

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*
Tetsuo GOTOU

柳 澤 長 生*
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。

*四輪R&Dセンター

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。

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				

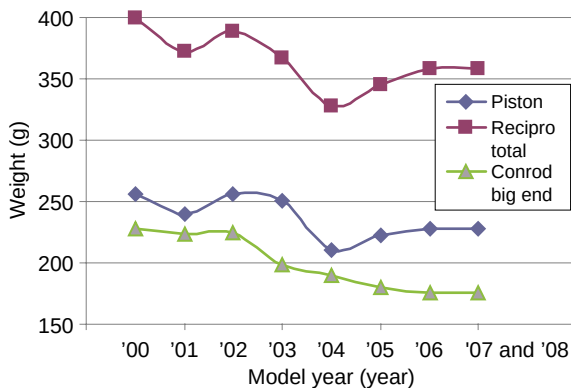


Fig. 1 Reciprocating parts weight history

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 °C 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

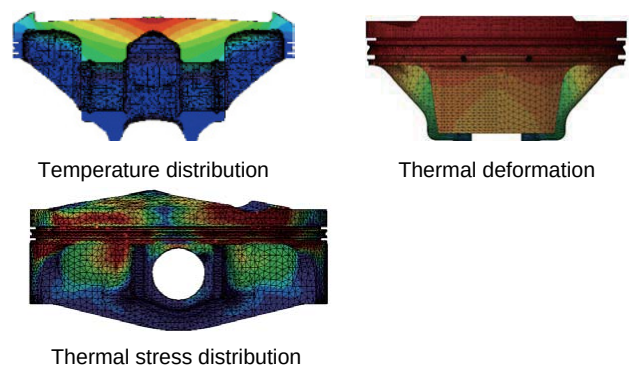


Fig. 2 Examples of piston CAE results



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、パーナで天井面をあぶって熱変形量を実測するパ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1000km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10l/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50MPa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り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7kW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2mm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

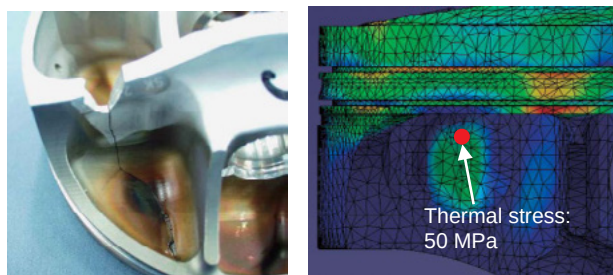


Fig. 4 Crack due to thermal stress in thin area of rib

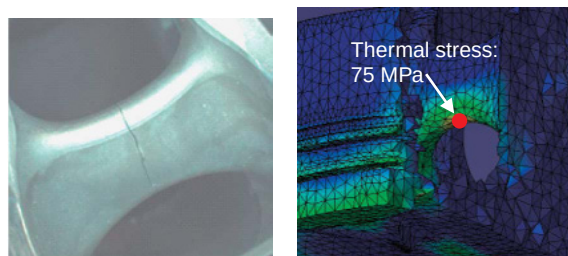


Fig. 5 Crack due to thermal stress in bridge rib

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ー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0.9mm、厚さ1.4mm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)。

