回転イナーシャ，バックラッシュ，およびねじれの各要素が存在するため，ホイール基準での制御とエンジン基準での制御は厳密には異なるが，それぞれの手法は用途や制御の難易度，有利不利に応じて使い分けられることになる．

Fig. 1に以下で紹介する三つのシステムの歴史的変遷を，Fig. 2 には制御システムの構成図を示す．

2.1. トラクションコントロール(TC)のねらい

F1 における TC のねらいは，ドライバの技量を超えたレベルで駆動力を制御し，タイヤのスリップ量を適切に抑え込むことで直進加速性能および旋回加速性能を引き上げることにある．このシステムはエンジン出力の制御に他ならないが，最終的に制御したいのはタイヤのスリップ量そのものとなる．

制御の難しさは，求められるスリップ量の達成精度とレスポンスに対し，アクチュエータとしてのエンジンのトルク発生遅れと，エンジンとタイヤの間に存在する駆動系構成要素のバックラッシュやねじれに起因するトルク伝達遅れが存在することにある．また，路面の荒れや縁石などからの外乱に対してロバストな性能保障も要求される．

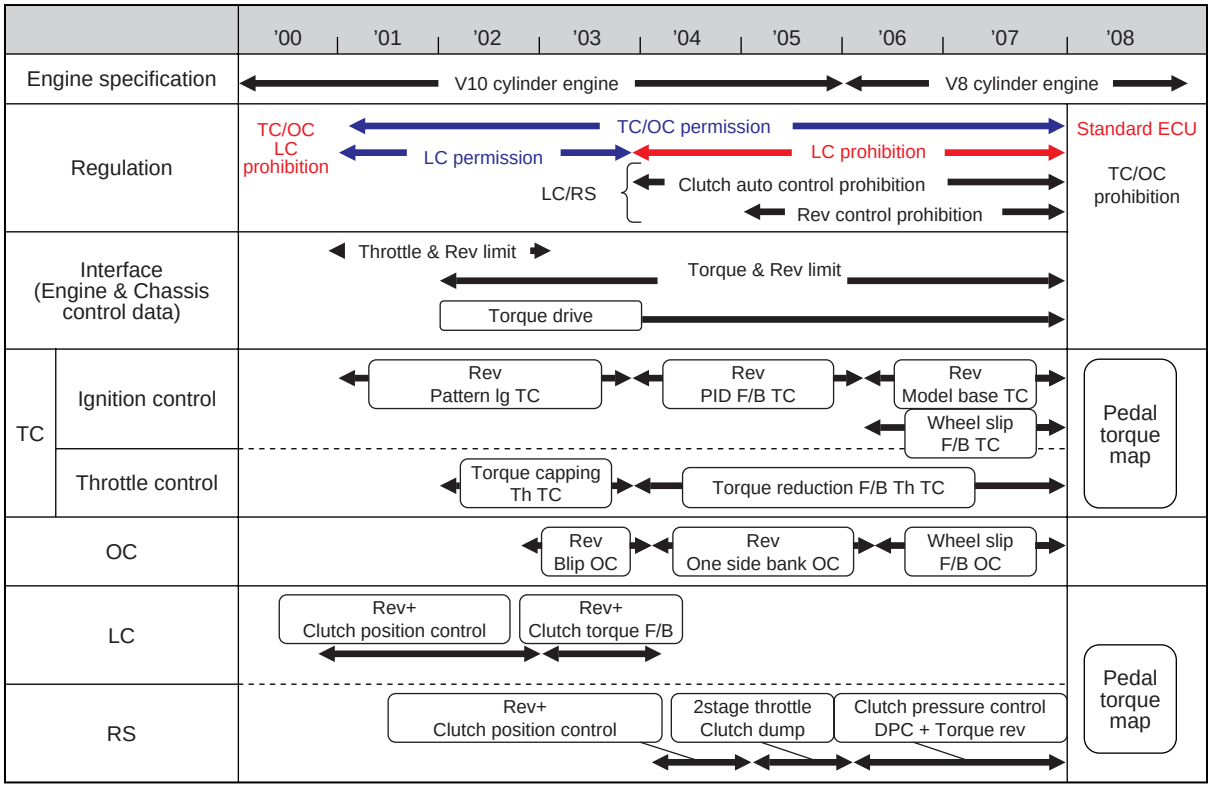


Fig. 1　History of control system development

2.2. オーバランコントロール(OC)のねらい

F1 における OC とはブレーキング中のエンジントルクを制御することで，リヤタイヤのロックアップを防止し，タイヤのスリップ量の適正化を図るシステムである．

F1 ではブレーキシステムによる前後制動力配分制御や ABS は禁止されているが，強大なタイヤのグリップ力とカーボンブレーキで実現される最大約 5G もの減速度に起因する前後荷重移動量は大きく，最適な前後のブレーキ力バランスは刻一刻と変化する．OCはエンジンブレーキ力を調整するだけでなく，制動中であっても必要な状況では駆動側までトルクを出すことで，前後の制動力配分の適正化を図りながらリヤタイヤ限定ではあるもののABSと同様の性能を目指している．

結果として，ドライバはバンプ等の外乱が多い状態でも安心してブレーキペダルを強く踏むことができ，またコーナへのターンインにおいてもリヤタイヤのスリップ量を抑制してオーバーステア低減効果を得ることができる．

制御面での難点は TC と共通点が多いが，一点大きく異なるのはタイヤスリップを発生させる源は主としてブレーキ力にあり，エンジントルクの占める割合がその数分の１程度と小さいことにある．このため OC の制御幅はおのずと制限されることとなる．

2.3. ローンチコントロール(LC)およびレーススタートシステム(RS)のねらい

LC とはエンジントルクと回転数，およびクラッチエンゲージメント量を統合的に制御し，F1のレーススタートを自動的におこなうシステムである．ドライバは決められた手順に従いシステムをアクティベートすれば，あとはボタン一つで 0 - 100 km/h まで LC がリヤタイヤのスリップ量を適切に制御し最大加速度を実現する(LC は 2004 年以降レギュレーションにより禁止された)．

一方 RS とは，LC 禁止後のドライバマニュアルレーススタート補助システムといえる．LC 禁止後も，レギュレーションで許される範囲での発進制御システム開発がおこなわれ，2004 年以降は FIA とのチーム間の知恵比べ状態であった．RSのねらいは，ドライバが決められた発進の手順(スロットルペダル操作，クラッチパドル操作)をしさえすれば，路面とタイヤ間の摩擦係数μや気象コンディションに応じてエンジンおよびクラッチの適切な制御セッティングをエンジニアが選択し，ベストな発進性能を安定して実現することである．

LC，RS 共通の難しさは，クラッチ伝達トルクをいかに高精度かつ高レスポンスで制御できるか，およびエンジンとクラッチの協調制御の二点に集約される．

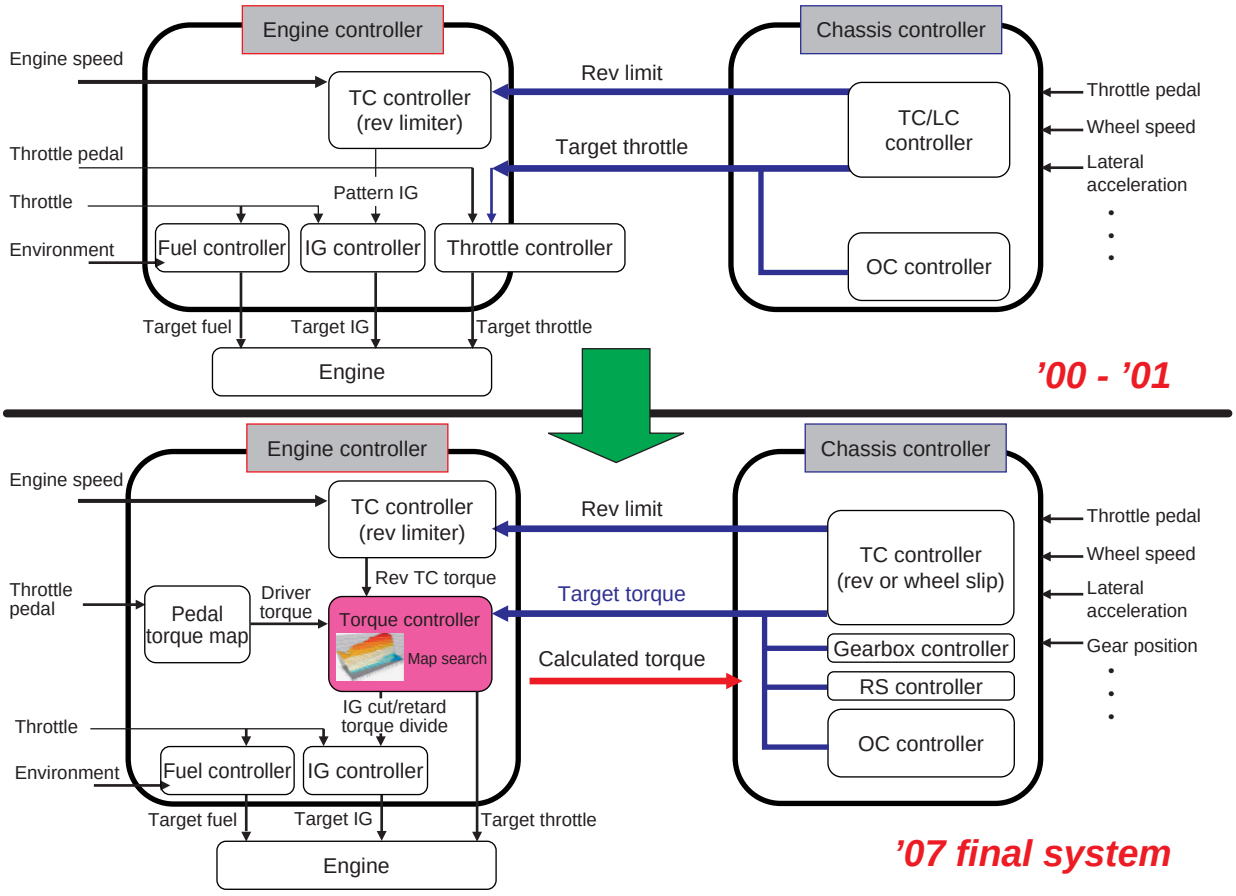


Fig. 2　Configuration of control system

3．TC の開発

TC は 2001 年にレギュレーションによりその使用が明確に許可されて以来 2007 年までレースに適用され，2008 年に FIA 共通 ECU の義務化とともに再び全面的に禁止となった．本章では TC の開発およびその禁止後におけるドライバビリティ向上に対する取り組みについても解説する．

3.1. TC 開発

第 3 期 F1 活動での TC 開発は大別すると以下の 2 項目に分類できる．

・目標タイヤスリップ量に対する追従性

・最大加速性能が得られる目標タイヤスリップ量の究明

開発当初の段階では，目標タイヤスリップ量に対する追従性が低く，車両挙動を乱す一因となる場面が見られた．この要因として，路面の荒れや縁石などに対する外乱タフネス不足やエンジン目標トルクからタイヤ駆動力までの伝達特性が十分に考慮されていないことによる制御性能不足が挙げられた．これらの事象を改善すべく第 3 期の初期，中期の TC 開発は主に目標タイヤスリップ量に対する追従性を向上させることに主眼を置きコントローラの開発を進めてきた．

3.1.1. 目標タイヤスリップ量に対する追従性向上

タイヤスリップ量を制御する方法は，目標タイヤスリップ量に対して，実スリップ量をフィードバックパラメータとする直接的な手法と，目標タイヤスリップ量と減速比から目標エンジン回転数を算出し，これに対してエンジン回転数をフィードバック(F/B)パラメータとする間接的な手法が存在する(Fig. 3)．

第 3 期当初から適用していたエンジン回転数制御 TC (Rev TC)は後者にあたり，当時のコントローラは目標エンジン回転数に対する差分を基にあらかじめ決められた点火パターン [Pattern Ignition(IG)] を指定するものであり，エンジントルクでは制御されていなかった．その後，多様な駆動系制御を構築する過程で共通のパラメータをエンジントルクとし，トルクインターフェイスで整理することで制御系の精度向上と自由度拡大につながった(トルクドライブの適用)．

Rev TC はその後 PID F/B 制御化することで収束性とトルクのリニアリティが向上し，さらにエンジン特性を考慮した現代制御理論を適用することで収束性をより向上させると共にトルク操作量が適正化され外乱タフネスが向上した．

Fig. 4 に Rev TC の実走データを示す．エンジン回転数を制御することで目標タイヤスリップ量へ追従していることがわかる．Rev TC は系の遅れの影響を受けにくく応答が速いメリットがある反面，左右駆動輪スリップ制御，縁石などへの対応という点では不利な面も有する．

また，Rev TC の開発と併行して Wheel slip F/B TC(以下 W/S F/B TC)の開発がおこなわれた．この制御は，タイヤスリップ量を F/B パラメータとする手法である．これにより，コーナリング中の内輪，外輪に応じた駆動力制御が可能となり設定自由度が増した．路面からの外乱入力に対するロバスト性はあらかじめシミュレーションで確立させ，過度なトルク操作を抑制することも可能となった．

Fig. 5 に W/S F/B TC の実走データを示す．変動するリヤタイヤの荷重(Rear inner/outer tyre Fz)に対してホイールトルクをきめ細かく制御し，スリップ量(Tyre slip)を目標値(TC slip target)にキープしている．

第 3 期では上記二つの制御手法(Rev F/B TC と W/S F/B TC)を状況に応じて使い分けた．路面反力に対して駆動力が大きく，F/B 系に高応答性，高分解性が要求される低速ギヤ走行(RS，低速コーナ立上り)や，WET 路面での走行時は Rev TC を主に使用し，中速および高速ギヤ走行，縁石の影響が考えられる状況ではより柔軟な制御が可能な W/S F/B TC を主に使用した．

TC F/B 系の重要なポイントとして系の遅れの考慮と外乱に対するロバスト性の他に，ドライバビリティの観点か

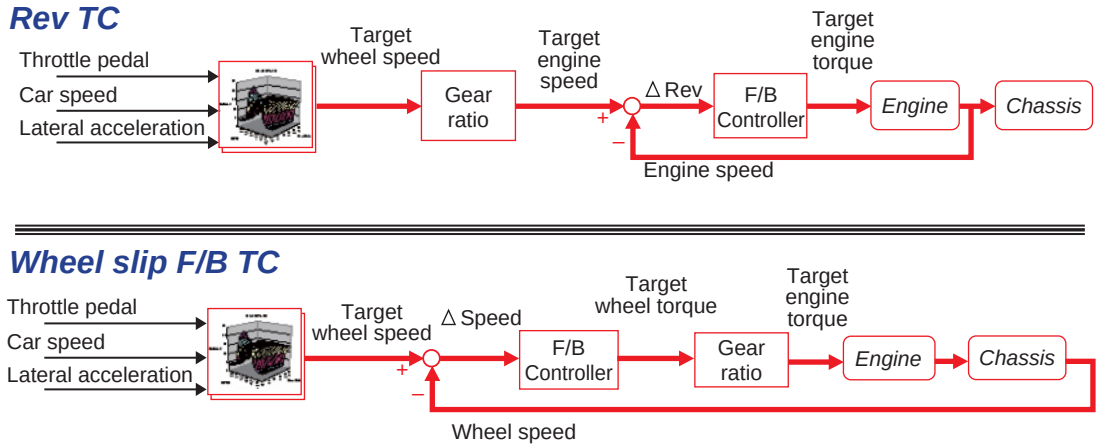


Fig. 3　Feedback control system in TC

らドライバの意思を無視した過剰な点火コントロール変動を抑制すること，燃費の観点から燃料噴射量を抑制することが挙げられる．Throttle TC(Th TC)は上記を目的としたコントローラである．開発当初に適用されていたシーケンス制御に近い制御系(Torque capping Th TC)から改善を続け，

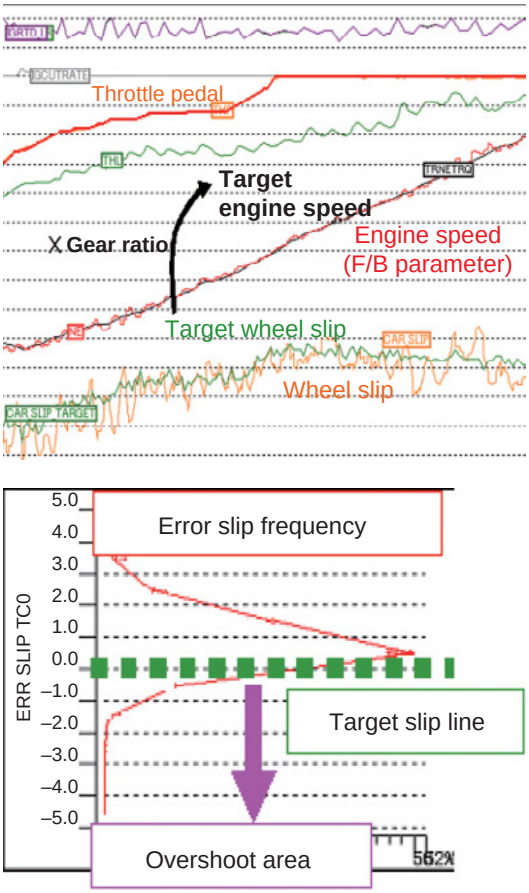


Fig. 4　Rev TC track data

最終的にはトルク減算量 F/B 系(Torque reduction F/B)の制御により約３％の燃費向上と外乱入力時も少量安定の点火コントロールが実現可能となった．

3.1.2. 目標タイヤスリップ量の算出

F/B 制御系の改善により目標スリップ量への追従性が安定して確保されるようになり，TC開発はより最適な目標スリップ量の追求へと移行した．2006年の夏からは，ECU内の車両モデルとタイヤモデル，および各種車体センサを用いて車両状態量の推定をおこない，デフ制御(電子制御リミティッドスリップディファレンシャルギヤ)も含めた統合制御によって目標スリップ量を算出する試みも実施されたが，最終的にはドライバのスロットルペダル開度と車両横Gに応じた目標スリップ量を複数のマップとして持つ手法を採用した．

第３期開始当初から採用された上記手法は，各ドライバの意思が反映されフィーリングに応じたセッティングが可能なメリットがある反面，各サーキットのコーナ，路面，タイヤコンディションごと，さらにはドライバの技量や好みに応じて最適なセッティングを見出していくことが重要であり，工数と適応性に関しては最後まで難があった．

3.2. TC 禁止後の開発

2008年のレギュレーション変更により，エンジンとギヤボックスを含む車両全体システムの制御は McLaren Electronic Systems 社製の FIA 共通 ECU となり，TC と OCが禁止された．その結果，コーナリング時の車両のトラクション不足，エンジンのドライバビリティの低さが顕在化し，ハードとソフト両面からの改善が必要となった．

パワートレイン系ではトルク精度に着目し開発を進めた．これは，TC有効時においては過大なトルク誤差以外

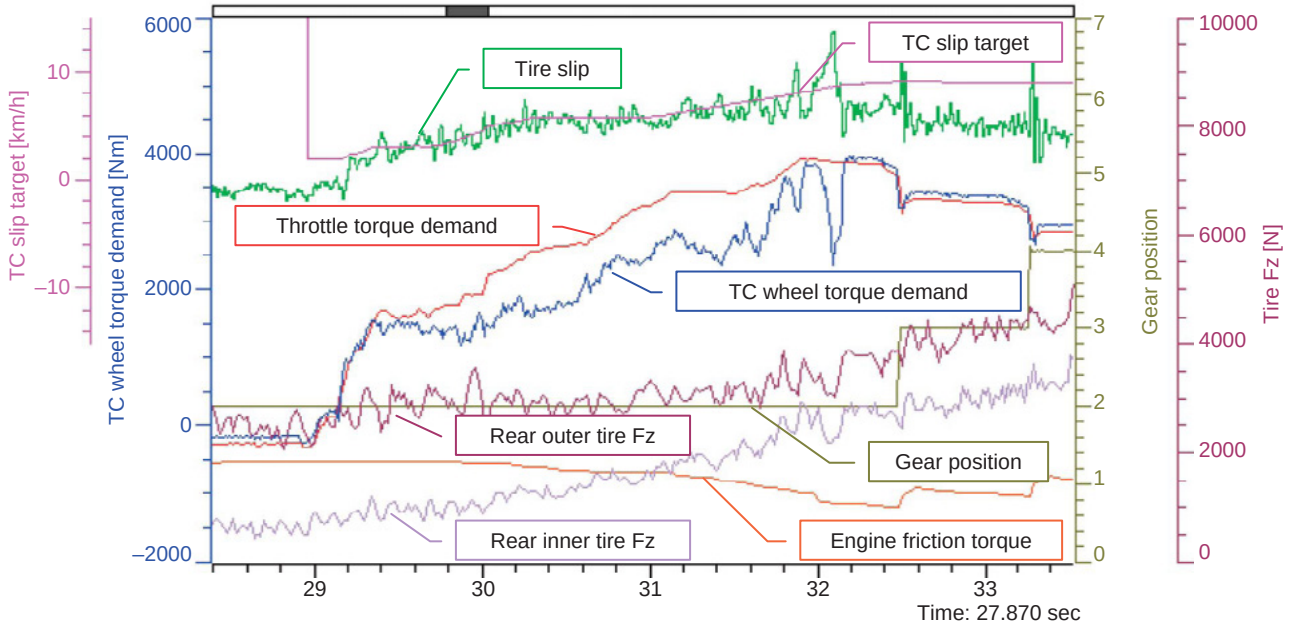


Fig. 5　Wheel slip feedback TC track data

はF/B系が吸収し，弱点が表面化し難いものであったが，TC禁止により過渡でのエンジントルク特性含めたトルク精度要求が高まったことに起因する．

また，スロットルペダルに対する目標トルクの定義の仕方はドライバフィーリングだけでなく，TCの代替として設定指針の確立が必要となった．

3.2.1. トルク精度補償

ドライバビリティの観点から，パワートレインとして重要なポイントは

（1）ドライバがスロットルペダル操作に対する駆動トルクを予測できること

（2）ペダル操作に対して線形なトルク特性であること

（3）トルク応答性が高いこと

であり，いずれの要素が欠落しても旋回中の車両安定限界を維持することが困難となるが，（2），（3）についてはドライバの特性，好みにより解は異なる可能性がある．

エンジン開発では，吸排気系，燃料系の改善により，低負荷での燃焼安定性向上（空燃比リッチ条件下）とスロットル開閉過渡時のばらつきを抑制し，トルク応答性と再現性の向上を促した．また，燃焼安定性に着目した各種マップ計測や，サーキットでの使用状態を考慮したデータ設定もトルク精度向上とドライバビリティ改善につながった．

3.2.2. 目標トルクの定義

TC の F/B 制御が禁止されている状態では，スロットルペダルに対する目標トルクの設定はドライバビリティに与える影響が大きい項目の一つである．ドライバはコーナからの立ち上がり時にスロットルペダルを操作することでタイヤスリップ量をコントロールするが，この時に重要となるのは，スロットルペダルに対する駆動トルクの分解能とリニアリティ確保の他に，過度のスリップ発生時のトルクリダクション実施が挙げられる．2008年シーズンでは，上記の要素全てを成立させるために各サーキット低速コーナでの駆動力使用領域を考慮し，セッティングの最適化をおこなった．この時，最適化までの効率を高めるために事前サーキットシミュレーションも実施している．

3.3. 評価指標と台上評価手法の確立

パワープラントのトルク挙動や車両セッティングが TC の制御性やドライバビリティに与える影響を定量的に評価できることは各種開発を進める上で重要な項目であり，台上での評価手法と併せて評価指標の検討をおこなった．

車両全体での安定性の評価などは開発途中でのプロジェクト凍結から，ドライバコメントに頼る部分が残ったが，パワープラントの評価，特にトルクの応答特性と精度の評価おいては定量的な指標とテスト手法が確立でき，サーキット走行前の事前確認とフロントローディング開発が可能となっている．

4．OC の開発

4.1. エンジンレブ制御 OC

OC の開発は Honda メンバーの発案により BAR-Honda 時代の 2001 年秋ごろからスタートし，2002 年より本格化してレース投入を果たした．

当初は，車体系コントロールユニット（Pi-Sigma MCU）から，フィードフォワードスロットル開度要求とタイヤスリップ限界に応じたエンジン回転数下限リミット（レブリミットの反対）をエンジンコントロールユニット（ATHENA ECU）に受け渡し制御するシステムであった．2002 年秋からは，TC 同様 MCU と ECU 間のスロットル開度要求の受け渡しはトルク要求に置き換えられた．その後，エンジンブレーキとアンチロック性能という相反するドライバ要望もあって，2003年からはスロットルトルク要求も回転数偏差に応じたオンデマンド方式（Blip OC）に変更された．

しかしながら，2006 年序盤までの OC は制御の位相遅れに起因するプッシング感などがドライバにとって課題になり，その使用は限定的なものにとどまった．その間，目標値設定方法の変更や細かなチューニングは続けられたが，本来の OC の目的であるリヤタイヤのアンチロック性能はまだまだ不十分なものであった．

4.2. ホイールスリップフィードバック OC

2006 年序盤にホイールスリップフィードバック TC がレース投入され，数レース後には全く共通の制御アルゴリズムを OC にも適用した．従来のエンジン回転数制御ではなく，リヤ車輪速をダイレクトにフィードバックソースとして使えるようになったため，路面からの外乱やブレーキトルクの変動に対しエンジントルク出力をすばやくきめ細やかに制御することが可能となった．

Fig. 6にOCの制御の様子を示す．タイヤスリップ量（Tyre slip）が限界スリップ量（OC slip target）に到達するはるか手前からエンジントルク指令値（OC wheel torque demand）が上昇してリヤタイヤのロックアップを防止し，スリップが収まるとすばやくトルクは下降する（各トルク値はホイールトルク基準）．スロットルはOCトルク要求にトルクマージンを持たせて開いている．アンチロック性能は改善され，ドライバにも好評を得た．

この新しい OC はホイールトルク制御に基づいていたため，エンジンブレーキ量についてもフィードフォワード制御で簡単に調整することができた．必要なエンジンブレーキ量はドライビングスタイルによって異なるためドライバの好みの量にするのが基本であるが，ギヤレシオの変更に影響を受けないことやギヤシフトの際にできるトルクの段差をなくすなどの用途を考え，車速に対するホイールトルク要求マップとした．チューニングの簡便さも F1 では重要視されるからである．Fig. 6 の 41 秒から 41.4 秒付近の

データは，このフィードフォワードトルク要求(OC feed forward torque demand)が働いている様子を示している．

制動中にエンジンの点火頻度が高まったことで開発当初はエキゾーストパイプ中の排気温度上昇が課題となったが，必要トルク量に応じてトルクが十分な場合は片バンクのみの点火とし，ブレーキングごとに左右のバンクを交互に使用することで対応した．

2008 年からはレギュレーションで FIA 共通 ECU が義務化されて TC と OC は禁止となったが，ドライバコンプレインは TC よりも OC が使えなくなったことに集中した．これは F1 ドライバの技量を持ってしても，OC のようなブレーキング中のエンジントルクコントロールは困難だからである．

5．LC および RS の開発

2008 年終了時点での FIA 共通 ECU による RS 制御方式は，2009 年以降も Brawn GP で継続使用されると考えられるため，ここでは 2003 年以前の LC およびそれ以降 2007 年までの RS についてのみを記述する．

5.1. クラッチ位置制御 LC

LC の開発は TC の解禁と同じく 2001 年にスタートした．2002年以前のLCは発進直後からクラッチフルエンゲージメントまでの初期タイヤスリップの制御性に課題を抱えていた．これは当時のプル式クラッチを位置制御する方式では，たとえ半クラッチ状態で同じ位置に保持していてもディスクの摩耗量や熱膨張によってクランプロードが大きく変化するため伝達トルクが不安定となることに起因していた．また，本来そのような変動要素を吸収すべきであるタイヤスリップフィードバック制御部分についても当時のシステムは処理周期が遅すぎたため十分な補償能力を確保できなかった．

5.2. クラッチトルク制御 LC

上記の課題解決のため，2003年よりクラッチとギヤボックスの間にあるインプットシャフトに非接触の磁歪式トルクセンサを装着し，クラッチ伝達トルクをダイレクトにフィードバック制御する方式を開発した．10 msec 以上のトルク発生遅れを伴うエンジンで制御する TC と比較すると，このクラッチトルク制御にはほとんど遅れがなかったため，タイヤスリップ制御には有利であった．

伝達トルクの直接制御が実現したことで，スタートの瞬間から路面とタイヤ間の摩擦係数μに応じたフィードフォワードトルクを出せるようになり，いったん車が動き始めればリヤタイヤのスリップフィードバック制御に切り替えてタイヤスリップ量を加速度が最大になるよう制御することが可能となった．この切り替えをできるだけ早くおこなうため，極低速の車輪速検出に専用の演算処理装置を搭載した．タイヤの転がり始めのタイヤスリップ制御がスタートの勝敗を大きく左右していたからである．

LCではドライバの反応速度も寄与が大きく，ブレーキリリース方式や，ボタン操作，パドル操作などドライバごとに実測して遅れの少ない方式を採用した．優秀な場合，ドライバがスタートシグナルを見てから操作までの反応時間は0.2秒に満たないが，ミスがあると 0 - 100 km/h 加速性能が 3 秒弱の F1 では優秀な制御システムでもリカバーすることは事実上不可能であった．

他にも，F1のレーススタートではタイヤの温度管理が結果を左右する要因として存在する．タイヤのトラクション性能が最適になるのは 80 から 90 ℃前後と各チームとも認識していたと思われるが，実際のレーススタート時にそれ

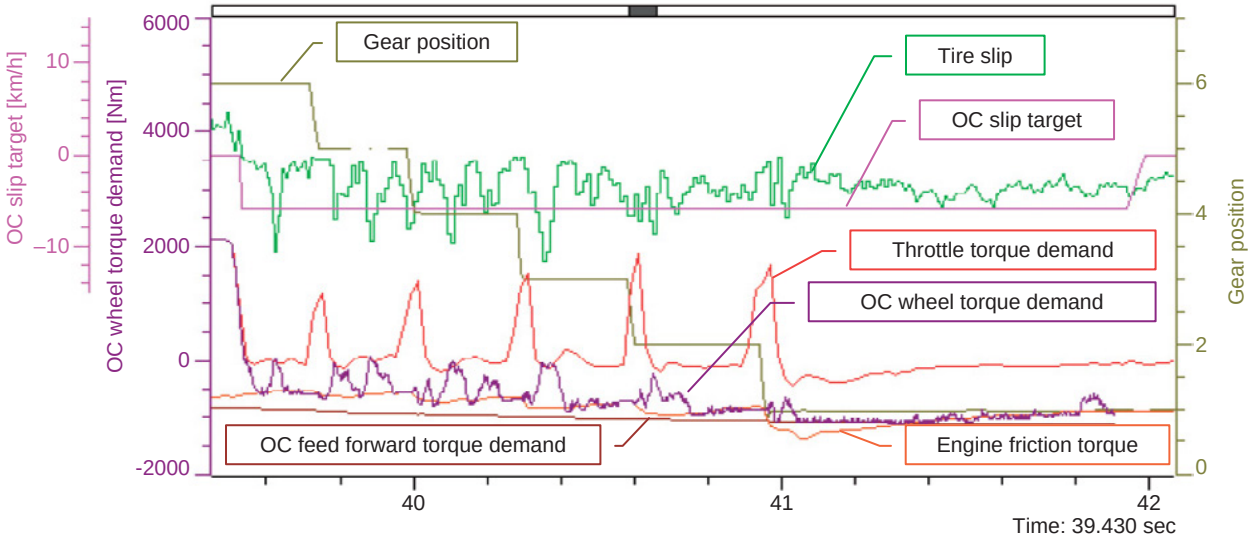


Fig. 6　Wheel slip feedback OC track data

をマネージメントができていたチームは当時まだ少なかった．BAR-Honda ではようやく 2003 年イギリス GP からタイヤ表面温度センサをレース適用し，スタートグリッド上でのタイヤ温度の異常な低さを初めて認識するなど運営面では後手に回っていた．路面コンディションがよく，タイヤ温度も適切な状況では 0 - 100 km/h 加速で 2.6 秒を切る実力もありLC制御では他をリードしていたと思われるが，スタートに有利なリヤ寄り重量配分パッケージやタイヤの使い方などで先行する他チームもあり，総合力としてのチームのスタート性能がトップレベルに到達しなかったのは残念である．

5.3. 半クラッチ RS - プル式クラッチ位置制御

2004 年になると FIA はドライバエイドシステム排除の手始めとしてまずLCを即時禁止とした．クラッチ制御はドライバのマニュアル操作による目標ポジションもしくは目標圧力に従わなければならないという規制で，TCについては規制の明文化が困難であったため，クラッチフルエンゲージメント後の TC 制御は許可されたままであった．BAR-Honda ではドライバのクラッチ操作を簡単にするため，Fig. 7のような特殊なクラッチパドルマップと，ステアリングホイール背面に取り付けられた左右のクラッチパドルをFig. 8に示すように異なる位置で待機しておき，時間差をつけてリリースするダブルパドル方式の組み合わせを考案した．

二つのパドルのうちディスエンゲージメント側が実際のパドル要求値となるため，Fig. 8の太線部分が実際のクラッチポジション要求となる．この手順により，ドライバはフルディスエンゲージ状態から半クラッチ状態に，そしてフルエンゲージにという一連の操作をすばやく正確におこなうことができる．半クラッチ状態ではパドルマップの平らな部分に応じた一定目標トルクとなるが，これは加速初期の極低速では F1 の最大駆動トルクがほぼ一定値に近いという事実を利用している(Fig. 10)．

ECU内にはこの平らな部分のトルク目標値が異なる数種類のパドルマップを準備しておき，実際に本番レーススタートで使用するマップは，ピットに待機している制御エンジニアがスタート数十秒前に最終決定してドライバに無線指示した．これはフォーメーションラップの始めに実際のグリッド上でスタート練習し，テレメトリーデータから路面とタイヤ間の摩擦係数μを推定していたからである．

このような創意工夫にも関わらず，当時のプル式クラッチを位置制御する方式では 2002 年以前の LC で抱えた課題と同様，伝達トルクがディスクの摩耗状態や温度で変化するため意図通りの発進が実現できない状況が続いた．

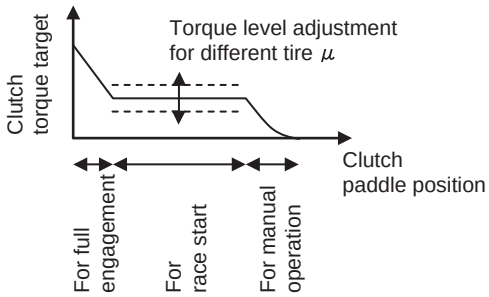


Fig. 7　Clutch paddle map

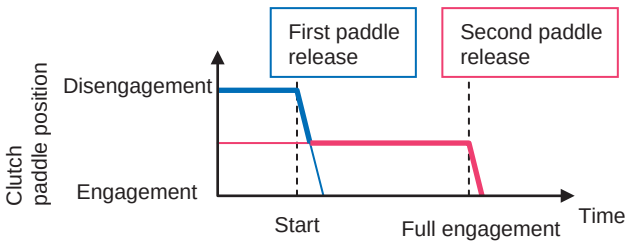


Fig. 8　Double paddle procedure

5.4. クラッチダンプ RS

プル式クラッチ位置制御の弱点解決のため，2004年終盤の日本 GP からスーパーショート 1st ギヤを投入し，RS はクラッチダンプ方式に切り替えられた．これは，待機状態でのエンジン回転数を 11000 rpm 以上という高めの回転に維持しておき，スタート直後にクラッチパドルを完全にリリースして一気にフルエンゲージさせ，生じるホイールスピンを5000 rpm以下という極低回転のエンジンレブリミットで無理矢理抑え込むという手法である．Fig. 9 に 2005 年当時のクラッチダンプ RS の実走データを示す．

ホイールスピンにより初期の加速はホイールスピンのない成功した半クラッチスタートには及ばないものの，毎回同じ量のホイールスピンが発生するため安定度の高いスタートが実現できた．クラッチパドルのリリースタイミングとタイヤ温度のみがスタートの不確定要素であった．制御的な難しさは主に二つで，一つはエンジン回転数を 1 秒以下という単時間ではあるもののアイドリング回転数よりも低い回転にキープしなければならず，その間良好な燃焼状態や油圧を保障しなければならないこと．もう一つはレギュレーション上，クラッチパドルで決まる目標クラッチポジション(もしくは油圧)と実クラッチポジション(もしくは油圧)が 50 msec 以内の遅れしか許容されないという規定であった．パドル要求通りの瞬時のフルエンゲージメントとすると，駆動系に生じるショックトルクが当時のギヤボックスの最大許容トルクを簡単にオーバしてしまうため，許される 50 msec の時間の中で最大伝達トルクが最も小さくなるよう数 msec オーダで細心のクラッチ制御チューニングをおこなった．

2004年当時はエンジンレブリミット制御に関する規制がなく，ドライバはスタート前からスロットル全開のままで

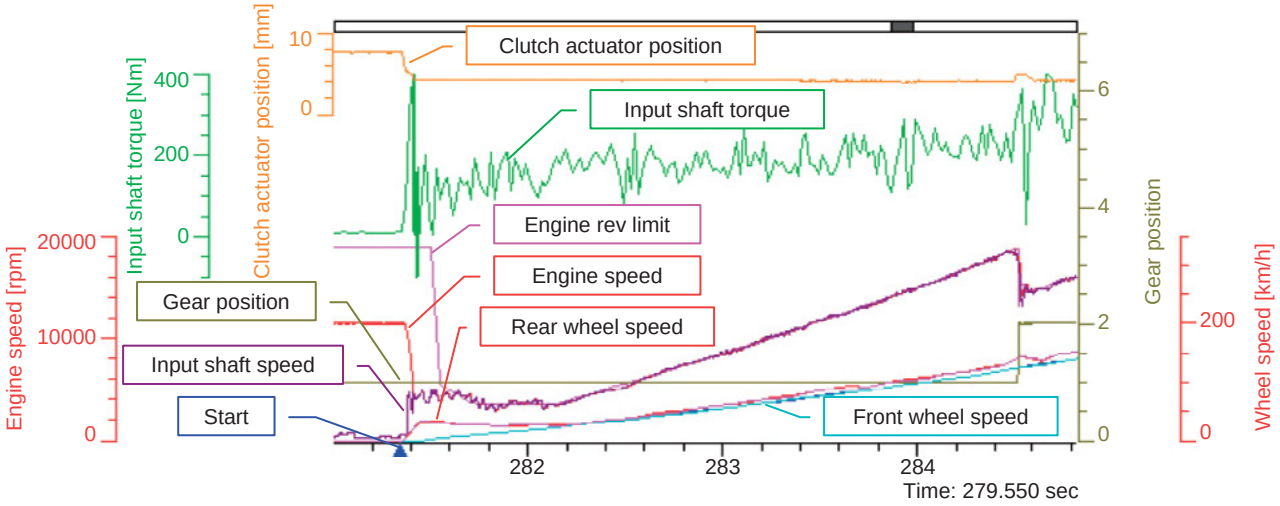


Fig. 9　Clutch dump RS track data (2005)

よかったが，2005年には待機状態でのレブリミット使用が禁止された．BAR-Hondaではスタート専用エンジントルクトリミングマップとスロットルペダルの２段踏みという手法を発案し，ドライバオペレーションの簡易化を図りながら待機状態から発進に至るまで実質レブリミット同等の制御性を実現しダンプ RS を継続使用した(Fig. 9)．

5.5. 半クラッチ RS-DPC 圧力制御

2006年になるとそれまでの3L V10エンジンが禁止され，2.4L V8エンジンの使用が義務づけられた．これはエンジントルクが20%以上低下することを意味し，クラッチダンプ方式が実質不可能となった．Fig. 10 に V8 エンジンのトルクと路面 - タイヤ間の摩擦係数μから計算される必要トルクの関係を示す．ドライ路面でのμは 1.6 から 1.9 程度なので，「エンジントルク＞ RS 必要トルク」の関係を満たすためには 8000 から 9000 rpm 以上のエンジン回転数が必要となる．V10 エンジンでは必要トルクとエンジントルクが Fig. 10 のμ＝1.0 のような相対関係にあったため 5000 rpm 以下でダンプ方式が可能であったが，高めの回転数でトルクを確保する必要のある V8 エンジンでは，再びダブルパドル方式の半クラッチ使用を前提に RS 戦略も変更が必要となった．

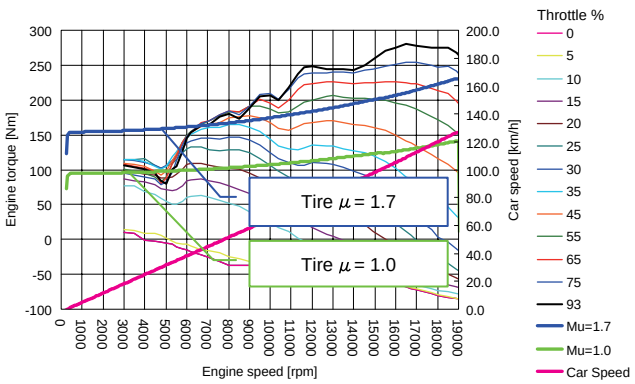


Fig. 10　V8 engine torque and required torque for RS

クラッチトルク制御性向上の手段としては，Honda独自の新開発ダイレクトプッシュクラッチ(DPC)[1]が採用された．これはプル式クラッチの弱点である，ディスクの摩耗状態や熱膨張によってクランプロードが変化することを解決したものである．DPCではクラッチ接続は油圧アクチュエイタにより直接ディスクを押し付ける方式で，クランプロードが油圧に対してほぼリニアな特性を持たせることに成功し伝達トルクが安定した．クランプロードが既知となったため，レース運営面でも前述のタイヤμ推定に加えてクラッチディスクμの推定もおこない，レーススタート時のパドルマップ選択精度はより高まった．

また，エンジン制御としては従来の回転数制御に加えトルク制御も組み合わせたトルク･レブ制御を導入した．これはエンジンでトルクの絶対値制御をメインとして考え，エンジン回転数が所定の上限値もしくは下限値に到達したときのみ回転数制御に切り替えるというものであった．目的はエンジントルク出力の適正化によるクラッチ伝達トルクの安定化と，ホイールスピンが起きた際にもトルクを最小限にキープしてホイールスピンが収まりやすい状態を作り出すことであった．

Fig. 11 に DPC 圧力制御による半クラッチ RS の実走データを示す．DPC の圧力(Clutch actuator pressure)をダブルパドル方式で一定要求とすることで，半クラッチ状態での伝達トルク(Input shaft torque)を理想値に可能な限り近い一定値として，ホイールスピンを起こすことなく理想的な発進を実現している．

これら 2007 年までに開発されたシステムは，2008 年に義務化された FIA 共通 ECU においてもチューニング領域で可能な限りそのノウハウが注ぎ込まれている．

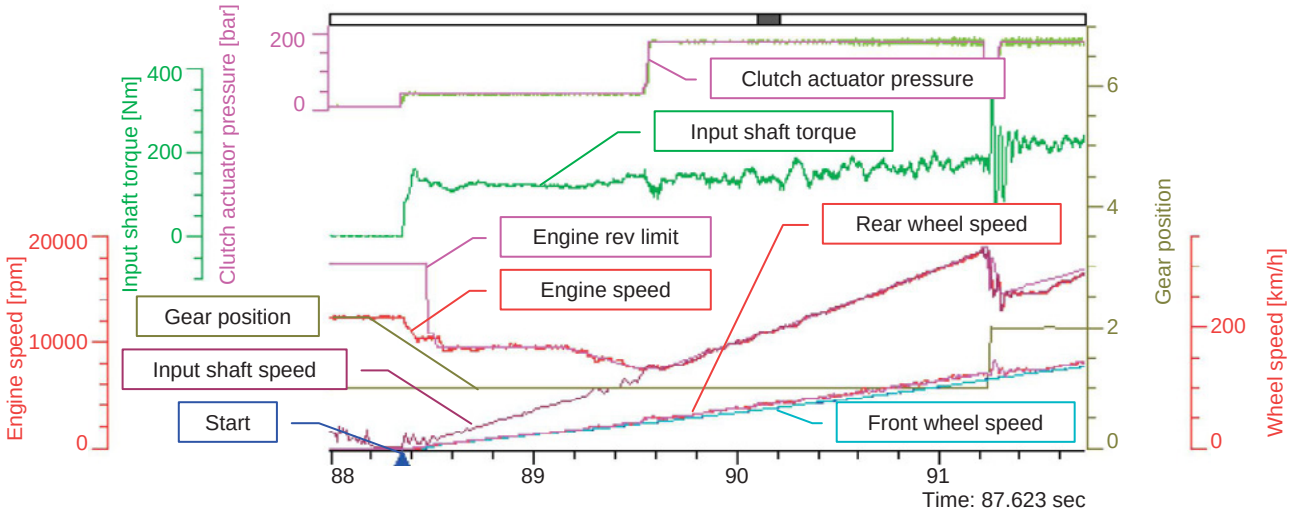


Fig. 11　Clutch partial engagement RS with DPC track data (2006)

6．F1 制御システムの開発環境

第３期 F1 が始まった当初は実車テスト中心で，制御システムのソフトウエア開発もフローチャートによる仕様書をベースとしたハンドコーディングであった．しかし，開発効率を向上すべく 2002 年の Honda 製車体制御システム開発プロジェクトを皮きりに，次第に MATLAB Simulink および Stateflow ベースの開発へシフトしていき，以後オートコーディングの技術も積極的に取り入れられていった．2003 年の LC から車体側制御ソフトは徐々にオートコード化が進み，2006 年車体側制御ユニットがそれまでの Pi-Sigma MCU からエンジン制御に使われてきた Honda 製 ATHENA システムに切り替えられた際に，車体側の開発は 100%オートコード化された．エンジン側でもオートコード技術は取り入れられたが，2000 年から ATHENA が継続的に使用されていたこともあり比較的新しいシステムへの部分導入に止まった．

また Simulink や Stateflow 採用のメリットとして，車体側，エンジン側双方でデバッグレベルから新規制御アルゴリズム開発までの広い範囲でオフラインシミュレーションがおこなわれ，ECU を使った HILS（Hardware In the Loop Simulation）環境も積極的に利用された．実際に 2003 年以降の LC，RS，2006 年度に導入された W/S F/B TC および OC は，駆動系を含む車体モデルを利用したシミュレーションで開発され実機投入されたシステムである．

限られた実車テストの機会でシステム開発を成功させ早期のレース投入を果たすべく，第３期 F1 の制御システム開発ではシミュレーション技術が中心的役割を果たしていたといえる．

7．まとめ

第３期の F1 活動を通じて単に加速領域の駆動力制御にとどまらず減速領域および発進領域などさまざまな状況において極限領域における駆動力制御に取り組み，（1）アクセルペダル入力をエンジントルク要求に変換したトルクドライブ採用，（2）車体制御器とのトルクインターフェースの採用，（3）ホイールスリップ量をダイレクトに制御したホイールスリップコントロール制御，（4）クラッチ制御との協調，などその成果をあげると同時にあらためて多くの気付きを得た．

そのなかでも痛感したのは，当然のことながらパワープラント領域のみならず，車体領域およびドライバとの協調がとりわけ駆動力制御には重要であるということ，そして実機での再現が難しい極限領域制御システム開発におけるバーチャルを含めた代替試験の重要性である．この二点に関しては今後の量産開発においてもぜひ活かしていきたい経験である．

参考文献

（1）岸隆行，永利嘉記，中村博政，深尾洋一郎：第３期Honda F1 ダイレクトプッシュクラッチ制御の開発，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.196-199

■著　者■


木 寺 和 治


深尾洋一郎


伊 藤 達 哉

第３期 Honda F1ギヤボックス制御の開発

Development of Gearbox Control during Honda Formula One Third Era

岸　　隆 行*　　永 利 嘉 記*
Takayuki KISHI　　Yoshiki NAGATOSHI
中 村 博 政*　　深 尾 洋一郎*
Hiromasa NAKAMURA　　Yoichiro FUKAO

要　旨

第３期 Honda F1 ギヤボックスの主たる開発項目として加速の途切れをゼロとするシームレスギヤボックス（以下Quick Shift）が挙げられる．

ギヤシフト制御に関しては，Quick Shift の成立性に課題のあったドグのダメージと過大トルクを制御にて回避することで，他チームに先駆け，初めてレース投入を実現した．また，その後もさらにスムーズなギヤシフトを探求し続け，シフト時に発生するイナーシャトルクとドライブシャフトのねじれ振動の相関からトルク変動を最小限とするためのメカニズムを確立できた．

ABSTRACT

One main development topic for the Honda Formula One third era gearbox was the seamless gearbox (Quick Shift), which reduced the interruption of acceleration to zero.

Gearshift control provided a way to control dog damage and excessive torque, which had been issues affecting Quick Shift feasibility, and this enabled the team to realize first deployment of the Quick Shift in racing, ahead of the other teams. The search for even smoother gear shifting continued after that, and led to the establishment of a mechanism that would reduce to a minimum the torque fluctuation resulting from correlation of the torsional vibration of the driveshaft and the inertial torque generated during gear shifts.

１．まえがき

第３期 Honda F1 ギヤボックスの構造は，モータサイクルに多く採用されている常時噛み合い式のシーケンシャルシフト構造の７段変速である．これを油圧アクチュエータで電子制御し，ステアリングに取り付けたパドルで変速操作をおこなっている．この構造では，シフトをおこなうには一旦エンジントルクをゼロ付近まで低減する必要があり，このシフト時間を極限まで短縮することが競争力向上に寄与するため，制御開発を開始した．Upshiftは加速ロスの低減，ホイールトルクの安定化およびシフト時のトルク振動の抑制を，Downshiftはシフト時のマイナストルクの低減と空走時間の短縮をおこない，ハードの進化と共にパフォーマンス向上と信頼性確立の両立に取り組んだ．

2004 年から開発を開始した Quick Shift 機構は，エンジントルクを最大値に維持したまま Upshift を可能にした画期的な新機構で，シフト時の性能に大きな進化をもたらしたが，この構造を活かすための新しい制御開発が必要であった．Quick Shift 投入以前も制御器の改良やその制御対象を変更することで対応してきたがシームレスシフトでは

シフトするタイミングによりドグやギヤに大きなダメージを与える可能性を持っている．この可能性を排除し所定の信頼性を確保するための制御が新機構成立の絶対条件であった．この Quick Shift の信頼性を確立するための主要制御と，スムーズな Upshift と Downshift を実現するための制御手法について紹介する．

２．開発のねらい

2.1. Quick Shift の信頼性確立

Quick Shiftはエンジントルクを落とすことなく，Upshiftが可能な機構であるが，ドグとドグのエッジが衝突する際

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_27

の衝撃は大きく，ドグのエッジが磨耗して駆動できなくなる場合がある．また，差回転がある状態で次段ギヤが駆動する際に発生するインパクトトルクがギヤの限界トルクを超えてギヤにダメージを与えていたため，下記２点を制御目標として設定した．

（1）ドグとドグのエッジの衝突ゼロ
（2）ギヤのオーバートルク発生ゼロ

2.2. スムーズな Upshift と Downshift の実現

Upshift と Downshift ではシフト時のイナーシャトルクによる過剰なホイールスリップの発生やリヤタイヤロックの発生および，シフト後のトルク振動によるドライバビリティの低下などの課題があった．これらに対して，下記を目標とした．

（1）Upshift
- ホイール駆動トルクの維持
- シフト後の回転とトルクの振動抑制

（2）Downshift
- シフト後のマイナストルクの抑制
- シフト後の回転とトルクの振動抑制

3．システム概要

Fig. 1 にギヤボックスのシステム構成を示す．ギヤポジションはシフトバレルの角度で判定し，ステアリングホイールに取り付けられているシフトスイッチの入力によりギヤシフトが実行される．シフト中は，ギヤポジションをコントロールすると同時にクラッチ伝達トルク，エンジン回転およびエンジントルクを要求する．

クラッチはステアリングホイールに取り付けられているクラッチパドルのアナログ入力に基づき，切断，締結を実行する他に，シフトやアンチストールの要求に応じてクラッチ切断量を制御する．

シフトとクラッチのアクチュエータは 200 bar の油圧を Moog Valve で制御（制御周期は 1 ms）することで駆動する．

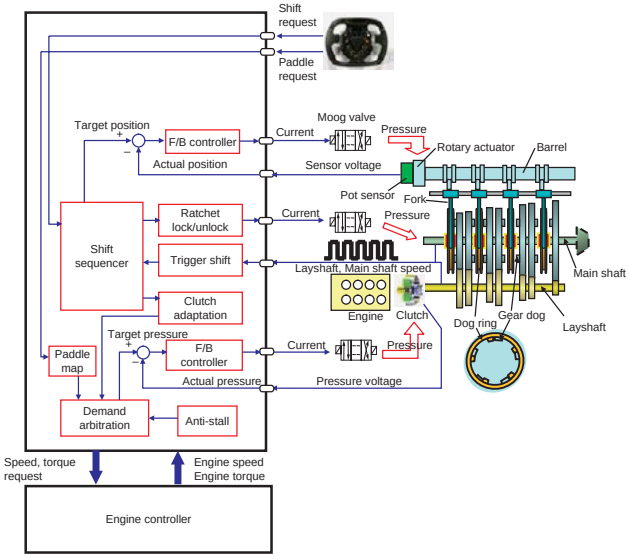


Fig. 1　System configuration

4．Quick Shift の信頼性確立

4.1. ドグとドグのエッジの衝突回避

制御の概要としては，エンジンと直結するドライブ軸（Lay Shaft）とドリブン軸（Main Shaft）の回転センサからギヤとドグリングの角度を常時計算し，噛み合って駆動している時のギヤとドグリングの位相差を記憶し，次のシフト時にドグとドグの中間をねらってシフトバレルを駆動するタイミングを計算するトリガーシフト制御（Trigger Shift）を開発した．ねらい位置のイメージを Fig. 2 に示す．

Trigger Shift は以下の（1）から（4）の順に位相差を学習し，シフトバレルを駆動する．

（1）Main Shaft 回転からドグリングの回転角度を計算する
（2）Lay Shaft 回転から１‐７速ギヤの回転角度を計算する
（3）各ギヤとドグリングが噛み合った時の（1）と（2）の角度差（位相差（1）−（2））を計算し記憶する．
（4）シフト時はねらい位相差になるまでの角度をバレル移動時間と差回転から予測してバレルを駆動する．

以上が基本的なロジックである．

Fig. 3 に Trigger Shift の制御ブロック図を示す．

この制御で必要な，データのセッティングは，

（1）バレルのインギヤ位置に到達するまでの応答時間
（2）ドグとドグ間のねらう位置（Upshift，Downshift）

の２点である．これは構造で決まる値で，実走現場において

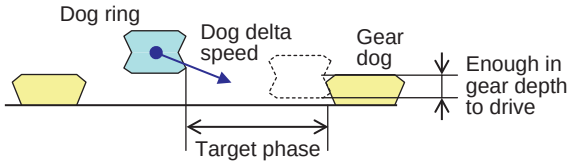


Fig. 2　Image of trigger shift

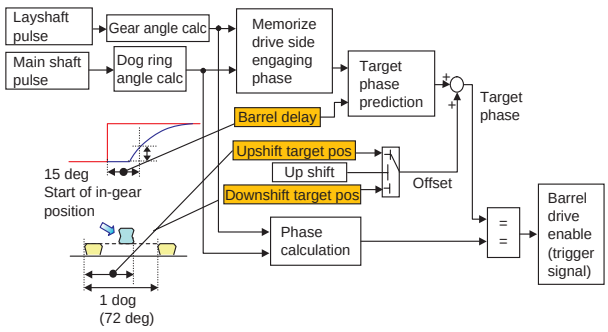


Fig. 3　Trigger shift control system

きめ細かなチューニングを必要とせず，レース運用中のミスの誘発防止など，信頼性の確保にも効率的な制御である．

Fig. 4 に示すグラフは Trigger Shift のレース結果の一例で，2006 年第９戦カナダグランプリにおける 3-4Upshift のドグとドグ間のインギヤ位置を集計したものである．図中の▲印は Trigger Shift でねらった位置であり，図中の○印が実際のインギヤ位置である．インギヤ位置はほぼねらい通りに作動し，繰り返し再現性も良いことを示している．

Trigger Shift の性能限界について述べる．バレルの応答が一定であるとすると，差回転が大きい状態では，ドグ同士が浅く噛み合い，ドグエッジ同士が衝突しやすくなる．また，同じ噛み合い深さにおいても，差回転の大きい方がよりドグエッジに与えるダメージは大きい．Fig. 5に噛み合い深さと差回転による磨耗限界テストの結果を示す．F1におけるギヤレシオと Upshift 回転数から，ドグ同士の差回転の最大値は約 2000 rpm である．この時，磨耗を発生させないための必要噛み合い深さは，Fig. 5 より 1.5 mm である．また，2006年の全レースにおけるフォークスピードを集計した結果，分布の 4σが 1.54 mm/ms であり，これをワーストケースとして考える．これらより，ドグとドグが衝突を回避可能なインギヤ位置は，時間に換算して，1.5/1.54 1 msとなり，差回転が2000 rpm時において必要な安全マージンとなる．

また，実際においては Fig. 6 に示すようにバレル応答時間や差回転変動によるばらつきを考慮しなければならない．これらを考慮し，Trigger Shift が性能保証できる限界差回転は，ドグが72度ごとに配置されていることを考慮すると，

$$\frac{\text{ドグ間隔} - \text{差回転ばらつき}}{\text{制御周期誤差} + \text{バレル速度誤差} + \text{安全マージン}} = \frac{72 - 15 - 7\ [\text{deg}]}{2.61 + 1.66 + 1\ [\text{ms}]} \times 1000/6 = 1581\ [\text{rpm}] \quad (1)$$

式（1）となり，2000rpm に対して低い値となる．また，推奨するねらい位置としてはばらつきの中心となる 32 deg となる．

4.2. ギヤのオーバートルクの回避

Upshift時においては，クラッチの伝達トルクがエンジントルクからギヤのリミットトルクの間になるようにクラッチ切断量を調整することでインパクトトルクをクラッチで吸収することができる．しかし，クラッチのトルク特性は，ディスクの磨耗に起因するクランプロード（ディスクの押し付け荷重）や摩擦係数μの変化で走行中の安定性を欠き，一定のクラッチ切断量では安定したインパクトトルクの吸収ができなかった．そこで，Clutch Adaptation と称するクラッチ切断量の補正制御を適用した．制御の内容としては，Upshift中のクラッチのスリップ量に着目し，目標のスリップ量となるようにクラッチ切断の調整量を累積する手法である．Upshift 時のクラッチスリップ量を計算し目標より滑っていなかった場合，次回の Upshift でよりクラッチを切断する方向に補正し，目標より滑っていた場合，よりクラッチを締結する方向に補正する．Clutch Adaptation の制御ブロック図を Fig. 7 に示す．

Fig. 8 にクラッチをスリップさせることでインパクトトルクを吸収している実際の 3-4Upshift の波形と，Fig. 9 に約 10 ラップ走行した時のインパクトトルクの比較を示す．これより，Clutch Adaptation を適用した場合，インパクトトルクをねらい通り 400 Nm 前後に安定して抑えられていることがわかる．

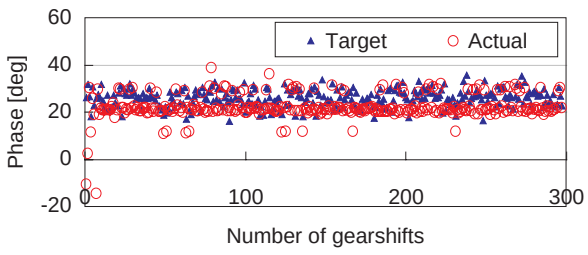


Fig. 4　Trigger shift result (2006 Canada GP)

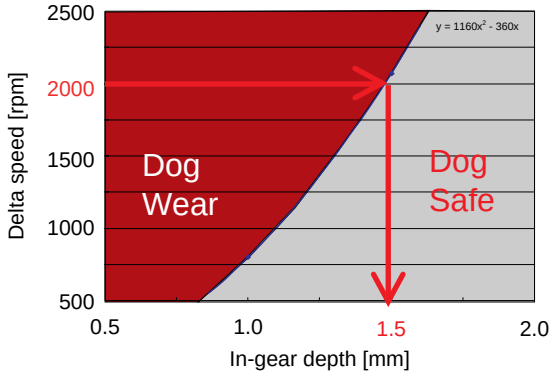


Fig. 5　Relation of dog delta speed and in-gear depth

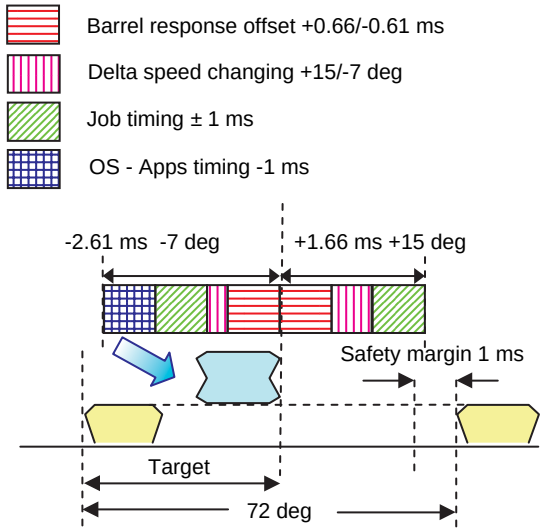


Fig. 6　Control tolerance of trigger shift

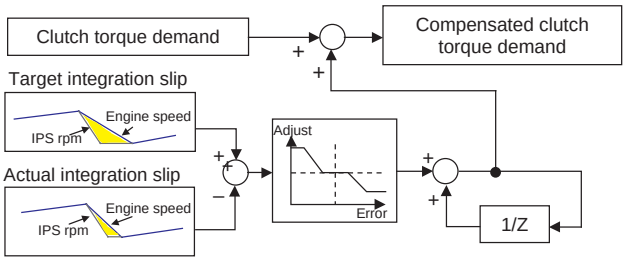


Fig. 7 Configuration of clutch adaptation control

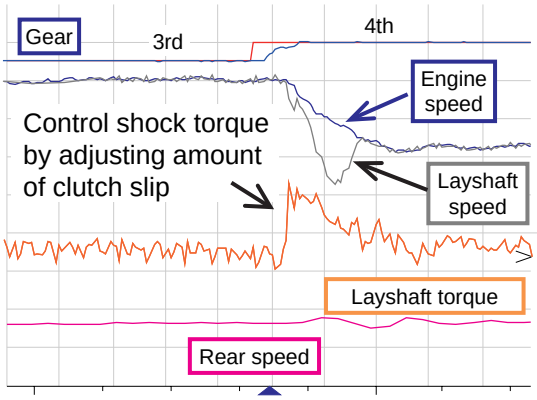


Fig. 8 Example of upshift behavior

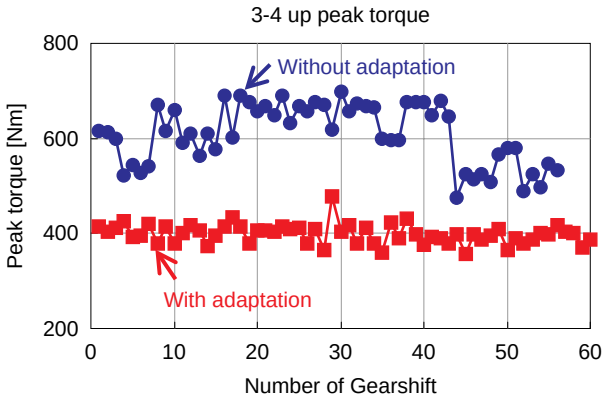


Fig. 9 Clutch adaptation result

5．スムーズな Upshift と Downshift の実現

5.1. Upshift

Quick Shift における Upshift では，Fig. 10 に示すように，シフト時のイナーシャトルクにより，ホイール駆動トルクがタイヤの限界を超え余剰ホイールスリップやエンジン回転数の振動を誘発し，シフト後のトルク振動でドライバビリティを損なう場合がある．従って，Upshift制御においては，

（1）エンジン回転振動の抑制

（2）ホイール駆動トルクを最適に保つ

の２点が重要となる．

そこで，エンジン回転振動を定量的に評価するため，振動レベルを Fig. 11 に示すような次段エンジン回転理論値との偏差を積分した面積で表現した．

この振動レベルとエンジン回転が引き下げられる時の傾きとの相関を集計した結果を Fig. 12 に示す．グラフは横軸にエンジン回転の落ちる速さを，縦軸に振動レベルをプロットしたものである．これより，エンジン回転の傾きが急であっても（図中A），穏やかすぎても（図中B）振動が大きくなり，－90 rpm/ms で最小の値を取ることがわかる．

また，クラッチ締結時の次段とのエンジン差回転と振動レベルの相関を集計した結果を Fig. 13 に示す．グラフは横軸にクラッチのスリップが終了したときのエンジン回転と次段エンジン回転の差を，縦軸に振動レベルをプロットしたものである．この結果から，Upshiftにおけるエンジン回転振動は，クラッチ契合時におけるエンジン回転数と次

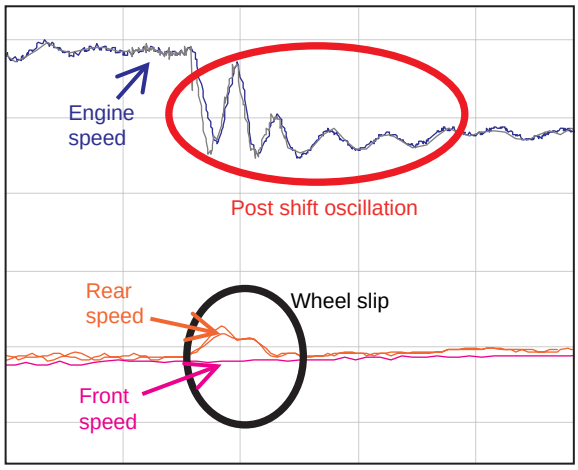


Fig. 10 Upshift oscillation issue

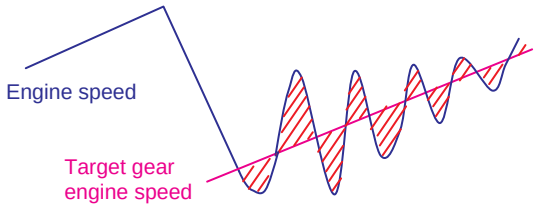


Fig. 11 Definition of oscillation quantity

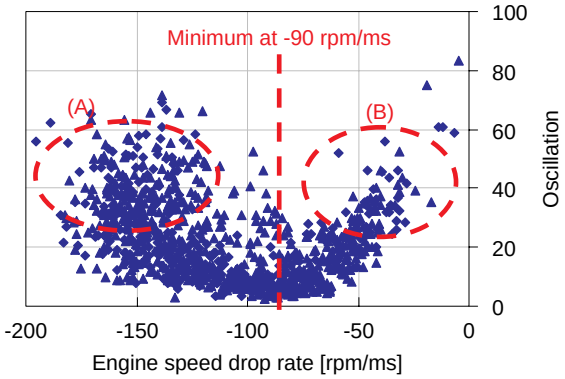


Fig. 12 Oscillation and engine speed drop rate

段エンジン回転数にも依存しており，これらの回転差を小さくすることでも振動が抑えられることがわかる．

以上の結果から解析すると，エンジン回転の落ちる速度が−90rpm/ms 前後において振動レベルが小さくなっており，これは，エンジン回転が落ちはじめてから約 20 ms 前後での駆動系のねじれ振動周期とほぼ同じであった．従って，Fig. 14のように駆動系のねじれ振動に同期し，エンジンからクラッチを介した後の Layshaft 回転が次段エンジン回転と同じになった時点でクラッチのスリップが終了することで，ねじれ振動が相殺されて振動が抑えられることがわかった．よって，エンジン回転が次段回転に到達するまでの時間をねじれ振動周期に合わせる必要があり，そのためにはエンジントルクリダクションとクラッチスリップ量を適切に制御する必要がある．

次にホイール駆動トルクの制御について述べる．シフト時のトルクは，エンジン回転数が次段ギヤに引き下げられる際に生じるイナーシャトルクの影響があり，次式で表される．

$$T_{Lay} = T_{ENG} - I_{ENG}\, d\omega / dt \qquad (2)$$

（T_{Lay}：Laysaft トルク，T_{ENG}：エンジントルク，I_{ENG}：エンジンイナーシャ，ω：エンジン角速度）

上式(2)において，$I_{ENG}\,dw/dt$ の項はUpshiftの場合，通常は負の値であるため T_{ENG} に加算される形となりホイール駆動トルクを増加させ過剰ホイールスリップを招いていた．よって，ホイールトルクを一定とするよう T_{Lay} を制御する必要があり，目標 T_{Target} は式(3)となる；

$$T_{Target} = T_{ENG} \times \text{Previous Ratio} / \text{Next Ratio} \qquad (3)$$

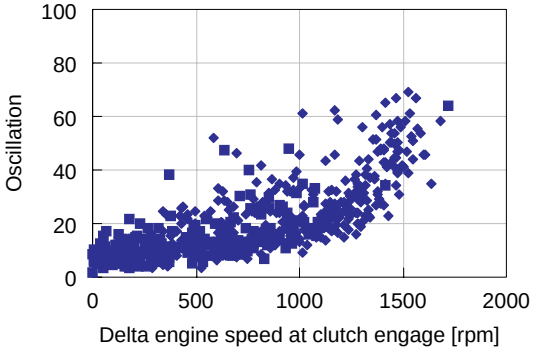


Fig. 13　Oscillation and speed error at clutch engage

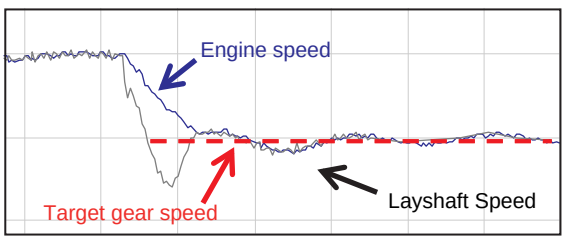


Fig. 14　Upshift example

これらを実現するロジックを以下に記す．エンジン回転が次段回転まで落ちる目標時間を目標のエンジン回転の降下傾きに置き換える．この目標エンジン回転傾きから，イナーシャトルク $I_{ENG}\,dw/dt$ は規定される．よって，T_{Target} を実現するために $T_{Lay} + I_{ENG}\,dw/dt$ をシフト中のエンジントルクリダクション要求として与える．

また，T_{Target} はクラッチ伝達トルク T_{Clutch} であり，T_{Clutch} の精度を上げるため Clutch Adaptation をクラッチスリップ量からエンジン回転傾きとして補正量をクラッチ摩擦係数μ相当の係数とする．これらの概念図を Fig. 15 に示す．

Fig. 16 は，従来の Upshift と今回の制御を施した Upshift を重ね合わせた実際の Upshift 波形である．エンジン回転の傾きとエンジントルクリダクションを最適化することでスムーズな Upshift を実現した．

5.2. Downshift

Fig. 17 に従来の Downshift の波形を示す．Downshift 時における課題は，リヤタイヤのロックを抑え，ブレーキング時の車体挙動を安定させることである．Downshift における，リヤタイヤロック発生のメカニズムを以下に記す．

(1)ドグが駆動する直前の差回転が大きい．
(2)ドグ同士が噛み合うことで，差回転が急激に収束する．
(3)イナーシャトルクが発生し，これによりドライブシャフトが減速側にねじられ，振動が発生する．

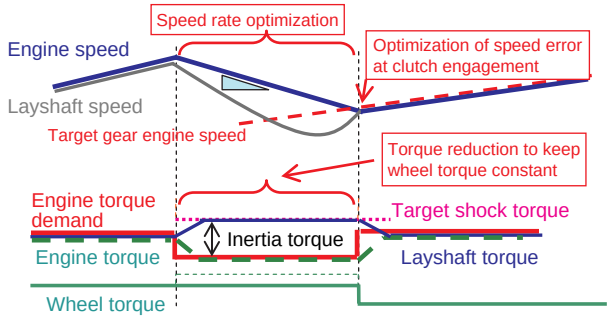


Fig. 15　Image of smooth upshift control

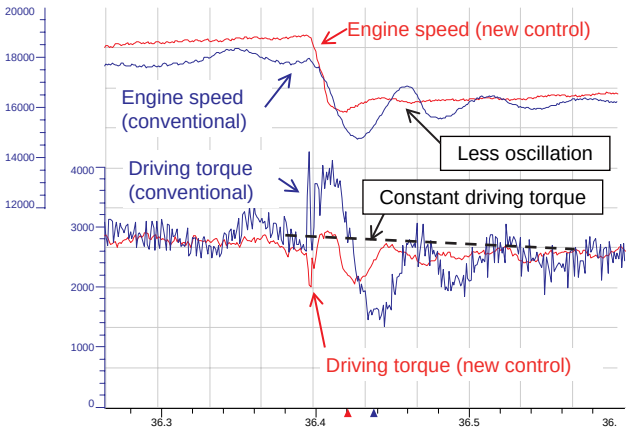


Fig. 16　Upshift comparison

（4）エンジン回転数が引き上げられ，マイナストルクがリヤタイヤの駆動限界トルクを超える．
（5）リヤタイヤがロックする．

なお，上記番号は Fig. 17 内の番号に対応している．

Downshift を悪化させている最大の要因は，インギヤしてドグが駆動するときの差回転であり，この差回転を以下のように制御することでスムーズなDownshiftを実現する．

（1）ギヤ回転上昇中にドグが駆動するようにする．
（ドグ駆動時のイナーシャトルクを打ち消す）
（2）ドグ駆動時はギヤ回転をドグリング回転より小さくする．

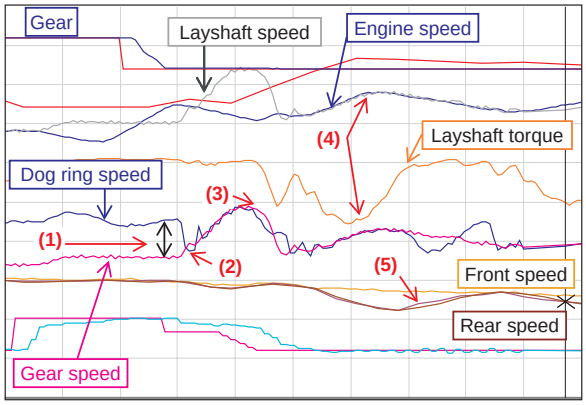


Fig. 17　Example of bad downshift

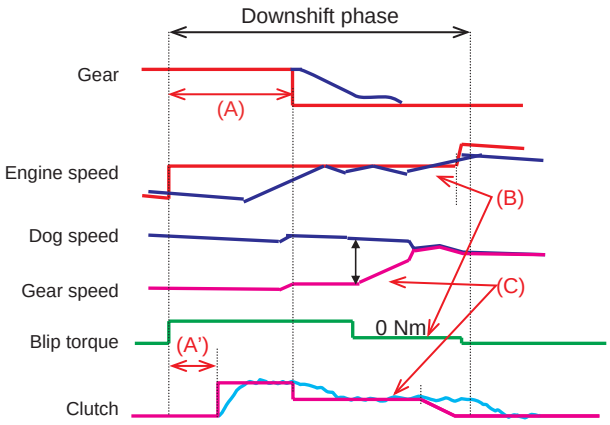
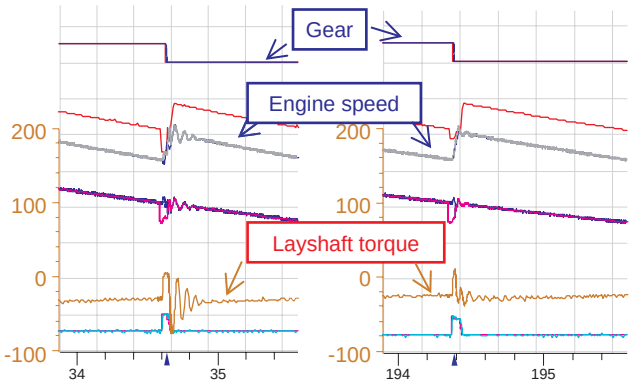


Fig. 18　Downshift control concept



(a) Standard downshift　　(b) New downshift strategy

Fig. 19　Downshift comparison

（1）は，クラッチを切断してブリップでエンジン回転を上昇させた後，ドグが駆動するタイミングに合わせてクラッチをつなぎ，クラッチトルクでギヤ回転を引き上げ，差回転を収束する．（2）は，エンジン回転要求を次段回転より低く設定することでギヤ回転をドグリング回転より小さくなるよう制御する．

これらの概念図を Fig. 18 に示す．

図中において，バレル駆動タイミング（A）およびクラッチディスエンゲージ開始タイミング（A'）は，エンジンのブリップレスポンスから決定する．前述した通り，ドグ同士の差回転を緩やかに収束させることが重要であるため，（B）においてはギヤ回転を落とさないようにエンジントルクおよび回転数の指令値を決める．また，（C）に示すように，クラッチ伝達トルクを適切に制御し，ギヤ回転数を徐々に引き上げることで，インギヤ時のインパクトトルクを緩和させている．

これらの制御を従来制御と比較した結果を Fig. 19 に示す．Fig. 19 は従来の Downshift（a）と前述の制御を施した Downshift（b）の波形である．Downshift 後のエンジン回転の振動とトルクの挙動を比較すると新制御適用時においてはこれらが低減されていることを確認した．

6．まとめ

2005 年よりレース適用した Quick Shift は，2006 年に Trigger Shift の改良を加え，2007 年，2008 年シーズンのレースにおいて，ギヤボックス要因によるリタイヤゼロを実現した．

2007年より前述の新制御を適用し，ギヤシフトを改善することで，これに関するドライバーコンプレインをゼロとすることができた．

■著　者■


岸　隆行


永利嘉記


中村博政


深尾洋一郎

第３期Honda F1ダイレクトプッシュクラッチ制御の開発

Development of Direct Push Clutch Control during Honda Formula One Third Era

岸　　隆行*　　永利嘉記*
Takayuki KISHI　　Yoshiki NAGATOSHI
中村博政*　　深尾洋一郎*
Hiromasa NAKAMURA　　Yoichiro FUKAO

要　旨

第３期 F1 クラッチの主たる開発項目として，伝達トルク精度向上を目的として開発されたダイレクトプッシュクラッチ(Direct Push Clutch，以下 DPC)が挙げられる．

従来のプルクラッチによる位置制御では，発進時におけるトルク伝達量を安定させることが困難であったため，DPC を油圧制御することでクランプロードの安定化をねらった．ハードウェアの持つ非線形特性に起因する油圧レスポンスに問題を抱えたが，これらを制御にて改善することで，実用上問題ないレスポンスを確保し，レース投入を実現した．

ABSTRACT

One main development topic for the Formula One third era clutch was the direct push clutch (DPC), which was developed in order to increase the accuracy of transfer torque.

Conventional pull clutch position control could not readily stabilize the amount of torque transfer during standing starts, and therefore pressure control of the DPC was used in order to stabilize the clamp load. The non-linear characteristics of the hardware posed some issues with the hydraulic pressure response. However, these issues were addressed by control, and as a result response that had no issues in practical terms was able to be assured and the method was successfully deployed in racing.

