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

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

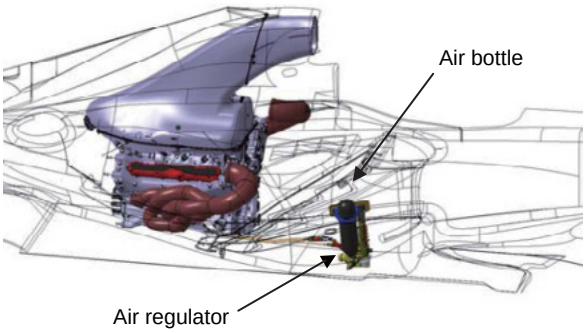

Fig. 2　View of air spring system

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．

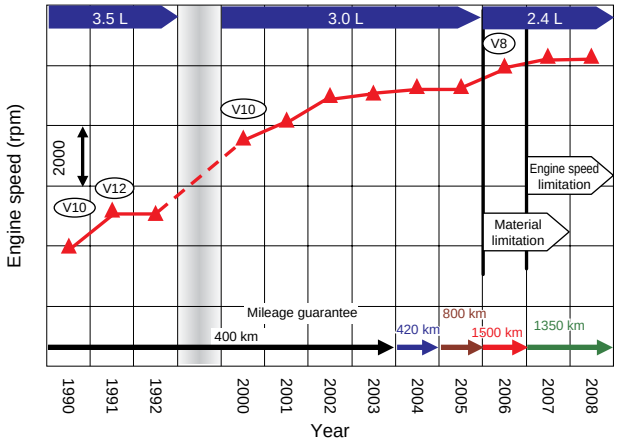

Fig. 3　Changes in maximum allowable engine speed for valvetrain

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．

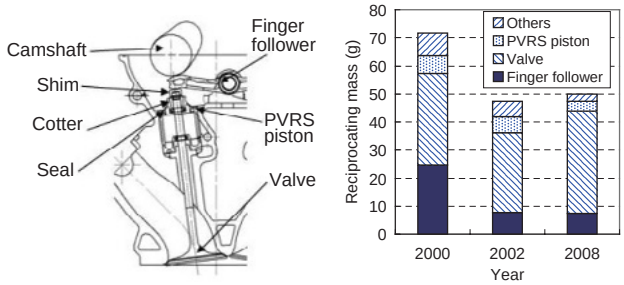

Fig. 4　Reciprocating mass of parts

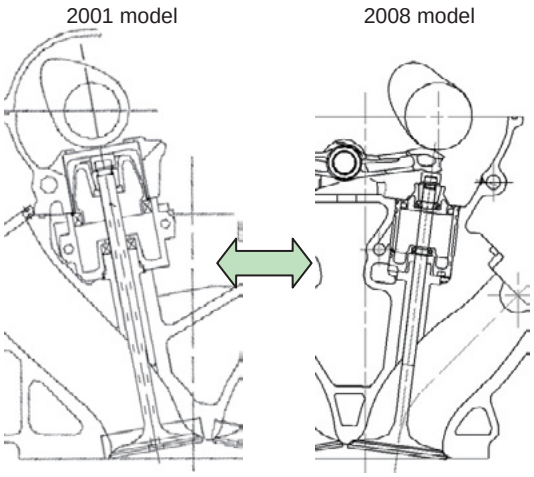

Fig. 5　Comparison of valvetrain layouts

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

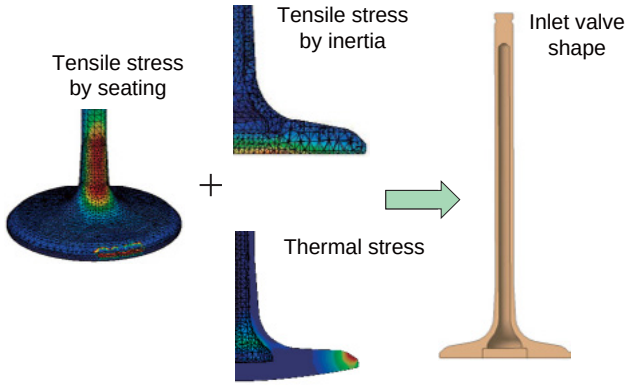

Fig. 6　CAE for inlet valve

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/rad^2 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．

