

2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発

Development of Horizontally-opposed Six-cylinder Engine for 2018 Gold Wing

横 田 洋*
Hiroshi YOKOTA
大 崎 裕 介*
Yusuke OSAKI

野 島 悟*
Satoru NOJIMA
紺 谷 昌 弘*
Masahiro KONTANI

藺 田 豊*
Yutaka SONODA
山 崎 寛*
Satoru YAMASAKI

要 旨

ABSTRACT

新型 Gold Wing の完成車コンセプトに基づき、「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクト化された F6 パワーユニット」を開発コンセプトに掲げた新型水平対向 6 気筒パワーユニットを開発した。軽量コンパクト化のために、クランクシャフトやコンロッドの材質と形状を変更し、吸気側にフィンガフォロワロッカーアームを配置したユニカムバルブトレインやシングルスロットルなどを採用した。燃焼効率の向上のために、燃焼室形状を 2 バルブバスタブ型から 4 バルブペントルーフ型へ変更した上で高圧縮比化し、吸気ポートに高タンブル形状を採用した。完成車コンセプトから求められる走りの質感を高めるために、Throttle by Wire を採用した。また、目標とする静粛性と排気音色を実現するために、Integrated Starter Generator 駆動部への新機構ダンパとラバーカップリングの採用と、排気系諸元の見直しをおこなった。以上により、前モデルに対し、DCT 仕様で 7.1 kg、MT 仕様で 9.5 kg の軽量化とコンパクト化を達成した。ピーク出力を 6 kW 向上しつつ、WMTC モード燃費（クラス 3-2）で 24% の向上（国内向け）を達成した。また、高い質感と静粛性に加えて、重厚感とパルス感を楽しめる排気音色を実現した。

On the basis of the concept of new Gold Wing, the new horizontally-opposed six-cylinder power unit was developed with the theme “smooth yet aggressive at times, light weight and compact flat-six power unit.” To achieve weight reduction and compactness of the power unit, the materials and the shapes of the crankshaft and the connecting rods were redesigned. To realize lightweight and compact power unit, the Unicam valve train having finger follower rocker arms for the intake valves and the single throttle body were applied. To enhance combustion efficiency, the combustion chamber was changed from bathtub type for two valves, to the pent roof type for four valves. In addition, the compression ratio was increased and the intake ports were applied with a shape generating a strong tumbling of intake air. To enhance maneuvering qualities, which was derived from the set concept of the developed motorcycle, a throttle-by-wire system was adopted. To the drive system of the Integrated Starter Generator, a damper of revised configuration and a rubber coupling were implemented and the requirements for tranquil riding were fulfilled. A comfortable exhaust sound was also provided by reassessing the design of the exhaust system. With all the measures mentioned above, weight reduction, together with downsizing, was successfully achieved by 7.1 kg for the DCT equipped model and by 9.5 kg for the MT equipped model compared to the previous model. Furthermore, the peak output power was increased by 6 kW and, yet, the fuel economy was improved by 24% (in the case of the model sold in Japanese market) in the WMTC mode (class 3-2). As mentioned above, the enjoyably deep and pulsated exhaust sound was also achieved while offering the mild and high quality sounds of mechanical operations.

1. ま え が き

Gold Wing は、1975 年の初代 GL1000 発売以来、長距離ツアラーとしての進化とラインナップの拡充を続けてきた Honda のグランドツアラーである。そのパワーユニットには、初代から低重心、低振動、静粛性を特徴とする水平対向エ

ンジンを採用してきた。初代の 4 気筒 1000 cc から 1100 cc、1200 cc へと排気量を拡大し、さらに 6 気筒 1500 cc、1800 cc へと変更をおこないながら水平対向という形式を 40 年以上にわたって継続し、進化させてきた。

本稿では、2018 年に全面刷新し、量産を開始した 6 代目 Gold Wing GL1800 用の水平対向 6 気筒（以下、F6）

*二輪 R&D センター

パワーユニットについて紹介する。本パワーユニットは、モータサイクルで唯一無二の F6 エンジンを軽量コンパクト化し、最新の動弁機構や Throttle by Wire (以下, TBW), Integrated Starter Generator (以下, ISG), Dual Clutch Transmission (以下, DCT) などを装備している。前モデルに対し、低燃費化しつつ出力とスロットルレスポンスを向上させた。また静粛性を向上させるとともに重厚感とパルス (鼓動) 感を楽しめる排気音色により、運転する楽しさを追及したパワーユニットである。

なお、トランスミッションの仕様は、7 速 DCT 仕様 (以下, DCT 仕様) と 6 速マニュアルトランスミッション仕様 (以下, MT 仕様) の 2 仕様がある。本稿では特に断りの無い限り、DCT 仕様について記述する。また、DCT についての詳細は、「2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発」⁽¹⁾ 編で述べる。