１．まえがき

発進領域においては，初期のホイールスピンを極力抑制するためにクラッチ伝達トルクの推定精度を向上し，半クラッチスタートのパフォーマンス向上に開発の主眼を置いてきた．従来構造のクラッチではクランプロードと摩擦係数μの両方が不確定要素であり，トルクの推定は困難であった．そこで，油圧によりクラッチ伝達トルクを制御する DPC を 2005 年に開発したが，ギヤボックス開発時と同様に，ハードおよび制御が一体となり，求められる油圧制御性能を確保することが重要な開発課題となった．本稿では，DPC の油圧制御方式について紹介する．

２．開発のねらい

DPCの開発においては，油圧でクランプロードを決定する機構を採用することで，伝達トルクの推定精度を向上させた．しかし，フルディスエンゲージ状態からディスクを押し始めるバイトポイントまでとバイトポイントからフルエンゲージまでの油圧とピストン移動量の関係が異なるため，油圧制御性に課題があった．また，フルディスエンゲージ状態から油圧を上げようとする際に発生するピストンのスティックとスリップによる油圧振動も制御性を低下させていた．発進においては，タイヤが最大グリップ力を発生させるトルクを素早くかつ精度良く供給することが求められ，必要トルクを伝達するクラッチのレスポンスと収束性は重要であり油圧の制御性において下記目標を設定した．

(１)目標値までの油圧レスポンス 30 ms 以下

(２)油圧オーバーシュート 1 bar 以下

３．DPC の概要

Fig. 1 に **DPC の構成を示す．Piston にかけられた力は，Pusher へ伝えられ，Fulcrum ring が支点，Pressure plate**

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_28

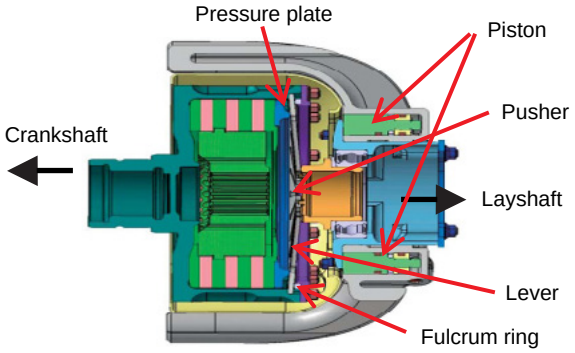
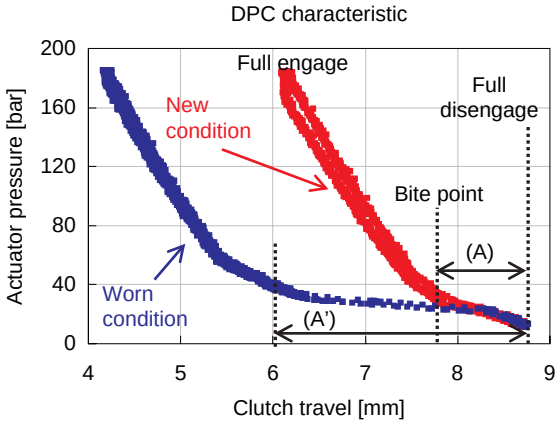


Fig. 1　Configuration of direct push clutch



が作用点となるレバー構造であり，Clutch Diskへクランプロードが伝達される．

よって DPC では，従来のプルクラッチと異なり，油圧にて直接クランプロードが制御可能である．

4．DPC の油圧制御性の確立

4.1. DPC の油圧制御性の課題

Fig. 2 に油圧制御性低下の要因となっている，DPC のストロークと油圧の特性およびクラッチの状態を示す．

Fig. 2 において(A)の領域は，クラッチを完全に切断した状態(Full Disengage)からクラッチが接続し始めるバイトポイントまでであり，油圧変化量に対してアクチュエータ移動量が大きい．

また，クラッチディスクの磨耗が進行すると，Pusherが Full Disengage 位置から Pressure plate に当たるまで移動する距離が伸びるため，図中(A)の領域が拡大し，(A')となる．

このような領域は，油圧制御時には不感帯となってレスポンスを妨げ，素早いクラッチ制御が必要となる，シフト，発進，アンチストール等の制御が成り立たないのみならず，FIA レギュレーションによって定められた，目標値到達までの応答時間制限(50 ms)を満たすことができず，レギュレーション違反になる可能性が高かった．

これらを改善し，前述した目標値を達成するため，DPC 油圧制御で以下のような取り組みをおこなった．

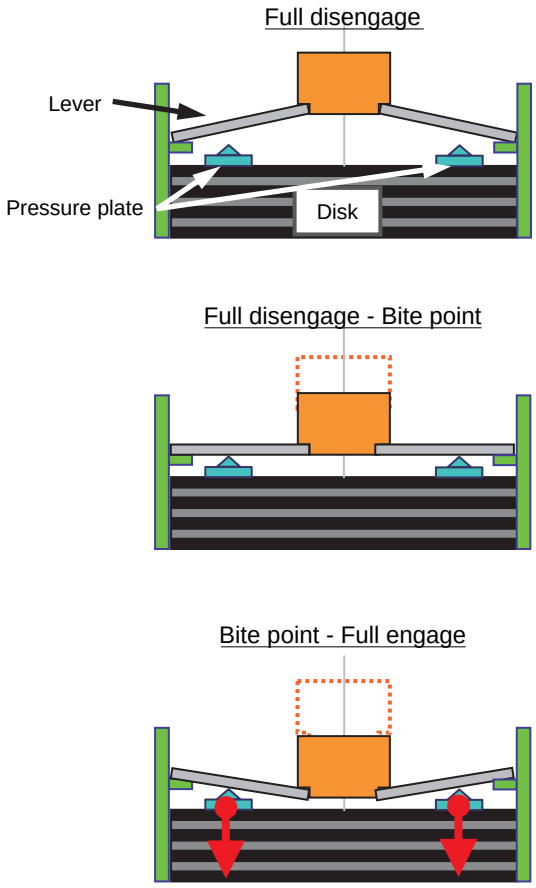


Fig. 2　DPC pressure-stroke characteristic

4.2. DPC の油圧制御内容

4.2.1. 可変Ｐ項ゲイン，可変ローパスフィルタ

前述した油圧応答改善を目的とし，Fig. 3 の概念図に示す，可変Ｐ項ゲイン，可変ローパスフィルタ(以下 LPF)を適用した．これらのゲインおよびLPFカットオフ周波数は，油圧可変であり，ねらいとしては不感帯の低応答域の過渡状態にてＰ項および LPF カットオフ周波数を高くし，油圧レスポンスの改善を図ることである．

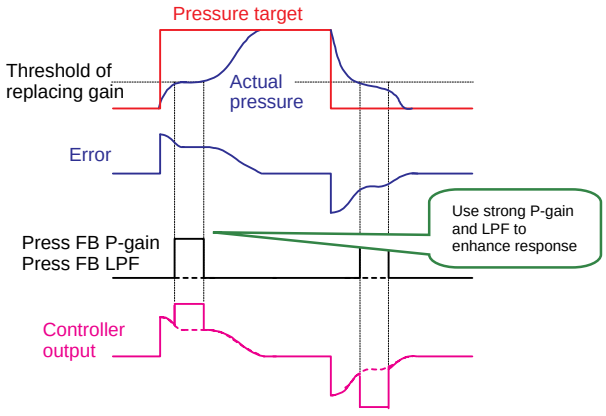


Fig. 3　Image of variable P control

4.2.2. 簡易状態予測Ｐ項制御

可変Ｐ項ゲインおよび LPF においては，ゲインおよびカットオフ周波数の切替油圧は不感帯の油圧に依存する．前述の通り，不感帯の油圧はクラッチ磨耗によって変化するため，可変制御のみではロバスト性を確保できない．

そこで，油圧の無応答時間(むだ時間)後の油圧を傾きから推定計算し，この予測値をフィードバックすることでＰ項ゲインを上げつつ，オーバーシュートを防止することをねらい，以下のように予測制御をおこなった．Fig. 4に概念図を示す．

(1)油圧の無応答時間を規定時間として規定する．
　規定時間後の油圧を現状の油圧の傾きから推定する．
(2)推定した予測値と目標値との差分に応じて操作量を計算する．
(3)予測値が目標を上回りかつ現在値が目標を下回っていた場合，差分をゼロとして操作量をゼロとする．
(4)予測値が目標を上回りかつ現在値も目標を上回っていた場合，目標との差分が小さい方に応じて操作量を計算する．

4.2.3. 変化量抑制型移動平均

実際のハードの有効応答周波数を考慮して実クラッチ圧に対して，変化制限を設けることで遅れを抑制し大きな減衰特性を実現し，ピストンのスティックやスリップで引き起こされる振動を減衰した．Fig. 5 に概念図を示す．

4.2.4. Additive I 項制御

目標値に対する偏差と油圧の傾きからオーバーシュートとアンダーシュートを判定し，Ｉ項をステップ状に変化させて収束性を向上させた．Fig. 6 に概念図を示す．

積分制御へは，前述のフィルタ値をフィードバックしている．これと目標値との誤差がある値より大きく，かつ傾きが小さい状態が一定時間継続した場合，オーバーシュートと判定し，Ｉ項をフィードバックとは無関係に減らし，目標値への収束性を早めることをねらっている．

4.3. 結果

Fig. 7 に最終的な油圧制御器を示す．

Fig. 8 に標準的な PID 制御と前述した制御を適用した際の比較を示す．比較は，油圧応答の精度と速さが要求される発進時を想定したステップ応答にておこなった．また，クラッチ磨耗時においては，不感帯領域の拡大により，レスポンス低下が想定されることから，１レースに相当する 3.0

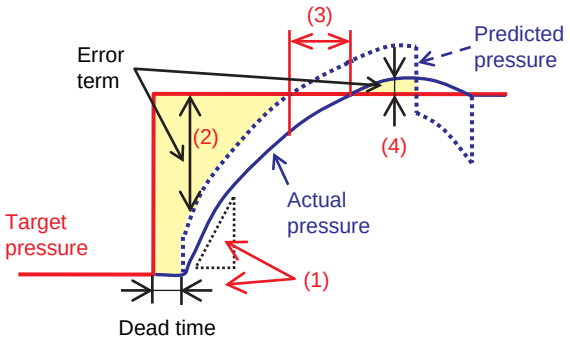


Fig. 4　Predictive P-term control

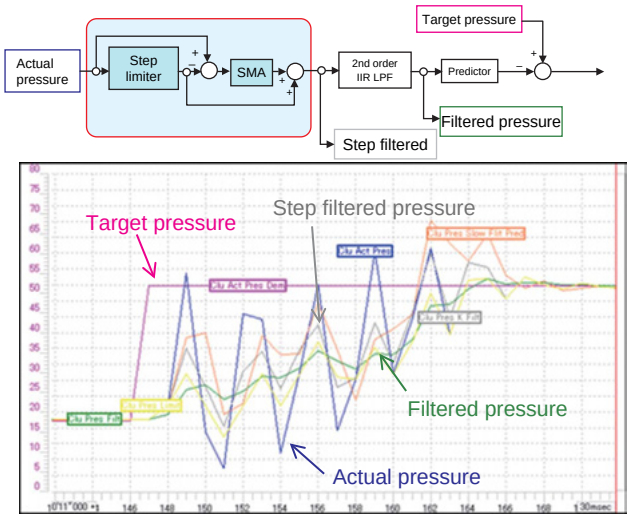


Fig. 5　Step limit moving average

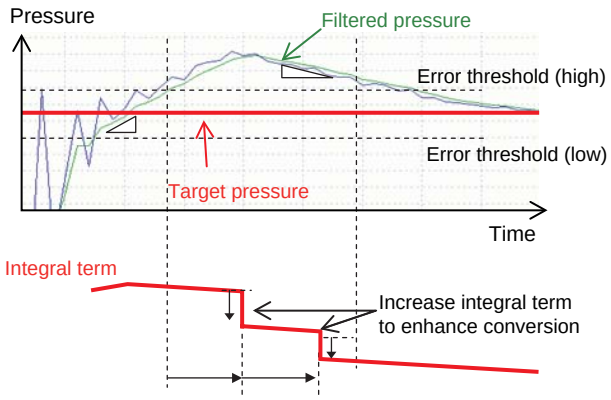


Fig. 6　Additive I-Term control

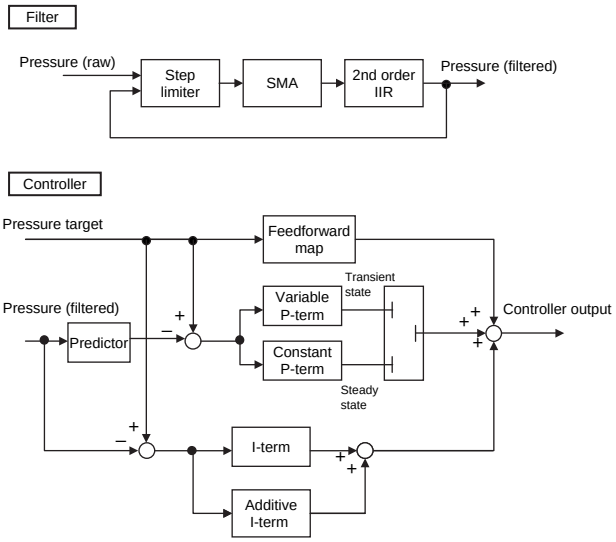
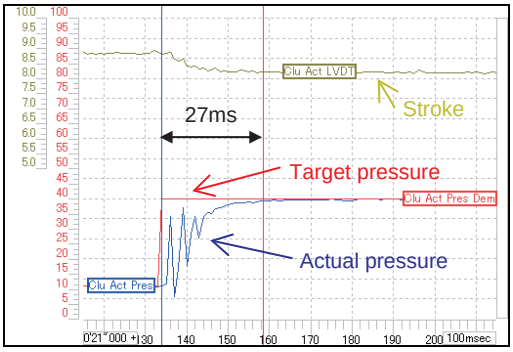


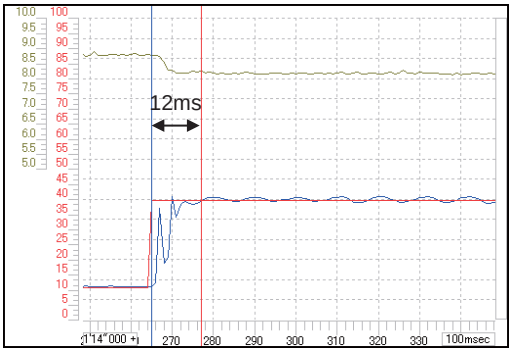
Fig. 7　Configuration of DPC pressure controller

mm 磨耗時における比較もあわせておこなった.

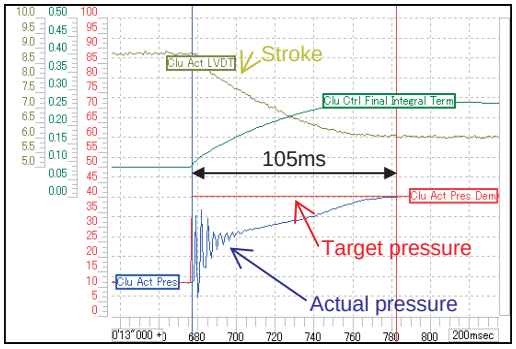
磨耗の無い状態において 44%，磨耗発生時においては 71 %，油圧応答時間をオーバーシュート無く短縮することができ，磨耗発生時においても発進性能の低下を最小限とした.



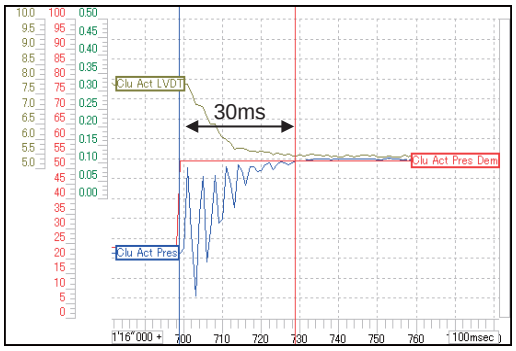
(a) Standard PID (no wear)



(b) New control (no wear)



(c) Standard PID (3.0 mm wear)



(d) New control (3.0 mm wear)

Fig. 8　Comparison of pressure control

5．まとめ

DPC の油圧制御を確立することで，クランプロード(伝達トルク)の制御精度を向上させた.

また，DPC は 2006 年よりレースに適用し，発進すべてを半クラッチスタートでおこなうことで，トルクフィードバック制御無しでの，スリップスタートを実現し，0 - 100 km/h 加速において，最大 0.46 秒短縮(距離では 11 m 手前)のアドバンテージを得ることができた.

■著　者■



岸　隆行



永利嘉記



中村博政



深尾洋一郎

電装技術解説



F1電子制御システムの開発

Development of Electronic Control System for Formula One

石 井 健一郎*
Kenichiro ISHII
西 田 俊 之*
Toshiyuki NISHIDA
遠 島 康 平*
Kohei TOSHIMA
根 來 昌 樹*
Masaki NEGORO
吉 田 将 隆*
Masataka YOSHIDA
丸 山 豊*
Yutaka MARUYAMA

要 旨

F1車両においても電子制御化が加速し，車両を緻密に制御，計測するためにシステム性能は重要な要素である．

2006 年シーズンからは Honda ワークスとして，これまでのエンジン制御システムだけでなく，車両電子制御システムのすべてに Honda オリジナルのシステムを適用した．

F1電子制御システムは，高性能化の追及と同時に車載性を向上させるためにシステムの最適化と徹底的な小型化をおこなうことが必要である．車載システムは，機能統合化された ECU と車両各部に配置されたユニットを高速ネットワークで結び，高速テレメトリーを用いてガレージシステムと協調することによりシステムの最適化を図った．

高速化および高精度化によるユニット性能の向上は，制御性の向上とくに駆動力制御およびギヤボックス制御の高精度化に寄与し，また高速通信によりピットでの計測性能の向上に寄与した．

ABSTRACT

The application of electronic control systems has been rapidly increasing in Formula One cars as well as in other vehicles. System performance is a crucial element in conducting precision control and measurement of cars.

Starting with the 2006 season, the Honda works has been working to apply original Honda systems not only in the engine control system, as before, but in all vehicle electronic control systems.

In order to pursue higher performance at the same time as enhanced in-vehicle mountability in Formula One electronic control systems, it is necessary to carry out optimization of these systems together with thoroughgoing miniaturization. On-board systems have an electronic control unit (ECU) with integrated functionality linked by a high-speed network with units located in every part of the vehicle. High-speed telemetry is used to coordinate these with the garage system in order to optimize systems.

The enhancement of unit performance by means of higher speed and greater precision contributes to heightened controllability, and particularly to enhanced precision of driving force control and gearbox control. High-speed communication also contributes to greater measurement performance in the pit.

1．まえがき

近年の F1 においては，従来までのエンジン制御，ギヤボックス制御だけでなく，2001 年途中から 2007 年まで，トラクション制御およびエンジンブレーキ制御がレギュレーションで許可されることとなった．また2007年まではクラッチ制御もレギュレーションで許可されていた．特にトラクション制御，ギヤボックス制御においては，エンジン‐車体協調制御をリアルタイムに精度良くおこなうことが必要であり，高い演算能力，計測性能を必要とした．また，エアロダイナミクス性能を追求した F1 車両におけるシステムは，電子制御ユニットの搭載位置が限られているため，小型でかつ軽量であることが必要である．

F1電子制御システム機能は，走るための機能と解析するための機能の大きく二つに分けられる．小型･軽量化を達成するためには，後者をできるだけピットシステム側に持たせることで前者の最適化を図ることが可能であり，これを基本的な考え方としてシステム構築をおこなった．

本稿では，HondaF1電子制御システムを概説し，システム開発における課題と開発内容について紹介する．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_29

2．システム変遷

Fig. 1 に第３期 Honda F1 電子制御システムの変遷を示す．第３期の F1 システム開発は，エンジン，車体統合システムのレース適用を視野にいれ 1998 年にスタートした．

2000 年から 2005 年までの BAR-Honda 体制下では，エンジン制御システムを供給し，2006 年 Honda ワークス参戦時からは車体統合制御システムとして Honda フルシステムを投入した．システムの呼称は，ギリシャ神話の知恵と勝利の女神の名をとって，“ Athena（アシーナ）”とした．

2008 年からはエンジンと車体制御の標準化とコスト削減を目的に FIA（国際自動車連盟）標準システムの適用が義務付けられ，Honda システムとしては，エンジン用デバイス，センサとデータロギングシステムのみがレース適用となった．

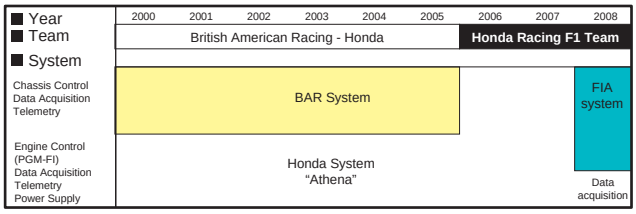


Fig. 1　History of Honda Formula One system

3．電子制御システム構成（Athena）

3.1. システム構成の最適化（機能統合・分散）

車体デザインを決める空力性能は，ラップタイムに大きく寄与する部分であり，デザインの自由度が制限されることがないように，小型で搭載性に優れたシステム構成が必要である．

電装部品は，Fig. 2 に示す車体両脇のラジエータダクト下部が基本搭載位置となり，その他では車両前方のドライバペダル付近とコクピット内のみとなる．そのため，システムを分散させて搭載し，高速ネットワークで結ぶことにより搭載性と機能の両立を図った．

Fig. 3にシステム構成を示す．車体上のネットワークは，

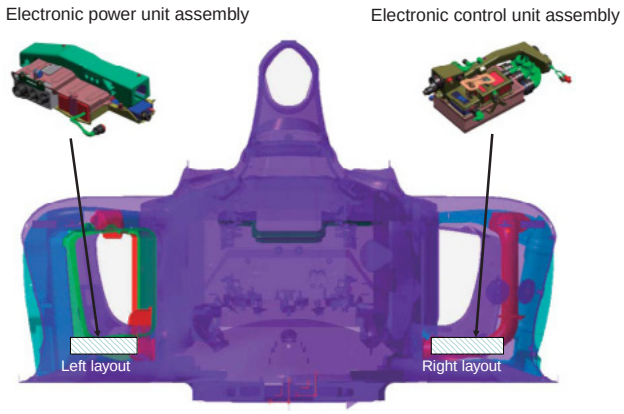


Fig. 2　Electronic unit layout (front view)

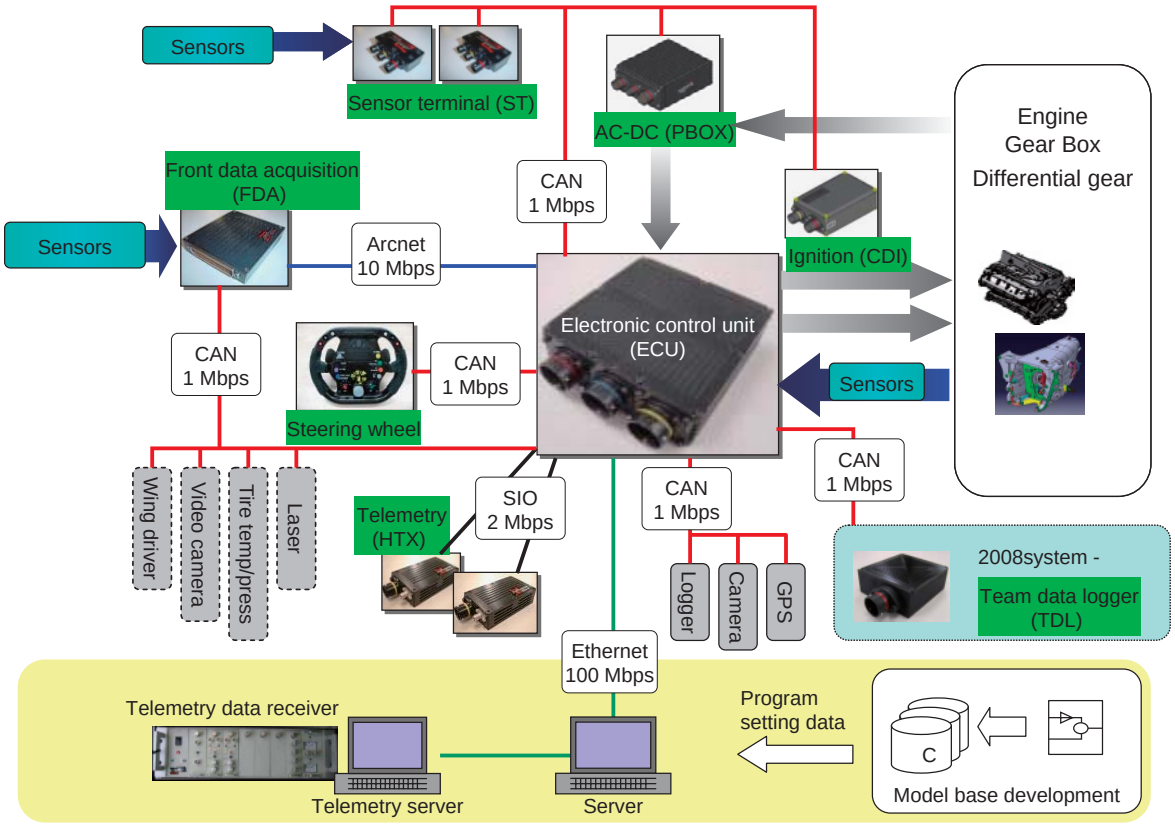


Fig. 3　Athena system

ECU(Electric Control Unit)を中心に各ユニットが結ばれ，センサ情報やフェイル情報を共有しシステムを動作させている．ECUは，エンジン，車体，計測制御を統合制御できる機能を持ち，車体の情報すべてを取り込み，各デバイス操作と計測処理をおこなう．分散された各ユニットは，用途別の計測機能と制御機能をもち，必要に応じてネットワークに接続される．なかでも，車体前方の多数のセンサを取り込むFDA(Front Data Acquisition)は，リアルタイムな制御演算に使用される信号を処理しているため，10 Mbps の高速通信で ECU と接続した．

ピットでは，クライアント PC と ECU をイーサネット通信(100 Mbps)で接続し，ロギングデータなどの大容量データを短時間で受信可能とした．また，大容量データをあつかう車両確認用のアプリケーションをすべてクライアント PC 側に持たせ，車載システムの簡素化を図った．

3.2. 各部品説明

(1)ECU

ECUは，エンジン制御，車体制御，計測制御の三つの役割をもっている．エンジン制御では，点火時期，燃料噴射量，スロットル開度を制御し要求トルクを実現する．車体制御では，車体挙動情報をもとに，駆動トルク配分制御，ギヤ変速のシームレスシフト制御演算をおこなう．計測制御では，テレメトリーとデータロギングの二つの計測用演算をおこなう．

(2)CDI(Capacitive Discharge Ignition)

CDI は，エンジンの点火コイルに点火エネルギーを供給するユニットである．CDI 方式は，フルトランジスタ方式に比べてリアルタイム性が高く，駆動トルク制御(トラクション制御，エンジンブレーキ制御)，エンジン回転数制御時の精度を高くすることができる．また，イオン電流検出による失火検知機能もあわせもつ．

(3)PBOX(Power Box)

PBOX は，電圧レギュレータと電源分配(シーケンサ機能)をおこなうユニットである．電圧レギュレータ部は，高効率なコンバータ方式を採用，また，２電源(14 V，7 V)出力とし，各供給先の電源部の小型化を可能とする

(4)バッテリー

バッテリーは，ニッケル水素バッテリーを採用した小型，軽量バッテリーである．バッテリー温度監視，充電制御は，PBOX にておこなう．

(5)HTX，HRX(テレメトリー送受信機)

HTX は，ECU で処理された情報を無線でピットに送信するデータトランスミッタユニットであり，HRXは，無線データを受信するデータレシーバユニットである．

(6)FDA

FDAは，車体前方周辺のセンサを取り込むユニットである．多チャンネルアナログ入力が可能なI/O(Input/Output)を備え，取り込んだアナログ信号をフィルタ演算処理した後に，ECU へ高速通信(10 Mbps)で送信する機能をもつ．

(7)ST(Sensor Terminal)

STは，テンポラリの車体，エンジンの環境計測用途として，ECU と CAN 通信ライン上に，最大８ユニット接続できる小型センサ計測ユニットである．

(8)FIA/FOM ユニット

FIA/FOM ユニットは，統括団体である FIA(国際自動車連盟)およびレース運営団体である FOM(Formula One Management)から搭載が義務づけられているユニットで，データロガー，カメラ，GPS がある．これらのユニットに対して，ECU から車の情報を CAN 通信で送り，各チームの走行データを FIA，FOM が管理，利用する．

(9)TDL(Team Data Logger)

TDLは，ロギング機能と各種センサ読み込みをおこなうユニットである．2008 年以降，FIA 標準システム使用が義務付けられたため，2007年まで使用していた実走支援ツールを継続使用可能とし，FIA 標準システムとは，CAN 通信で接続される．

(10)ガレージシステム

ガレージシステムはピット内に設置されたサーバと各エンジニアが使用するクライアント PC から成り立つ F1 専用に設計されたシステムインフラストラクチャである．車両とのデータの送受信は，イーサネットを介しておこなう．

3.3. 高速高精度制御(エンジン，車体，計測制御)

ECUには，制御性能と計測性能を満足するために高い演算性能が要求された．第３期 F1 では，主要な制御開発項目は，駆動トルク制御とシームレスシフト制御であり，これらの制御開発には，浮動小数点を使用したモデルベース開発を導入し開発効率を高めた．Fig. 4に適用した制御と演算能力の推移を示す．レギュレーションにて，2001年途中に

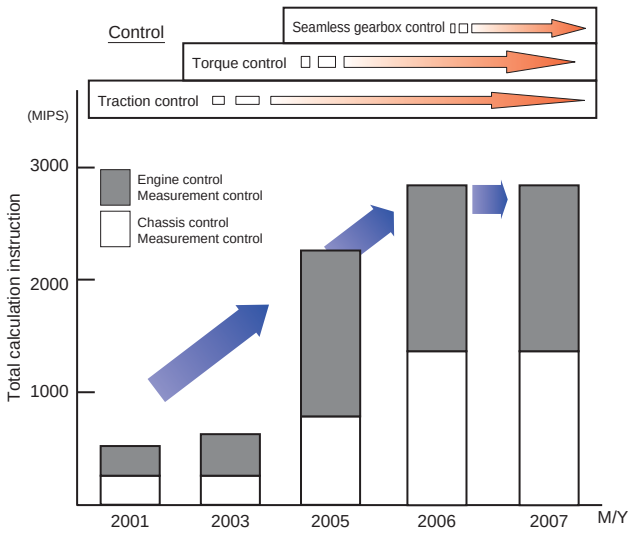


Fig. 4　Processing speed increase

ドライバーズエイド制御(トラクション制御に代表されるスリップ制御)が許可されてから，禁止される 2007 年までがもっとも演算能力が要求された．それに伴い，制御解析のためのデータ量が増加し，計測機能においても多チャンネル，高速サンプリングロギングの要求に応えるために CPU の高速化とデータ転送の高速化をおこなった．

3.4. 搭載レイアウト

主な電子制御ユニットは，ラジエータダクト下部に配置された．この位置は，車体全体の中央でかつ低位置であり車体運動性に影響を与えずに搭載ができる最も広いエリアである．ECU と CDI は，Fig. 5 で示すように車体左側部分のラジエータダクトとアンダーフロアの間に，防振マウントされたカーボンブラケットに取り付けられた．PBOX，バッテリーと HTX は，Fig. 6 で示すように車体右側に左側と同様にラジエータダクトとアンダーフロアの間に取り付けられた．ユニットの放熱は，必要なクーリング風を導入できるダクト形状をシミュレーション評価(Fig. 7)をもとに導き出し，空力への影響が最小限となる形状とした．このため，電子制御ユニットの放熱構造が重要となった．

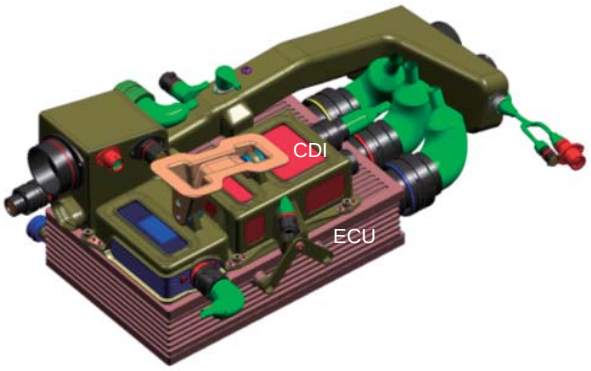


Fig. 5　Left side electronic units

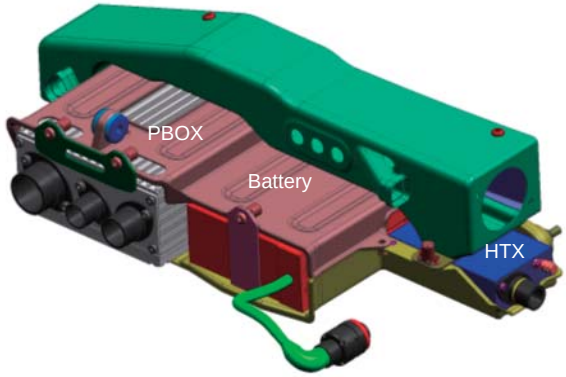


Fig. 6　Right side electronic units

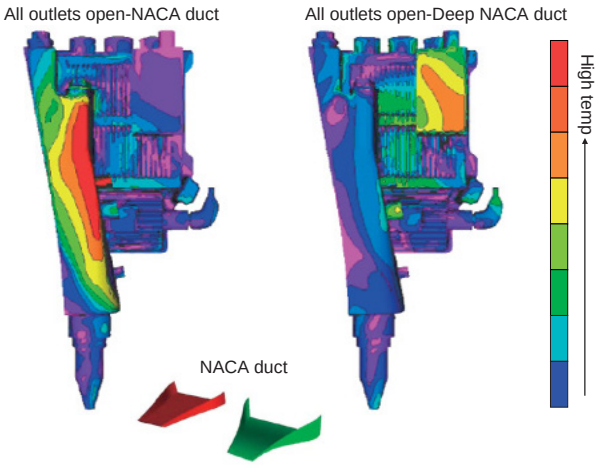


Fig. 7　Cooling duct simulation

4．ECU アーキテクチャと機能

4.1. ECU ハードウェアアーキテクチャ

冒頭に述べた電子制御システムに対する，性能要求を実現するためには，特に ECU のハードウェア性能が重要である．ECU がおこなうそれぞれの機能に最適な複数 CPU 構成とし，それらを協調させるメモリ構成および通信接続について以下に述べる．

ECU は，Fig. 8 に示す三つの CPU [Application CPU (ACPU)，Device CPU(DCPU)，Gateway CPU(GCPU)] からなる基本アーキテクチャでエンジン用と車体用の 2 ブロック構成とし，I/O に関しては，それぞれの入出力デバイスごとに設定した．

デバイス操作のリアルタイム性とアプリケーションの高速演算処理の両立を図るために，一つのCPUに処理が集中しないよう機能分散をおこなった．デバイス操作の部分においては，エンジン高回転時に 150 μ秒ごとの処理でインジェクタ，点火デバイスを操作するため，高処理演算が必要なアプリケーション処理とは分離し，デバイス I/O 操作のみをおこなう機能とした．このためCPUとしては，優れた I/O 機能をもつ自動車用 CPU(DCPU)を選定することにより機能要求を満足させた．またエンジン，車体などの制御アプリケーション用には，高速処理CPU(ACPU)を選定し，それまで，３つの自動車用マイコンで制御していたものを１つに集約することにより CPU 間でのデータアクセスを無くし高速化と無駄な処理を省くことができた．計測制御用の CPU は，PC との大容量データ通信，テレメトリーとの通信をおこなうことから，高速かつ通信デバイスが豊富な通信機器などで使用される CPU(GCPU)を選定し，高速シリアル通信とイーサネット通信によるデータ操作を可能にした．

機能分散した複数の CPU は，相互にデータを参照する必要がある．例えばテレメトリーとロギングで必要な情報は，GCPU へ送られ，制御演算で算出されたデバイス指示値は，DCPU へ送られる．また，ガレージシステムのクライアント PC から送られてくるセッティングデータやコマンドは，各 CPU で共有される．これらを実現するために，DPRAM を各 CPU 間に配置し，かつトリガ信号を接続す

ることより高速同期アクセスを可能とした．

各 CPU のローカルメモリは，必要な機能に応じて割り当てられた．メモリ機能としては，プログラム保持用の Flash メモリ，プログラム実行用の SDRAM，データバックアップ用の NVRAM，大容量ロギング用として CF メモリ（Compact Flash）を接続した．CF メモリの接続は，２枚並列としデータバス幅を 16 bit から 32 bit に拡大することで，ロギング時のデータ加工とアクセス処理の高速化を図った．

エンジンと車体の２ブロック間は，協調制御で相互に必要となるパラメータを制御処理周期である 1 kHz 以上で伝送するために，10 Mbps の ARCNET 通信で接続した．

2008年以降にはロギング容量増加とデータダウンロード時間短縮を両立させるため，それまで GCPU が，ロギングデータの読み出し処理とデータダウンロード処理を交互におこなっていた．これらの処理を同時におこなうことが技術課題となった．

そこで，Fig. 9 に示す高速メモリコントローラを開発した．ロギングデータの読み出し処理とダウンロード処理の並列化は，CPU のローカルバスと独立した PCI バスを使用することにより可能とした．また，ロギングデータの読み書きの速度向上と大容量化は，複数の SD メモリを並列接続する回路構成とすることにより可能とした．このメモリコントローラは，2009 年モデル向けに開発した TDL に搭載し，データダウンロード速度の30%向上と大容量化（Max 8 GB）を実現した．

4.2. ECU ソフトウェアアーキテクチャ

ECUソフトウェアは，エンジンの点火やスロットルの制御をおこなうエンジン制御部分，ギヤボックスおよび車両挙動の制御をおこなう部分，走行データの記録およびガレージシステムに送信するデータ計測部分に大別できる．

個々の CPU にはリアルタイム OS を実装し，高速での制御演算，センシング，通信を実現する上での高いリアルタイム性の要求に応えた．また，Fig. 10に示すようにOS層，通信および I/O 制御をおこなうミドルウェア層，制御演算をおこなうアプリケーション層の３層を明確に分離独立し，モデルベース開発によるアプリケーションユーザが，単独で制御開発を可能とするために，実行ファイルを

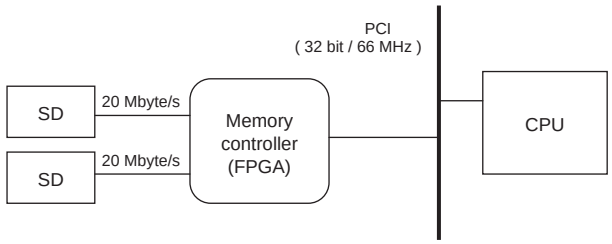


Fig. 9　SD memory controller

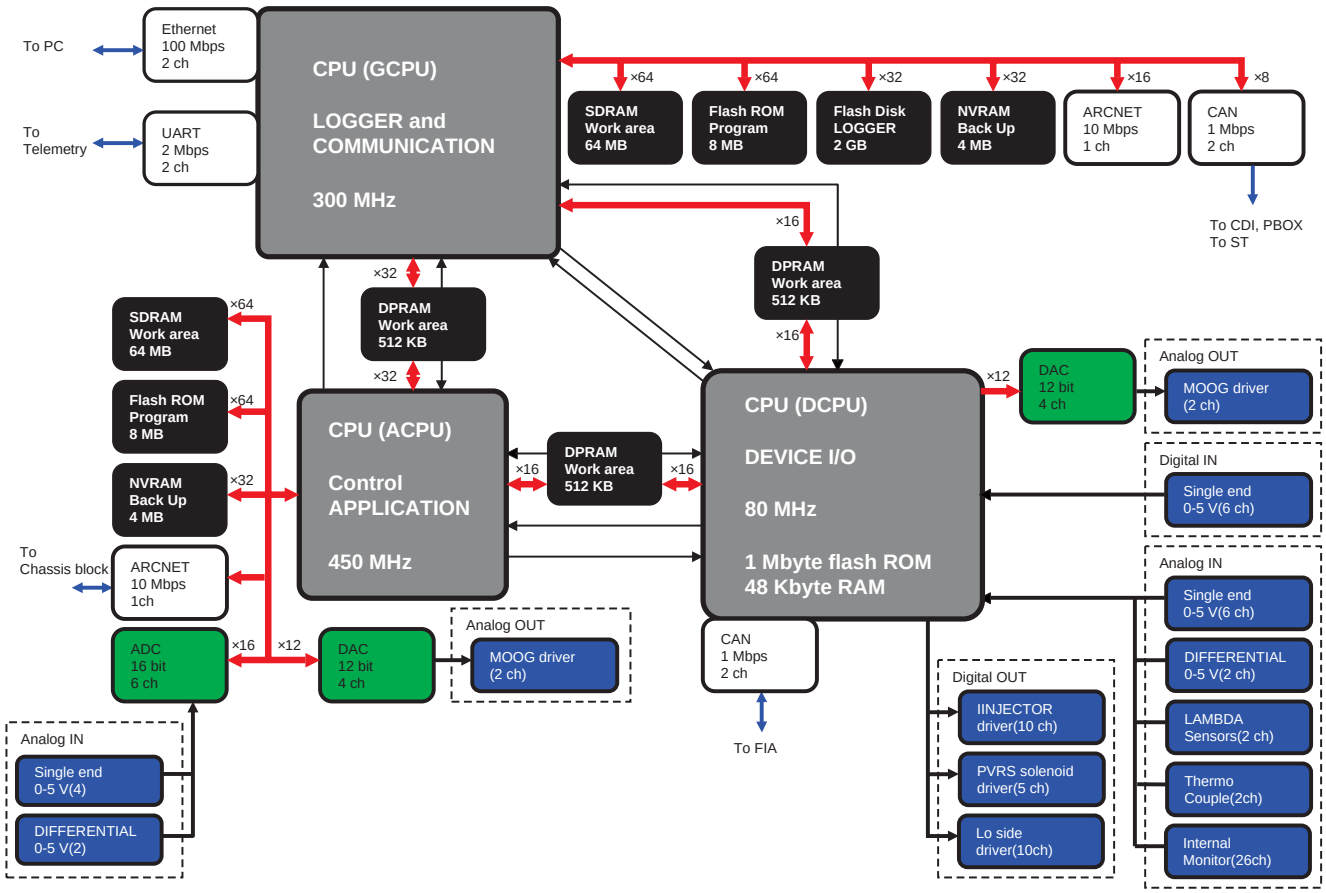


Fig. 8　Hardware architecture

自動生成できる開発環境を整え，制御開発効率を高めた(Fig .10)．

4.3. 走行データ計測機能(ロギング)

ロギング機能は，車体とパワートレインのセッティング，状態把握，シミュレーション目的で使用されるためデータの精度とデータ量が必要となり，チャンネル数で 2000 ch，サンプリングレートで 10 kHz - 1 Hz のスペックが必要とされた．

また，実走テストの効率を考えると，走行後にエンジニアが，車両状況をすぐに把握して次の走行に対応することが重要であり，データダウンロードからデータ表示までの時間の短縮と容易に解析できる手法が必要であった．

走行ごとに蓄積されるロギングデータは，サーキットだけではなく，各開発拠点で解析とシミュレーションに使用されるため，走行データとテスト項目を関連させる必要があった．

4.3.1. 計測データフォーマット

ロギングシステムでのデータ計測は，走行後のデータ管理を容易にするため，１回の走行ごとにデータを分割してロギングメモリに記録した(Fig. 11)．１回の走行データは，Run Header と Run Data から構成される．

Run Header 領域には，周回ごとに更新される Lap Data，直線終端の最高速点での Straight End Data，不具合情報を示す Fail/Warning Data が記録され，エンジニアが容易に周回ごとの特徴点を確認可能とした．また，ロギング関連情報のインデックス情報を記録することにより，走行後の解析の際に走行データとセッティングデータ等のひも付けをおこない，正確なデータ管理を可能とした．

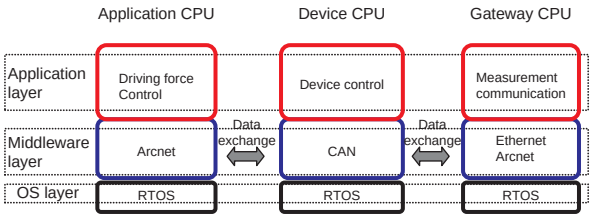


Fig. 10　Software architecture

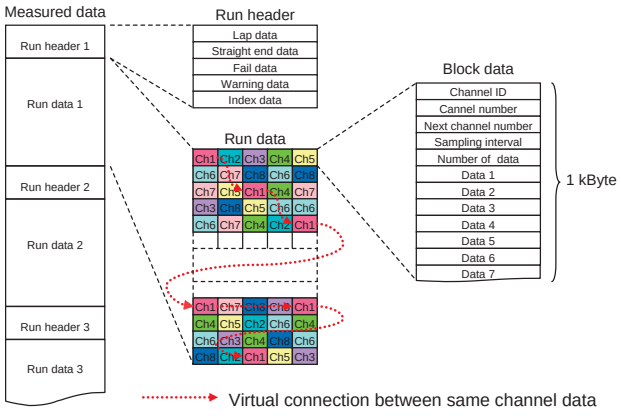


Fig. 11　Logging data format

Run Data領域には，ロギングされた各チャンネルのデータが記録される．

4.3.2. データ記録手法

データロギングは，前述したように高サンプリングレートで計測されたデータを記録する必要がある．高サンプリングレートによるデータロギングは，データ量の増大から，データダウンロード時間の増加に繋がり，実走テストの効率を低下させてしまう．その対応としてトリガロギング機能を開発した．これは，特定の状況下，例えばギヤチェンジや，故障発生時などの特定のタイミングで詳細な情報を必要とする場合に，トリガポイントから過去最大１秒間を高サンプリングレート，それ以外は，レートを低くデータ記録をおこない，ロギングデータ量の削減を達成した．

トリガ条件は，クライアント PC 上で，C言語で記述をおこない，逆ポーランド記法でロギング設定ファイルに書きこまれる．ECUは，トリガ条件を解読後，条件を満たす場合にはトリガ処理を実行し，テスト状況に応じた設定変更を可能とした．

また，開発当初は ECU の処理負荷低減の観点よりサンプリングしたデータを単純に時系列で並べ，各チャンネルデータはロギングメモリ上，非連続になる記録方式としていた．このため，データを表示する際には同一チャンネルごとにデータを改めて並び替える処理が必要であり，高速CPU適用によるロギングデータ量増加から，グラフ表示に時間を要するという課題が浮き彫りになった．

高速 CPU(GCPU)を使用することにより処理負荷低減したため，データ記録方式を各チャンネルデータが連続して並ぶように変更し，描画速度を改善した．データの記録フォーマットを，サンプリングごとに同一チャンネルの1 kByteの固定長のブロックごとにまとめ，ブロックの集合体として計測データを記録するように変更した(Fig. 11 中段 同色のブロックは同一のチャンネルのデータを示す)．

このフォーマットの変更により，同一チャンネルのブロックをじゅずつなぎに読み出し，仮想的に結合することで同一チャンネルごとに再度並び替える処理が不必要となり，グラフ表示の高速化が実現した．

また，このロギングされたデータは，解析TOOLへの表示のみではなく，HILS(Hardware In the Loop Simulation)に入力することで，走行状況を PC 上で再生することを可能とし，実走課題の対策を次のレースあるいはテストへフィードバックするためにも使用された．

4.4. ガレージシステム機能

ガレージシステムは，走行データの管理および，レース戦略支援，実車確認支援を目的とした．走行に必須となる機

能は ECU に組み込み，それ以外の支援のための付加機能はガレージシステムで担うという考え方で開発をおこない ECU の小型化につなげた(Fig. 12)．

ピットでは，車両は，ガレージネットワーク上に接続されクライアント PC からロギングデータの吸い上げやセッティングデータ転送などがおこなえる．ロギングデータは，ガレージシステムのサーバに格納し，複数のクライアント PC上でデータ参照が可能である．その他に，レース戦略やテスト走行を支援する多数の機能をもたせ，ネットワークで繋がった ECU に対してコマンド操作を可能とした．次に代表的な支援機能と ECU との関連を紹介する．

(1)データセッティング支援機能

レース現場において，エンジニアは走行データを基に，エンジンおよび車体のセッティングを変更する．セッティング変更の頻度は高く，レース走行開始直前までおこなう必要がある．このため，クライアント PC からエンジニアが変更をかけたデータのみが ECU に送信され，瞬時にセッティング変更を可能とした．

(2)オートウォームアップ

エンジン，ギヤボックスの高性能化に伴い，エンジン始動，暖気，エンジンチェックモードが複雑化した．オートウォームアップとは，これらを自動化する支援機能である．このチェックモードは，エンジンの状態を把握するための複数のチェックモードをもち PC から送信される制御指示値でエンジンが制御される．これらのチェックモードのプロファイルをECU内にあらかじめ準備するのではなく，ガレージシステムのクライアント PC にファイルとして保存しておく仕様とした．ECUのソフト変更無しに，さまざまなチェックモードをエンジン仕様や使用環境に合わせて作成可能とした．

(3)ステアリングホイール機能設定

ステアリングホイールは，運転操作以外に，レース戦略やサーキット環境変化に応じて，走行中にセッティングや車の情報をドライバが確認や変更ができる機能をもっている．Fig. 13に示すようにステアリング上には，複数のスイッチ，ボタンと液晶ディスプレイ(Fig. 14)が備えられている．これらへの機能割り付け，ディスプレイ表示内容は，各ドライバの要求にこたえるため，PC上のアプリケーションから自由に配置設定ができる．ガレージシステムを介してECUに情報を送信することで，ステアリングと ECU の機能をリンクすることを可能とした．また，操作頻度が高く重要な機能は，プッシュスイッチかロータリスイッチにて，ワンアクションで操作可能とし，その他に関しては，Mode Function スイッチと「＋／－」スイッチを使用した階層コマンドで操作し，操作性と多機能切り替えを両立させた．

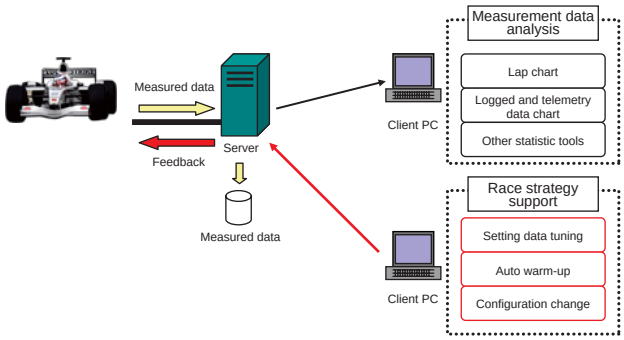


Fig. 12　Garage system

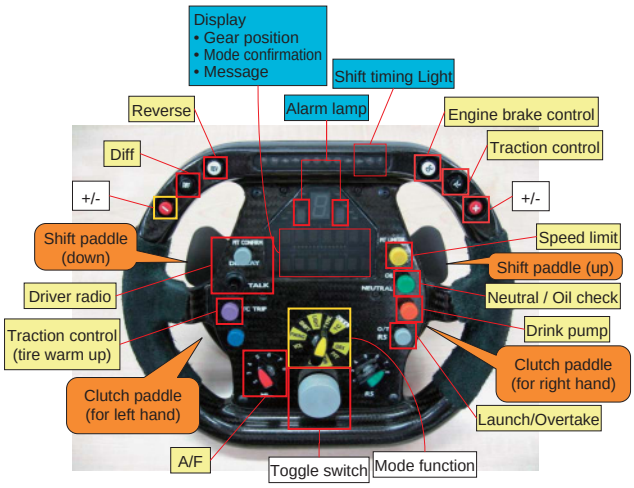


Fig. 13　Steering wheel functions

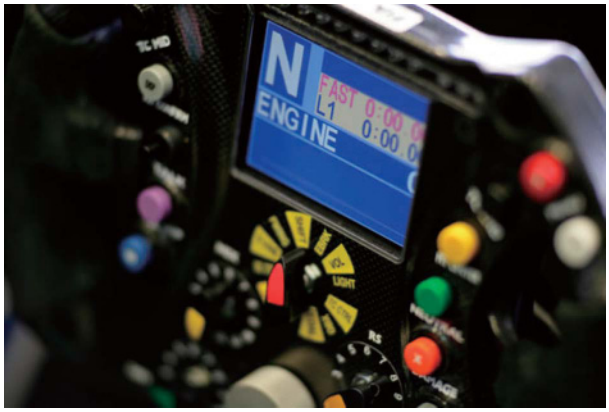


Fig. 14　Steering wheel display

5．ハードウェア開発

電子制御ユニットはパッケージ密度を向上させるために，複数枚の基板を用いた３次元の構造とした．電子部品が高密度に実装された基板は配線数が多く，基板間の接続手法を考慮する必要があった．また，高性能化に伴い高速で動作するCPUの発熱が顕著となり，小型パッケージにおける放熱手法が課題であった．

5.1. 高密度実装

高密度実装を実現させるために，自動車用電子部品とし

ては2003年当時採用実績の無い電子部品パッケージであるFBGA(Fine-pitch Ball Grid Array)とビルドアップ基板を採用し小型化を実現した．Fig. 15にビルドアップ基板を採用したCPU搭載基板を示す．2009年モデルTDLには部品内蔵基板を適用したプロトタイプユニットを製作し，ビルドアップ基板品と比較し20%の実装密度の向上を確認した．

CPUの高速化に伴い，バスクロックの高速化およびCPU電源電圧の低電圧化(1.8 V)が施されたため，外乱ノイズあるいはクロストークによる影響を受けやすくなった．このため，パターン設計時にはパターンシールド，グランド電位の安定化がいままで以上に求められ，高速伝送路シミュレーションをベースにした基板配線設計手法を取り入れた．

5.2. 基板間接続方法

ユニットを複数基板で構成する場合，基板間の信号線の接続方法が課題となる．

大規模なユニットになると基板間の信号接続数が膨大となり接続用コネクタがデッドスペースになるばかりでなく，配線の引き回しを考慮するとそれ以上のスペースを確保する必要がある．

これを解決するために，2008年モデルのTDLに対してはいままでの基板間接続用のコネクタをなくすために，Rigid-Flexible基板を適用し，基板間配線の最適化を図った．同時に通信系，小信号系の信号線接続においてはパターンによるシールドを施すことが可能であり，電気的にも安定した接続が可能となった(Fig. 16)．

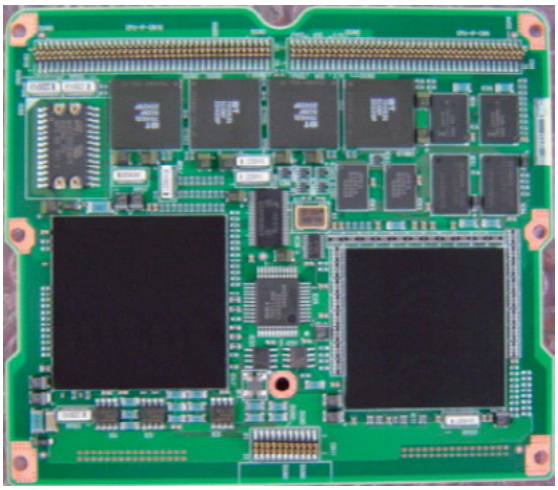


Fig. 15　High density PCB surface

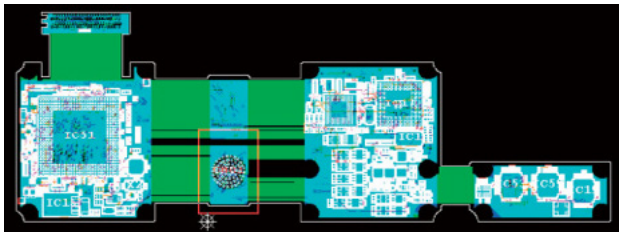


Fig. 16　Rigid-Flexible PCB of TDL

5.3. 放熱構造

一般にECUに用いる自動車用CPUは，多くの場合放熱対策を必要としないが，F1用ECUに採用した高速CPUの消費電力は約4 Wに達し，常温(25℃)においても動作保証温度である105℃を超える状況であった．

F1用ECUにおいて，高い処理性能と小型化を両立させるためには，熱対策が実車環境適合性において最大の課題であった．

高速CPUなどの発熱デバイスの放熱は，ヒートシンクを用いた強制空冷で成立させるのが一般的である．小型化を追求したF1用ECUでは，筐体と基板を最大限利用することで，雰囲気温度が60℃を上回る実車環境においても動作保証を可能にした．

ここで，放熱対策についてECUを例にして紹介する．Fig. 17に電子部品の主な発熱部品と放熱構造および放熱経路を示す．発生する熱を放熱することと熱容量を増やすことが重要である．

前者については，ケース材であるアルミをベースとした基板とデバイスからの熱伝導を向上させるパターンを形成し，ケース構造を利用した放熱をおこなった．後者については，CPUを搭載した基板に平面方向への熱伝導性の高いメタルコア基板を採用し，基板の熱容量を向上させた．

これらの手法により，実車搭載環境に適合させることが可能となった．

5.4. 小型化の変遷

ECUのパッケージサイズと適用技術の変遷をFig. 18に示す．2004年仕様以降は，高い処理性能向上の要求を達成するために，これまで紹介してきた技術を適用することにより，2004年モデルのサイズを維持しながら高性能化を実現した．

量産車においても，ECUの高性能化と小型化の要求が高まるにつれ，電子部品の放熱対策のみならず，デバイスの発熱を抑制する技術も重要となるであろうと考える．

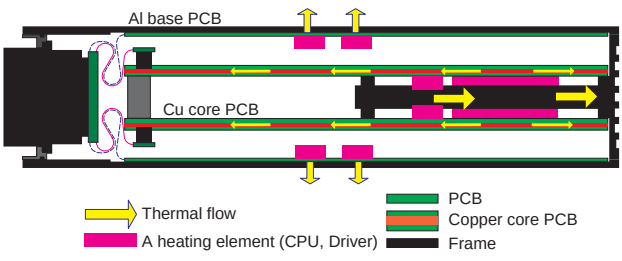


Fig. 17　High heat conditioning structure of ECU

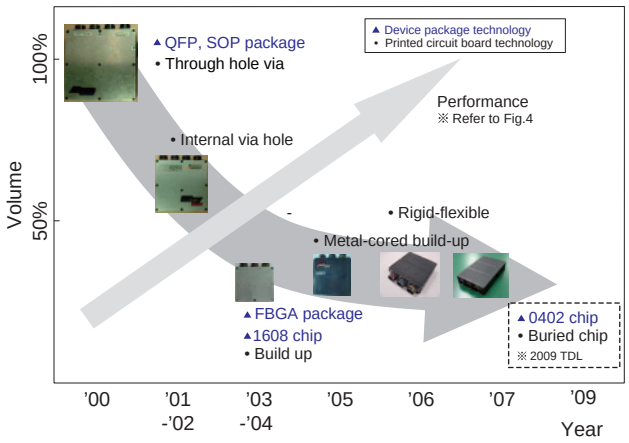


Fig. 18　ECU package

6．テレメトリー

6.1. テレメトリーの開発変遷

テレメトリーとは，マシン走行時の各種センサデータなどの情報を，無線を使用してピットへ送信するシステムである．テレメトリーは第２期参戦時の80年代半ば，Hondaが始めて開発しレースに導入した．第２期でのテレメトリーの使用方法は，エンジン回転数，油水圧，油水温，燃料使用量などの重要データをピット前通過時に取得しマシンの状態管理をおこなうものであった．これに対し第３期ではエンジンと車体にまつわるすべてのデータをリアルタイムに取得，解析することを目的として進化させた．Fig. 19にテレメトリーの通信方式と通信速度の変遷を示す．

2000 年と 2001 年は第２期に開発されたテレメトリーシステムを流用しており，搬送波周波数は400 MHz帯，変調方式はFrequency Shift Keying(FSK)，通信速度は19.2 kbpsであった．

2002年にはレギュレーションの変更によりピットからマシンへのデータ送信が可能となったため，双方向テレメトリーシステムを開発した．片方向の通信速度自体を向上させ，38.4 kbps とした．しかしながら，2003 年には再びレギュレーションの変更があり双方向テレメトリーは禁止となった．

2004 年は搬送波周波数を 1.7 GHz 帯に変更し，通信速度を 460 kbps にまで向上させた．

さらに，2006 年には通信速度を大幅に向上させた．走行時の全データ中，リアルタイム解析の必要なデータは約1000 chであり，これをテレメトリーで送信するには約1 Mbpsの通信速度が必要である．また，4.3.節にて紹介した高精度計測の要求より，最大で 1 kHz のデータレートが必要となる．これらの要件を実現するため，電力効率と周波数利用効率が高く，低受信レベルでの誤り率の低い Phase Shift Keying (PSK)を変調方式として採用し，通信速度は 2 Mbps まで向上させた．また，ある指定したタイミングにおいて特定のデータの取得レートを上げる，トリガ機能も実装した．

以上に示した技術進化により 2006 年には走行中のマシンのデータは，ほぼ全てリアルタイムにピットにて取得可能となった．これにより，フォーメーションラップの発進時のデータをもとにレーススタート時のクラッチ制御モードを変更するなど，レース運営上で不可欠な存在となった．

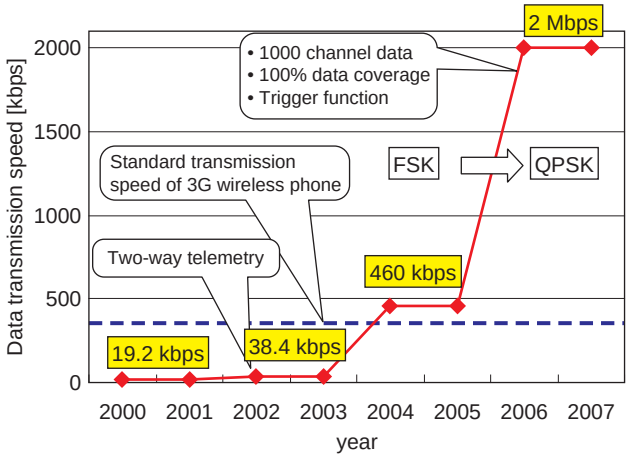


Fig. 19　Progression in telemetry transmission speed

6.2. 高速化に伴う課題

テレメトリーシステムは，机上のシミュレーション環境にてデータ取得性能を確認した後，実走テストを実施していた．しかし，実際のサーキット上と机上シミュレーションとでは異なる特性を示す箇所が多く，特に変調方式にQuadrature Phase Shift Keying(QPSK)を採用し高速化をした場合では，机上シミュレーションでパケット取得率(正常に受信できたデータパケットの割合)が90%以上であったのに対し，実走テストでは，大きくそれが低下した．ただし，データの再送信をおこなっていたためカバレッジ(必要なデータが得られる割合)はほぼ 100%を維持していた．(Fig. 20)．

Fig. 20を見ると，サーキット上の比較的ピットに近いセクターでも，パケット取得率の著しい低下が見られる．距離が近い，すなわち受信レベルが十分な状態でデータ取得性能が落ちる原因としては，サーキットの路面，スタンドなどで発生した反射波(遅延波)が受信側で干渉し合う，フェージングの影響が考えられる．フェージングの影響度合いは，通信速度に依存する．Fig. 21に示すように，通信速度が速くなると１つのフレーム長が短くなり，１フレーム長に対する干渉の割合が大きくなるため，フェージングの影響は顕著に現れ通信品質は低下する．

上記のようなパケット取得率の低下を改善するため，

(１) 送信電力を増加させノイズの影響を緩和
(２)送信速度を下げ遅延波の影響を緩和
(３)受信側に指向性アンテナを使用し遅延波を除去
(４)誤り訂正(FEC)を導入し誤り率を改善

といったさまざまな対策を試行したが，結果的には大きな改善効果は得られなかった．

6.3. サーキットの電波伝搬モデルの検討

テレメトリーの開発は，机上のシミュレーションに依存している．このため，サーキットの電波伝搬環境の正確な把握がシミュレーションを実施するために非常に重要となる．そこで，2007年以降のテレメトリー開発においては，実サーキット上でのパケット取得率の改善をおこなうために，より実環境に近い電波伝搬環境の調査考察をおこなった．

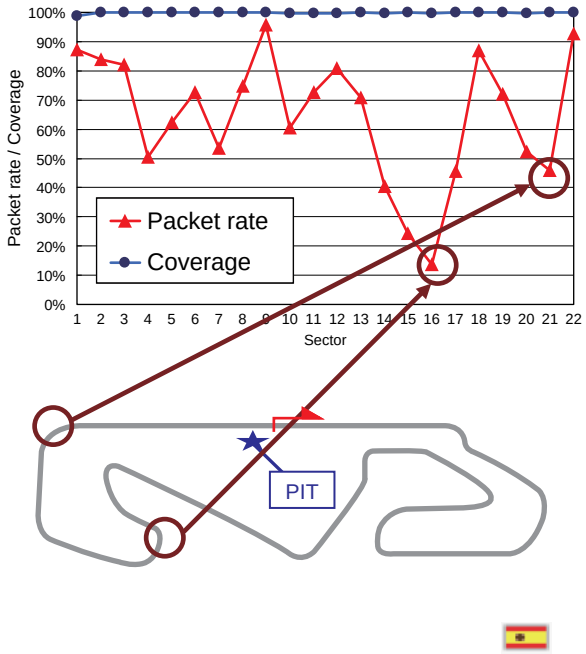


Fig. 20　Packet rate and coverage for circuit one round (2007 Catalonia)

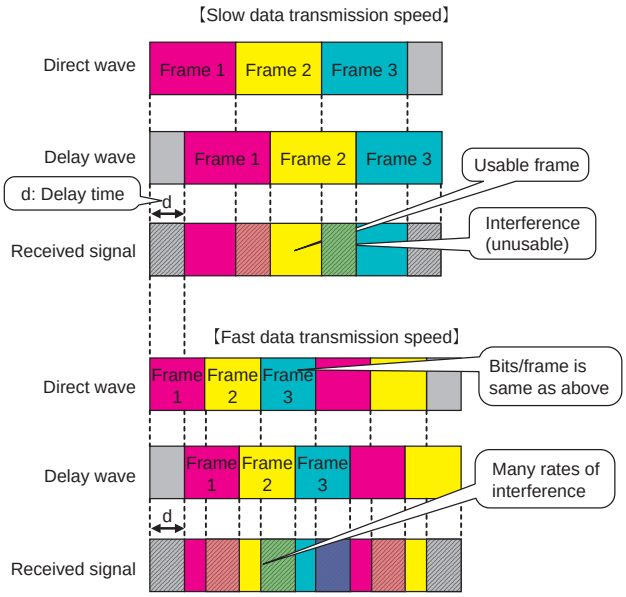


Fig. 21　Difference in influence of fading by data transmission speed

そもそも，F1の使用環境は通常の移動体通信(携帯電話など)のものとは大きく異なり，移動速度は最高で 300 km/h を超え，かつピットから遠い地点では見通しが悪く，またマシンからピットへの片方向通信であるため適応伝送が不可能である．

2007年までのシミュレーションにて使用していた電波モデル(フェージングモデル)を Fig. 22 に示す．このモデルでは電波の通り道(パス)は二つとしており，パス間の遅延時間差は多くとも0.2μ秒であるとしていた．一般に，見通しの良い大地で反射：0.01μ秒，建物などで反射：0.1μ秒(最大0.2μ秒)の遅延時間差と言われている．このモデルにおいて現実との差異を生じさせている点は以下の二点であると考えられる．

(1)パスの遅延時間差が短い

遅延時間差 0.2 μ秒は光路長にするとわずか 60 m であり，実環境における遠方のスタンド，周囲の山などによる反射を考えると，パスの遅延時間はもっと長いことが推測できる．

(2)パス数が少ない

テレメトリーの送信アンテナは無指向性であり，マシンから全方位に対して電波を送信している．そのため，ピットの受信アンテナへはコース上のあらゆる建造物からの反射波が到来すると予想されるため，パスの数は２よりも多くなることが推測できる．

ここで，電波伝搬環境を把握するには現場での計測が最適と考えられるが，先述した通りサーキットでの計測は困難である．そこで，フェージングモデルのパラメータを振り，実測のパケット取得率，誤受信時のデータのエラーパターンを実走テストと机上テストとで比較した．その結果，

- パス数は最大で６
- 遅延時間は支配的な強度のものが0-1 μ秒程度，強度の低いものは最大で 5 μ秒

上記フェージングモデルが実環境に近いモデルであることがわかった(Fig. 23)．

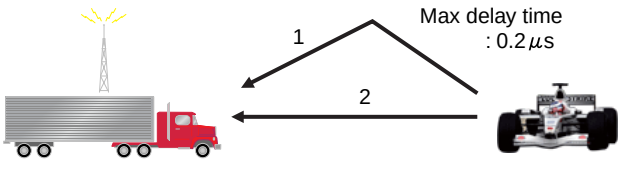


Fig. 22　Fading model used for development to 2007

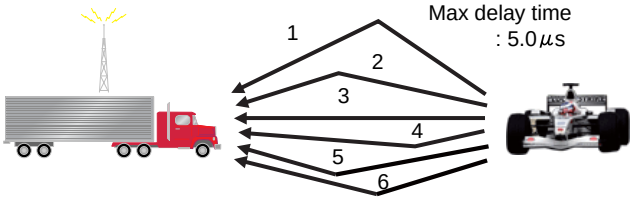


Fig. 23　Fading model used for development from 2008

上記のフェージングモデルはレイリーフェージングモデルと呼ばれ，多数の遅延波が重なり合う影響でデータに連続的な誤りが生じるため，送信電力の増加や誤り訂正の効果は一般的に低い．また，パスの数が多数のため指向性アンテナを使用しても遅延波は除去し切れず，遅延時間が長いため送信速度を 2 Mbps の 1/2，1/4 にした程度では通信品質の改善は望めない．このように Fig. 23 のモデルで考えると，6.2. 節で試行したパケット取得率低下対策では大きな改善効果が得られなかったことが理解できる．

2008 年以降の開発では Fig. 23 のモデルを使用し，このモデル上でも十分なパケット取得率を保持しつつ高速通信を実現する新たな通信方式の評価を実施した．

6.4. 次世代テレメトリーの技術

2009 年以降に関しては，これまで ECU とロガーにロギングしていたデータを，すべてテレメトリーでリアルタイムに送信するダウンロードレス化を目指し，さらなる高速化を目標とし検討していた．現状からさらなる高速化を目指すには，耐フェージング性向上策として，キャリアあたりの送信レートを下げることができるマルチキャリア化が必須である．具体的な実現手法としては Orthogonal Frequency Division Multiplexing(OFDM)を用いた周波数利用効率と耐フェージング性の向上による高速化が考えられる．

OFDM に関しては机上テスト用のプロトタイプを作成し，Fig. 23に示すフェージングモデルを使用した特性評価をおこなった．2007 年のテレメトリー送信機と OFDM プロトタイプの特性比較を Fig. 24 に示す．Fig. 24 は縦軸に Bit Error Rate(BER，ビットエラー数 / 送信ビット数)，横軸にフェージングのパス数を取っており，OFDMの導入により，高速・高信頼化が実現されていることが確認できる．

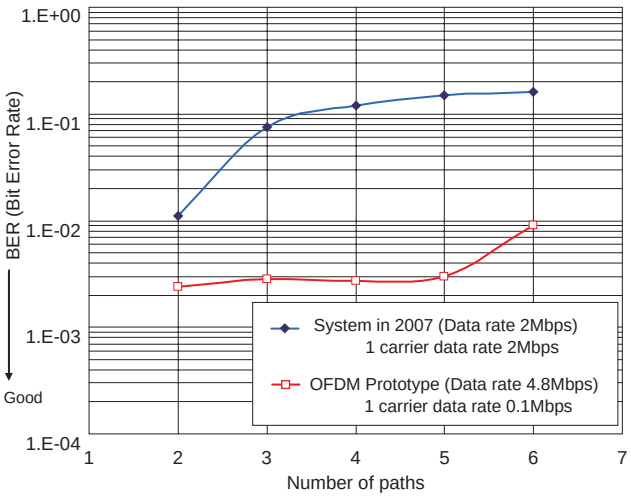


Fig. 24　Comparison of conventional system and OFDM

7．コンポーネント開発

F1 エンジンや車体には 100 以上のセンサデバイスが搭載されている．これらは，搭載性の観点から小型化が要求された．特にエンジン上に配置された圧力，温度，タイミング，スロットル開度センサやイグニッションコイル，オルターネータは，徹底的な小型高効率化を行った．本論文では，特にエンジンの振動に耐えうる機能保証をおこなうことが最大の課題であった

(1)スロットル開度センサ

(2)エンジンハーネス

についてそれぞれの開発内容を述べる．

7.1. スロットル開度センサ

一般的な自動車のエンジンにおいては，吸気流量をインテークマニホールド圧力，またはエアフローメータで計測して燃料噴射量を制御するが，レースなどの高応答性エンジンではスロットル開度をもとにして燃料噴射量の設定をおこなう．したがって，このスロットル開度センサはF1エンジンの重要なセンサの一つであり高い精度(1%Full Scale 以内)と信頼性が求められた．

2000 年復帰当初はブラシタイプの接触型センサ(ポテンショメータ)を用いていたが振動や異物(オイルや埃)によるブラシ接触面の摩耗などの課題を抱えていた．エンジンから受ける振動は約 500 G に達し，精度や信頼性の観点で非接触化を急ぐ必要があった．そこで，2003年後半から磁気ベクトルを検出する磁気抵抗(MR)素子を用いた非接触タイプセンサへの変更をおこなった．燃料噴射制御の基本センサであるため，全温度範囲での高精度化が必要であり，MR 素子を 2 個用いたICを採用し，それぞれの温度特性をキャンセルする手法で精度を保証した．

このセンサは所望の磁界が発生する様に着磁したマグネットを回転体であるスロットルバルブバタフライ軸に固定し，センシング素子をスロットルボディに搭載した分割タイプを採用した(Fig. 25)．

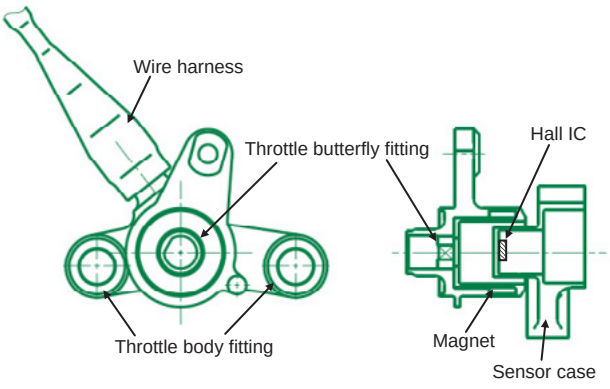


Fig. 25　Throttle sensor

このセンサはエンジンの後方に搭載され，熱害が頻発した．

熱害はエキゾーストパイプの排熱が主原因で，車体空力性能要求からエンジンカウルが年を追うごとに小さく絞られたためエンジンカウル内部の空気の流れが悪くなり，かつエキゾーストパイプのレイアウトもそれに伴いセンサを搭載しているエンジンに近づき温度環境が厳しくなっていった．MR 素子を始めとする IC 部品は高温保証品でも130℃保証が一般的だが，レースでは150℃を保証するため高温半田などの材料での対応や精度保証範囲を限定しソフトウェアでの補正をおこなうなどして，センサ精度が1%FS以内という条件を満たすことができた．

7.2. ワイヤハーネス

F1用ワイヤハーネスは軽量化と耐久性，また現場でのメンテナンス性を重要視して設計された．2007年のエンジンホモロゲーションが規定されるまではエンジンの重量規制がなかったため軽量化に特化し主にエアボックスやシリンダヘッド周りに簡易的な取り付けステイを設け固定した．エンジン重量に規制が設けられると軽量化よりもメンテナンス性や信頼性に方向性をシフトしシリンダヘッド上にジャンクション BOX を設置して各センサ類の回路はすべてその BOX に結合した(Fig. 26)．

また信頼性においては断線との戦いであった．F1エンジンの最高回転数は量産車に対し倍以上であり，常用回転数が全帯域に渡っているため常に高周波振動がエンジン周辺に加わっている．量産車の場合ワイヤハーネスは振動による接触部の断線や摩耗対応として線材をテープなどで束ねたのち外装保護材(樹脂チューブ類)を使用する．F1 ではハーネスの細線化や軽量化も重要な目的であるためポリエステル系樹脂を繊維状に編み込んだ熱収縮チューブを使用し外部接触からの保護と細線化および軽量化を実現した．

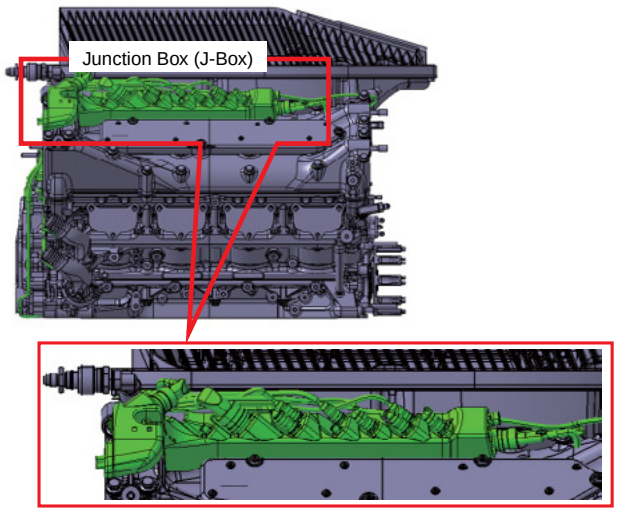


Fig. 26　Junction box on engine

さらに振動や加速度で発生するハーネスへの引張り荷重に対する断線対応としてレース用銀メッキ高強度銅線を使用したうえ，ハーネス線材同士を収縮チューブ内部でよる構造を採用し，ハーネスの対断線強度を向上させた(Fig. 27)．この撚り構造は断線強度を向上させるだけではなく，ハーネス自体の屈曲性が良好になりエンジン搭載性が向上した．

しかしながら，これらの手法を用いても，数百Gレベルの振動が発生する場所がエンジン上には存在するため，外観上の損傷は認められなかったにもかかわらず，収縮チューブ内部や電線被覆内部で銅線のみが断線するケースがあった．これは高周波振動を原因としてハーネス自体や銅線部が共振していると考えられ，振動による変位や引張り荷重を吸収できない状況と推定し，揺動部を含めた固定点間を全て動かないようにカーボン材で製作したホルダー状の剛体で固定する手法をとった．これにより断線を防止することができた．

F1の開発において振動は避けて通れない障壁であり，開発初期に振動レベルと形態を事前に把握することと，それらに応じた対策手法をうまく組み合わせることが重要であった．また，F1という短期開発においては，信頼性保証をおこなうために必要なエンジン運転状態での耐久確認をする機会が限られているため，不具合の兆候や対策の効果を早期に得ることが必要である．ハーネスの開発においては耐久途中の段階でレントゲンなどの非破壊検査装置を用いた解析手法を導入し開発を進めた．

耐振動設計においては，実車で必要とされる以上の対応をして，軽量化を妨げることがないように，設計する必要があった．

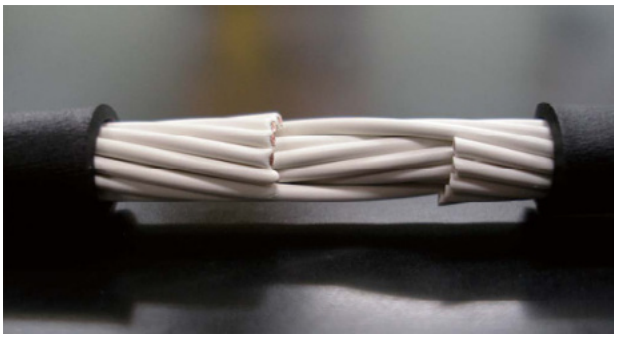


Fig. 27　Harness

8．おわりに

振り返ると，システム開発スタートの１年後にあたる1999年イギリスのペンブレーサーキットでテスト走行をおこなってから，2007年ブラジル GP まで常に進化をさせ続け，新技術に対して多くの知見を得ることができた．F1で開発した電子制御システムは，特異なクルマのシステムで

あり，またレース機能に特化したシステムではあるが，システム構築の考え方や適用した電装基盤技術は，今後の自動車技術の進化においても共通する技術であると考える．

FIA 標準システム導入以降の F1 における電気電子技術の進化は，2009 年から適用される KERS システムの進化にゆだねられることになった．今後も F1 は，自動車レースの最高峰であるとともに自動車技術の最高峰であり続けることを願ってやまない．

■著　者■


石井健一郎


西田俊之


遠島康平


根來昌樹


吉田将隆


丸山　豊

F1ハイブリッドシステムの開発

Development of Hybrid System for Formula One

吉 田 将 隆* 喜 多 真佐人* 新 博 文*
Masataka YOSHIDA Masato KITA Hirofumi ATARASHI

要 旨

2009年からF1世界選手権のレギュレーションが改定され，運動エネルギー回生システム（Kinetic Energy Recovery System：KERS）の使用が許可された．レギュレーションではKERSの駆動軸は後輪に限定され，出力は60kW以下かつ１周あたりの使用エネルギーは400kJ以下と規定されている．Hondaは2007年夏から研究開発を進め，F1の特性に合わせた小型，軽量化を軸に高回転，高出力の直接油冷モータおよびモータ駆動用インバータユニットと電圧制御装置が一体となった水冷PCU（Power Control Unit），ならびに高出力密度リチウムイオンバッテリーを開発した．

2008年４月に直線路での初走行，５月にはシルバーストーンサーキットにおいて他チームに先駆けて世界初となる実車走行テストをおこない，その優位性と高い安全性を実証した．

ABSTRACT

In 2009, the regulations for the Formula One World Championship were amended to allow the use of kinetic energy recovery systems (KERS). The new regulations stipulated that the KERS drive shaft be limited to the rear wheels, that output should be no more than 60 kW, and that the amount of energy used per lap be no more than 400 kJ. Honda had been conducting R&D in this area since the summer of 2007, and had developed a high engine speed, high output, direct oil-cooled motor, a water-cooled power control unit (PCU) which integrated a motor drive inverter unit and voltage control system, as well as a high power density lithium ion battery, all based on being small and lightweight enough for Formula One characteristics.

