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．

＊四輪R&Dセンター

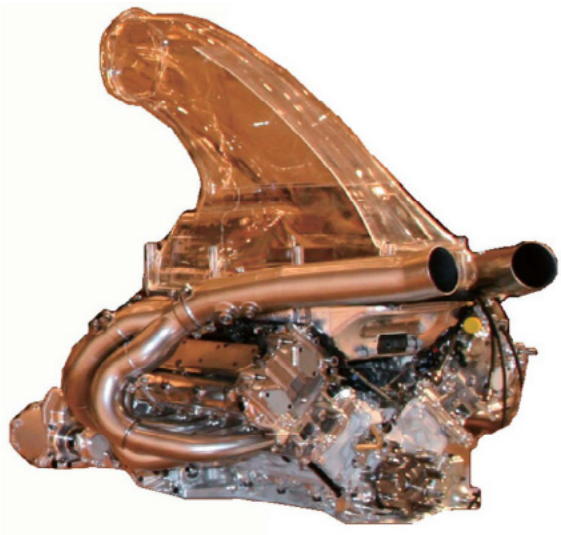


Fig. 1　Engine with complete induction and exhaust

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

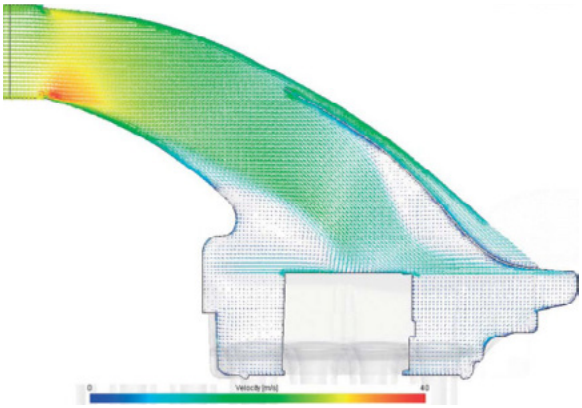


Fig. 3　ABX CFD result

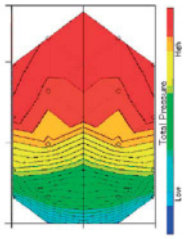


Fig. 4　Total pressure distribution at inlet to ABX

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．

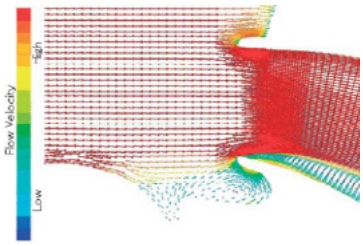


Fig. 5　CFD result of ABX inlet on chassis (150 kph)

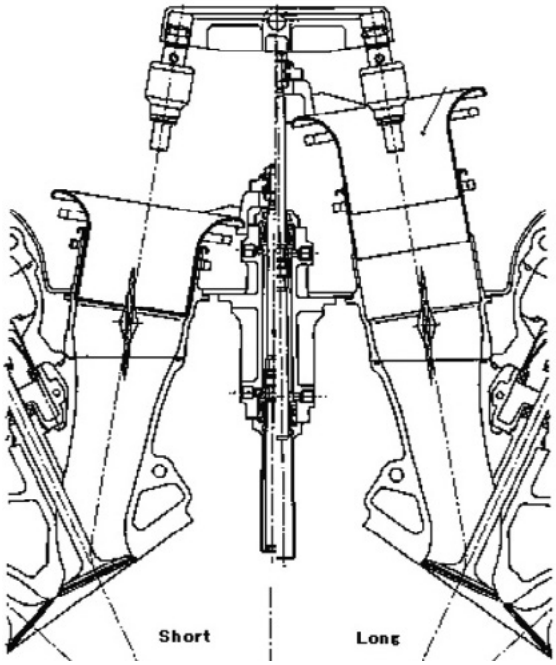
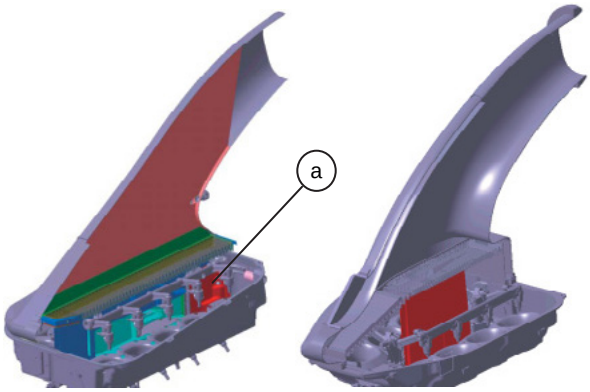