2. パワーユニット開発のねらい

完成車の開発のねらいを市場とユーザ指向の変化より豪華けんらんかつ重厚長大路線からの脱却と若返りとし、乗って楽しい、操って楽しいモータサイクルを目指した。それらを踏まえ、パワーユニットの開発コンセプトを「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクト化された F6 パワーユニット」とし、主な開発目標を以下と定めた。

- (1) DCT 仕様で 6.5 kg, MT 仕様で 9.0 kg の軽量化
- (2) エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さ 30 mm の短縮
- (3) 前モデル同等以上の出力と WMTC モード (クラス 3-2) における 20% の燃費向上
- (4) 重厚感とパルス感を際立たせた排気音と、質の高い始動音

新型 Gold Wing のコンセプトである幅広いシーンで使いこなせる軽量で高密度なパッケージングに寄与すべく、パワーユニットも軽量コンパクト化を最重点の目標とした。動弁系の 2 バルブから 4 バルブへの変更や 7 速 DCT を新たに採用しつつ、完成車全体の軽量化目標から DCT 仕様では 6.5 kg, MT 仕様では 9.0 kg の軽量化を目標とした。さらに、完成車運動性能の向上をねらったライダーの乗車位置の前方移動を実現するために、エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さを 30 mm 短縮することを目標とした。低回転域での余裕あるトルク特性と力強い加速性能、低振動と静粛性は、前モデルから継承進化させつつ、WMTC モード (クラス 3-2) における 20% の燃費向上を目標とした。また、大排気量らしい重厚感とモータサイクルらしいパルス感を楽しめる排気音とトップエンドモデルにふさわしい質の高い始動音の実現を目指した。Fig. 1 にパワーユニットの外観を示す。

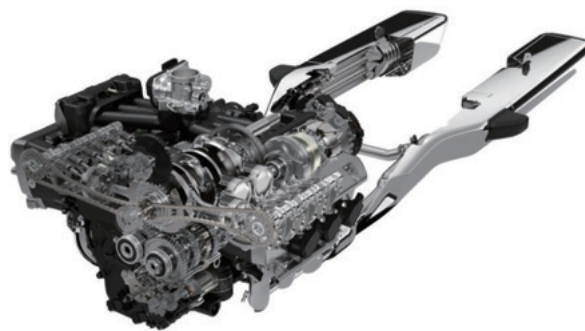


Fig. 1 Overview of power unit

3. パワーユニット仕様と主要諸元

Table 1 に、新型 Gold Wing (北米向け) の前モデルとの主要諸元比較を示す。

エンジン形式は、縦置き水冷 4 ストローク水平対向 6 気筒 1800 cc の形式を前モデルから継承しながら全面的に刷新した。軽量コンパクト化のため、ボアストローク寸法とスロットルボデー数を変更した。燃焼効率向上のため、高圧縮比化や燃焼室形状を 2 バルブバスタブ型から 4 バルブペントルーフ型へ変更した。また、利便性向上のため、トランスミッションには 6 速 MT 仕様に加えて 7 速 DCT 仕様を設定した。さらに、ISG とエンジン駆動によるリバーズ機構を新たに採用した。

Table 1 Power unit specifications

	Developed model		Previous model
	DCT type	MT type	
Cylinder arrangement	F6-cylinder		F6-cylinder
Bore x Stroke (mm)	73 x 73		74 x 71
Displacement (cm ³)	1833		1832
Compression ratio	10.5 : 1		9.8 : 1
Maximum power	94 kW / 5500 rpm		88 kW / 5500 rpm
Maximum torque	171 Nm / 4500 rpm		169 Nm / 4000 rpm
Valve train	Unicam - 4 valve		SOHC - 2 valve
Combustion chamber configuration	Pent roof		Bathtub
Diameter (mm) / Number of throttle body	φ 50 / 1		φ 40 / 2
Generator	Integrated Starter Generator (ISG)		Dedicated generator
Starter			Dedicated motor
Transmission	7-speed DCT	6-speed MT	5-speed MT
Reverse system	Engine drive	Motor drive	Motor drive
Engine weight (kg)	114.3	111.9	118.1
Engine length x width x height (mm)	617 x 702 x 503		633 x 706 x 513

*The engine weight includes the intake system, starting system, charging system and the transmission. The intake system consists of the throttle body and the downstream parts. Exhaust system not included.

*The engine length does not include the final shaft.