This system was first used to drive on straight roads in April 2008, and in May of that year Honda beat out other teams to conduct the world's first driving tests in an actual vehicle at the Silverstone Circuit, where the technology's superiority and high level of safety were proven.

１．まえがき

Hondaは化石燃料の代替，排出ガスの削減，地球温暖化への影響低減という観点から，電気自動車や燃料電池車，ハイブリッド車の開発に取組んでいる．

F1世界選手権においても，2009年のレギュレーション改定にてブレーキング時にエネルギーを回収し駆動時のアシストに利用するKERSの使用が許可された．これに対応するためエネルギーの回収方法として，これまで培ってきたエレクトリックドライブ技術をベースに電気式ハイブリッドシステムを選択し開発を進めた．

１ラップあたりに使用できるアシストエネルギーと最大出力がレギュレーションによって規定されたため，本開発ではレーシングカー特有の高度な運動性能をそのままに高出力化技術と高トルク化技術を軸に可能な限り小型化と軽量化をおこない，レーシングカーへの搭載を可能としたモータ，PCU，リチウムイオンバッテリーを開発した．またレーシング走行時の出力特性の要求に対応すべく高応答性を実現した．

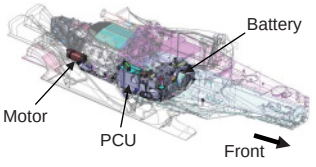
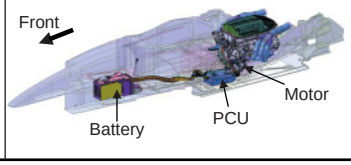
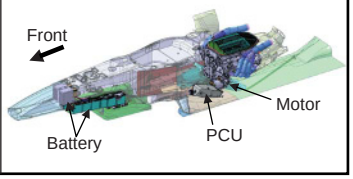
2007年の夏から本格的な開発に入り，９カ月の短期間に先行車であるRA1082（機能確認車）を実走させ，その後F1界で世界初となるレーシングコースでの全開走行をおこなった．RA1082で確認した基本機能を元にRA1089（レース先行車）を経て2008年末までにRA109K（レース車）を確立するまでに至った（Table 1）．

本稿では本F1ハイブリッドシステムの開発について紹介する．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_30

Table 1　Specifications of KERS

Vehicle code		RA1082	RA1089	RA109K
Shake-down		2008-APR	2008-NOV	2009-JAN
Motor	KERS power	60 kW	60 kW	60 kW
	Torque	45 Nm	45 Nm	45 Nm
	KERS energy	800 kJ	400 kJ	400 kJ
	Location	Transmission	Front of engine	Front of engine
	Dimension	ϕ100 x 202	ϕ100 x 190	ϕ100 x 190
	Max rpm	21000 rpm	21000 rpm	21000 rpm
	Weight	7.7 kg	6.9 kg	6.9 kg
	Cooling	Transmission oil	Engine oil	Engine oil
PCU	Power module	Si-IGBT/SiC-diode	Si-IGBT/SiC-diode	Si-IGBT/SiC-diode
	VCU type	Boost copper	Switched capacitor	Switched capacitor
	Operating voltage	680 V	560 V	580 V
	Weight	11.2 kg	8.0 kg	7.4 kg
	Cooling	Water	Water	Water
Battery	Type	Li-ion	Li-ion	Li-ion
	Cell number	114	108	106
	Weight	22.4 kg	21.2 kg	20.8 kg
	Cooling	Air	Air	Air
Layout				

2．開発コンセプト

2009 年 F1 レギュレーションにおいて KERS システムの接続は後輪に限定され，コース 1 周あたりの最大使用エネルギーは 400 kJ 以下，かつ出力は 60 kW 以下と規定されている．本開発テーマでは F1 車両に搭載するため小型化と軽量化という観点のみならず「勝てる車」として必要な性能目標を以下のように設定した．

（1）システム重量：30 kg 以下

（2006 年の車体バラスト重量の 60%以下）

（2）アシスト性能：出力 60 kW で連続時間 5 sec 以上

［オーバーテイク（追越し）が可能な出力とアシスト時間］

各機能部品の性能および重量，重心などの目標設定にあたってはレース戦略やビークルダイナミクスシミュレーションなどを駆使してあらゆる面から検討をおこなったが，その検討を重ねる中でコンセプトに関する重大な課題があった．

ひとつはレース戦略上オーバーテイクとラップタイムのどちらを重視するかということである．400 kJ を 1 度に使用するシングルアシストと最大 400 kJ を数回に分けて使用するマルチアシストを比較した場合，各コーナでエネルギー収支を合わせるマルチアシストの方がシングルアシストより約 0.1 秒ラップタイムを向上できることがシミュレーションにて明らかになった．Fig. 1にアシスト方式違いによる各サーキットでの Time gain を示す．マルチアシストはエネルギーストレージを小さくできるため，エネルギー容量が少なく出力密度の大きいスーパーキャパシタの搭載も考えられた．これは車体への影響がより少なくなるという相乗効果もある．しかしレースでは他車よりも前に出ないと勝利はできない．例えばタイヤグリップが駆動系トルクを上回る（タイヤが空転しない）180 km/h時点からア

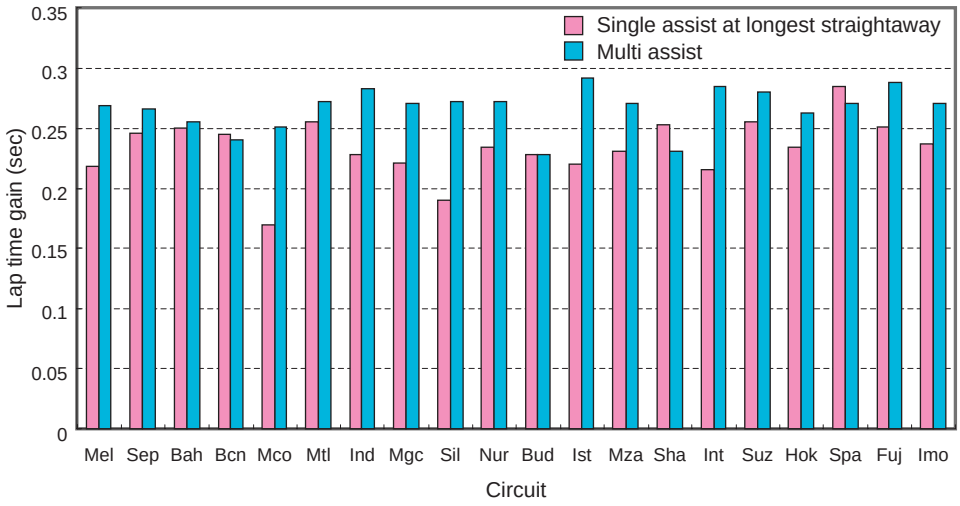


Fig. 1　Lap time reduction

シストを開始した場合，出力 60 kW を 6.666 秒間使用(エネルギー換算で400 kJ)すると，アシストなしの場合に比べ車速で 15 km/h 上回ることが可能で，その差は距離にして 20 m になる．仮にコースレイアウトの関係などで 6.666 秒の使用が不可能でも他車に対して 2.78 秒で 5 m(1車身)，4.22秒で10 m(2車身)の差となることからオーバーテイクが可能になり，シングルアシストがレース戦略上有効と考えられる(Fig. 2)．このように KERS を実際のレースでどのように使用するか意見が分かれたため，目標要件も揺れ動いたがHRF1(Honda Racing F1 Team)と共に議論を重ね，最終的にオーバーテイクを重視するということでコンセプトを決定した．

ふたつ目の課題は KERS のブレーキング時に得られるエネルギー回収量を最大にすることとドライバビリティの両立である．レギュレーションではブレーキ協調制御等が禁止されているため，回収エネルギー量はコースレイアウトだけではなく，ブレーキの作動時間や強さなどのドライビングスタイルで変化する．またサーキットによっては目標のエネルギーが回収できないことがシミュレーションにより明らかになっていた．これらに対してはドライビングスタイルの差が最小限になるようにシフトチェンジ時の損失や，モータフリクションを相殺するためのゼロトルク制御の損失を最小にすること，さらにエンジンブレーキと回生ブレーキの最適化配分や各機能部品が使用領域において最高効率となるように設定して対応した．またより多くの回生エネルギーを得るために例えば一定のブレーキ圧以下でなければ回生を許可しないなどという，いくつかの回生条件に関するレギュレーションの撤回を FIA(国際自動車連盟)に進言していくこととした．

3．KERS システム開発

3.1. 車載パッケージ開発経緯

3.1.1. RA1082(機能確認車)の開発

RA1082 は実走テストによる KERS のメリットを明確にすると共に，各機能部品の F1 適合性に対する課題の洗い出しを目的に製作された．ベース車体はRA106(2006年レース車)を使用し，PCU およびバッテリーは重量部品のため車体重心への影響が少ないモノコック(コックピットを形成する CFRP ボデー)内部のドライバーズシートの後ろを改修して配置することとした．この部分にPCUやバッテリーなどの高圧部品を配置することは車体重心位置や電気安全性に対してメリットがあったものの，同時にこの部分に存在するガスバック(燃料タンク)容積を低下させ，最大ガソリン搭載量は 140 リットルから約 40%減の 83 リットルに減少した．これはレース戦略上の課題になると考えられた．モータも本来なら車体重心に近いエンジンに直接搭載をするべきであったが，2006年から施行されたエンジンホモロゲーション制(開発凍結)によりエンジンの変更が認められず駆動軸の接続ができないことから，モータをトランスミッションのケース内部に収めることとなった．そこで後方への空力を阻害せずケースのバルジが最小となることを

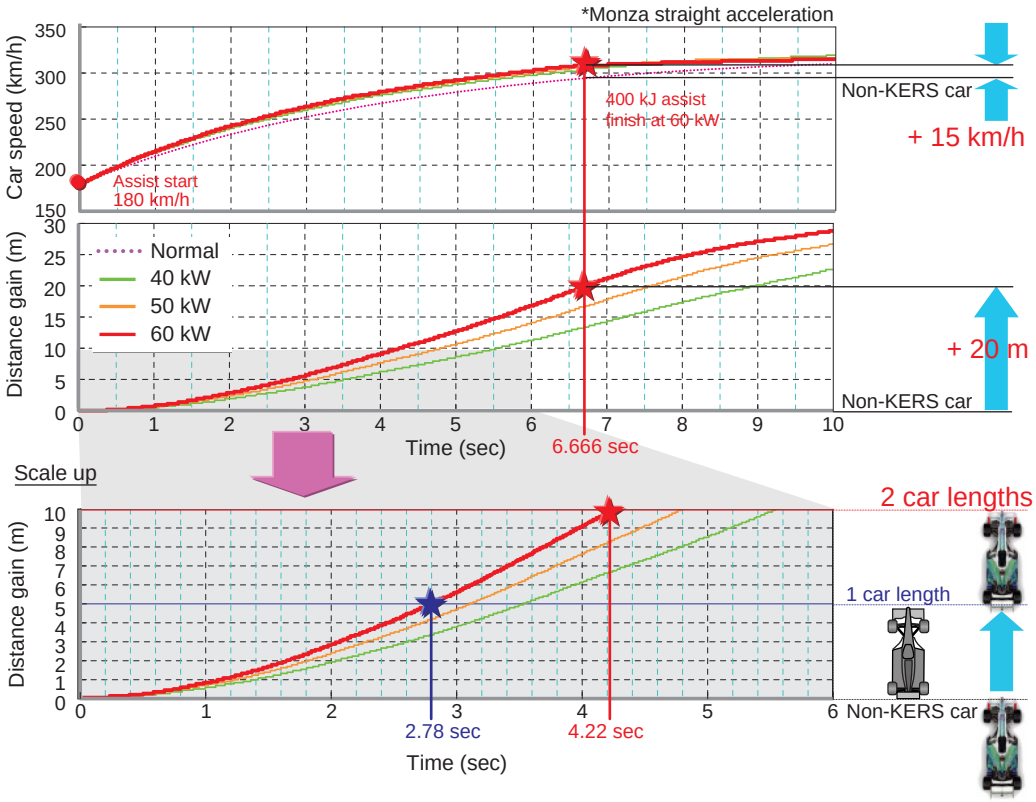


Fig. 2　Assist time / car speed and distance gain

優先し，レイシャフト（ドリブン側シャフト）の５速ギヤにモータギヤを接続した．またトランスミッションとエンジンの取付け締結部の関係からモータの直径を 100 mm に決定した．

3.1.2. RA1089（レース先行車）の開発

RA1089 は RA1082 の課題を踏まえ，KERS の車載影響を最小限にしつつ高度な運動性能を維持することを目的に設計が始まった．またこの車は来るべき2009年ウィンタテスト（シーズン前テスト）用車両という重要な位置づけであった．車体性能と KERS 性能を両立させるような前例の無い搭載レイアウトは難航し，シャシ制作に入っても設計変更が度重なり製作現場の負担となった．さらに当初認められていなかったKERS取り付けのためのエンジン変更が，Honda から FIA への要請により許可されたため，各機能部品の搭載を再度見直すこととした．その頃既に RA1089 のシャシレイアウトは決定時期を間近に控えていたが車体運動性能を第一に考え，エンジンの改造を含む各機能部品の冷却仕様，また衝突安全性の確保などすべての項目が成立する搭載位置を HRF1 のエンジニアと共に短期間に再検討した．結果として数多くの案の中からモータはエンジンフロント側，PCU は左側サイドポット内，バッテリーはモノコックフロントのキール部に搭載することを決定した．モータ搭載位置による比較検討を Table 2 に示す．この決定によりエンジンとモータの駆動軸を接続するモータ用ギヤトレインが新規に必要になったばかりか，モノコックの外に配置された PCU やバッテリーの衝突に対するタフネスと，従来に無い手法での電気安全性を確立する必要性に迫られた．これらを最優先し，各機能部品の仕様検討を初めからやり直すこととなった．このことはPCUおよびバッテリーの単体テスト期間を圧迫し，ひいてはシステム立ち上げを短期間にてやらなければならないことを意味した．

つぎの課題はガスバックとモータの位置関係である．エンジンのモータ駆動伝達を直接クランクシャフトにおこなうとクランクシャフト前方にあるガスバック周辺にモータ容積分のリセスをつける必要がある．空力影響を及ぼさない左側面までモータをオフセットし，モノコック後端面（バルクヘッド）とエンジンの間にギヤトレインを配置して可能な限りガスバック容量の減少を少なくした．

各機能部品が全くの新規開発になったことで日本と UK の二拠点で困難な作業が長期間続いたため，RA1089の完成は遅れ，当初の目標であった11月のシーズン最初のウィンタテストにはシステムチェックが間に合わず，目標を第二回目のウィンタテストに変更することとなった．

3.1.3. RA109K（レース仕様車）の開発

RA109K はレース用車両として設計された．KERS 部品の配置は RA1089 とほぼ同位置であったが RA109K は空力部品であるエンジンカウル周辺が RA1089 に比べ，さらに小さく絞られ，カウル内に配置されたPCUとバッテリーの

Table 2　Comparison of motor position

Motor position	Mass	Front-weight distribution	C.O.G
Engine front - LHS	8.69 kg	-0.60%	+1.0 mm
Gearbox	10.30 kg	-1.13%	+1.4 mm

形状は再び一から見直す必要があった．空力性能は風洞テスト時間に左右されるため，空力部品をまず３月の開幕戦ターゲットとして製作し，それ以降も順次アップデートをおこなう．しかし KERS 部品は製作時間や信頼性確認に時間がかかるため簡単には仕様変更はできない．これらが両立する仕様の開発は 11 月末まで日本と UK の二拠点，24 時間体制という形で進められた．特にバッテリーモジュールは機能部品の中でも一番大きな容積と重量を占め車体の重量配分や空力パッケージを左右する．このバッテリー配置の決定は当初の仕様決定時期を割り込んだが，最終的にはバッテリーモジュールをキール部と，それまで認められていなかったノーズ部に分散配置することとした．しかしノーズ部は FIA の衝突レギュレーションが厳密に規定されているため，HRF1は衝突レギュレーションに対してシミュレーションや台上衝突試験をおこない安全性を証明して FIA の認可をとった（Fig. 3）．

3.2. KERS システム概要

本節ではレース適用車両であるRA109Kについて述べる．

F1 ハイブリッドシステムの概要を Fig. 4 に示す．モータの駆動軸はモータ用５連ギヤトレインを介してエンジンのカムギヤトレインに接続される．モータと PCU はモノ

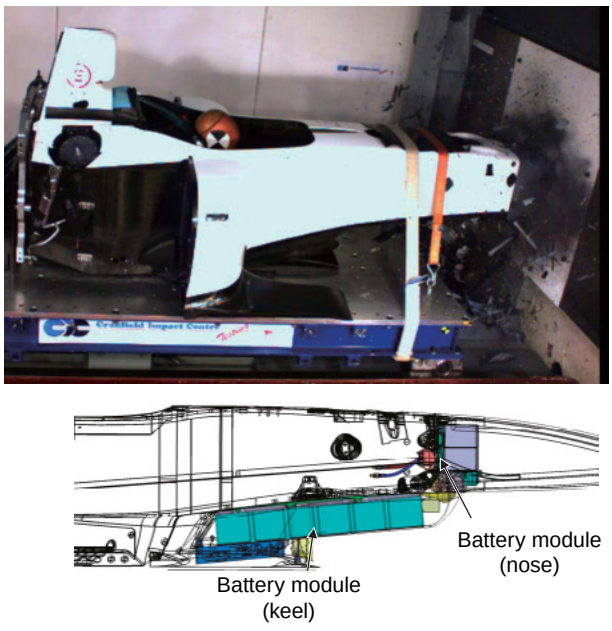


Fig. 3　Front collision test for FIA regulations and battery layout for RA109K

コック左側面に防振マウントされ，モータはエンジンオイルで，PCUは専用冷却水にて冷却される．バッテリーはモノコック前方に固定され，温度は前方からの走行風で調整される．このほかPCUはFIA Standard ECU(S-ECU)とCAN通信でつながれており相互指令，監視をおこなっている．アシストと回生はドライバの操作に連動して制御される．

F1車両では振動環境が量産車に比べて厳しいため，PCUやバッテリーは 20 G の振動でも機能上課題のない構造とした．モータはエンジン振動が印加されるため振動レベルはそれ以上の条件となるが加振装置の能力を超えるため単体での評価がおこなえず，エンジンベンチ，および実走テストの確認で信頼性を判断した．また衝突時の安全性を考慮し FIA のサイドインパクト要件を満たす構造とした．

3.3. モータ用ギヤトレイン

モノコックの左側面に位置するモータとクランクシャフトを連結する手段として５連ギヤトレインを採用した．ギヤはエンジンのカムギヤトレインにかみ合い，クランクシャフトと接続した(Fig. 5)．これらの KERS 専用パーツは，エンジン本体ではレギュレーションで使用が禁止されているマグネシウムカバー，チタンボルト，セラミックボールベアリングを採用して軽量化をおこなった．

もともとエンジンとモノコックの間は数ミリのクリアランスしかなく，ここにギヤトレインを配置するにはバルクヘッドにリセスを設けて空間を設定しなければならない．リセスはモノコック剛性を下げることやガスバック容量を減少させるため，ギヤトレインハウジングをエンジンフロントカバーと一体化してレイアウト性を向上させた．ギヤトレインは５連で並列に配置し厚さを 30 mm 以下としたが，このようなギヤトレインの形態を持ち，双方向にトルクを伝達する手法は初めての経験であったため開発途中ではギヤの共振によるシャフト折損などが頻発した．その後細部の仕様変更と耐久テストを繰り返した結果，実走テストまでに耐久性についても成立させることができた．

3.4. モータ

F1に搭載するためには小型，軽量，高出力は無論のこと，高効率化はオーバーテイクのエネルギー量確保の重要なファクタであり勝敗を決すると言っても過言ではない．したがって両者を高い次元で実現するためブラシレス DC モータを採用した．前述のように車体搭載性の観点で直径を 100 mm，全長を 200 mm 以下で設計することとしたが，要求出力から換算すると出力密度は 8 kW/kg 以上となり，量産車のモータを大幅に超える厳しい要求値であった．さ

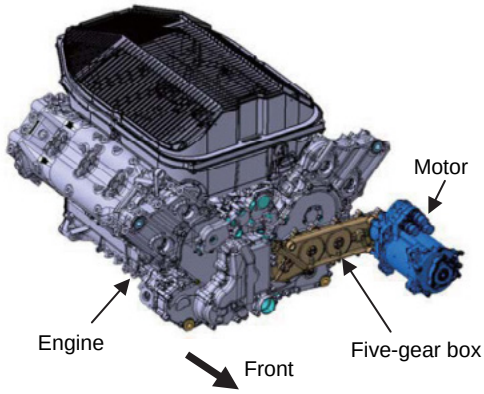


Fig. 5　Five-gear box for motor

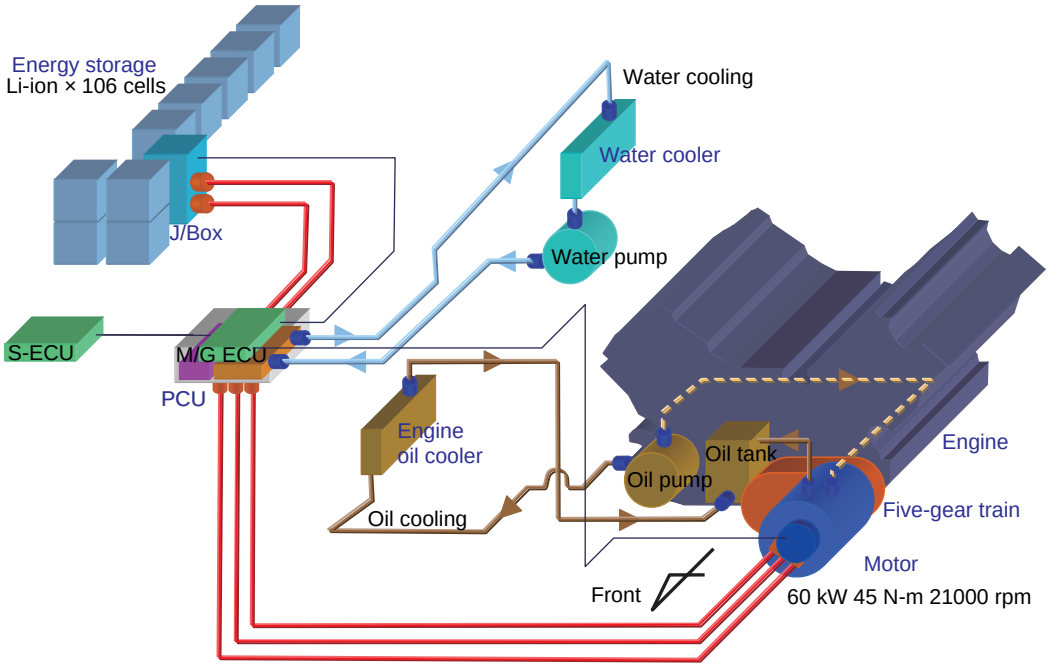


Fig. 4　Hybrid system

らに過去のサーキット走行データから KERS のシミュレーションをおこない，どのサーキットにおいても最低限の回生量を確保できるように 13000 rpm 以上で最大 60 kW の出力と回生が可能なモータとした．そのため，電磁鋼板および磁石材料の新規開発，巻線手法の見直し，新たな冷却手法とロータ構造の採用などモータのすべてに渡って設計を見直した結果，8.7 kW/kg という高出力密度を高い効率を維持しながら達成できた(Fig. 6)．

ロータは新規開発の高保磁力磁石(160℃でiHc=1.1MA/m)を採用すると共に，従来のモータに対して２倍以上の高回転を実現するため，磁石の飛散防止策として有機系の高強度繊維によるフィラメントワインディングを採用し磁石外周を保護した．また磁石の磁場配向を磁極中心に集中させるため磁場角度θin，θout をつけたことでトルクを８％向上させ，軸長方向に磁石を分割接着し渦電流損による温度上昇を軽減した．ステータを構成する電磁鋼板は鉄－コバルト(49Fe-49Co-2V)をベースに 100μm 薄板化による渦電流損低減，圧延後熱処理によるヒステリシス損低減，酸化絶縁薄膜による占積率向上に成功した．この結果従来の板厚 200μm の珪素鋼板(Fe-Si)に比べて飽和磁束密度を 30%，トルクを15%向上させつつ鉄損を60%低減した．ステータ巻線は高トルクかつ低損失のために重ね巻とし，ステータ両端の渡り部は耐傷鋼線を用いてプレス成型し従来にない低い渡り高さを実現した (Fig. 8)．またモータの小型化に伴い，従来のステータハウジングによる水冷ジャケット方式ではモータ駆動時の巻線を耐熱温度内に収めることが不可能なため，ステータは巻線端部を直接エンジンオイルで冷却する構造(Fig. 9)とし，専用のラジエータを用いること無く成立させた．また冷却オイルをロータが攪拌するとフリクションが増大するためロータに冷却油が付着しないよう円筒カバーを用いてステータ側油室を完全シール構造にした．この結果モータ単体効率はアシスト時で平均回転数 20000 rpm 平均効率 95%，回生時で平均回転数 16500 rpm 平均効率 93%であり高出力と高効率を両立した(Fig. 10)．

3.5. PCU

PCU はモータを駆動するためのインバータユニット(PDU)と電圧を自由に昇降圧することが可能な電圧制御装置(VCU)が一体となっている．PCUはモータへ最適な電圧，電流をバッテリーから供給またはバッテリーへ回生するためのもので，モータの高効率，小型化へ大きく寄与する．PDU に搭載された Intelligent Power Module(IPM)は専用設計にて小型化と損失低減を図ったほか，フライホイールダイオードのノイズ低減を目的に車載用として初めて SiC



Fig. 6　Formula One KERS motor

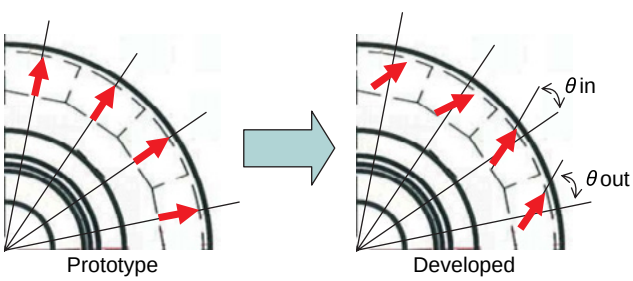


Fig. 7　Direction of magnetization



Fig. 8　Core assembly

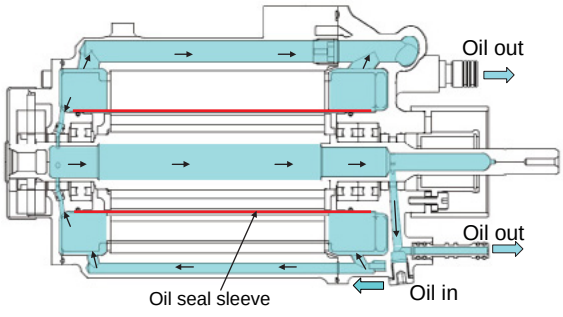


Fig. 9　Section of motor with cooling oil flow

ダイオードを採用した．

VCUはブーストチョッパ方式にて開発を始めたが，PCUも車載搭載要件が厳しく小型軽量化が必要なことからシステム動作周波数を引き上げて，リアクトル(昇圧用コイル)の小型軽量化が望めるスイッチドキャパ方式に変更した(Fig. 11)．リアクトルは前述のシステム動作周波数アップだけでなく，圧粉磁心材採用による 3D 形状コアとすることでさらなる小型軽量化を図った．しかしスイッチドキャパ方式は車載実績が無く原理証明レベルの技術であったため，その成立性には難航を極めウィンタテストへのサーキット移動直前まで対策に追われた．結果的にはRA1082用 PCU に比べ 3.8 kg の軽量化が達成できた．

RA1082 の PCU はモノコック内部に配置されていたが，RA1089から急遽モノコック外部に配置されたため，新たに衝突要件が付与された．軽量化と衝突要件を両立できるようにそれまでのアルミケースから CFRP ケースへの変更を検討した．またPCUケースの形状も空力性能を優先に考えたカウル内部には搭載スペースの余裕がないため，空力カウル部品変更のたびに形状を見直すこととなった．

RA109K の PCU 初期仕様は専用冷却水回路で冷却をおこなっていたが，高耐熱化と低損失化を目的に Si-C MOSFET(Metal-Oxide-Semiconductor Field-Effect Transistor)を使用したパワーモジュールと新規ヒートスプレッダ(銀－ダイヤ複合材)を開発しており，これによりエンジン冷却水を共用したさらなる小型軽量化 PCU をシーズン中盤のイギリス GP へ投入する計画であった．

3.6. エネルギーストレージ

F1 用 KERS としての目標を達成するためエネルギーストレージ(ES)の目標値はシステム効率を考慮して以下のように設定した．

(1)ES 出力端で 70 kW 以上，実充放電エネルギー量 500 kJ 以上を有すること．

(2)衝突安全の確保のため，ボックスは FIA サイドインパクトテスト同等以上，内部構造は 100 G 以上に耐える強度を有すること．

KERS 機能部品の中でもバッテリーの重量比率は高く，60 kW の出力を得る場合，従来のリチウムイオンバッテリーでは 30 kg 以上になってしまいレース車にこのまま搭

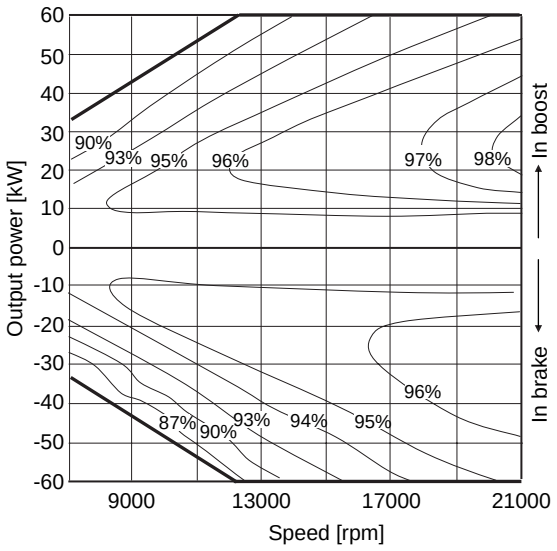


Fig. 10　Motor efficiency

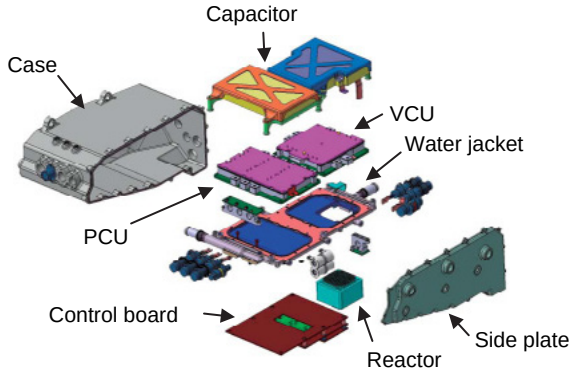


Fig. 12　View of PCU for race specification

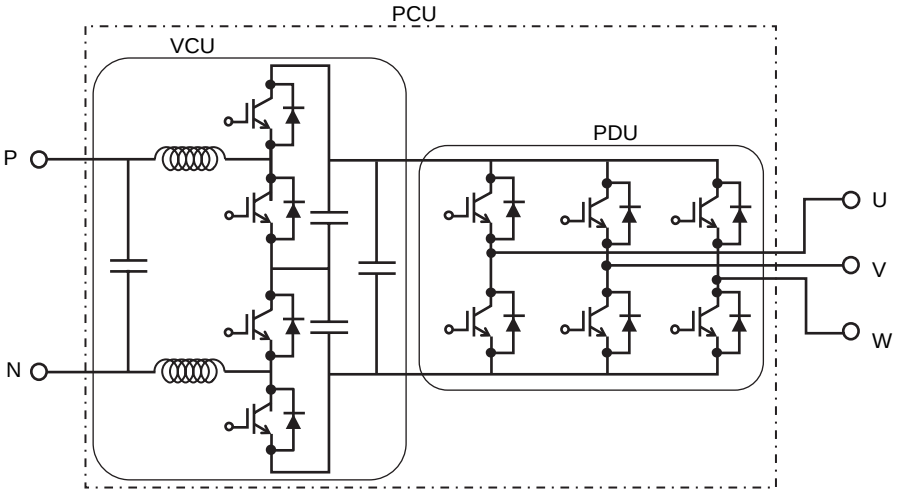


Fig. 11　Race specification PCU block diagram

載すると競争力低下を招く．そのため市販車用に研究開発中のリチウムイオンバッテリーをベースとし，出力に特化したバッテリーを新規開発した．出力密度の向上は2009年レース供給体制を確立する直前までおこなわれた．最終的に出力密度はRA1082仕様の約5000 W/kgをさらにRA109Kで約6000 W/kg へ進化できた．これは一般的なニッケル水素バッテリーの約５倍，リチウムイオンバッテリーの約２倍の高出力密度となる(Fig. 13)．

一方で RA109K のバッテリーの搭載場所は衝突要件が成立するノーズ部とキール部に２分割搭載した．冷却は車体重量への影響を最小限にするため車体前方からの導入空気による冷却とし，防水処理は単モジュール制作時にセルの接続部や高圧端子部をモールドすることによりおこなった．またセル温度と電圧を常時モニタするセンサターミナルユニットをバッテリーボックスごとに配置した(Fig. 14)．

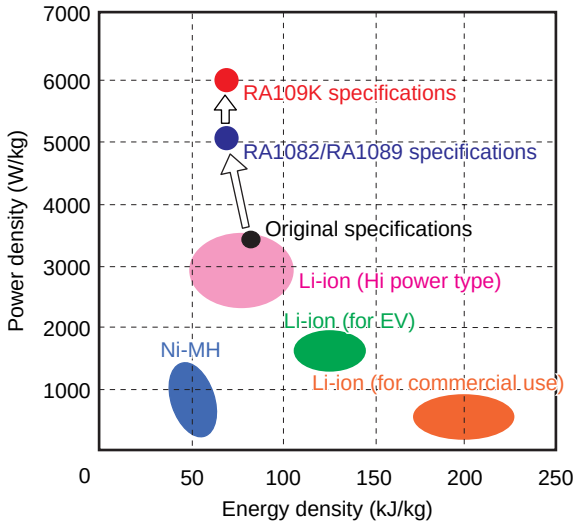


Fig. 13　Battery specifications

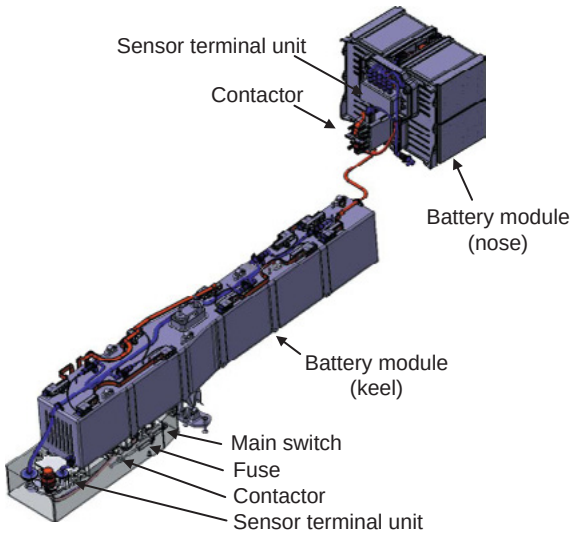


Fig. 14　Battery pack with control unit

3.7. 高電圧安全

Honda の高電圧安全に対する基本思想は，車両衝突時にも潰れにくいエリアに高圧部品を配置することである．ところがレースでは戦略や車体パッケージングから KERS 高電圧部品はモノコック外の潰れる可能性があるエリアに配置された．この条件で高電圧安全を確保するため，KERS導入に際し量産経験に基づいた安全対策提案を積極的に発信していく必要があると判断し，FIA の統一安全基準導入の動きに先行して Honda 独自の安全思想を構築した．KERS における高電圧電源とは下記の３ユニットである．

・高電圧バッテリー
・PCU 内コンデンサ(充電中の場合)
・モータ(外回し時に逆起電圧発生)

高電圧安全の確保には KERS ユニット，ケーブル類の絶縁確保が重要である．さらに事故や他車との接触により絶縁破壊の可能性がある場合は上記３ユニットからの高電圧供給が確実に遮断される必要がある．またメンテナンス時はカバー，ケース等の絶縁構造取外しに対する配慮も必要である．さらにモニタリング機能(地絡検知)の整備も重要と考える．以上の観点より具体的には下記構造により安全を確保した．

3.7.1. 衝突時の安全性

(a)衝突時に想定される荷重による絶縁構造物(ケース，カバー類)の破壊を防ぐ．具体的には FIA サイドインパクトテスト同等条件で絶縁構造が破壊しない強度を確保した．

(b)下記の場合メインコンタクタを遮断すると同時にPCUコンデンサ内の電荷を放電した．

・S-ECU に接続される FIA 走行データ検査用記録ユニットが設定値以上の加速度を検知した場合
・PCU 制御基板上の加速度センサが設定値以上の加速度を検知した場合

具体的には VCU のスイッチングにより VCU 両端コンデンサ間で電荷を移動させ，スイッチング損失や導通損失により電気エネルギーを熱に変えて放出した．

(c)制御電源の供給が絶たれた場合に PCU コンデンサ内の電荷を放電する回路を制御基板上に設置した．

(d)設定以上の荷重がかかった場合，高電圧コネクタ固定プレートが破壊する構造にした．プレート破壊荷重をケーブル破断荷重より小さく設定し，衝突時に高電圧配線が破断するより先にコネクタが外れるようにした(Fig. 15)．

3.7.2. メンテナンス時の安全性

(a)イグニッションオフにおいてはメインコンタクタを遮断すると同時に PCU コンデンサ内の電荷を放電した．

(b)DC ケーブルコネクタにインターロック機構を採用し，高電圧コネクタ取外し時は端子部に高電圧が印加されない構造とした．高電圧コネクタカバーを脱着するに

は制御ハーネスの取外しが必要となり，制御電源が切れると PCU は放電しコネクタに高電圧は印加されない．バッテリー側にも同様の構造を採用することで安全を確保した．

3.7.3. 地絡検出システム

PCU 制御基板上に検出回路を実装し KERS 動作中(メインコンタクタ接続中)は常に高電圧部地絡検出システムを動作させた．地絡を検出した場合は警告灯を点灯すると同時にメインコンタクタを遮断し安全性の確保をおこなった．

3.8. 制御

KERS 制御システムは S-ECU 制御部および PCU 制御部により構成した(Fig. 16)．

S-ECU 制御部はドライバ操作に基づく電力指令算出とモータ出力および１周あたりのアシストエネルギーの監視をおこなった．アシストはアクセルペダルが全開状態でドライバがアシストボタンを押すことによっておこない，エネルギー回生はブレーキング動作でのみおこなった．モータ出力はトルクセンサ等の値を用いて計測され，違反と判断された場合は数秒間の出力制限ペナルティが科された．アシストエネルギーはモータ出力の積算で算出され，400 kJ に達した時点でアシストを停止した．

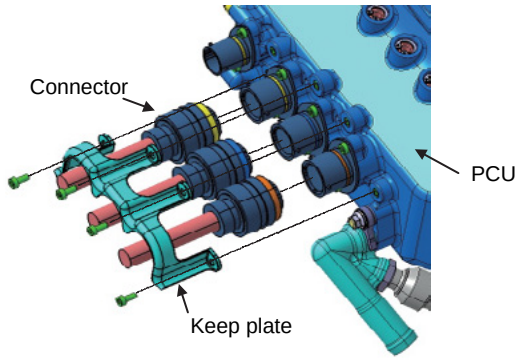


Fig. 15　Structure of high voltage connectors

KERS を最大限に生かすためには 400 kJ を効率的に使用することとそれを可能にする回生エネルギーの回収が求められる．400 kJ のアシストをおこなうにはシステム効率による損失およびゼロトルク制御によるエネルギー消費等を考慮すると 500 kJ 程度の回生エネルギーが必要と試算された．カーボンディスクブレーキは制動力が大きく短時間で減速できるため，回生トルクを付加すると制動力が安定せず，スタビリティ低下を招くことが考えられ，サーキットや路面状態などによっては十分に回生をおこなえずエネルギーが不足することが予想された．そのため協調制御を含めた各制御部の最適化および各種シミュレーション結果の仕様反映による各機能部品の制御の最適化をおこなった．また実走テストを通じブレーキの前後バランスや回生ブレーキとエンジンブレーキの配分の最適化に努めた．これらの作業はすべて高次元でのバランスが必要で，実走テストのセッティングは S-ECU の機能制約や年間走行距離制約もあり困難が予想されたが，ドライバのからの改善要求もなく初期仕様としては問題ないレベルにあった．

ドライバに委ねられるアシスト開始操作は駆動力過多によるホイールスピンが発生しない最低車速から実施することとした．これは低いギヤでのモータトルクによる必要以上の駆動力の増加と走行抵抗増加によるアシスト効率の低下回避を同時におこなうためである．またアシストによる加速にはギヤレシオや空力設定の影響があるため，各サーキットでのオーバーテイクに必要な時間やエネルギーを算出してその有効性を明らかにすると共にその結果を ES 容量の決定や各機能部品の冷却設計へ有効に活用した．

PCU 制御部は S-ECU 制御部からの電力指令に基づいて各機能部品の制御をおこなった．PCUマネージメント制御，モータ制御，VCU 制御，バッテリー制御により構成され，既存仕様をベースにレース適用に必要な機能を構築した．

PCUマネージメント制御は電力指令とシステム状態との調停により，システム停止や出力停止あるいはパワーセーブといったシステム動作を決定した．

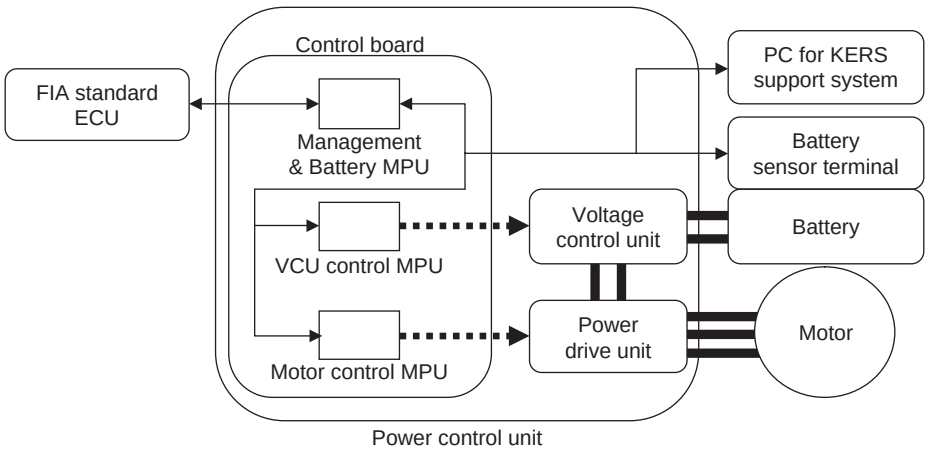


Fig. 16　Control system configuration

モータ制御とVCU制御はモータ出力を制御した．RA1082でのギヤボックスへのモータ接続によりシフトダウン時にトルクを抜く制御が必要となったが，シフトダウン時は減速中の回生が可能な時間であり，エネルギーが回生できないトルク抜き制御は極力短期間にしたいと考えた．レギュレーションで規定されている許容最大応答時間である 50 msec の応答性ではトルク抜き制御からの復帰時間が無効となるため，回生できない時間短縮を目的に 15 msec 以内の応答性を目標とした．電力指令はマイナス 60 kW から 0 kW あるいは 0 kW からマイナス 60 kW へとギヤの切り替わりごとにステップ状に変化することとなり，回転変動および負荷変動が大きな中での制御性の確保が要求された．モータ制御はベクトル演算を用いた電流フィードバック制御をおこなったが，ステップ状の電力指令に対し界磁成分電流の挙動を抑えきれずに過大電流が流れてしまうことがあった．VCU 制御では出力電圧フィードバック制御をおこなったものの急峻な負荷変動に追従しきれず過大電圧を頻繁に発生させた．これらの対策は実走テスト直前までおこなわれて，モータ制御での目標電流値算出手法の改良および両制御部でのフィードフォワード項による電圧印加により 15 msec 以内に対して十分な応答性と安定性を両立した．

またモータ制御にて通常走行(アシストなし)時のゼロトルク制御をおこなってエンジン加速を妨げないようにするなど速さの追求に必要と思われる技術要素を惜しみなく投入した．さらに 2009 年ウィンタテストからの投入を目指し， PDU の損失を最小にするため従来の PWM 変調(pulse width modulation)の duty を 100%としてスイッチング回数を低減した 1 パルス制御と，モータ効率を最大にするためVCUの可変電圧制御を開発した．またこれらのシステムの協調制御をおこないシステムの最適化を同時にはかった．

バッテリー制御はセンサターミナルにて取得したバッテリー電圧と温度の監視および充放電量算出に基づく充電状態の的確な把握によりリチウムイオンバッテリーを安全かつ高効率に使うことを可能とした．

4．台上テストおよび実走テスト

4.1. 台上テスト

システム確認および耐久用として 2 基の F1 エンジンテストベンチを使用した．それらには KERS 対応としてバッテリーシュミレータ(BTS)およびインバータスタンド(Fig. 17)を導入した．これまで量産車には無い高応答化に対応するためにまったく新しい BTS を導入し RA1089 の開発に合わせてエンジン，モータ，PCU，バッテリーなど，すべてを組合せたシステム全体のテストを実走相当の過渡負荷状態にてトラブルを出さずに実施することが可能となった．

これにより KERS システムの各機能部品の動作確認から実車両を用いたシステム全体の機能確認，機能保証テストまですべてのテストを台上置換し，レギュレーションで厳しく制限されている実走テストをおこなうことなしに KERS システム全体の早期熟成を図った．

Table 3　Testing items on engine dyno bench

Function test	-System operation / setting -System output -System efficiency -Fail safe action -Temperature measurement -Vibration measurement -Gear behavior -Oil pressure measurement -Tool operation check
Durability test	-Engine and KERS parts durability test -Energy management

テストベンチの基本形態を Fig. 18 に示す．エンジンを冶具の一部とし KERS システムを搭載した．ベンチテスト装置を用いて各種評価テストを Table 3 の各項目に即し定常あるいは過渡負荷状態にてテストした．ベンチ上での過渡負荷テストは，実際に走行経験のあるサーキットデータをもとに実走行状態を再現するモード運転をおこない，過渡性能評価，特にエネルギーマネジメントや各部の温度測定などを実施し，開発スピードアップに対し有用なデータの取得とフィードバックを可能とした．モード運転の代表例を Fig. 19 に示す．

これは以下の組合せでテストをおこなったデータである

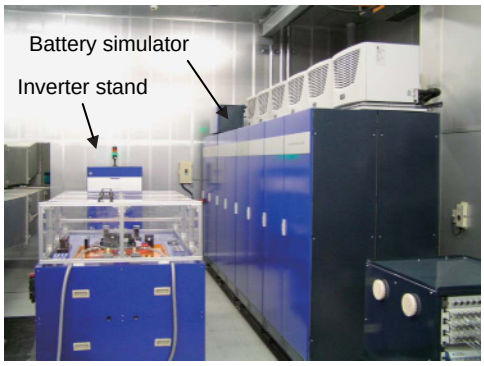


Fig. 17　Battery simulator and inverter stand

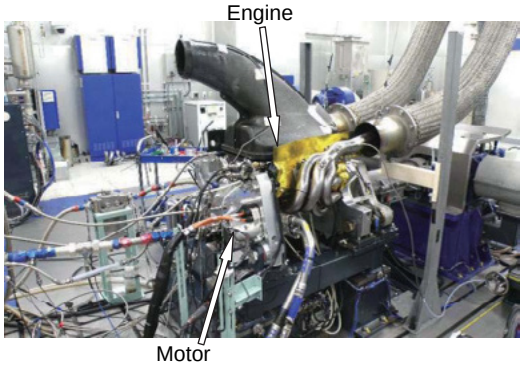


Fig. 18　Combination examination of engine and motor

Table 4　Durability test results of dyno

Event	Purpose	Mileage
KE-01	Check environment and first issue parts	238.4 km
KE-01.5	Check track-1 specification parts	465.4 km
KE-02	Track test simulation (for Jerez circuit)	611.0 km
KE-03	Check track-2 specification parts	748.8 km
KE-04	Check race specification parts	1351.9 km
KE-05	Check engine gear durability with extreme circuit mode (test stopped due to schedule)	566.1 km

が，実際にサーキットを走行する以前に機能や耐久テストをベンチ上でおこなえることを示している．

・Driver : Jenson Button

・Circuit : Monza

・Car : RA1082 + KERS System

さらに RV(Real vehicle)ベンチ(1)では上記パワートレインテストベンチの環境に加え，実際の F1 モノコックと冷却系およびパワートレインをベンチ上に搭載し，実車環境での各種テストが可能となった(Fig. 20)．実際にRA1082をRV ベンチに設置し KERS システム特有の電気ノイズ対策をサーキット走行前に完了した．ただし以後の車両では製作日程の関係でRVベンチを使用することはなかったが，台上ベンチとしてサーキット走行前にパワートレインの耐久テストをおこない，すべての機能部品で２レースイベント分(1350 km)以上のマイレージ保証をおこなった(Table 4)．

4.2. 実走テスト

HRF1は2008年４月下旬に初のKERS搭載マシンRA1082のシェイクダウン(S/D)をおこない，その後 RA1082 で４回，RA1089 で２回の実走テスト走行をおこなった．

最初の実車である RA1082 の車体改修は S/D の４日前にようやく車体が完成したが，当初の予定であった２週間のシステムチェックを大きく割り込んだ上，車体セッティングや追加改修などから実質２日間程度の準備期間しか得られなかった．実走テストメンバはシステム動作チェックと初期トラブルに短期間で対応せざるを得ない状況で所定の期日までには完全動作するまでに至らなかった．そのため最初のS/Dでは通電状態を維持し，システムの安全性と

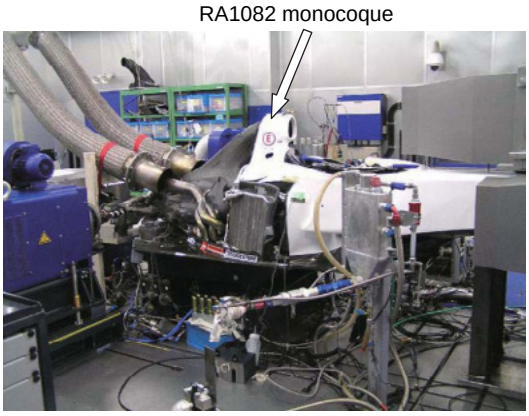


Fig. 20　Bench examination using RV bench with real Formula One KERS car

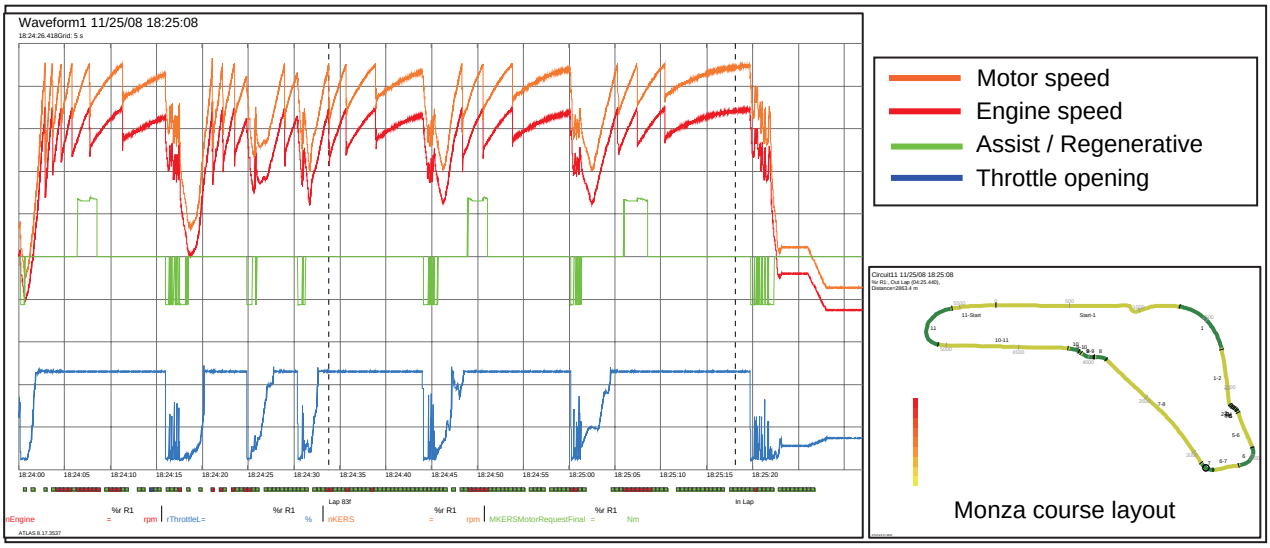


Fig. 19　Circuit mode test on dyno

各機能部品の機能確認に留めることとした．HRF1 では RV ベンチのようにシャシーダイナモによるシステム動作確認ができないため，システム動作をチェックするにはエンジンをファクトリー内でファイアーアップ(エンジン始動)させて確認するしかない．しかしエンジンを始動するには，大勢のエンジニアとメカニックおよび数時間前からの立ち上げシーケンスが必要である．またエンジンの耐久性の観点から無負荷のまま長い時間を回すことができないため，ごく短時間で所望のデータを得るしか無く，KERS のシステムチェックは難航した．通常 S/D 前に 1，2 度しかファイアーアップはおこなわないが，RA1082では数十回のファイアーアップをおこなった．最初の S/D はレギュレーション上限の負荷状態では無かったが F1 全 10 チーム中最初の KERS での記念すべき走行となった．その後ファクトリーにて S/D で確認された不具合を対処し，1 週間後にシルバーストーンサーキットにて出力および回生のテストをおこなって KERS システムが F1 にとって有効に機能することが確認できた．チームはその後にさらなる改良を重ね，7 月のプライベートテスト，9 月にヘレスサーキット(スペイン)での合同テストに参加し，初めてサーキットにて本格的な走行を開始した(Fig. 21)．ヘレスサーキットではレギュレーション上限負荷で実車による KERS の効果検証をおこない，次の効果を確認した．

(1) Fig. 22 に表すように，1 周当りのエネルギーが 400 kJ 前後のアシストをおこなった場合には，LAP タイムで約 0.4 秒短縮できた．

(2) Fig. 23 に示すように一つのストレートを連続して 324 kJ のアシストをおこなった場合には車体速度で 7 km/h，到達距離で 7.8 m(1.6 車身)伸ばすことができた．

冒頭のシミュレーション結果とはアシスト時の車速や路面状態を含めたタイヤの空転量と空力仕様が異なるため，数値に差異があるが KERS の有効性は十分に証明できた．

KERS システムのフルパワーのアシストを体感したドライバは，「アシストを入れた時ヘアピンが物凄い速さで近づいてきて感激した．逆にアシストの無いエンジンだけの加速はまるでおもりを背負っているようだ」とコメントするほどだった．

そしてウィンタテストを控えた 2008 年 11 月，RA1089 が完成した．しかし RA1089 は前述のように新型の VCU を搭載した上システムが RA1082 とは大きく異なったため，ノイズによるシステム障害が頻発し，台上ベンチの解析と合わせて実車のノイズ解析と対策方法について連日協議した．RA1089 では HRF1 のエンジニア，メカニックも実走テストメンバと一体となり結果的に RA1082 を上回る 100 回ものファイアーアップをおこなってすべてのトラブルを克服した．これは非常に困難な課題に対して日英のすべてのメンバが一致団結した結果である．

そして 11 月 28 日サンタポッド(イギリス)の直線コースにて RA1089 の S/D(Fig. 24)をおこない，すべてのシステムが正常に作動することが確認され，サーキット走行が可能と判断されたため 12 月 9 日のヘレス合同テストの参加に向け RA1089 と機材をトレーラに 12 月 4 日の夜に積み込んだ．しかし 12 月 5 日の F1 からの撤退発表を受けてすべての活動は停止され，結果的に 11 月 28 日の S/D は Honda 第 3 期 F1 活動最後の実走テストとなった．KERS のサーキット実走実績を Table 5 に示す．

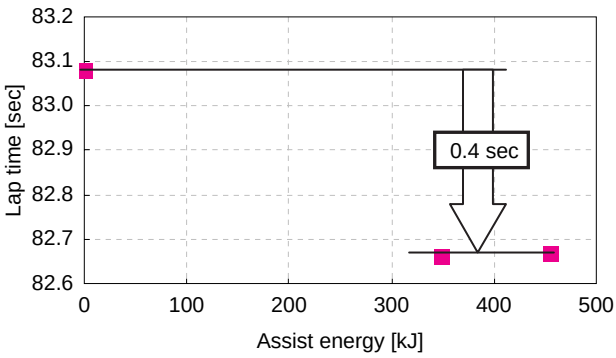


Fig. 22　Lap time against the assist energy

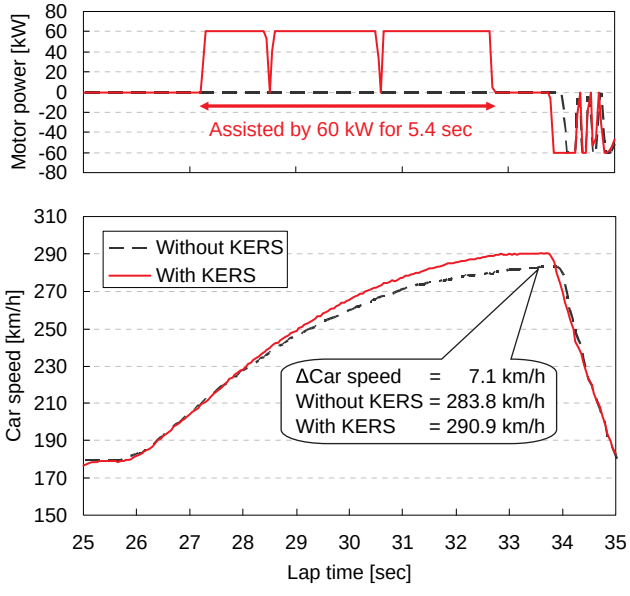


Fig. 23　Car speed comparison



Fig. 21　KERS car and engineers

Table 5　Track test results of KERS car

Date	Circuit	Driver (chassis)	Mileage	Notes
29-Apr	Santa Pod	A. Wurz (RA1082)	2.4 km	Shake down
7-May	Silverstone (short course)	J. Rossiter (RA1082)	25.0 km	Shake down 25 kW assist 35 kW recharge
29-Jul	Silverstone (Stow School)	M. Conway (RA1082)	48.6 km	Shake down 60 kW assist 60 kW recharge
16-Sep	Jerez*	M. Conway (RA1082)	88.6 km	60 kW assist 60 kW recharge
19-Sep	Jerez*	A. Wurz (RA1082)	225.8 km	60 kW assist 60 kW recharge
13-Nov	Kemble	A. Davidson (RA1089)	10.5 km	Shake down
28-Nov	Santa Pod	A. Davidson (RA1089)	33.5 km	Shake down 25 kW assist 25 kW recharge

*: Full race track



Fig. 24　Launch of the RA1089 with KERS system

5．まとめ

2009 年からの KERS の導入に対応するため電気式ハイブリッドシステムの開発をすすめた結果，次の成果を得た．

（1）小型軽量化したハイブリッドシステムを開発し，最高出力 60 kW で 400 kJ のアシストをサーキット周回のラップごとに実現する性能の車を製作した．

（2）サーキットにおいて他社に先駆けて世界初となる実車走行テストをおこない，KERS によるラップタイム短縮（400 kJ アシスト時には 0.4 sec 程度）と，オーバーテイクブーストの効果（324 kJ アシスト時には 7 km/h 程度）を実証した．

（3）各機能部品および車を開発するすべての過程，さらにサーキット走行において安全性を実証した．

あとがき

全く新しいKERS機能部品の研究開発に加え，日本，UK 双方の技術開発者およびレースエンジニア，メカニック等の現場運営者並びに車体製作担当者や車体電装担当者など KERS に関連するすべてのスタッフへの高電圧システムの教育と習熟，さらにFIAへの安全に関する協力とレギュレーション改正の働きかけなど，これらすべてが同時進行にておこなわれたため，開発当初は混乱も生じたが，開発着手から９か月で初めての走行，レース仕様車のシェイクダウンまでは15カ月という異例の短期間にて本開発が進められたことは，とりわけ言語，国境の壁を超え，お互いを尊敬するに到った HRF1 のメンバとの共同開発体制と協力メーカ，物流，出張，翻訳，現地スタッフ等の関係者のすべての思いが結集したからこそ成し遂げられたことであり，メンバの誇りである．

参考文献

（1）中村聡，本橋康弘，早川修一：ウインドシミュレータ装置開発によるF1エンジン吸気事象解析，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.90-95

■著　者■



吉田将隆



喜多真佐人



新　博文

材料技術解説



高強度高熱伝導コンロッドベアリングの開発

High-performance Shell Bearing from New Material

伊 藤 清* Kiyoshi ITO
阿左美 誠* Makoto ASAMI
肥 沼 博* Hiroshi KOINUMA

要 旨

コルソン系合金の析出相の微細均一化と加工硬化手法の改良により高熱伝導，耐しゅう動焼き付き性，高強度を併せもつ材料を開発した．これをコンロッドベアリングの裏金として用い，「高強度高熱伝導コンロッドベアリング」として部品へ適用し，１エンジン２レースイベント連続使用を達成した．

ABSTRACT

A material that combines high thermal conductivity, seizure toughness, and high strength was developed by enhancing hardening methods and fine homogenization in the deposit phase of a Corson alloy. This material was used as the back metal for shell bearings, it was used in parts as a “high strength high thermal conductivity shell bearing,” and it achieved consecutive use in events under one-engine, two-race rules.

１．まえがき

F1レースエンジン用コンロッドベアリング(以下メタル)には高回転環境下で慣性荷重および爆発荷重を支えるため，高 PV 値(面圧 P ×周速 V：2000 MPa m/s 以上)下でのしゅう動耐久性が必要である．耐久信頼性不足の懸念がある時，エンジン出力性能を抑えて耐久性を確保する場合もあった．

Fig. 1 にメタルの断面構造を示す．一般的なメタルはバイメタルと呼ばれる３層構造を持つ．一方，F1レース用メタルはしゅう動耐久性を極限まで高める必要性から，熱引き性能を重視した銅合金裏金２層構造を採用している．本構造では裏金銅合金の材料特性がメタル耐久性に大きく影響を及ぼすことから，新規銅合金の開発を目指した．

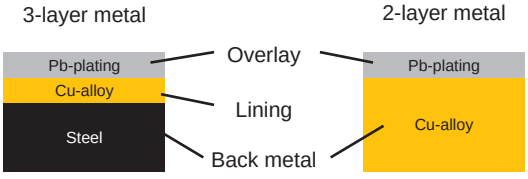


Fig. 1　Cross-sections of each metal

Table 1　Main properties of several Cu-alloys

Material	Electric conductivity IACS (%)	UTS MPa	0.2%YS MPa
BeCu50	45-50	690 - 800	–
BeCu25	25	>1000	–
CF-2 (Cr-Cu alloy)	65	490	–
NC50 (Corson alloy)	40-45	690	590

２．メタル用新規銅合金の開発

メタル裏金に使用される銅合金は，以下の３特性を併せ持つ必要がある．

(１)熱伝導性．しゅう動発熱の効率的冷却
(２)しゅう動性．窒化クランクシャフトとの焼き付き抑止
(３)高強度．コンロッド大端への背面圧確保

2.1. 合金選定

代表的な銅合金の諸特性を Table 1[1]に示す．電気伝導率(IACS%)で代表される熱伝導性の良好な銅合金としてベリリウム銅(以下 BeCu)，クロム銅(以下 CF-2)，コルソン系合金(以下 NC50)[2]がある．

これらの銅合金について，窒化鋼との耐焼き付き試験を

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_31

大同メタル工業社の鈴木式試験を用いておこなった．結果を Fig. 2 に示す． NC50 は銅ブッシュとして優れたしゅう動材である BeCu 合金よりも耐焼き付き性が優れる．NC50 はNi，Si，Crを主添加成分とする析出強化型銅合金であり，析出相(Ni_2Si，Cr_3Si)が鉄との凝着性を抑制していると考えられる．高熱伝導性と耐しゅう動焼き付き性を両立する材料として NC50 をベースとした材料開発をおこなった．

2.2. 熱伝導率と強度の両立

高 PV 下でコンロッド大端への背面圧を確保するため，NC50材をメタル裏金として用いるには，強度が必要である．

高強度化は析出相の増加で達成できるが，添加元素の増量により熱伝導率の低下を引き起こす．そこで添加元素量を変えず， 加工硬化手法(押し出し，多段引抜き)を工程に加えることで高強度化を図った．さらに熱処理の適正化(多段時効熱処理)により析出組織の微細，均一化を図り，熱伝導率を向上させた．開発材 NC50ES は NC50(ベース材)に対し，30%の強度向上と12%の導電率向上を達成した(Fig. 3)．

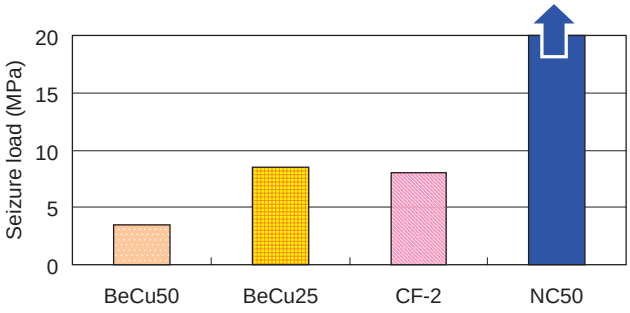


Fig. 2　Seizure toughness of Cu alloys

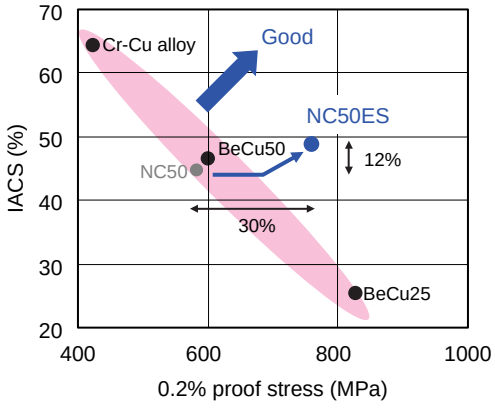


Fig. 3　Position of NC50ES material

3．メタル部品の効果確認

3.1. 単体メタルテスト

NC50ES 材を裏金とするメタルを試作し，メタルテスタ試験機[3]を用いて性能評価した．結果を Fig. 4 に示す．

横軸はシャフトよりメタルに供給される油量，縦軸はメタル温度(メタル内部に熱電対を埋め込んで計測した)である．NC50ES は従来材に対し，メタル温度で３－５℃の低下を確認した．裏金材の熱伝導率向上の効果と推察する．

3.2. 実機エンジンテスト

エンジン耐久試験をおこなった後のメタルしゅう動面の損傷状態を Fig. 5 に示す．メタル表面(コンロッド棹側 #1 気筒部)のオーバレイ残膜状態を３次元化して示している．NC50ES メタルのオーバレイ残膜量(面積)が多い．メタル全体の温度が低下することで，オーバレイも温度低下し，耐摩耗性が向上したためと推察する．また，サーキットの中で最もきつい高負荷耐久試験で，凝着焼き付きやクラックを起こさずにモード耐久試験を満足した．

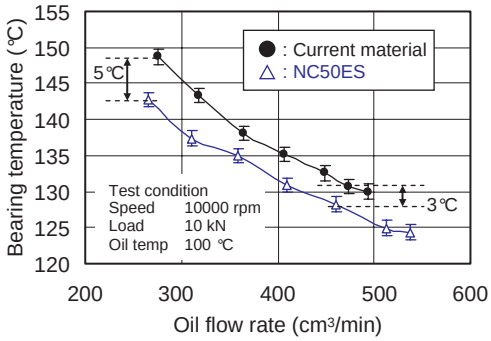


Fig. 4　Result of test on bearing tester

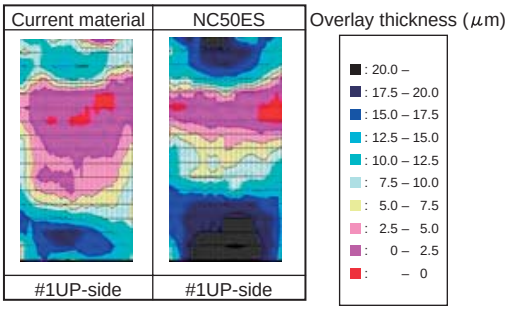


Fig. 5　Overlay thickness after engine endurance test

4．まとめ

メタル裏金用に新規銅合金 NC50ES 材を開発し，メタルとして部品化した．

F1エンジンレギュレーションの高回転，長距離保証に対し，メタルの信頼性を向上させ， １エンジン２レースイベント連続使用とストレートエンド 19000 rpm 性能向上を達成した．

参考文献

（1）http://www.yamatogokin.co.jp, 2009/03/27
（2）特許第 3563315 号「抵抗溶接用銅合金電極材料及びその製造方法」
（3）町田恭一，高橋伸一，上嶋英夫，藤木賢治：新しい軸受シミュレーション装置によるエンジン軸受評価法の提案と高効率化，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.131-139

謝　辞

本材料開発にあたり，御協力を頂きました三芳合金工業株式会社，大和合金株式会社に対し，紙面を借りて厚く御礼申し上げます．

■著　者■



伊藤　清



阿左美　誠



肥沼　博

中空クランクシャフトの開発

Development of a Hollow Crankshaft

溝 上 清 信* 川 人 康* 溝 川 謙*
Kiyonobu MIZOUE Yasushi KAWAHITO Ken MIZOGAWA

要 旨

軽量高品質の中空クランクシャフトをフリクション接合で実現した．ジャーナルのオイル通路を中空構造とし，平均油圧で 500 kPa 向上(圧損低減)と 400 kPa の脈動振幅低減，および最低油圧を 600 kPa 向上の効果があった．また，コンロッドベアリングのクリアランスを調整して，1 kWの性能向上と 1200 km 超の耐久性およびベアリング磨耗の抑制を確認した．レース投入はできなかったが，実用的な Honda F1 初の 10 kg 以下の中空クランクの見通しを得た．

ABSTRACT

A hollow crankshaft of light weight and high quality was realized through the use of friction welding. The oil passage in the journal was made a hollow structure, and this had the effect of increasing average oil pressure by 500 kPa (reducing the pressure drop), reducing the pulsation amplitude by 400 kPa, and raising the minimum oil pressure by 600 kPa. The connecting rod bearing clearance was also adjusted and confirmed to yield 1 kW of performance enhancement and over 1200 km of durability as well as curbing bearing friction. Although this new crankshaft was never used in a race, this developed technology has provided the prospect of the first hollow crankshaft of 10 kg or less for practical use in the Honda Formula One.

1．まえがき

F1エンジンの高回転高出力開発において，クランクシャフト(以下クランク)の耐久信頼性は必須である．併せて，ピンとジャーナルしゅう動部の低フリクション化と軽量化，およびねじり共振に対する高剛性化が必要とされる部品である．コンロッドの中空構造の他部品への水平展開として 2003 年末より軽量高剛性中空クランク開発を進めていた．一方，国際自動車連盟(FIA)は，2006年から「溶接は，前後のメインベアリングジャーナル間で許されない．」と明文化したため，溶接による中空構造クランクは投入不可能になった．そこで，2005年に中空クランクの構造製造技術を確立しレース投入を目指した．

中空クランクを成立させるため，最重要となる接合部の強度と精度を安定させる接合技術，接合部の加工精度向上やバリ除去などにより品質保証する製造技術が必要であった．

2．中空構造の接合技術の確立と品質保証

中空構造構築のため，接合位置と強度成立性の検証および接合方法の選定をおこなった．高品質高精度な V10 中空クランク製作にあたり，５連のフリクション接合(以下FW接合)の精度を向上させ，接合バリ残りや加工および窒化の変形に対する品質保証を実施した．中空構造および断面を Fig. 1 に示す．

2.1. 中空構造仕様

中空の接合位置と最適形状はCAE検証から，Fig. 2 で示すジャーナル中央の接合を選択した．

中空ピン径：φ34 mm(ジャーナル肉厚：6 mm)で強度要

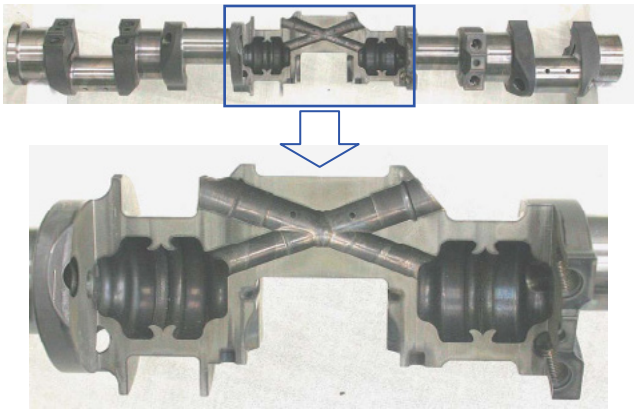


Fig. 1 Section of hollow crankshaft

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_32

件の成立見通しを得た．爆発荷重による曲げ応力は中空構造で緩和され中実より応力が低くなった．慣性荷重も中空の影響は小さく，中実のφ33 ピンより中空φ34 ピンの方が低応力となった．

2.2. 接合技術と強度確認

電子ビーム溶接(EBW)，拡散接合，FW 接合の３製法に対して，単体の疲労強度で比較評価をおこない，接合部で素材同等の強度が得られた FW に仕様決定した．

2.3. ５連 FW 接合

基本条件を，回転数 1900 rpm，予備圧 10 ton，予熱時間 9.5 sec，アプセット圧 30 ton，アプセット量 9 mm とした．接合面の面粗度を向上し，接合前の洗浄でアセトン脱脂を実施した(Fig. 3)．

FW接合の条件設定のポイントは，フラッシュ形状をできるだけ立て，メディアが挟まらないようにしたことである．

５連の接合に対して，ワークをつかむ回転側チャックの共ぐり加工(boring together)をおこない，軸芯を出して突き当て精度を向上させた．これにより，ワークのつかみ接触面が多くなり固定側の保持剛性も向上した．また，装置癖は，ワーク突き当て部に厚さ調整シムを用いて軸ずれ補正をおこなった．５連の FW 接合(180 ° 位相反転しながらの接合)では，0.5 mm以内の振れ量の目標に対し，最大でも 0.35 mm に抑えることができた(Fig. 4)．

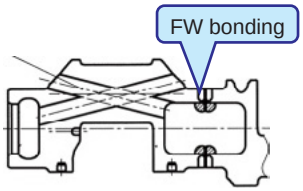


Fig. 2　Journal joint

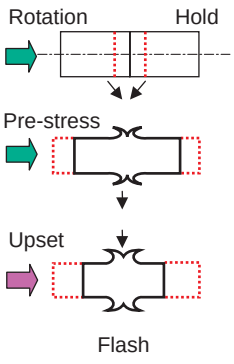


Fig. 3　FW bonding

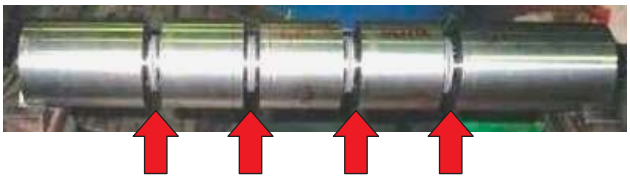


Fig. 4　Friction bonding

2.4. 中空部品質保証

FW 接合した中空部はオイル通路も兼ねるため，バリ落ちに対する完全な品質保証が必要であった．まず FW 条件でフラッシュを安定させ形状をコントロールした．Fig. 5に示すように，泡バリ(スケール)や加工バリ，およびスパッタは，窒化後に鋼球を使った振動バレルとキャビテーション洗浄で除去した．また，全数をマイクロスコープで確認し保証をおこなった．中空内部の窒化品質を Fig. 6 に示す．フラッシュ中央部は窒化されないものの，接合部と中空部全体で均一な窒化を確認した．2.5スローの接合品の単体テストで，ベース同等の強度を確認した．

2.5. 熱処理と加工完成精度保証

熱処理の変形に対して，クランクミラー加工品を専用治具として矯正焼入れ法で条件を設定した．振れ量が1.0 mm を超えたものは，曲がりの矯正をした．加工精度は，基準ずらし偏芯センタを使用し，中空部の仕上がり偏肉量をミニマム化した．ジャーナル中空部の肉厚ねらい値6±0.75 mm に対して 6 ± 0.3 mm，偏肉量最大 0.55 mm を達成できた．



Fig. 5　After cleaning

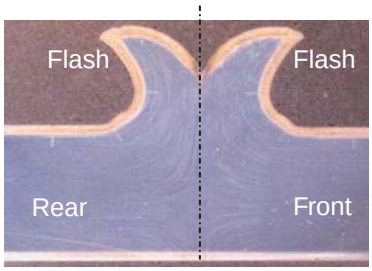


Fig. 6　Nitride of FW section

３．結果

中実 6.55 kg(ウエイト付 10.3 kg)に対して，中空 5.75 kg(ウエイト付 9.5 kg)で 0.8 kg の軽量化を達成し，Honda F1 クランクとして初めて 10 kg 以下を実現した．中空クランクシャフトの給油改善効果は，油圧脈動によって負圧であった瞬間最低油圧が 500 kPa 回復し，耐久性の見通しも得た．

４．まとめ

高回転高出力の F1 レースエンジン用としての要求特性を満足する中空クランクシャフトの製造技術を確立した．

中空化を信頼性の高い FW 接合で実現し，中空部を油路として使うための清浄度とクランクシャフトの精度を保証可能な生産技術を確立した．

本開発技術で，従来のクランクシャフトに対して８％の軽量化と，従来構造では得られない油圧脈動低減効果を確認し，実用耐久性で見通しが得られた．2006年からレギュレーションで溶接クランク構造が禁止され，実戦に投入されることはなかった．

謝　　辞

本 FW 接合技術と品質保証にご協力いただいた(株)ホンダエンジニアリングの大沼孝之，松尾伸樹の両氏に対し，誌面を借りて厚く御礼申し上げます．

■著　者■



溝上清信



川人　康



溝川　謙

メタルマトリックスコンポジット材ピストンの開発

Development of Metal Matrix Composite Piston

石 塚 和 久* 草 階 勝 人* 今 井 信 幸*
Kazuhisa ISHIZUKA Katsuhito KUSAKAI Nobuyuki IMAI

要　旨

ピストンの軽量化にあたり，良好な高温強度が期待できるメタルマトリックスコンポジット材を適用した．一般にコンポジット材には，高い強度の実現とともに，靭延性の確保が課題となる．これに対して，メカニカルアロイイング製法による粉末合金の適用と，製法，表面処理の最適化により，従来材であるAA2618に対して16%軽量化を達成した．さらに F1 エンジンの +400 rpm の高回転化を達成した．

ABSTRACT

A metal matrix composite that can be expected to have outstanding strength at elevated temperatures was applied to reduce the piston weight. In composites, it is generally difficult to cope with both strength and toughness. To solve this issue, a powder alloy was applied using the mechanical alloying process, and the manufacturing process and surface treatment were optimized. This achieved a 16% weight reduction compared to the conventional material, AA2618. In addition, this enabled the Formula One engine speed to be increased by 400 rpm.