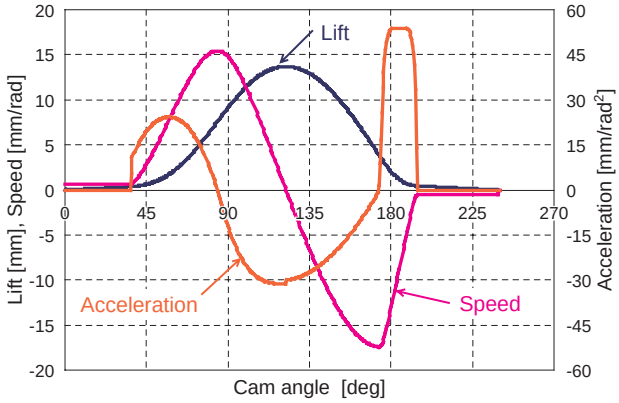

Fig. 7　Inlet lift curve of 2008 model

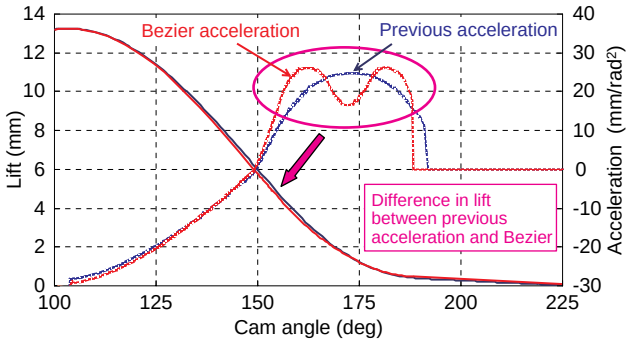

Fig. 8　Bezier lift curve

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

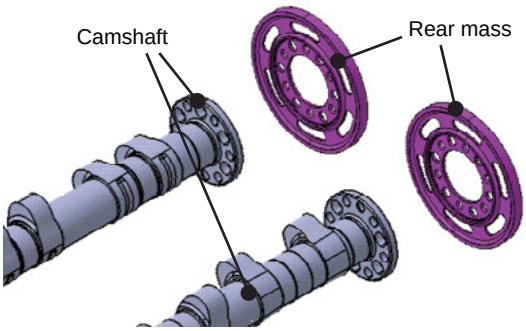

Fig. 9　View of AVRS

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．

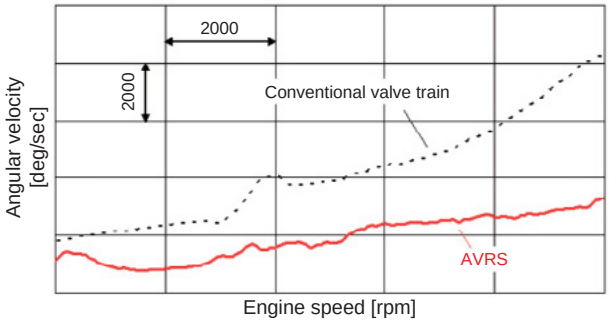

Fig. 10　Angular velocity of AVRS (2002 engine)

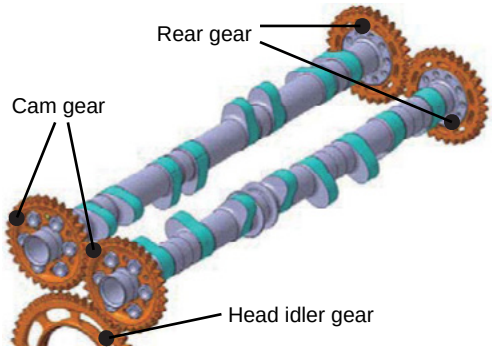

Fig. 11　View of AVRS-G

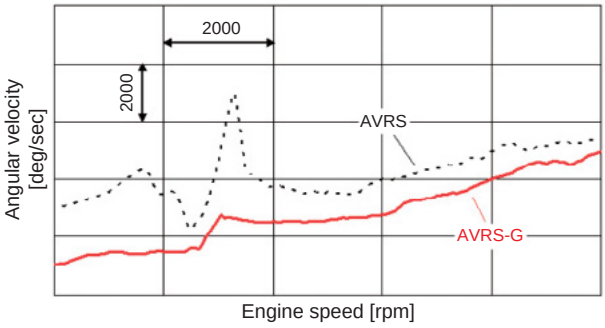

Fig. 12　Angular velocity of AVRS-G (2003 engine)