Fig. 6　Schematic view of VIS system



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

Fig. 7　Schematic view of ABX splitter

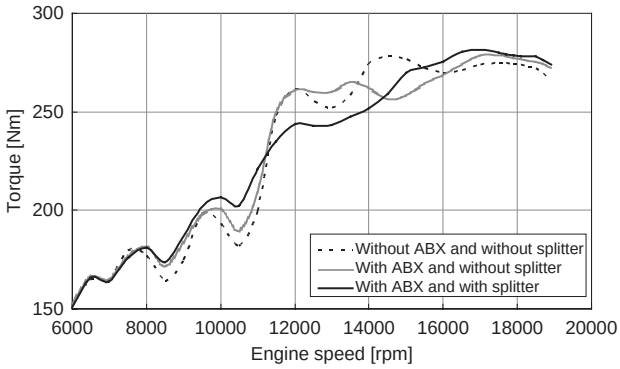


Fig. 8　Effect of splitters

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

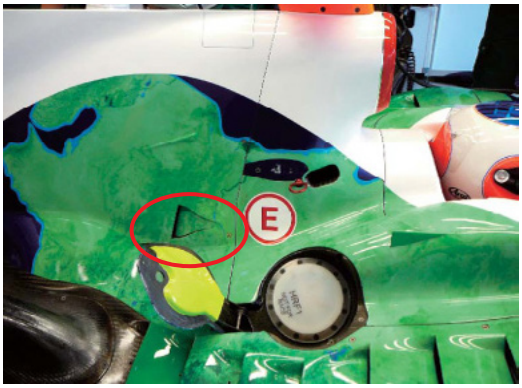


Fig. 10　Additional air inlet on engine cover

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．

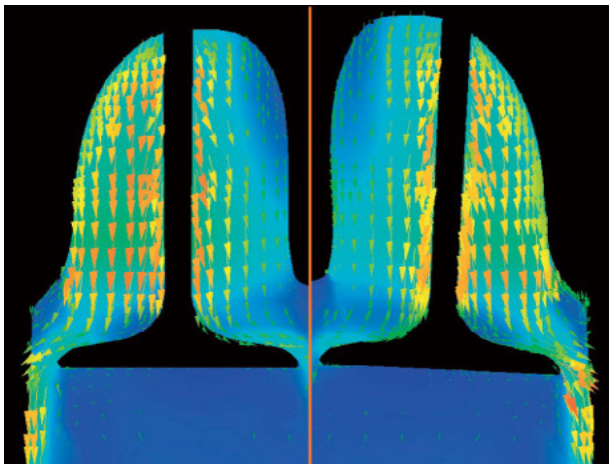


Fig. 11　Influence of shape around valve seat
(Left : Parallel Valve　Right : Compound valve)

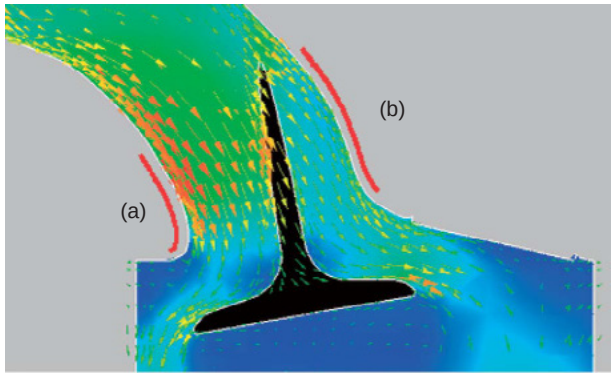


Fig. 12　CFD result of 2004 inlet port

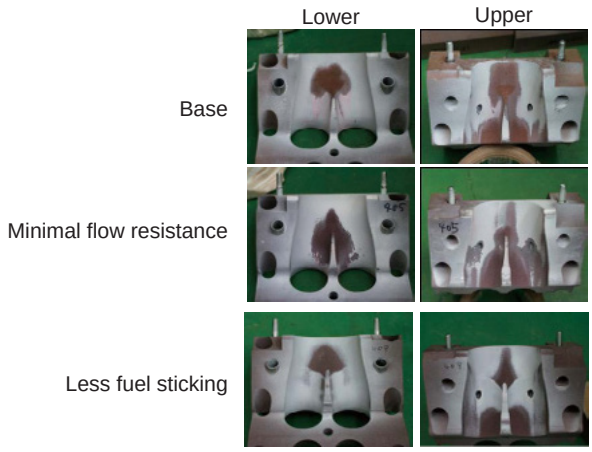


Fig. 13　Fuel sticking area with inlet port when conscious of flow (middle)