1．まえがき

エンジン高回転化実現のためレシプロ系の慣性重量低減は普遍的な課題であり，F1用ピストンにおいても軽量かつ高強度な部品を具現化できる素材の開発が必要であった．

セラミックス分散強化のアルミ合金メタルマトリックスコンポジット（以下 MMC）は高比強度，高剛性，かつより良い高温特性が期待できるが，一般に靭延性に劣り，また成型プロセスの制約にともなう強度異方性などの課題を克服する必要があった．これに対して，メカニカルアロイイング製法による粉末合金の適用とその成型，熱処理プロセスの工夫により特性を改善し，ピストンの軽量化を目指した．

2．開発技術

2.1. ピストン用MMC素材（AMC225XE材）

Table 1 に MMC の物性を，従来材である AA2618 材との比較として示す(1)．母合金としてAA2124，分散セラミックスとして粒径 3μm の SiC を 25 体積%添加する．SiC の分散は高エネルギーボールミルにて母合金粉末と所定時間をかけて合金化される．Fig. 1に金属顕微鏡によるMMCの組織，およびその微小領域の EPMA による，SiC 由来の炭素のマッピング画像を示す．数μmサイズの粒子の間に無数のサブミクロンサイズの粒子が均一に分散されている様子が観察される．このサブミクロン粒子は，メカニカルアロイイングのプロセスで粉砕された SiC が，マトリックス中に分散したものと考えられる．本素材は，母合金析出物とセラミックス複合則にくわえて，ナノサイズ粒子の分散強化機構により，高温での高い疲労強度とより良い靭延性を実現している．

Table 1　Properties of piston material

Material	Modulus	Density	CTE	CTC
	GPa	g/cm^3	ppm/K	W/mK
AA2618	74.6	2.76	22.6	165
MMC	113.0	2.89	15.5	129

2.2. 鍛造および熱処理技術

粉末冶金の素材は，高い機械特性実現のため焼結後に塑性加工が施される．当初押し出し素材を用いピストンの成

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_33

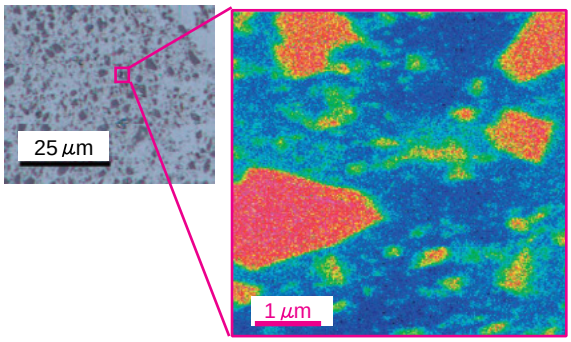


Fig. 1　Metallograph of MMC and distribution of carbon

型をおこなったところ，ピストン天井部の異方性が大きく，期待した特性が得られない課題が顕在化した．これに対し，３次元等方性が期待できるHIP(Hot Isostatic Pressing)素材を直接ピストン成型することで，異方性の課題解消に成功した．

鍛造は低速油圧プレスを用い，必要な成型性を確保した．またニアネット形状の薄肉素材で，焼入れ時の冷却速度を確保し，良好な機械的特性を実現した．ニアネット素材の適用は，難削材である MMC の省加工にも有用であった．

2.3. 表面処理

SiC 分散による熱膨張係数の低下は，ピストンとシリンダのクリアランス増加をまねき，同しゅう動部の信頼性確保が課題となった．これに対して，スカートおよびトップランドに電気メッキによる硬質の被膜，および硬質粒子を分散した樹脂コーティングを適用して，必要な耐久信頼性を確保した．

３．性能効果

Fig. 2 と Fig. 3 に得られたピストン素材天井部から採取した試験片の機械特性を示す．部品の稼動温度である 200 ℃から300 ℃の領域で高い疲労強度と延性を両立している．

この素材を用いることにより，軽量かつ高強度なピストンを実現し，これを 2004 年初戦よりレース適用した．

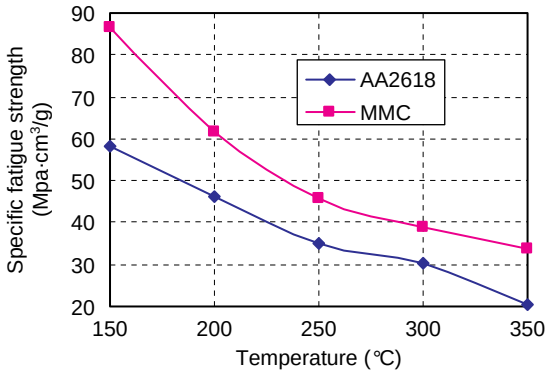


Fig. 2　Specific fatigue strength of developed material

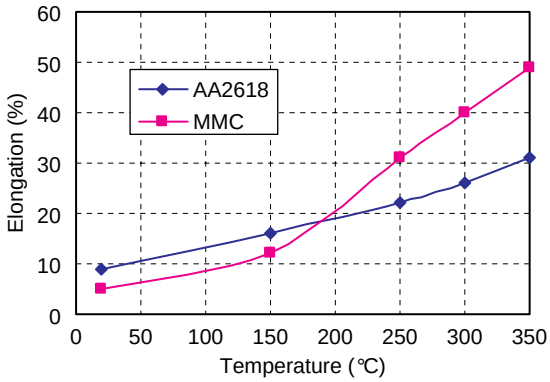


Fig. 3　Elongation of developed material

４．結論

メカニカルアロイイング製法を用いた MMC 素材と製法の最適化により，高い強度を有するピストン素材の開発を達成した．この素材の適用により，従来材 AA2618 に対しピストン重量 16%の軽量化を実現し，エンジン回転数 + 400 rpm の高回転化を達成した．

参考文献

(1) http://www.amc-mmc.co.uk/

■著　者■



石塚和久



草階勝人



今井信幸

軽量チタンアルミピストンピンの開発

Development of Lightweight Titanium-aluminide Piston Pin

湊　　定　美*　　小那覇　安　則*
Sadami MINATO　　Yasunori ONAHA

要　旨

じん性と疲労強度を向上させた金属間化合物チタンアルミ材料とその部品化プロセスを開発した．低比重かつ高弾性率の特性を生かしてピストンピンに適用し，従来の窒化鋼ピストンピンに対して 17%の軽量化と 28%の高剛性化を実現した．2005 年から２レースイベント保証となったV10エンジンの高回転高出力化と長距離信頼性に貢献した．

ABSTRACT

An intermetallic titanium aluminide material displaying increased fracture toughness and fatigue strength, and a process enabling the formation of the material into components, have been developed. Exploiting the material's low specific gravity and high modulus of elasticity, it was employed to manufacture a piston pin, enabling the achievement of a 17% reduction in weight and a 28% increase in rigidity against a conventional nitriding steel piston pin. The developed piston pin has contributed to increased speed, power and long-distance reliability in V10 engines, which have been required to complete two race distances since 2005.

１．まえがき

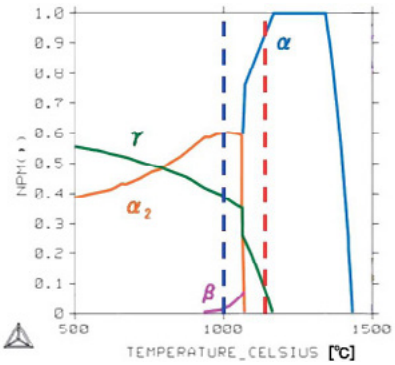
チタンアルミ(以下 TiAl)は F1 材料規制上限の高い比剛性と高耐熱強度のみならず，常温域でも優れた疲労特性を有する．このため常に軽量化を要求されるレシプロ主運動部品への展開が模索された．しかしながらエンジンバルブで採用したヨーロッパ材[1]はじん性の低さと品質に懸案があり，また一社寡占供給による開発余力不足など課題が大きかった．

本開発ではじん性と強度を両立する高品質のTiAl材を独自開発し，ピストンピンに適用してレシプロマス低減によるエンジン高回転化に貢献することを目的とした．

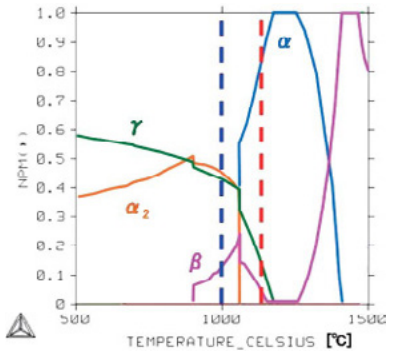
２．開発技術

2.1. 材料設計

TiAl の強度，じん性を向上させる手法として，まずはインゴット鋳造後の粗大ラメラ組織を押出し加工にて微細化することが重要である．19 mm 径の素材サイズが必要なピストンピンは必然的に押出し比が不足するため，最終的な熱間塑性加工温度である1150 ℃における材料組織を金属間化合物のγ相(TiAl)，α相(hcp-Ti)およびβ相(bcc-Ti)の３相共存となる成分設定として加工微細化を促進させた．



(a) Conventional TiAl alloy



(b) Developed TiAl alloy

Extrusion temp.　Annealing temp.

Fig. 1　Comparison of phase ratio (Thermo-Calc)

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_34

また最終組織において強じん性に優れる準安定相のβ相を積極的に活用することが延性向上のポイントであり，焼鈍温度である1000 ℃でβ相が安定して多く出現する成分設計とした．サーモカルク(2)による組織と相比の結果を Fig. 1 に示す．

2.2. 素形プロセス

開発材では溶湯を電磁攪拌しながら凝固させるスカル溶解連続鋳造法を採用し，均質なインゴット組織を得た．

TiAl は熱間変形抵抗が高く，ステンレスシートでキャニングしてワークの温度低下を抑えながら 1200 ℃から 1350 ℃域で熱間塑性加工される(1), (3)．開発材では専用の酸化防止剤を選定してダイスのガラス潤滑剤と併用することにより変形抵抗を低減し，プロセス中の微細化が促進される低温側の 1150 ℃から 1200 ℃域において押出し比 58 の強加工を可能とした．

最終的には 1000 ℃ x 2 hr の焼鈍とその後の強制冷却(Ar ガス冷却)により材料組織中のβ相を 20%から 35%確保することで 2 %以上の安定常温伸びと 800 MPa 以上の常温疲労強度(回転曲げ)を両立した．本素形プロセスの各種条件下における材料組織構成(相比)と，その機械特性への影響を Fig. 2 に示す．

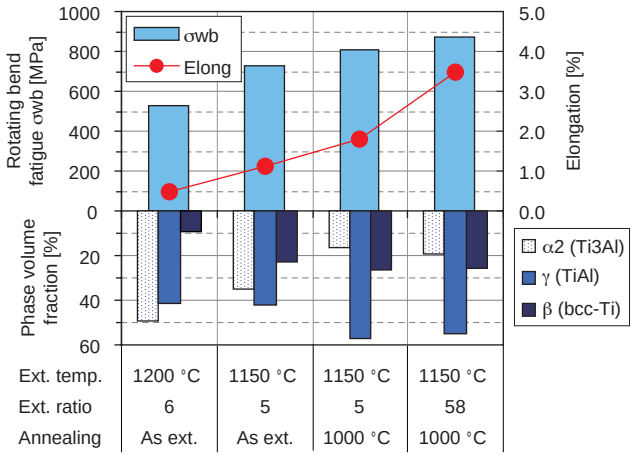
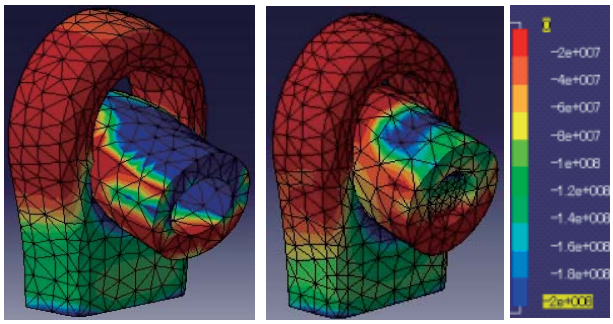


Fig. 2　Effect of phase structure on mechanical properties

3．部品仕様

部品形状はピストンピン自身の強度成立性とピストンへの影響をCAEおよび応力測定で検証し，従来窒化鋼の中空パイプ形状ではなく中実形状とした．これにより17%の軽量化を図りながらつぶれ方向の剛性を28%向上させ，信頼性課題があったピストンピンボス部の応力を６%低減した．CAE 解析による変形形態の比較を Fig. 3 に示す．

また表面処理は TiAl 化に伴う母材硬度の低下を考慮して，PVD スパッタ法で成膜した厚膜 7 μm の Cr_2N をバッ



(a) Conventional steel　　(b) Developed TiAl

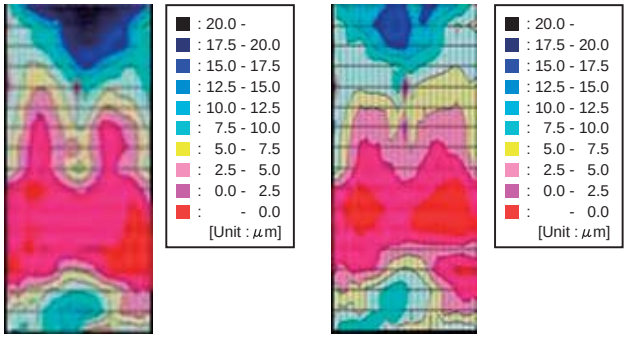
Fig. 3　Piston pin deformation (Catia V5 CAE)

クアップ層に持つ高硬度のダイヤモンドライクカーボン皮膜(以下DLC)とし，密着強度と耐スクラッチ性を向上させている．

4．性能効果

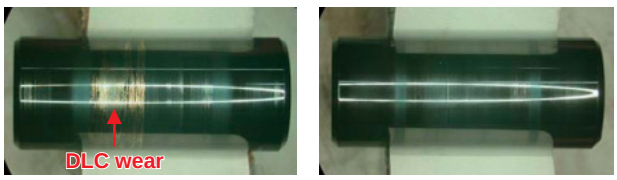
中実 TiAl ピストンピンを 200 rpm 高回転化したエンジン高負荷耐久モードで評価し，軽量化効果として従来の窒化鋼と同等のコンロッドベアリング磨耗レベルを確保した．

また高剛性化の効果として，長距離信頼性の懸案であったピストンピン DLC 磨耗とピストンボスクラックを解消した．Fig. 4 に耐久テスト後のコンロッドベアリング表面オーバーレイ層の残存膜厚を，また Fig. 5 に同耐久テスト後のピストンピンの DLC 状態を従来仕様との比較で示す．



(a) Conventional steel (18800 rpm/1503 km)　　(b) Developed TiAl (19000 rpm/1485 km)

Fig. 4　Overlay thickness of connecting rod bearing after endurance test



(a) Conventional steel (18800 rpm/1503 km)　　(b) Developed TiAl (19000 rpm/1485 km)

Fig. 5　DLC condition of piston pin after endurance test

５．まとめ

成分設計と素形プロセスでの材料組織制御により高い疲労強度と優れたじん性(伸び２%以上)を両立するTiAl材を開発した．本材料をピストンピンに適用することで17%の軽量化を図り，200 rpm のエンジン回転数向上と，ピン変形低減による DLC 磨耗およびピストンピンボス部の信頼性向上に寄与した．

謝　　辞

本材料および部品開発に御尽力を頂いた(株)神戸製鋼所チタン事業部，並びにコベルコ科研(株)の方々に対し，誌面を借りて厚く御礼申し上げます．

参考文献

(１)Clemens, H., Kestler, H., Eberhardt, N., Knabl, W. : PROCESSING OF TiAl BASED ALLOYS ON AN INDUSTRIAL SCALE, The Minerals, Metals & Materials Society, Gamma Titanium Aluminides 1999, p.209-223 (1999)
(２)http://www.thermocalc.se/, 2009/04/02
(３)特開 2000-24748

■著　者■



湊　　定 美



小那覇安則

中空構造チタンコネクティングロッドの開発

Development of Hollow Titanium Connecting Rod

湊　　定　美*　　溝　川　　謙*
Sadami MINATO　　Ken MIZOGAWA

要　旨

F1エンジンの高回転高出力化にはレシプロマス低減が重要である．そこでコネクティングロッドのかん部断面係数を上げ剛性を確保しつつ軽量化することを目的として，拡散接合法を最適化し，中空構造化するプロセスを開発した．これにより従来の鍛造製法によるＩ型断面に対して軽量化と高剛性化を達成し，エンジン高回転化に貢献した．

ABSTRACT

It is necessary to reduce the reciprocating mass in order to increase the engine speed and power of Formula One engines. The project discussed in this paper therefore set out to increase the section modulus of the shaft of the connecting rod while maintaining its rigidity and achieving weight savings. To this end, the diffusion bonding method was optimized, and a process of manufacturing a hollow connecting rod was developed. The developed connecting rod is lighter in weight and higher in rigidity than a rod with a conventional I-type section produced by forging, and has contributed to enabling engines to be increased in speed.

１．まえがき

F1コネクティングロッド(以下コンロッド)は高回転高出力のエンジンを支える主運動系部品として軽量かつ高強度で高剛性であることが常に要求され，比強度に優れるチタン合金が使用される．2000年には従来のTi6Al4V合金に比べ25%疲労強度に優れるβリッチα＋β型SP-700チタン合金[1]を採用して軽量化を果たしたが，さらなる軽量化要求に対して単純な材料高強度化のみでは剛性設計の限界に近づき，新たな技術ブレークスルーが必要となった．

そこで形状剛性を維持した軽量化手法としてコンロッドの中空構造化を検討した．

２．開発技術

2.1. 中空化手法の検討

コンロッドの中空構造化手法として各種方案を検討した．例えば電解または機械加工で大端側から中空かん部を形成し，その後電子ビーム溶接(EBW)で蓋溶接して中空構造とする方案では接合部強度の課題を解決できなかった．また鋳造やロウ付けも強度低下の課題があった．

一方，航空機タービン等で実施例のある拡散接合は固相拡散による接合のため母材熱影響がない．また酸素固溶限の高いチタンは表面の酸化皮膜が容易に拡散消失するため本手法に適していることに着目し，これに絞った部品製法の検討を進めた．

2.2. 拡散接合メカニズム

拡散接合は真空または還元ガス雰囲気下で被接合体を0.7Tm(Tm= 融点)以上の温度に保持し，同時に加圧することで拡散現象を促進し接合する手法である．Fig. 1に拡散プロセスモデル[2]を示す．まずプロセスの初期段階で接合面の凹凸が加圧加熱により変形密着する．次に拡散により界

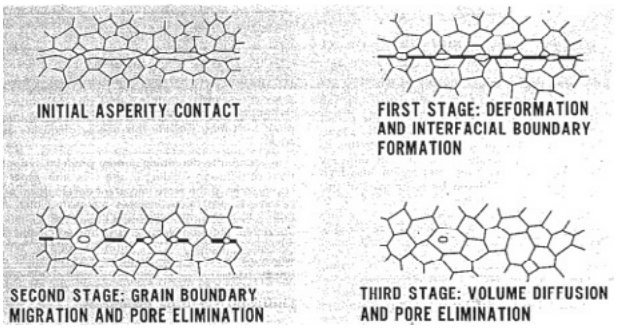


Fig. 1　Model of diffusion bonding process

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_35

面の結晶粒界が移動し空孔が消失する．最終段階では残った空孔も体積拡散で消失して接合が終了する．Fig. 2に本開発で得られた実体コンロッドの接合部組織を示す．接合界面の凹凸が残らない連続的な金属組織が得られている．

2.3. コンロッド接合プロセス

コンロッドは所定の強度を得るためβ変態点(870 ℃)以下で溶体化時効処理されるため，接合温度は溶体化温度の830 ℃とした．また最大加圧力は 4.0 MPa，拡散保持時間は 5.0 hr に設定した．なお拡散接合には 16 軸の個別荷重制御が可能な(株)金属技研所有のホットプレス真空炉を使用した．

中空コンロッドの製造工程を Fig. 3 に示す．圧延板材をウォータジェットで荒型抜きした後，かん部中空部を仕上げた半割りブランクに加工する．これを重ね合せて拡散接合する方案とした．

接合時の相対ずれ量は大端部および小端部に設けたノックにより，標準偏差の上限で 0.13 mm 以内を確保した．また厚さ方向のつぶし量はホットプレス時のカーボン製ストッパ冶具の高さにより，初期板厚の４%に設定した．

また被接合体の表面粗度および清浄度は接合部の機械特性に影響するため，Fig. 4に示す二種類の継ぎ手方案で接合した引張り試験片を用いてこれらの影響度合いを検証した．Fig. 5に接合面粗度違いでの引張り特性を示す．接合面粗度は特に T 方向継ぎ手の伸び，絞りに影響することから，母材と同等の特性が得られる Rt 1.6 以下とした．

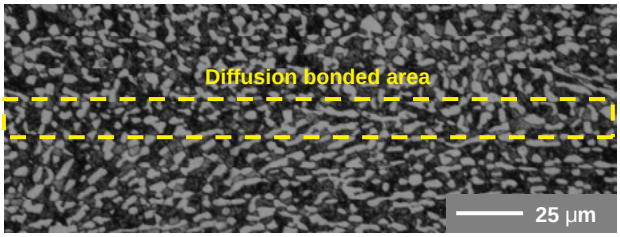


Fig. 2　Microstructure of diffusion bonded area of connecting rod

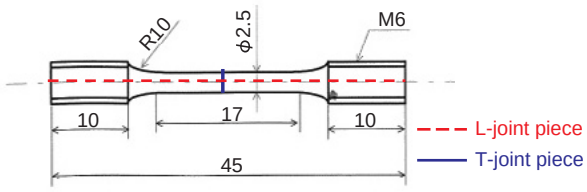
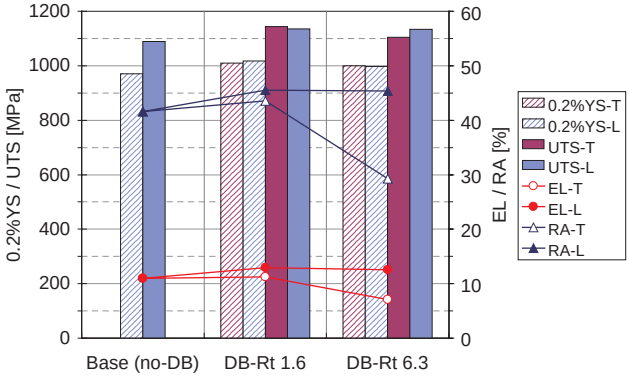


Fig. 4　Diffusion bonded tensile test piece



- 0.2%YS : 0.2% yield strength
- UTS : Ultimate tensile strength
- EL : Elongation
- RA : Reduction area

Fig. 5　Effect of surface roughness on tensile properties of diffusion bonded test piece

3．性能効果

Fig. 6 に示すように，コンロッド厚み中央部に接合面を持つ中空構造を採用した．これによりかん部断面係数を向上させながら肉厚をミニマム化し，従来の I 型断面に対し８%の軽量化と，かん部で 2.5 倍，大端円環部で 18%の剛性向上を果たした．また実機耐久テストにおいてコンロッドベアリング負荷が低減されたことにより，250 rpm の高回転化を確認した．

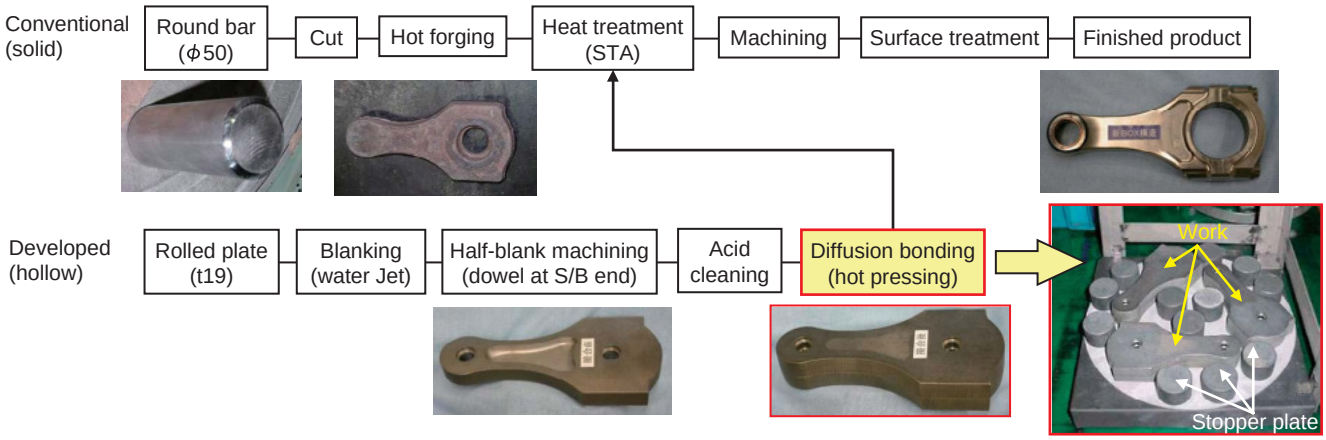


Fig. 3　Developed process of manufacture of hollow connecting rod

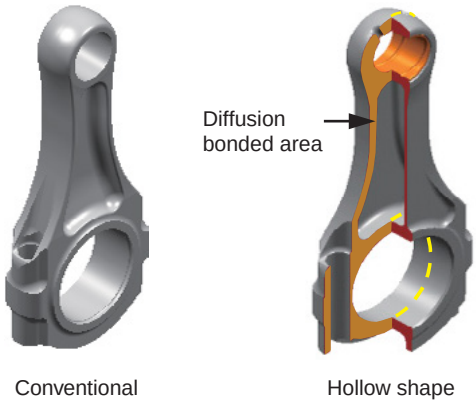


Fig. 6 Comparison of conventional and hollow conrod

4．まとめ

拡散接合を用いた中空構造コンロッドの製造方法を確立した．これによる軽量化でエンジンの高回転高出力化を達成し，2003 年にレース投入した．

参考文献

（1）Ouchi, C., Minakawa, K., Takahashi, K., Ogawa, A., Ishikawa, M. : Development of β -rich α + β Titanium Alloy SP-700, NKK Technical Review, No. 65, p.61-67 (1992)

（2）Owczarski, W. A., Paulonis, D. F. : Application of Diffusion Welding in the USA, Welding Journal, Vol. 60, No. 2, p.22-33(1981)

■著 者■



湊 定美



溝川 謙

チタンアルミ材バルブの開発

Development of Titanium Aluminide Valve

土 屋 雅 之* 綱 島 栄* 橋 本 尚*
Masayuki TSUCHIYA Sakae TSUNASHIMA Hisashi HASHIMOTO

要 旨

金属間化合物であるチタンアルミ材はレギュレーションの上限である40 GPa/(g･cm³)に近い高比剛性を持つ．高耐熱強度も兼ね備えており F1 エンジンのシリンダヘッドバルブに適用し高回転化に寄与した．真空焼鈍熱処理を開発してじん性向上をはかり，品質不具合を克服するために渦流探傷検査技術を最適化して加工工程で発生するマイクロクラック品の流出防止手法を確立した．

ABSTRACT

Titanium aluminide intermetallic compound has a high specific stiffness close to 40 GPa/g·cm^3, the maximum allowed under the regulations. The material also has high temperature strength and its use in the cylinder head valves of Formula One engines has contributed to achieving higher engine speed. Vacuum annealing has been developed to try to enhance fracture toughness, and a technique has been established to prevent products with micro-cracks from being shipped if they occur during processing, by optimizing eddy current inspection technology to overcome quality issues.

１．まえがき

チタンアルミ材(以下 TiAl)は 155 GPa のヤング率と 4.05 g/cm³の密度，高温高強度特性を持つ．チタン材を用いた動弁バルブ(以下バルブ)に代替適用することで，軽量高剛性化によりエンジン高回転化に寄与できた．しかし金属間化合物であるがゆえの低じん性と製造品質に起因するバルブ折損(Fig. 1)が頻発し，高じん性化と品質向上が必要となった．



Fig. 1 Broken valve

バルブ用の素材は真空アーク再溶解(VAR溶解)材を２度の押し出し工程を経て製造する[1]．この素材はヨーロッパの１社でしか生産しておらず[2]，バルブ完成までの工程分担や品質保証を含む交渉と開発，高回転化を目指すレースエンジン適用を同時に進めた．

２．開発技術

2.1. 高じん性化焼鈍熱処理

2003 年から材料規制で 40 GPa 以上の比剛性材料が禁止強化となったため，Table 1 に示すような Al 量を減少させた成分系に変更した．当初 VAR 溶解時の電極部垂れ落ちから Fig. 2 のような偏析組織が存在し，2003 年は全バルブの組織観察による品質選別をおこない，その後は VAR 溶解時の溶解棒短縮化と組織限度見本による品質選別手法を確立した．

一方，素材のＸ線回折相分析により材料組織がα２相(Ti_3Al)γ相(TiAl)β相(bcc-Ti)より構成されることが判明した．β相は金属相であるためじん性に寄与するが，本来その

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_36

Table 1　Chemical composition of TiAl (atomic%)

	Al	Cr	Nb	Ta	B	Ti
2002	46.5	2.5	1.0	0.5	0.1	Bal
2003-2005	42.0	2.5	1.0	0.5	0.1	Bal

量は微量であり，バルブ用素材が加熱押し出し製法であるため準安定相として存在すると考えられた．また素材製造時の偏析や押し出し条件ばらつきによりβ相量は安定しなかった．

β相量を安定させて材料の伸びを向上させるために焼鈍熱処理を適用した．α２＋γ＋βの３相が存在する1000 ℃にて真空均熱焼鈍熱処理をおこない，その後アルゴンガスによる強制空冷をおこなうことで，β相量を 20 atomic% 以上に増加させた．機械特性評価結果を Fig. 3 に示す．２% 以上の常温伸びと 800 MPa 以上の常温回転曲げ疲労強度が得られ，バルブの高強度と高じん性を両立した．

2.2. マイクロクラック探傷非破壊品質保証技術

TiAl 材の押し出し工程ではステンレスシースで被覆する．このため加工時に高延性のシース部と低じん性のTiAl部を両方削らねばならず，加工振動からクラックの可能性があった．また押し出し工程で素材に残留応力が存在することから，仕上げ加工時に発生するクラックも考えられた．開口しているクラックであれば蛍光探傷等の浸透探傷で検出可能だが，圧縮を伴う開口しないクラックが存在する場合があり，浸透探傷では検出できず流出させてしまう．Co-Ni材ボルトでも経験したが押し出し工程で製造した高強度材は研磨加工で圧縮を伴うクラックが入る場合がある．

クラック部の渦電流変化を検出する渦流探傷技術を最適化し非破壊品質保証をおこなった．渦流探傷はシースを除去したブランク加工後と完成加工後の二回おこない検出精度を高めた．加工代の残るブランク加工状態では比較的大きなクラックを検出でき有効であった．加工完成バルブへの渦流探傷は，新たなセンサプローブを開発し，ロボットアームを用いた位置決めおよびセンサとバルブギャップの最適化，信号処理フィルタ最適化によるノイズ防止をおこなった．この結果，実物バルブで深さ 100 μm のマイクロクラック検出を可能とし，テストピースでは深さ10 μmのマイクロクラックを検出可能とした．

Fig. 4 にバルブの渦流探傷の様子を示す．

2.3. 効果

インレットバルブ軽量化ではそれまでのチタンバルブに対し 2002 年は 6.0g の軽量化と +600 rpm の高回転化に寄与し，2003 年は 2.4 g の軽量化と +240 rpm の高回転化に寄与した．

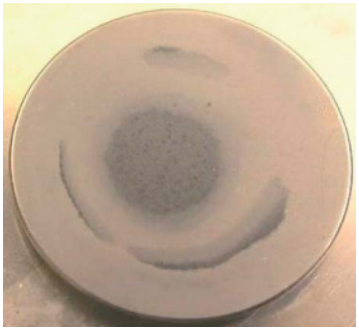


Fig. 2　Segregation structure of valve

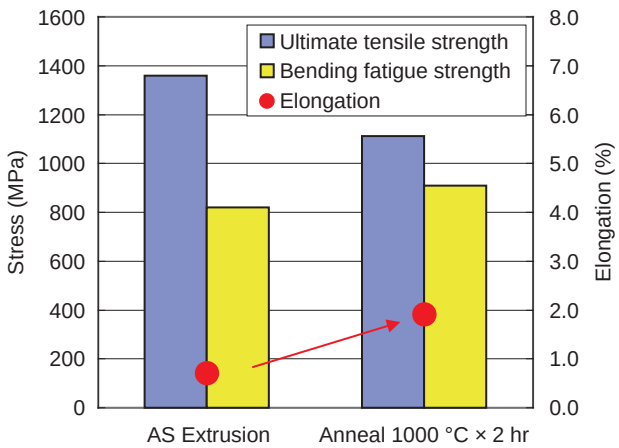
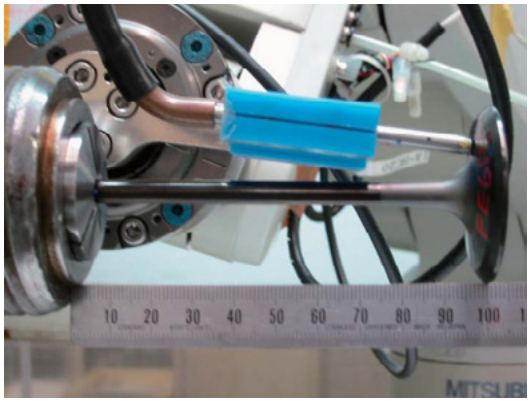


Fig. 3　Mechanical properties of TiAl



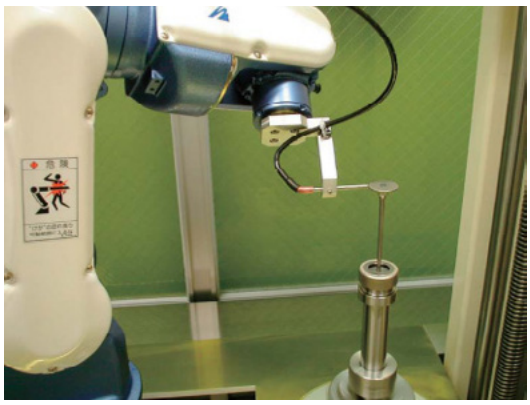


Fig. 4　Method of eddy current inspection

３．結論

真空焼鈍熱処理と渦流探傷法により長距離信頼性を保証した軽量TiAlバルブを開発し，インレット，エキゾーストバルブに適用しエンジン高回転化に寄与した.

参考文献

（1）特開 2000-24748
（2）http://www.mwracing.eu/

■著　者■



土屋雅之



綱島　栄



橋本　尚

チタン中空バルブの開発と冷媒バルブの研究

Development of Titanium Hollow Valve and Study of Sodium-potassium Valve

真　田　泰　平*
Taihei SANADA

要　旨

溶接部位の強度を保証しつつ最大限に中空化するバルブ仕様を確立し4.4 gの軽量化を達成，レースへ適用した．さらにチタンバルブに冷媒を封入する高品質耐酸化プロセスを確立し，バルブ高温部を 100 ℃以上冷却する技術を開発した．冷却効果により中空部の拡大が可能となり，吸気バルブで 4.8 g，排気バルブでも 4.6 g の軽量化を進めた．実機２レースイベント耐久試験は終了したが，吸気バルブは冷媒の熱交換影響による出力低下が発生し，排気バルブも一部耐久性の課題が残った．

ABSTRACT

Valve specifications with the largest hollow area possible while still assuring the strength of welded areas were established, achieving a weight reduction of 4.4 g per valve, and applied to races. In addition, a high-quality oxidation resistant process was established for filling titanium valves with sodium-potassium, and technology that cools the high temperature areas of the valve by 100°C or more was developed. These cooling effects enabled expansion of the hollow area, further reducing the weight by 4.8 g per intake valve and 4.6 g per exhaust valve. Engine 2-race event durability tests were completed, but the intake valve experienced a drop in output due to the effects of sodium-potassium heat exchange, and some issues with exhaust valve durability also remained.

１．まえがき

2006年以降，レギュレーションにより金属間化合物のエンジン部品への適用が禁止された．このためチタンアルミ(以下 TiAl，密度 4.05 g/cm³，ヤング率 155 GPa)のバルブをチタン合金(吸気バルブの場合，密度4.65 g/cm³，ヤング率 114 GPa)へ変更する必要があった．

チタン合金(以下Ti)を用いてバルブを軽量高剛性化しエンジン高回転化するためには，傘部と軸部の中空化が必須となった．またTiバルブへの冷媒封入を検討し，さらなる中空部の拡大による軽量化を目指した．

２．開発内容

バルブ中空構造の開発と冷媒封入技術の確立により，軽量高剛性 Ti バルブの開発をおこなった．

2.1. バルブ中空構造開発

傘部の中空化は傘部の掘り込み加工，プラグ軽圧入，電子ビーム溶接(以下 EBW)，応力緩和熱処理の工程とした．

傘部の断面写真を Fig. 1 に示す．EBW はバルブ傘の燃焼室面からおこない，プラグ(Plug)外周を十分に溶かす深さとした．溶接部は熱処理組織が破壊され疲労強度が未溶接部の30%に低下するため，傘中実バルブ同等の部品強度を保証する未溶接部の残肉厚量(Non-welded area)を傘の単体疲労テストより設定した．Fig. 2にテスト結果を示す．残肉厚の要件は 1.27 mm 以上とした．

残肉厚量の要件を満たして傘部を最大限に中空化し，軸部の中空化と合わせて中実バルブに対し 4.4 g の軽量化を達成した．

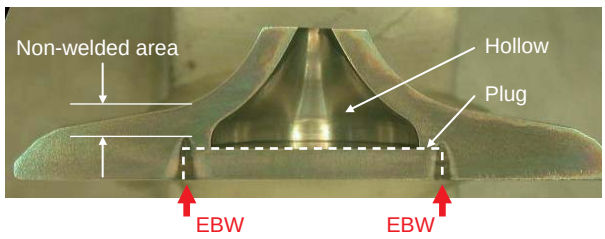


Fig. 1　Section of hollow head of intake valve

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_37

2.2. Ti 冷媒バルブ開発

冷媒として使用されるナトリウム(以下Na)やナトリウムカリウムは活性なため，空気中で容易に酸化する．またチタンの酸化物生成標準自由エネルギーはNaとカリウム(以下K)より低いため[1]，酸化した冷媒をTiバルブ内に封入するとバルブ内壁が酸化し強度低下を引き起こす．よってTi冷媒バルブには冷媒材料を酸化させずに封入するプロセスが必須となる．

冷媒排気バルブの断面写真をFig. 3に示す．傘部と軸部を中空とし，冷媒を中子(Inner plug)と軸端プラグ(Stem end plug)で密封する構造とした．

冷媒の封入設備と注入の様子をFig. 4に示す．中空部への酸素混入を防ぐため，冷媒注入前にグローブボックスで中空部をアルゴン(以下Ar)へ真空置換した．酸素濃度は10 ppm以下とした．冷媒材料は常温で液体のNa-78 wt%K(以下NaK)を選択し，ボトルから注入ノズルを介してバルブ内へ直接注入することで酸素に触れる機会を最小限とした．封入量は中空部での流動性を考慮し，中空容積の50%とした．

グローブボックスの内部には，中子と軸端プラグを圧入するプレス器を設置し，NaK注入後に密封をおこなった．最後に大気中で軸端面をレーザ溶接し完全密封した．

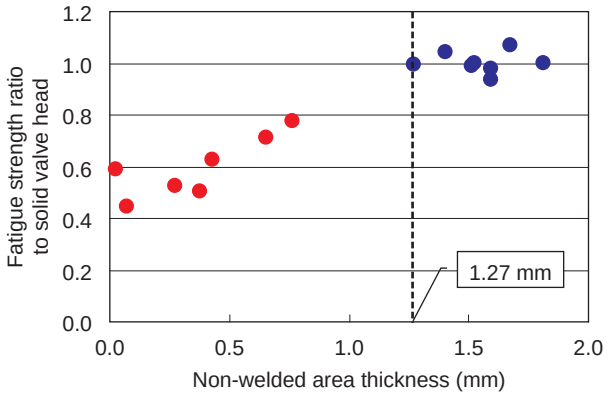


Fig. 2　Fatigue test results for welded valve head

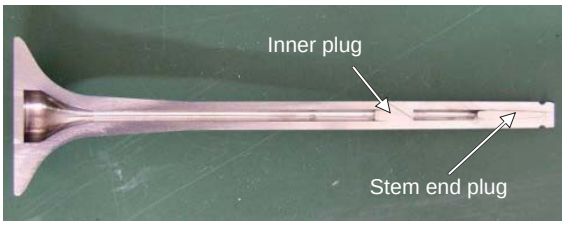


Fig. 3　Section of exhaust NaK valve

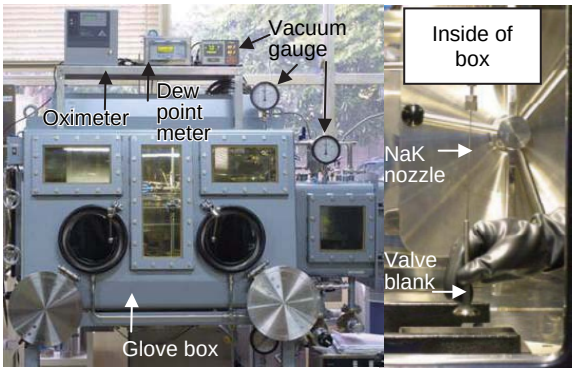


Fig. 4　NaK filling facility and filling operation

Table 1　Comparison of current and NaK valves

	Intake valve			Exhaust valve		
	Current	NaK	Difference	Current	NaK	Difference
Temperature (℃)	718	544	-174	840	737	-103
Fatigue strength (MPa)	227	615	+130%	126	211	+67%
Valve weight (g)	35.1	30.3	-4.8	32.7	28.1	-4.6

3．実機テスト結果

3.1. 冷媒による温度低減効果

傘部温度低減効果の確認のため，傘中央に焼入れした耐熱鋼のチップを埋め込み，エンジン運転後の硬度変化からバルブ温度を推定した．結果をTable 1に示す．吸気バルブは174 ℃の温度低減により素材の疲労強度が130%改善し，4.8 gの軽量化が可能となった．排気バルブは103 ℃の温度低減により素材の疲労強度が67%改善し，4.6 g の軽量化が可能となった．

3.2. エンジン性能，耐久性

冷媒吸気バルブは，モータリングテストで500 rpmの限界回転数向上が確認されたが，性能テストでは5 kWの出力低下が発生した．体積充填効率の低下が起きていたことから，冷媒の熱交換により傘裏側や軸が温度上昇して吸気が暖められ，吸気の充填率が低下したと推定する．

冷媒排気バルブは実機耐久テストで2レースイベントを終了したが軸端溶接部に微小クラックが見られた．仕様を凍結するホモロゲーションエンジン提出の期限がせまり，クラックの対策時間が取れず，適用を見送った．

4．まとめ

（1）部品強度を落とさない傘部溶接技術を確立し，中空化により Ti 中実バルブに対し 4.4 g の軽量化を達成した．本バルブは 2006 年の第一戦からレースへ適用された．

（2）Ti 冷媒バルブのための耐酸化高品質プロセスを完成した．バルブ高温部で 100 ℃以上冷却効果が確認され，吸気バルブ 4.8 g，排気バルブ 4.6 g の軽量化を可能とした．

（3）冷媒封入により十分な冷却効果が確認されたが，吸気バルブにおいては体積充填効率の低下が一因と思われる出力低下が発生する場合がある．

参考文献

（1）腐食防食協会：腐食・防食ハンドブック，丸善，p.32 (2000)

■著　者■



真 田 泰 平

カムシャフト，ロッカアーム DLC コーティングの開発

Development of DLC Coating on Camshaft and Rocker Arm

伊 藤 直 彰* Naoaki ITO
米 原 真 臣* Masaomi YONEHARA
矢久保 和 重* Kazushige YAKUBO

要　旨

F1 エンジン動弁部品の中で，常に高回転化が求められ，しゅう動環境が厳しいカムシャフトとロッカアームは耐久信頼性向上が必要であった．そこで，表面強化皮膜であるダイヤモンドライクカーボン(以下DLC)コーティングの開発を進め，膜構成や硬度バランスを最適化して適用した．その結果，トータル約 5 kW のフリクション低減や，カムシャフトの４レースイベント継続使用の耐久信頼性を達成した．

ABSTRACT

Among the Formula One engine valve train parts, the camshaft and rocker arm are subject to severe sliding conditions and constant demands for higher rotating speeds, so it was necessary to increase endurance reliability. Therefore, diamond-like carbon (DLC) coating films that strengthen the surface were developed, the film compositions and hardness balance were optimized, and the coating films were applied. As a result, friction was reduced by a total of approximately 5 kW, and endurance reliability was achieved that enables continuous camshaft use in 4-Race events.

１．まえがき

F1エンジンの動弁部品であるカムシャフトとロッカアームのしゅう動は厳しい環境下にさらされる．面圧は 1 GPa 以上，PV(面圧×しゅう動速度)値は20000 MPam/s以上にも達する境界潤滑のしゅう動環境である．Fig. 1にストライベック曲線でのしゅう動環境の位置付けを示す．

この環境で十分な耐久信頼性を確保するためには，油膜が切れても凝着を起こさず，高速高面圧しゅう動環境で磨耗しない強じんな皮膜で部品を覆う必要があった．よって，DLC コーティングを 2002 年から採用している．

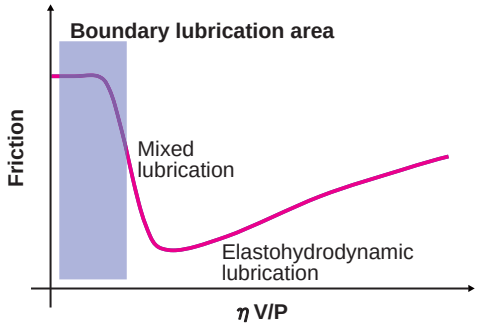


Fig. 1　Stribeck curve

エンジンの高出力高回転化に加え，オリフィスを用いた動弁エアースプリングシステム(J-VLV 機構)の適用や，１エンジン２レースイベント継続使用するレギュレーション規定も加わり，さらに耐久性が必要となった．そこでカムシャフトとロッカアームの DLC コーティングの開発の必要性が高まった．

２．DLC の仕様

2.1. DLC 層構成の考え方

DLCはカム駒部とロッカアームスリッパのしゅう動面の両面に処理し，双方で耐摩耗性の向上とフリクション低減を確認した．膜構成のコンセプトを Fig. 2 に示す．最表面には均一な当たりを実現するために，低硬度な層であるなじみ層を成膜した．また，主しゅう動層のDLC層は硬度とじん性のバランスを両立させており，さらにDLC膜の耐スカッフ性と密着性向上のため，硬度勾配を持つ中間層をスパッタ方式で成膜した．

2.2. 部品への DLC 処理

DLC同士のしゅう動では，相互の膜硬度バランスの最適化が必要である．例えば同硬度や表層が硬すぎるDLCはお

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_38

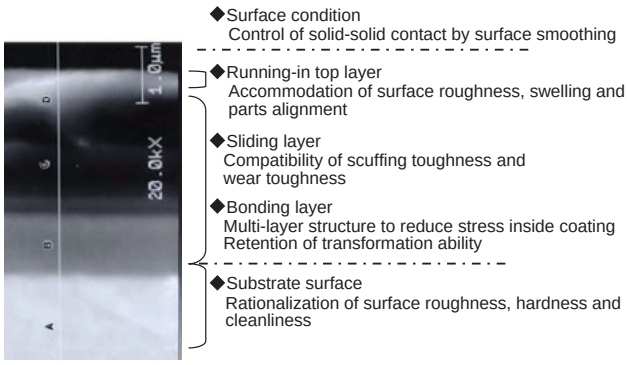


Fig. 2　Concept of DLC and bonding layer

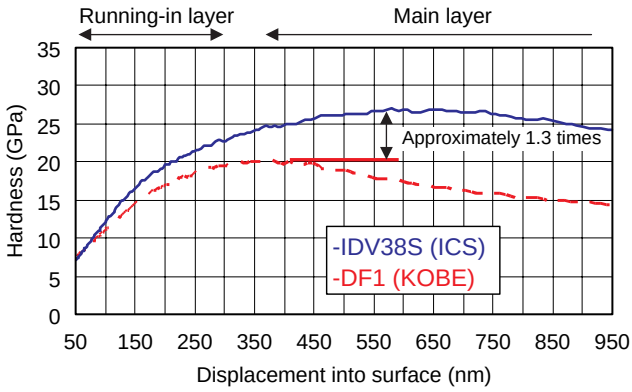


Fig. 3　Coating hardness of IDV38S and DF1

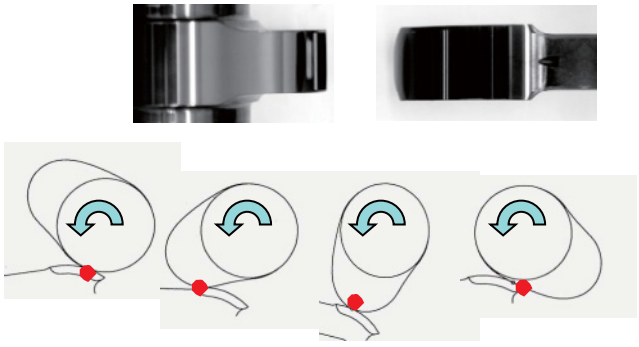


Fig. 4　Parts after DLC coating

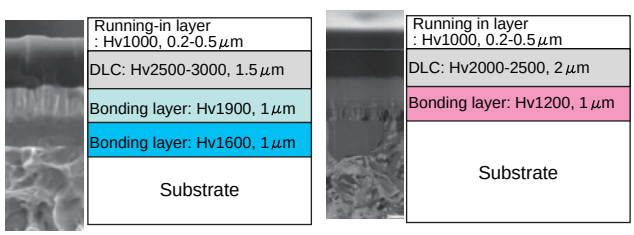


Fig. 5　IDV38S and DF1 layer configuration

互いを攻撃するため，望ましくない．

動弁環境を模擬した高面圧条件の単体往復しゅう動試験により，DLC仕様の組合せを評価確認した．主しゅう動層硬さで約 1.3 倍の硬度バランスがフリクションと焼き付き限界が高いことがわかった．DLC仕様の組み合わせとして選定した(株)アイ・シイ・エス社の IDV38S と(株)神戸製鋼所の DF1 の硬度プロファイルを Fig. 3 に示す．

部品への DLC 処理においては，カムシャフトに高硬度の IDV38S，ロッカアームスリッパ面へは IDV38S より低硬度の DF1 を処理した．これは部品としてしゅう動する場合，カムシャフトのダメージの方が大きいという経験則による．部品への処理後の外観およびしゅう動イメージを Fig. 4 に，DLC の膜構成を Fig. 5 に示す．

また，カムシャフトとロッカアームのしゅう動では，皮膜品質が重要となる．品質異常のある膜では，DLC剥離の不具合を起こす．そこで，膜の均一性，密着性，耐摩耗性などの品質保証手法を確立し，許容ピンホールとサイズと場所を決めた限度見本を作成し，品質管理した．

3．効果確認

2006 年後半に IDV38S 処理カムシャフトと DF1 処理ロッカアームを投入し，面圧 1.37 GPa，PV22000 MPam/s 環境下でのしゅう動信頼性を保証した．これは 2004 年仕様の DLC組合せに対し，年次毎の限界面圧向上により面圧で17%，PV で 32%もの高負荷運転を可能とした(Fig. 6)．

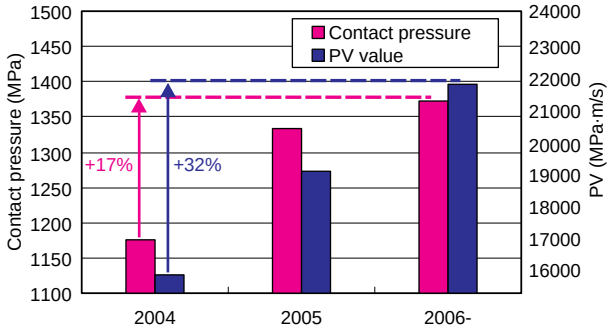


Fig. 6　Change in contact pressure and PV value

4．まとめ

F1エンジンが高出力化と高回転化に進化する中で，厳しいしゅう動環境での運転に耐えうる，カムシャフトとロッカアームDLCの定常進化を推進した．結果として，トータル約 5 kW の性能向上を果たし，また，2007 年からはコストダウン目的で，Cam 部品 4 レースイベント使用したが，同 DLC で耐久信頼性の保証ができた．

謝　辞

本部品への製法技術と品質保証にご協力を頂いた，株式会社アイ・シイ・エスならびに株式会社神戸製鋼所に対し，誌面を借りて厚く御礼申し上げます．

■著　者■



伊 藤 直 彰



米 原 真 臣



矢久保和重

レーザクラッドバルブシートの開発

Development of Laser Clad Welded Valve Seat

今 井 信 幸*　　西 田 浩 明**
Nobuyuki IMAI　　Hiroaki NISHIDA

要　旨

レーザクラッドバルブシートは，従来の圧入バルブシートに対して，レイアウト自由度を広げることができる．溝形状と供給粉末粒形，粉末供給量とレーザ出力条件を最適化し成立させ，品質保証の要件を確立し，バルブ径を1 mm拡大することで，高水温下において 6 kW の出力向上を達成した．F1の２レースイベント１エンジン連続使用に対しては粉末材の改良で対応した．

ABSTRACT

Laser clad welded valve seats can expand the flexibility of layout compared to conventional press fit valve seats. The slot form, the shape and amount of the powder to be supplied, and the laser output parameters were optimized and balanced, quality assurance requirements were established, and the valve diameter was expanded by 1 mm. This achieved an increase in engine power of 6 kW at high water temperatures. In addition, the continuous use of one engine over the distance for two Formula One race events was supported by enhancing the powder materials.

１．まえがき

圧入バルブシート(以下シート)では，シリンダヘッド(以下ヘッド)のシート圧入部周りの肉厚確保およびシート自体の円環剛性が必要なため，バルブ径，バルブピッチ，ポート角度の燃焼室レイアウト自由度が制限された．またシートとヘッド間では圧着であるため，バルブとシートとヘッド間の熱伝達が十分ではない．ヘッドに直接シートを形成するレーザクラッドシート技術を確立することで大径バルブレイアウトを実現し，ヘッド薄肉化による軽量化と冷却性向上による出力向上を目指した．

圧入シートのポート断面をFig. 1**に，レーザクラッドシートを** Fig. 2 **に示す．水路部の薄肉化を可能とした．**



Fig. 1　Layout of press fit valve seat

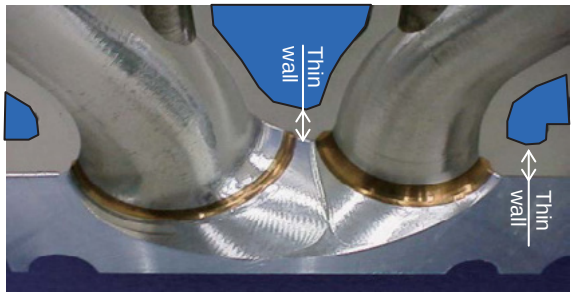


Fig. 2　Layout of laser clad welded valve seat

＊　四輪R&Dセンター
＊＊航空機エンジンR&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_39

2．クラッドシート技術確立と品質保証

粉末をクラッドする溝の形状，供給粉末粒径，粉末を溶接する製造条件，品質要件の設定を実施した．

2.1. クラッド溝形状

クラッド溝形状を Fig. 3 に示す．粉末を中央に集められる左右対象の形状とした．溝中央と両端のクラッド厚さが異なると溶着する時間差が生じる．溝底に未溶着を発生させないため，溝底形状は円弧とし溝の壁は鈍角とした．また粉末が過剰に集まると同様に厚さに違いが出るため，溝高さを 4 mm に設定し，不要粉末が集まらない設定とした．

2.2. クラッド供給粉末

クラッド粉末は銅合金の球形粉を使用し，粒径は 80 ± 5 μm とした．粉末は振動式供給機を使用し，0.005 g/sec の精度で供給制御した．さらに均質なクラッドシートを製造した．

F1 の 2 レースイベント 1 エンジン連続使用に対する，シートの耐摩耗性向上は，ステライトやトリバロイ粉末を銅合金粉末に混合して確立した．開発仕様変遷を Fig. 4 に示す．動弁系の仕様変更に合わせ耐摩耗性と靭性の両立をはかった．

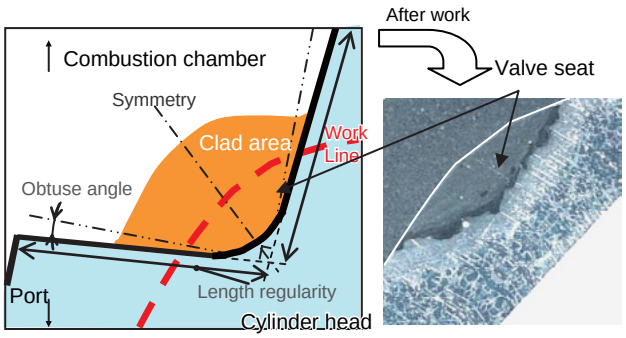


Fig. 3　Laser clad welding slot form

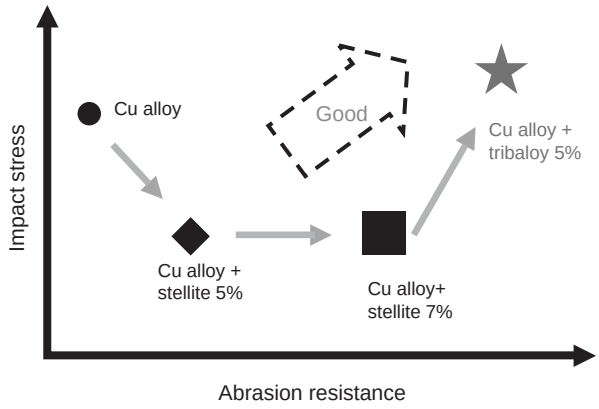


Fig. 4　Valve seat development corresponding to higher loads

2.3. レーザクラッド条件

クラッドはレーザ出力と粉末量コントロールによる溶接工程が重要である．特に始点は終点と重なるためクラッド形状を傾斜させる必要があり，形状に合せて粉末量を徐々に増量させ，レーザ出力は STEP 状に上げてクラッディングをおこなった．その模式図を Fig. 5 に示す．

2.4. クラッドシート品質保証

始点部の品質が低いとシートの欠けが起こり，エンジンブローや出力低下を招く．

未溶着は粉末量過多またはレーザ出力不足で，脆化は粉末量不足またはレーザ出力過多で発生する．この事例を Fig. 6に示す．未溶着と脆化層については実際に欠けが発生したシートを材料解析し，限度基準を作成した．

限度基準はロットサンプルの切断面を解析し，未溶着はφ 0.3 mm 以上のピンホールなきこと，脆化層は開始点から 1 mm と 4 mm の始点部で硬度測定後，厚さ 0.4 mm 以上に脆化なきこととした．この限度規定ポイントを Fig. 7 に示す．

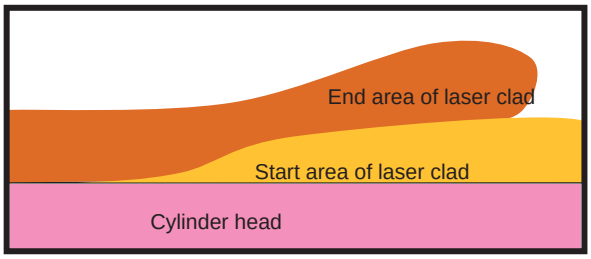


Fig. 5　Start and end form of laser clad



Fig. 6　Limit quality examples

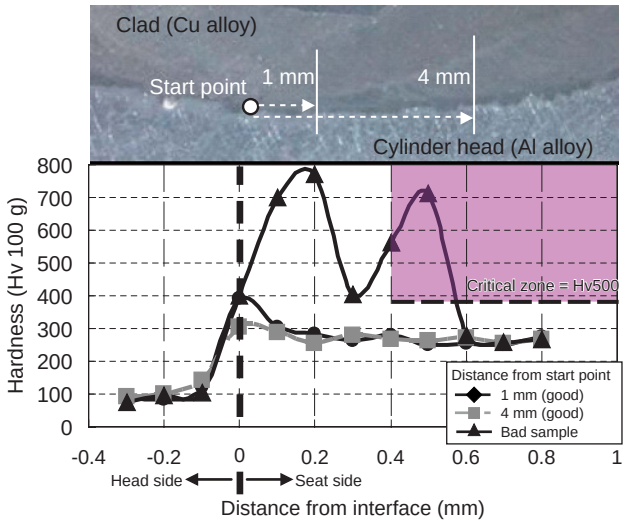


Fig. 7　Quality standard for dilution brittleness

３．結果

クラッドシート技術でバルブシート周りのレイアウト自由度を向上させ，バルブ径 1 mm 拡大と高水温 120 ℃下での 6 kW 出力向上を達成した．

４．まとめ

レーザークラッドバルブシートの製造技術を確立し，2004 年より F1 レースに適用した．２レースイベント１エンジン連続使用に対しては硬質粒子粉添加をおこない，品質基準を確立して耐久信頼性に貢献した．

謝　辞

粉末供給条件確立に協力頂いた(株)東成エレクトロビームに感謝の意を表する．

■著　者■



今井信幸



西田浩明

チタンエキゾーストパイプの開発

Development of Titanium Exhaust Pipe

宗　村　　岳*　　山　田　　裕*　　大　沼　孝　之**
Takeshi MUNEMURA　Hiroshi YAMADA　Takayuki OHNUMA

要　旨

F1エキゾーストパイプ軽量化のためにチタン化を目指した．チタン材の針状化熱処理，耐酸化コーティング，サンドイッチプレス製法，精密鋳造製法開発により20%の軽量化を達成した．本仕様のレース適用は成らなかったが，軽量チタンエキゾーストパイプの技術を確立した．

ABSTRACT

This paper discusses the use of titanium exhaust pipes for Formula One race cars in weight reduction. Newly developed processes for titanium material including heat treatment providing an acicular structure, oxidation resistant coating, sandwich press forming, and investment casting manufacturing have achieved a 20% weight reduction. This specification was not applied to race cars but provides technology for lightweight titanium exhaust pipes.

1．背景と目的

F1のエキゾーストパイプ(以下エキパイ)は車両の上部に搭載され，また単体重量も大きいことから軽量化による車体運動性能向上への影響が大きい．エキパイ材料は高温強度と加工性に優れるインコネル625(比重：8.5 kg/cm³)が一般的であるが，低比重であるチタン合金(比重：4.5 kg/cm³)の組織制御，耐酸化性の向上と形状製法を開発し，材料置換によるエキパイの軽量化を目指した．

2．開発技術

2.1. 高温強度

エキパイ構造を Fig. 1 に示す．プライマリ，コレクタ，テールで構成される．材料は神戸製鋼製 KS Ti-9 板材，精密鋳造 Ti-64 材を用いた．

チタン合金は 600 ℃を超える高温環境下では強度が低下する．高温強度，耐クリープ性の向上のために，完成形状で1000 ℃の針状化熱処理をおこない，組織コントロールをおこなった．Fig. 2に示すとおり，800 ℃以下の温度域まで比疲労強度はインコネル 625 を上回り，材料置換を可能とした．

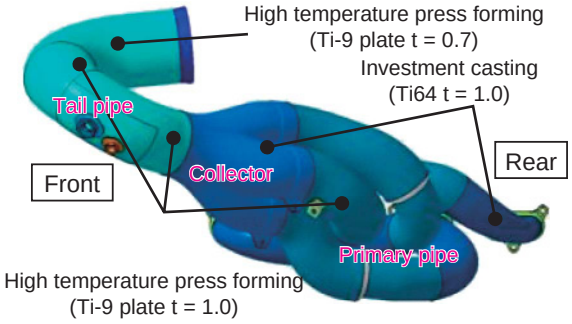


Fig. 1　Structure of exhaust pipe

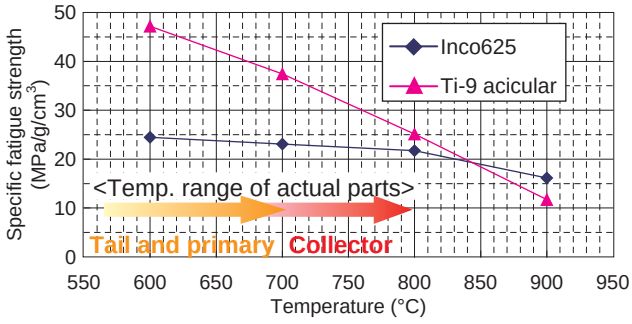


Fig. 2　Specific fatigue strength

＊　四輪R&Dセンター
＊＊ホンダエンジニアリング(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_40

2.2. 耐酸化性

チタン合金は高温環境下では酸化が急速に進むため，耐酸化被膜が必要である．アルミニウムを内部拡散させる処理を開発し，チタンアルミ層を表層に形成させ，950 ℃大気暴露で十分な耐酸化性を確保した．パイプの内面も含めた全面に安定した膜厚の耐酸化被膜を得ることと材料組織制御熱処理を両立する工程を Fig. 3 に示す．Fig. 4 に示すような 30 μm の安定的なチタンアルミ耐酸化被膜を実現した．

2.3. 加工性

薄肉軽量化と形状自由度の向上のため，板プレス成形部品と精密鋳造部品を組み合わせて溶接した．

2.3.1. プレス成形

チタン合金は常温伸びが小さいため，材料伸びがインコネル材相当となる 600 ℃以上の熱間プレス成形が必要となった．しかし薄板材は熱容量が低く，炉出し後急激に温度が低下するため割れが避けられなかった．両面をステンレス板でサンドイッチし保温することでプレス成形を可能とした(Fig. 5)．ステンレス板は保温とプレス寸法精度を両立するために1.0 mmとした．このステンレス板は型とチタン合金板が直接触れることを防ぎ，かじり抑制にも役立った．

2.3.2. 精密鋳造

複雑形状のコレクタの薄肉鋳造は実績がなく，またロストワックス鋳造では形状変更を求められるレースでの短納期に対応できない．ラピッドプロトタイピング(RP)模型を用い，レビキャスト法(減圧吸引法)を適用することで対応した．また，減肉酸洗を併用し，目標である 1.0 mm 板厚と 30 日納期を達成した．Fig. 6 にその工程概要，Fig. 7 に外観を示す．

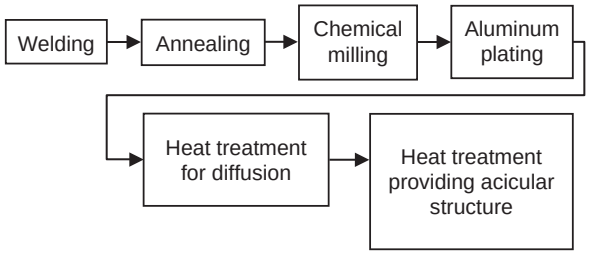


Fig. 3　Process of coating and heat treatment

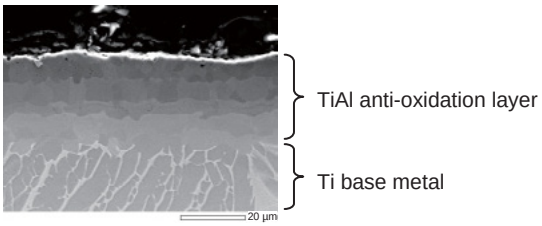


Fig. 4　Cross section of anti-oxidation coating

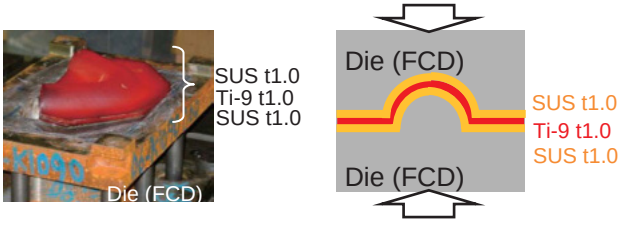


Fig. 5　Process of press forming

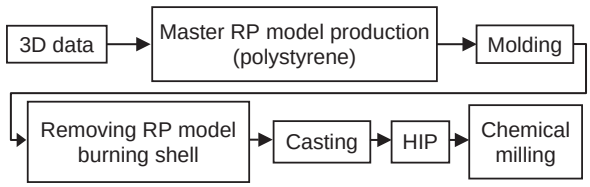


Fig. 6　Process of casting



Fig. 7　Casting collector and primary transitional pipe

3．結果

エキパイアセンブリで１台あたり 1400 g(20%)の軽量化を達成した(Fig. 8)

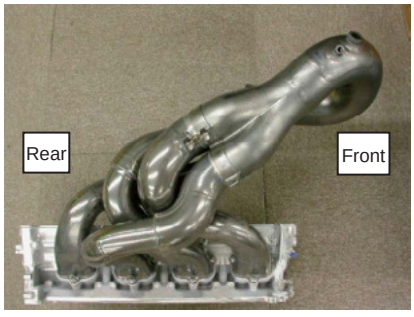


Fig. 8　Full titanium exhaust pipe assembly

4．まとめ

2007年仕様のエキパイはエンジン出口から前方に向かいその後折り返して後方に開口する独特のレイアウトだった．

折り返し形状に起因する高応力発生部位が実走テストで破損に至り，レース適用はならなかった．しかしながら，2006年仕様(ストレートに車両後方に開口するレイアウト)では約 1200 km 使用し耐久性を確認した．

以上より部品形状最適化されたエキパイのチタン化による軽量化を可能とした．

■著　者■



宗村　岳



山田　裕



大沼孝之

軽量，低フリクション樹脂オイルポンプロータの開発

Development of Lightweight and Low-friction Resin Materials for Oil Pump Rotor

村　井　　悠*　　土　屋　雅　之*
Yu MURAI　　Masayuki TSUCHIYA

要　旨

F1 V10 エンジンに装着しているオイルポンプロータは Scavenge と Feed の２種類で計 1 kg 以上あり，軽量化とフリクション低減が求められた．Scavenge ポンプアウタロータをポリエーテルエーテルケトン材とポリイミド材を用いた２段射出成形にて部品化し，Feedポンプアウタロータはポリエーテルエーテルケトン押し出し材で部品化した．465 g の軽量化と 1.8 kW のフリクション低減を同時に達成した．

ABSTRACT

The total weight of the scavenge and feed oil pump rotors fitted in Formula One V10 engines was previously more than 1 kg, leading to demands for weight savings and friction reductions. A polyethyl ethyl ketone material and a polyimide material have been used to manufacture the scavenge pump outer rotor in a two-stage injection molding process, and a polyethyl ethyl ketone extrusion material has been used to manufacture the feed pump outer rotor. This has resulted in a weight saving of 465 g and a friction reduction of 1.8 kW.

１．まえがき

F1エンジンの潤滑はドライサンプ式であるため，使用されているオイルポンプは昇圧目的の Feed ポンプと掃気目的の Scavenge(以下 Scav)ポンプの２種類あり，ポンプ方式は両方ともトロコイド式である．開発当初の V10 エンジン１台あたり装着しているロータは，Feed ポンプ１セット，Scavポンプ７セットであり，総重量は1 kg以上であった．従来オイルポンプロータに使用されている材料はスチールとアルミ(以下Al)焼結金属材製であったが，軽量化，フリクション低減を目的とした樹脂材ロータの開発をおこなった．

２．部品開発

2.1. 材料評価

ポンプロータに要求される材料特性として，油温 120℃近辺での機械強度，寸法安定性，耐摩耗性，しゅう動性等が挙げられる．樹脂材料の候補として高耐熱，高強度である熱可塑性スーパエンジニアリングプラスチックと熱硬化性樹脂の中から，カーボン繊維(以下CF)30%強化ポリエーテルエーテルケトン(以下 PEEK)射出材，CF30%強化 PEEK 押し出し材，CF30%強化熱可塑性ポリイミド(以下 PI)射出材，ガラス繊維(以下GF)40%強化フェノール樹脂射出材を挙げた．ASTM1号型ダンベル試験片で高温引張試験，高温引引疲労試験を実施した．疲労試験結果を Fig. 1 に示す．ロータ使用温度域で強度の高い CF30%強化 PEEK 射出材，CF30%強化 PI 射出材を用いることとした．

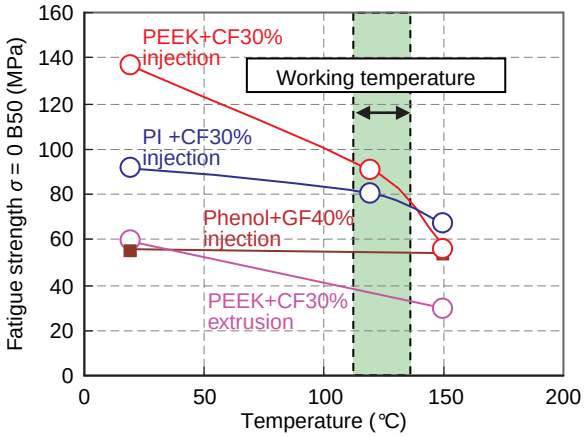


Fig. 1　Fatigue strength of resin materials

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_41

2.2. 製法検討

射出成形は高強度を得られるばかりでなく，切削加工工程を省略しコストダウンが可能となる．アウタロータの形状は厚肉なため，通常の射出成形ではひけが大きく寸法精度を出すのが困難であった．よって，先にロータ内周部を成形し，その後外周部を鋳ぐるみ成形する２段成形の手法を適用した．２段成形法は内周部と外周部の材料を変えることが可能なので，内周部は耐摩耗性の良いPEEK材，外周部は寸法安定性の良い PI 材を適用することでひけと耐摩耗を同時に解決した．アウタロータの歯形形状の精度は ± 20 μm 以下に抑えることが可能になり，歯形部の加工省略を達成した(Fig. 2)．インナロータはマグネシウム合金押し出し材のWE54を採用し軽量化を図った．Scavローター式で 420 g(53%)の軽量化(比較は対 Al 焼結材)を達成した．

また，樹脂材は素材製法により線膨張係数が変化し異方性も大きい．射出材は線膨張係数を２方向測定して寸法設計した．素材ロットばらつきが大きい押し出し材は，素材ロットごとに線膨脹係数を２方向測定してロータ厚さと径寸法を設定した．

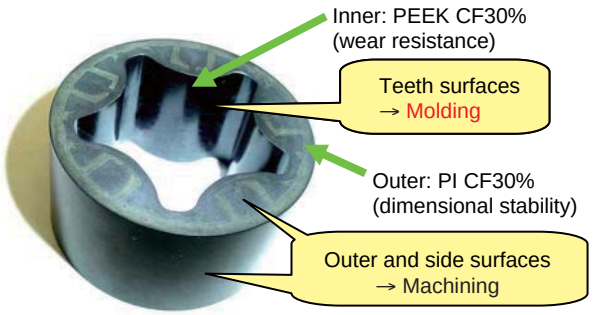


Fig. 2　Developed outer rotor manufactured using two-stage injection molding

3．性能，効果

Scavロータについて射出成形樹脂ロータを用いて，油温 100 ℃で単体ポンプ試験をおこない，Fig. 3 に示すように 10%のトルク低下を確認した．エンジン実機テストではフリクション 1.8 kW 低下を確認した．エンジン耐久試験後も機械的破損や有意な性能低下がないことを確認した．

Feed ロータの樹脂化については，発生圧力が高いためロータ摩耗が最大の懸案である．単体ポンプ試験で各材料について耐摩耗性を評価した結果，アウタロータ PEEK 押し出し材，インナロータ Al焼結材の組み合わせが最も摩耗量少なく，エンジン耐久試験後も有意な性能低下がなかった．なお Feed ポンプ一式で 45 g(52%)の軽量化を達成している．

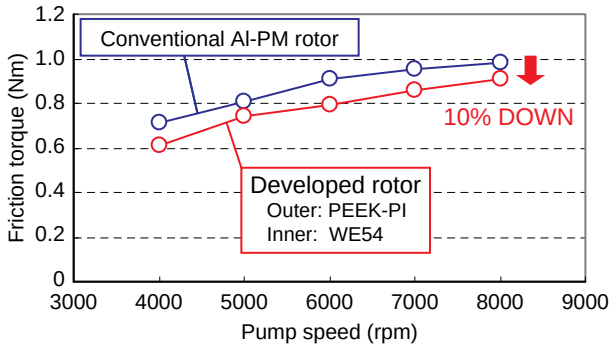


Fig. 3　Results of friction torque measurements

4．まとめ

樹脂製オイルポンプロータの部品開発を実施し，以下の成果を得た．

(1)Scav ポンプロータ

アウタロータに PEEK，PI 2 段射出成形材，インナロータにマグネシウム合金WE54 材を適用し，軽量化 420 g，フリクション低減 1.8 kW を達成し，2004 年第１戦よりレースに適用した．

(2)Feed ポンプロータ

アウタロータに PEEK 押し出し材，インナロータに既存の Al 焼結材を適用し，軽量化 45 g を達成し，2004 年第16 戦よりレースに適用した．

謝　辞

本部品の開発にあたり，成形時の方案，製法にご協力いただいた(株)日栄様に紙面を借りて厚く御礼申し上げます．

■著　者■



村井　悠



土屋雅之

ナノ粒子添加と重水を用いた冷媒の研究

Research on Coolant Using Nano Additives and Heavy Water

村　井　　悠*
Yu MURAI

要　旨

エンジンの冷媒の熱物性向上により車体のラジエータ冷却効率を向上し空力に貢献することを目的として，冷媒の研究をおこなった．

ナノ粒子添加により熱伝導性を向上させ，溶媒に重水を用いることで比熱を上げた冷媒で効果を確認した．実機冷却性能評価では，従来の水を用いた冷媒に対して差を明確にすることができなかったため，精密熱伝達測定技術を確立し，熱伝達に対する影響因子を明確にすることで，エンジン用冷媒開発の方向性を定めた．

ABSTRACT

Research was done on coolants with the objective of increasing automobile radiator cooling efficiency and contributing to aerodynamics by enhancing the thermophysical properties of engine coolants.

The research confirmed the effectiveness of adding nano additives to enhance heat conductance, as well as using heavy water in solvent to increase specific heat of the coolant. Because evaluations of cooling performance in actual engines have not shown a clear difference from conventional coolants using water, a precise heat transfer measurement technology was established to clarify the factors affecting heat transfer, and from this, directions were established for the development of engine coolants.