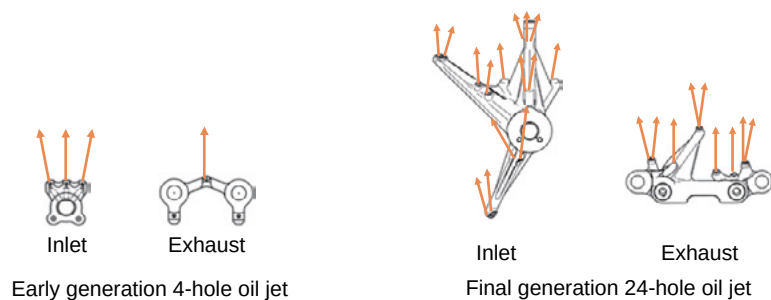


Fig. 6 Evolution of oil jets

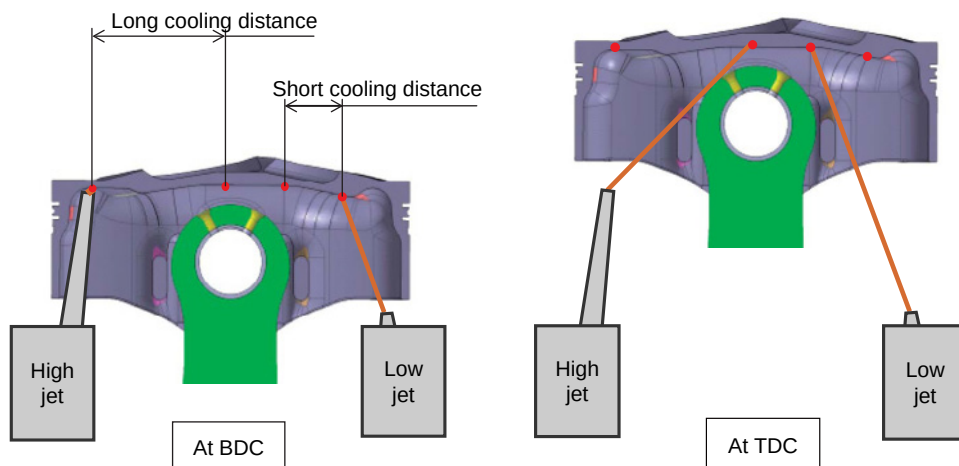


Fig. 7 Efficiency of high oil jet

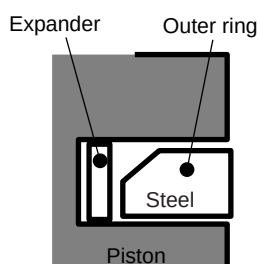


Fig. 8 Expanded piston ring

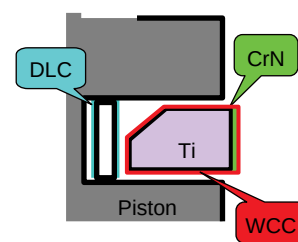


Fig. 9 Titanium expanded piston ring

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、フラッター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ー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ドコーティング(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ー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、エキスパンデッド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る、専用の計測治具を開発した。この治具にはピストンと同等法のリング溝、スリーブと同等法の外筒があり、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プ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。

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。

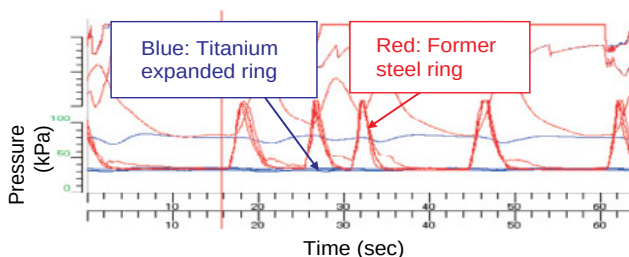


Fig. 10 Rise of crank case pressure due to piston ring fluttering

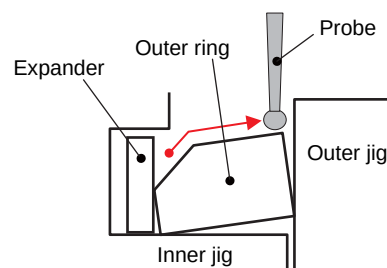
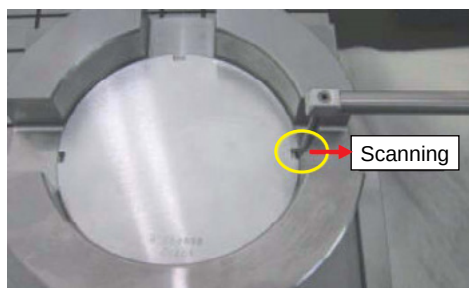


Fig. 11 Expanded ring taper angle measurement jig

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30 g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ろ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

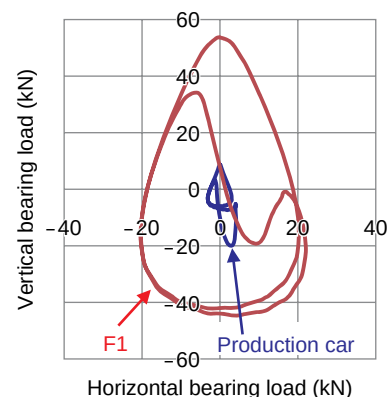


Fig. 14 Conrod bearing loads at WOT, Ps peak revolution

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。

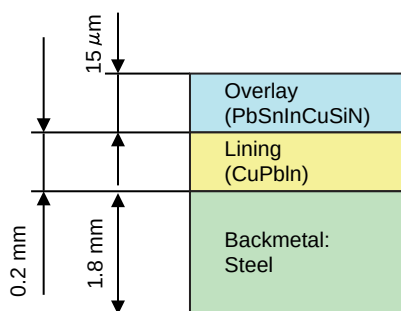


Fig. 15 Former bearing layer

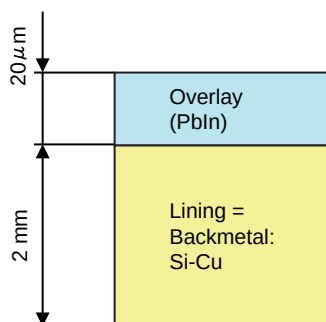


Fig. 16 Si-Cu bearing layer

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、共振時のねじり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)。