4. エンジン基本骨格

4.1. クランクシャフトおよびコンロッド

完成車の運動性能および居住性向上のために、エンジンの前後長の短縮を図った。クランクシャフトの前モデルとの比較を Fig. 2 に示す。ボア径を前モデルの $\phi 74$ mm から $\phi 73$ mm に変更するとともに、クランクシャフトの材質を軟窒化鋼から内部硬度の高い合金鋼へ高強度化した。材質変更と各部形状最適化により、クランクジャーナル幅で 1 mm、クランクピン幅で 2 mm 短縮、クランクウェブ各々で 1 - 2 mm の薄肉化を図り、クランク全長 (前後のジャーナル間距離) を 22.6 mm 短縮した。その結果、シリンダ間の距離 (ボアピッチ) を各 9 mm、左右シリンダオフセットを 4 mm 短縮することができた。クランクピン径を 4 mm 拡大することで、ストローク増加に伴うクランクシャフトの剛性低下やクランクピン幅短縮に伴うコンロッド大端メタルの面圧増加に対応した。また、クランクパルスロータの位置を前モデルのクランクシャフト前部からクランクシャフト後部に移動させ、エンジン前部フロントカバーからクランクシャフトまでの距離を約 7 mm 短縮させた。

これらにより、Fig. 3 に示すようにエンジン前部から左シリンダヘッド後端までの距離を前モデルに比べ 29 mm 短縮した。その結果、ライダーの足元スペースを確保しつつ乗車位置の前方移動、前輪分担荷重の増加が可能となり、完成車運動性能向上に寄与することできた。

コンロッドは、材質を非調質鋼から浸炭鋼への変更により高強度化し、ロッド長を 7 mm 短縮することで、ストローク増加に伴うエンジン幅増加の抑制と軽量化を実現している。また、ロッドとキャップの締結は、ナットレス構造を採用し、コンロッドボルトを M8 サイズ弾性域締付から M6 サイズ塑性域締付とすることで、上述のクランクピン

幅短縮に寄与している。コンロッド形状の前モデルとの比較を Fig. 4 に示す。

以上の変更により、クランクシャフトと 6 本のコンロッドを合わせて 1.1 kg の軽量化を達成した。

4.2. 動弁系およびシリンダヘッド

動弁機構には、軽量化とコンパクト化を目的として、吸気側にフィンガフォロワロッカアームを配置したユニカム

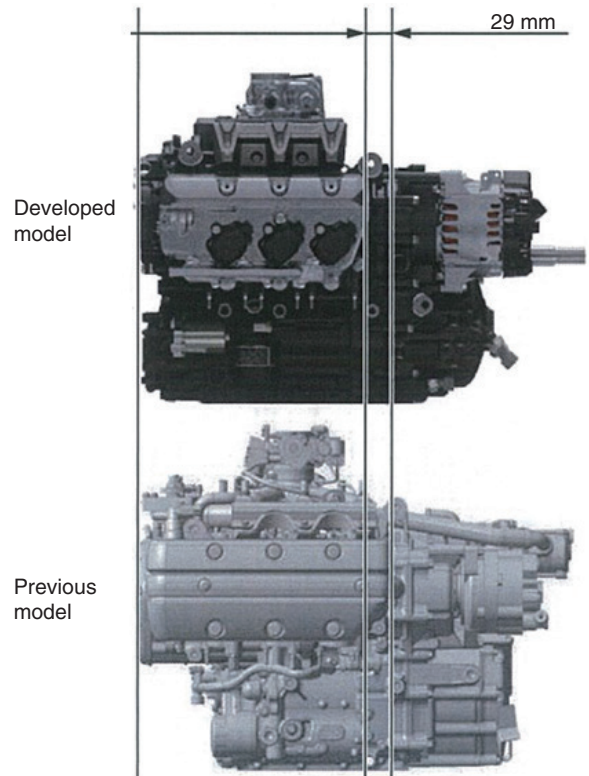


Fig. 3 Left view of power unit

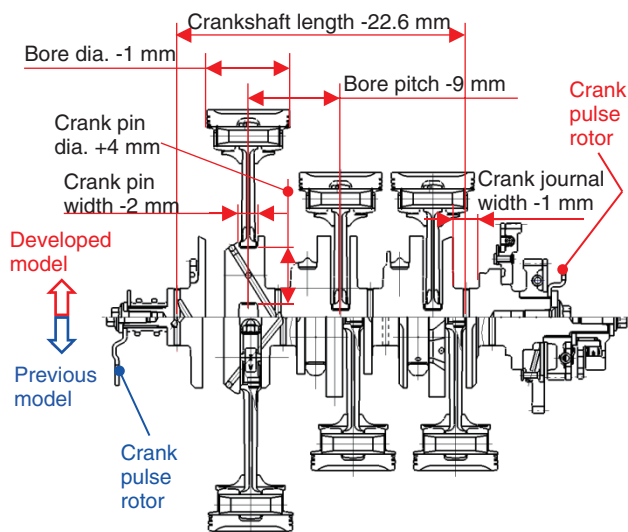


Fig. 2 Crank shaft (comparison in the left cylinder)