1．まえがき

従来は F1 エンジンの冷媒には水を用いていた．冷媒をエンジンとラジエータの間で循環させ放熱をおこなっている．ラジエータの冷却効率を向上させることで，ラジエータダクト開口面積を小さくし，空力抵抗を低減することが可能である．またはラジエータ小型化により，軽量化と空力特性向上へ貢献できるデザインが可能になり，ラップタイム短縮の可能性がある．

冷媒の熱物性向上によりダクト開口面積１ランク分(冷媒温度４℃低減相当)の冷却効率向上を目標とした．量産車研究の熱輸送流体の特許[1]をもとに，ナノ粒子高濃度添加と重水の使用により熱物性を向上させた冷媒の試作をおこない，熱伝達係数向上に取り組んだ研究内容を紹介する．

2．材料開発

冷媒の熱輸送能力は一般に式(１)で示されるように，単位体積あたりの比熱と熱伝達率から計算される．式(１)に式(２)を代入して得た式(３)から，熱輸送能力は熱伝導率を上昇，比熱を上昇，粘度を低下させることで向上すると考えられる．

熱輸送能力＝

$$\underbrace{[Cp\times\rho]}_{\text{単位体積あたりの比熱}}\times\underbrace{[Pr^{1/3}\times\lambda\times(U/\nu)^{1/2}]}_{\text{熱伝達率}} \quad (1)$$

$$Pr=\frac{\nu\times Cp\times\rho}{\lambda} \quad (2)$$

(２)を(１)に代入すると

熱輸送能力＝

$$[Cp\times\rho]\times[\nu^{-1/6}\times(Cp\times\rho)^{1/3}\times U^{1/2}\times\lambda^{2/3}] \quad (3)$$

Pr: プラントル数，Cp: 比熱，ρ : 密度，ν : 動粘度
U: 流速，λ : 熱伝導率

試作した冷媒の物性を Table 1 に示す．熱輸送流体の特許をもとにカップスタック型カーボンナノチューブ(以下 CS-CNT)添加による，冷媒の熱伝導率上昇をねらった．水

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_42

Table 1　Thermal properties of coolant

Material	Additive	Dispersant	Thermal conductivity W/(mK)	Specific heat J/(cm³K)	Kinetic viscosity mm²/sec	Density g/cm³
H_2O (Base)	–	–	0.61	4.2	0.7	1.00
DW178	CNT 10%	$ROSO_3$-Na	0.74	4.0	1.4	1.06
$H_2O+Al_2O_3$	Al_2O_3 30%	–	0.73	4.0	1.5	1.27
D_2O	–	–	0.60	4.6	0.9	1.11
$D_2O+Al_2O_3$	Al_2O_3 30%	–	0.79 (+30%)	4.5 (+7.7%)	2.5 (+270%)	1.41

に分散剤を用いてCS-CNTを10 wt%分散させた冷媒DW178を試作し，ウインドシミュレータ(2)でテストしたがラジエータ詰まりが発生し評価できなかった．原因として，F1で使用する 100 ℃以上の冷媒温度域では分散剤の耐熱性が不足したことが考えられる．

耐熱性に懸案のある分散剤を用いないことで熱伝導率上昇を，重水を用いることで比熱上昇をねらった．スパッタ急冷法で生成した Al_2O_3 ナノ粒子(以下 Al_2O_3)は CS-CNT に比べ水への分散性が優れるため，添加剤として使用した．比熱を上昇させるために，軽水(以下 H_2O)に比べ，容積比熱が 10%高い重水(以下 D_2O)を使用した． D_2O に Al_2O_3 を 30wt% 添加することで，熱伝導率が 30%，比熱が 7.7%上昇した．一方，粘度は 270%も上昇した．

Al_2O_3 添加 H_2O，Al_2O_3 添加 D_2O，D_2O の３仕様をウインドシミュレータでテストした．シリンダヘッドの温度が 2 - 5 ℃低下したが，同時にエンジン出力が 4 - 8 kW 低下しており，試験結果に相関がなく再現性も低かった．そこで，各冷媒の流れの影響を考慮した流体と固体の境界面の熱伝達と固体内の熱伝導を切り分け評価する手法を構築し，効果を明確にすることとした．

３．単体評価結果

Fig. 1に示すような液循環式熱交換試験機を作製した．熱伝達係数の流速依存性を測定した結果を Fig. 2 に示す．開発仕様は 0.5 m/sec 以下の低流速域では水に比べ冷却性能が向上するが，0.5 m/sec以上では，冷却性能が低下することが示された．シリンダヘッド水通路内の流速は 2 - 6 m/sec でありラジエータチューブ内の流速は 1 - 2 m/sec であ

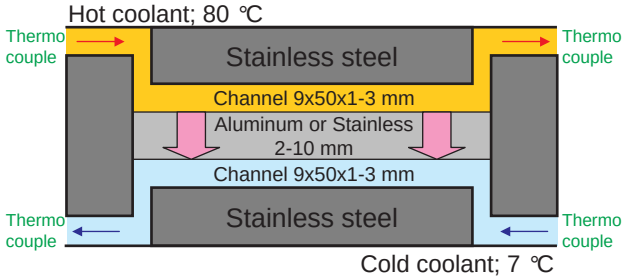


Fig. 1　Overview of heat transfer coefficient measurement apparatus

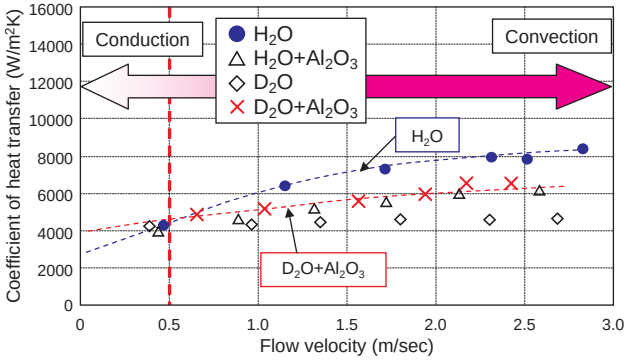


Fig. 2　Relationship between heat transfer and flow rate

るため，F1用冷媒に適用すると冷却効率が低下すると推察される．

以上より，低流速域については液体の熱伝導率の影響が大きいが，高流速域では粘度の影響が大きくなる．つまり低流速域では物質内もしくは物質間の伝熱が支配的だが，高流速域では物質自体の移動による伝熱が支配的になる．自動車用エンジン冷媒としては，熱伝導率上昇と粘度低減をバランスよく成立させる必要があることが明らかになった．

４．まとめ

本開発ナノ流体は，熱伝導率は上昇するが，添加物の粒子間相互作用の影響により同時に粘度上昇も起こすことから，F1エンジン用冷媒として用いる流速域においては冷却効率が低下することが示された．よって，エンジン用冷媒としては熱伝導率の上昇と粘度上昇の抑制をバランスよく成立させることが必要である．

参考文献

（1）特開 2008-201834
（2）中村聡，本橋康弘，早川修：ウインドシミュレータ装置開発による F1 エンジン吸気事象解析，Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.90-95

■著　者■



村井　悠

高強度ギヤ材開発

Development of High-performance Gear Materials

小長谷　大　樹*　　棚　橋　　努*　　田　仲　高　志*
Daiki KONAGAYA　　Tsutomu TANAHASHI　　Takashi TANAKA

要　旨

F1 ギヤボックス用のギヤ材として歯面疲労特性に優れる高ピッチングタフネス材と，歯曲がりタフネスに優れる高耐力材の２鋼種を開発した．合金成分組成の最適化によりピッチングタフネスの向上を図り，歯幅薄肉化により 740 g の軽量化に寄与した．またレース特有の過大入力による歯曲がりに起因する歯元疲労折損事象に対して，耐力値が 1900 MPa を超える高耐力ギヤ材を開発した．高耐力ギヤ材の適用により，2008 年からの４レース１ギヤボックスのレギュレーション変更において，長距離信頼性向上に貢献した．

ABSTRACT

Two types of steel, a high pitting-toughness material displaying excellent performance in relation to the gear tooth fatigue characteristic and a high yield strength material displaying excellent tooth bending toughness, were developed for use in Formula One gearboxes. Optimization of the alloy composition increased pitting toughness, contributing to the achievement of a 740 g weight saving by enabling the thickness of the gear teeth to be reduced. The high yield strength gear material displayed a yield strength in excess of 1900 MPa, and was developed to ameliorate the issue of tooth root fatigue damage originating in bending of the gear teeth under the excessive input forces characteristic of Formula One racing. From 2008, regulations were changed to stipulate the use of a single gearbox for four race events, and the new material contributed to the achievement of increased long-distance reliability.

１．はじめに

第３期 F1 の開発当初，BAR Honda F1 のギヤボックスには SNCM815VA 材相当の Xtrac 社製ギヤが適用された．しかし2001年，ファイナルドライブギヤに歯面ピッチングトラブルが頻発したことを契機に高ピッチングタフネスギヤ材のニーズが高まり，新ギヤ材の開発に着手した．

一方，レーススタート時に代表される，ギヤへの過大入力による歯曲がりも課題となった．2008 年からはレギュレーション変更により４レースイベント１ギヤボックスが義務付けられ，歯曲がりタフネス向上を目的とした高耐力ギヤ材の開発をおこなった．歯曲がりタフネス目標値は高ピッチングタフネス材比 20%向上，また 0.2%耐力目標値は 1900 MPa 以上(高ピッチングタフネス材比 40%向上)と設定した．

＊四輪R&Dセンター

Table 1　Chemical composition

(mass%)

	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo
Conventional steel SNCM815VA	0.12-0.18	0.15-0.35	0.30-0.60	4.00-4.50	0.70-1.00	0.15-0.30
Developed steel LBHD-2E	0.30	1.50	0.35	2.00	1.50	0.75

２．高ピッチングタフネスギヤ材(LBHD-2E)の開発

2.1. 開発技術

歯面のピッチングタフネス向上のためには，高温時でもその表層硬度が低下(軟化)しないことが重要[1]となる．Si，Cr，Moの焼戻し軟化抵抗向上元素の含有量を最適化した成分組成を Table 1 **に示す．また，歯面ピッチングの起**

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_43

点となり得る介在物量を低減させるべく，製鋼工程としてはトリプルメルト工程を採用し，清浄度の高い材料仕様とした．

2.2. 性能効果

浸炭処理後に 300 ℃の熱履歴を加えた後の表面硬度プロファイルを Fig. 1 に示す．開発鋼である LBHD-2E は，従来鋼である SNCM815VA に対して硬度低下が抑制され，高温軟化抵抗が向上していることがわかる．

レースギヤを用いた歯面ピッチングテストの結果を Fig. 2 に示す．LBHD-2E は SNCM815VA に対し，寿命比で 2 倍以上のピッチングタフネスを有する．LBHD-2E は 2004 年よりレース投入され，ギヤ幅薄肉化による 740 g の軽量化を可能とした．

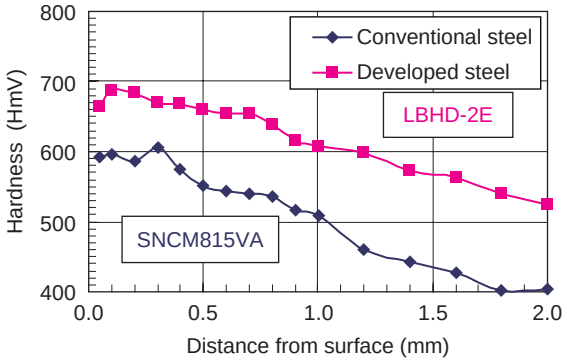


Fig. 1　Comparison of hardness profile of conventional and developed steel after 300 °C heating test

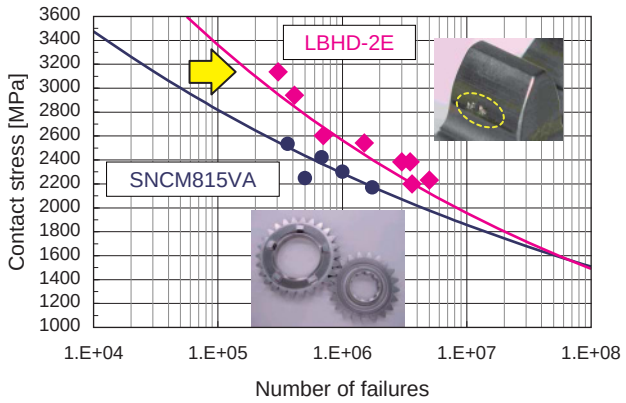


Fig. 2　SN diagram of gear tooth pitting

3．高耐力ギヤ材(250STF5)の開発

3.1. 開発技術

高耐力と高靭性のバランスおよび，浸炭による表層硬化が可能な材料として高 Si 鋼[2]をベース材とし開発した．C 量(基地の高硬度化)と Si 量(耐軟化抵抗向上)を高めたが，Si は粒界酸化を助長する特性もあることから浸炭方案とし

Table 2　Chemical composition

(mass%)

	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo
Conventional steel LBHD-2E	0.30	1.50	0.35	2.00	1.50	0.75
Developed steel 250STF5	0.52	2.50	0.70	1.80	0.80	0.40

Table 3　Comparison of mechanical properties

			0.2% YS MPa	TS MPa	EL %	Core hardness
Conventional steel	1	SNCM815VA	1029	1308	18.6	42 HRC
	2	LBHD-2E	1332	1795	15.9	52 HRC
Developed steel		250STF5	2137	2493	6.5	59 HRC

ては真空浸炭を採用した．結晶粒径の粗大化を防止するために浸炭処理時にダイレクト焼入れし，温度条件の最適化を図った．開発鋼である 250STF5 の成分組成を Table 2 に，機械的特性を Table 3 に示す．0.2%耐力値は 2137 MPa で，目標の 1900 MPa 以上を達成した．

3.2. 性能効果

一対のギヤでの歯曲がり試験による衝撃荷重と歯曲がり変形量を Fig. 3 に示す．従来鋼 LBHD-2E に比較して歯曲がり開始荷重が 19%向上した．

ギヤボックス実体による歯曲がりテストにおいても，歯曲がり開始荷重は入力トルク比で 24.8%向上していることを確認し，250STF5 は 2008 年よりレースに適用された．

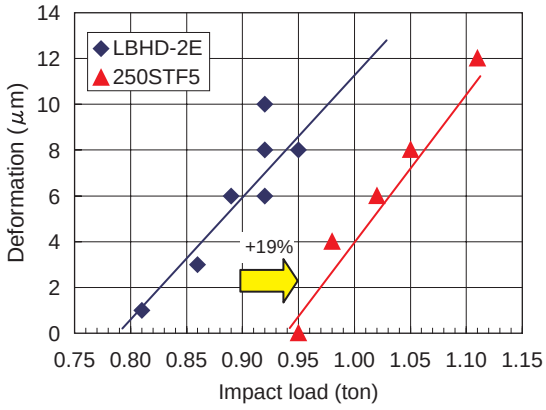


Fig. 3　Result of tooth bending test

4．結論

高ピッチングタフネス材を開発し，2004年にレシオギヤとしてレース適用した．ギヤ幅を20%薄肉化し，ギヤボックス全体で 740 g 軽量化した．その後ファイナルギヤ，ドグリングへ適用を拡大し，ギヤの歯面ピッチングに対する信頼性向上に貢献した．

高耐力ギヤ材は，開発目標を上回る従来鋼比＋60%の耐力 2137 MPa を達成し，ギヤボックスとしての歯曲がり開始荷重を 24.8%向上させた．この材料は 2008 年開幕戦より１速ギヤおよびシャフトに適用され，４レースイベント１ギヤボックス使用のレギュレーション下において長距離信頼性向上に貢献した．

謝　辞

本テーマの推進にあたり，材料開発ならびに歯曲がりテストにおいて御協力頂きました大同特殊鋼株式会社に対し，感謝の意を表します．

参考文献

（1）羽生田智紀，中村貞行：耐高面圧歯車用DPG1の特性，電気製鋼，第 71 巻，第１号，p.59-64(2000)
（2）紅林豊，秦野敦臣：浸炭鋼の疲れ特性に及ぼす Si，V の影響，電気製鋼，第 67 巻，第１号，p.34-43(1996)

■著　者■



小長谷大樹



棚橋　努



田仲高志

トランスミッションギヤ用 DLC の開発

Development of DLC for Transmission Gears

棚　橋　　努*　　小那覇　安　則*
Tsutomu TANAHASHI　Yasunori ONAHA

要　旨

伝達効率の向上を目的としてトランスミッションギヤ用のダイヤモンドライクカーボン(DLC)コーティングを開発した．カーボンスパッタ法を用いることで，表層硬さの向上と皮膜内の界面形成を抑制して，高面圧下での耐久性を改善した．本DLCはシフトギヤ，ファイナルギヤ，ベベルギヤに適用し，フリクションの低減に寄与するとともにレギュレーションで定める４レースイベント連続使用を可能とする信頼性を確保した．

ABSTRACT

A diamond-like carbon (DLC) coating has been developed for the transmission gears to increase their transmission efficiency. Using the carbon sputter method increased topcoat hardness and suppressed the formation of interfaces within the coating film, which enhanced durability under high surface pressures. This DLC was applied to the shift gear, final gear and bevel gear, and contributed to reducing friction. In addition, it secured the reliability needed to enable continuous use in the 4-Race events that Formula One regulations prescribe.

１．はじめに

トランスミッションの伝達損失には，主にベアリングとギヤの損失があるが，中でもギヤの滑り損失は大きな割合を占める．そのため，伝達効率の向上には摩擦特性に優れたDLC コーティング[1]が有効と考えた．しかし，トランスミッションギヤ(以下ギヤ)は面圧負荷が高いために，エンジンの動弁系部品で採用していた DLC では耐久性が不足し，適用できなかった．

DLCの優れた摩擦特性を生かして伝達効率を向上させるため，新たに下記の目標を設定してギヤ用DLCコーティングの開発をおこなった．

(１)最大2.2 GPaの面圧負荷で，2008年よりレギュレーションで規定された４レースイベント連続使用に耐えられる皮膜構成
(２)歯形の複雑形状に均一な膜をコーティングする手法の確立

２．開発コンセプト

DLCコーティングを用いているエンジン動弁系では，往復動であるために滑り速度 0 m/s の油膜切れポイントが存在する．そこで，耐スカッフ性向上のために皮膜には硬質な下地層(Bonding layer)が必要となる．

一方，ギヤのしゅう動環境は，最大面圧は 2.2 GPa と高いが滑り速度は 0 m/s とはならず，動弁系のような油膜切れは発生しない．そのため，ギヤ用のDLCには下地層は必要ではないと考え，耐摩耗性を重視した表面層と皮膜構成の開発に注力した．

３．開発技術

高面圧下で問題となる皮膜と基材の密着力を上げるため，基材の表面粗さを Ra 0.1 程度に仕上げて，洗浄の強化により表面の汚染(油成分や微小な錆)を除去した．その結果，基材の表面状態に起因するトラブルは皆無になった．

表面層(Topcoat)はナノインデンタ硬さを 60 GPa まで上げて耐摩耗性の向上をねらい，基材までは中間層(Interlayer)である金属－炭素皮膜(以下 WC-C)の硬さを徐々に変化させて密着層(Adhesion layer)のクロム(以下 Cr)へと繋げる皮膜構成とした．Fig. 1 に DLC 皮膜の構成を示す．

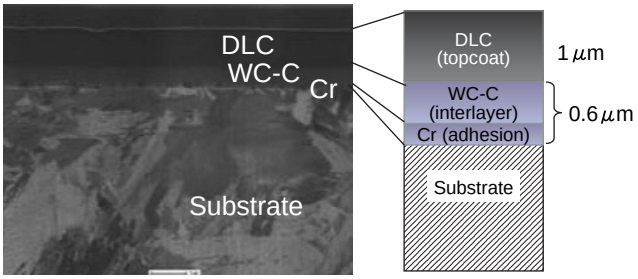
表面層のDLCからWC-Cまでは連続してカーボンスパッタを用いた．一般的には炭化水素ガスを用いることが多い

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_44

が，連続スパッタにより界面の形成が抑制でき，高面圧下での層間剥離を防ぐことができた．

また凹凸形状を持ったギヤ(特にベベルギヤ)は，歯先と歯元間の膜厚均一性が課題となるが，バイアス電圧およびDLC 炉内のワーク配置を工夫することで膜厚の均一化を図った．Fig. 2にベベルギヤの歯先側膜厚を基準にした歯底方向の膜厚減少率を示す．従来のDLCに比較し，開発したDLC の膜厚が均一化されていることがわかる．



(a) FIB-SIM image　　(b) Schematic diagram

Fig. 1　DLC cross section

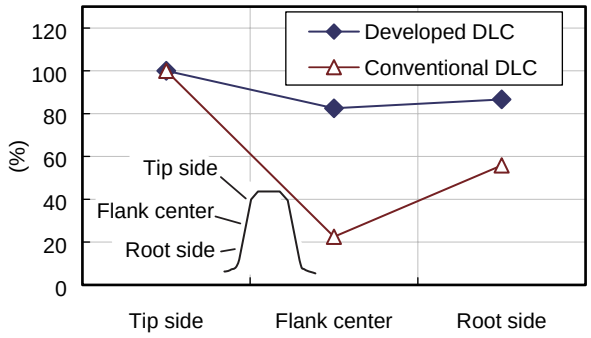


Fig. 2　Coating thickness distribution at tooth flank

4．効果確認

ピンオンディスクでの焼き付き限界試験と，実際のトランスミッション試験をおこなった．前者は，オイルを塗布後に拭取り，焼き付きにより摩擦係数が立ち上る荷重を測定したもので，Fig. 3 に示すように焼付き荷重は 40%向上した．これは層間の密着力が向上したためと考えられる．また，トランスミッションを用いた実機試験では性能向上と耐久性を検証した．Table 1 に示すように合計で 3.3 kW のフリクションを低減し，伝達効率では 97.0%を達成した．

ベベルギヤとファイナルギヤの４レースイベント走行後の状態をFig. 4に示す．歯元の損傷は微小であり(図中矢印部)，耐久性に問題のないことを示している．

Table 1　Friction reduction of each DLC gear in actual gear box

	Shift gear	Bevel gear	Final gear
Friction	–0.8 kW	–1.3 kW	–1.2 kW

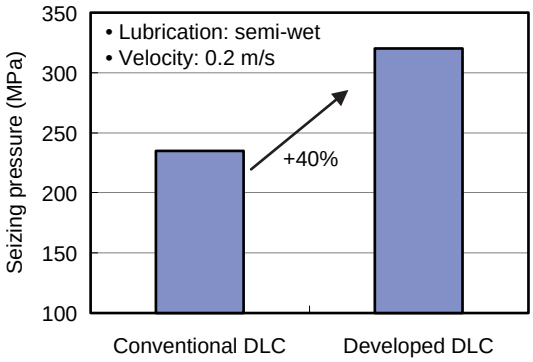
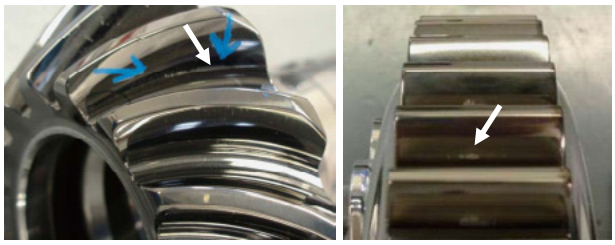


Fig. 3　Result of pin on disk test (DLC disk-DLC pin)



(a) Bevel gear　　(b) Final gear

Fig. 4　DLC after 4-race event

5．結論

高面圧下での耐久性に優れるトランスミッションギヤ用DLCコーティングを開発し，2007年よりシフトギヤおよびファイナルギヤへ，2008 年よりベベルギヤへ適用した．フリクションはトータル 3.3 kW 低減し，伝達効率は 97.0%に達した．また，４レースイベント使用が可能な信頼性を持つことを確認した．

謝　辞

硬質 DLC の条件設定とギヤへのコーティング製法に協力頂いた株式会社アイ・シイ・エスに感謝いたします.

参考文献

(1) 鈴木秀人，池永勝：事例で学ぶ DLC 成膜技術，日刊工業新聞社，p. 44-50(2003)

■著　者■



棚橋　努



小那覇安則

高熱伝導ヒートスプレッダ材料の開発

Development of High Thermal Conductivity Material for Heatspreader

村　井　　悠*　　奥　村　雅　敏*
Yu MURAI　　Masatoshi OKUMURA

要　旨

F1ハイブリッドシステムにおいて，小型，軽量パワーコントロールユニット成立の要となる DC-DC コンバータの放熱性能を向上させるためにダイヤモンド圧粉体に銀を含浸させた材料を開発し，従来のアルミニウム材に対して３倍の熱伝導率を達成した．銀ダイヤモンド複合材料をヒートスプレッダに適用することで素子の温度上昇を33%抑制させ，連続アシスト可能時間を 1.4 秒からレギュレーション上限の 6.66 秒まで延長可能になる見通しを得た．

ABSTRACT

The DC-DC converter is key to developing small, lightweight power control units for Formula One hybrid systems. A new material consisting of a silver-impregnated diamond powder compact, was developed in order to enhance the heat dissipation performance of the DC-DC converter. The coefficient of thermal conductivity of the developed material is three times that of a conventional aluminum material. The use of the silver-diamond composite material in a heatspreader has reduced the temperature increase of the switching elements by 33%, offering a good prospect for the extension of continuous boost from 1.4 to 6.6 seconds, the maximum regulation figure.

１．背景と目的

2009 年から F1 レギュレーションでハイブリッドシステム(以下 KERS)の使用が認められ，モータ出力 60 kW で１周あたりの使用可能エネルギー 400 kJ のアシスト，回生を利用できる．連続アシスト時間の延長はストレートでの追い抜きに効果があり，レース戦略の自由度向上が可能となる．

KERS のパワーコントロールユニット(以下 PCU)は電圧を制御する DC-DC コンバータ(以下 VCU)とモータ電流を制御するインバータからなる．熱負荷が大きいのは動作周波数の高い VCU のスイッチング素子である．VCU のヒートスプレッダの放熱性能を向上することで，レギュレーション上限の 60 kW，6.66 秒連続アシスト(以下フルアシスト)を可能にすることを目的として開発した．

２．開発技術

2.1. 材料検討

放熱性を向上させるためのヒートスプレッダ材料要求特性は，高い熱伝導率と回路基板の絶縁板に近い線膨張率である．絶縁板には，熱伝導性の良い窒化アルミニウム(以下 AlN)が使われるが，ヒートスプレッダの線膨張係数が AlN に近ければ，熱応力緩衝用バッファの廃止が可能となり熱抵抗が低減する(Fig. 1)．

Table 1　Properties of materials for heatspreader

Material	Thermal conductivity W/mK	Coefficient of thermal expansion 10^{-6}/K	Density g/cm^3	Volume fraction of diamond %
A6063	200	23.4	2.7	–
Ag-CD	630	5.5	6.0	62

Table 1に示すように，熱伝導率が高いダイヤモンドと銀(以下Ag)を複合化させることで，従来材料に比べ３倍以上の熱伝導率向上を達成した．また，線膨張率が 1.1×10^{-6} K^{-1} であるダイヤモンドの体積率を62%にし，複合材の線膨脹率を AlN に近い 5.5×10^{-6} K^{-1} とした(Fig. 2)．

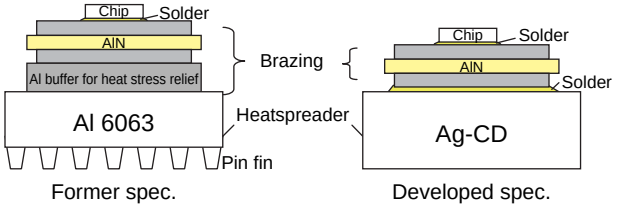


Fig. 1　Cross-section of power device

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_45

2.2. 材料製法

高熱伝導率であるダイヤモンドの特性を最大限生かすために，平均粒径 0.1 mm の結晶性良好なダイヤモンド粉末を用いた．充填率を上げるため型内で加圧，金属を含浸させひずみ取り熱処理をした後，型から取り出し成形体を得た．Ag-CD 材の組織写真を Fig. 3 に示す．

2.3. 部品開発

ダイヤモンド複合材は硬度が高いため，切削と研磨による加工がほぼ不可能である．高い精度を必要としないケース取り付け用貫通穴と外形切断はウォータジェット加工で対応した．精度が必要な熱電対取り付け用溝とテーパ穴，止まり穴加工は放電加工で対応した．

ヒートスプレッダの低線膨張化に併せて，封止樹脂も $10x10^{-6}$ K^{-1}の低線膨張仕様を採用した．パワーサイクル試験による熱衝撃耐久試験後も性能低下はなかった．

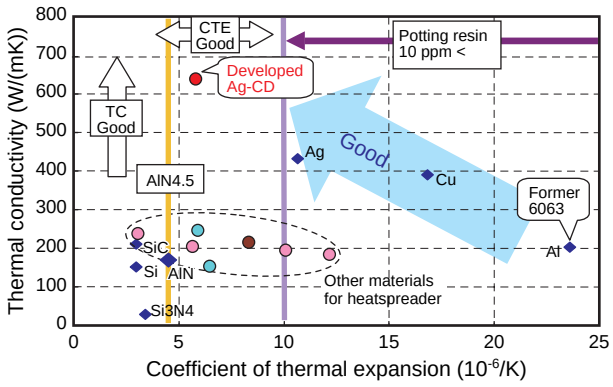


Fig. 2　Thermal conductivity and CTE of materials

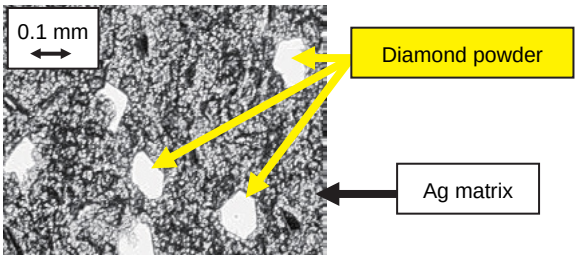


Fig. 3　Microstructure of Ag-CD material

4．結果

Al6063 材と Ag-CD 材ヒートスプレッダを用いて試作したパワーモジュールを用いて過渡熱抵抗試験を実施し放熱性能を評価した．

同形状 Fin なしでの比較では，従来の Al6063 材に比べ Ag-CD 材は素子の温度上昇を 35%抑えられる．Fig. 4 に示すように，形状効果も含めた VCU への適用効果を検証すると，温度上昇を 33%抑えられることを確認した．全レースを想定した冷却水温 80°C以下で連続アシスト時間を 1.4 秒から 6.66 秒に延長しフルアシストが可能になる見通しを得た．

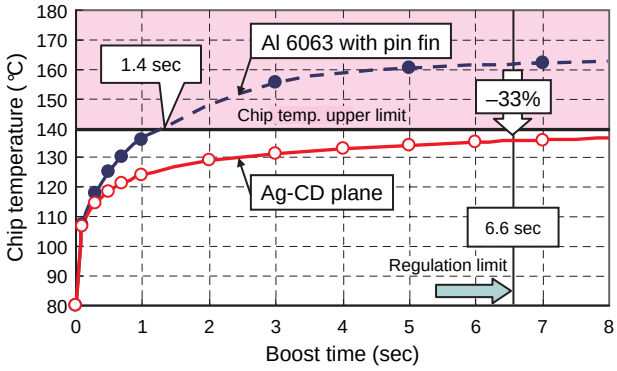


Fig. 4　Chip temperature after boost

5．まとめ

従来のAl材に比べ，高熱伝導率，低線膨張であるAg-CD材を開発した．Ag-CD 材を VCU のヒートスプレッダに適用することで，放熱性能が33%向上し，全レースで連続6.66秒のフルアシストが可能になる見通しを得た．

■著　者■



村井　悠



奥村雅敏

高磁束密度ステータコアの開発

Development of High Induction Stator Core

三　好　健　宏*
Takehiro MIYOSHI

要　旨

高磁束密度材料である鉄コバルト合金の板厚と組織を最適化し，接着剤と表面処理技術を新規開発してステータコアの鉄損を60%低減させた．磁気特性と寸法精度を満足する製造プロセスを開発し，積層部品の生産体制を構築した．本ステータによりモータを 20%小型化することができた．

ABSTRACT

Stator core iron loss was reduced by 60% by optimizing the thickness and microstructure of iron-cobalt alloy, which shows a high induction, and by developing a new adhesive and surface treatment technology. A manufacturing process was developed that satisfies the required magnetic characteristics and dimensional accuracy, and a new production system was constructed for laminated parts. The newly developed stator enabled a 20% reduction in the motor size.

1．まえがき

2009 年より F1 レース車両にハイブリッドシステムの適用が計画され，モータ関連部品の追加による重量増や空力への影響が課題となった．競争力維持のためにはモータ部の小型軽量化が必須であり，ステータコアに高磁束密度パーメンジュール(Fe 49%，Co 49%，V 2%，以下FeCo材)を適用してコンパクト化をねらった．FeCo材は軍事航空宇宙などの領域で用いられるが鋼種仕様が限定され製造リードタイムも長い．レース使用を目的に高磁束密度化と低鉄損化を追求し，さらに寸法精度と生産性を満足する材料仕様とステータコア製法の確立を目指した．

2．開発技術

2.1. 材料開発

材料の特性目標値を Fig. 1 に示す．Si 鋼(Fig. 1 Base)に比べ，既存FeCo材(Fig. 1 original)は鉄損が高いので，Si鋼以下の鉄損を目標とした．鉄損は渦損とヒステリシス損の２種類に分類され，渦損は板厚の二乗に比例するため，薄板化することで渦損を低減可能である[1]．しかし薄板化による占積率の低下，圧延加工やプレス加工の品質低下，積層枚数増加による生産性の低下といった課題がある．

冷間圧延を施した板厚 10 μm から 150 μm までの素材に対し，1.0 T，400 Hz で鉄損値を測定した．磁気特性は外径 25 mm，内径 15 mm のトロイダル形状の積層リングで測定した．圧延後の組織を Fig. 2 に，磁気特性を Fig. 3 に示す．板厚 50 μm にて鉄損は最小値であった．薄板化で渦損は低下するが組織微細化が同時に起こり，ヒステリシス損が上昇し，板厚 50 μm 以下では全鉄損は低下しないと考えられる．50 μm では積層時の占積率が低下するため，占積率と鉄損のバランスを考慮し板厚を 100 μm に設定した．

渦損低減には鋼板層間に絶縁層が必要であり，薄さと絶縁性，生産性が求められる．Si鋼用のリン酸亜鉛系絶縁被膜は薄板上の塗布が困難で必要な絶縁性が得られなかっ

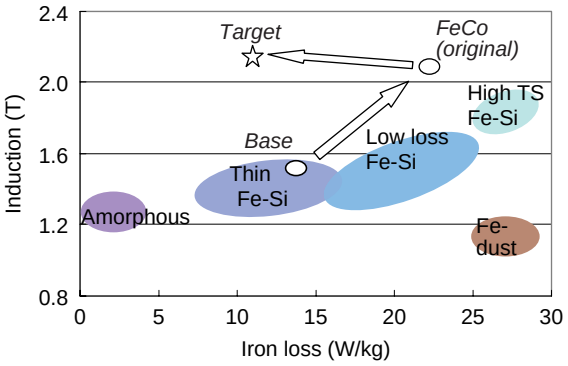


Fig. 1　Target properties

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_46

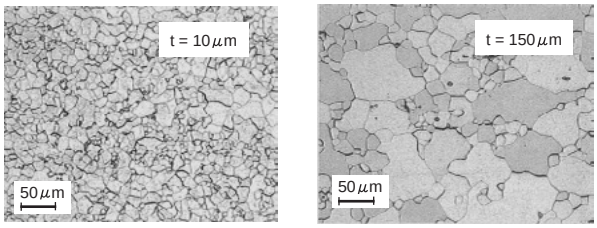


Fig. 2　Iron loss and thickness

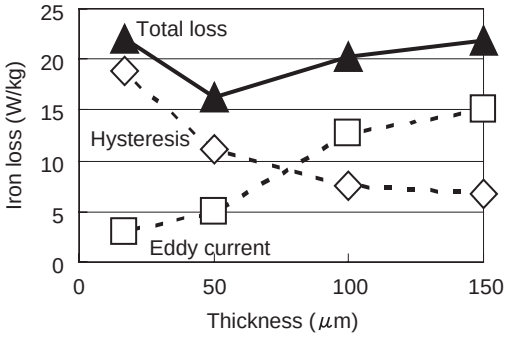


Fig. 3　Microstructure

た．各種絶縁処理を評価した結果，酸化被膜が最も渦損を低減できた．本皮膜は磁気焼鈍後に熱処理工程を追加し製膜した．

積層材の固定は，かしめや溶接はひずみによる鉄損上昇を招くために接着とした．接着剤には接着強度，薄さ，耐熱耐油性が必要で，低粘度の耐熱接着剤を新規開発し適用した．Fig. 4に絶縁被膜層を示す．両面の絶縁層と接着層をあわせ 3 μm と薄く，ステータの占積率を 97%以上確保できた．

2.2. 熱処理および積層プロセス

磁気焼鈍の熱で固定治具が凝着し変形するため，新たに通気性のあるセラミックを用い変形を抑制した．本工法にて数台分のステータを同時に熱処理できた．

FeCo材は磁気焼鈍により規則不規則変態を起こし，処理前後で寸法が変化する．熱処理前に熱変形を見込んだ金型で加工しプレス精度を確保した．

接着後の端面の平面度確保が困難であったが，治具の高精度化，真空脱泡，転積と積み手順の最適化により，部品精度を確保した．

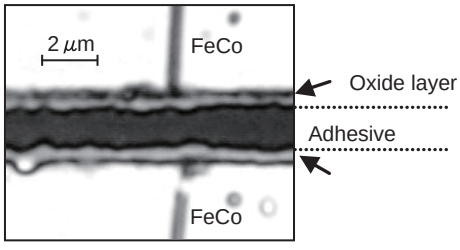


Fig. 4　Surface treatment and adhesive layer

3．性能効果

ステータコア実体の磁気特性確認のため，コアのヨーク部に銅線を巻き，直流 BH 特性と鉄損値を測定した．試験体の外観を Fig. 5 に示す．結果磁束密度 B50 は 2.0 T 以上，鉄損 W10/400 で 12 W/kg 以下と目標達成した．本材料を用いたモータは Si 鋼板比でトルクを 15%向上し，20%小型化できた．



Fig. 5　BH measurement sample

4．結論

（1）既存の FeCo 材をベースに，板厚組織最適化と表面処理を開発し高磁束密度と低鉄損を両立した．
（2）寸法精度を満足しかつ高い生産性を有する極薄積層材の加工工程を開発した．
（3）モータを 20 %小型化した．

参考文献

（1）松岡秀夫:わかる電磁鋼板，新日本製鐵株式会社，P.40 (1985)

謝　辞

本部品の製造工程確立にご協力いただいた，株式会社ジェフテックの方々に感謝の意を表します．

■著　者■



三好 健宏

F1モノコックサイドパネルの軽量化研究

Weight Reduction Study for Side Panel of Formula One Monocoque

山　田　泰　宏*
Yasuhiro YAMADA

要　旨

F1 モノコックのサイドパネル専用の炭素繊維強化樹脂(以下 CFRP)の研究をおこなった.

マトリックス樹脂の高伸び率化を図り，荷重の分散により貫通荷重を30%上昇させた．これによりサイドパネル部分だけで 1.1 kg の軽量化が可能となった.

さらなる軽量化のために，アルミハニカムサンドイッチ構造の単板化研究をおこない，その技術課題を明らかにした.

ABSTRACT

This paper describes the research conducted on Carbon Fiber Reinforced Plastic (CFRP) for the side panel of a Formula One monocoque.

The elongation ratio of a matrix resin was increased, thus increasing intrusion load 30% by load distribution. This enabled weight reduction by 1.1 kg for only a segment of the side panel.

In addition, weight reduction research was further conducted on single-sheet side panel, an alternative option to aluminum-honeycomb sandwich side panel, and the resulting technical issues were clarified.

1．まえがき

F1のモノコックには，炭素繊維の織物にマトリックス樹脂を含浸させた，厚さ数 100 μm のプリプレグと呼ばれるシートを複数層重ねて硬化させた，厚さ数 mm の CFRP と呼ばれる材料を採用している．さらに，アルミハニカムを CFRP で挟むサンドイッチ構造とすることにより強度と剛性を高め，軽量化を追及している.

また，国際自動車連盟(以下 FIA)が安全性確保のレギュレーションを規定しており，サイドパネルについては，側面衝突を想定した耐貫通性に関するものとなっている(1).

FIA は安全性向上のため，数年ごとにサイドパネルのレギュレーションを更新しており，そのたびにモノコック重量は増加する方向にある.

今後もレギュレーション変更に伴う重量増加が見込まれたため，耐貫通性の原理解明をおこない，サイドパネル専用のマトリックス樹脂開発と，パネル構造の最適化による軽量化研究をおこなった.

2．サイドパネルと貫通レギュレーション

サイドパネルとは Fig. 1 の斜線部分を指す．モノコック外面積の50%以上を占めるため，軽量化技術の効果が大きい部品である.

サイドパネルの貫通試験の状況を Fig. 2 に示す.

貫通試験はモノコックのサイドパネル部分の積層構成を模した，ボルト固定用の25 mm幅の金属枠で縁取った外寸550 mm × 550 mm の試験片を，速度 2 ± 1 mm/min で貫通させておこなう．FIAはレギュレーションに貫通荷重，エネルギー吸収量，破壊形態の三つを規定している．貫通荷重要件を 2005 年に「圧子が 100 mm 変位したときに 250 kN 以

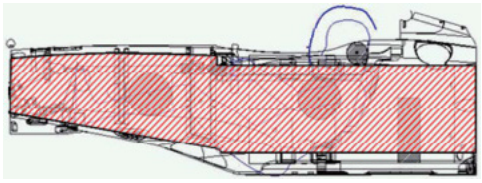


Fig. 1　Side panel area of monocoque

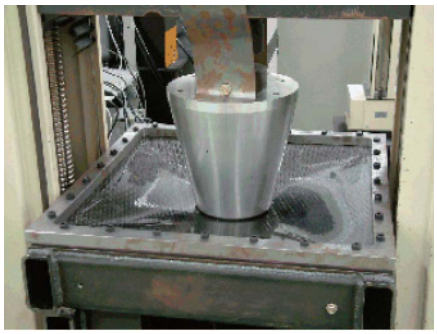


Fig. 2　Intrusion test setup

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_47

Table 1　Side panel regulation transition

Year	Maximum load; first 100 mm of displacement (kN)	Energy absorption; first 100 mm of displacement (kJ)	Destructive morphology; after 150 mm displacement	Others
2001-2004	150	6	No destruction to frame	–
2005-2006	250			–
2007-				Additional extra secondary panel

上」に引き上げ，エネルギー吸収量は「圧子が 100 mm 変位したときに 6 kJ 以上」であること，破壊形態は「圧子を 150 mmまで変位させた後に，パネル固定部分にまで損傷が及んでいないこと」と規定している．各チームは軽量な仕様でこの規定をクリアするため研究をおこなっている．さらに，FIA は 2007 年以降，上記の要件を満たすサイドパネルの外側の一部に，厚さ 6.2 mm の FIA 指定の積層板を追加することを義務付けた[2](Table 1)．

3．技術要素

炭素繊維種，パネル構造，アルミハニカム密度，CFRPのマトリックス樹脂の４項目の影響を確認した．

3.1. 炭素繊維種

市販の炭素繊維を CFRP 化し，貫通試験をおこなった．

流通している炭素繊維の中で引張強度が最も高い東レ(株)の T1000G が最も耐貫通性が優れることを確認した．

3.2. パネル構造(サンドイッチパネルと単板)

F1のモノコックは，内側のパネルが貫通したときに最大貫通荷重が発生するように設計されている．サンドイッチパネルと単板の貫通試験結果を Fig. 3 に示す．サンドイッチパネルでは，まず 142 kN でモノコックの外側のパネルにあたるトップパネル，その後 261 kN でモノコックの内側のパネルにあたるボトムパネルが貫通した．一方，単板はサンドイッチパネルのボトムパネルよりも 1.3 mm 厚いにもかかわらず，61 kN 低い 200 kN で貫通した．また，10 mm のアルミハニカムの厚さを差引くと，ボトムパネル貫通までの変位量は単板が 4 mm 短いことがわかる．

サンドイッチパネルではトップパネルとアルミハニカムが荷重を面内方向に分散し，同一荷重がかかったときにボトムパネルに発生する応力を低減させていると考えられる．

すなわち，荷重の分散が耐貫通性向上の重要な技術要素であると推測した．

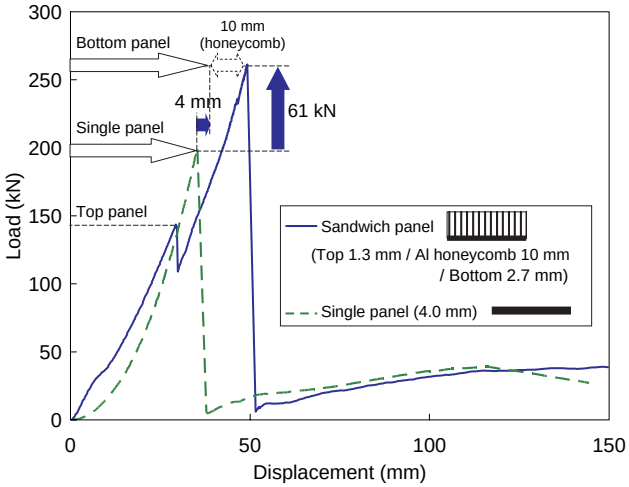


Fig. 3　Intrusion test results of sandwich / single panel

3.3. アルミハニカムの密度

軽量化のために低密度のアルミハニカムを適用したサンドイッチパネルでは貫通荷重が低下した．すなわち低密度のハニカムは圧縮強度，せん断強度が低いため，トップパネルにかかる荷重をボトムパネルの広い範囲に分散できない(Fig. 4)．低密度ハニカム適用による貫通荷重の低下を補う技術が必要である．

3.4. マトリックス樹脂

CFRPの素材となるプリプレグのマトリックス樹脂は，炭素繊維の特性を最大限に生かすよう，高強度，高弾性率に設定されている．しかし，高強度，高弾性率の CFRP では荷重分散が不十分となり，サイドパネルの耐貫通性に不利になると予測した．そこで，高弾性率と高伸び率の２種類のエポキシ樹脂で CFRP を試作し，サイドパネルの耐貫通性試験をおこなった．予測どおり，高伸び率のマトリックス樹脂の方が耐貫通性に優れるという結果を得た(Fig. 5)．

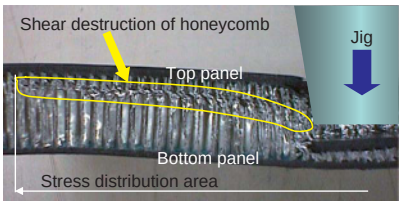


Fig. 4　Side panel section before bottom panel intrusion

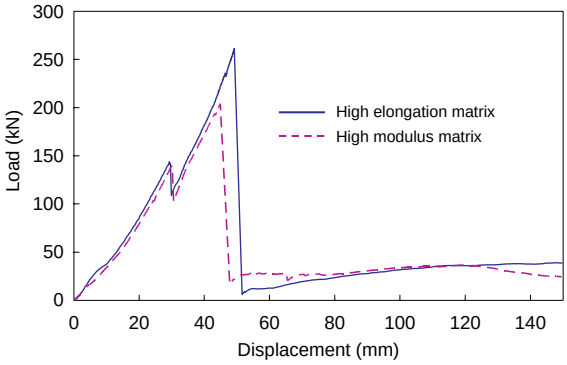


Fig. 5　Intrusion test results of high modulus/ elongation matrix CFRP panel

以上，サイドパネルの軽量化達成のためには，低密度ハニカムと荷重の分散性に優れるマトリックス樹脂が重要な技術要素であることを確認した．

4．高貫通性 CFRP 用マトリックス樹脂の研究

サイドパネルには，密度 10 lb/ft³ のアルミハニカムが使用されている．そこで 8 lb/ft³ 材の適用により軽量化をおこない，荷重の分散性低下による貫通荷重の低下をマトリックス樹脂の高伸び率化により補うというコンセプトで研究をおこなった．

樹脂成分の最適化により，最終仕様として伸び率 4 %のナガセケムテックス(株)社製エポキシ樹脂 RH421 を得た．機械特性を Fig. 6 に示す．

RH421 と 8 lb/ft³ のアルミハニカムを用いたサンドイッチパネルを試作し，耐貫通性試験をおこなった．その結果，従来品の Cycom2020[3]仕様よりも貫通荷重が 30%向上した．Fig. 7 はパネルの貫通穴である．Cycom2020 仕様では貫通穴付近が鋭角に折れているのに対し，RH421 仕様ではなだらかに曲がっている．CFRP の曲げ，圧縮弾性率の低下により(Fig. 8)，CFRP の弱点である曲げ，圧縮の応力集中を起こさずに，より有利な引張応力に変換できたことを示していると考えられる．以上，マトリックス樹脂の高伸び率化により，ねらい通りアルミハニカムの軽量化と貫通荷重の両立を達成した．

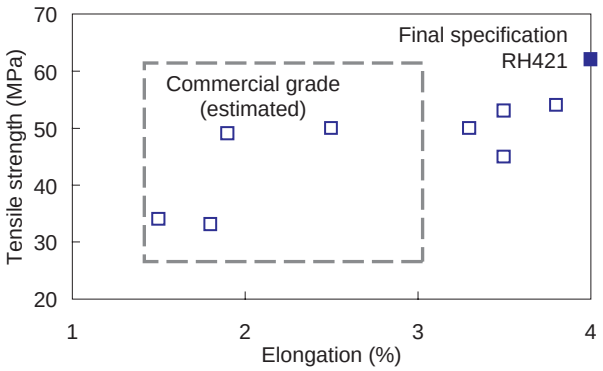
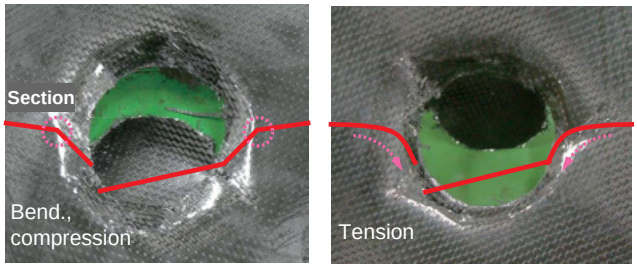


Fig. 6　Physical properties of trial epoxy resin



Cycom2020 panel　　RH421 panel

Fig. 7　Panel appearance after intrusion test

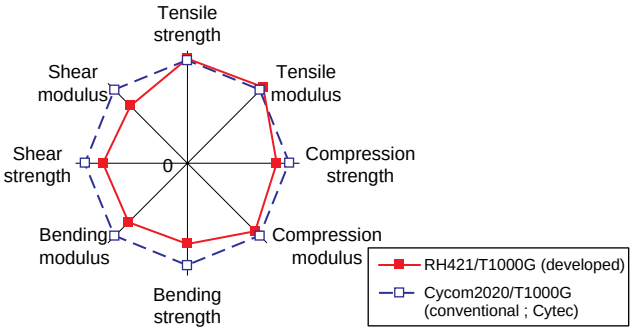


Fig. 8　Mechanical properties of CFRP

5．サイドパネルの単板化研究

さらなる軽量化のために，アルミハニカムを使用しない単板サイドパネルでレギュレーションに適合させることを目標とし，研究をおこなった．

5.1. 低弾性率層の複合化効果の確認

CFRP 単板の貫通荷重を Fig. 9 に示す．板厚が増えれば貫通荷重は増加したが，貫通荷重を板厚で除した貫通荷重効率は低下した．これはパネルの剛性上昇にともない荷重の分散性が低下したことが原因と考えた．

荷重分散を目的として，サンドイッチパネルのアルミハニカム同様の機能材料研究をおこなった．炭素繊維よりも低弾性率である有機繊維の層を CFRP の層間または表層に配置した単板サイドパネルを試作した(Fig. 10)．その結果，有機繊維の種類や配置の違いによる上下はあるが，1 仕様を除いて CFRP 単体のパネルよりも貫通荷重が上昇した(Fig. 11)．

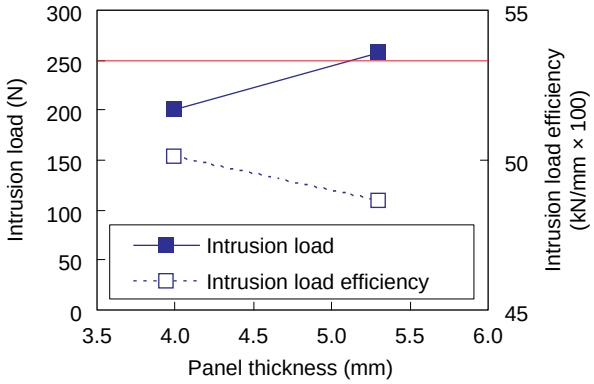


Fig. 9　Intrusion load and intrusion load efficiency of single panel

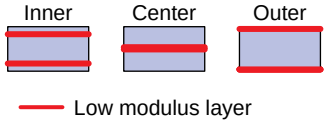


Fig. 10　Example of low modulus layer arrangement

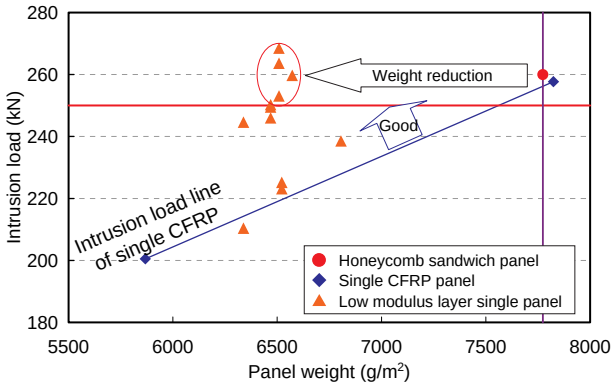


Fig. 11 Effect of low modulus layer arrangement for intrusion

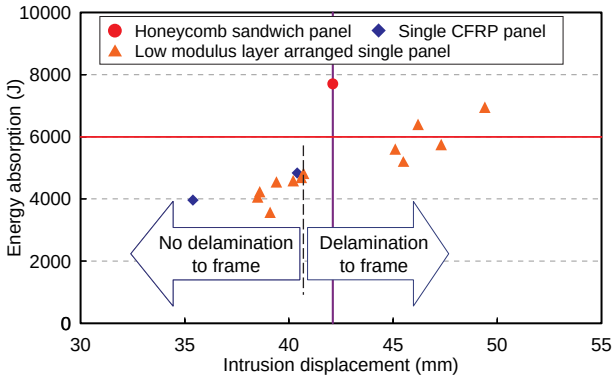
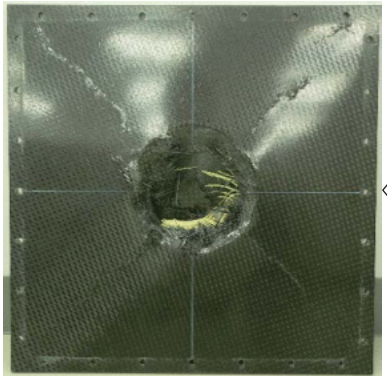
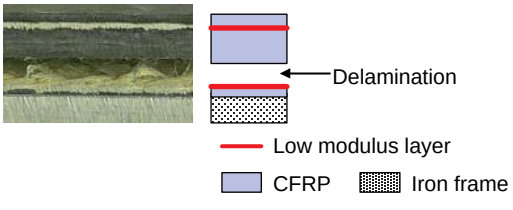


Fig. 12 Energy absorption of low modulus layer single panel



(a) Panel appearance



(b) Side view

Fig. 13 Appearance after intrusion test of low modulus layer single panel

5.2. 低弾性率層複合単板の課題

サイドパネルの残りの要件であるエネルギー吸収量と破壊形態を Fig. 12 に示す．貫通変位が大きくなるほどエネルギー吸収量が増加するが，単板はサンドイッチパネルのような二段階の貫通ではないため，エネルギー吸収量が低い．また，貫通変位が大きくなると有機繊維層と炭素繊維層の界面で剥離が発生し，パネルの端部まで広がった(Fig. 13)．この破壊形態によりレギュレーション未達となった．サイドパネルの単板化には，さらなる界面剥離のコントロール技術が必要である．

6．まとめ

CFRP のマトリックス樹脂の高伸び率化により，低密度のアルミハニカムを適用したサンドイッチパネルで耐貫通性を確保する技術を確立した．

RH421 を適用したサイドパネルでは，ボトムパネルの薄肉化も可能となり，アルミハニカムの低密度化分を合わせて 1.1 kg の軽量化を達成した．この仕様は FIA の公式認証を得た．

このサイドパネルを適用した実車で実走評価をおこない，操安性への影響が無いことを確認した．

一方，さらなる軽量化が可能となる単板化については，界面剥離のコントロール技術が必要であることがわかった．

参考文献

(1) Appendix to the 2007 FIA Formula One Technical Regulations, Article 18.6
(2) Appendix to the 2007 FIA Formula One Technical Regulations, Article 15.4.7
(3) http://www.cytec.com/

■著　者■



山 田 泰 宏

高強度 Al-Li 材ブレーキキャリパ製法の開発

Development of Brake Caliper Production Process with High Strength Al-Li Material

柳瀬 章裕* Akihiro YANASE
山田 裕* Hiroshi YAMADA

要　旨

ブレーキキャリパの軽量化のために，高強度アルミリチウム材を用いた製法を開発した．３軸マルチ鍛造でメタルフローによる材料強度異方性を解消し，３段時効 T6 熱処理で８％の疲労強度向上を達成した．従来キャリパに対して４倍の寿命見通しを得ることができた．

ABSTRACT

A production process was developed that uses high-strength Al-Li materials to reduce the brake caliper weight. Anisotropy of material strength due to metal flow was eliminated with 3-axis multi forging, and an 8% increase in fatigue strength was achieved by T6 heat treatment with 3-stage aging. This is expected to increase the service life to 4 times that of current calipers.

１．まえがき

バネ下重量低減が車体運動性能に貢献するため，ブレーキキャリパ軽量化が求められる．150 g/ 個(600 g/ 台)の軽量化を目標に，キャリパ開発プロジェクトをスタートした．現行キャリパ材料には，高剛性かつ低比重アルミ材であるアルミリチウム(以下 Al-Li)合金の 2099 材[1]を採用している．しかし強度異方性が存在しており，形状設計での制約となっていた．鍛造プロセスの確立により，強度異方性を解消し，熱処理による高強度化を目指した．

２．開発技術

2.1. 材料選定

Al-Li 合金の物性を Fig. 1 に，材料の Longitudinal(以下 L)方向と Transverse(以下 T)方向の疲労強度による材料強度異方性を Fig. 2 に示す．比較参考としてのピストン素材の 2618 材データも記載する．

レギュレーションにおいて，キャリパ材料はヤング率80 GPa 以下のアルミ材と規定されている．従来材として，ヤング率が高く，低比重かつ高強度の Al-Li 材である 2099-T83 押出し材を用いているが，この素材には強度異方性が存在し，低い T 方向強度が形状の制約となっている．

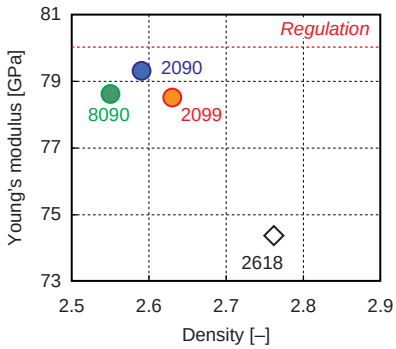


Fig. 1　Modulus and density

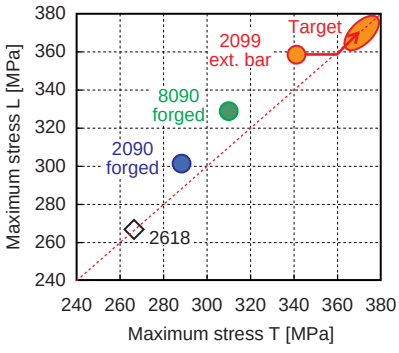


Fig. 2　Fatigue property

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_48

2.2. 異方性解消のための鍛造プロセス

2099 押出し材の１軸鍛造では強度異方性は解消できなかった．そこで異方性解消の手法として有効な３軸マルチ鍛造を適用する．油圧プレスを用い，形状鍛造前にX軸，Y軸，Z軸の３軸から 50%据え込み鍛造をおこなって強度異方性を解消する．設定した鍛造プロセスを Fig. 3 に示す．

2.3. 高強度化のための熱処理条件

2099 材はσ’相(Al_3Li)と T_1 相(Al_2CuLi)の析出相を持つ析出強化型の合金である．強度向上の手法としては，析出相の核となる転位を導入するための冷間ひずみの付与が有効であるが，複雑形状のキャリパには適用困難である．析出核生成のための多段時効処理も有効であり[1]，2099鍛造材の熱処理条件として，549 ℃ × 2 時間の溶体化処理ののち，室温 × 48 時間，120 ℃ × 24 時間，165 ℃ × 100 時間の時効をおこなう，３段時効 T6 熱処理を開発した．

透過型電子顕微鏡(TEM)および示差走査熱量測定(DSC)を用いて各相の状態を解析し，以下の析出強化メカニズムを確認した．(１)室温時効による GP ゾーンの形成，(２)120℃時効によるσ’相の析出，(３)165℃時効により GP ゾーンを核とした T_1 相の析出．

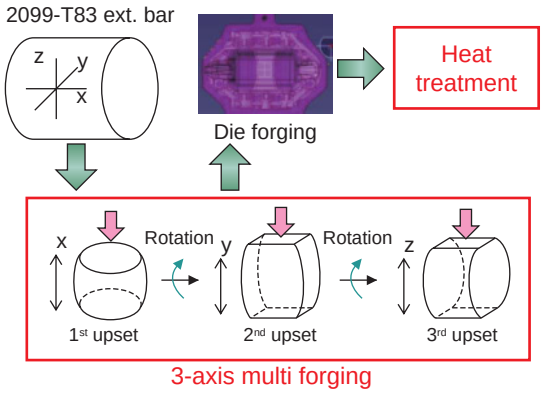


Fig. 3　Caliper forging process

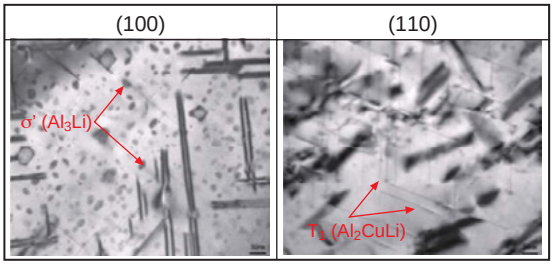


Fig. 4　TEM photograph of 2099 after 3 stage T6 (x 150000)

2.4. 2099 鍛造材の材料特性評価

３軸マルチ鍛造プロセスと３段時効 T6 熱処理による，キャリパ用 2099 鍛造材を試作した．Fig. 5 に示すように 2099 鍛造材のＬおよびＴ方向よりテストピースを採取して，引張りの片振り疲労試験を実施した．

結果を Fig. 6 に示す．従来材である 8090 や 2099 押出し材は，テストピース採取部位にて疲労強度差が生じて異方性を示すが，ここで紹介した2099鍛造材では採取部位に関係なく同強度で異方性を解消できている．また設計制約であった2099押出し材Ｔ方向に対して，疲労強度で８%の向上が確認され，部品最弱部の強度改善により，４倍の耐久性向上の見通しを得た．

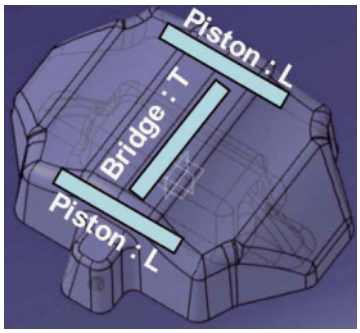


Fig. 5　Sampling regions

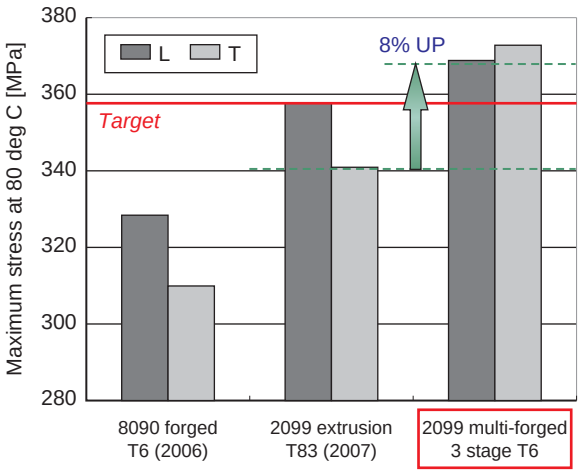


Fig. 6　Fatigue property of caliper body materials

３．まとめ

本開発では，３軸マルチ鍛造により強度異方性を解消し，３段時効 T6 熱処理によって，従来材に対して疲労強度で８%の向上，寿命換算すると耐久性が４倍になる製法技術を確立した．

参考文献

(1) Romios,M., Tiraschi,R., Parrish,C., Babel,H.W., Oqren,J.R., Es-Said,O.S.: Design of Multistep Aging Treatment of 2099 (C458) Al-Li Alloy, Journal of Materials Engineering and Performance, p.641(2005)

■著　者■



柳瀬章裕



山田　裕

管理技術解説



レース部品生涯管理システムの開発

Development of Lifecycle Management System for Racing Parts

谷口秀直* Hidetada TANIGUCHI
田口克則* Katsunori TAGUCHI
野田昌孝* Masataka NODA
宮島重雄* Shigeo MIYAJIMA
渡辺修** Osamu WATANABE

要　旨

レースにおける技術開発業務では，他チームに対する競争力を維持する目的で，部品の開発とレース供給が同時に進行するため，状況の変化に対して短期間での開発や供給の見直しが常に必要とされる．そこで開発のスピードアップと資源の有効活用のために部品の生涯管理システムを構築した．本システムでは，部品の設計仕様の検討から出図，生産計画，手配発注，調達と製造，受入検査，在庫管理，組立て，使用履歴，廃棄まで，すべての段階における部品の計画および実績データの一元管理を目指した．データの一元管理実現により，レース部門横通しで，瞬時に情報共有が可能になり，レース現場でも的確な即断即決ができる環境を提供する見通しを得た．

ABSTRACT

In racing operations, parts development and supply must be constantly reviewed in a short time with regards to changing circumstances in order to simultaneously promote upgrading and supplying of parts with the aim of maintaining competitiveness relative to other teams. For this reason, a part lifecycle management system was constructed to increase development speed and effectively utilize resources. This system aimed for centralized management of part plans and results data for all stages, from investigation of part design specifications to drawing issue, production plans, arrangement and purchasing, procurement and manufacturing, receiving inspection, inventory control, assembly, usage history, and disposal. Centralized data management enabled instant sharing of information across the Racing Division, and provided prospects for creating an environment that enables accurate and prompt decision making even at racing sites.

1．まえがき

四輪R&Dセンター栃木(以下，HGT)のレース部門では，エンジンの開発と組立ておよびレース供給，車体の先行技術開発，ギヤボックスの変速機構やインターナルギヤの開発とレースチーム(HRF1)への供給をおこなっていた．エンジンの組立てと供給は，イギリスの HRD でもおこなわれ，部品開発とレースに対する部品供給は HGT からだけではなく，現地調達部品についてはHRDからおこなわれていた．

レース業務では，競争力を維持するために開発のスピードが要求され，独特の業務フローを前提としている(Fig. 1)．常に複数仕様の部品を設計，手配しつつ，テスト結果を見ながら組立て直前に，在庫および納入予定の部品からその時点での最良の仕様を選び，組立てて製品供給をおこなう．また，開発用とレース供給用の部品を同時並行で手配する必要があり，組立て仕様の変更頻度も高い．使用の可能性がある部品を常に確保するため，多種類で大量の在庫が不可欠となる．

隔週開催のレースへの対応も含め，組立て仕様や在庫の状況が刻々と変化するだけでなく，トラブル情報をフィードバックする目的で，部品の組立て実績や使用経緯を正確に記録しておくことも要求される．HGT と HRD との間でも，部品のやりくり，それぞれのテストやレースの結果にもとづく計画変更の共有が必要とされたため，スピードと共に高い情報精度も要求された．

また，昨今のエンジン使用制限レギュレーション適用により，同じ部品番号の部品を品質ランク別に管理したり，個々に寿命管理をおこなう必要性も増加する傾向にあった．

近年まで，レース部品の管理には市販車開発業務用に構築されたシステムを流用していたが，レース業務特有の環

＊　四輪R&Dセンター
＊＊富士通株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_49

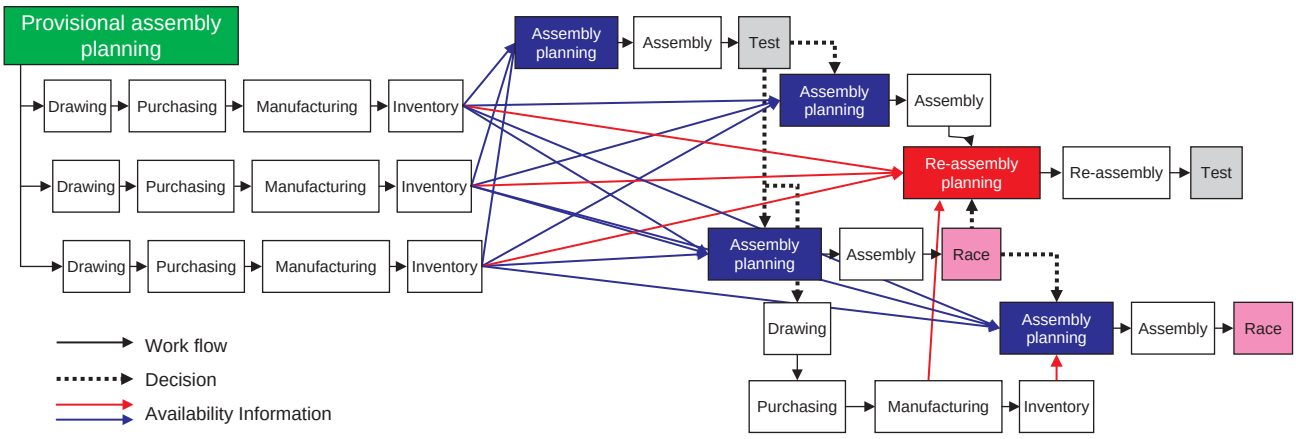


Fig. 1　Racing operations

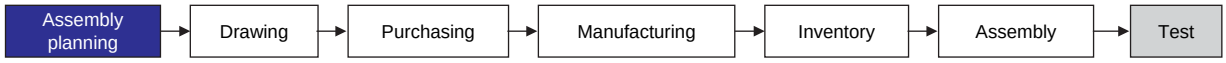


Fig. 2　Production car development

境変化や業務内容に合わせた，根本的な見直しはおこなっていなかった．

市販車開発業務のフローでは，試作車の組立て仕様と組立て日程を決定し，その後組立てに必要な部品の引き当てを確定してから発注をおこなう(Fig. 2)．このために構築された従来システムでは，レース業務で求められる柔軟性が不足し，随時変化する情報を正確に反映することができなかった．

このシステムと実業務のギャップを克服するため，それぞれの部署で必要な情報を別のシステムの帳票やツールで独自に補い，情報の突き合わせは，経験にもとづく手作業や人海戦術に頼らざるをえない状況にあった．さらに，物理的な距離と時差がある日英間での調整が発生すると，電話やメールによる非定型で詳細なやりとりに多大な時間と工数を費やせざるをえなかった．

以上の結果，その時々で最良の判断を即座に下せないばかりでなく，欠品が発生して代替の対応に追われたり，過剰在庫が発生するなど，開発資源を有効に使えない一要因となっていた．

上記の課題を根本的に解決するため，レース部品の生涯管理システムを開発した．

2．開発方針

本システムでは，レース業務で必要とされるタイムリーで的確な判断を可能とするため，精度の高い部品管理情報の共有を目指した．またその結果として，開発資源を最大限に活用できる環境の構築も期待された．

そのために，部品の設計仕様の検討から出図，生産計画，手配発注，調達と製造，受入検査，在庫管理，組立て，使用履歴，廃棄まで，すべての段階における計画と実績を，常に最新の状態で一元管理することを目標とした．

具体的な開発指標を，以下に定めた．

(1)組立て計画成立性検証のスピードアップ

(2)発注のスピードアップ

(3)部品管理情報の充実

新しいシステム構築には，業務フロー自体を再構築する必要があり，関連するすべての部署から選出されたメンバーが，仕事の流れを徹底的に検証して，全体最適となる業務役割の見直しをおこなった．

レース業務の特性上，スピードと柔軟性が求められるので，人が判断すべき内容と，システムに任せる部分の切り分けについては充分な議論をおこない仕様を決定した．

また，一元管理された情報を元に判断を下す者だけでなく，各情報を入力した担当者自身も必要な情報が閲覧できるなど効果が実感できる仕組みとし，情報の精度，鮮度維持を促すべく工夫した．

先行プロジェクトは 2006 年春に発足し，HGT のレース部品管理にまつわる業務課題全体の現状把握を開始した．これにもとづき，2007年春から業務役割の再定義，2008年初よりシステムの新規構築をおこなった．

3．組立て計画成立性の検証機能

組立て完成品一台ごとに割り振られた管理番号(号機)の情報(A)，組立て日程(B)，組立て部品構成一覧(C)，部品ごとの手配，発注，納期の情報(D)，在庫情報(E)，組立て実績(F)，使用経歴(G)を連携させ，検証する統合システムを構築した(Fig. 3)．

各号機の組立て計画を変更するとどの部品が成り立たなくなるかをアラート表示でシステムが自動的に警告し，関係者全員が瞬時に情報共有できる．その課題への対応は人

が総合的に判断し，人の判断結果をシステムに反映することで，最新の計画情報として共有できる仕組みとした．

このシステムを構成する各個別機能について，以下に述べる．

3.1. 完成品ごとの組立て部品構成管理

計画成立性検証の中核機能として，これまでレース部門で培われてきた計画管理ノウハウを抽出し，完成品一台ごとの部品構成を管理する組立て部品構成一覧機能を開発した．これはすべての後工程への指示の基本となる元データを生成する機能であり，部品の発注や製造開始後も構成の変更が可能な点に特徴がある．

下記のようなデータの連携により，号機ごとの組立て部品構成管理を実現した(Fig. 4)．

（1）スペック別使用部品登録

機能単位ごとに複数のスペックを定義し，それぞれのスペックに対して使用される構成部品を登録する．複数の種類の中から任意の部品を選択して使用すること（選択部品）も可能にした．

（2）号機適用スペック登録

各機能単位にどのスペックを適用するか，号機ごとにその組合せを登録する．

（3）組立て部品構成一覧表

（1）と（2）を連携させることにより，号機ごとの組立に必要とされる全部品の一覧を表わす．

3.2. 発注部品の納期管理

レース業務では日常化していた，取引先の供給能力に応

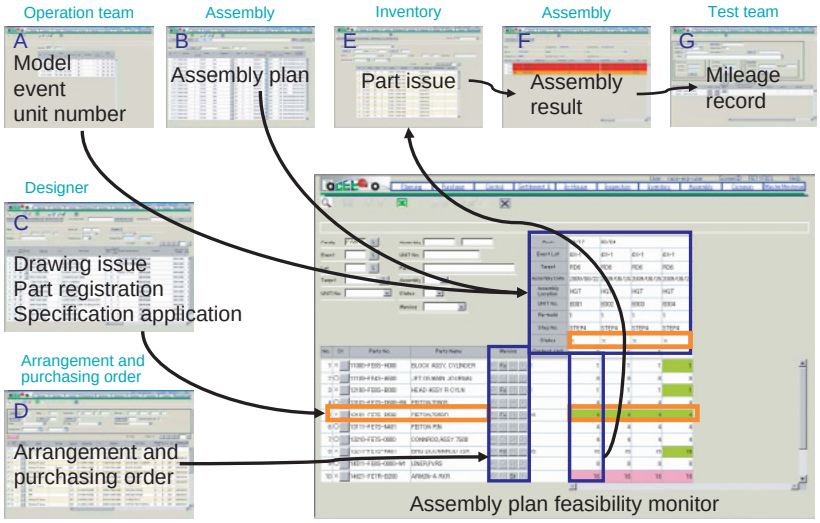


Fig. 3　Assembly plan feasibility monitoring

Part registration for specifications

Part	Quantity	Common	Piston L1	Piston N5	Funnel M	Funnel S
A	4		○			
B	3	○				
C	2			○		
D	2			○		
X	1	○				
E1	4	○				
E2	4				○	
F1	4					○
F2	4	○				

Specification application for unit No.

Region	Round1 R001	Round1 R002	Bench Performance
Quantity	1	1	5
Piston			
L1	○	○	10
N5		○	20
Funnel			
M		○	10
S	△		10
memo			

Assembly part configuration sheet

			Assembly date	2007 06/01	2007 06/02	2007 06/10	
			Unit No.	R001	R002	Performance	
		Part	Quantity	1	1	5	Quantity
Piston	L1	A	4	4		10	14
Piston	N5	B	2		2	20	22
		D			2		2
Common		C	3	2	2		4
Common		X	1	1	1	5	7
Common		E1	4	4	4	20	28
Funnel	M	E2	4		4	10	14
Funnel	S	F1	4	4		10	14
Common		F2	4	4	4	20	28

Fig. 4　Assembly part configuration sheet

じた分割納入や納期の変更を踏まえ，迅速に納期情報提供できる機能を強化した．

（1）複数納期回答管理

一つの発注に対し，複数の納期回答を登録することができるよう，取引先と発注情報連携をおこなうシステムの改修と合わせて機能を開発した．

（2）納期回答状況確認

納期未回答，納期遅延回答，納期回答変更など，取引先の搬入予定のさまざまな状況を確認でき，発注者と取引先で合意された納期（確定納期）を情報共有できるようにした．

3.3. 製造品の工程進捗管理

社内の製造部門と複数の取引先を経由しながら素材を加工し完成品とする製造部品の場合，日程短縮のため取引先間で直接，製造途中部品の受け渡しがおこなわれる．これまで担当者の経験に頼り，代表的な重点管理部品の把握のみでおこなわれていたその工程進捗管理をシステム化し，情報の精度アップと共有を可能とするため，下記の機能を開発した．

（1）工程進捗管理

すべての部品について，工程設計およびそれぞれの加工日程の予定と実績を表示可能にした．

（2）受領書による進捗把握

製造途中部品の移動は必ずしも発注単位で移動するものではない．そこで受領書を作成し，次工程で製造途中の部品を受取った際の受領書の情報をシステムに取込むことにより進捗状況を把握するようにした．

3.4. 手配数算出のための引当て

頻繁に状況が変化する中で，部品の適切な所要量（手配数）を求めるには，組立て計画からの要求数と発注残数，在庫数，組立て予定数等を照らし合わせ算出する必要がある．適切な手配数を求めるための引当て機能を開発した．

まず利用可能在庫数は式（1）により求められる（Fig. 5）．

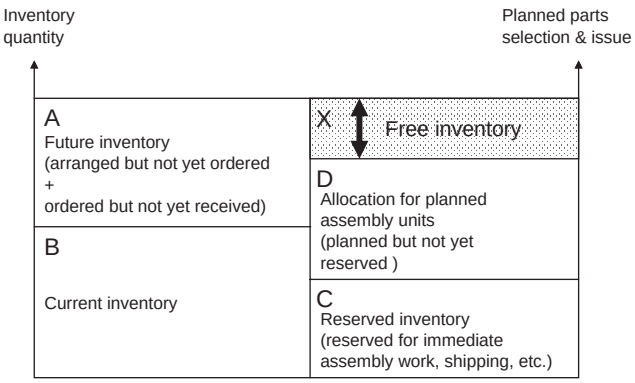


Fig. 5　Free inventory

$$X=(B+A)-C-D \qquad (1)$$

X：利用可能在庫数

B：部品庫の現在庫数

A：未来在庫数（手配したが発注されていない数と発注されたが在庫となっていない数の和）

C：出庫予約数（出庫準備のため出庫待ちに仕分けられた数）

D：予約未の計画号機割当て数（出庫予約されていないが計画で号機に対し必要とされている数）

このようにして求められた利用可能在庫数に対し，後述する共有部品管理情報にもとづく中古部品の使用可否や，シーズンの残りイベント数など，不定形な要素を人が考慮し，数の調整をおこなった上で最終的な手配数を決定することができる．これにより高い精度で手配がおこなえるようになった．

3.5. 在庫仕分け

従来，部品には発注時の組立て計画にもとづいた号機の情報が記された荷札が付けられていたが，組立て計画に変更の多いレースの部品管理においては役に立たなかった．そこで仕分けのスピードと精度アップのために在庫の仕分け機能を開発した．

利用可能在庫に対して，その都度最新の組立て部品構成一覧表にもとづき，組立て日，号機の目的，適用スペック，品質ランクにより優先順位を付けて仕分け提案を自動的におこなう．最終的な仕分け先は人が総合的判断で決定する．これにより柔軟性の高い運用が可能となった．

4．発注関連機能

部品発注をおこなうにはさまざまな情報が必要とされ，その連携が実際の発注のスピードに影響する．下記の機能やプロセスを強化，改善することで，発注のスピードアップを実現した．

4.1. 出図前情報入力

従来システムでは，図面登録（以下出図）後に順次おこなわれていた手配数決定，取引先決定，仮単価決定などの発注業務を，情報の一元化により正確な先行情報の共有を可能とすることで，出図前から同時並行でおこなえるようにした（Fig. 6）．

（1）出図予定登録

出図予定の部品の各種情報を管理する．出図予定日や材質やベースとなる部品など，発注に影響する情報を入力する．部品番号は情報の最上流である出図予定からのみ入力できるようにし，以降の作図や出図ではその情報を共有することにより，不整合が起こらぬようにした．

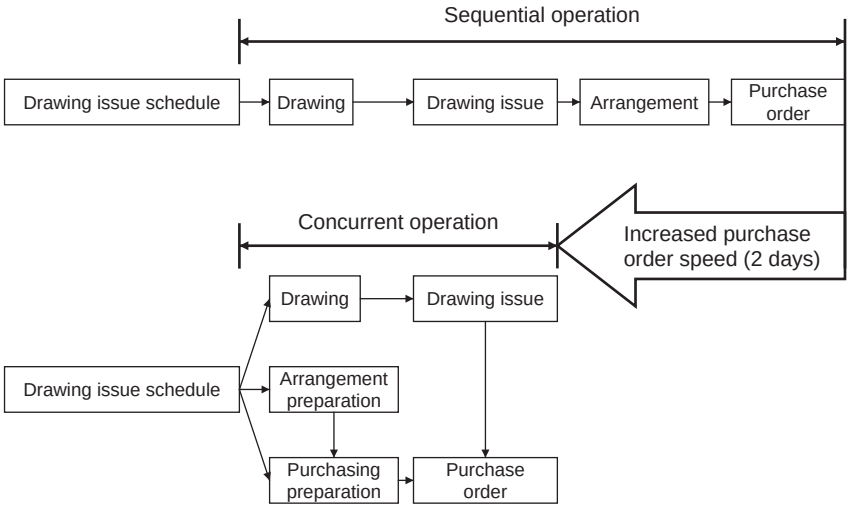


Fig. 6　Revised process of purchasing

(2)手配準備

組立て計画から手配数と部品を必要とする部署の情報を入力する.

(3)発注準備

出図予定の情報から取引先や支給品など調達方法の検討をおこない，結果を入力する.

4.2. 出図プロセスの改善

出図プロセスについて従来は紙による承認や紙の配布による情報伝達など処理の途中で情報の滞留があったが，本システムでは以下の機能により，瞬時の情報伝達を可能とした.

(1)出図時の整合性チェック

従来は後工程で人によるチェックと修正処理のプロセスがあったが，チェック機能を強化し，出図段階で部品構成や部品経歴の整合性のチェックを完了できるようにした.

(2)仕様変更通知書

出図予定と事前情報からデータ抽出して自動作成を可能とした.

(3)仕様変更通知書 No. 発行

出図時の整合性チェック機能強化を目的として，出図承認後即座に仕様変更通知書No.を発行するようにした.

5．部品管理情報の充実

5.1. 在庫管理

これまでシステム外の別帳票や，データ連携の無い別システムなどで管理していた情報を統合し，下記の機能を実現した.

(1)部品の個体管理

納入検査時点で各部品に個別の識別番号を与え，荷札，又は，部品に直接レーザーマーキングで２次元バーコードを刻印することにより，個体管理することが可能となった.