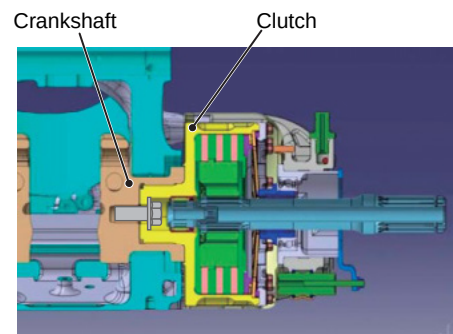


Fig. 17 Fastened clutch

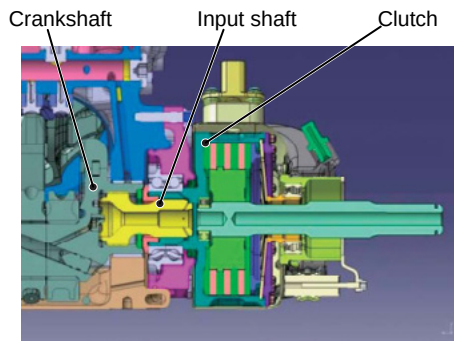


Fig. 18 Transmission with input shaft clutch

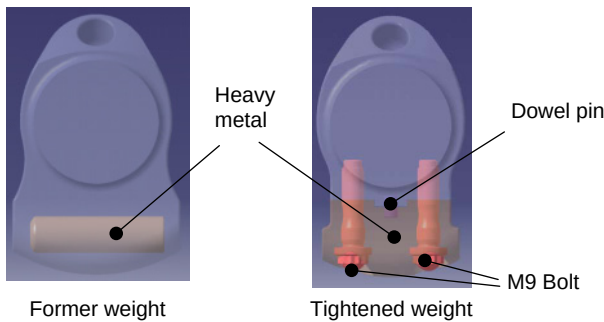


Fig. 19 Crankshaft counterweight history

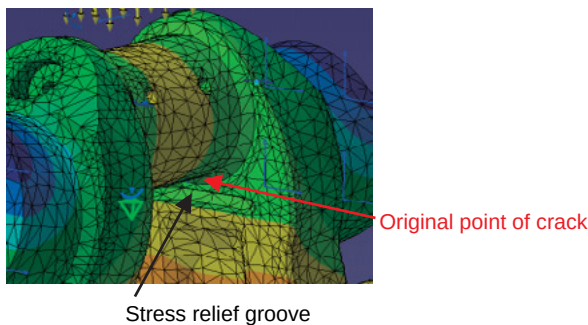


Fig. 20 Crankshaft stress relief groove

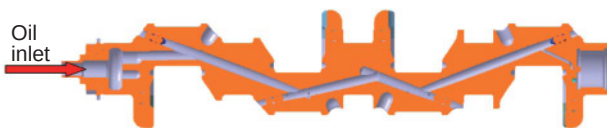


Fig. 21 Crankshaft center oil supply passage

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、バランス率違いの品の製作は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)。

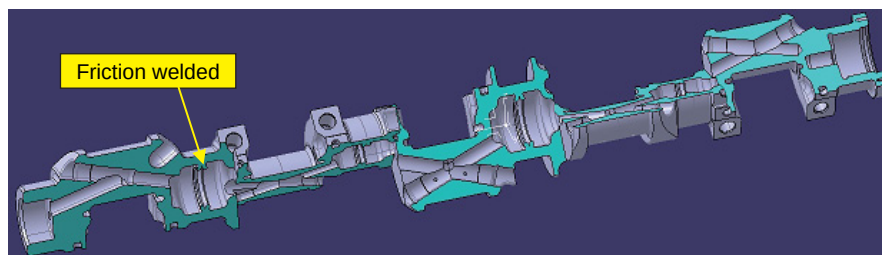


Fig. 22 Hollow crankshaft

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