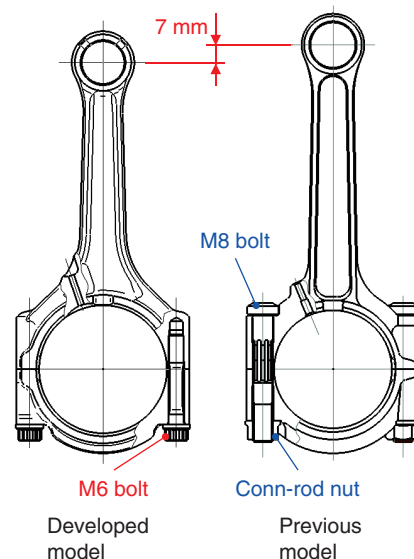


Fig. 4 Connecting rod

バルブトレインを採用した。Fig. 5 にその構造を示す。

水平対向エンジン特有の車体バンク角の確保の観点から、前モデルと同様に1本のカムシャフトを上方(吸気側)に配置した。その上で、排気バルブをローラロッカアームで駆動するユニカム構造を採用し、2バルブから4バルブへの変更に対応した。また、吸気側にフィンガフォロワロッカアームを採用することで、前モデルや従来のユニカム機構⁽²⁾のシリンダヘッドの吸気側にあるバルブリフト保持部を廃止した。これにより、左右のシリンダヘッドを合わせて2.8 kgの軽量化を達成した。

さらに、ロッカアームシャフトを吸気と排気で同軸化し、カムシャフト材質の高強度化による薄肉化やカムロブ裏の肉抜き、その他動弁系部品の軽量化をおこなった。これらにより、2バルブから4バルブへの変更やロッカアーム部品の追加がありながらも、動弁系全体で1.3 kgの軽量化を達成した。

4.3. エンジンの軽量化

4.1. 節と4.2. 節で紹介した軽量化の事例以外にも、エンジン全体で多岐にわたる軽量化をおこなった。以下に代表的なものを紹介する。

シリンダスリーブの材質を鋳鉄からアルミニウム複合材料⁽³⁾とすることで2.2 kg、冷却系の部品配置変更で0.7 kgの軽量化をおこなった。また、ISGの採用によるスターモータとそれらに付随する始動系と充電系部品の廃止により2.4 kg(5章に記載)、2連スロットルからシングルスロットルへの変更により1.1 kg(7章に記載)、リバース機構付きトランスミッション構造⁽¹⁾の採用によるリバース関連部品の廃止により1.3 kg(DCT仕様のみ)の軽量化をおこなった。

これらにより、DCT仕様では、システム採用による重量増と前モデルの5速から7速への多段化による重量増を差し引いて、前モデルに対してエンジン重量で3.8 kgの軽量化を実現した。また、MT仕様では、5速から6速

への多段化による重量増を差し引いて、6.2 kgの軽量化を実現した。

(エンジン重量には、スロットルボデーより下流の吸気系と燃料系部品、始動系と充電系の部品、トランスミッションを含む。)

4.4. メインベアリング部ベアリングキャップ

Gold Wing は、クランク打音低減を目的に、6気筒1800 ccになった前モデルからクランクケースのメインベアリング部のベアリングキャップ材質に鉄系焼結材を採用している⁽⁴⁾。本モデルでは、前モデルに対して出力向上を図ったことにより、クランクケースのベアリングキャップとの合わせ面のフレットングの発生が懸念された。

フレットング疲労の主要因であるクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の振幅応力、合わせ面に生じる微小な滑り量(以下、相対すべり量)の低減に着目した⁽⁵⁾。また、それらの低減には、接触面の面圧分布の均等化や荷重入力時のベアリングキャップ外側の面圧低下を防ぐことが有効と考えた。その理由は、面圧過小が相対すべり量の増大をもたらす傾向にあるとの考えに基づく。一般的にこれらへの対応手法としては、ベアリングキャップの高剛性化や締付4本化のような締結剛性を高くする対応やジャーナルボルトピッチ拡大などが有効である。しかしながら、いずれも重量増やエンジンサイズの拡大をもたらす。そのため、軽量コンパクト性との両立を考慮し、ベアリングキャップをクランクケースへ圧入する構造を採用した。Fig. 6 にその構造を示す。また、ジャーナルボルトには高強度材を採用し、サイズをM12からM10へ変更した。さらに、締付ピッチを拡大することで締付面の面圧の均等化を図った。

Fig. 7 にクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の面圧分布の締付時と荷重入力時の解析結果を示す。なお、この図は、Fig. 6 に示すクランクケース下側の合わせ面(A)の面圧分布を示している。また、荷重入力時の結果は、外側周辺の相対すべり量が最大のタイミングのものを示している。前モデルでは、締結時に内側(ジャーナル