(2)品質ランク別管理

部品の実物測定結果にもとづきランク付けをおこない，ランクごとに部品をグループ化し在庫管理ができるようにした.

(3)未出庫部品リスト

式(1)のC＋Dに当たり，組立て部品構成一覧表により号機ごとの組立に必要とされる部品の中で，現物として出庫されていない部品の一覧である．設計変更が発生すれば自動的に未出庫部品リストに反映される.

(4)使用経歴管理

部品の使用経歴管理をおこなうことにより，寿命にもとづく部品の交換時期がより詳細に把握できるようになった.

(5)部品管理庫外の在庫管理

部品管理庫からの出庫以降も廃棄するまで，各部署での保管場所と在庫数を一元管理することにより，部品の総数と所在を明確にすることができる.

(6)アセンブリ，号機ごとの管理

部品を部品番号ごとだけでなく，保管や移動時に使われるアセンブリ，号機といった任意のまとまりで管理することを可能とした(Fig. 7).

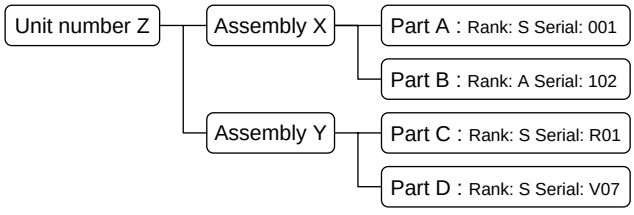


Fig. 7　Unit number and assembly

5.2. 組立て実績管理

これまで在庫管理システムと連携が無い別システムで管理され，実績入力に時間がかかっていた部品の組立て実績を，短時間で精度良く記録することを実現した．特にエンジンは約千点もの部品で構成されていることから一台ごとの実績を効率よく正確に残す手法を考案した．

（1）組立て実績入力の効率化

部品の個体識別番号の２次元バーコードを読み取ることで，組立て実績入力を手入力ではなく半自動で素早くかつ正確におこなうことが可能となった．また各部品の出庫情報を自動的に引用できるようにし，誤入力を防止すると同時に入力作業の負荷を軽減した．

（2）組立て実績の検証容易化

組立て部品構成一覧表と組立て実績をつき合わせることで，その差異を瞬時に把握できる．組立て実績間の比較も容易となった．

（3）製造品質情報との連携

製造品質情報を管理する別システムから製造シリアルナンバー情報を受け取り，部品の個体識別番号と関連付けることで，組立て実績から詳細な製造品質情報の参照を可能とした．

6．システム適用技術

これまでに記したようなレース業務特有の要件の実現性や保守性，拡張性を考慮し，本システムを市販パッケージのカスタマイズではなく，専用開発によって構築した．

システム開発においては，システム化の方針とねらいを浸透させておかないと，各人が勝手に要件を考えるため，仕様の統一が困難になるが，一方で標準化や共通化を進めすぎても，利用者の使いやすさに影響が生じてしまう．システムのベースとしてはオープンアプリケーションフレームワークを採用したが，業務の実現性を優先して標準化と個別化のバランスをとるように構築した．

それぞれの階層で適用した技術内容を以下に述べる．

6.1. ユーザインターフェースの考え方

ユーザインターフェースは，検索や一覧といった画面構成の基本パターンは用意するものの，業務ごとに異なる操作性への要求を実現するために，それぞれの画面ごとに利用者とレイアウトを充分検討し，個々の要求に合わせて以下のように画面構成をパターン化した．

（1）監視パネル型

Fig. 8 に示す組立て計画成立性の検証の画面では，部品ごとの手配状況を号機単位で表示させ，一目見て状態がわかるように８種類の異なるアラートを色による識別で判別可能とした．また，アラートの種類によって必要な対処ができるように部品ごとに遷移ボタンを配置するレイアウトとした．

（2）操作集約型

発注情報作成画面は担当者が絶えず利用するため，一つの画面で必要な操作をすべて実現できるように，上部に基本情報を表示し下部に発注形態ならびに明細情報を表示させる３エリアの分割レイアウトを採用した（Fig. 9）．

（3）リスト同時表示型

Fig. 10に示す受取確定画面では，号機一覧と部品一覧

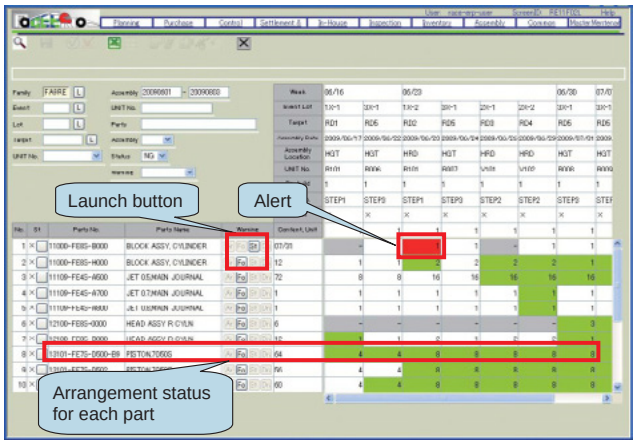


Fig. 8　Assembly plan feasibility monitor

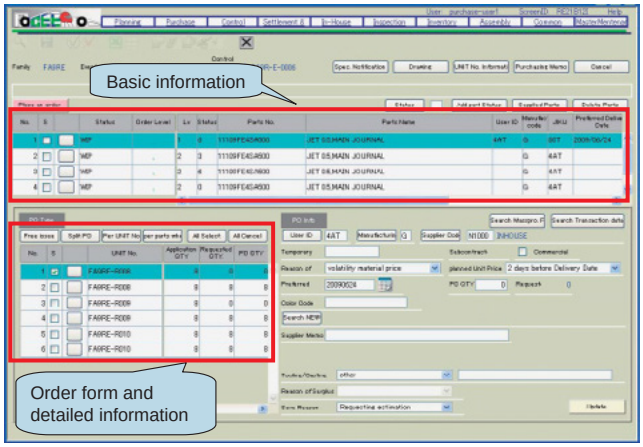


Fig. 9　Purchase order entry

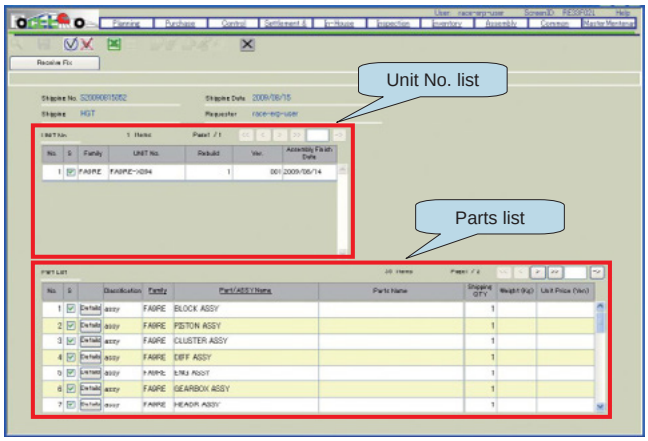


Fig. 10　Receiving confirmation

Table 1　Common functions

	Common functions	Explanation	Usage pattern
a. Display	• Table column customization • Structure expansion • Memo	Enable each user's preferred display, structure and additional information	Sorting or selecting data on user's demand
b. Multi location	• Multi language • Multi location	Switch displayed language for menus, drop-down lists, etc.	Usable by multiple offices, both domestic and overseas
c. External interface	• Excel input • Excel output	Bulk operation by using a spreadsheet is possible.	Mass data inputs and outputs essential for fast operations
d. Security	• Menu privilege • Data privilege	Can be set for each user based on their role and screen mode	Privileges control based on department and/or title

の２種類のリストを同時に確認する必要があるため，上下２段の改ページ個別制御で画面を実装した．

6.2. 共通機能技術

利用者の利便性を高め，かつシステム開発を効率化するよう，業務ロジックから分離してフレームワーク上に共通機能を実装した．利用者の使用頻度が高い機能が，どの画面からも利用できるように共通化を図ると同時に，システム開発者は業務ロジックの設計に専念でき，品質と開発効率の向上を達成できた．Table 1に，(a)表示性，(b)多拠点，(c)外部インターフェイス，(d)セキュリティの観点で適用した共通機能技術をまとめた．

6.3. データモデルの考え方

データモデルは，情報の一元管理を実現させるために従来システムのデータ構造を踏襲せず，ゼロから設計した．設計部署では設計図や組立て部品構成の作成を部品番号単位で扱うが，発注部署では注文書が情報の基本単位となる．また，部品が受入された後は，重要部品については個体識別をして管理をおこなう必要がある．そこで，各部署で取り扱う「組立て部品構成」「注文書」「個体部品」を手配数，受入数，組立て実績などで結合するデータベース構造とした(Fig. 11)．これにより，各部署の業務に適した単位で情報を扱うことができ，かつそれらが有機的に結合することで，部品の生涯全体にわたる情報把握を瞬時におこなうことが可能になった．

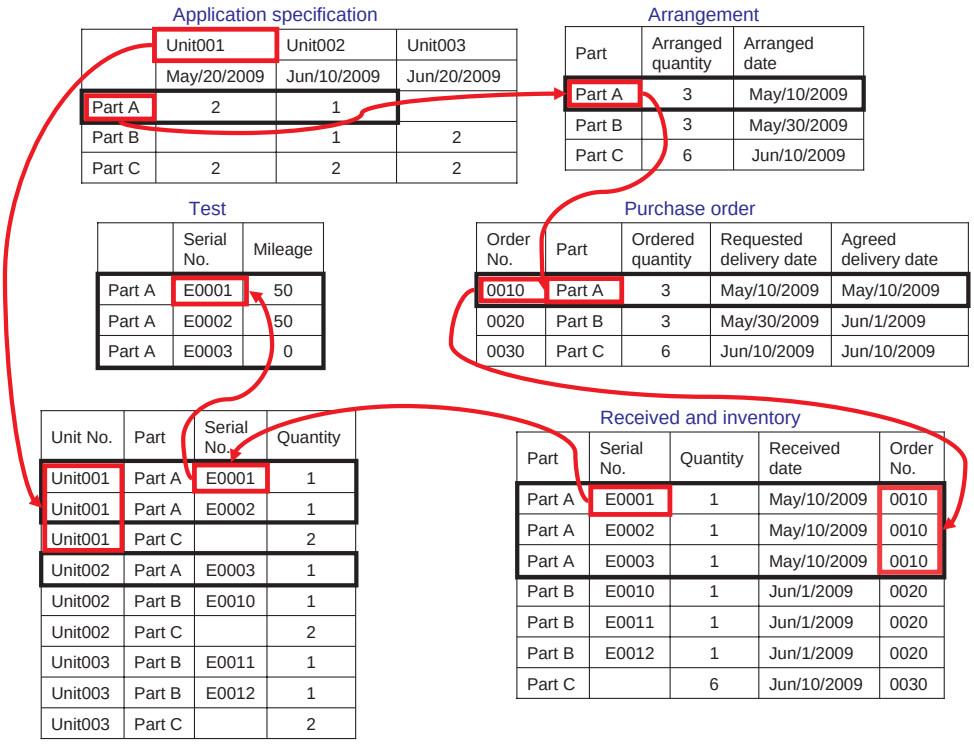


Fig. 11　Data model

7．システム適用の効果確認

本システムの適用直前に F1 撤退の決定が下され，本システムは実務稼動していない．しかし，システムを完成し統合テストをおこなった結果，部品の製造と供給に関わるすべてのデータが一元管理された環境下でそれぞれの部署が業務を遂行でき，ねらいであったタイムリーで的確な判断が可能であることが確認された．

7.1. 組立て計画成立性検証のスピードアップ

従来は，それぞれの部署の担当者が個別に持つ情報を突き合わせることで，初めて全体の組立て計画成立性が明らかとなり，それから対策を検討するという手順が不可欠であった．その過程では，特定の部品の所在と個数の確認に２日を要する場合もあったが，本システムでは，成り立たない部分の把握と共有が即座に可能であった．また，一元化された最新情報が手元で参照できるため，日英間での調整においても素早い判断がおこなえると考えられる．

7.2. 部品発注のスピードアップ

正確な先行情報により同時並行で進められる事前準備と，出図プロセスの改善により，出図から発注までにかかる期間を２日短縮した．また情報の一元化により，情報の食い違いによる混乱や重複作業も防止できると期待される．

7.3. 部品管理情報の充実

部品の入庫から廃棄までの間の在庫管理を，部品番号単位だけでなく，個体，アセンブリ，号機，あるいは品質ランクごとに取り扱うことが可能となり，用途に応じた部品の正確な在庫数把握と過不足対応が可能となった．また，個体の使用経歴情報にもとづく部品の交換時期を把握することで，部品の必要数と在庫の適正化も期待できる．

組立て実績記録も，レースサーキット等での実作業までリアルタイムに共有できるようになり，選択部品の中からどの部品が実際に使用されたかの確認なども容易となった．さらに製造品質情報を管理する別システムとの連携で，不具合発生部品と同一製造ロットの部品の除外が素早く正確に可能となった．

8．あとがき

HRF1 では，2006 年当時すでに ERP（Enterprise Resource Planning）パッケージと呼ばれる市販ソフトウェアをベースに独自に開発したシステムで，部品の使用履歴管理機能や２次元バーコードを活用し，エンジン以外の部品についてレース現場とファクトリーを一括管理していた．ギヤボックス部品やエキゾーストパイプなどに関する HGT からの問合せに対し，HRF1 からは即答が返ってくることがきっかけとなり，本システム開発のプロジェクトはスタートした．

部品の生涯管理を一元化するには広範囲にわたる検討，全体最適での業務見直しが必要であり，2006 年の先行検討開始から約３年間を費やしたが，HRF1 からの惜しみないノウハウ提供とともに，プロジェクトメンバーが充分な議論を重ね，レース部門横通しで目的，目標を明確に共有することで，システム完成までこぎ着けることができた．

本システムは HGT と HRD では直接適用を前提とし，エンジン部品管理の一元化をめざした．HRF1 には本システムを直接適用せず，HRF1 の既存システムと将来連携できるよう，部品番号の読替え機能や，キーとなる管理番号のダブリを避ける対応をとり，車体部品やギヤボックス部品の情報連携ができるように準備していた．

「計画成立性検証のスピードアップ，部品発注のスピードアップ，部品管理情報の充実」という指標は市販車開発においても常に追求され続けているテーマである．今後は本システムの市販車開発領域への適用を検討してゆく．

■著　者■


谷口秀直


田口克則


野田昌孝


宮島重雄


渡辺　修

活動紹介



組立の活動を振り返って

Looking Back on Assembly Activities –Racing Spirit–

石　原　　毅*　　砂　子　直　人*
Tsuyoshi ISHIHARA　　Naoto SUNAKO
法　原　　淳*　　石　坂　素　章*
Atsushi NORIHARA　　Motoaki ISHIZAKA

要　旨

第３期 Honda F1活動の中で，多くの技術が開発されレースに投入されてきた．開発テストからレース現場まで携わる組立領域の活動を紹介する．

ABSTRACT

Numerous technologies were developed and put to use in races during Honda’s third-era Formula One activities. This paper introduces assembly activities from development tests to the racetrack.

１．まえがき

第３期 Honda F1 活動における組立領域では，「ヒューマンエラーによるリタイアゼロ」，「供給遅延ゼロ」，「開発問題の図面反映」，「技能伝承」を目標に掲げ我々の活動はスタートした．第２期の経験からこの四つの要素がレース運営に必要であり，勝利へ導く道筋として，常にこの目標を意識し活動してきた．

ここでは新技術アイテム開発とレース，テスト機組立供給を担う本田技術研究所四輪 R＆D センター栃木（以降 HGT），並びに Honda Racing Development（以降 HRD）２拠点のファクトリー領域と，レースおよび実走テスト現場を支えたサーキット領域に分け活動を紹介する．

２．ファクトリー領域

2.1. 第３期 Honda F1立ち上げ

1999 年に第２期 Honda F1 黄金期を支えたメンバを中心に新メンバへ技能を伝承し，開発スピードを高め，レース供給に追従できるチーム力を整えるところからスタートした．単にマニュアルを作成し，読ませれば新メンバに完全に伝わるわけではなく苦労した．

技能伝承について，まず組立部門の業務について簡単に説明する．

開発段階では先行開発単気筒エンジン，実機性能ベンチエンジン，耐久エンジン，実走テストエンジンの組立と分解を繰り返しおこない，新しい仕様の確認と問題点の抽出および対策の結果をフィードバックすることにより図面の熟成をはかる．その最新仕様のエンジンを組み立ててレースへ供給する．レースで使われたエンジンを分解して不具合を確認し次への展開を図る．このように組立領域は開発の始まりからレースまで常に携わっている．

単純にエンジン組立といっても出庫された部品を，そのまま組付ける訳にはいかないのが F1 エンジンである．パフォーマンス重視の最低限の耐久性しかなく，エンジン振動は量産エンジンの約５倍もあり，わずかなミスや，たった一つの部品の品質不良から簡単に壊れてしまう繊細なエンジンである．

そのエンジンの組立作業においては，ミスがあってはならず，各部品を丹念に一つ一つチェックし，微細なバリでさえ見逃さず，各部品の性能を最大限に発揮させる必要がある．組立部門は現物に触れ，目で確認できる最後の工程であ

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_50

り，レースで勝つためには品質を守らなければならない．また分解時も同様に，眼で見て不具合を察知し，フィードバックすることで図面が熟成される．

さらに開発，レース供給に対し追従できるスピードも要求される．現実に F1 の活動の中で不具合による緊急部品組替やトラブル発生エンジンの修復が無かったシーズンは記憶の中に一度もない．常に時間との戦いであり，作業効率，スピード，確実な作業が要求される．

これを実現するためには，不具合を見抜く眼，スピード，作業精度を新メンバへ伝承することが最大の課題であった．

新メンバにとっても，これらを短期間に身につけることは難しく，第２期 Honda F1 メンバとの経験の差は明らかに大きいものであったが，HGTでの経験を基点とし，ここから HRD への出張，実走メカニックへとステップアップしていく．

これらのメンバで仕立てた台数は新規組立，リビルト，組替を含めると年間平均約 1000 台(Fig. 1)をこなし，問題点の打ち上げ件数は年間平均 182 件というように図面の熟成へ大きく貢献した．

2.2. 品質向上施策の展開

９年間の活動の中でエンジンの使用制限に関する，レギュレーションによりエンジン使用保証距離が 300 km から 1500 km に変化し，プラクティス，予選，レースそれぞれエンジン交換が許されていた無制限ルールから，レースイベント１エンジン，２レース１エンジンとコストダウン施策が次々と反映されていった．さらにエンジン交換によってペナルティが課せられるというレース戦略に影響を及ぼすレギュレーションへ変更された．これによりエンジンの品質と耐久性に対する要求が高まった．

当初は従来からのやり方で十分と考えていたが，エンジンの保証距離の延長は，これまでの F1 活動を通して未知の世界であり，品質と耐久性をさらに向上させる良い機会でもあった．

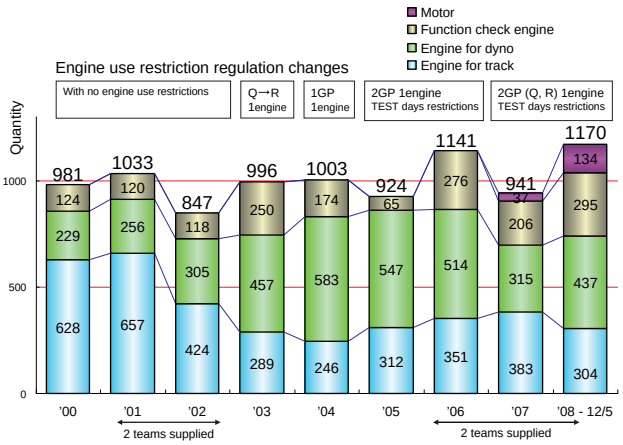


Fig. 1　Record of complete engines and motors supplied

まず各部品の品質確認を強化した．オイル通路など外からは見えない部位に異物が混入する可能性を想定し，組立前に内視鏡を用い十分な確認をおこなった．スリーブに傷が入るという事象については，発送前のベンチ確認後，発送する直前に内視鏡にてピストン，スリーブの状況，異物の混入を確認しレースに供給することとした．その他，組立すべての工程にチェック項目を増やしトラブルを未然に防ぐ施策を追加し，自責不良ゼロと不具合部品流出防止を強化した．これにより，メンバの品質に対しての意識もさらに高まり，自分の組んだエンジンに思い入れが強くなった．

また性能が向上していく中で組立上の不具合も発生した．エアバルブシステム可動シール部のフリクション低減を目的とした材料置換の開発が進められたが，組付け時にエア洩れを起こす事象が増加した．エア洩れが発生すればその都度修復作業に時間を費やされ，対策された仕様をレースに間に合わせられる限界まで待つなど，タイトな日程でレースへ供給する上で大きな課題となり，レース中にエンジンブローに至ることも懸念された．

当初エアバルブ周りの部品の品質不具合を疑ったが結論が出せず，エア洩れを起こした箇所から分析をおこない微量の埃が可動シール面に噛みこんでいることがわかった．それまでの仕様では埃が噛んだとしても影響が出なかったが，材料置換が原因だと考えられた．部品洗浄，組付け前の確認と細心の注意を払って組付けをおこなったが不良は解決されず，微量の塵，埃が噛みこんでいた．

対策として，通常洗浄では落としきれない，部品内部から出る異物を超音波洗浄機導入により排除した．さらに空気中を舞う埃と作業服から出る埃を排除するため，クリーンルームを設置し，作業服の上に防塵服を着用し，防塵CAPにて髪の毛を覆い，その中でエアバルブ系の組立をおこなうこととした．小さな傷を嫌う可動シール面には細心の注意を払い組付けをおこない，エンジンを組む工程の中で神経を使った．

結果としてエア洩れを完全に防止することができ，戦闘力アップしたエンジンを安定供給することができた．

2.3. Honda 製モータの供給

2007 年当時 FIA により 2009 年からハイブリットシステムをレースで使用するというレギュレーションが提示され，モータを組立部門で製作することが決まった．

我々にとって全く未経験分野であり，完全にゼロからのスタートとなった．今まで幾多の難関を乗り越えており，必ず道は開けるという気持ちはあったが，形に見える物から目に見えない電気分野への変化で不安も大きかった．

まず量産車のモータの勉強から始め，量産モータのエキスパートからアドバイスを受け習熟を開始した．

実際，製作工程の確認段階でも想像を超えた難易度の高さであった．構造上ワイヤを巻く作業は１台のモータに対

し１人の作業者でしかできない．エンジンのように作業を分担して製作日程を縮めることは困難で，レースへの供給を想定するとレース直前までベストな仕様決定を待つことはできない，何かトラブルがあったらレースに間に合わないなど，不安は増幅する一方であった．

レースで使用するための要件として軽量，コンパクト，高出力が絶対条件であり，超高占積率の巻き線技術が要求された．どのように巻いたら要件のサイズに入れることができるか，巻き方を確立させることが最優先課題であった．

検討と試巻が始まり Try1 から Try3 まで全く要件をクリアできなかった(Fig. 2)．渡り部(スロット間の折り返し部)がどうしても高くなってしまった．工数はこの段階で約50 時間を費やした．Try4 にて治具を考案し試みたが要件クリアに至らず，さらに工夫が必要であった．再度治具の改良と巻線工程を変えるなど工夫を入れ，見通しが立ち始めたのが Try5 で，しかし進化はしているものの要件はクリアできず，工夫を入れた Try6 でようやく要件クリアに成功し，検討開始から試巻まで２ヶ月を費やした．

当初巻線は設備導入で機械巻きにて工数の削減を考えていたが，要件クリアにはあまりにも複雑な巻き方が必要で機械では不可能という結論に至り，手作業で巻かなければならないことになった．

巻線作業が終わるとケースに収めるため渡り部の成形をおこなう．ここで重大な課題が発生．成形時にワイヤ同士が擦れ短絡してしまった．長い時間をかけ，ようやく巻きあがった物がここで使えないものになってしまった．

原因は巻き方と成形荷重の関係であることがわかったが，人の手で作業する以上，ワイヤの通し方を完全に一致させることは不可能で，成形する際の荷重を管理する手法を選択した．

なんとか完成までこぎ着けたが工数が掛かり供給に対し懸案が残り，工数削減策の検討も重ね，約30種類の治具を作りだした．

また作業者全体のスキル向上も含め，巻線作業では約50時間から約 15 時間に短縮することに成功した．



Fig. 2　Try 1

これによりベンチ耐久テスト，実走テスト，レース全戦の供給に目途がたち，体制も整った．

製作も軌道に乗り 2009 実走ウィンターテストへ向け製作中，F1からの撤退が発表され残念ながらレースへの投入に至らなかったが，ノウハウが詰め込められた貴重な一品であった．

先が見えず手探りで始まったモータの開発は組立部門にとっても大きな自信と誇りに繋がった．

2.4. Honda エンジンを生み出す HRD

第３期Honda F1活動現地エンジンメンテナンス(リビルト部隊)および実走部隊の拠点となる HRD は，エンジン開発拠点 HGT との距離リスクを補うため，第２期 Honda F1 活動から機能が継承され，EU内各サーキットへのサポート業務最前線基地として設立された．立ち上げ当初，日本の長期連休期間中(５月と８月)のエンジン供給に始まり後に役割が発展し，新仕様エンジン実走テスト後の耐久信頼性の一次判定やロットアウト部品の緊急組み換え，材料解析メンバ常駐化による，実走現場での不具合発生状況のより詳細な解析判断などをおこない，開発のスピードアップに多大に貢献した．また，２度目の２チームエンジン供給においては，Super Aguri F1 Team(以降SAF)用の全エンジンおよび Honda Racing F1 Team(以降 HRF)用エンジン(実走エンジン供給比率で50%)にまで担当範囲が拡大，供給数増大および不具合対応上さらなる体制強化と拡大が必要となった．これに伴い，活動も駐在員１名と出張者が常駐し定常業務に変貌，レース活動を支えてきた．リビルト部隊が仕立てたエンジンを「このエンジンよろしく」と気持ちを込めて現場メカニックに託す，言葉には出さないが信頼関係で結ばれている．完璧な状態でエンジンを送り出すという自負とプライドをリビルトメンバ全員が意識していた．エンジンリビルト出張者は UK 滞在中 HRD 近郊の住宅を社宅とし３-４名の同居所帯，年間５-６ヶ月間寝食を共にした．またここでは年に数回，諸先輩との同居もあるため新人への生活面やレースに対する取組姿勢やマインド伝承の場であり，また英国内にて唯一リラックスできる場所であった．ジェンソン・バトンを 2006 年ハンガリー GP で勝利へ導いた Honda エンジンが仕立てられたのはここ HRD である．

2.5. 現地メンバとのコラボレーション

リビルト領域で第２期 Honda F1 と第３期 Honda F1 の活動において体制面に変化があった．第２期 Honda F1 では研究所の出張者のみで業務を推進し，研究所の出先拠点として研究所と同様に業務を推進できる環境であったが，第３期は設立時点から数名の現地スタッフと HGT 出張者が共同で業務遂行した．当然文化や言語も異なり共同歩調は難しいと感じていたことを今でも覚えている．しかしこ

こでレース活動をおこなう以上この異文化を融合し，共に創り上げる体制を立ち上げることが大きな課題でもあるが，F1 活動上，初の試みで大きなやりがいを感じた．

採用された現地スタッフは典型的現地レースエンジンビルダであり，部品庫より払い出されたパーツの組立作業をおこなうのみで，品質面から開発課題に対処するエンジン開発の経験がないのである．これに対しわれわれはすべての領域(検査，加工，材料)の最終確認工程者としての責任感を常に意識して行動し，ここは組立工場でなく研究開発を常に意識し完成したエンジンの品質保証を担うのが大前提で，不良部品を組立してしまえば組立の責任であり，なぜ組立する前に気がつかなかったのか常に議論していた．

先輩からは「研究所開発情報およびサーキット現地情報の収集と，とにかく現物を良く見なさい」と言われたものだった．この基本は揺ぎ無いもので第２期 Honda F1 活動からの伝統である．このやり方を根付かせるために現地スタッフと出張者でコンビを組ませ教育指導を実践し，数シーズン経過の後ようやくスムーズに業務を推進できるところまでたどりつけた．また責任のある役割を現地メンバに与えて責任感を植えつけ，お互いのことがわかり合えるようになり，知識を吸収しあえるようになった．

2006 年から二度目の２チームエンジン供給となり，SAF 用全エンジンを HRD から供給することが決定された．それまで HRD は金曜日プラクティクスエンジン(P)およびレーススペアーエンジン(RS)仕立てを担当していたが，レースエンジン(R)も担当し，R は HGT 組立供給という体制から大きく変貌した．

この年から，HRD 供給エンジンには全て“Made in UK”を刻印した．これを境に現地メンバのモチベーションは向上し自立化への確かな手ごたえが感じとられ，F1を戦う上で強固な信頼関係が確立できたことを覚えている．

2.6. 優勝エンジン仕立秘話

2006 年７月後半，HGT 夏季連休中の作業補完するため８月６日から８月８日開催ハンガリー GP 用エンジン２台について HRD 組立を計画し実行した．１台は順調に作業が進み日程通り完了したが，残る１台はトラブルに悩まされることなった．組立作業中，動弁系エアバルブシール面からエア漏れが発生し止まらなかった．原因と思われるシール面の傷や異物の介在，変形や形状不良，硬度などあらゆる調査をおこなったが，特定することができず，ロットが異なる部品に組み替える対応を施すなど，大幅に作業時間を費やすことで修復にこぎ着け，２台を日程ぎりぎりで完成した．HGT 組立エンジン１台と合わせて合計３台，Rd13 のエンジン組立供給計画が整った．エンジン出力が若干上回った HGT エンジンがバトン選手のマシンに，HRD 組立エンジン１台がバリチェロ選手のマシンに搭載された．組立作業工程中にエア漏れが発生した残り HRD 組立エンジン１台はレーススペア扱いとなり落胆したが，いざハンガリー GP が開幕してみると２日目のプラクティス中に，バトン選手のエンジンがブローに至った．急きょスペア扱いであった HRD 組立エンジンを搭載した．エンジン交換ペナルティからバトン選手は，予選４番手から10ポジションダウン14番手グリッドから追い上げることとなった．オーバーテイクが難しいハンガリーでドライコンディションのレースではもはや致命的と思われたが，レース当日はウエットコンディションからのスタートとなった．車の速さ，天候変化とピットストップ戦略，強豪の脱落などが加わり，14番手スタートのバトン選手が徐々に順位を上げ最後は他車に大差を付けレースを制した．

この瞬間，第３期 Honda F1 初優勝を成し遂げた．HRD で日本人１名，イギリス人１名により作り上げたエンジンが優勝できて HRD にとって大きな自信となった．

３．メカニック領域

3.1. ２チーム供給

第３期 Honda F1 立ち上げから 2001 年の２チームエンジン供給数増大に至るまで要員の増加を図った結果，経験者13%と残りは未経験者の体制で２チーム供給をスタートした．むろんメカニックも未経験者が対応せざるを得ない状況であった．第２期 Honda F1 経験者の指導のもと，現場でトラブル解析手法を学ぶというまさに実践教育だった．

突発トラブルに対しての判断力は一朝一夕では身につかないことを実体験から学び，経験値のギャップを補うあらゆる手立てを考え実行に移していった．過去のトラブル集を読みあさり，車を前にしてトラブル発生時のシミュレーションをおこない，若手メカニック間でFMEAをするなど知識レベルでの向上は図れた．しかし，現場の雰囲気やスピード感にのまれ動けなくなることもあった．

極限の状況でとっさの判断力と行動力は常日頃からエンジンと対峙し，手を出していないと身につかないことを感じた．

また知識や技量が向上しても，レース現場に工具やスペアパーツ(新規投入部品に不具合が発生した場合の組換用実績部品なども含め)などがなければ何にもならない．

よく先輩から言われた言葉が「段取り９割」である．

現場で使用する工具や機材，部品は常に綺麗に整理整頓され，緊急時にいつでも取りだせる状態に保ち，何ひとつ欠けてはいけなかった．至極当然のことである．若手メカニックの実務デビューはここから始まった．

あるイベントでのできごとである．今まで快調に動いていたエンジンが予兆もなく突然ブローした．急きょガレージで壊れたエンジンを先輩と二人で緊急分解し原因の一次解析をしている時に電動インパクトレンチをよこすようにいわれたものの，手にしたそれはバッテリ切れであった．

先輩からはひどく叱られた．準備に対する甘い気持ちを一瞬にして見透かされた気がした．それからというものの現場でまずやることといえばバッテリ充電器の設置となった．

レース現場へは HGT，HRD での厳密な最終確認がなされたエンジンが届くわけだが，全てのエンジンはメカニックの手で再びエンジン仕様を確認し，各ボルトのトルク確認やハーネス類の取り回し確認など何度も何度も繰り返しおこなった．

現場の使用環境に応じて油圧の調整，吸気ファンネル長の調整もおこなった．

時には対策部品への組換えもおこない，レースごとの性能と耐久信頼性を常に最大限に引き出すことに努めた．

決勝スターティンググリッドでは，油圧，水圧，燃圧，エア圧，エア消費，オイル消費，油水温は大丈夫か，漏れはないか，全気筒火は飛んでいるか，A/F は大丈夫か，フォーメーションラップスタートの直前ぎりぎりまでエンジンハード面の最終品質確認をおこなった．

不具合があれば即対応しなければならない，非常にハードな業務である．

シグナルが変わり，車が無事にスタートできるまでは胃が痛み，食事が喉を通らないこともあった．

レース中もテレメータシステムで飛んでくるデータを読み，異常時には緊急ピットインに備えるなど，レース結果以上にノントラブルで完走させることが最大の使命であった．

3.2. キッチング

実走現場の作業はメカニック全員が正確に同じアウトプットを出せるようにする必要があった．いわゆる「金太郎あめ」である．誰がどこを切っても切り口は同じになることが求められるのだ．

２人のドライバに用意された２台のレースエンジンを並べ，ワイヤーハーネスや補機部品を固定するためのタイラップの太さ，位置，向き，締め付け力に至るまで細かく揃えていった(Fig. 3)．

図面指示のない組立作業手順仕様を決めるのはメカニックの経験に頼る部分が大きかった．



Fig. 3　Completed engine

これは熱や振動，さらには部品に加わる応力等が量産とは比較にならないほど過酷なためである．特に夏場の酷暑レースでは対策の必要性が生じやすく，不具合発生時は現場での原因追究と処置判断を誤らぬよう，環境変化に応じ作業手順仕様の手直しの連続であった．

特に新規仕様エンジンに対する作業手順仕様書は神経を使い，過去のトラブル対処手法を反映しシェイクダウン，実走テストにて検証した．

これら信頼性が確認された作業手順仕様書はデジタルカメラにより，文章の説明だけでは伝わりにくい描写を写真でわかるようにマニュアル化された．

まさに百聞は一見にしかずであった．

さらに確認リストを作成し，担当者全員の認識に抜け漏れのないようにしていった．確認項目は年を追うごとに細分化され 2008 年には 120 項目に及んだ．

この発送前の最終確認工程を「キッチング」と呼んでいるが，全くの Honda F1 特有の用語である．そのネーミングの由来は 1980 年代の F2 時代にさかのぼる．この時代諸先輩はエンジンを研究所に返送しているとレースに間に合わないため，現地イギリスの社宅の台所すなわちキッチンで緊急リビルトしレースに投入していたのが，その由来である．

メカニックになるためには，まずこのキッチングを正確にできなければならなかった．いわばメカニックになるための登竜門であった．

第３期 Honda F1 からの新人メカニックは諸先輩から厳しく指導された．「メカニックは Honda の看板を背負い，組立の代表として恥ずかしくない行動をとるように」と，この言葉を聞くとおのずといつも気が引き締まる．それはまさしく日の丸を背負ったオリンピック選手であるかのようであった．

「頑張ってこい！期待してるよ！ TV で応援するぞ！」

レースへ向けて出発する時は全員が必ず外に見送りに出てきてくれた．嬉しかった．

F1 界は完全な欧州文化そして貴族社会のイベントである．言葉も文化も違う極東の島国日本から Honda の代表として，そして日本の代表として技術の戦いに臨んだ．

3.3. 現場でのエンジン分解

2005 年カナダ GP 準備日のエンジン始動確認でオイルタンクブリーザより大量のエア噴出が発生した．P1 圧(ボンベ圧)，P2 圧(レギュレータ調圧後のエンジン供給圧)は共に下降して下げ止まらず．リーク箇所特定のため P2 サブラインを外すと漏れが止まった．

エンジン本体側からのエア漏れであった．

考えている間もなく，車検に間に合わせるべくエンジン交換を急ぐ者や，急遽カムカバーをあけて原因解析を敢行

する者など，現場は騒然となった．

分解状況によるとバルブコッタがPneumatic Valve Return System（以降 PVRS）ピストンに埋没し，シールリング部がわずかながらチャンバよりはみ出しエアリークに至っていた．解析の結果，PVRSピストンのコッタ接触面のテーパ角に不具合が確認され，通常よりテーパ角が緩くコッタが奥に入り込むようになっていた．

これが，品質不良によるものかを断定できない状況であった．

こうなれば残りの５台全てのエンジンに対し内部を確認するしかなかった．所要時間は１台あたり５時間にもおよび，たまたま交代メンバとの引継ぎにきていた者も含め総動員での対応であった．

通常カバーを開けカムまで外した場合はベンチにて運転し，オイル漏れその他異常がないか確認するのが常識である．それができないレース現場での，ミスのできない作業であったが，予選前までには終わらせた．そして予選結果は，当期初のポールポジションを獲得し大きな達成感を味わうこととなった．極度の緊張から解き放たれ，チームのメカニックからは「グッジョブ！グッジョブ！」と握手とねぎらいの言葉をもらった．

本来トラブルがないに越したことはないが，この経験が肝の据わったレースメカニックへの成長に導き，またHGTでのエンジン開発図面反映打ち上げにつながり，耐久信頼性を高める行為につながる．現場で起きた事象に対し，現物を確認し，現実を知ることは次に同じことが起きないようにする上で無くてはならない行為であり，すなわち三現主義の実践であった．現場が何を考え，何を必要としているかを日本へ伝える．

「現場が叫ばないと何も変わらない」メカニックの存在意義がここにあったように感じた．

3.4. エアポンプ投入

動弁系フリクション低減策として 2003 年に投入されたエアバルブ供給用エアポンプシステムは現場を担当したメカニックを悩ませるシステムであった．

車体に搭載していたエアボンベの容積を小さくするようにチーム側より要望が出ていた．確かに空力への影響を考えると搭載していたエアボンベをこれ以上大きくするのは困難であった．

大量に消費するエアを無限に供給し続け，この問題を解決したのがエアポンプであった．

メカニックとしても現場でのエア充填作業から開放される素晴らしいものだ．しかし，開発当初は今まで以上の作業が待ち受けていた．楽ができるなんてとんでもない話であった．

エンジンへ小型の圧縮ポンプを搭載し，その潤滑にはエンジンオイルが利用された．まるでラジコンのエンジンが付いているようであった．

開発当初は不具合続出でまともに走れた日はなかった．

「エア圧がおかしいぞ，レギュレータはどうだ，ポンプは動いているか，ホースはどうだ」エア供給が断たれれば，即エンジンブローに至る緊張の判断作業である．

このポンプから供給されるエアからは同時に潤滑油として使用しているエンジンオイルが，オイルスラッジとして生成され，エア通路を閉塞させたのである．それを除去するためのフィルタはオイルスラッジのあまりの多さに目詰まりを起こし，エンジンフロントカバー内のエア通路も閉塞されていた．

フロントカバーは電動ドリルにブラシを取りつけ洗浄したが落ちきらず，エアポンプ吸気口からキャブレタクリーナを10秒間吹きつけ，５分放置後に１分間ファイアリングを２セット，午前と午後の走行後にそれぞれおこなった．さらに分解が必要な部品はトレーラの中で洗浄した．機密保持の観点からガレージではできなかったのだ．

鼻をツンとつく異臭と真っ黒なヘドロ状のオイルスラッジを洗浄する日々が深夜まで続いた．

開発当初，レース距離はおろか車体テストへも影響をあたえるほど車を止めざるを得ず，フィルタの交換，通路の洗浄をやることとなった．

チーム首脳陣に囲まれ，覗き込まれ，青い目をしたイギリス人に白い目で見られていたのは今でも忘れられない．

メカニックは最前線で矢面に立たされる職業だと痛感した時でもあった．毎晩トレーラの中ではエンジニアが走行データの整理に追われている横でスラッジが強い異臭を放っていたが「臭いからやめてくれ」とは誰一人言ってこなかった．皆それぞれがこの状況を痛感し共有できたのだろう．

「どうにかしなければ」の思いが一つになり，その後の改良に好影響を及ぼしたのはいうまでもない．オイルスラッジが生成されにくい温度へエア吐出温度を低減させ，さらにはピストンとシリンダのクリアランス管理などオイル上がり対策を施した．

3.5. クイックシフトギヤボックス投入

2003 年　開発責任者の開口一番「世界一のギヤボックスを創り出す」に端を発し，ラップタイムを短縮するため，理論上変速タイムラグの無い独自新機構（クイックシフト）を開発し，後にシステムをBARへ技術移管，レースに投入するプロジェクトが発足した．

開発チームと自分を奮い立たすが，当時達成根拠は未確立であり，F1エンジン開発供給に特化していた我々が，ギヤボックス開発に初関与することもあり，経験が無いすべてゼロスタートであった．以降担当領域が拡大する変化点でもあった．

開発当初「ギヤボックス共同開発 Honda に何ができるの？」「教わることなんかないよ」と難色を示すブリティッ

シュアメリカンレーシング(以降BAR)首脳陣．それには訳があった．この号令が掛かる前年度に，HGT提案で幅狭シフトギヤ機構の実走現場で不具合を発生させ，一度冷たい洗礼を受けた経緯があったのである．この経験をふまえ今回はさらなる情熱とスピードで対応した．

クイックシフトは駆動中のギヤと変速する次のギヤの２重噛み合いを可能にし，シフト間のトルク抜けをなくしたシステムである．翌年には実走評価に進むが，このメカニズムを実機で知ったBARの顔色と態度が一変した．初号機でシフト機構の動きを多くのエンジニア達が見に来た．

そして誰もが「クレイジー」と一言いって立ち去った．

初実走テストではピットアウトと同時にエンジニア，メカニックがピット裏のコース脇フェンスまでも登り変速音を聞きに行く様を見た．

しかし，現実は厳しく開発課題が連続し，制御ソフトとハード(手修正での形状変更)と現場でできうるすべての対策を試みたが，毎回同じ走行距離(35 km)で同じ事象が起こった．

ベンチテストではクリアできているのに不可解な事象の連続であった．この状況から，耐久信頼性向上を最優先項目として推進し，HGT から払い出された対策品を HRD で組み換えたが，いつもテスト前ぎりぎりの物流のため，深夜に及ぶ作業で急場をしのぎ，実走現場でギヤボックス交換を実施し，なんとかテスト日程に乗せる努力が続いた．

対策品の効果も次第に見えロングランを開始し，ドライバから次のようにポジティブなコメントがあった．

「とにかくシフトの繋がりがスムーズで頭打ち感が無い，コーナリング中でのシフトアップでもリヤの挙動が乱れない，シフトアップごとに前車との距離が縮む」と絶賛されスタンダードギヤボックスと比較し，Lapタイムも0.2 sec/Lap短縮を実証した．残念ながら 04 年シーズン中には 500 km 耐久要件がクリアできずレース投入は翌年，2005年の開幕戦となったが，レース投入は世界初であった．ここに世界一のギヤボックスが完成した．サーキット現場では他チームからシームレスシフトと呼ばれた．

とにかくすべての現実を受け入れ組立部門内ではテスト機供給の体制と環境づくりから始めBARへのレース運用までの移管業務を達成した．

3.6. Ｊバルブ投入

2005 年に投入されたＪバルブシステムは動弁系フリクション低減を目的に開発された．

今まではバルブスプリングの働きをするエア室には各々入り口出口にワンウェイバルブが配置され，最悪エアの供給が途絶えてもバルブが自重で落下しない構造であったが，このワンウェイバルブが廃止され，各エア室に一つオリフィスが付き連通構造となったため，一つのエア室からエア漏れが生じると全気筒のバルブに支障をきたす構造となっていた．この新しいシステムにはこれまでのエンジン品質保証の運用では通用しないことがわかった．

エンジンの組立方法も変更するものであったが，メカニックとしては何よりも輸送方法，現場での保管からエンジン始動までの運用方法，特にバルブステム部へのオイル潤滑手法に注力した．

エンジン始動時バルブステム部の焼きつきの心配があり，見えないエンジン内部のオイル量をどのように管理すべきかが，一番苦労した部分である．

運用上さまざま壁にぶつかり，本当に大丈夫かと不安になるばかりであった．

- 輸送中バルブが自重で落下しない最低圧は
- クランクを手廻した時にバルブがカムシャフトの動きに追従する最低圧は
- PVRS ピストンシールの性質上，エア漏れしにくい温度や圧力は
- エア室にオイルを溜めて保持する場合，エアラインのオイルは排出できるのか
- 大型高圧エアボンベの容量はどれだけ必要か
- 大型高圧エアボンベを付けてエンジンを飛行機輸送できるのか
- バルブステムへの初期給油の確認はどうするのか

一つ一つテストし不安を払拭していった．

いずれも HGT でエンジンを組み立て，サーキットへ発送し，再びHGTへ戻ってくるまでの間，エンジンとつきっきりとなってデータを採取し，要件決めをしていった．

2005年の投入時は特に慎重に事を進め，Ｊバルブが現場運用の面で成立することを実証し，以後Ｊバルブはスタンダード仕様へ育っていった．

その後も継続してデータを蓄積し 2008 年には大部分において機材と運用面での簡素化を実現できるまでに至った．

もう，開発当初の不安を感じることなく普通に使えるエンジンへと成長した．今でも忘れられない言葉がある．

「Ｊバルブが成功するか否かは残すところ現場の運用次第，とりわけメカニックに期待している」当時のＪバルブ開発責任者に言われた言葉である．

3.7. エンジンマイレージ延長対応

今までは金曜，土曜，日曜と毎回エンジン交換可能であったが2004年から始まったエンジンマイレージ延長，１エンジン１レース使用限定のレギュレーションは 2005 年にはさらに延長され１エンジンで２レースをプラクティスから使い続けなければならない状況となった．エンジン使用距離にして 300 km から 800 km そして 1500 km へと変化していった．単純に同一仕様のエンジンを距離伸ばししていくのではなく，距離の延長に伴い，エンジン骨格仕様変更をおこない，それぞれ耐久信頼性と性能面の両立を図る地道な開発作業であった．

制限使用距離内でトラブルが発生し，エンジンを交換した場合のペナルティとしては，予選前交換は10番手グリッド降格，予選後に交換した場合は最後尾からのスタートと厳しいものであった．

以前はペナルティがなかったのでトラブルが発生した場合，問題解析および不具合修復に掛かる時間とエンジン交換時間とを天秤に掛けどちらが早いかを選択することができた．

エンジン交換は早ければ 30 分もあればできるのだ．

もちろんピット裏ではそのための準備は整っており，エンジンにはラジエータ，オイルクーラ，オイルタンク，エキゾーストパイプ，クラッチ，ハイドロリックシステムなどエンジンにまつわる部品はほとんどすべて組み付けられている．

サーキットには常にプラクティスエンジン，クオリファイエンジン，レースエンジンが２人のドライバにそれぞれ与えられ，スペアエンジンが３台さらにＴカーへのエンジンも１台用意された．これだけでもガレージには最低10台が並ぶこととなる．もちろんすべてを置けるわけもなく，特に古いサーキットはガレージが狭く，エンジン輸送用の専用箱からの出し入れだけでも大変な作業環境であった．

そんな状況から一転，レギュレーションの変更で毎日のエンジン交換の作業がなくなり，エンジン台数も減少，作業負荷は下がるものと誰もが予想していた．

しかし，予想ははずれた．

従来異常が発生した場合のみおこなっていた，シリンダ内チェックを毎日走行後に，ファイバスコープを用いて

シリンダ内のピストンのかじりが発生していないか，スリーブの顔つきから判断した(Fig. 4)．

また，クランク後端とクラッチハウジングを連結しているインプットシャフトのスプラインにピッチングが発生していないかも重要な確認項目であった．

クランク側スプラインにピッチングが発見されれば，磨き修正を入れる．これを見逃し放置すれば，そこを起点にクランクが破断し油圧が保てずメタル焼きつきに至ることとなる．



Fig. 4　Checking inside of engine

コンパウンドとダイヤモンドやすりでピッチング跡を消し込むが，硬く手強かった．エンジンを救えるか否かは担当するメカニックの肩に重くのしかかった．

１イベント使用後は毎回オイルフラッシングも実施した．目的はコンロッドピンメタル，メインジャーナルメタルに残留している劣化したオイルを除去することである．経験上長期滞留したエンジンはベンチテストでも実走でもメタル焼きつきに至るケースが散発することがわかっており，レース後欠かせない作業となった．

さらには耐久保証の取れていない部品の交換作業も余儀なくされた．

それだけ 1500 km のハードルは高く，ありとあらゆる手立てを施す必要があった．

本当に手の掛かるエンジンだった．

サーキットでは何もないのが一番のはずが，いつしかこれらの作業は定常化していった．

エンジンを継続使用するためのメンテナンスはメカニックの技量，経験に頼るところが多く，一つ事象を見過ごせば即リタイアにつながる．

この件に関しては設計，研究，電装それぞれの担当者とよく議論となった．今思えば議論というより「頼むから早く治してくれ，安心して使えるエンジンを現場へ送ってくれ」という悲痛な叫びであったように思う．これはドライバの命を預かっているというプレッシャの中で闘ってきたものとしての叫びでもあった．

継続メンテナンス以外にも２レース１エンジンのレギュレーションはメカニックに大きなプレッシャとしてのしかかってきた．

容易にエンジン交換の判断ができない状況となり，今まで以上に正確でスピーディな不具合解析と修復作業が要求された．

そのためには今まで以上の機能を有するツールや幅広い部品が必要となった．

現場に持ち込む機材と部品は１台エンジンが組み立てられるほどへと増加していった．

もちろんメンテナンス性の改善，作業効率の改善も合わせておこなった．

「レースは待ってくれない，時間との勝負」とは諸先輩からよく聞かされていたが，まさしくそういった状況に追い込まれることもしばしばあった．

レギュレーション変更はメカニックにとってある意味エンジン品質保証のチャレンジングな環境となった．

3.8. SAF の立ち上げ

2005 年末 SAF へのエンジン供給が決定した．担当第一陣は翌年１月12日５名でUK入り．腰を据えることとなったSAFファクトリーは，イギリスオクスフォード西部リーフィールド田園地帯の中，日章旗が大きな目印であった．

そしてこの日を起点に挑戦が始まった．

到着時は，SAF従業員十数名，車両も機材も部品も無かった．何も無いそれが第一印象．体制の整っている既存チームへのエンジン供給と大きくかい離があり，チーム立ち上げ業務も兼任した．

第一目標は，開幕戦決勝グリッドに車両２台を並べることであった．工具･機材スペアパーツの準備，エンジン補機部品変更(BAR → SAF 仕様置換)，エンジン運用ルール整合(到着後，返送方法，暖機，OIL管理，搭載前状態等)，エンジン始動手順，走行手順，距離管理部品など，すべてゼロから指導した．

まず対話から始まった．

この地を踏んだ第一陣は，気持ちを抑え忍耐の連続であった．

１月17日，初号車(ベースは2002年仕様のアローズA23，F1 界では異例の４年落ち旧車両)が持ち込まれ，Honda エンジン搭載用にモノコック改修や FIA 衝突要件をパスするための車体改造がスタート，機材搬入，物製作が始まった．

メカニックも十名採用され，１月 30 日，車体組立作業を開始した．すべて手造りで全員で製作し，メンバー間に隔たり無し，立って居るものはチーフデザイナーやテクニカルディレクターでも使えという状況であった．彼らもしっかり答えてくれ，コミュニケーション上全く問題無かった．

互いの役割責任も助け合いながらではあったが支障をきたすことはなかった．何より前向きな姿勢があった．皆協力しあいチームとしての一体感は高まった．

32 日目　初号車シェィクダウン(SA05-05)

39 日目　バルセロナ合同テスト(SA05-05) タイムはともかく 590 km 走行した．

58 日目　第１戦　練習走行　２台の車は走行開始

59 日目　予選　20 位(SAT) 21 位(IDE)で通過した．

60 日目　決勝２台グリッド上に並んだ．

第一目標をクリアし達成感を得られるかと思ったがかなり冷静だった．開幕戦に間に合わせたことを当たり前のように感じていた．ここまで約２ヶ月を長く感じた．しかしシーズンのスタートラインに立ったに過ぎない．

結果は残せなかったが，注目度は大きい．チームメンバの顔つきもレースごとに厳しくなっていく．とにかく失敗なし，待った無しで顔つきも変わった．

レースを重ねていくうちスペアパーツ不足，リタイア数も増えていく，車体の進化も進まない現実がそこにあった．Rd12 から，Honda ギヤボックス(クイックシフト)を投入，技術指導も実施した．

それに合わせサスペンションも変更し車両を大きく進化させ，車体性能は向上，レース現場で貴重な経験をした．予選前のレシオ交換を，Tカーを含め３台おこなった．新機構ギヤボックスの作業であり，SAF メカニックは新機構の現場交換経験はまだ無い．予選開始２時間前に３台並べて指示しながら初の実戦作業を経験させた．メンテナンス性とその向上反映は重要なことだと再認識させられた．ここからチームメカニックの自立に向け特訓を開始した．

2006 年，SAF は新チームとして誕生し F1 選手権を全戦戦った．

そして，この年リーフィールドの地を踏みしめた誰もが，みんなの想いが夢を叶えたと感じた．

3.9. KERS 開発

F1 界も環境への配慮が盛んにうたわれるようになり，2009年よりレギュレーションが大きく変わることが決まっていた．

KINETIC ENERGY RECOVERY SYSTEM(以降 KERS)の導入である．いわば INSIGHT の F1 版，ハイブリッドシステムの開発が急務となった．ハイブリット車が環境に良いとされるのは，燃費が良いことによるものである．もちろんレースにおいても燃費競争は戦略的に大きなアドバンテージを期待できるものであった．

さらに，減速時にモータよりチャージされる電力は最大出力 60 kW，1Lap あたり放出エネルギー 400 kJ 以内でエンジンのアシストに利用が認められ，最高速の伸びやコーナー出口加速の向上などによる Lap タイムの短縮も期待できた．それには軽量，コンパクト，高効率なシステム開発が必要となりモータ，PCU，バッテリー全てを自社で開発した．この自社開発こそが現場に出向くメカニックにとってはとても重要な意味を持つのである．

サーキットでの不具合に安全かつ柔軟に対応できる知識や技術を習得するにはその内容を熟知していることが必要不可欠であった．

購入品を使うのであれば中がどうなっていようが知る術もない．いわばブラックボックス同然であり，それはそれで割り切るしかない．

逆をいえば HGT で開発している以上は何も知らないでは許されなかった．幸いにもモータの製作は組立部門内で完結していた．

このモータを目の当たりにしても，わずか 105 mm X φ100 mm の体格で FIT １台分の出力を発生するとは誰も考えつかないであろう．

その開発は並大抵の努力ではなかったことは簡単に想像がつくはずだ．

モータを組み立てることに関しては全くの素人としてのスタートであった．

その上，量産とは比べようのない難易度の高い巻き方が要求され，試行錯誤の末，結実したものであった．

バッテリーの取扱いには UN 法が大きな障害となって立ちはだかった．

バッテリーリチウムイオンを採用し，一つのセルを数個

組み合わせた物をモジュール化し，それらを組み合わせた物をパックと呼んでいる．メカニックとしては当然パック化されたものが現場に送られてくるものと思っていた．

しかし，日本からイギリス HRF へ送られてきたものはたくさんの単セルとそれらを組み合わせるための溶接機であった．

モジュール化，パック化した物に対し UN 法の認可を取得するまでには最低３ヶ月以上かかり，仕様が変わるたびに申請が必要であった．開発スパンの短い F1 の世界においては致命的でこの時ほど日本とイギリスが遠く感じたことはない．

「絶対あきらめない，どこよりも先に成功させる」そのためには，やはりメカニックがイギリスで溶接をするしかなかった．とはいっても溶接に関してもゼロからのスタートである．

特殊な溶接技術を短期間で身につけイギリスへと渡り，HRF 倉庫の片隅で組み立てた．安全には細心の注意を払い取り組んだ．

単セルはその状態を安定させるためわずかな電荷を持っており，組み立てにおいて誤れば人も感電死してしまう恐れがあった．もちろん担当者は事前に電気安全講習を受講し，ハイブリッド車を量産している鈴鹿製作所へ視察に出かけたりもした．正直電気は目に見えないから怖いと思っていたが，知識を増やしていくうちに我が身を危険から守る術を体得していった．

これらモータ，PCU，バッテリーを車に搭載し仕立て上げるまでには 187 項目に及ぶ不具合の洗い出しと懸案事項のつぶし込みをメカニックが担った．

当たる触るといった組立不具合はもちろんのこと，信頼性や作業性に関するハーネスの取り廻しから組付け手順に至るまで図面指示のない組立作業手順仕様を決めていった．

現場で安全に運用するには何が安全で，何が危険であるのかシステム図をもとに皆で話し合った．エンジン始動前準備に始まり，走行後の分解に至るまで作業工程一つ一つについて確認を進めていった(Fig. 5)．



Fig. 5　Checking KERS system

そんな中，BMW ザウバーのメカニックがテスト走行時のサーキットで感電するというニュースが写真とともにインターネットで流れた．皆も動揺した．災害は予期せぬところに潜んでいるとはまさにこのことであろう．

結局のところ我が身を守るのは個人一人一人の安全に対する意識一つであることを再認識させられた．

従来とは全く違う領域での安全意識と幅広い知識と技能を兼ね備えたメカニックの誕生がここからスタートした．

2008 年４月，実走開発はイギリスのサンタポッドでのシェイクダウンテストから始まった．いまだかつて経験したことのない程の問題が続出し苦い船出となったが，ここに F1 界初となる KERS 実走を成し遂げた．

その後２回のシェイクダウンとスペインのヘレスサーキットでの走行をおこない，11月には再びサンタポッドでの開発第４ロットのシェイクダウンに至るまでさまざまなトラブルを克服していった．

「プレチャージができない，メインコンダクタを繋げられない」という事象の原因は，バッテリー内の高電圧回路に組み込まれたメインコンダクタを接続する際の接点溶損防止回路が壊れていた．開発第３ロットのバッテリーはドライバシートの下に格納されていたため，エンジン始動ごとにドライバにモノコックから一度出てもらい，シートを外し外部から手動でメインコンダクタの接続を試みた．接続手順は複雑で時間を要するものであった．

些細なことではあるが常にスピードを求められる F1 開発においては重大なトラブルであった．

さらには通信系へのノイズの影響からフルに出力を発揮できず，このままの状態での現場での解析は限界となっていた．次のポールリカールテストはキャンセルして，ノイズの解析を優先させるため，車体は急きょイギリスからHGTへ発送されることとなった．もちろんメカニックも同様，悔しい思いでの一時帰国となった．

仕切り直しとなったスペインのヘレスサーキットでは，ドライバから「KERSのことは，これから色々と学んでいかなければならないが，KERS のアシストを入れた時へアピンが物凄い速さで近づいてきて感激した．逆にアシストの無いエンジンだけでの加速はまるで重りを背負っているようだ」という評価を得るまでに至った．

その後さらに軽量コンパクト化された開発第４ロットのシステムではまたしても通信ラインへノイズが乗るトラブルが頻発し，HGT でサポートしているメカニックが PCU へのコンデンサ追加，フェライト追加，アース不良箇所改善などの対策を施した．

組立メンバがPCUを触るのは初めてのことであった．その間 HRF では実に 100 回を超えるエンジン始動をおこない，ノイズ発生源の特定に全力を注いでいた．対策PCUはぎりぎりのところで現場に間に合い，ノイズは根絶された．

さあこれからだという 2008 年 12 月５日，F1 からの撤

退が発表された．

メカニックという職種も新時代の到来を前に孤軍奮闘した 12 ヶ月であった．

４．あとがき

９年間の活動を振り返ると，エンジン開発供給からスタートした第３期 Honda F1 であった．その後，開発要求からギヤボックス，車体実走，KERS 開発さらにはプライベートチーム立ち上げまで多岐に至るニーズに応えてきた．集大成である 2009 年車両の戦闘力を見届けるまでに至らず，F1からの撤退で幕切れとなったが，ここで培ったレーシングスピリットは次世代のレースで再び輝くことと信じている．

残念ながら輝かしい成績は残せなかったが，今まで諸先輩からの指導のもと，マインドの伝承は達成できた．また開発関連各部門の協力のもと，業務完遂できたことに感謝する次第である．

■著　者■



石原　毅



砂子直人



法原　淳



石坂素章

Honda Racing Development 活動紹介

Activities of Honda Racing Development

長谷川 祐 介* 久 恒 史 郎** 児 玉 達 也**
Yusuke HASEGAWA Shiro HISATSUNE Tatsuya KODAMA

要 旨

1998年F1プロジェクトの立ち上げとともに，Honda F1チーム運営のためにイギリスを拠点とするHRD（Honda Racing Development）が設立された．その後計画はエンジン供給，BARチームとの車体共同開発へと変更となるが，プロジェクトのスピーディな運営および意思決定のためHRDはHondaのヨーロッパ前線基地の役割を担うこととなった．本稿ではHRDの役割とその活動実績を紹介する．

ABSTRACT

In conjunction with the launch of our Formula One project in 1998, Honda Racing Development (HRD) was established as the British base for administering the Honda Formula One team. Subsequently, plans were modified to supply engines and joint development efforts with the BAR Team, and HRD came to assume the role of Honda's frontline European base for timely project and decision-making. This article describes the roles and accomplishments of HRD.

1．HRDの役割

エンジン開発はHGT（本田技術研究所四輪R&Dセンター栃木）がメインとなって設計，組立，テスト，発送（実走用エンジン組立，性能チェック，払出し含む）のすべてをおこなっていた．エンジン供給先であるF1チームがUKをベースとしていたこと，実走テストはほぼヨーロッパ圏内で実施されることから，レースおよび実走テストへのタイムリーなエンジンおよびパーツ供給のためHRDは物流補給基地として機能してきた．ここでは日本から送られてくる部品の受け入れ管理，サーキットへの発送のみならず，エンジンの再組立，発送確認，部品の現地調達などがおこなわれた．

実走現場運営のための技術スタッフは，初期には日本からの出張者を中心とした体制をとっていたが，チームとの関わりが強くなるにつれてコミュニケーション強化のためにスタッフをUKの拠点へ常時配置することが必要不可欠となり，エンジン，電装，材料，設計，組立と各領域のスタッフがHRDへ常駐し，チームとの連携ならびに現場運営の中心的役割を果たした．

車体開発はF1チームとHGTで役割や領域を分担しておこなっていたが，技術の共用化やチーム力強化のため，空力，VDG，コンポジット，メカニカル設計などチーム内の各領域へHGTのスタッフが入り，チームの一員として車体開発を進めてきた．

加えてHRDでは，地の利を活かし，ヨーロッパを拠点としている他のF1チームやサプライヤとの人的交流を進め技術情報収集を実施した．

2．ロケーション

HRDはFig. 1に示すようにロンドンから西へ車で約1時間，Berkshireのほぼ中心Bracknellに位置し，Northamptonの Honda F1 チームから 80km，Heathrow 空港から 20kmと移動の多い F1 活動には利便性の良い場所にあった．

またHRDはFig. 2にあるようにオフィスとファクトリーから構成されたレイアウトとなっていた．

スタッフはイギリス人を中心としたローカルスタッフに加えて，半数が先に述べた日本からの駐在員および長期出張者で，ローカルが中心の他海外事業所とはやや異なる構

＊ 基礎技術研究センター
＊＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_51

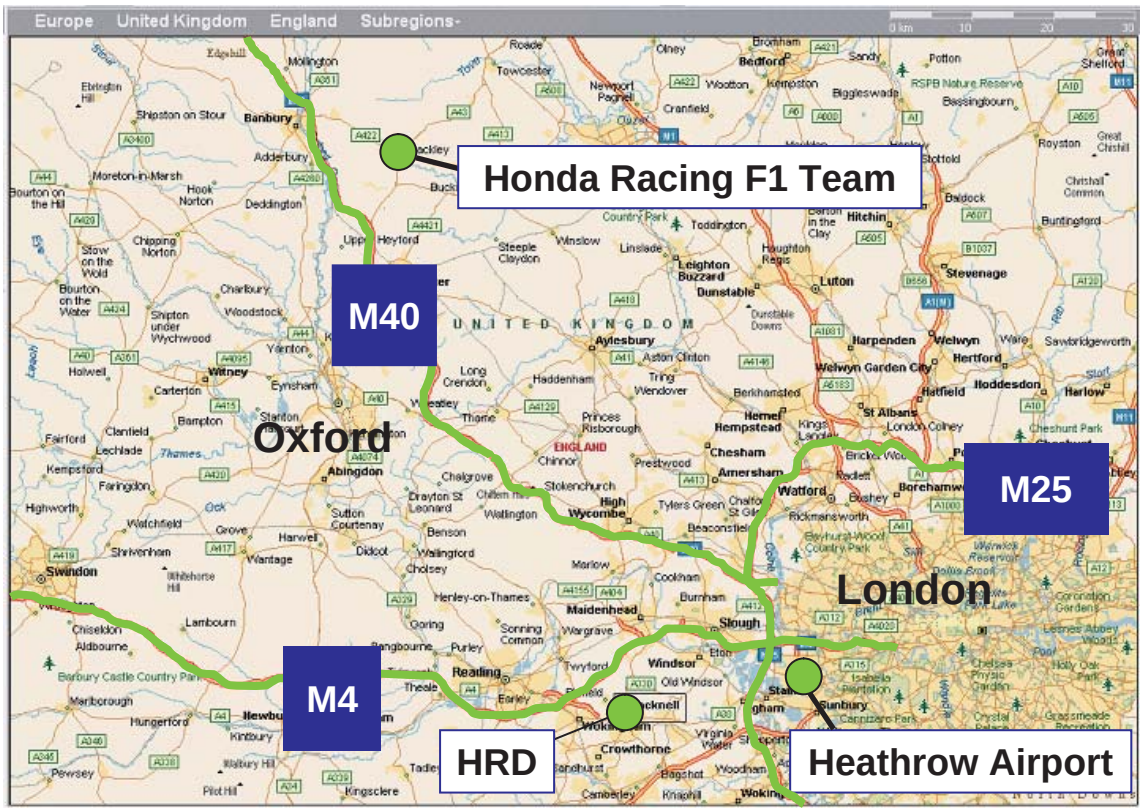


Fig. 1　HRD Location (Source: Microsoft AutoRout)



Fig. 2　HRD Factory and office layout

成となっていた．日本からの出張者も多く，HRDの業務として，プロジェクト推進に加えて，日本人スタッフの社宅，ホテル，トラベル手配なども大きな割合を占めていた．

3．ファクトリー運営

HRD 活動年表を Fig. 3 に示す．F1 チームは BAR から 45%資本参加の BAR-Honda，オール Honda の HRF1 へと進む中で，HRD 機能も逐次進化させていった．

HRF1 と HRD の役割分担は基本的には車体領域，エンジン領域で区分される．

当初，HRD の機能としては BAR および FIA 等 F1 団体の窓口，物流補給拠点であったが，BAR 窓口は HRF1 (Honda Racing F1)へ移行する過程で必要性はなくなり，FIA 等への窓口機能は HRF1 に移行していった．

1999年より開始したファクトリー運営は，補給基地的位置づけからエンジンメンテナンスおよび実走現場へのパーツ補給を中心とした役割を持ってスタートした．

年次ごとにレギュレーション変更やセカンドチーム対応等の変化もあり物流補給拠点から機能拡大方向へと進んだ．2005年からは単にエンジンおよびパーツ供給補給基地からレーステストトラブル対応一次解析判断，実走前パワート

レイン初期確認およびセッティグ，現地部品調達など地の利を生かした機動力を発揮できる組織へとシフトさせていった．また後述する欧州技術探査機能も立上げ情報収集に努めた．

HRD からのエンジン供給台数については，レギュレーション変更等の影響を受けその都度増減したが，日本側と UK 側のエンジン発送台数分担比率は UK 側を増加させていった．背景としては定常業務であるエンジン発送業務をHRDへシフトさせ，日本側の開発業務を強化することが目的としてあった．実際に当初４：１(HGT:HRD)程度であった比率が 2008 年度には１：３とし日本側をエンジン開発の主体として動きやすい環境へと導いた．

HRD機能拡充の軸であるトラブル対応一次解析判断，実走前パワートレイン初期確認およびセッティグに関しては，地の利を最大限活用し新車および新機能シェイクダウン前にイニシャルセッティングを含むベンチ確認を施し対応することで実走初期トラブルを回避させることができた．

設備は Fig. 3 に示すようにエンジン供給増加，早期トラブル解析判断およびエンジン品質向上等の役割変化にリンクし，ダイナモ，材料検査機器等を備えるようにした．ダイナモは当初定常ダイナモが一機であったが，役割変更と共にトランジェントダイナモを増設しパワートレインセッティングを進め，材料部門も電子顕微鏡等の設備を強化し実走現場トラブル等に対する要因解析および一次判断を可能とした．組立機械検査機器等に関しても５軸マシニングセンタ，３次元計測器，クリーンルームを導入しパーツ検査および組立の品質と効率を向上させるように努めた．

これらの活動をもって，レースおよび実走テスト運営に対し前線基地としての HRD ファクトリーの基本役割を遂行させた．

４．レースおよび実走テスト

2008 年は年間 18 戦のうち，日本や中国などへの遠征 GP が８戦，ヨーロッパラウンドが10戦，実走テストは一部のチームがバーレーンテストを実施したが，Honda はスペインを中心としてすべてヨーロッパでテストをおこなった．

このうちヨーロッパ圏内へのパーツの運搬はトレーラやトラックを使用した陸路での物流となり，日本からのエンジンは UK へ空輸されたのち，HRD エンジンと共にサーキットへ陸路で搬送されていた．

海外遠征となると，トレーラで運搬していた機材を通称黒箱と呼ばれる遠征用の梱包へ詰め替えて，空輸で各地へ送ることとなる．遠征専用の機材もありこれらは普段HRDにて保管されていた．

レーススタッフはエンジニアやメカニックに加えて，トラックドライバなどのサポートメンバで，多いときには HRD だけで 30 名以上，レーシングチームと合わせると総

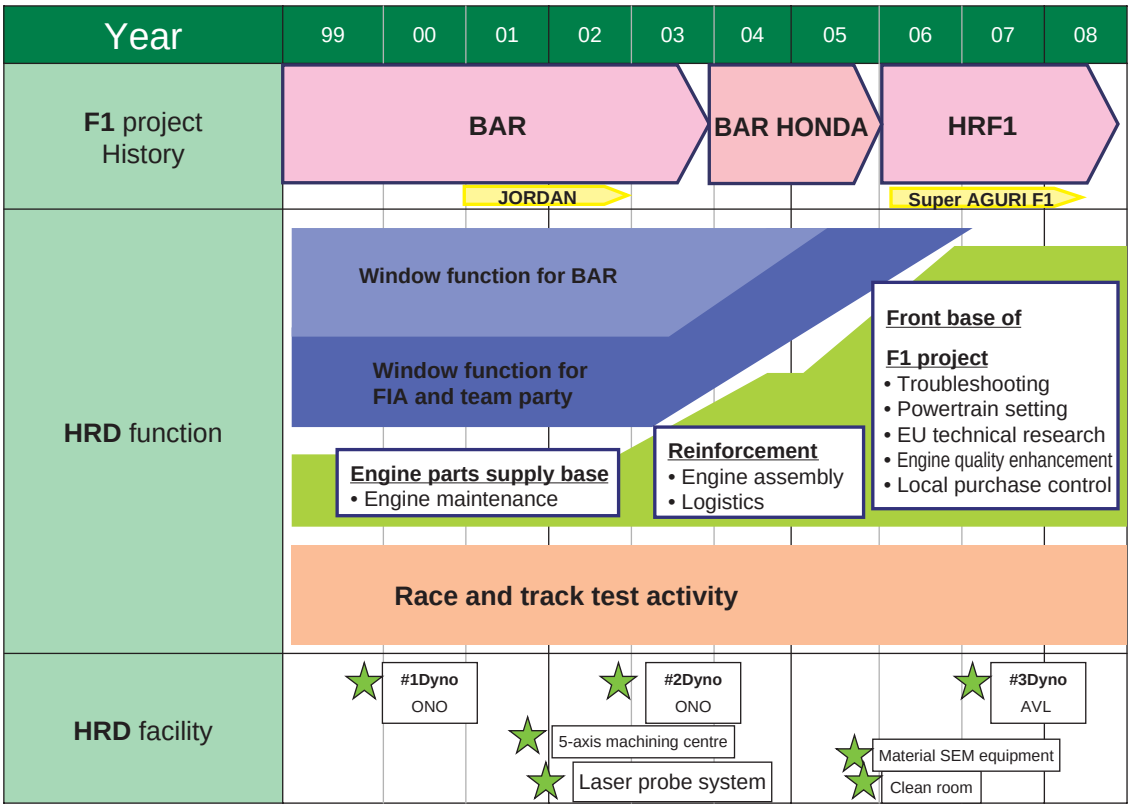


Fig. 3　HRD history

勢 100 名近いグループでひとつのチームを構成していた．サーキットでは基本チームごとに自分達で食事を準備するため，チームメンバやゲストのために食事を準備するスタッフも含まれていた．

HRD 現場スタッフの主要業務は，サーキットにおけるエンジンの信頼性とパフォーマンス保証で，エンジン性能を最大限に発揮するため，気象，コース特性，レース戦略に応じ，またドライバの運転特性に合わせてエンジンハードおよびデータのセッティングを実施してきた．

実走テストは，単体やベンチで性能確認がおこなわれてきたアイテムの最終実走確認と位置づけられ，ドライバコメントやデータによる性能確認，レースマイレッジの信頼性確認，温度や振動など実車適合性確認がおこなわれた．

点火時期設定は外気温，湿度，エンジン油水温によって 0.5 deg刻みでセッティングを変更，レース中ピットインなどでエンジン温度が高い条件ではその都度ドライバに指示するなど，きめ細かい運用をしていた．

シフトタイミングやストレートエンドスピードはラップタイムとエンジン最高回転数，使用頻度に影響を与えるため，ギヤレシオの選定はサーキット特性や風向きを考慮し，車体エンジニアと相談し決定した．2008 年からはギヤレシオ交換が 1 レース 1 回と制限されたため，予選とレース本番をにらんだレシオの選定を事前に決定することとなり，金曜日の練習走行後は慎重な議論がおこなわれるようになった．

冷却性能はハードウェアの信頼性に直結するため，特に新車仕立ての段階で各部の冷却性能を見極めることが重要であり，シーズン中の外気温と使用環境条件を考慮して冷却性能を調整していった．しかし実際には，ウィンターテストの低外気温下ですべてを決定するのは難しく，想定外の猛暑や天候不順などによって，現場でのセッティングに苦労したこともたびたびあった．

エンジンセッティングの良否はデータだけでは判断が困難なことも多く，ドライバや車体エンジニアとのコミュニケーションによって，改善ポイントやセッティングの方向性を見定めセッティングを進めた．例えば燃料セーブのためのリーン運転限界は，ライバルとの混走の中で，あるいはセーフティカー導入の中でエンジンのレスポンスが問題となるかドライバの判断で決定してきた．Fig. 4にあるドライブバイワイヤ方式のペダルとトルクの特性はドライバコメントに応じてサーキットごとにチューニングしていた．

エンジンブローなどの発生に際しては，サーキットにて一次要因解析を実施し，さらなる調査の緊急度に応じて二次解析を HRD にて実施した．特にレース中やレース直前のテストで発生したトラブルに対しては，HRDでの緊急対策がしばしばおこなわれた．

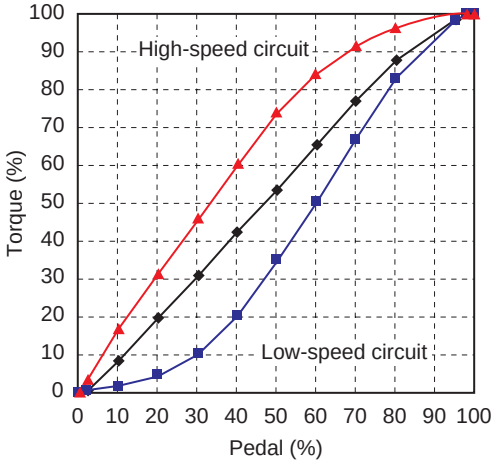


Fig. 4　Pedal-to-torque characteristics

5．ヨーロッパ技術探索

現場サイドのもうひとつの役責としては，レギュレーション動向や対他競争力，技術情報の収集があった．オフィシャル，アンオフィシャルを含め HGT では把握しにくい，技術の方向性の見極めを開発へフィードバックすることは現場の大きな役割と考えていた．

ヨーロッパにおける F1 拠点としての地の利を生かした活動として，2006 年より HRD ローカルメンバを中心としたF1 エンジンヨーロッパ技術リサーチ，メーカ共同開発プロジェクトをスタートした．

まずヨーロッパに拠点を構える F1 エンジンコンストラクタ，デザインコンサルタント，部品製造メーカ，シミュレーション開発メーカにコンタクトを取り調査を進める中で，ヨーロッパの F1 エンジン技術トレンドと Honda F1 エンジンの彼我比較をおこなった．

比較調査の結果，ヨーロッパの F1 エンジントレンドは，ハイリフト狭角カムプロフィールと軽量動弁系およびカムギヤダンパを軸としたシステムであり，特にカムギヤダンパについてはダンパ特性の仕様決定をギヤトレインシミュレーションにておこなっている点において優位性が見られた．

Fig. 5，Table 1 に HRD が共同開発をおこなったメーカ名とロケーションを示す．結果的に UK 内のメーカとの開発が多数を占めた形となったが，これは Mercedes high performance engine，Cosworth，Ilmor など多くのレーストップコンストラクタが UK に拠点を置いていることと無関係ではないと思われる．

これらの共同プロジェクトより，HRDとしては前述のハイリフト狭角カムプロフィール，カムギヤダンパシステムおよびシミュレーションの提案をおこない，HGTと共同でおこなった先行テストにおいて，その効果が実証された．その後，2009 年 F1 エンジンプロジェクトにこれらの技術を適用すべく部品製作等の準備を進めていたところで，F1撤退が決定となった．

Table 1 Supplier and development items

Supplier	Company profile	Development item
IST	Consulting company for F1 engine design and material	EU concept cylinder head assy
		Inlet valve (Ti3Al) (high stiffness / light weight)
		High-lift + narrow-duration cam profile
		EU concept cylinder block assy
		Light-weight piston (5-axis machine)
		Twin oil circuit system (piston jet - crank)
		EU concept air box
Ilmor	Ex. F1 engine design and manufacturer	8-cylinder LAF sensor +Real-time mapping
		EU style head-port design
		High-energy IG coil
Cosworth	Ex. F1 engine design and manufacturer	Tortional damper for cam gear-train
		Gear train (+damper) simulation
Grainger Worrall	F1 casting parts manufacturer	Forced-air chill-casting for cylinder head
CD-Adapco	CFD simulation development	Port / Expi / Airbox 3D CFD simulation

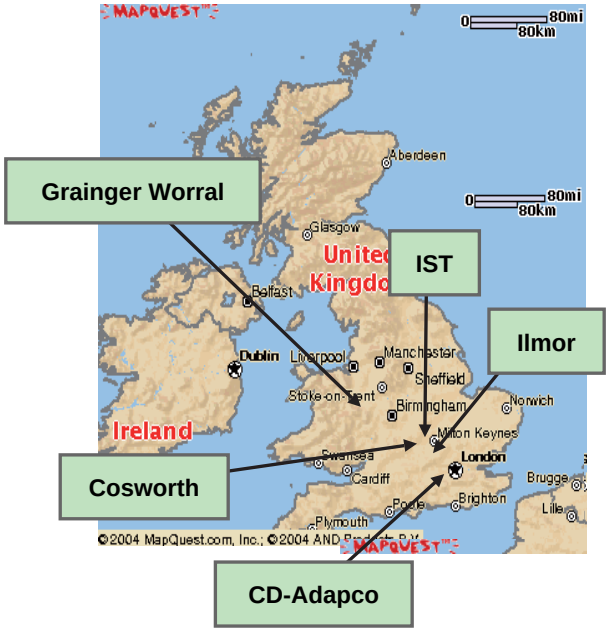


Fig. 5 Supplier location (Source: MapQuest)