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．

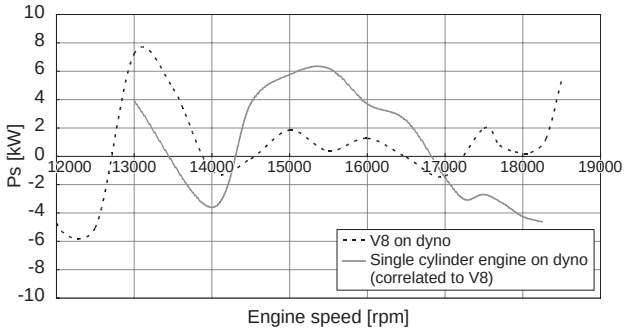


Fig. 14　⊿Ps of inlet port on V8 and single cylinder engines

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

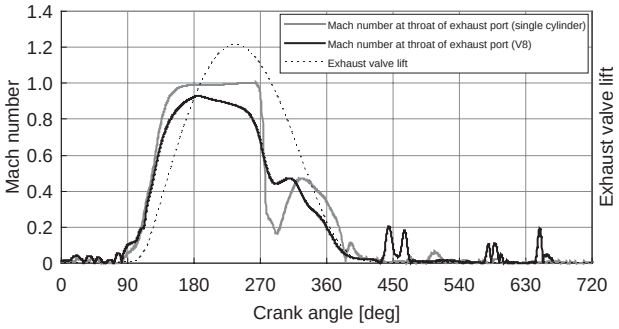


Fig. 15　Calculated mass flow of exhaust port

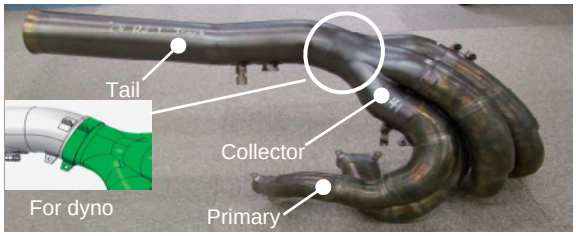


Fig. 16　F1 exhaust system (right-hand side for car)