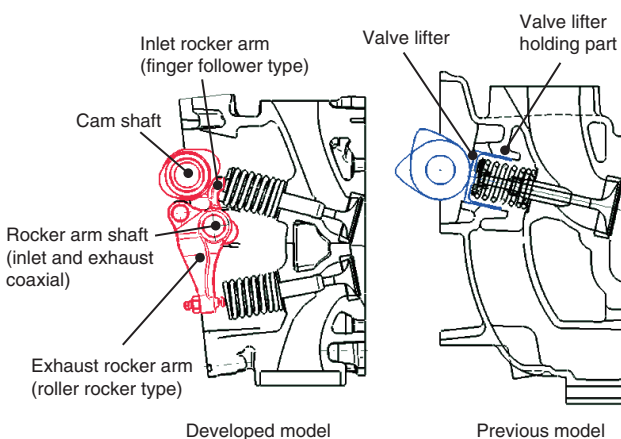


Fig. 5 Cross section of valve system

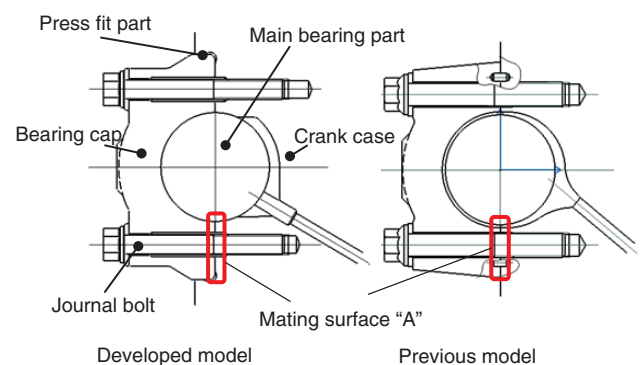


Fig. 6 Bearing cap

5. ISG

側)の面圧が高く、外側の面圧が低い分布となっている。また、荷重入力時に外側のベアリングキャップ端部近傍の面圧が大きく低下している。それに対し、圧入構造の採用により、締結時の面圧均等化と荷重入力時の外側端部近傍の面圧低下が解消されていることがわかる。なお、荷重入力時の内側(ジャーナル側)に面圧低下が見られるが、ベアリングキャップ締結構造では内側の相対すべり量は小さいため、フレットングの懸念や実機での発生は無い。

Fig. 8 にクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の振幅応力と相対すべり量の解析結果を示す。合わせ面全体の中で、振幅応力が最大の部分を比較しているが、前モデルに対し、振幅応力、相対すべり量の低減が実現できていることがわかる。これらにより、実機での合わせ面フレットングの発生は無く、エンジンの軽量コンパクト化にも寄与することができた。

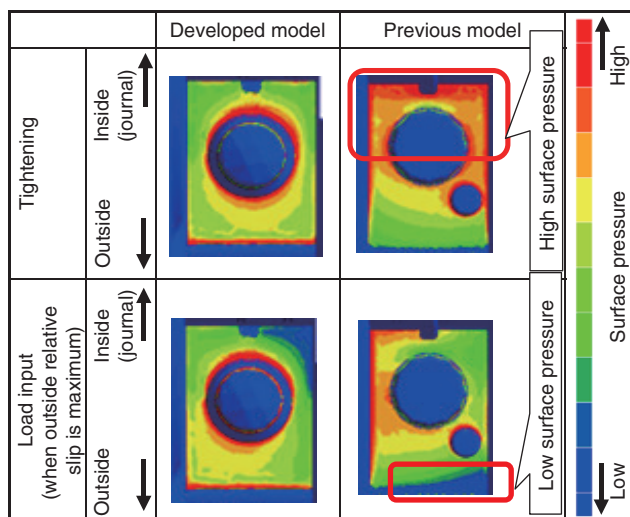
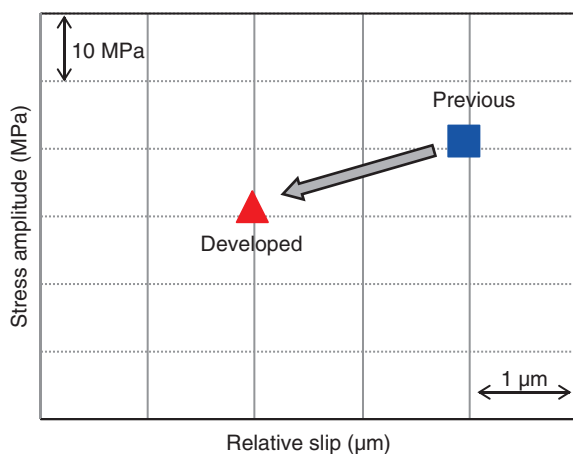


Fig. 7 Results of crank case surface pressure analysis



Analysis condition
Journal bolt axis power: lower limit
Combustion pressure: maximum
Press fit interference: center