6．あとがき

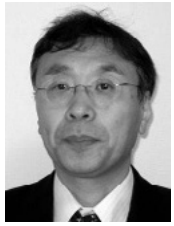
日本を離れ前線基地として機能してきた HRD では，出張，駐在を問わず，海外であるがゆえの業務環境，あるいはレース活動特有の厳しさがあった．レースやチームにダイレクトに接する最前線で攻め守りしてきた中で，われわれも多くのことを学び，成長することができた．

現場活動を常に優先しご支援ご協力をいただいた社内外の皆様にこの場を借りてお礼を申し上げます．

■著 者■



長谷川祐介



久恒史郎



児玉達也

第３期 Honda F1 活動終了にあたり

Concluding Remarks for Honda's Third-Era Formula One Activities



鈴 木 克 彦*
Katsuhiko SUZUKI

F1プロジェクトメンバーの皆さん，本当にお疲れ様でした．

また応援していただいた社内外の皆さん，力足りず感動を十分味わっていただくことが出来ず終了となってしまいましたことをお詫び申し上げます．申し訳ありませんでした！

今回，私が F1 に携わる事となったのは，2007 年 8 月 31日に掛かってきた池野研究所副社長からの電話がその始まりでした．「９月１日から MS ブロック（モータースポーツ開発部門）の執行役員をやってくれ！」と池野さん．「９月１日って明日ですけど・・・」と言いながら，これに似たことが以前にもあったなぁと思い出しました．

あれは，まだ私が研究員のころだったと思うが，海外出張を明日に控えた前日の午後のこと．マネージャーから，「明日の海外出張は中止！明日から○○の特別対応メンバーをやってもらう！」との電話．そのときは，「えっ？ええっ！！」ただ漠然と，「そんなこと出来るの？」と驚いたものだった．このへんが Honda らしいといえば Honda らしい．

2007年当時私は，量産エンジン開発室課の室長で，ちょっとシビアな量産立ち上がりに関係する大きな課題を抱えているところであり，2008 年の 3 月まではわがままを言って，量産エンジン開発室課の執行役員と MS ブロックの執行役員の二足のわらじを履かせてもらいました．結果論ですが MS ブロックに集中していた方が良かったかもしれません．今思うとそれほど MS ブロックはハードルが高いマネージメントと技術を要求されていたと思います．

MSブロックを担当するに当たり，最大の問題点はコミュニケーションだと気づきました．

- Honda F1 Racing Team（HRF1）と，本田技術研究所四輪 R&D センター栃木（HGT）および Honda Racing Development（HRD）のコミュニケーション
- 本田技研工業本社（HM）と HGT のコミュニケーション
- HGT内のエンジン，車体，ギヤボックス，組立，オペレーション部門間のコミュニケーション

この様なコミュニケーションを円滑に行わなければ物事が決まっていかないし，決まってもコンセンサスが取れたものでなければ良い結果は期待できないのです．

そこで，まず HRF1 のチーム代表である Ross Brawn さんとは十分に話をし，日本と UK の開発責任者として，それぞれの部署の役割責任を明確にしてゆきました．結果として，2009年車両に掛ける思いと技術の集結は予定通り進み，後を引き継いだ Brawn GP の活躍につながっていると考えています．

また，適用されることなく終わってしまった KERS も世界一の技術を作り上げられたと思います．超小型 60 kW モーター，超高速処理能力を有したPDU，ラミネート式Li-ion2 次電池，これらの技術は，今後何らかの形で必ず開発者達の役に立つものと私は信じています．

次に HM とのコミュニケーションですが，HRD の阿部社長，本社の村松モータースポーツ部長とともに，レースシーズン中３回のHM，HRF1，HRD，HGTの会議を含め，課題認識の共有と，ハード面，ソフト面から何をやるべきかを事ある毎に議論してきました．

HGT 内の課題である，MS ブロック内でのコミュニケーションですが，エンジンにホモロゲーション制度による極端な開発規制がかかっている現在，技術の戦いは車両運動性能の総合的な向上に移ってきていると私は感じました．しかし HGT の優秀な車体部門の人材はその力を十二分に発揮するための主張をできていない状況でした．その状況を好転させられたきっかけは，やはり Ross Brawn さんのニュートラルな考えだったと思います．一例ですが2009年車両のリアディフューザーは HRF1 と HGT の開発コンペにより HGT 案が採用されました．その他に駐在者の増強もおこなわれ，次期車両のコンセプトミーティングにも積極的に参加してゆくようになりました．そこから育んだ知識は何物にも代え難く HGT の若い人たちの中にあることでしょう．

車体部門だけではなくエンジン部門も開発特別体制をとり，国際自動車連盟（FIA）からホモロゲーションの一部解除を許された2009年シーズン用エンジンとして，３ヶ月という超短期間でピーク出力重視型からラップタイムシミュレーションに則った中高速トルク重視型に改良する開発を進めました．一号機エンジンはテストベンチで回り，ほぼ思い描いた性能をたたき出していました．私は，今回のエンジ

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_52

ン開発に当たり全体最適な考え方(ラップタイムシミュレーション)を取り入れた発想からエンジンを設計できたことが，MSブロックのコミュニケーションの融合と設計者の進化につながっていると思います．また，エンジン屋としてのプライドと潜在能力にも改めて感心させられました．開発がスタートしてから一号機が回るまでに２ヶ月はかからなかったのではないでしょうか．

ギヤボックスはシームレスシフトの機構開発以来，常にF1 の最先端技術をリードしてきました．2010 年採用予定だった軽量コンパクトなシャフト内蔵型新シフト機構 iMAX は究極的なメカだと思います．あの様にありたい姿を極める発想を量産でも是非展開してください．

組立，資材，オペレーションは「縁の下の力持ち」として良くやってくれました．私の両手となってもらったと思っています．また「勝つために！」という合い言葉のもと，本音で話が出来たのではないかと思いますし，それぞれの役割を十分理解し，物流システムの円滑化を狙った専用システム開発プロジェクト等 HRF1 との協力体制も整って来つつありました．

こういった皆さんの努力で私は楽しい１年半を過ごす事が出来ました．本当にありがとう御座いました．最後に，今後状況が好転した後，ホンダはF1復帰を果たすことでしょう．

やはり F1 はレースの中では最高峰であり，技術力，あらゆる領域のスピード，マネージメント力がすべて揃わなければ勝利することを許されない最高の道場ですから．

データ編



Chassis, Engine (1999)

■RA099 Prototype



Chassis specifications (RA099)	
Wheelbase (mm)	3020
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	250*
Main monocoque weight (kg)	54
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	265/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

*With driver, without fuel

Engine specifications (RA099E)	
Engine Type	90° V10
Displacement (cm^3)	2995.6
Cylinder diameter (mm)	94.4
Stroke (mm)	42.8
Weight (kg)	122
Maximum power (kW)	563 Over
Maximum Ne (rpm)	16300 Over
Engine electronic control system	Honda

Honda	Chassis ; RA099	Engine ; RA099E
Test Driver		Jos Verstappen (Netherland)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_53

Chassis, Engine (2000)

■BAR002



Chassis specifications (BAR002)	
Wheelbase (mm)	3108
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	259*
Main monocoque weight (kg)	61
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	265/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

*With driver, without fuel

Gear box specification (BAR002)	
Gear box case	Aluminum Casting
Changing mechanism	Xtrac
Forward gear ratios	6 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■RA000E



Engine specifications (RA000E)	
Engine Type	88° V10
Displacement (cm^3)	2995.6
Cylinder diameter (mm)	94.4
Stroke (mm)	42.8
Compression ratio	13.4
Weight (kg)	112
Maximum power (kW)	567 Over
Maximum Ne (rpm)	17000 Over
Mileage (km)	400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR002 Engine ; RA000E		5th
Driver	CARNo.22	Jacques Villeneuve (Canada)	7th
	CARNo.23	Ricardo Zonta (Brazil)	14th

Chassis, Engine (2001)

■BAR003



Chassis specifications (BAR003)	
Wheelbase (mm)	3183
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	245*
Main monocoque weight (kg)	65
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	265/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

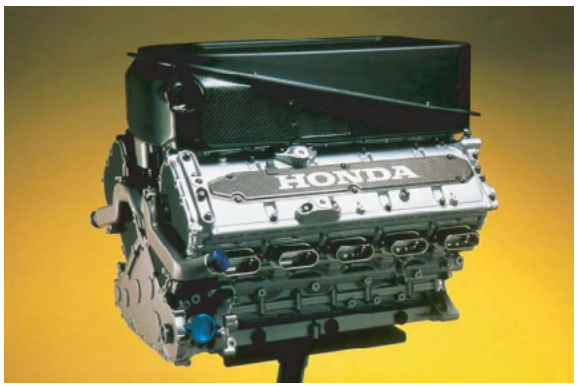
*With driver, without fuel

Gear box specification (BAR003)	
Gear box case	Magnesium Casting
Changing mechanism	Xtrac
Forward gear ratios	6 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■EJ11



■RA001E



Engine specifications (RA001E)	
Engine Type	80°V10
Displacement (cm^3)	2994.1
Cylinder diameter (mm)	95
Stroke (mm)	42.24
Compression ratio	13.4
Weight (kg)	108
Maximum power (kW)	588 Over
Maximum Ne (rpm)	17300 Over
Mileage (km)	400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR003 Engine ; RA001E		6th
Driver	CAR No. 9	Olivier Panis (France)	14th
	CAR No. 10	Jacques Villeneuve (Canada)	7th
Test & Reserve Driver		Darren Manning (United Kingdom)	

			Ranking
B & H Jordan Honda	Chassis ; EJ11 Engine ; RA001E		5th
Driver	CAR No. 11	Heinz-Harald Frentzen (Germany)	13th
	CAR No. 12	Jarno Trulli (Italy)	9th
	CAR No. 12	Jean Alesi (France)	15th
Test & Reserve Driver	CAR No. 11	Ricardo Zonta (Brazil)	19th

Chassis, Engine (2002)

■BAR004



Chassis specifications (BAR004)	
Wheelbase (mm)	3133
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	243*
Main monocoque weight (kg)	61
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	265/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

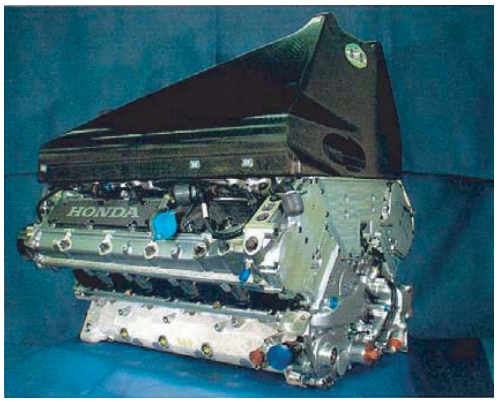
*With driver, without fuel

■EJ12



Gear box specification (BAR004)	
Gear box case	Magnesium Casting
Changing mechanism	Xtrac
Forward gear ratios	6 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■RA002E



Engine specifications (RA002E)	
Engine Type	94° V10
Displacement (cm^3)	2994.4
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	12.2
Weight (kg)	111
Maximum power (kW)	640 Over
Maximum Ne (rpm)	18000 Over
Mileage (km)	400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR004 Engine ; RA002E		8th
Driver	CAR No. 11	Jacques Villeneuve (Canada)	12th
	CAR No. 12	Olivier Panis (France)	14th
Test & Reserve Driver		Anthony Davidson (United Kingdom)	

			Ranking
DHL Jordan Honda	Chassis ; EJ12 Engine ; RA002E		6th
Driver	CAR No. 9	Giancarlo Fisichella (Italy)	11th
	CAR No. 10	Takuma Sato (Japan)	15th

Chassis, Engine (2003)

■BAR005

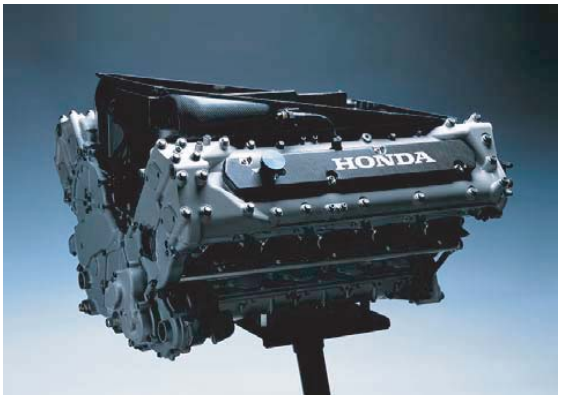


Chassis specifications (BAR005)	
Wheelbase (mm)	3194
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	227*
Main monocoque weight (kg)	54
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	265/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

*With driver, without fuel

Gear box specification (BAR005)	
Gear box case	Aluminum Casting
Changing mechanism	Xtrac
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■RA003E



Engine specifications (RA003E)	
Engine Type	90°V10
Displacement (cm^3)	2994.4
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	12.4
Weight (kg)	99
Maximum power (kW)	662 Over
Maximum Ne (rpm)	18800 Over
Mileage (km)	400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR005　Engine ; RA003E		5th
Driver	CAR No. 16	Jacques Villeneuve (Canada)	16th
	CAR No. 17	Jenson Button (United Kingdom)	9th
Reserve Driver	CAR No. 16	Takuma Sato (Japan)	18th
Test Driver		Anthony Davidson (United Kingdom)	

Chassis, Engine (2004)

■BAR006

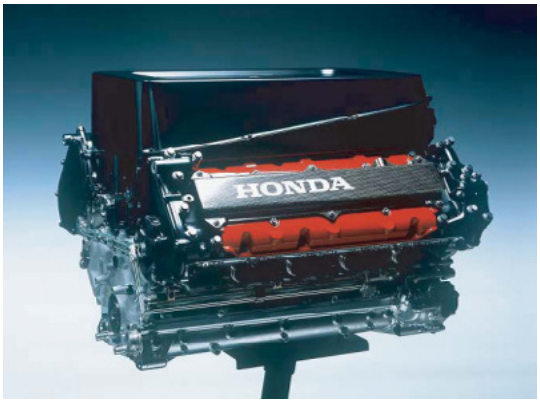


Chassis specifications (BAR006)	
Wheelbase (mm)	3131
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	229*
Main monocoque weight (kg)	56
Tire supplier	Michelin
Tire size-front	270/66R13
Tire size-rear	320/66R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

*With driver, without fuel

Gear box specification (BAR006)	
Gear box case	CFRP
Changing mechanism	Honda
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■RA004E



Engine specifications (RA004E)	
Engine Type	90° V10
Displacement (cm^3)	2994.4
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	12.8
Weight (kg)	91
Maximum power (kW)	662 Over
Maximum Ne (rpm)	19000 Over
Mileage (km)	800
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR006 Engine ; RA004E		2nd
Driver	CAR No. 9	Jenson Button (United Kingdom)	3rd
	CAR No. 10	Takuma Sato (Japan)	8th
Test & Reserve Driver		Anthony Daivdson (United Kingdom)	

Chassis, Engine (2005)

■BAR007



Chassis specifications (BAR007)	
Wheelbase (mm)	3085
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	230*
Main monocoque weight (kg)	56
Tire supplier	Michelin
Tire size-front	270/66R13
Tire size-rear	320/66R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Pi

*With driver, without fuel

Gear box specification (BAR007)	
Gear box case	CFRP
Changing mechanism	Honda (Seamledss shift)
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	Pull clutch

■RA005E



Engine specifications (RA005E)	
Engine Type	90°V10
Displacement (cm^3)	2994.4
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	12.8
Weight (kg)	89
Maximum power (kW)	662 Over
Maximum Ne (rpm)	19200 Over
Mileage (km)	1400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike B.A.R Honda	Chassis ; BAR007　Engine ; RA005E		6th
Driver	CAR No. 3	Jenson Button (United Kingdom)	9th
	CAR No. 4	Takuma Sato (Japan)	23rd
Test & Reserve Driver	CAR No. 4	Anthony Davidson (United Kingdom)	

Chassis, Engine (2006)

■RA106



Chassis specifications (RA106)	
Wheelbase (mm)	until Rd.13 : 3085 as from Rd.14 : 3135
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	231*
Main monocoque weight (kg)	57
Tire supplier	Michelin
Tire size-front	270/66R13
Tire size-rear	320/66R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Honda

*With driver, without fuel

■SA05 (Rd.1-Rd.11)

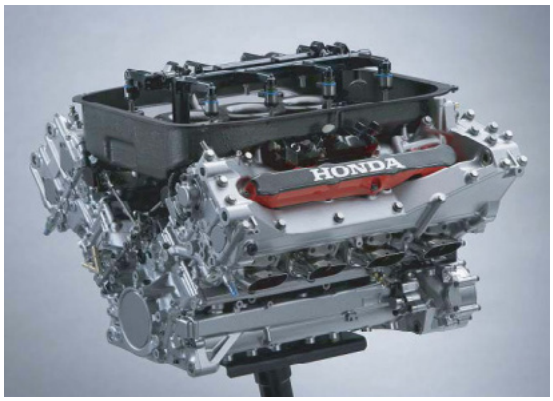


Gear box specification (RA106)	
Gear box case	CFRP
Changing mechanism	Honda (Seamledss shift)
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	DPC

■SA06 (Rd.15-Rd.18)



■RA806E



Engine specifications (RA806E)	
Engine Type	90° V8
Displacement (cm^3)	2395.5
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	12.8
Weight (kg)	95
Maximum power (kW)	537 Over
Maximum Ne (rpm)	19600 Over
Mileage (km)	1400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Lucky Strike Honda Racing F1 Team	Chassis ; RA106 Engine ; RA806E		4th
Driver	CAR No. 11	Jenson Button (United Kingdom)	6th
	CAR No. 12	Rubens Barrichello (Brazil)	7th
Test & Reserve Driver		Anthony Davidson (United Kingdom)	

			Ranking
Super Aguri Formula 1	Chassis ; SA06 Engine ; RA806E		11th
Driver	CAR No. 22	Takuma Sato (Japan)	23rd
	CAR No. 23	Yuji Ide (Japan)	25th
	CAR No. 23	Sakon Yamamoto (Japan)	26th
Test & Reserve Driver	CAR No. 23	Franck Montagny (France)	27th

Chassis, Engine (2007)

■RA107



Chassis specifications (RA107)	
Wheelbase (mm)	3165
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	235*
Main monocoque weight (kg)	56
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	270/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Honda

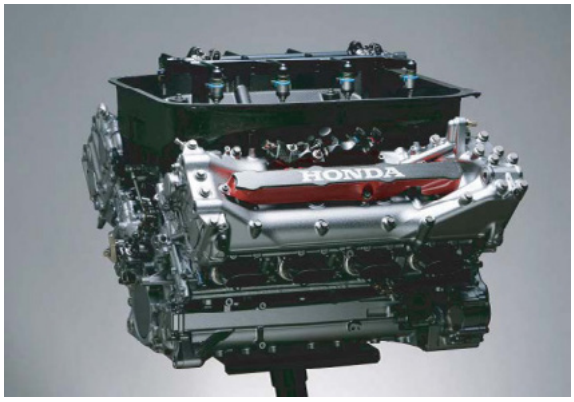
*With driver, without fuel

■SA07



Gear box specification (RA107)	
Gear box case	CFRP
Changing mechanism	Honda (Seamledss shift)
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	DPC

■RA807E



Engine specifications (RA807E)	
Engine Type	90° V8
Displacement (cm^3)	2395.5
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	13
Weight (kg)	95
Maximum power (kW)	544 Over
Maximum Ne (rpm)	19000 Limit
Mileage (km)	1400
Engine electronic control system	Honda

			Ranking
Honda Racing F1 Team	Chassis ; RA107　Engine ; RA807E		8th
Driver	CAR No. 7	Jenson Button (United Kingdom)	15th
	CAR No. 8	Rubens Barrichello (Brazil)	20th
Test & Reserve Driver		Christian Klien (Austria)	

			Ranking
Super Aguri F1 Team	Chassis ; SA07　Engine ; RA807E		9th
Driver	CAR No. 12	Takuma Sato (Japan)	17th
	CAR No. 14	Anthony Davidson (United Kingdom)	23rd
Test & Reserve Driver		James Rossiter (United Kingdom)	

Chassis, Engine (2008)

■RA108



Chassis specifications (RA108)	
Wheelbase (mm)	3210
Gravitational center hight (mm, above reference plane)	243*
Main monocoque weight (kg)	55
Tire supplier	Bridgestone
Tire size-front	270/55R13
Tire size-rear	325/45R13
Brake caliper (front and rear)	6 pistons
Brake disk (front and rear)	Carbon, ventilated
Suspension-front	Double wishbone, push rod
Suspension-rear	Double wishbone, push rod
Chassis electronic control system	Microsoft MES

*With driver, without fuel

■SA08



Gear box specification (RA108)	
Gear box case	CFRP
Changing mechanism	Honda (Seamledss shift)
Forward gear ratios	7 speed, sequential
Clutch disk	Carbon
Clutch mechanism	DPC

■RA808E



Engine specifications (RA808E)	
Engine type	90° V8
Displacement (cm^3)	2395.5
Cylinder diameter (mm)	97
Stroke (mm)	40.52
Compression ratio	13
Weight (kg)	95
Maximum power (kW)	548 Over
Maximum Ne (rpm)	19000 Limit
Mileage (km)	1400
Engine electronic control system	Microsoft MES

			Ranking
Honda Racing F1 Team	Chassis ; RA108 Engine ; RA808E		9th
Driver	CAR No. 7	Jenson Button (United Kingdom)	18th
	CAR No. 8	Rubens Barrichello (Brazil)	14th
Test & Reserve Driver		Alex Wurz (Austria)	

			Ranking
Super Aguri F1 Team	Chassis ; SA08 Engine ; RA808E		11th
Driver	CAR No. 12	Takuma Sato (Japan)	21st
	CAR No. 14	Anthony Davidson (United Kingdom)	22nd
Test & Reserve Driver		James Rossiter (United Kingdom)	

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike BAR Honda		POLE	PODIUM
		#22 J. VILLENEUVE	#23 R. ZONTA	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	8th (1'31.968)	16th (1'33.117)	#1 M. HAKKINEN 1'30.556	#3 M. SCHUMACHER
Melbourne	RACE	4th	6th		#4 R. BARRICHELLO
5.302km×58Laps=307.574km	(DELAY)	(44.447)	(46.468)		#9 R. SCHUMACHER
ROUND 2 BRAZIL GP	QUALIFYING	10th (1'15.515)	8th (1'15.484)	#1 M. HAKKINEN 1'14.111	#3 M. SCHUMACHER
Interlagos	RACE	R (16LAPS)	9th		#11 G. FISICHELLA
4.325km×71Laps=305.909km	(DELAY)	-	(2LAPS)		#5 H. FRENTZEN
ROUND 3 SAN MARINO GP	QUALIFYING	9th (1'26.124)	14th (1'26.814)	#1 M. HAKKINEN 1'24.714	#3 M. SCHUMACHER
Imola	RACE	5th	12th		#1 M. HAKKINEN
4.693km×62Laps=305.609km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)		#2 D. COULTHARD
ROUND 4 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	10th (1'27.025)	16th (1'27.772)	#4 R. BARRICHELLO 1'25.703	#2 D. COULTHARD
Silverstone	RACE	16th	R (36LAPS)		#1 M. HAKKINEN
5.141km×60Laps=308.356km	(DELAY)	(DNF)	-		#3 M. SCHUMACHER
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	6th (1'21.963)	16th (1'22.882)※1	#3 M. SCHUMACHER 1'20.974	#1 M. HAKKINEN
Barcelona	RACE	R (21LAPS)	8th		#2 D. COULTHARD
4.727km×65Laps=307.323km	(DELAY)	-	(1LAP)		#4 R. BARRICHELLO
ROUND 6 EUROPE GP	QUALIFYING	9th (1'18.742)	18th (1'19.766)※2	#2 D. COULTHARD 1'17.529	#3 M. SCHUMACHER
Nurburgring	RACE	R (46LAPS)	R (51LAPS)		#1 M. HAKKINEN
4.556km×67Laps=305.235km	(DELAY)	-	-		#2 D. COULTHARD
ROUND 7 MONACO GP	QUALIFYING	17th (1'21.848)	20th (1'22.324)	#3 M. SCHUMACHER 1'19.475	#2 D. COULTHARD
Monte Carlo	RACE	7th	R (48LAPS)		#4 R. BARRICHELLO
3.367km×78Laps=262.860km	(DELAY)	(1LAP)	-		#11 G. FISICHELLA
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	6th (1'19.544)	8th (1'19.742)	#3 M. SCHUMACHER 1'18.439	#3 M. SCHUMACHER
Montreal	RACE	15th	8th		#4 R. BARRICHELLO
4.421km×69Laps=305.049km	(DELAY)	(DNF)	-		#11 G. FISICHELLA
ROUND 9 FRANCE GP	QUALIFYING	7th (1'16.653)	19th (1'17.668)	#3 M. SCHUMACHER 1'15.632	#2 D. COULTHARD
Magny Cours	RACE	4th	R (16LAPS)		#1 M. HAKKINEN
4.250km×72Laps=305.886km	(DELAY)	(61.322)	-		#4 R. BARRICHELLO
ROUND 10 AUSTRIA GP	QUALIFYING	7th (1'11.649)	6th (1'11.647)	#1 M. HAKKINEN 1'10.410	#1 M. HAKKINEN
Spielberg	RACE	4th	R (58LAPS)		#2 D. COULTHARD
4.319km×71Laps=307.146km	(DELAY)	(1LAP)	-		#4 R. BARRICHELLO
ROUND 11 GERMANY GP	QUALIFYING	9th (1'48.121)	12th (1'48.665)	#2 D. COULTHARD 1'45.697	#4 R. BARRICHELLO
Hockenheim	RACE	8th	R (37LAPS)		#1 M. HAKKINEN
6.823km×45Laps=307.125km	(DELAY)	(47.537)	-		#2 D. COULTHARD
ROUND 12 HUNGARY GP	QUALIFYING	16th (1'19.937)	18th (1'20.272)	#3 M. SCHUMACHER 1'17.514	#1 M. HAKKINEN
Budapest	RACE	12th	14th		#3 M. SCHUMACHER
3.971km×77Laps=306.075km	(DELAY)	(2LAPS)	(2LAPS)		#2 D. COULTHARD
ROUND 13 BELGIUM GP	QUALIFYING	7th (1'51.799)	13th (1'53.002)	#1 M. HAKKINEN 1'50.646	#1 M. HAKKINEN
Spa Francorchamps	RACE	7th	12th		#3 M. SCHUMACHER
6.968km×44Laps=306.592km	(DELAY)	(72.380)	(1LAP)		#9 R. SCHUMACHER
ROUND 14 ITALY GP	QUALIFYING	4th (1'24.238)	17th (1'25.337)	#3 M. SCHUMACHER 1'23.770	#3 M. SCHUMACHER
Monza	RACE	R (14LAPS)	6th		#1 M. HAKKINEN
5.770km×53Laps=306.764km	(DELAY)	-	(69.292)		#9 R. SCHUMACHER
ROUND 15 UNITED STATES GP	QUALIFYING	8th (1'15.317)	12th (1'15.784)	#3 M. SCHUMACHER 1'14.266	#3 M. SCHUMACHER
Indianapolis	RACE	4th	6th		#4 R. BARRICHELLO
4.192km×73Laps=305.999km	(DELAY)	(17.935)	(51.694)		#5 H. FRENTZEN
ROUND 16 JAPAN GP	QUALIFYING	9th (1'37.267)	18th (1'38.269)	#3 M. SCHUMACHER 1'35.825	#3 M. SCHUMACHER
Suzuka	RACE	6th	9th		#1 M. HAKKINEN
5.864km×53Laps=310.596km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)		#2 D. COULTHARD
ROUND 17 MALAYSIA GP	QUALIFYING	6th (1'38.653)	11th (1'39.158)	#3 M. SCHUMACHER 1'37.397	#3 M. SCHUMACHER
Kuala Lumpur	RACE	5th	R (46LAPS)		#2 D. COULTHARD
5.542km×56Laps=310.408km	(DELAY)	(70.692)	-		#4 R. BARRICHELLO

※1 9thのP. DE LA ROSAが燃料規定違反の為、予選タイム取り消しにより17th→16thに繰り上げ
※2 13thのN. HEIDFELDが最低重量違反の為、失格により19th→18thに繰り上げ

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2009_F1_SP_54

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	BRA	SMR	GBR	SPA	EUR	MON	CAN	FRA	AUT	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN	MAL
1	Scuderia Ferrari Marlboro	170	16	10	13	4	6	13	6	16	4	4	10	9	6	10	16	13	14
2	West McLaren Mercedes	152			10	16	16	10	11	3	16	6	10	14	13	6	2	10	9
3	BMW Williams F1 Team	36	4	3		5	3				2	2	3	2	6	4		2	
4	Mild Seven Benetton Playlife	20	2	6				2	4	4						2			
5	Lucky Strike BAR Honda	20	4		2						3	3				1	4	1	2
6	Benson & Hedges Jordan	17		7		1	1			1	1			1	1		4		
7	Arrows	7						1		2			1			3			
8	Red Bull Sauber Petronas	6			1				2			1	2						
9	Jaguar Racing	4							3										1
10	Telefonica Minardi Fondmetal	0																	
11	Gauloises Prost Peugeot	0																	

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	BRA	SMR	GBR	SPA	EUR	MON	CAN	FRA	AUT	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN	MAL
1	3	M. SCHUMACHER (GER)	108	10	10	10	4	2	10		10				6	6	10	10	10	10
2	1	M. HAKKINEN (FIN)	89			6	6	10	6	1	3	6	10	6	10	10	6		6	3
3	2	D. COULTHARD (GBR)	73			4	10	6	4	10		10	6	4	4	3		2	4	6
4	4	R. BARRICHELLO (BRA)	62	6		3		4	3	6	6	4	4	10	3			6	3	4
5	9	R. SCHUMACHER (GER)	24	4	2		3	3				2			2	4	4			
6	11	G. FISICHELLA (ITA)	18	2	6				2	4	4									
7	22	J. VILLENEUVE (CAN)	17	3		2						3	3					3	1	2
8	10	J. BUTTON (GBR)	12		1		2						2	3		2			2	
9	5	H. FRENTZEN (GER)	11		4			1							1	1		4		
10	6	J. TRULLI (ITA)	6		3		1				1	1								
11	17	M. SALO (FIN)	6			1				2			1	2						
12	19	J. VERSTAPPEN (NED)	5								2						3			
13	7	E. IRVINE (GBR)	4							3										1
14	23	R. ZONTA (BRA)	3	1													1	1		
15	12	A. WURZ (AUT)	2														2			
16	18	P. DE LA ROSA (ESP)	2						1					1						
17	8	J. HERBERT (GBR)	0																	
18	16	P. DINIZ (BRA)	0																	
19	20	M. GENE (ESP)	0																	
20	15	N. HEIDFELD (GER)	0																	
21	21	G. MAZZACANE (ARG)	0																	
22	14	J. ALESI (FRA)	0																	
23	7	L. BURTI (BRA)	0																	

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike BAR Honda		B&H Jordan Honda		POLE	PODIUM
		#9 O. PANIS	#10 J. VILLENEUVE	#11 H. FRENTZEN	#12 J. TRULLI	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	9th (1'28.518)	8th (1'28.435)	4th (1'27.658)	7th (1'28.377)	#1 M. SCHUMACHER 1'26.892	#1 M. SCHUMACHER
Melbourne	RACE	7th※1	R (4LAPS)	5th※2	R (38LAPS)		#4 D. COULTHARD
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	(62.050)	-	(72.807)	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	10th (1'36.681)	7th (1'36.397)	9th (1'36.578)	5th (1'36.180)	#1 M. SCHUMACHER 1'35.220	#1 M. SCHUMACHER
Kuala Lumpur	RACE	R (1LAP)	R (3LAPS)	4th	8th		#2 R. BARRICHELLO
5.543km×55Laps=304.865km	(DELAY)	-	-	(46.543)	(1LAP)		#4 D. COULTHARD
ROUND 3 BRAZIL GP	QUALIFYING	11th (1'15.046)	12th (1'15.182)	8th (1'14.633)	7th (1'14.630)	#1 M. SCHUMACHER 1'13.780	#4 D. COULTHARD
Interlagos	RACE	4th	7th	11th	5th		#1 M. SCHUMACHER
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(DNF)	(1LAP)		#16 N. HEIDFELD
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	8th (1'24.213)	11th (1'24.769)	9th (1'24.436)	5th (1'23.658)	#4 D. COULTHARD 1'23.054	#5 R. SCHUMACHER
Imola	RACE	8th	R (30LAPS)	6th	5th		#4 D. COULTHARD
4.933km×62Laps=305.609km	(DELAY)	(1LAP)	-	(1LAP)	(85.558)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	11th (1'19.479)	7th (1'19.122)	8th (1'19.150)	6th (1'19.093)	#1 M. SCHUMACHER 1'18.201	#1 M. SCHUMACHER
Barcelona	RACE	7th	3th	R (5LAPS)	4th		#6 J. MONTOYA
4.730km×65Laps=307.323km	(DELAY)	(64.977)	(49.626)	-	(51.253)		#10 J. VILLENEUVE
ROUND 6 AUSTRIA GP	QUALIFYING	10th (1'10.435)	12th (1'11.058)	11th (1'10.923)	5th (1'10.202)	#1 M. SCHUMACHER 1'09.562	#4 D. COULTHARD
Spielberg	RACE	5th	8th	R (0LAP)	D		#1 M. SCHUMACHER
4.326km×71Laps=307.146km	(DELAY)	(53.776)	(1LAP)	-	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 7 MONACO GP	QUALIFYING	12th (1'19.294)	9th (1'19.086)	13th (1'19.316)	8th (1'18.921)	#4 D. COULTHARD 1'17.430	#1 M. SCHUMACHER
Monte Carlo	RACE	R (13LAPS)	4th	R (49LAPS)	R (30LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
3.370km×78Laps=262.860km	(DELAY)	-	(32.454)	-	-		#18 E. IRVINE
				#11 R. ZONTA			
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	6th (1'16.771)	9th (1'17.035)	12th (1'17.328)	4th (1'16.459)	#1 M. SCHUMACHER 1'15.782	#5 R. SCHUMACHER
Montreal	RACE	R (38LAPS)	R (34LAPS)	7th	11th		#1 M. SCHUMACHER
4.421km×69Laps=305.049km	(DELAY)	-	-	(1LAP)	(DNF)		#3 M. HAKKINEN
				#11 H. FRENTZEN			
ROUND 9 EUROPE GP	QUALIFYING	13th (1'16.872)	11th (1'16.439)	8th (1'16.376)	7th (1'16.138)	#1 M. SCHUMACHER 1'14.960	#1 M. SCHUMACHER
Nurburgring	RACE	R (23LAPS)	9th	R (48LAPS)	R (44LAPS)		#6 J. MONTOYA
4.556km×67Laps=305.235km	(DELAY)	-	(1LAP)	-	-		#4 D. COULTHARD
ROUND 10 FRANCE GP	QUALIFYING	11th (1'14.181)	10th (1'14.096)	7th (1'13.815)	5th (1'13.310)	#5 R. SCHUMACHER 1'12.989	#1 M. SCHUMACHER
Magny Cours	RACE	9th	R (5LAPS)	8th	5th		#5 R. SCHUMACHER
4.251km×72Laps=305.886km	(DELAY)	(1LAP)	-	(1LAP)	(68.285)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 11 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	11th (1'22.316)	12th (1'22.916)	5th (1'21.217)	4th (1'20.930)	#1 M. SCHUMACHER 1'20.447	#3 M. HAKKINEN
Silverstone	RACE	R (0LAP)	8th	7th	R (0LAP)		#1 M. SCHUMACHER
5.141km×60Laps=308.356km	(DELAY)	-	(1LAP)	(1LAP)	-		#2 R. BARRICHELLO
				#11 R. ZONTA			
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	13th (1'40.610)	12th (1'40.437)	15th (1'41.174)	10th (1'40.322)	#6 J. MONTOYA 1'38.117	#5 R. SCHUMACHER
Hockenheim	RACE	7th	3th	R (7LAPS)	R (34LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
6.825km×45Laps=307.125km	(DELAY)	(77.527)	(62.806)	-	-		#10 J. VILLENEUVE
				#11 J. TRULLI	#12 J. ALESI		
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	11th (1'16.382)	10th (1'16.212)	5th (1'15.394)	12th (1'16.471)	#1 M. SCHUMACHER 1'14.059	#1 M. SCHUMACHER
Budapest	RACE	R (58LAPS)	9th	R (63LAPS)	10th		#2 R. BARRICHELLO
3.975km×77Laps=306.075km	(DELAY)	-	(2LAPS)	-	(2LAPS)		#4 D. COULTHARD
ROUND 14 BELGIUM GP	QUALIFYING	11th (1'58.838)	6th (1'57.038)	16th (1'59.647)	13th (1'59.128)	#6 J. MONTOYA 1'52.072	#1 M. SCHUMACHER
Spa Francorchamps	RACE	11th	8th	R (31LAPS)	6th		#4 D. COULTHARD
6.968km×36Laps=250.831km	(DELAY)	(1LAP)	(64.970)	-	(59.684)		#7 G. FISICHELLA
ROUND 15 ITALY GP	QUALIFYING	17th (1'24.677)	15th (1'24.164)	5th (1'23.126)	16th (1'24.198)	#6 J. MONTOYA 1'22.216	#6 J. MONTOYA
Monza	RACE	9th	6th	R (0LAP)	8th		#2 R. BARRICHELLO
5.793km×53Laps=306.749km	(DELAY)	(1LAP)	(82.469)	-	(1LAP)		#5 R. SCHUMACHER
ROUND 16 UNITED STATES GP	QUALIFYING	13th (1'13.122)	18th (1'14.012)	8th (1'12.605)	9th (1'12.607)	#1 M. SCHUMACHER 1'11.708	#3 M. HAKKINEN
Indianapolis	RACE	11th	R (45LAPS)	4th	7th		#1 M. SCHUMACHER
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	(1LAP)	-	(57.423)	(1LAP)		#4 D. COULTHARD
ROUND 17 JAPAN GP	QUALIFYING	17th (1'35.766)	14th (1'35.109)	8th (1'34.002)	11th (1'34.420)	#1 M. SCHUMACHER 1'32.484	#1 M. SCHUMACHER
Suzuka	RACE	13th	10th	8th	R (5LAPS)		#6 J. MONTOYA
5.859km×53Laps=310.331km	(DELAY)	(2LAPS)	(1LAP)	(1LAP)	-		#4 D. COULTHARD

※1 O. PANISは4thでFinishしたが、黄旗中の追越により25秒加算となり7th
※2 H. FRENTZENは6thでFinishしたがO. PANISが黄旗中の追越により25秒加算されたことによって5thへ繰り上げ

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	SMR	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	FRA	GBR	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN
1	Scuderia Ferrari Marlboro	179	14	16	6	4	10	10	16	6	12	14	10	6	16	12	9	6	12
2	West McLaren Mercedes	102	6	5	10	9	2	10	2	4	5	3	10		6	9		14	7
3	BMW Williams F1 Team	80		2		10	6			10	9	6	3	10	3		14		7
4	Red Bull Sauber Petronas	21	4		4		1	3		3		1	3		1			1	
5	B&H Jordan Honda	19	2	3	2	3	3					2				1		3	
6	Lucky Strike BAR Honda	17			3		4	2	3					4			1		
7	Mild Seven Benetton Renault	10			1									5		4			
8	Jaguar Racing	9							4	1							2	2	
9	Prost Acer	4							1	2				1					
10	Orange Arrows Asiatech	1						1											
11	European Minardi F1	0																	

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	SMR	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	FRA	GBR	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN
1	1	M. SCHUMACHER (GER)	123	10	10	6		10	6	10	6	10	10	6		10	10	3	6	10
2	4	D. COULTHARD (GBR)	65	6	4	10	6	2	10	2		4	3			4	6		4	4
3	2	R. BARRICHELLO (BRA)	56	4	6		4		4	6		2	4	4	6	6	2	6		2
4	5	R. SCHUMACHER (GER)	49		2		10				10	3	6		10	3		4		1
5	3	M. HAKKINEN (FIN)	37		1		3				4	1		10		2	3		10	3
6	6	J. MONTOYA (COL)	31					6				6		3				10		6
7	10	J. VILLENEUVE (CAN)	12					4		3					4			1		
8	16	N. HEIDFELD (GER)	12	3		4		1					1	1		1			1	
9	11	J. TRULLI (ITA)	12			2	2	3					2						3	
10	17	K. RAIKKONEN (FIN)	9	1					3		3			2						
11	7	G. FISICHELLA (ITA)	8			1									3		4			
12	18	E. IRVINE (GBR)	6							4									2	
13	22	H. FRENTZEN (GER)	6	2	3		1													
14	9	O. PANIS (FRA)	5			3			2											
15	12	J. ALESI (FRA)	5							1	2				1		1			
16	19	P. DELA ROSA (ESP)	3								1							2		
17	8	J. BUTTON (GBR)	2												2					
18	14	J. VERSTAPPEN (NED)	1						1											
19	11	R. ZONTA (BRA)	0																	
20	19	L. BURTI (BRA)	0																	
21	15	E. BERNOLDI (BRA)	0																	
22	20	T. MARQUES (BRA)	0																	
23	21	F. ALONSO (ESP)	0																	
24	23	T. ENGE (CZE)	0																	
25	23	G. MAZZACANE (ARG)	0																	
26	20	A. YOONG (MAS)	0																	

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		DHL Jordan Honda		Lucky Strike BAR Honda		POLE	PODIUM
		#9 G. FISICHELLA	#10 T. SATO	#11 J. VILLENEUVE	#12 O. PANIS	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	8th (1'27.869)	(1'53.351)	13th (1'28.657)	12th (1'28.381)	#2 R. BARRICHELLO 1'25.843	#1 M. SCHUMACHER
Melbourne	RACE	R (0LAP)	R (12LAPS)	R (27LAPS)	R (0LAP)		#6 J. MONTOYA
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	-	-	-	-		#4 K. RAIKKONEN
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	9th (1'37.536)	15th (1'38.141)	13th (1'38.039)	18th (1'38.390)	#1 M. SCHUMACHER 1'35.266	#5 R. SCHUMACHER
Kuala Lumpur	RACE	13th	9th	8th	R (9LAPS)		#6 J. MONTOYA
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	(3LAPS)	(2LAPS)	(1LAP)	-		#1 M. SCHUMACHER
ROUND 3 BRAZIL GP	QUALIFYING	14th (1'14.748)	19th (1'15.296)	15th (1'14.760)	17th (1'14.996)	#6 J. MONTOYA 1'13.114	#1 M. SCHUMACHER
Interlagos	RACE	R (6LAPS)	9th	10th	R (25LAPS)		#5 R. SCHUMACHER
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	-	(2LAPS)	(DNF)	-		#3 D. COULTHARD
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	15th (1'24.253)	14th (1'24.050)	10th (1'23.116)	12th (1'23.821)	#1 M. SCHUMACHER 1'21.091	#1 M. SCHUMACHER
Imola	RACE	R (19LAPS)	R (5LAPS)	7th	R (44LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
4.933km×62Laps=305.609km	(DELAY)	-	-	(1LAP)	-		#5 R. SCHUMACHER
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	12th (1'18.291)	18th (1'19.002)※1	15th (1'18.847)	13th (1'18.472)	#1 M. SCHUMACHER 1'16.364	#1 M. SCHUMACHER
Barcelona	RACE	R (5LAPS)	R (10LAPS)	7th	R (43LAPS)		#6 J. MONTOYA
4.730km×65Laps=307.327km	(DELAY)	-	-	(1LAP)	-		#3 D. COULTHARD
ROUND 6 AUSTRIA GP	QUALIFYING	15th (1'09.901)	18th (1'10.058)	17th (1'10.051)	9th (1'09.561)	#2 R. BARRICHELLO 1'08.082	#1 M. SCHUMACHER
Spielberg	RACE	5th	R (26LAPS)	10th	R (22LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
4.326km×71Laps=307.146km	(DELAY)	(49.965)	-	(1LAP)	-		#6 J. MONTOYA
ROUND 7 MONACO GP	QUALIFYING	11th (1'18.342)	16th (1'19.461)	14th (1'19.252)	18th (1'19.569)	#6 J. MONTOYA 1'16.676	#3 D. COULTHARD
Monte Carlo	RACE	5th	R (22LAPS)	R (44LAPS)	R (51LAPS)		#1 M. SCHUMACHER
3.370km×78Laps=262.860km	(DELAY)	(1LAP)	-	-	-		#5 R. SCHUMACHER
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	6th (1'14.132)	15th (1'14.940)	9th (1'14.564)	11th (1'14.713)	#6 J. MONTOYA 1'12.836	#1 M. SCHUMACHER
Montreal	RACE	5th	10th	R (8LAPS)	8th		#3 D. COULTHARD
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	(42.812)	(1LAP)	-	(1LAP)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 9 EUROPE GP	QUALIFYING	18th (1'32.591)	14th (1'31.999)	19th (1'32.968)	12th (1'31.906)	#6 J. MONTOYA 1'29.906	#2 R. BARRICHELLO
Nurburgring	RACE	R (26LAPS)	16th	12th	9th		#1 M. SCHUMACHER
5.146km×60Laps=308.743km	(DELAY)	-	(2LAPS)	(1LAP)	(1LAP)		#4 K. RAIKKONEN
ROUND 10 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	17th (1'21.636)	14th (1'21.337)	9th (1'21.130)	13th (1'21.274)	#6 J. MONTOYA 1'18.998	#1 M. SCHUMACHER
Silverstone	RACE	7th	R (50LAPS)	4th	5th		#2 R. BARRICHELLO
5.141km×60Laps=308.356km	(DELAY)	(1LAP)	-	(1LAP)	(1LAP)		#6 J. MONTOYA
ROUND 11 FRANCE GP	QUALIFYING	DNQ	14th (1'13.542)	13th (1'13.506)	11th (1'13.457)	#6 J. MONTOYA 1'11.985	#1 M. SCHUMACHER
Magny Cours	RACE	-	R (23LAPS)	R (35LAPS)	R (29LAPS)		#4 K. RAIKKONEN
4.251km×72Laps=305.886km	(DELAY)	-	-	-	-		#3 D. COULTHARD
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	6th (1'15.690)	12th (1'16.072)	11th (1'16.070)	7th (1'15.851)	#1 M. SCHUMACHER 1'14.389	#1 M. SCHUMACHER
Hockenheim	RACE	R (59LAPS)	8th	R (27LAPS)	R (39LAPS)		#6 J. MONTOYA
4.574km×67Laps=306.458km	(DELAY)	-	(1LAP)	-	-		#5 R. SCHUMACHER
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	5th (1'14.880)	14th (1'15.804)	13th (1'15.583)	12th (1'15.556)	#2 R. BARRICHELLO 1'13.333	#2 R. BARRICHELLO
Budapest	RACE	6th	10th	R (20LAPS)	12th		#1 M. SCHUMACHER
3.975km×77Laps=306.069km	(DELAY)	(68.804)	(1LAP)	-	(1LAP)		#5 R. SCHUMACHER
ROUND 14 BELGIUM GP	QUALIFYING	14th (1'46.508)	16th (1'46.875)	12th (1'46.403)	15th (1'46.553)	#1 M. SCHUMACHER 1'43.726	#1 M. SCHUMACHER
Spa Francorchamps	RACE	R (38LAPS)	11th	8th	12th		#2 R. BARRICHELLO
6.963km×44Laps=306.355km	(DELAY)	-	(1LAP)	(79.855)	(DNF)		#6 J. MONTOYA
ROUND 15 ITALY GP	QUALIFYING	12th (1'22.515)	18th (1'23.166)	9th (1'22.126)	16th (1'22.645)	#6 J. MONTOYA 1'20.264	#2 R. BARRICHELLO
Monza	RACE	8th	12th	9th	6th		#1 M. SCHUMACHER
5.793km×53Laps=306.719km	(DELAY)	(70.891)	(1LAP)	(81.068)	(68.491)		#16 E. IRVINE
ROUND 16 UNITED STATES GP	QUALIFYING	9th (1'11.902)	15th (1'12.647)	7th (1'11.738)	12th (1'12.161)	#1 M. SCHUMACHER 1'10.790	#2 R. BARRICHELLO
Indianapolis	RACE	7th	11th	6th	12th		#1 M. SCHUMACHER
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(58.211)	(1LAP)		#3 D. COULTHARD
ROUND 17 JAPAN GP	QUALIFYING	8th (1'33.276)	7th (1'33.090)	9th (1'33.349)	16th (1'34.192)	#1 M. SCHUMACHER 1'31.317	#1 M. SCHUMACHER
Suzuka	RACE	R (37LAPS)	5th	R (27LAPS)	R (8LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
5.821km×53Laps=308.317km	(DELAY)	-	(82.694)	-	-		#4 K. RAIKKONEN

※1 E. IRVINEが燃料規定違反により失格となった為、19th→18thに繰上げ

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	SMR	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	GBR	FRA	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN
1	Scuderia Ferrari Marlboro	221	10	4	10	16	10	16	6	14	16	16	10	13	16	16	16	16	16
2	BMW Williams F1 Team	92	6	16	8	7	6	7	4		3	4	5	10	4	6		3	3
3	West McLaren Mercedes	65	4		4	1	4	1	10	9	4		10	2	5	3		4	4
4	Mild Seven Renault F1 Team	23		3	3	2			3	1	2		1				5	2	1
5	Sauber Petronas	11		3			5				1	1		1					
6	DHL Jordan Honda	9						2	2	2					1				2
7	Jaguar Racing	8	3													1	4		
8	Lucky Strike BAR Honda	7										5					1	1	
9	KL Minardi Asiatech	2	2																
10	Panasonic Toyota Racing	2	1		1														
11	Orange Arrows	2					1		1										

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	SMR	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	GBR	FRA	GER	HUN	BEL	ITA	USA	JPN
1	1	M. SCHUMACHER (GER)	144	10	4	10	10	10	10	6	10	6	10	10	10	6	10	6	6	10
2	2	R. BARRICHELLO (BRA)	77				6		6		4	10	6		3	10	6	10	10	6
3	6	J. MONTOYA (COL)	50	6	6	2	3	6	4				4	3	6		4		3	3
4	5	R. SCHUMACHER (GER)	42		10	6	4		3	4		3		2	4	4	2			
5	3	D. COULTHARD (GBR)	41			4	1	4	1	10	6			4	2	2	3		4	
6	4	K. RAIKKONEN (FIN)	24	4							3	4		6		3				4
7	15	J. BUTTON (GBR)	14		3	3	2					2		1				2		1
8	14	J. TRULLI (ITA)	9							3	1							3	2	
9	16	E. IRVINE (GBR)	8	3													1	4		
10	7	N. HEIDFELD (GER)	7		2			3					1		1					
11	9	G. FISICHELLA (ITA)	7						2	2	2					1				
12	11	J. VILLENEUVE (CAN)	4										3						1	
13	8	F. MASSA (BRA)	4		1			2				1								
14	12	O. PANIS (FRA)	3										2					1		
15	10	T. SATO (JPN)	2																	2
16	23	M. WEBBER (AUS)	2	2																
17	24	M. SALO (FIN)	2	1		1														
18	20	H. FRENTZEN (GER)	2					1		1										
19	25	A. McNISH (GBR)	0																	
20	22	A. YOONG (MAS)	0																	
21	17	P. DE LA ROSA (ESP)	0																	
22	21	E. BERNOLDI (BRA)	0																	
23	22	A. DAVIDSON (GBR)	0																	

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike BAR Honda		POLE	PODIUM
		#16 J. VILLENEUVE	#17 J. BUTTON	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	6th (1'28.420)	8th (1'28.682)	#1 M. SCHUMACHER 1'27.173	#5 D. COULTHARD
Melbourne	RACE	9th	10th		#3 J. MONTOYA
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	(65.536)	(65.974)		#6 K. RAIKKONEN
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	12th (1'38.289)	9th (1'38.073)	#8 F. ALONSO 1'37.044	#6 K. RAIKKONEN
Kuala Lumpur	RACE	R (0LAP)	7th		#2 R. BARRICHELLO
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	-	(1LAP)		#8 F. ALONSO
ROUND 3 BRAZIL GP	QUALIFYING	13th (1'14.668)	11th (1'14.504)	#2 R. BARRICHELLO 1'13.807	#11 G. FISICHELLA※1
Interlagos	RACE※1	6th	R (32LAPS)		#6 K. RAIKKONEN
4.309km×54Laps=232.656km	(DELAY)	(17.910)	-		#8 F. ALONSO
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	7th (1'23.160)	9th (1'23.381)	#1 M. SCHUMACHER 1'22.327	#1 M. SCHUMACHER
Imola	RACE	R (19LAPS)	8th		#6 K. RAIKKONEN
4.993km×62Laps=305.609km	(DELAY)	-	(1LAP)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	11th (1'19.563)	5th (1'18.704)	#1 M. SCHUMACHER 1'17.762	#1 M. SCHUMACHER
Barcelona	RACE	R (12LAPS)	9th		#8 F. ALONSO
4.730km×65Laps=307.324km	(DELAY)	-	(2LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 6 AUSTRIA GP	QUALIFYING	12th (1'10.618)	7th (1'09.935)	#1 M. SCHUMACHER 1'09.150	#1 M. SCHUMACHER
Spielberg	RACE	12th	4th		#6 K. RAIKKONEN
4.326km×69Laps=298.494km	(DELAY)	(1LAP)	(42.243)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 7 MONACO GP	QUALIFYING	11th (1'16.755)	-※2	#4 R. SCHUMACHER 1'15.259	#3.J. MONTOYA
Monte Carlo	RACE	R (63LAPS)	-		#6 K. RAIKKONEN
3.340km×78Laps=260.520km	(DELAY)	-	-		#1 M. SCHUMACHER
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	14th (1'17.347)	17th (1'18.205)	#4 R. SCHUMACHER 1'15.529	#1 M. SCHUMACHER
Montreal	RACE	R (14LAPS)	R (51LAPS)		#4 R. SCHUMACHER
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	-	-		#3. J. MONTOYA
ROUND 9 EUROPE GP	QUALIFYING	17th (1'34.596)	12th (1'33.395)	#6 K. RAIKKONEN 1'31.523	#4 R. SCHUMACHER
Nurburgring	RACE	R (51LAPS)	7th		#3 J. MONTOYA
5.148km×60Laps=308.863km	(DELAY)	-	(1LAP)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 10 FRANCE GP	QUALIFYING	12th (1'16.990)	14th (1'17.077)	#4 R. SCHUMACHER 1'15.019	#4 R. SCHUMACHER
Magny Cours	RACE	9th	R (21LAPS)		#3. J. MONTOYA
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	(1LAP)	-		#1 M. SCHUMACHER
ROUND 11 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	9th (1'22.591)	20th (-)	#2 R. BARRICHELLO 1'21.209	#2 R. BARRICHELLO
Silverstone	RACE	10th	8th		#3 J. MONTOYA
5.141km×60Laps=308.355km	(DELAY)	(63.569)	(45.478)		#6 K. RAIKKONEN
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	13th (1'17.090)	17th (1'18.085)	#3 J. MONTOYA 1'15.167	#3 J. MONTOYA
Hockenheim	RACE	9th	8th		#5 D. COULTHARD
4.574km×67Laps=306.458km	(DELAY)	(2LAPS)	(1LAP)		#7 J. TRULLI
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	16th (1'24.100)	14th (1'23.847)	#8 F. ALONSO 1'21.688	#8 F. ALONSO
Budapest	RACE	R (14LAPS)	10th		#6 K. RAIKKONEN
4.381km×70Laps=306.663km	(DELAY)	-	(1LAPS)		#3 J. MONTOYA
ROUND 14 ITALY GP	QUALIFYING	10th (1'22.717)	7th (1'22.301)	#1 M. SCHUMACHER 1'20.963	#1 M. SCHUMACHER
Monza	RACE	6th	R (24LAPS)		#3 J. MONTOYA
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	(1LAP)	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 15 UNITED STATES GP	QUALIFYING	12th (1'13.050)	11th (1'12.695)	#6 K. RAIKKONEN 1'11.670	#1 M. SCHUMACHER
Indianapolis	RACE	R (63LAPS)	R (41LAPS)		#6 K. RAIKKONEN
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	-	-		#10 H. FRENTZEN
		#16 T. SATO			
ROUND 16 JAPAN GP	QUALIFYING	13th (1'33.924)	9th (1'33.474)	#2 R. BARRICHELLO 1'31.713	#2 R. BARRICHELLO
Suzuka	RACE	6th	4th		#6 K. RAIKKONEN
5.807km×53Laps=307.573km	(DELAY)	(51.692)	(33.106)		#5 D. COULTHARD

※2003年はQF2のタイムを記載

※1 56周で赤旗提示され、レース距離の75%をクリアしていた為レースは成立。赤旗提示の2周前（54周）のタイム、順位が公式タイムとして使用された
※2 J. BUTTONは土曜午前フリー走行中に事故を起こし、ドクターストップとなり、参加取り止め

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	RSM	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	FRA	GBR	GER	HUN	ITA	USA	JPN
1	Scuderia Ferrari Marlboro	158	5	11		16	16	16	7	14	10	8	15	2	1	16	10	11
2	BMW Williams F1 Team	144	9	5	2	7	9	3	15	14	18	18	8	10	11	12	3	
3	West McLaren Mercedes	142	16	10	13	12		12	10	3		9	10	8	12	5	8	14
4	Mild Seven Renault F1 Team	88	6	10	7	3	8	1	7	5	5		3	11	12	1	5	4
5	Lucky Strike BAR Honda	26		2	3	1		5			2		1	1		3		8
6	Sauber Petronas	19	3	1	4						1						10	
7	Jaguar Racing	18					2	2		2	3	3			3	2	1	
8	Panasonic Toyota Racing	16					3			1		1	2	7				2
9	Jordan Ford	13			10		1										2	
10	European Minardi Cosworth	0																

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRA	RSM	ESP	AUT	MON	CAN	EUR	FRA	GBR	GER	HUN	ITA	USA	JPN
1	1	M. SCHUMACHER (GER)	93	5	3		10	10	10	6	10	4	6	5	2	1	10	10	1
2	6	K. RAIKKONEN (FIN)	91	6	10	8	8		8	8	3		5	6		8	5	8	8
3	3	J. MONTOYA (COL)	82	8			2	5		10	6	8	8	8	10	6	8	3	
4	2	R. BARRICHELLO (BRA)	65		8		6	6	6	1	4	6	2	10			6		10
5	4	R. SCHUMACHER (GER)	58	1	5	2	5	4	3	5	8	10	10			5			
6	8	F. ALONSO (ESP)	55	2	6	6	3	8		4	5	5			5	10	1		
7	5	D. COULTHARD (GBR)	51	10		5	4		4	2			4	4	8	4			6
8	7	J. TRULLI (ITA)	33	4	4	1			1	3				3	6	2		5	4
9	17	J. BUTTON (GBR)	17		2		1		5			2		1	1				5
10	14	M. WEBBER (AUS)	17					2	2		2	3	3			3	2		
11	10	H. FRENTZEN (GER)	13	3		4												6	
12	11	G. FISICHELLA (ITA)	12			10												2	
13	21	C. DA MATTA (BRA)	10					3						2	3				2
14	9	N. HEIDFELD (GER)	6		1							1						4	
15	20	O. PANIS (FRA)	6								1		1		4				
16	16	J. VILLENEUVE (CAN)	6			3											3		
17	4	M. GENE (ESP)	4														4		
18	16	T.SATO (JPN)	3																3
19	12	R. FIRMAN (IRL)	1					1											
20	15	J. WILSON (GBR)	1															1	
21	15	A. PIZZONIA (BRA)	0																
22	19	J. VERSTAPPEN (NED)	0																
23	18	N. KIESA (DEN)	0																
24	12	Z. BAUMGARTNER (HUN)	0																

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike BAR Honda		POLE	PODIUM
		#9 J. BUTTON	#10 T. SATO	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	4th (1'24.998)	7th (1'25.851)	#1 M. SCHUMACHER 1'24.408	#1 M. SCHUMACHER
Melbourne	RACE	6th	9th		#2 R. BARRICHELLO
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	(70.598)	(1LAP)		#8 F. ALONSO
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	6th (1'34.221)	20th (-)	#1 M. SCHUMACHER 1'33.074	#1 M. SCHUMACHER
Kuala Lumpur	RACE	3th	15th		#3 J. MONTOYA
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	(11.568)	(DNF)		#9 J. BUTTON
ROUND 3 BAHRAIN GP	QUALIFYING	6th (1'30.856)	5th (1'30.827)	#1 M. SCHUMACHER 1'30.139	#1 M. SCHUMACHER
Bahrain	RACE	3th	5th		#2 R. BARRICHELLO
5.417km×57Laps=308.523km	(DELAY)	(26.687)	(52.460)		#9 J. BUTTON
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	PP (1'19.753)	7th (1'20.913)	#9 J. BUTTON 1'19.753	#1 M. SCHUMACHER
Imola	RACE	2th	16th		#9 J. BUTTON
4.933km×62Laps=305.609km	(DELAY)	(9.702)	(DNF)		#3 J. MONTOYA
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	14th (1'17.575)	3th (1'15.809)	#1 M. SCHUMACHER 1'15.022	#1 M. SCHUMACHER
Barcelona	RACE	8th	5th		#2 R. BARRICHELLO
4.627km×66Laps=305.256km	(DELAY)	(1LAP)	(42.327)		#7 J. TRULLI
ROUND 6 MONACO GP	QUALIFYING	3th (1'14.396)※1	8th (1'14.827)※1	#7 J. TRULLI 1'13.985	#7 J. TRULLI
Monte Carlo	RACE	2th	R (2LAPS)		#9 J. BUTTON
3.340km×77Laps=257.180km	(DELAY)	(0.497)	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 7 EUROPE GP	QUALIFYING	5th (1'29.245)	2th (1'28.986)	#1 M. SCHUMACHER 1'28.351	#1 M. SCHUMACHER
Nurburgring	RACE	3th	R (47LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
5.148km×60Laps=308.863km	(DELAY)	(22.533)	-		#9 J. BUTTON
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	2th (1'12.341)	17th (1'17.004)	#4 R. SCHUMACHER 1'12.275	#1 M. SCHUMACHER
Montreal	RACE	3th※2	R (48LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	(20.409)	-		#9 J. BUTTON※2
ROUND 9 UNITED STATES GP	QUALIFYING	4th (1'10.820)	3th (1'10.601)	#2 R. BARRICHELLO 1'10.223	#1 M. SCHUMACHER
Indianapolis	RACE	R (26LAPS)	3th		#2 R. BARRICHELLO
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	-	(22.036)		#10 T. SATO
ROUND 10 FRANCE GP	QUALIFYING	4th (1'13.995)	7th (1'14.240)	#8. F. ALONSO 1'13.698	#1 M. SCHUMACHER
Magny Cours	RACE	5th	R (15LAPS)		#8. F. ALONSO
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	(32.484)	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 11 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	3th (1'18.580)	9th (1'19.688)※3	#6 K.RAIKKONEN 1'18.233	#1 M. SCHUMACHER
Silverstone	RACE	4th	11th		#6 K.RAIKKONEN
5.141km×60Laps=308.355km	(DELAY)	(10.683)	(33.736)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	3th (1'13.674)※4	9th (1'14.287)※4	#1 M. SCHUMACHER 1'13.306	#1 M. SCHUMACHER
Hockenheim	RACE	2th	8th		#9 J. BUTTON
4.574km×66Laps=301.884km	(DELAY)	(8.388)	(46.842)		#8 F. ALONSO
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	4th (1'19.700)	3th (1'19.693)	#1 M. SCHUMACHER 1'19.146	#1 M. SCHUMACHER
Budapest	RACE	5th	6th		#2 R. BARRICHELLO
4.381km×70Laps=306.663km	(DELAY)	(67.439)	(1LAP)		#8 F. ALONSO
ROUND 14 BELGIUM GP	QUALIFYING	12th (2'00.237)	15th (2'01.813)	#7 J. TRULLI 1'56.232	#6 K.RAIKKONEN
Spa Francorchamps	RACE	R (29LAPS)	R (0LAP)		#1 M. SCHUMACHER
6.976km×44Laps=306.927km	(DELAY)	-	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 15 ITALY GP	QUALIFYING	6th (1'20.786)	5th (1'20.715)	#2 R. BARRICHELLO 1'20.089	#2 R. BARRICHELLO
Monza	RACE	3th	4th		#1 M. SCHUMACHER
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	(10.197)	(15.370)		#9 J. BUTTON
ROUND 16 CHINA GP	QUALIFYING	3th (1'34.295)	9th (1'34.993)	#2 R. BARRICHELLO 1'34.012	#2 R. BARRICHELLO
Shanghai	RACE	2th	6th		#9 J. BUTTON
5.451km×56Laps=305.066km	(DELAY)	(1.035)	(54.791)		#6 K.RAIKKONEN
ROUND 17 JAPAN GP	QUALIFYING	5th (1'35.157)	4th (1'34.897)	#1 M. SCHUMACHER 1'33.542	#1 M. SCHUMACHER
Suzuka	RACE	3th	4th		#4 R. SCHUMACHER
5.807km×53Laps=307.573km	(DELAY)	(19.662)	(31.781)		#9 J. BUTTON
ROUND 18 BRAZIL GP	QUALIFYING	5th (1'11'092)	6th (1'11.120)	#2 R. BARRICHELLO 1'10.646	#3. J. MONTOYA
Interlagos	RACE	R (3LAPS)	6th		#6 K. RAIKKONEN
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	-	(50.248)		#2 R. BARRICHELLO

※1 2th R. SCHUMACHERがエンジン交換のペナルティの為、10位Grid降格となり、J.BUTTONの決勝Gridは2nd、T. SATO 7thとなった
※2 R. SCHUMACHERがブレーキダクトのサイズ違反で失格となりJ. BUTTONが4th→3rdに繰上げ
※3 F. ALONSOがエンジン交換の為、予選結果6thから10位Grid降格となり、T. SATOの決勝Gridが9th→8thに繰上げになった
※4 J. BUTTONがエンジン交換の為、予選結果3rdから10位Grid降格となり、決勝Gridが13th、T. SATOの決勝Gridが9th→8thに繰上げになった

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	SMR	ESP	MON	EUR	CAN	USA	FRA	GBR	GER	HUN	BEL	ITA	CHN	JPN	BRA
1	Scuderia Ferrari Marlboro	262	18	15	18	13	18	6	18	18	18	16	16	10	18	14	18	10	10	8
2	Lucky Strike BAR Honda	119	3	6	10	8	5	8	6	6	6	4	5	9	7		11	11	11	3
3	Mild Seven Renault F1 Team	105	8	6	8	9	11	10	9		5	13		6	6			5	4	5
4	BMW Williams F1 Team	88	9	8	2	8	3	5	1			1	4	6	7		6	4	10	14
5	West McLaren Mercedes	69	1	3		1				7	5	5	10	5		12	3	6	3	8
6	Sauber Petronas	34		1			2	4	3	5			3		1	9	1	3	1	1
7	Jaguar Racing	10			1				2				1	3		3				
8	Panasonic Toyota Racing	9						4			4					1				
9	Jordan Ford	5						2		3										
10	Minardi Cosworth	1									1									

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	SMR	ESP	MON	EUR	CAN	USA	FRA	GBR	GER	HUN	BEL	ITA	CHN	JPN	BRA
1	1	M. SCHUMACHER (GER)	148	10	10	10	10	10		10	10	10	10	10	10	10	8	8		10	2
2	2	R. BARRICHELLO (BRA)	114	8	5	8	3	8	6	8	8	8	6	6		8	6	10	10		6
3	9	J. BUTTON (GBR)	85	3	6	6	8	1	8	6	6		4	5	8	4		6	8	6	
4	8	F. ALONSO (ESP)	59	6	2	3	5	5		4			8		6	6			5	4	5
5	3	J. MONTOYA (COL)	58	4	8		6		5	1			1	4	4	5		4	4	2	10
6	7	J. TRULLI (ITA)	46	2	4	5	4	6	10	5		5	5								
7	6	K. RAIKKONEN (FIN)	45				1				4	3	2	8			10		6	3	8
8	10	T. SATO (JPN)	34			4		4				6			1	3		5	3	5	3
9	4	R. SCHUMACHER (GER)	24	5		2	2	3												8	4
10	5	D. COULTHARD (GBR)	24	1	3						3	2	3	2	5		2	3			
11	11	G. FISICHELLA (ITA)	22					2		3	5			3		1	4	1	2	1	
12	12	F. MASSA (BRA)	12		1				4								5		1		1
13	14	M. WEBBER (AUS)	7			1				2				1	3						
14	17	O. PANIS (FRA)	6						1			4					1				
15	4	A. PIZZONIA (BRA)	6												2	2		2			
16	15	C. KLIEN (AUT)	3														3				
17	16	C. DA MATTA (BRA)	3						3												
18	18	N. HEIDFELD (GER)	3						2		1										
19	19	T. GLOCK (GER)	2								2										
20	21	Z. BAUMGARTNER (HUN)	1									1									
21	7	J. VILLENEUVE (CAN)	0																		
22	17	R. ZONTA (BRA)	0																		
23	4	M. GENE (ESP)	0																		
24	19	G. PANTANO (ITA)	0																		
25	20	G. BRUNI (ITA)	0																		

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike BAR Honda		POLE	PODIUM
		#3 J. BUTTON	#4 T. SATO	POSITION	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	8th (3'12.128)※1	-※1	#6 G. FISICHELLA 3'01.460※1	#6 G. FISICHELLA
Melbourne	RACE	11th	14th		#2 R. BARRICHELLO
5.303km×57Laps=302.271km	(DELAY)	(DNF)	(DNF)		#5 F. ALONSO
			#4 A. DAVIDSON		
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	9th (3'09.832)※1	15th (3'11.890)※1	#5 F. ALONSO 3'07.672※1	#5 F. ALONSO
Kuala Lumpur	RACE	R (2LAPS)	R (2LAPS)		#16 J. TRULLI
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	-	-		#8 N. HEIDFELD
			#4 T. SATO		
ROUND 3 BAHRAIN GP	QUALIFYING	11th (3'04.348)※1	13th (3'05.563)※1	#5 F. ALONSO 3'01.902※1	#5 F. ALONSO
Bahrain	RACE	R (46LAPS)	R (27LAPS)		#16 J. TRULLI
5.412km×57Laps=308.238km	(DELAY)	-	-		#9 K. RAIKKONEN
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	3th (2'44.105)※1	6th (2'44.658)※1	#9 K. RAIKKONEN 2'42.880※1	#5 F. ALONSO
Imola	RACE	D※2	D※2		#1 M. SCHUMACHER
4.933km×62Laps=305.609km	(DELAY)	-	-		#10 A. WURZ
ROUND 5 SPAIN GP	QUALIFYING	-※3	-※3	#9 K. RAIKKONEN 2'31.421※1	#9 K. RAIKKONEN
Barcelona	RACE	-	-		#5 F. ALONSO
4.627km×66Laps=305.256km	(DELAY)				#16 J. TRULLI
ROUND 6 MONACO GP	QUALIFYING	-※3	-※3	#9 K. RAIKKONEN 2'30.323※1	#9 K. RAIKKONEN
Monte Carlo	RACE	-	-		#8 N. HEIDFELD
3.340km×78Laps=260.520km	(DELAY)				#7 M. WEBBER
		予選方式の変更※4			
ROUND 7 EUROPE GP	QUALIFYING	13th (1'32.594)	16th (1'32.926)	#8 N. HEIDFELD 1'30.081	#5 F. ALONSO
Nurburgring	RACE	10th	12th		#8 N. HEIDFELD
5.148km×59Laps=303.715km	(DELAY)	(95.786)	(1LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 8 CANADA GP	QUALIFYING	PP (1'15.217)	6th (1'15.729)	#3 J. BUTTON 1'15.217	#9 K. RAIKKONEN
Montreal	RACE	R (46LAPS)	R (40LAPS)		#1 M. SCHUMACHER
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	-	-		#2 R. BARRICHELLO
ROUND 9 UNITED STATES GP	QUALIFYING	3th (1'11.277)	8th (1'11.497)	#16 J. TRULLI 1'10.625	#1 M. SCHUMACHER
Indianapolis	RACE	R (0LAPS)	R (0LAPS)		#2 R. BARRICHELLO
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	-	-		#18 T. MONTEIRO
ROUND 10 FRANCE GP	QUALIFYING	8th (1'15.051)	5th (1'14.655)	#5 F. ALONSO 1'14.412	#5 F. ALONSO
Magny Cours	RACE	4th	11th		#9 K. RAIKKONEN
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)		#1 M. SCHUMACHER
ROUND 11 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	3th (1'20.207)※5	8th (1'21.114)※5	#5 F. ALONSO 1'19.905	#10 J. MONTOYA
Silverstone	RACE	5th	16th		#5 F. ALONSO
5.141km×60Laps=308.355km	(DELAY)	(40.264)	(2LAPS)		#9 K. RAIKKONEN
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	2th (1'14.759)	8th (1'15.501)	#9 K. RAIKKONEN 1'14.320	#5 F. ALONSO
Hockenheim	RACE	3th	12th		#10 J. MONTOYA
4.574km×67Laps=306.458km	(DELAY)	(24.422)	(1LAP)		#3 J. BUTTON
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	8th (1'21.302)	10th (1'21.787)	#1 M. SCHUMACHER 1'19.882	#9 K. RAIKKONEN
Budapest	RACE	5th	8th		#1 M. SCHUMACHER
4.381km×70Laps=306.663km	(DELAY)	(58.832)	(1LAP)		#17 R. SCHUMACHER
ROUND 14 TURKEY GP	QUALIFYING	13th (1'30.063)	-※6	#9 K. RAIKKONEN 1'26.797	#9 K. RAIKKONEN
Istanbul	RACE	5th	9th		#5 F. ALONSO
5.338km×58Laps=309.396km	(DELAY)	(39.304)	(109.987)		#10 J. MONTOYA
ROUND 15 ITALY GP	QUALIFYING	4th (1'21.369)	5th (1'21.477)	#9 K. RAIKKONEN 1'20.878	#10 J. MONTOYA
Monza	RACE	8th	16th		#5 F. ALONSO
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	(63.635)	(1LAP)		#6 G. FISICHELLA
ROUND 16 BELGIUM GP	QUALIFYING	9th (1'47.978)	11th (1'48.353)	#10 J. MONTOYA 1'46.391	#9 K. RAIKKONEN
Spa Francorchamps	RACE	3th	R (13LAPS)		#5 F. ALONSO
6.976km×44Laps=306.927km	(DELAY)	(32.077)	-		#3 J. BUTTON
ROUND 17 BRAZIL GP	QUALIFYING	4th (1'12.696)	-	#5 F. ALONSO 1'11.988	#10 J. MONTOYA
Interlagos	RACE	7th	10th		#9 K. RAIKKONEN
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)		#5 F. ALONSO
ROUND 18 JAPAN GP	QUALIFYING	2th (1'46.141)	5th (1'46.841)	#17 R. SCHUMACHER 1'46.106	#9 K. RAIKKONEN
Suzuka	RACE	5th	-※7		#6 G. FISICHELLA
5.807km×53Laps=307.573km	(DELAY)	(29.507)	-		#5 F. ALONSO
ROUND 19 CHINA GP	QUALIFYING	4th (1'34.801)	17th (1'37.083)	#5 F. ALONSO 1'34.080	#5 F. ALONSO
Shanghai	RACE	8th	R (34LAPS)		#9 K. RAIKKONEN
5.451km×56Laps=305.066km	(DELAY)	(41.249)	-		#17 R. SCHUMACHER

※1 開幕戦～Rd6 MonacoはQF1のQF2合計タイムを予選結果としていた。
※2 車両重量違反により失格
※3 San Marino GP での車両重量違反により、出場停止
※4 Rd7より土曜一発予選方式に改められた
※5 2ndのK. RAIKKONENがエンジン交換を行った為、10Grid降格となり、決勝GridがJ. BUTTONが3rd→2nd、T. SATOが8th→7thに繰上げ
※6 他車への進路妨害の為、予選タイム抹消
※7 他車への接触によりリザルトから除外

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	SMR	ESP	MON	EUR	CAN	USA	FRA	GBR	GER	HUN	TUR	ITA	BEL	BRA	JPN	CHN
1	Mild Seven Renault F1 Team	191	16	10	10	10	12	5	13			13	13	15		13	14	8	10	14	15
2	Team McLaren Mercedes	182	4	5	10	6	12	14	2	10		8	16	8	10	16	15	10	18	10	8
3	Scuderia Ferrari Marlboro	100	8	2		8		3	10	14	18	6	5	4	8			4	8	2	
4	Panasonic Toyota Racing	88		12	13	4	11	3	1	3		6	1	3	11	3	7	2	1	1	6
5	BMW Williams F1 Team	66	4	6	3	5	3	14	8	4					5		2	5		5	2
6	Lucky Strike BAR Honda	38										5	4	6	5	4	1	6	2	4	1
7	Red Bull Racing	34	7	4	1	1	1		5	3				2		3				3	4
8	Sauber Petronas	20			2	5				5		1		1				3			3
9	Jordan Grand Prix	12									11							1			
10	Minardi F1 Team	7									7										

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	SMR	ESP	MON	EUR	CAN	USA	FRA	GBR	GER	HUN	TUR	ITA	BEL	BRA	JPN	CHN
1	5	F. ALONSO (ESP)	133	6	10	10	10	8	5	10			10	8	10		8	8	8	6	6	10
2	9	K. RAIKKONEN (FIN)	112	1		6		10	10		10		8	6		10	10	5	10	8	10	8
3	1	M. SCHUMACHER (GER)	62		2		8		2	4	8	10	6	3	4	8				5	2	
4	10	J. MONTOYA (COL)	60	3	5			2	4	2				10	8		6	10		10		
5	6	G. FISICHELLA (ITA)	58	10				4		3			3	5	5		5	6		4	8	5
6	17	R. SCHUMACHER (GER)	45		4	5		5	3		3		2	1	3	6		3	2	1	1	6
7	16	J. TRULLI (ITA)	43		8	8	4	6		1			4			5	3	4				
8	2	R. BARRICHELLO (BRA)	38	8					1	6	6	8		2					4	3		
9	3	J. BUTTON (GBR)	37										5	4	6	4	4	1	6	2	4	1
10	7	M. WEBBER (AUS)	36	4		3	2	3	6		4					2			5		5	2
11	8	N. HEIDFELD (GER)	28		6		3		8	8						3						
12	14	D. COULTHARD (GBR)	24	5	3	1		1		5	2				2		2				3	
13	12	F. MASSA (BRA)	11			2					5				1							3
14	11	J. VILLENEUVE (CAN)	9				5						1						3			
15	15/37	C. KLIEN (AUT)	9	2	1						1						1					4
16	18	T. MONTEIRO (POR)	7									6							1			
17	10/35	A. WURZ (AUT)	6				6															
18	19	N. KARTHIKEYAN (IND)	5									5										
19	21	C. ALBERS (NED)	4									4										
20	10/35	P. DE LA ROSA (ESP)	4			4																
21	20	P. FRIESACHER (AUT)	3									3										
22	8	A. PIZZONIA (BRA)	2															2				
23	4	T. SATO (JPN)	1												1							
24	15/37	V. LIUZZI (ITA)	1				1															
25	20	R. DOORNBOS (NED)	0																			