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．

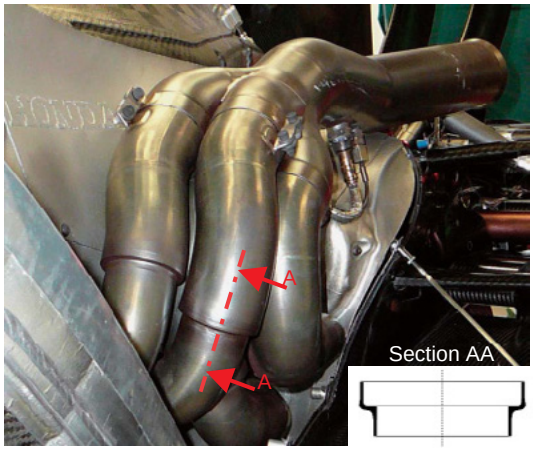


Fig. 17　Stepped primaries

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．

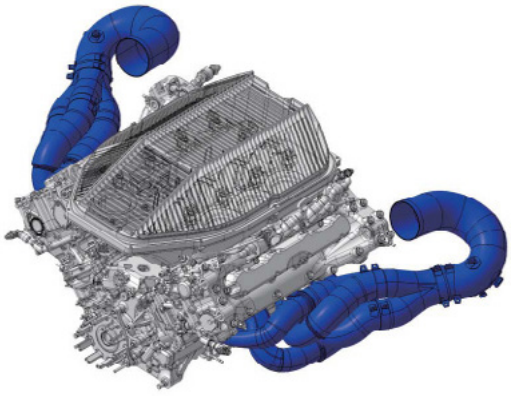


Fig. 18　Forward exhaust system

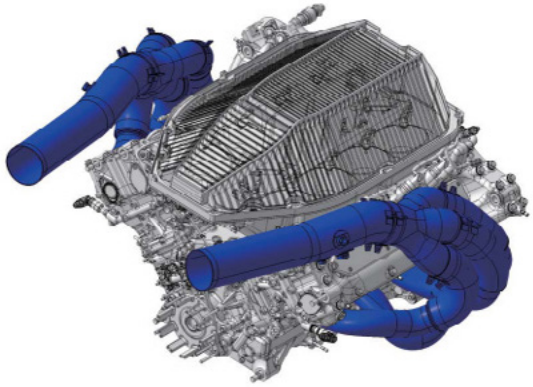


Fig. 19　Backward exhaust system

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．

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. 20　Casting collector

Fig. 21　Compact exhaust system

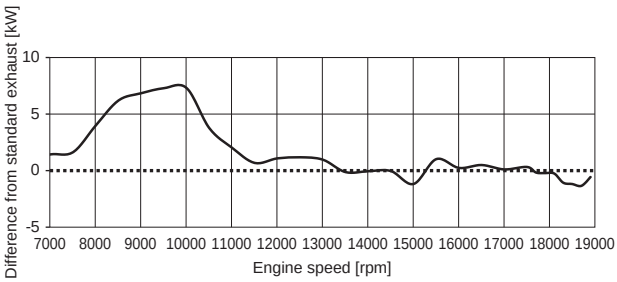


Fig. 22　Performance of compact exhaust system

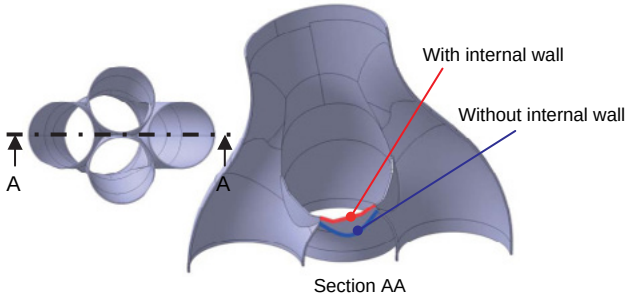


Fig. 23　Cross-sectional view of collector

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．

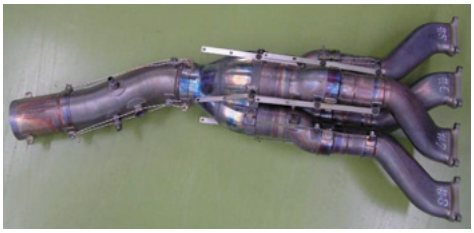


Fig. 24　Test exhaust system

Fig. 25　Balance pipes

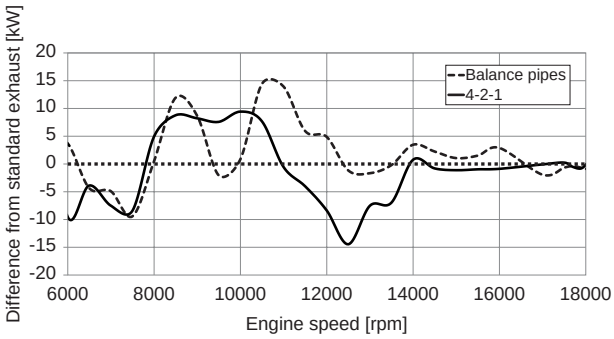


Fig. 26　Performance of balance pipes and 4-2-1

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．

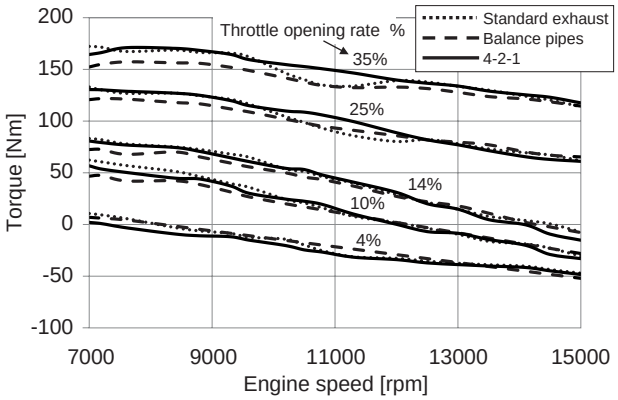


Fig. 27　Torque characteristics at partial throttle

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．

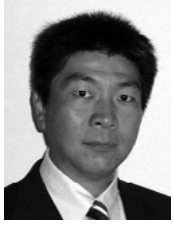
(4)短い開発サイクルにマッチするテストパーツの製作手法を導入し，出力特性の最適化や諸元決定までの時間短縮を図った．

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