Fig. 8 Results of stress and relative slip analysis

5.1. 機械的構造

新型 Gold Wing 用の始動系と充電系の開発において、重要視したのは軽量化と静粛性である。

その実現のため、スタータモータ機能と発電機機能を併せ持つ ISG を大型二輪車として初採用した。Fig. 9 に ISG の外観図を示す。前モデルでは始動系にはスタータモータを、充電系には励磁式 AC Generator (ACG) を各々装備していた。ISG 採用によりスタータモータ、スタータリダクションギヤ、スタータマグネットスイッチおよび電線類等を廃止することが可能となった。これにより、始動系と充電系を合わせて 2.4 kg (-20%) の軽量化を実現した。

Fig. 10 に本モデルの ISG およびその駆動系の構造図を示す。Fig. 11 に前モデルの ACG とスタータモータおよびこれらの駆動系の構造図を示す。

5.2. 始動性能および充電性能

ISG は既に四輪車では広く普及している。しかしながら、四輪車用の ISG をそのまま採用した場合、始動時に前



Fig. 9 Shape of ISG for developed Gold Wing

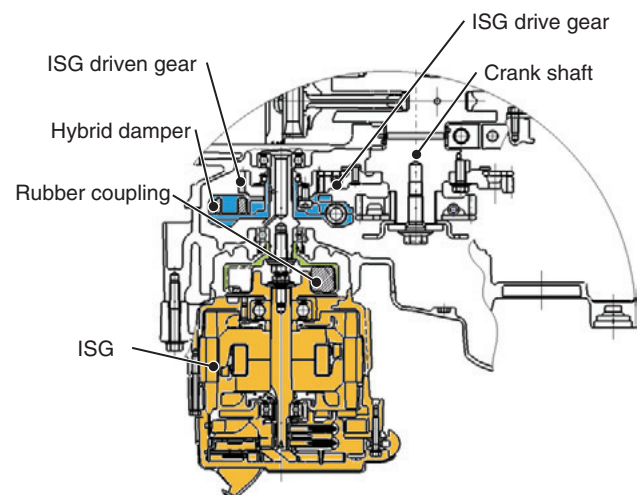


Fig. 10 Gear and couplings to drive ISG

モデル比 2.2 倍の電流が必要であり、前モデルより大きい容量のバッテリーを装備する必要があった。そこで、始動制御方法を見直し本モデル用に最適化することにより、始動時に必要な電流を前モデル比 1.5 倍以下まで抑制することを可能とした。これによりバッテリー容量とサイズを変更すること無く、本モデルに要求される始動性能を満足した。

一方、充電制御において、本モデルに要求される発電容量は前モデルの約 1.2 倍程度であった。しかしながら、ISG 定格発電容量は前モデルの約 1.7 倍となるため、前モデルで用いていた充電系のハーネスやヒューズ等の構成部品の許容電力を超えるレベルとなった。これは、ハーネス線径の拡大による重量増加や新設計のヒューズとヒューズボックスを必要とする。そこで、本モデルでは前モデル比 1.2 倍の発電容量とするために、PGM-FI ユニットの指令により、エンジン回転数ごとに ISG の励磁電流を適正範囲に保つ協調制御を導入した。Fig. 12 に本モデルの ISG と

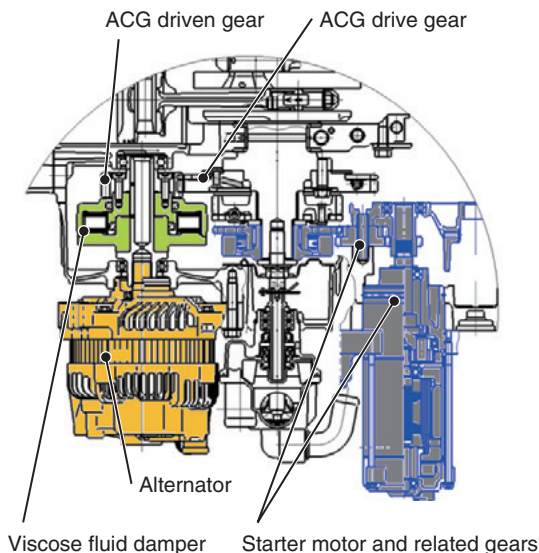


Fig. 11 Gears and couplings to drive starter motor and alternator

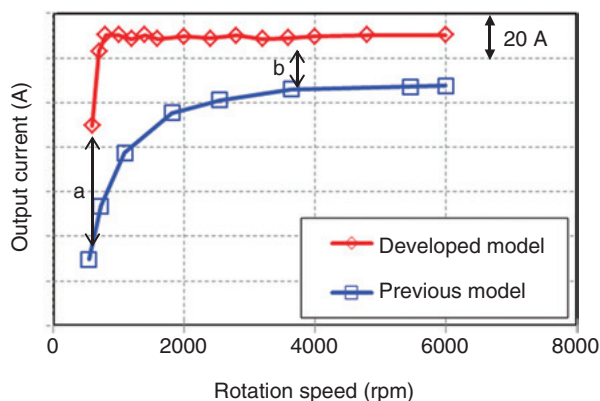


Fig. 12 Characteristics of output current to rotation speed

前モデルの ACG の発電特性グラフを示す。アイドリング回転数近傍では前モデル比最大約 2.9 倍 (図中 a) の出力向上を実現しつつ、4000 rpm 付近では同約 1.2 倍 (図中 b) と幅広いエンジン回転数で安定した発電容量を実現することが可能となった。