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Lucky Strike Honda Racing F1 Team		Super Aguri F1		POLE	QF FASTEST	PODIUM
		#11 R. BARRICHELLO	#12 J. BUTTON	#22 T. SATO	#23 Y. IDE	POSITION	LAP TIME	(FIRST 3)
ROUND 1 BAHRAIN GP	QUALIFYING	6th (1'32.579)	3th (1'31.549)	20th (1'37.411)	21th (1'40.270)	#5 M. SCHUMACHER 1'31.431	#5 M. SCHUMACHER 1'31.431	#1 F. ALONSO
Bahrain	RACE	15th	4th	18th	R (35LAPS)			#5 M. SCHUMACHER
5.412km×57Laps=308.238km	(DELAY)	(1LAP)	(19.992)	(4LAPS)	-			#3 K. RAIKKONEN
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	12th (1'34.683)	2th (1'33.986)	21th (1'39.011)	22th (1'40.720)	#2 G. FISICHELLA 1'33.840	#12 J. BUTTON 1'33.527	#2 G. FISICHELLA
Kuala Lumpur	RACE	10th	3th	14th	R (33LAPS)			#1 F. ALONSO
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	(1LAP)	(9.631)	(3LAPS)	-			#12 J. BUTTON
ROUND 3 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	17th (1'29.943)	PP (1'25.229)	21th (1'32.279)	22th (1'36.164)	#12 J. BUTTON 1'25.229	#12 J. BUTTON 1'25.229	#1 F. ALONSO
Melbourne	RACE	7th	10th	12th	13th			#3 K. RAIKKONEN
5.303km×57Laps=302.271km	(DELAY)	(51.904)	DNF	(2LAPS)	(3LAPS)			#7 R. SCHUMACHER
ROUND 4 SAN MARINO GP	QUALIFYING	3th (1'23.242)	2th (1'22.988)	21th (1'27.609)	22th (1'29.282)	#5 M. SCHUMACHER 1'22.795	#5 M. SCHUMACHER 1'22.579	#5 M. SCHUMACHER
Imola	RACE	10th	7th	R (44LAPS)	R (23LAPS)			#1 F. ALONSO
4.959km×62Laps=307.221km	(DELAY)	(77.851)	(39.635)	-	-			#4 J. MONTOYA
				#23 F. MONTAGNY				
ROUND 5 EUROPE GP	QUALIFYING	4th (1'30.754)	6th (1'30.940)	21th (1'35.239)	22th (1'46.505)	#1 F. ALONSO 1'29.819	#1 F. ALONSO 1'29.819	#5 M. SCHUMACHER
Nurburgring	RACE	5th	R (28LAPS)	R (45LAPS)	R (29LAPS)			#1 F. ALONSO
5.148km×60Laps=308.863km	(DELAY)	(72.586)	-	-	-			#6 F. MASSA
ROUND 6 SPAIN GP	QUALIFYING	5th (1'15.885)	8th (1'16.008)	20th (1'18.920)	21th (1'20.763)	#1 F. ALONSO 1'14.648	#5 M. SCHUMACHER 1'14.637	#1 F. ALONSO
Barcelona	RACE	7th	6th	17th	R (10LAPS)			#5 M. SCHUMACHER
4.627km×66Laps=305.256km	(DELAY)	(1LAP)	(58.347)	(4LAPS)	-			#2 G. FISICHELLA
ROUND 7 MONACO GP	QUALIFYING	- ※1	13th (1'14.982) ※2	19th (1'17.276) ※2	20th (1'17.502) ※2	#1 F. ALONSO ※2 1'13.962 ※2	#3 K. RAIKKONEN 1'13.532	#1 F. ALONSO
Monte Carlo	RACE	4th	11th	R (46LAPS)	16th			#4 J. MONTOYA
3.340km×78Laps=260.520km	(DELAY)	(53.337)	(1LAP)	-	(3LAPS)			#14 D. COULTHARD
ROUND 8 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	6th (1'20.943)	19th (1'23.247)	20th (1'26.158)	21th (1'26.316)	#1 F. ALONSO 1'20.253	#1 F. ALONSO 1'20.253	#1 F. ALONSO
Silverstone	RACE	10th	R (8LAPS)	17th	18th			#5 M. SCHUMACHER
5.141km×60Laps=308.355km	(DELAY)	(1LAP)	-	(3LAPS)	(3LAPS)			#3 K. RAIKKONEN
ROUND 9 CANADA GP	QUALIFYING	9th (1'16.912)	8th (1'16.608)	21th (1'19.088)	22th (1'19.152)	#1 F. ALONSO 1'14.942	#1 F. ALONSO 1'14.726	#1 F. ALONSO
Montreal	RACE	R (11LAPS)	9th	15th	R (2LAPS)			#5 M. SCHUMACHER
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	-	(1LAP)	(DNF)	-			#3 K. RAIKKONEN
ROUND 10 UNITED STATES GP	QUALIFYING	4th (1'12.109)	7th (1'12.523)	18th (1'13.496)	21th (1'16.036)	#5 M. SCHUMACHER 1'10.832	#5 M. SCHUMACHER 1'10.636	#5 M. SCHUMACHER
Indianapolis	RACE	6th	R (3LAPS)	R (6LAPS)	R (0LAP)			#6 F. MASSA
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	(36.516)	-					#2 G. FISICHELLA
ROUND 11 FRANCE GP	QUALIFYING	14th (1'17.027)	19th (1'17.495)	22th (1'18.845)	21th (1'18.637)	#5 M. SCHUMACHER 1'15.493	#5 M. SCHUMACHER 1'15.111	#5 M. SCHUMACHER
Magny Cours	RACE	R (18LAPS)	R (61LAPS)	R (0LAP)	16th			#1 F. ALONSO
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	-	-	-	(3LAPS)			#6 F. MASSA
				#23 S. YAMAMOTO				
ROUND 12 GERMANY GP	QUALIFYING	6th (1'14.934)	4th (1'14.862)	19th (1'17.185)	21th (1'20.444)	#3 K. RAIKKONEN 1'14.070	#5 M. SCHUMACHER 1'13.778	#5 M. SCHUMACHER
Hockenheim	RACE	R (18LAPS)	4th	R (38LAPS)	R (1LAP)			#6 F. MASSA
4.574km×67Laps=306.458km	(DELAY)	-	(18.898)	-	-			#3 K. RAIKKONEN
ROUND 13 HUNGARY GP	QUALIFYING	3th (1'20.085)	4th (1'20.092) ※3	19th (1'22.967)	22th (1'24.016)	#3 K. RAIKKONEN 1'19.599	#6 F. MASSA 1'19.504	#12 J. BUTTON
Budapest	RACE	4th	WIN	13th	R (0LAP)			#4 P. DE LA ROSA
4.381km×70Laps=306.663km	(DELAY)	(45.205)	-	(5LAPS)				#16 N. HEIDFELD
ROUND 14 TURKEY GP	QUALIFYING	14th (1'28.257)	7th (1'27.790)	22th (1'30.850)	21th (1'30.607)	#6 F. MASSA 1'26.907	#5 M. SCHUMACHER 1'25.850	#6 F. MASSA
Istanbul	RACE	8th	4th	R (41LAPS)	R (23LAPS)			#1 F. ALONSO
5.338km×58Laps=309.396km	(DELAY)	(60.034)	(12.334)	-	-			#5 M. SCHUMACHER
ROUND 15 ITALY GP	QUALIFYING	8th (1'22.787) ※4	5th (1'22.011) ※4	21th (1'24.289)	22th (1'26.001)	#3 K. RAIKKONEN 1'21.484	#6 F. MASSA 1'21.225	#5 M. SCHUMACHER
Monza	RACE	6th	5th	16th	R (18LAPS)			#3 K. RAIKKONEN
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	(42.409)	(32.685)	(2LAPS)	-			#17 R. KUBICA
ROUND 16 CHINA GP	QUALIFYING	3th (1'45.503)	4th (1'45.503)	20th (1'50.326) ※5	21th (1'55.560) ※5	#1 F. ALONSO 1'44.360	#1 F. ALONSO 1'43.951	#5 M. SCHUMACHER
Shanghai	RACE	6th	4th	- ※6	16th ※7			#1 F. ALONSO
5.451km×56Laps=305.066km	(DELAY)	(79.131)	(72.056)	-	(4LAPS)			#2 G. FISICHELLA
ROUND 17 JAPAN GP	QUALIFYING	8th (1'31.478)	7th (1'30.992)	20th (1'33.666)	-	#6 F. MASSA 1'29.599	#5 M. SCHUMACHER 1'28.954	#1 F. ALONSO
Suzuka	RACE	12th	4th	15th	17th			#6 F. MASSA
5.807km×53Laps=307.573km	(DELAY)	(1LAP)	(34.101)	(1LAP)	(3LAPS)			#2 G. FISICHELLA
ROUND 18 BRAZIL GP	QUALIFYING	5th (1'11.619)	14th (1'11.742)	20th (1'13.269)	21th (1'13.357)	#6 F. MASSA 1'10.680	#5 M. SCHUMACHER 1'10.313	#6 F. MASSA
Interlagos	RACE	7th	3th	10th	16th			#1 F. ALONSO
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	(40.294)	(19.394)	(1LAP)	(2LAPS)			#12 J. BUTTON

※1 他車の走行を意図的に妨害したと裁定され、予選タイムを抹消
※2 M. SCHUMACHERのQ3での意図的に他車の走行を妨害したと裁定され、予選タイムを抹消。その結果、予選結果が1Grid繰上げとなった
※3 J. BUTTONはエンジン交換により10位降格となり決勝Gridが4th→14th
※4 5th F. ALONSOがF. MASSAの走行を妨害したと裁定されQ3のベスト3タイムを抹消された。結果としてR. BARRICHELLOが9th→8th、J. BUTTONが6th→5thへ繰上げ
※5 C. ALBERSが車検要請に応じず、予選タイムの抹消のペナルティを受け、結果T. SATOが21th→20th、S. YAMAMOTOが22th→21thへ繰上げ
※6 青旗無視のため、レース結果から除外
※7 ※2の結果、S. YAMAMOTOが17th→16thへ繰上げ

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	BRN	MAL	AUS	SMR	EUR	ESP	MON	GBR	CAN	USA	FRA	GER	HUN	TUR	ITA	CHN	JPN	BRA
1	Mild Seven Renault F1 Team	206	10	18	14	9	11	16	13	15	15	10	11	7		11	5	14	16	11
2	Scuderia Ferrari Marlboro	201	8	7		15	16	13	4	12	12	18	16	18	3	16	10	10	8	15
3	Team McLaren Mercedes	110	10	5	8	10	5	4	8	9	6		6	6	8	4	8	4	4	5
4	Lucky Strike Honda Racing F1 Team	86	5	6	2	2	4	5	5			3		5	15	6	7	8	5	8
5	BMW Sauber F1 Team	36		2	8		1	1	2	3	2		1		6		7	2	1	
6	Panasonic Toyota Racing	35		1	6				1		3	5	5	2	3	2	2		5	
7	Red Bull Racing	16	1		1				6		1	2		1	4					
8	Williams F1 Team	11	5			3	2											1		
9	Scuderia Toro Rosso	1										1								
10	Spyker M F1 Team	0																		
11	Super Aguri Formula 1	0																		

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	BRN	MAL	AUS	SMR	EUR	ESP	MON	GBR	CAN	USA	FRA	GER	HUN	TUR	ITA	CHN	JPN	BRA
1	1	F. ALONSO (ESP)	134	10	8	10	8	8	10	10	10	10	4	8	4		8		8	10	8
2	5	M.SCHUMACHER (GER)	121	8	3		10	10	8	4	8	8	10	10	10	1	6	10	10		5
3	6	F. MASSA (BRA)	80		4		5	6	5		4	4	8	6	8	2	10			8	10
4	2	G. FISICHELLA (ITA)	72		10	4	1	3	6	3	5	5	6	3	3		3	5	6	6	3
5	3	K. RAIKKONEN (FIN)	65	6		8	4	5	4		6	6		4	6			8		4	4
6	12	J. BUTTON (GBR)	56	5	6		2		3						5	10	5	4	5	5	6
7	11	R. BARRICHELLO (BRA)	30			2		4	2	5			3			5	1	3	3		2
8	4	J. MONTOYA (COL)	26	4	5		6			8	3										
9	16	N. HEIDFELD (GER)	23			5			1	2	2	2		1		6		1	2	1	
10	7	R. SCHUMACHER (GER)	20		1	6				1				5		3	2			2	
11	4	P. DE LA ROSA (ESP)	19											2		8	4		4		1
12	8	J. TRULLI (ITA)	15									3	5		2			2		3	
13	14	D. COULTHARD (GBR)	14			1				6		1	2			4					
14	9	M. WEBBER (AUS)	7	3			3												1		
15	17	J. VILLENEUVE (CAN)	7		2	3		1			1										
16	17/38	R. KUBICA (POR)	6															6			
17	10	N. ROSBERG (GER)	4	2				2													
18	15	C. KLIEN (AUT)	2	1																	
19	20	V. LIUZZI (ITA)	1										1								
20	21	S. SPEED (USA)																			
21	18	T. MONTEIRO (POL)																			
22	19	C. ALBERS (NED)																			
23	22	T. SATO (JPN)																			
24	15/37	R. DOORNBOS (NED)																			
25	23	Y. IDE (JPN)																			
26	23/41	S. YAMAMOTO (JPN)																			
27	23/41	F. MONTAGNY																			

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Honda Racing F1 Team		Super Aguri F1 Team		POLE	QF FASTEST	PODIUM
		#7 J. BUTTON	#8 R. BARRICHELLO	#12 T. SATO	#14 A. DAVIDSON	POSITION	LAP TIME	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	14th (1'27.264)	17th (1'27.679)	10th (1'28.871)	11th (1'26.909)	#6 K. RAIKKONEN 1'26.072	#1 F. ALONSO 1'25.326	#6 K. RAIKKONEN
Melbourne	RACE	15th	11th	12th	16th			#1 F. ALONSO
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)	(2LAPS)			#2 L. HAMILTON
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	15th (1'36.088)	19th (1'36.827)	14th (1'35.945)	18th (1'36.816)	#5 F. MASSA 1'35.043	#1 F. ALONSO 1'34.057	#1 F. ALONSO
Kuala Lumpur	RACE	12th	11th	13th	16th			#2 L. HAMILTON
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)			#6 K. RAIKKONEN
ROUND 3 BAHRAIN GP	QUALIFYING	16th (1'33.731)	15th (1'33.624)	17th (1'33.984)	13th (1'33.082)	#5 F. MASSA 1'32.652	#5 F. MASSA 1'31.359	#5 F. MASSA
Bahrain	RACE	R (0LAP)	13th	R (34LAPS)	16th			#2 L. HAMILTON
5.412km×57Laps=308.238km	(DELAY)	-	(1LAP)	-	(DNF)			#6 K. RAIKKONEN
ROUND 4 SPAIN GP	QUALIFYING	14th (1'22.120)	12th (1'22.097)	13th (1'22.115)	15th (DNF)	#5 F. MASSA 1'21.421	#5 F. MASSA 1'20.597	#5 F. MASSA
Barcelona	RACE	12th	10th	8th	11th			#2 L. HAMILTON
4.655km×65Laps=302.449km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)			#1 F. ALONSO
ROUND 5 MONACO GP	QUALIFYING	10th (1'17.939)※1	9th (1'17.498)※1	21th (1'18.554)	17th (1'18.250)	#1 F. ALONSO 1'15.726	#1 F. ALONSO 1'15.431	#1 F. ALONSO
Monte Carlo	RACE	11th	10th	17th	18th			#2 L. HAMILTON
3.340km×78Laps=260.520km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(2LAPS)	(2LAPS)			#5 F. MASSA
ROUND 6 CANADA GP	QUALIFYING	15th (1'17.541)	13th (1'17.116)	11th (1'16.743)	17th (1'17.542)	#2 L. HAMILTON 1'15.707	#2 L. HAMILTON 1'15.486	#2 L. HAMILTON
Montreal	RACE	R (0LAP)	12th	6th	11th			#9 N. HEIDFELD
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	-	30.439	16.698	24.318			#17 A. WURZ
ROUND 7 UNITED STATES GP	QUALIFYING	13th (1'12.998)	15th (1'13.201)	18th (1'13.477)	16th (1'13.259)	#2 L. HAMILTON 1'12.331	#1 F. ALONSO 1'11.926	#2 L. HAMILTON
Indianapolis	RACE	12th	R (0LAP)	R (13LAPS)	11th			#1 F. ALONSO
4.192km×73Laps=306.016km	(DELAY)	(1LAP)	-	-	(1LAP)			#5 F. MASSA
ROUND 8 FRANCE GP	QUALIFYING	12th (1'15.584)	13th (1'15.761)	19th (1'16.244)※2	20th (1'16.366)	#5 F. MASSA 1'15.034	#2 L. HAMILTON 1'14.795	#6 K. RAIKKONEN
Magny Cours	RACE	8th	11th	16th	R (1LAP)			#5 F. MASSA
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	58.885	(1LAP)	(2LAPS)	-			#2 L. HAMILTON
ROUND 9 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	18th (1'21.335)	14th (1'20.364)	21th (1'22.045)	19th (1'21.448)	#2 L. HAMILTON 1'19.997	#1 F. ALONSO 1'19.152	#6 K. RAIKKONEN
Silverstone	RACE	10th	9th	14th	R (35LAPS)			#1 F. ALONSO
5.141km×59Laps=303.214km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(2LAP)	-			#2 L. HAMILTON
ROUND 10 EUROPE GP	QUALIFYING	17th (1'32.983)	14th (1'32.221)	16th (1'32.838)	15th (1'32.451)	#6 K. RAIKKONEN 1'31.450	#5 F. MASSA 1'30.912	#1 F. ALONSO
Nurburgring	RACE	R (2LAPS)	11th	R (19LAPS)	12th			#5 F. MASSA
5.148km×60Laps=308.863km	(DELAY)	-	(1LAP)	-	(1LAP)			#15 M. WEBBER
ROUND 11 HUNGARY GP	QUALIFYING	17th (1'21.737)	18th (1'21.877)	19th (1'22.143)	15th (1'21.127)	#1 F. ALONSO※3 1'19.674	#2 L. HAMILTON 1'19.301	#2 L. HAMILTON
Budapest	RACE	R (35LAPS)	18th	15th	R (41LAPS)			#6 K. RAIKKONEN
4.381km×70Laps=306.663km	(DELAY)	-	(2LAPS)	(1LAP)				#9 N. HEIDFELD
ROUND 12 TURKEY GP	QUALIFYING	15th (1'28.220)	14th (1'28.188)	19th (1'28.953)	11th (1'28.002)	#5 F. MASSA 1'27.329	#1 F. ALONSO 1'26.841	#5 F. MASSA
Istanbul	RACE	13th	17th	18th	14th			#6 K. RAIKKONEN
5.338km×58Laps=309.396km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)			#1 F. ALONSO
ROUND 13 ITALY GP	QUALIFYING	10th (1'25.165)	12th (1'23.176)	17th (1'23.749)	14th (1'23.274)	#1 F. ALONSO 1'21.997	#1 F. ALONSO 1'21.356	#1 F. ALONSO
Monza	RACE	8th	10th	16th	14th			#2 L. HAMILTON
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	72.168	76.958	(1LAP)	(1LAP)			#6 K. RAIKKONEN
ROUND 14 BELGIUM GP	QUALIFYING	14th (1'46.955)	18th (1'47.954)	19th (1'47.980)	21th (1'48.199)	#6 K. RAIKKONEN 1'45.994	#6 K. RAIKKONEN 1'45.070	#6 K. RAIKKONEN
Spa Francorchamps	RACE	R (36LAPS)	13th	15th	16th			#5 F. MASSA
7.004km×44Laps=308.053km	(DELAY)	-	(1LAP)	(1LAP)	(1LAP)			#1 F. ALONSO
ROUND 15 JAPAN GP	QUALIFYING	7th (1'26.913)	17th (1'27.323)	21th (1'28.792)	19th (1'27.564)	#2 L. HAMILTON 1'25.368	#2 L. HAMILTON 1'24.753	#2 L. HAMILTON
Fuji	RACE	11th	10th	15th	R (54LAPS)			#4 H. KOVALAINEN
4.563km×67Laps=305.416km	(DELAY)	(DNF)	88.342	(DNF)	-			#6 K. RAIKKONEN
ROUND 16 CHINA GP	QUALIFYING	10th (1'39.285)	17th (1'37.251)	20th (1'38.218)	15th (1'37.247)	#2 L. HAMILTON 1'35.908	#6 K. RAIKKONEN 1'35.381	#6 K. RAIKKONEN
Shanghai	RACE	5th	15th	14th	R (11LAPS)			#1 F. ALONSO
5.451km×56Laps=305.066km	(DELAY)	68.666	(1LAP)	(1LAP)				#5 F. MASSA
ROUND 17 BRAZIL GP	QUALIFYING	16th (1'13.469)	11th (1'12.932)	18th (1'14.098)	20th (1'14.596)	#5 F. MASSA 1'11.931	#5 F. MASSA 1'11.931	#6 K. RAIKKONEN
Interlagos	RACE	R (20LAPS)	R (40LAPS)	12th	14th			#5 F. MASSA
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	-	-	(2LAPS)	(3LAPS)			#1 F. ALONSO

※1 D. COULTHARDがQ2での走行妨害の為、Q3出走権利の剥奪で、2位降格のペナルティーを受け、結果的にJ. BUTTONが11th→10th、R. BARRICHELLOが10th→9thへ繰上げ
※2 T. SATOは前戦アメリカGPで黄旗追越によるペナルティで10Grid降格ペナルティを受け、決勝Gridは最後尾スタートとなった
※3 F. ALONSOが予選での他社への妨害により決勝Gridが5Grid降格となった

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	ESP	MON	CAN	USA	FRA	GBR	EUR	HUN	TUR	ITA	BEL	JPN	CHN	BRA
1	Scuderia Ferrari Marlboro	204	13	10	16	10	7	4	11	18	14	8	8	18	6	18	9	16	18
2	BMW Sauber F1 Team	101	5	5	8	5	7	8	1	9	8	5	10	6	9	4	2	2	7
3	ING Renault F1 Team	51	4	4	1	2	5	5	4	3	3	1	1	3	2	1	12		
4	AT&T Williams	33	2			3	2	6				5	2	2	3	3			5
5	Red Bull Racing	24				4			2			10				2	5	1	
6	Panasonic Toyota Racing	13	1	2	2			1	3				3						1
7	Scuderia Toro Rosso	8																8	
8	Honda Racing F1 Team	6								1					1			4	
9	Super Aguri F1 Team	4				1		3											
10	Etihad Aldar Spyker F1 Team	1															1		
11	Vodafone McLaren Mercedes	0																	

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	ESP	MON	CAN	USA	FRA	GBR	EUR	HUN	TUR	ITA	BEL	JPN	CHN	BRA
1	6	K. RAIKKONEN (FIN)	110	10	6	6		1	4	5	10	10		8	8	6	10	6	10	10
2	2	L. HAMILTON (GBR)	109	6	8	8	8	8	10	10	6	6		10	4	8	5	10		2
3	1	F. ALONSO (ESP)	109	8	10	4	6	10	2	8	2	8	10	5	6	10	6		8	6
4	5	F. MASSA (BRA)	94	3	4	10	10	6		6	8	4	8		10		8	3	6	8
5	9	N. HEIDFELD (GER)	61	5	5	5		3	8		4	3	3	6	5	5	4		2	3
6	10	R. KUBICA (POL)	39			3	5	4			5	5	2	4	1	4		2		4
7	4	H. KOVALAINEN (FIN)	30		1		2		5	4		2	1	1	3	2	1	8		
8	3	G. FISICHELLA (ITA)	21	4	3	1		5			3	1						4		
9	16	N. ROSBERG (GER)	20	2			3							2	2	3	3			5
10	14	D. COULTHARD (GBR)	14				4						4					5	1	
11	17	A. WURZ (AUT)	13					2	6				5							
12	15	M. WEBBER (AUS)	10							2			6				2			
13	12	J. TRULLI (ITA)	8		2	2				3										1
14	19	S. VETTEL (GER)	6							1									5	
15	7	J. BUTTON (GBR)	6								1					1			4	
16	11	R. SCHUMACHER (GER)	5	1					1					3						
17	22	T. SATO (JPN)	4				1		3											
18	18	V. LIUZZI (ITA)	3																3	
19	20	A. SUTIL (GER)	1															1		
20	8	R. BARRICHELLO (BRA)																		
21	19	S. SPEED (USA)																		
22	17/38	K. NAKAJIMA (JPN)																		
23	23	A. DAVIDSON (GBR)																		
24	21	S. YAMAMOTO (JPN)																		
25	21	C. ALBERS (NED)																		

FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP

		Honda Racing F1 Team		Super Aguri F1 Team		POLE	QF FASTEST	PODIUM
		#7 J. BUTTON	#8 R. BARRICHELLO	#12 T. SATO	#14 A. DAVIDSON	POSITION	LAP TIME	(FIRST 3)
ROUND 1 AUSTRALIA GP	QUALIFYING	13th (1'26.259)	11th (1'26.173)	20th (1'28.208)	22th (1'29.059)	#22 L. HAMILTON 1'26.714	#22 L. HAMILTON 1'25.187	#22 L. HAMILTON
Melbourne	RACE	R (0LAP)	- ※1	R (32LAPS)	R (0LAP)			#3 N. HEIDFELD
5.303km×58Laps=307.574km	(DELAY)	-	-	-	-			#7 N. ROSBERG
ROUND 2 MALAYSIA GP	QUALIFYING	11th (1'35.208)	14th (1'35.622)	20th (1'37.087)	22th (1'37.481)	#2 F. MASSA 1'35.748	#1 K. RAIKKONEN 1'34.188	#1 K. RAIKKONEN
Kuala Lumpur	RACE	10th	13th	16th	15th			#4 R. KUBICA
5.543km×56Laps=310.408km	(DELAY)	86.214	(1LAP)	(2LAPS)	(1LAP)			#23 H. KOVALAINEN
ROUND 3 BAHRAIN GP	QUALIFYING	9th (1'35.057)	12th (1'32.508)	22th (1'35.725)	21th (1'34.140)	#4 R. KUBICA 1'33.096	#2 F. MASSA 1'31.188	#2 F. MASSA
Bahrain	RACE	R (19LAPS)	11th	17th	16th			#1 K. RAIKKONEN
5.412km×57Laps=308.238km	(DELAY)	-	77.862	(1LAP)	(1LAP)			#4 R. KUBICA
ROUND 4 SPAIN GP	QUALIFYING	13th (1'21.211)	11th (1'21.049)	22th (1'23.496)	21th (1'23.318)	#1 K. RAIKKONEN 1'21.813	#2 F. MASSA 1'20.584	#1 K. RAIKKONEN
Barcelona	RACE	6th	R (34LAPS)	13th	R (8LAPS)			#2 F. MASSA
4.655km×66Laps=307.104km	(DELAY)	53.010	-	(1LAP)	-			#22 L. HAMILTON
ROUND 5 TURKEY GP	QUALIFYING	13th (1'27.298)	12th (1'27.219)			#2 F. MASSA 1'27.617	#2 F. MASSA 1'25.994	#2 F. MASSA
Istanbul	RACE	11th	14th					#22 L. HAMILTON
5.338km×58Laps=309.396km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)					#1 K. RAIKKONEN
ROUND 6 MONACO GP	QUALIFYING	12th (1'16.101) ※2	15th (1'16.537) ※2			#2 F. MASSA 1'15.787	#2 F. MASSA 1'15.110	#22 L. HAMILTON
Monte Carlo	RACE	11th	6th					#4 R. KUBICA
3.340km×76Laps=253.840km	(DELAY)	(1LAP)	(28.408)					#2 F. MASSA
ROUND 7 CANADA GP	QUALIFYING	19th (1'23.565)	9th (1'20.848)			#22 L. HAMILTON 1'17.886	#22 L. HAMILTON 1'16.909	#4 R. KUBICA
Montreal	RACE	11th	7th					#3 N. HEIDFELD
4.361km×70Laps=305.270km	(DELAY)	(67.540)	(53.597)					#9 D. COULTHARD
ROUND 8 FRANCE GP	QUALIFYING	17th (1'16.306)	18th (1'16.330)			#1 K. RAIKKONEN 1'16.449	#2 F. MASSA 1'15.024	#2 F. MASSA
Magny Cours	RACE	R (16LAPS)	14th					#1 K. RAIKKONEN
4.411km×70Laps=308.586km	(DELAY)	-	(1LAP)					#11 J. TRULLI
ROUND 9 GREAT BRITAIN GP	QUALIFYING	17th (1'21.631)	16th (1'21.512)			#23 H. KOVALAINEN 1'21.049	#22 L. HAMILTON 1'19.537	#22 L. HAMILTON
Silverstone	RACE	R (38LAPS)	3th					#3 N. HEIDFELD
5.141km×60Laps=308.355km	(DELAY)	-	(82.273)					#17 R. BARRICHELLO
ROUND 10 GERMANY GP	QUALIFYING	14th (1'15.701)	18th (1'16.246)			#22 L. HAMILTON 1'15.666	#22 L. HAMILTON 1'14.603	#22 L. HAMILTON
Hockenheim	RACE	17th	R (50LAPS)					#6 N. PIQUET
4.574km×67Laps=306.458km	(DELAY)	(1LAP)	-					#2 F. MASSA
ROUND 11 HUNGARY GP	QUALIFYING	12th (1'20.332)	18th (1'21.332) ※3			#22 L. HAMILTON 1'20.899	#2 F. MASSA 1'19.068	#23 H. KOVALAINEN
Budapest	RACE	12th	16th					#12 T. GLOCK
4.381km×70Laps=306.630km	(DELAY)	(1LAP)	(2LAPS)					#1 K. RAIKKONEN
ROUND 12 EUROPE GP	QUALIFYING	16th (1'38.880)	19th (1'39.811) ※4			#2 F. MASSA 1'38.989	#15 S. VETTEL 1'37.842	#2 F. MASSA
Valencia	RACE	13th	16th					#22 L. HAMILTON
5.419km×57Laps=308.883km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)					#4 R. KUBICA
ROUND 13 BELGIUM GP	QUALIFYING	17th (1'48.211)	16th (1'48.153)			#22 L. HAMILTON 1'47.338	#23 H. KOVALAINEN 1'46.037	#2 F. MASSA
Spa Francorchamps	RACE	15th	R (19LAPS)					#3 N. HEIDFELD
7.004km×44Laps=308.052km	(DELAY)	(1LAP)	-					#22 L. HAMILTON ※5
ROUND 14 ITALY GP	QUALIFYING	19th (1'37.006)	16th (1'36.510)			#15 S. VETTEL 1'37.555	#23 H. KOVALAINEN 1'35.214	#15 S. VETTEL
Monza	RACE	15th	17th					#23 H. KOVALAINEN
5.793km×53Laps=306.720km	(DELAY)	(73.370)	(1LAP)					#4 R. KUBICA
ROUND 15 SINGAPORE GP	QUALIFYING	12th (1'45.133)	18th (1'46.583)			#2 F. MASSA 1'44.801	#2 F. MASSA 1'44.014	#5 F. ALONSO
Singapore	RACE	9th	R (14LAPS)					#7 N. ROSBERG
5.067km×61Laps=308.950km	(DELAY)	(19.885)	-					#22 L. HAMILTON
ROUND 16 JAPAN GP	QUALIFYING	18th (1'19.100)	17th (1'18.882)			#22 L. HAMILTON 1'18.404	#2 F. MASSA 1'17.287	#5 F. ALONSO
Fuji	RACE	14th	13th					#4 R. KUBICA
4.563km×67Laps=305.416km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)					#1 K. RAIKKONEN
ROUND 17 CHINA GP	QUALIFYING	18th (1'37.053)	14th (1'36.079) ※6			#22 L. HAMILTON 1'36.303	#22 L. HAMILTON 1'34.947	#22 L. HAMILTON
Shanghai	RACE	16th	11th					#2 F. MASSA
5.451km×56Laps=305.066km	(DELAY)	(1LAP)	(85.061)					#1 K. RAIKKONEN
ROUND 18 BRAZIL GP	QUALIFYING	17th (1'12.810)	15th (1'13.139)			#2 F. MASSA 1'12.368	#23 H. KOVALAINEN 1'11.768	#2 F. MASSA
Interlagos	RACE	13th	15th					#5 F. ALONSO
4.309km×71Laps=305.909km	(DELAY)	(1LAP)	(1LAP)					#1 K. RAIKKONEN

※1 ピットレーン出口の赤信号無視により、レースより除外
※2 D. COULTHARDがG/Box交換により5Grid降格となった為、決勝GridがJ. BUTTONが12th→11th、R. BARRICHELLOが15th→14thへ繰上げ
※3 S. BOURDAISが予選で進路妨害したとして5Grid降格となり、結果、決勝GridがR. BARRICHELLOが18th→17thへ繰上げ
※4 R. BARRICHELLOはパルクフェルメ条件下にある車両の一部を変更した為、決勝はピットスタートに
※5 L. HAMILTONがシケインをカットしたとして、レースタイムに25秒加算のペナルティーを受け1st→3rdへ
※6 M. WEBBERがエンジン交換の為、10Grid降格となり、R. BARRICHELLOの決勝Gridが14th→13thに繰上げ

CONSTRUCTORS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	TEAM (CAR NO.)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	ESP	TUR	MON	CAN	FRA	GBR	GER	HUN	EUR	BEL	ITA	SIN	JPN	CHN	BRA
1	Scuderia Ferrari Marlboro	172	1	10	18	18	16	6	4	18	5	9	6	10	10	3		8	14	16
2	Vodafone McLaren Mercedes	151	14	10	4	6	8	11		5	14	14	14	13	6	10	6		10	6
3	BMW Sauber F1 Team	135	8	11	11	5	9	8	18	4	8	7	1	6	11	10	3	8	7	
4	ING Renault F1 Team	80	5	1			3			3	3	8	8		5	5	10	15	6	8
5	Panasonic Toyota Racing	56		5	3	1			8	6	2		10	6			5	4	2	4
6	Scuderia Toro Rosso	39	2					4	1			1		3	6	10	4	3		5
7	Red Bull Racing	29		2	2	4	2	5	6	3					1	1	2	1		
8	AT&T Williams	26	9		1	2	1	2			1			1			9			
9	Honda Racing F1 Team	14				3		3	2		6									
10	Force India F1 Team	0																		
11	Super Aguri F1 Team	0																		

DRIVERS WORLD CHAMPIONSHIP

P.	No.	DRIVER (NAT)	TOTAL	AUS	MAL	BRN	ESP	TUR	MON	CAN	FRA	GBR	GER	HUN	EUR	BEL	ITA	SIN	JPN	CHN	BRA
1	22	L. HAMILTON (GBR)	98	10	4		6	8	10			10	10	4	8	6	2	6		10	4
2	2	F. MASSA (BRA)	97			10	8	10	6	4	10		6		10	10	3		2	8	10
3	1	K. RAIKKONEN (FIN)	75	1	10	8	10	6			8	5	3	6					6	6	6
4	4	R. KUBICA (POL)	75		8	6	5	5	8	10	4		2	1	6	3	6		8	3	
5	5	F. ALONSO (ESP)	61	5	1			3			1	3		5		5	5	10	10	5	8
6	3	N. HEIDFELD (GER)	60	8	3	5		4		8		8	5			8	4	3		4	
7	23	H. KOVALAINEN (FIN)	53	4	6	4			1		5	4	4	10	5		8				2
8	15	S. VETTEL (GER)	35						4	1			1		3	4	10	4	3		5
9	11	J. TRULLI (ITA)	31		5	3	1			3	6	2		2	4				4		1
10	12	T. GLOCK (GER)	25							5				8	2			5		2	3
11	10	M. WEBBER (AUS)	21		2	2	4	2	5		3					1	1		1		
12	6	N. PIQUET (BRA)	19								2		8	3					5	1	
13	7	N. ROSBERG (GER)	17	6		1		1							1			8			
14	17	R. BARRICHELLO (BRA)	11						3	2		6									
15	8	K. NAKAJIMA (JPN)	9	3			2		2			1						1			
16	9	D. COULTHARD (GBR)	8							6								2			
17	14	S. BOURDAIS (FRA)	4	2												2					
18	16	J. BUTTON (GBR)	3				3														
19	21	G. FISICHELLA (ITA)																			
20	20	A. SUTIL (GER)																			
21	18	T. SATO (JPN)																			
22	19	A. DAVIDSON (GBR)																			

第３期Honda F1活動協力会社・団体名一覧



第３期 Honda F1 活動協力会社・団体名一覧

BAR とのジョイントプロジェクトにより 2000 年から F1 グランプリに参戦し，2006 年に Honda 独自の F1 チームとして，悲願の初優勝を飾ることができました．第３期 Honda F1 の９年間のレース活動を継続できたのは，ここに掲載させていただいたお取引先様をはじめ多くの方々の多大なご協力があってのことと，改めて心よりお礼申し上げます．また，数々のご尽力をいただいたお取引先の皆様と，ご助言ご協力いただいた社内外の皆様，そして温かいご支援をいただいた多くの方々に対し，深くお礼申し上げます．

本当にありがとうございました．

株式会社アートファスト
株式会社アールディエス
IMV 株式会社
株式会社アイ・シイ・エス
日本アイ・ティ・エフ株式会社
株式会社アイペック
明石通信機株式会社
株式会社浅野
アジア熱処理技研株式会社
株式会社アスペクト
株式会社荒井製作所
株式会社アライドマテリアル
株式会社有沢製作所
株式会社アルティマ
株式会社 IHI
株式会社 IHI 検査計測
株式会社石川製作所
株式会社石津エンヂニアリング
株式会社石原製作所
株式会社石本建築事務所
有限会社市川製作所
猪俣工業株式会社
岩原産業株式会社
株式会社インクス
インストロン ジャパン カンパニイ リミテッド
株式会社ウェーブフロント
ウエサワ ワークス株式会社
株式会社 UCHIDA
株式会社内野製作所
エイヴィエルジャパン株式会社
有限会社エイシア
エナックス株式会社
NOK 株式会社
NTN 株式会社
株式会社荏原製作所
有限会社エムズラブ
エムティーエス株式会社
エムティエスジャパン株式会社
株式会社 M-TEC
エラメット・インターナショナル
エンケイ株式会社
株式会社オートテクニックジャパン
オートマックス株式会社
株式会社大西熱学
株式会社大宮日進
株式会社オシダ精機
株式会社小野測器
各務原航空機器株式会社
KYB 株式会社
株式会社カレッジマスターハンズ
川口油機株式会社
株式会社関電工
技研精機株式会社
北原商事 株式会社
共和産業株式会社
株式会社共和電業
金属技研株式会社
クオリカ株式会社
株式会社栗崎歯車製作所
桑名商事株式会社
KDDI 株式会社
株式会社ケーヒン
株式会社ケテル
株式会社研工製作所
株式会社光建
株式会社神戸工業試験場
株式会社神戸製鋼所
株式会社興和製作所
株式会社小金井精機製作所
株式会社コベルコ科研
株式会社コマツ
株式会社サーフコート
株式会社サイアン
埼玉車体株式会社
株式会社坂本協立精機
株式会社サトーラシ
株式会社サム電子機械
三協インタナショナル株式会社
株式会社三共電気商会
サンゴバン株式会社
三昌商事株式会社
株式会社ジィーエーティー
株式会社ジーエス･ユアサコーポレーション
JFE スチール株式会社
ジェイテクト（光洋精工株式会社）
株式会社ジェフテック
株式会社指月電機製作所
シチズンマイクロ株式会社
株式会社芝浦電子
湘南デザイン株式会社
株式会社昭和製作所
株式会社昭和電気研究所
昭和電工株式会社
株式会社ショーワ
信越化学工業株式会社
神鋼造機株式会社
滲透工業株式会社
新東工業株式会社新東プラスティックカンパニー
新日本石油株式会社
シンフォニアテクノロジー株式会社
新菱冷熱工業株式会社
スーパーレジン工業株式会社
杉原エス・イー・アイ 株式会社
鈴木金属工業株式会社
株式会社スズキプレシオン
スタンレー電気株式会社
住鉱潤滑材株式会社
住友金属テクノロジー株式会社
住友軽金属工業株式会社
住友商事株式会社
住友スリーエム株式会社
住友電気工業株式会社
住友電装　株式会社
スリオジャパン株式会社
セキダイ工業株式会社
関電設工業株式会社
相洋ゴム株式会社
ソニーマニュファクチュアリングシステムズ株式会社
有限会社ダイエイバレル
タイガースポリマー株式会社
株式会社大気社
大成建設株式会社
株式会社大同キャスティングス
大同特殊鋼株式会社
大同メタル工業株式会社
株式会社高砂製作所
高砂熱学工業株式会社
タカタ株式会社
田中精密工業 株式会社
多摩川精機株式会社
中央発條株式会社
中央理化工業株式会社
株式会社司測研
TNO-Automotive ジャパン株式会社
dSPACE Japan 株式会社
TDK 株式会社
帝国ピストンリング 株式会社
株式会社ティラド
株式会社テクノコア
株式会社テクノプロ・エンジニアリング
株式会社東海精機
株式会社東京アールアンドデー
東京ガスケット工業株式会社
株式会社東京測器研究所

東京メタルパック株式会社
東京フェロマイト工業株式会社
株式会社東芝
東成エレクトロビーム株式会社
東北特殊鋼株式会社
東北日本電気 株式会社
株式会社童夢
東洋アイテック株式会社
東洋航空電子株式会社
株式会社東陽テクニカ
東洋電装株式会社
東洋熱工業株式会社
同和鉱業株式会社
トーアメック株式会社
株式会社常磐
所沢軽合金株式会社
戸田建設株式会社
富山県立大学工学部知能デザイン工学科
ナガセケムテックス株式会社
長野計器株式会社
西川計測株式会社
株式会社日栄
日信工業株式会社
日新航空サービス 株式会社
株式会社日進製作所
日鍛バルブ株式会社
日東電工株式会社
日東紡音響エンジニアリング株式会社
日本精機株式会社
日本精工株式会社
日本特殊陶業株式会社
日本発条株式会社
日本アイ・ビー・エム株式会社
日本キスラー株式会社
日本シイエムケイ株式会社
日本電計株式会社
日本電子工業株式会社
日本トレルボルグシーリングソリューションズ株式会社
日本ヒューレット・パッカード株式会社
日本プランゼー株式会社
日本メッキ工業株式会社
日本ユニシス株式会社
パーカー熱処理工業株式会社
株式会社パール技研
株式会社芳賀木型金型製作所
株式会社ピーエスジー
ヒーハイスト精工株式会社
株式会社日高精機
株式会社日立アドバンストデジタル
日立金属株式会社
株式会社日立製作所
日立造船株式会社(旧ニチゾウ電子制御(株))
株式会社日之出製作所
株式会社平井
株式会社フィアロコーポレーション
ブザークアンドシャンバン株式会社
富士計測システム株式会社
株式会社フジスタッフ
株式会社不二製作所
富士通株式会社
富士古河 E&C 株式会社
株式会社フジワラ
株式会社船見組
株式会社ブリヂストン
古野電気株式会社
平和産業株式会社
北陸軽金属工業株式会社
株式会社星野建設
ホンダエンジニアリング株式会社
ホンダ開発株式会社
本田金属技術株式会社
株式会社ホンダトレーディング
丸井計器株式会社
丸紅情報システムズ株式会社
三菱樹脂株式会社
三菱製鋼株式会社
株式会社三菱総合研究所
株式会社ミテック
三森製作所
宮坂ゴム株式会社
三山技研株式会社
宮本工業株式会社
株式会社明電舎
メイラ株式会社
メルキシェス・ヴェルク・ジャパン株式会社
森川産業株式会社
森村商事株式会社
株式会社守谷商会
柳下技研株式会社
有限会社八千代精機
山崎設備株式会社
株式会社山産
山下ゴム株式会社
株式会社山田製作所
大和合金株式会社
株式会社友栄
株式会社 UBE 科学分析センター
ローム株式会社
株式会社 ROKI(東洋ろ機製造株式会社)
株式会社 渡辺建築事務所
AEROSPACE METAL COMPOSITES Ltd
AJACOM CO.,LTD.
ALCOA
AN motorsport LTD
BLANC AERO Technologies
Bodycote
Carpenter Specialty Alloys
CEROBEAR GmbH
DALLARA AUTOMOBILI
DASSAULT SYSTEMES
DEL WEST EUROPE S.A.
FLOW SOLUTIONS LTD.
GEO TECHNOLOGY S.A
HONDA PERFORMANCE DEVELOPMENT INC
LMS INTERNATIONAL N.V.
MagCanica,Inc.
Magnesium Elektron Laboratory
MAGNETI MARELLI S.P.A.
MAHLE (Vandervell)
MAHLE ENGINE SYSTEMS UK LTD.
METALORE, INC.
MICHELIN
MW RACING GMBH
Pankl Racing Systems AG
Cosworth Electronics Ltd.
PLANSEE SE
RESS CONSULTING GMBH
Retrac Composite Ltd
TIMET
Vector & Scalar Products Limited (VSPL)
Westmoreland Mechanical Testing & Research, Ltd

東京工業大学 大学院 理工学研究科
山口大学大学院理工学研究科
山口大学農学部獣医学科
横浜国立大学大学院工学研究院機械システム工学コース
Cranfield University

第３期 Honda F1 プロジェクトメンバーの一人ひとこと



私は，99 年入社(当時 MSD)なので，第３期 F-1 活動を，ほぼ全て見ることができました．この10年で，沢山の方々と，多くの喜怒哀楽を共にし，限られた時間内でチャレンジングな業務を行えた事は，非常に良い経験･思い出となりました．

青木 大輔

2008/11/17-19 のバルセロナテスト．
私にとって，データエンジニアとしての，最初の実走テストであった．
HONDA にとって，第３期 F1 としての，最後の実走テストとなった．
正直，もっとやりたかった．
折角，データエンジニアやり始めたのに．

秋元 賢治

KERS の ALPL として技術全般を統括させていただきました．プロジェクトメンバーの皆さん，現地スタッフの皆さんの多大な尽力のおかげで，レギュレーション初年度から戦闘力のあるユニットに仕上がったと自負しております．本当に楽しかったです．このような機会を与えてくださいましたマネジメントの皆さん，力を絞りつくして目標性能や日程に追いついてくれたメンバーの皆さん，UKやドイツでの生活を支えてくれました仲間たちに深くお礼申し上げます．本当にありがとうございました．

新 博文

HRD 機械加工部門メンバーはローカルスタッフでありHGT同様の加工ができる迄，現地にて指導をしてきた．現在は HRD 発の物製作が出来ており，HRD 自立化に貢献したと実感．異文化で考え方も違う相手を共感させるには現場・現物が原点．この経験を後進育成に活かす．

新井 利和

入社以来，私を育ててくれた第３期F1．チャレンジ精神を具現化したような環境で，素晴らしい人達に出会い，素晴らしい経験をすることができましたが，自分は幸せであったとは思いません．最高に幸せでした！！ありがとう，そしていつの日か・・・．

石井 嘉

私の夢は，自分の手がけた F1 マシンでのチャンピオン獲得です．2008 年に入社し，その 10 月に MS に配属された直後に F1 撤退が決定しました．直接第３期の活動に関われず，悔しい思いをしました．この気持ちを心に留め，第４期で夢を実現させたいです．

盆子原 康晴

３年間 F1 エンジン動弁系材料開発に携わり，DLC や Ti 材料，表面形態制御など最先端の技術に関わることが出来ました．そして，’06 ハンガリー GP でのバトンの勝利の感動は今でも忘れられません．遠くない将来の復帰を信じてます！

伊藤 直彰

2008 年４月に入社し，10 月に MS に配属され F1 エンジンの設計を行うことになり，夢だった F1 のエンジニアになってモチベーションが高まっているときの撤退で，非常に残念でしたが，第三期 F1 の開発に少しでも携われたことを誇りに思います．

伊藤 裕規

常に前進で開発を行って日々精進してきました．しかし実際の成績が伴わず，非常に悔しい日々を過した事が忘れられません．まだまだ努力不足でした．この鬱憤を次の開発に生かせて行けばまたこの活動が若手中心で復活してもらえると信じております．

今井 信幸

「レースで勝つ」という単純で明快な目標．
振り返ると，常に馬力を出すことだけを追い求めている自分がいた．すべてを自分達の力でやり切るという信念，負けても壊れても諦めない ENG 屋としての根性．
でも，第３期 F1 は CART のように単純なレースではなかった・・・．
勝てないまま終わるこの悔しさを，次の世界で活かせていきたい．

鵜篭 由之

第３期 F1 メンバーの一員に成れたこと．それは，物心が付くころからの夢が叶った瞬間でした．この経験と思い出を糧に，新たな夢へ邁進していきます．最後に昔の自分へ一言，‘ 叶えたよ 小さな私の 大きな夢 ’

内田 翼

Honda入社時よりの希望であったF1開発の現場で，チャレンジングな業務を経験出来た事は人生の大きな糧となりました．チャンスを応援してくれた全ての方々に感謝し，今後も“ Never give up！ ”の精神で，何事にも取り組んでいきたいと思います．

浦木 護

少年の日のあこがれ．夢．目標．エンジン屋．チャンス．喜び．BAR　HONDA．がむしゃら．期待．興奮．ひたむき．蓄積．苦難．ALL HONDA．現場経験．世界．文化．優勝．歓喜．挫折．挑戦．奮闘．無念．成長．仲間．全部，ありがとう．

遠藤 一

約６年間，空力開発を通じて第三期ホンダ F1 プロジェクトに携わりました．数え切れないほど沢山の貴重な経験をさせて頂きましたが，自ら考案した『FOX EAR』を装着しての優勝は本当に最高の瞬間でした．

大久保 剛

私は入社から約８年，F1エンジンの開発に携わってきました．最初は仕事のペースについて行けず，体力的に非常に厳しかった事を今でも良く覚えています．F1 での経験は，私の仕事の基礎を作ってくれたばかりでなく，仲間と協力することの大切さも教えてくれた非常に貴重なものです．

大倉 康裕

ENG 軽量化に向け，高強度材 Mg 鋳造・Al 真空薄肉鋳造および X 線 CT を活用した徹底した高品質鋳物を実戦投入した．この高い造り技術を通し経験した様々な事を，今後の業務でもチャレンジングに行いたい．

大嶋 裕司

2000 年から３年間，F1 海外出張のお手伝いをさせて頂きました．

途中からレース棟で仕事が出来るようになり，より身近にF1を感じながら，チームの一員であることを実感し，テレビの前で一喜一憂した事を思い出します．微力でしたが，共に戦い・共感出来たことを誇りに思います．

大塚 亮介

レースで勝つというシンプルな目標で，ユニット性能を最優先に開発ができました．

結果すばらしい熱伝導を有したヒートスプレッダをレース適用まで持っていくことができました

奥村 雅敏

2003年入社配属より撤退までの約５年３ヶ月，厳しかったがあっという間の夢の様な出来事でした．開発，Test，Raceを通じて様々な人と出会い協力し，沢山の知識，技術，経験を得る事ができました．そして何より沢山の感激をくれたファンに感謝！！

小澤 徹

HONDA 初オリジナル GBX 実戦投入への困難を組織力と技術力そしてスピードで克服し，全戦レーストラブル“０”も達成．シームレスシフトを支える高精度仕上げ技術への挑戦と軽量ファイナルの輝きが我々の誇りである．この F1 での充実感・達成感を次へ活かしていきたい．

小田桐 伸

我々が製作した物から不具合品を流出させない．それがF1に携わる者の責務でありやりがいでした．加工精度はもとより表面のキズ・ダコンに対し一つずつ課題を解決し高品質保証を構築．品質と日程両立は大変であったが，今後もこの経験を物供給に活かしていく．

笠井 時男

2001 年から 2008 年まで電装開発に携わってきました．

翌年３月の開幕戦までに開発を完了させて車をグリッドに付けるという，明確で言い訳の出来ない目標に向かって仕事をした経験は，現在の量産車開発にも役立っていると思います．

軽部 俊和

１年半と言う短い中での開発は困難を極めました，しかしチームメンバー及び HRF1 のエンジニアを始め KERS に関わった全ての人の思いが一つとなったことで，世界初の HEV F1 を走らせることができました，特に HRF1 のダンカン及び英訳の大野さんには敬意を表します，みんな本当にありがとう！

喜多 真佐人

レースの厳しさを体感し，すばらしい技術者，人物に接することができたのは貴重な経験となりました．10年後には，追いつき追い越します．ホンダが突き抜けた技術で世界中に感動を与え，チャンピオンを獲る日を夢見て．

木村 寛

短い間でしたが，優れた技術者の中で多くの事を学ぶことができたことが私の財産です．

また，素晴らしい仲間達と F1 を戦うことができたことを誇りに思います．

京光 達哉

自分の部品については，あと１年あれば F1 に載ったのに…という結果でしたが，それも含めてレースだったのだと改めて感じています．

時間との戦い，性能との戦い，自分との戦い…

幼い頃からの夢舞台で貴重な体験をすることができ，本当に感謝しています．

河野 誉得

約 10 年 G/BOX と ENG 領域にて F1 に携わらせて頂きました．直接，肌でホンダ DNA を感じる貴重な経験ができ，共にやってきた仲間をはじめ，レースという特異な分野にもかかわらず御協力頂いた御取引先様にも感謝申し上げます．第４期は絶対 No.１ に！

小長谷 大樹

2000 年 F1 を初めてテレビでみて F1 に憧れ・惚れ込み HONDA に入りました．第３期 F1 は私の人生にとって夢という大きな希望をもらい，F1にたずさわれる夢が叶った大事な 10 年間です．でもまだ私の夢は終わっていません．私の今の夢は第４期 F1 のエンジニアになることです！！

小林 恵

みなさまのお近くで仕事させていただきました数年のときは，自分は F1 が好きであったのではなく，F1 での目標に全力で立ち向かわれているみなさまのお手配をすることが，なによりの歓びであることを実感させてくれました．多くの勇気をいただきました．

ありがとうございました．

小柳 祐一

私は，2005入社以降約３年間試作にてレースインジェクターに携わってきました．09 に向けてという最中での F1 活動終了となってしまい心残りではありますが，ハンガリーでの貴重な１勝を得ることができ，大変感動したのを今でも覚えています．

酒井 洋平

MS 材料に配属され２ヶ月間と短い間でしたが，大変密度の濃い経験をさせていただきました．

その中で強く感じたことは自分の任された仕事領域だけに隔たらず，他領域との交流が重要であるという事です．この経験を今後の業務にも是非活かしたいと思います．

櫻井 勝俊

突然の F1 撤退，本当に残念でショックでした．

私は，チャレンジ公募を受けて 2006 年４月より狭山工場から異動してきて，三年近く部品管理業務をさせて頂きました．

F1業務を通して学んだ事や失敗も多々ありましたが，皆様，大変お世話になりました．モータースポーツの頂点，F1 業務に係われた事は一生の宝です！

佐々木 聡

KERS 要員として MS に異動して撤退まで１年３ヶ月あまりでしたが，ベンチテストからサーキット実走テストまで多くの人に支えられながら多くのことを学ばせてい頂きました．この経験を次へ活かせていけるよう更に精進します．ありがとうございました．

佐藤 欽士

超高回転 ENG の信頼性保証に向け，動弁系バルブガイドの難削材･小径化ニーズを追求し続け，生産性見極めにより実戦投入を果たして来た．困難な物造りに於いてもF1を通じて得た取組み姿勢を多方面で活かすと共に，第三期に携われたことに深く感謝します．

佐藤 政克

もう少し時間が欲しかった事，結果を出せなかった事は悔しいです．それは第四期に向けての糧として日々の仕事に打ち込んで努力していきます．一年半と言う短い間でしたが F1 に携わる事を自ら希望し，参加出来た事を誇りに思い，チャンスを頂けた事に感謝します．

澤田 真

負けっぱなしで撤退しました．リベンジの場を失いました．一生分の屈辱を味わいました．そして舞台は量産開発の場へと変わりました．技術力において，他社の後ろを走る事は許されません．トップを独走する為に少しでも役に立てれば，と思います．

澤田 陽介

初めて F1 を見たのは小学１年生 セナ×マクラーレン・ホンダの全盛期でした．2000 年に F1 復帰した時は高校生．琢磨選手の活躍，第３期初優勝の時は大学生．そして，2008 年 Honda 入社．研究所の F1 エンジン設計に配属されて２ヵ月後，F1撤退．本当に残念ですが，第４期待ってますよ！

茂田 佑樹

2008 年１月に MS に異動となったので，F1 活動は丁度１年くらいでした．勉強だけで終わってしまった感じがありますが，スピード優先，先を予測しての開発推進，選択肢の持ち方等を早い時期に経験できたことは，これからの財産になると思います．

島田 健太郎

子供の頃から憧れていた F1 の舞台に参加出来て，本当に楽しかったです．年間優勝できずに撤退するのは残念ですが，Test での目まぐるしい忙しさや Race 現場の緊張感経験でき，何といってもハンガリーにて優勝の現場に実際に立てたのは一生の思い出です

島田 貴史

私が，MS_BL を任されたのはまさに「青天の霹靂」という感じがぴったりな 2007 年 8 月 30 の事であった．一本の電話は「９月１日から MS の執行役員をやれ！」との業務指示であった．明後日からとの･･･．それから１年半はあっという間に過ぎた．最初にポイントを獲得した「バルセロナ」では心臓が飛び出しそうにドキドキしたものだ．６位でだが．これで優勝争いをしたらどうなるのだろう？と思った．今年は，戦績は振るわなかったものの，闘将ロスを加えホンダチームは確実に実力をつけてきた１年であった．その成果を来年出せないのは，非常に残念ではあるが，その分も皆が次の職場で思いを晴らすように大活躍してもらうことを願って，当然そうなると思うが，MSでの執行に終止符を打とう．

鈴木 克彦

世界と戦うことができて刺激になった．自分の実力が，どの位置にあるのか？が良く分かった．志半ばで去ることになったが，まだまだ遣りたいことがあった．そう思える環境で働けたのは，いいことだったと思う．今度はもっと勝ちたい．

高﨑 **史朗**

2001 年 10 月より社内チャレンジ公募によりレース開発の一員とさせて頂き，LIC レース部品管理に約７年間所属させて頂きました．F-1 開発における私の Sec は物流推進という裏方のまた裏方という業務でしたが時間単位で変化する情報や物流に，いかにリアルタイムに対応出来るかについて飽く無き追求することが出来ました．残念ながら最速物流システム立上げ前での撤退となりましたが，システム開発や物流推進業務の中で ”勝利は人と人との信頼関係と協力の上に成り立つ ”ことを学ばせて頂きました．第４期を期待して･･･

高橋 健

始まり方と終わり方が唐突であったが，あっという間の 10 年間．

個々の技術を高める大切さと，それだけでは勝てないことで，人が車を速く走らせ，競うことの奥深さを，改めて認識させられた．

F1の難しさと面白さを，極め切れずに終わるのは，とても残念．

田中 尋真

エンジン設計として参画させてもらう中で，「世界一」を意識した設計を行う難しさと楽しさを学べました．EU独自の思想・視点の違いと言う新たな考え方に触れられた事も，非常に貴重でした．

中鉢 勝芳

私はスーパーアグリのエンジン担当技術者として F1 世界選手権を転戦しました．オールジャパン体制（日本国籍チーム，日本人チーム代表，日本人ドライバー，日本製タイヤ，日本製エンジン）で入賞できたことを誇りに思います．ご声援ありがとうございました．

塚本 能人

開発に御協力頂きました取引先の皆様と，いつも快く相談にのって頂きました他室課の皆様にこの場を借りて御礼申し上げます．

資源を集中して頂き思う存分に開発できました．エンジニア冥利に尽きます．

土屋 雅之

幼い頃からの夢の舞台で戦えて凄く幸せでした．今回の撤退は残念ですが，F1を経験出来た事を誇りにし，自分に出来る事を精一杯やって行きたいと思います．今まで応援して下さったファンの方々，本当に有難う御座いました．また，第四期で逢いましょう．

坪井 弘樹

KERS 開発に携わりました．１年半にも満たない短い期間でしたが，非常に濃密な時間を過ごせたことを，支えて頂いた全ての方々に感謝します．ここでの経験は，今後の活動に生かすことで，より価値あるものにしたいと思います．ありがとうございました．

出口 真也

Honda 入社以来レース電装エンジニアとして微力ながら F1 技術の一端を担いました．

2006 年 SAF1 のサポートで参画，F1 技術を目の当たりにし三現主義を大いに感じられました．

F1で培った技術と精神を近い未来，身近な生活に反映できるよう努力したい．

時本 晶子

ENG 鋳物型担当者として，CATIA V5 による設計・造りの 3D データの一元化および鋳造凝固 CAE の全適を行うことで，効率向上・鋳物初期品質向上に大きく寄与する事が出来た．このことは自分自身の誇りであり，今後の業務へ活かして行きたい．

常盤 洋介

F1 エンジン鋳物中子担当として，02 年 EUR GP 投入の狭軸間クローズドブロックまたその後の複雑中子シリンダーヘッドなど新中子技術を実戦投入出来た．第３期F1は，最後まで諦めないチャレンジ精神とアイディアが現実・現物に成ることを体験出来たことです．

戸塚 雅則

わずか 17 か月の KERS 開発でしたが，世界 NO.1 を目指してハイブリッド技術では負けたくないというメンバの熱い思いの中，今までにない密度の濃い開発をして09レース仕様もう一歩のところまで開発に参画できたことは大変幸せな経験でした．

豊田 泰弘

入社以来，希望であった F1 の空力開発の業務に携わることができ，また，最終的にはHRFへの駐在も果たすことができ，私の人生の中で大切な時間であったと思います．

また，いつか F1 に再チャレンジするときは私も，もう一度チャレンジしたいと思います．

中井 祐輔

子供の頃から憧れだった F1 という世界一を争う最高の舞台でエンジン設計，ギヤボックス設計を担当させていただくことができました．この大変貴重な経験をさせて頂いたことに対し，ご協力して頂いたすべての皆さんに感謝いたします．ありがとうございました．

中川 康夫

私は 2002 年より約７年間 F1 ギヤボックスの開発に携わりました．

F1用部品の強度や精度，高度な制御プログラムはさることながら，開発スピードやレース投入までのプロセスなど様々な事を勉強させていただきました．

苦労の先にある感動は忘れません．

永田 博重

ギヤ開発を担当した長沼輝興です．第３期 F1 は結果を残せませんでしたが，この論文によって我々が行った成果が残っていく事は嬉しく思います．個人的には子供の頃から憧れた F1 に関われて，とても幸せでした．F1 チームの仲間には心から感謝いたします．

長沼 輝興

2002 年，当時，私が J.V の Race エンジニアを担当していた時の事ですが，当時の ENG について走行後のエンジンコメントを確認するとジャックからは HONDA の ENG は馬(hose)では無く，ろば(donky)だと，馬鹿にされた事を思い出します．

当時はローターリー TH など新しい投入項目も Try しましたが，良い結果が出ず研究所及び実走メンバーも大変苦労しました．

その悔しさをバネにシーズン途中ではありますが新ENG投入，その後，ジャックからは Donky という言葉は消え，Power，DR ともに問題無い ENG へと進化を遂げました．Raceでの結果は中々出ませんでしたが，我々がチャレンジした結果をドライバも認めてくれた事が私達 ENG 屋の誇りです．

中村 聡

職人芸と言われた，エキゾーストパイプ造りに携わった第三期．脈動効果を狙い ENG 性能向上に向け躍起になった別案製作，段付・隔壁・コンパクト化等，数々の造りの難題をクリアし具現化する事で開発を支援し，喜びを感じ達成感を味わってきた．進化した EXPI，培った K/H は今後に活かせればと思う．

中山 巧匠

F1活動において現場で経験させていただいた様々な仕事は非常に良い経験であり辛い事も楽しい事も両方ありましたが非常にやりがいもあり自分の自信につながる事ばかりでしたその現場での経験は必ずやこれからの仕事に生かせていけると思っています

成合 桂

03年９月から５年余り活動に関わり幾多のことにチャレンジ出来た．

04年鈴鹿，レースの余韻も冷めた宵の頃，メインスタンドから突然の HONDA コール．メンバー一同コースまで出向き，生で感じ取ったファンの熱い想い・期待が，励み・支えとなった．

新原 雄二

2002 年に，CART ENG 開発を終了して，F1 開発に合流した．バルブシートのクラッド化を担当したが，チーム，試作課，EG，協力メーカーに助けてもらって完成させることができた．苦労して実用化した時の達成感は，格別であった．

西田 浩明

実は幻の V8 先行エンジンが一番印象的です．'06 のレギュレーション変更に先駆けて '04 シャシに無理やり載せたものですが，KERS と並び Honda が１番乗りでした．私は GT に籍を移しますが，今後も１番乗りも含めた「１番」にこだわっていきます．

西森 顕

99 年 HRD 立上から 09 年 HRD ＆F統合計画まで設備インフラ検討メンバーとして，F1に間接的ではあれ携われた事は，自身にとって誇りであり，素晴らしい経験となりました．また，現在も自身が導入した設備で成果が出ている事も設管マン冥利に尽きる幸せと感じています．今後は復活に際し，貴重な経験を伝承する事で答えていく所存です．

萩原 正道

入社以来５年間 F1 開発業務に関わり，レース現場での独特の緊張感，その中で後悔しないためにやりきることの大切さ，自分の開発したものが搭載され車が走る喜びなどレースでしか得られない数々の貴重な経験をすることができ第３期 F1 活動に感謝しています．

橋本 純一

03 から試作部隊として参加．製品の品質保証し自信を持って払出しできたことを誇りに思う．厳しい日程でもサーキットで頑張っていた仲間や応援してくれた多くの人が居たからこそ全力で頑張れた．目を潤ませた貴重な１勝 Button ありがとう．第三期挑戦に感謝．

早川 善寿

数多くの貴重な経験をもたらしてくれた Honda F1 レース活動に感謝しています

弘間 拓二

MS での一ヶ月間，目標とすべき先輩方とめぐり合えたこと，業務の上で貴重な体験ができたことに感謝します．HONDA が F1 に再参戦することを夢見て．そのときには MSD シールを PC に貼ってアタフタと走り回れるように，日々自分を高めていきたいです．

藤元 岳洋

外から見るだけでは決して分からない，その場にいてこそ分かることがある．良い事もそうでない事も．全てが自分の血や肉になる．得たものを今後の人生に活かしたい．HONDA RACING SPIRITS は働くフィールドに関係無い．仲間達が活躍することを強く願う．自分も頑張らねば！

古川 隆一

Honda の名に相応しくない戦績でしたが，私個人の夢，F1で，エンジニアとして働けてとても幸せでした．支えて下さった社内外全ての方々，本当にありがとうございました．これからの新しい経験と共に，いつか，この夢の続きを叶えたいと思います．

益満 尉貴

入社以来レースエンジンに関わり，2003/2005/2006年のF1エンジン動弁系を担当しました．特に2005年にはHondaにとって13年ぶりの動弁系新機構投入を果たし，HEADを大幅に軽量化し出力も上げ，V10 最後の年に F1 界最強エンジンと評価されたことが誇りです．

松原 弘武

2002 年の秋から６年間 F1 プロジェクトに参加し，良き仲間と過ごすことができたことを本当にうれしく思います．間接部門，車体，材料，電装，試作，多くの方々とのネットワークが築けたことが大きな財産です．超高速の世界をどう捉えるか装置開発からのスタートで，受け皿の建屋検討など多岐に経験させて頂きました．レース現場での裏方業務などエンジニアのひたむきな努力にも感動しました．いつか再びホンダ F1 がサーキットで疾走する日，第３期 F1 の経験を活かしさらに飛躍できると信じています．

三浦 啓二

「軽量高剛性は箱型が一番」の一言が造り屋魂に火をつけた中空コンロッド．２年程の歳月を費やし 03 レース投入．続いて中空クランクにも挑戦．完成間近で接合禁止令が発動され実戦投入前にお蔵入り．レギュレーションでの狙い撃ちは，世界で認められた証である．

溝川 謙

第３期 F1 に携わった 10 年間は，数多くのチャレンジする喜びと難しさを経験し，技術者として大きく成長した最高の場所でした．

これまで支えて下さった全ての方々にお礼申し上げます．

Powering dreams one lap at a time

湊 定美

ベンチからの甲高いサウンドをBGMに慌しい日々，レースは待ってくれない．サーキットの PIT にて血が騒ぎだすと，この年にして幼き頃のF1夢中少年に戻った(The Power of Dreams)．F1業務に携われたこと，Honda社員として非常に光栄でした．いつの日か優勝して一生の財産に．

峯﨑 貴浩

F1レース活動からの撤退のニュースを聞いた時は非常に残念な気持ちでした．2006 年第 13 戦ハンガリー GP での第３期 F1 初優勝の時はテレビの前で思わず大声を上げるくらいうれしく，今でも鮮明に覚えています．

三宅 博之

第３期では様々なレギュレーション変更の中，大幅な ENG 進化を凄まじい速さの要素開発物造りで支えて来た．その中でも幻となった 09NEW ENG 開発に最大限のスピードと品質，そして情熱で貢献出来た事が今後に活かせる非常に貴重な経験となった．

宮島 一総

F1 での技術開発はまさに世界最先端領域での戦いでした．F1ハイブリッドの材料開発で学んだ貴重な技術は，今後はインサイトをはじめとする量産車にどんどんフィードバックしていきます！

三好 健宏

仕事で泣きたくなるほど悔しい事 / 泣きたくなるほどうれしい事を経験できることはそんなに多くないでしょう．「ホンダが若手エンジニアの育成を掲げて参戦した F-1」ここではその両方を経験出来ました．この様な機会を与えてくれたホンダに感謝します．

森栄 茂樹

Yes, but と言っても決して No と言わない，高いモチベーションを持った先輩方々から，主体性と責任，周りを取込む行動力，タイムリーなアウトプットの重要性を学びました．

技術開発に対する目標や想いは不滅だと思うので，今後に活かしていきます．

柳瀬 章裕

第３期 F1 は材料屋にとってまさに世界への挑戦であった．先端材料技術を駆使し部品仕様を進化させ続け世界と互した．レースで挑戦し続けることの大切さを学ばせて貰った．

松原さんや諸先輩から受け継いだ DNA を後輩に引き継ぐことで恩返しをしたい．

山田 裕

私が皆様の海外出張のお手配をさせて頂いたのは2008年１月から2008年12月までの１年弱という短い期間でした．

F1 について無知だった自分にとって，F1 を身近に感じることの出来たこの１年は全てが新鮮で，F1に興味を持つきっかけになった１年でもありました．ありがとうございました．

山田 茉莉

仕事とは，クルマとは，レースとは何たるかを身に刻むことができました．ここで学んだことは，地下水脈のようにこれからの人生の中を流れ続けるでしょう．願わくは，その水が再び F1 というフィールドに噴き出しますように．貴重な日々に感謝します．

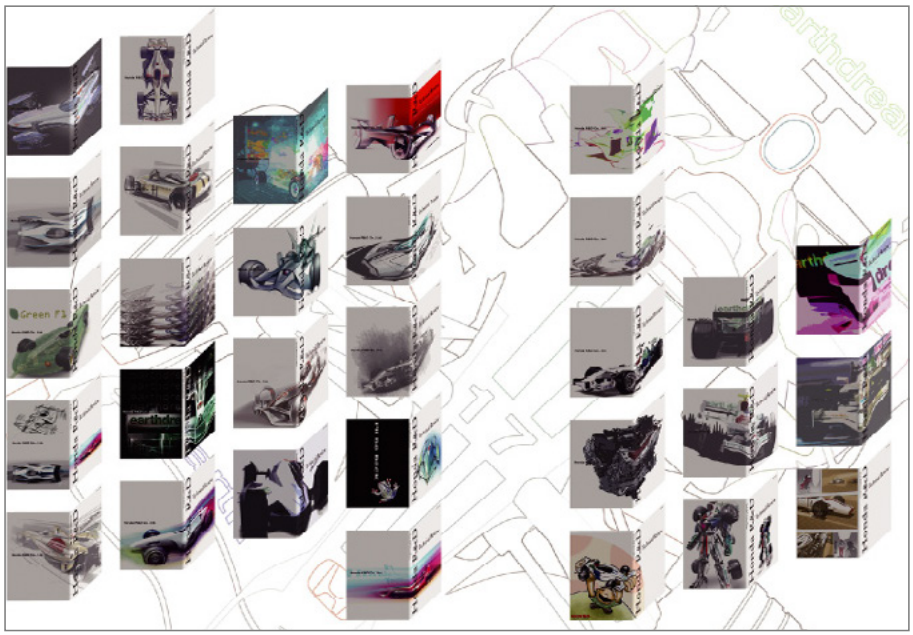
山本 良蔵

F1社内公募により本社サービス部門からレース組立に配属となりましたが，レース ENG の品質の高さ，レース現場での厳しさは並大抵のものではありませんでした．その代わり乗り越えた時の達成感，充実感は何物にも代えがたい魅力があり，熱い思いを持った者同士がしのぎを削って築いてきた当時の経験，記憶は一生色褪せる事はないでしょう！

吉野 誠

【用語の注釈】

ENG；Engine（エンジン）
GBX, G/BX；Gearbox（ギヤボックス）
TH；Throttle（スロットル）
HEAD；Cylinder Head（シリンダーヘッド）
EXPI；Exhaust Pipe（エキゾーストパイプ）
K/H；Know-How（ノウハウ）
J.V；Jacques Villeneuve（ジャック ヴィルヌーヴ）
F17；（レース車の機種記号）
MSD, MS, MS_BL；モータースポーツ開発部門
HRF；レースチーム本拠地
設管マン；設備管理課エキスパート
LIC；部品管理部門
EG；Honda Engineering「ホンダエンジニアリング（株）」



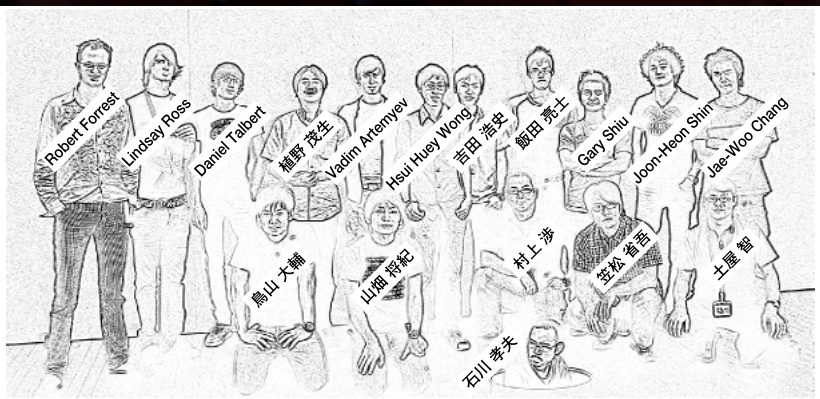
—— 表紙の言葉 ——

「みんなの想い」

Honda では、「自分のアイデアで仕事をしていけば仕事もエンジョイできる」
もちろん、F1 も日々新しいアイデアを出し、チャレンジしていけるハードでエンジョイできる場です。
その Honda-F1 への私達の想い、いろんな国のデザイナーが熱い想いのスケッチを描きました。
そのイメージは過去から未来へずっとずっと心ときめく美しきもの、アイデア満ちた豊かなものです。

4BL　植野茂生





表紙デザインを描いた、デザイナーたちです。

本田技術研究所　第3期F1特集号編集委員会

編集責任者		櫻原　一雄
編集委員長		田中　尋真
編集委員		高橋　秀幸
編集委員		三浦　啓二
論文選考委員／査読委員		石井健一郎
		石塚　和久
		伊藤　達哉
		岩井　　淳
		鵜篭　由之
		大薗　耕平
		角田　哲史
		川辺　　俊
		喜多真佐人
		小池　明彦
		児玉　達也
		澁江　秀明
		田辺　豊治
		土屋　雅之
		戸塚　雅弘
		外村　明男
		中能　信尚
		西田　俊之
		長谷川祐介
		久恒　史郎
		廣政　直紀
		松本　雅彦
		真野　　敦
		溝上　清信
		渡辺　　創
編集協力	全所論文委員会	
	四輪開発センター論文委員会	
	査読委員長	漆山　雄太
	事務局	郷土　健二
		小島　法子
		秋元　　剛

編集後記

突然のF1撤退発表を受けてこの特集号を企画してから，早くも１年が経とうとしている．サラリーマンでありながらレース開発に関与できるのは技術者としてたいへん幸運だと，ある先輩に言われたことがあるが，レース開発に関与しながらその成果を編集という立場でまとめられたことは，さらに貴重な経験であった．

Honda F1の第１期や第２期の時代に比べて，レース技術と量産技術の乖離が指摘される今日このごろであるが，このような形で記録を残すことで，極限を極めて得られた技術は，すぐにはその使い道や効果が見えなくとも何らかの形で必ず世の中に役立つ価値あるものであると，いつか立証できれば幸いである．

最後に，F1プロジェクトの途中で残念ながら逝去された我々の仲間である，車体およびギヤボックスのハードとソフトを担当された熊谷智治さん，エンジンの実走とギヤボックスの研究を担当された高橋理さん，エンジン研究を担当された中島健次さん，制御開発を担当された若狭昌典さんにこの特集号を捧げたいと思います．

(田　中)

Honda R&D Technical Review

©2009 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2009年12月1日　F1 Special (The Third Era Activities)

発行所　株式会社 本田技術研究所

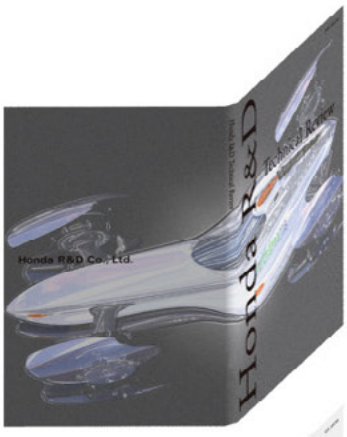
発行人　伊　東　孝　紳

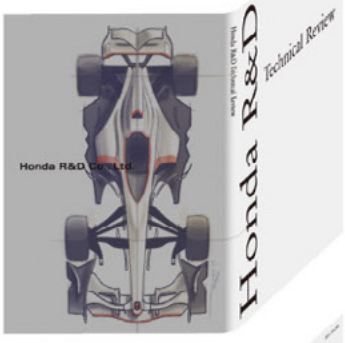
編集人　本田技術研究所　論文委員会

事務局　〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪R&Dセンター
企画室 第４ブロック
TEL 028-687-2023　FAX 028-677-7854

印刷所　〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社

(F1, FORMULA ONE, FORMULA 1, FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP, GRAND PRIX and related logos are trademarks of Formula One Licensing BV, a Formula One group company. All rights reserved.)



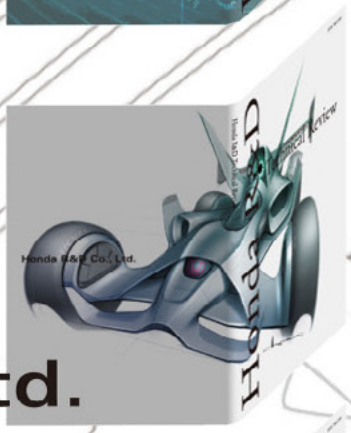


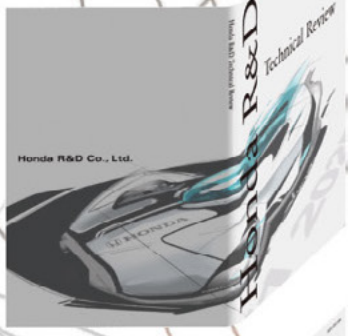






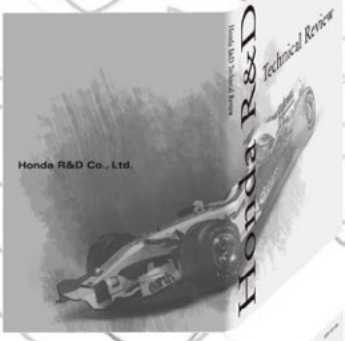


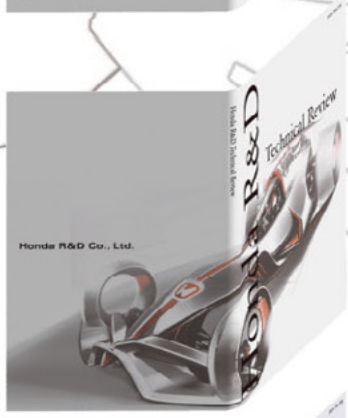


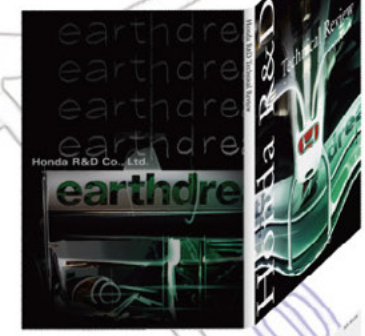


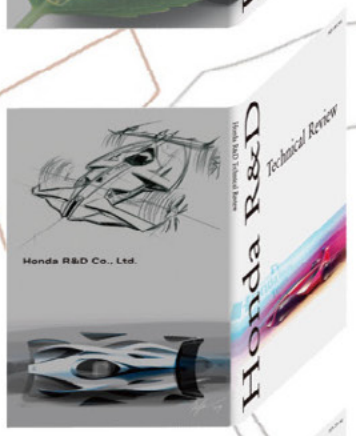




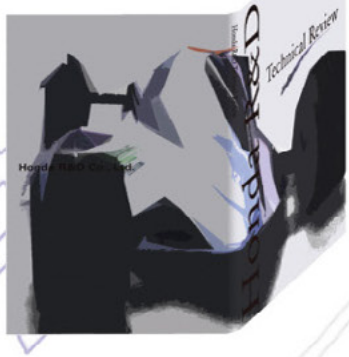




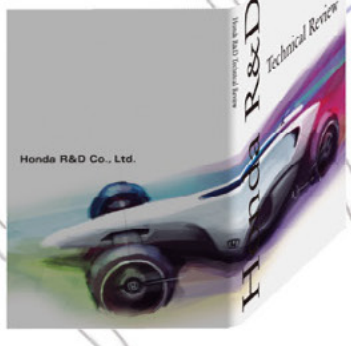


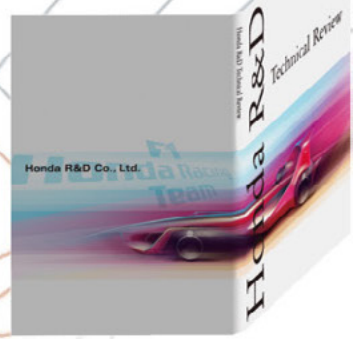












Honda R&D Co., Ltd.