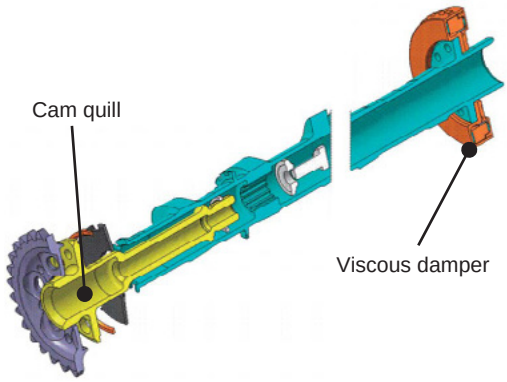

Fig. 13　Cam damper system

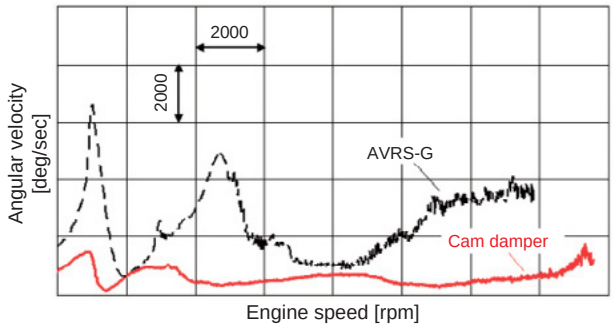

Fig. 14　Angular velocity of cam damper (2008 engine)

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. 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