5.3. 駆動方式および騒音性能

四輪車における ISG の駆動はベルト駆動方式が一般的であるが、本モデルではギヤによるダイレクト駆動方式を採用した。縦置きエンジンを搭載した二輪車の特徴として、クランクシャフト回転の加減速時に車体を左右に揺らすロールモーメントが発生する。この車体挙動は停止時にライダーに対し不快感を与える。このロールモーメントをキャンセルするために、ISG をクランクシャフトと逆回転させることができるギヤ駆動方式を選択した。

ISG 駆動ギヤにはヘリカルギヤを採用し、スパーギヤで駆動する前モデルに対しギヤうなり音のさらなる低減をおこなうことで、質感を向上させた。ヘリカルギヤとスパーギヤの駆動音比較を Fig. 13 に示す。横軸はエンジン回転数、縦軸はライダーの耳の位置で測定した音圧である。実線はオーバーオール音圧レベル、波線は ISG ギヤの噛合い次数 (1 次) 成分の音圧レベルを表している。スパーギヤは 1700 rpm 付近 (トップギヤの車速で 80 km/h 相当) で ISG ギヤの次数成分の音圧レベルが特に高く、オーバーオール音圧レベルを押し上げるほど支配的である。一方、ヘリカルギヤは、オーバーオール音圧レベルを押し上げるギヤ音の突出が無い。これにより、質感の向上が得られた。

ISG 駆動部にはクランクシャフトの回転変動に起因するラッシュ音を低減するための緩衝装置 (以下ダンパ) が必要である。また、ISG は発電だけでなく、エンジン始動もおこなう。前モデルで採用しているビスカスダンパはエンジン始動時のクランキングトルクに対して滑りが生じるた

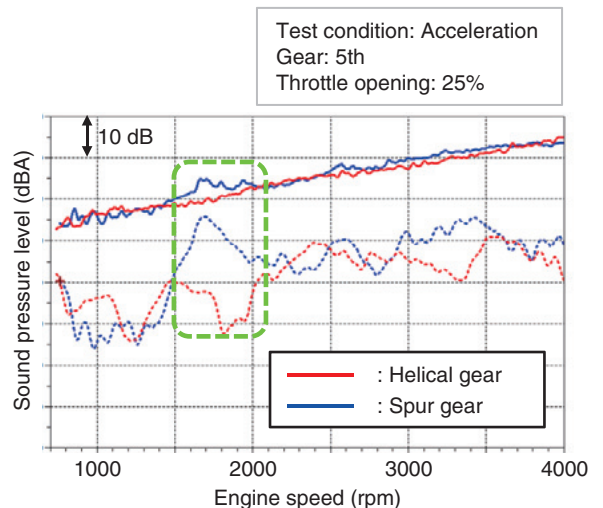


Fig. 13 Comparison of ISG gear noise

め、エンジンを始動できない。そのため、新型では、スプリングとラバーを組み合わせた新機構ダンパとラバーカップリングを併用した。Fig. 14 に新しいダンパの構造を示す。

新機構ダンパは、ダンピングストロークを確保するためのアークスプリングと衝撃吸収性が高いダンパラバーとの併用構造となっている。この構造を採用することで、要求されるダンパ作動角と最大荷重を小スペースで両立させることが可能となった。継ぎ手部には容易に結合できて結合ラッシュ音を抑制するラバーカップリングを採用した。前モデルではカップリングを用いずに駆動軸と ACG をスプラインで結合していたために、スプライン結合部のバックラッシュに起因する音の発生があった。ラバーカップリングの採用によりラッシュ音の発生要因を排除した。

エンジン始動に ISG を用いることにより、始動時の音質を前モデルに対し向上することができた。前モデルでは、スタータモータが供給できるトルクは、エンジンから要求されるクランキングトルクに比べて低いため、大きなリダクションギヤの減速比〔総減速比 28.3 (内部減速比 6.4)〕が必要であった。