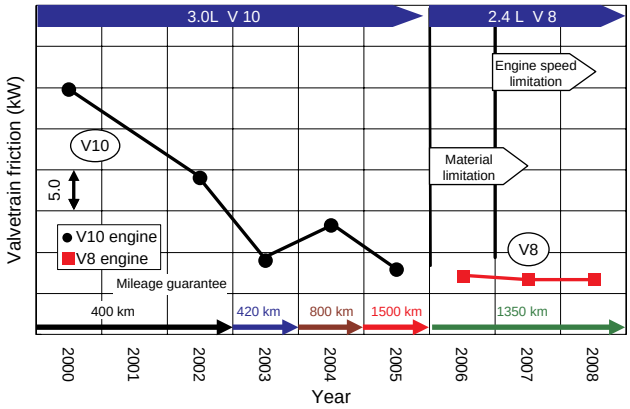

Fig. 15　Valvetrain friction performance

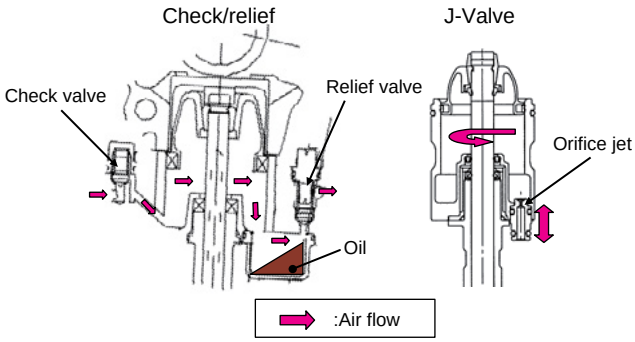

Fig. 16　Comparison of PVRS layout

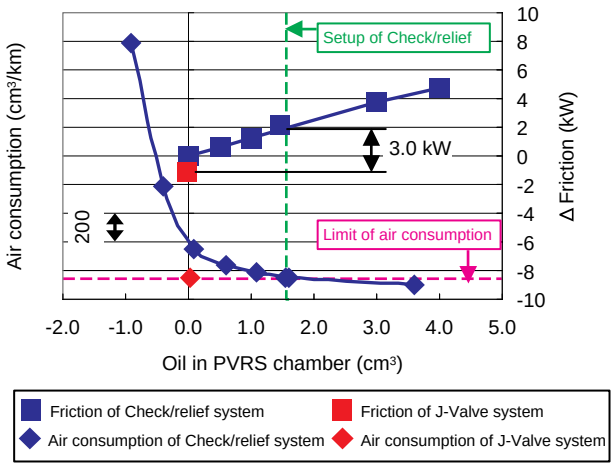

Fig. 17　Relation between air consumption and friction

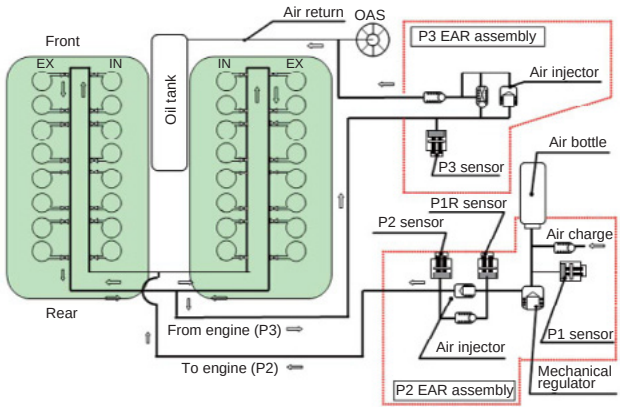

Fig. 18　J-Valve system configuration

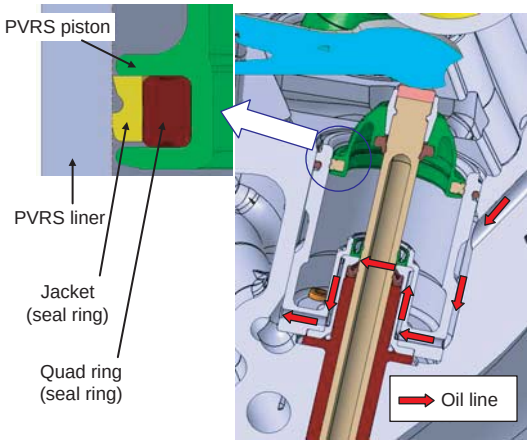

Fig. 19　Section view of PVRS cylinder

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．

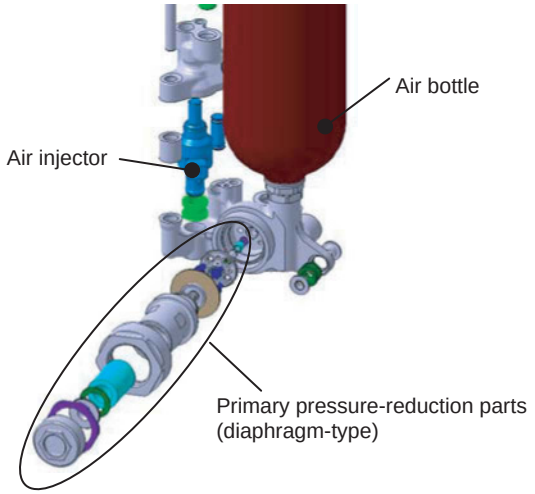

Fig. 20　View of P2 EAR

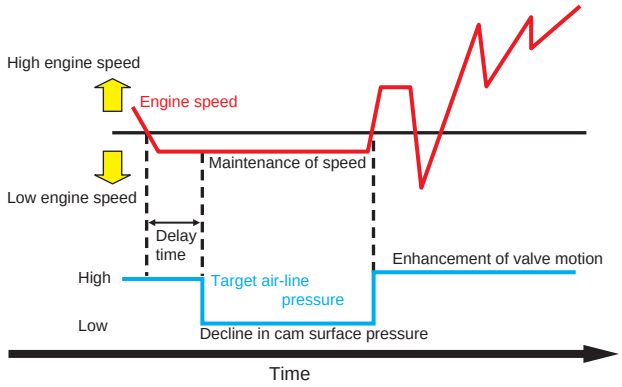

Fig. 21　Pressure control during idling

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