一方、ISG のスタータモータとしての出力は約 4.4 倍 (前モデル比) に向上したことにより、リダクションギヤの減速比は 2.5 まで低減した。そのためエンジン始動時の ISG 回転数は、前モデルのスタータモータおよびリダクションギヤの回転数に対し低く抑えることが可能となった。また、エンジン始動ギヤ (= ISG 駆動ギヤ) には、ISG の駆動トルク変動に対応したギヤ強度が求められることから、モジュールが大きく歯幅の広いヘリカルギヤを採用している。そのため、前モデルのスタータギヤに比べて歯の剛性が高い。また、減速比が小さくなったことにより、前モデルの二段減速に対して一段での減速が可能になった。

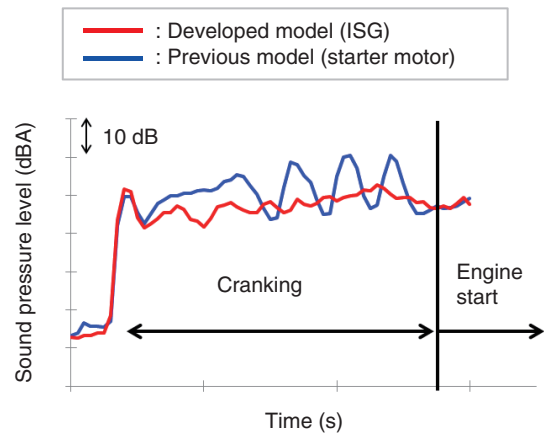


Fig. 15 Comparison of engine starting noise

これにより、ギヤ列全体の剛性も高められた。これらの結果、始動系の動力伝達経路の変形に起因する音圧変動が減少し、音質の向上が得られた。本モデルと前モデルのエンジン始動時の音圧比較を Fig. 15 に示す。横軸は時間、縦軸は音圧を示す。本モデルは前モデルに比べて全体的に音圧が低く、変動も抑えられていることがわかる。

6. エンジン性能

要求される動力性能と低燃費性能を両立させるために、燃焼効率の向上を図り、前モデル以上の性能を実現した。

シリンダヘッドは、バンク角とライダの足元居住性確保のため、前モデルよりカムシャフトを吸気側に寄せた配置としている。そのため、前モデルは SOHC 直押し式バルブリフト機構により、吸排気バルブを各 1 バルブずつ並列に配置していた。新型 Gold Wing では、ユニカムバルブトレ

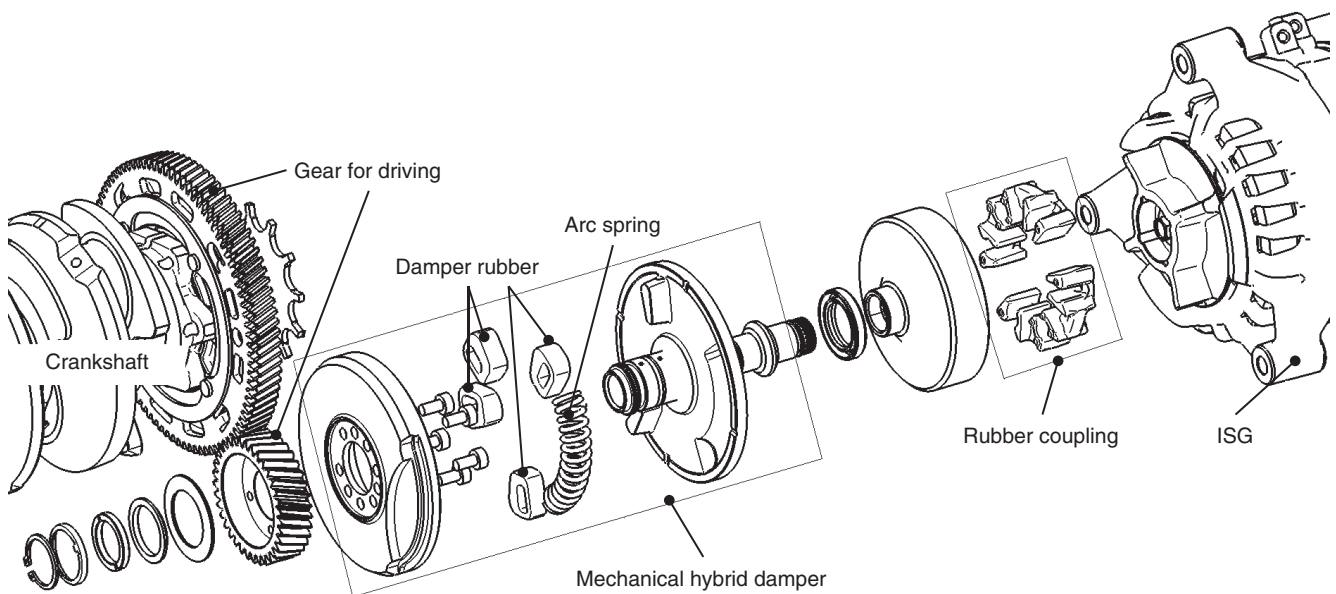


Fig. 14 Structure of ISG damper and coupling

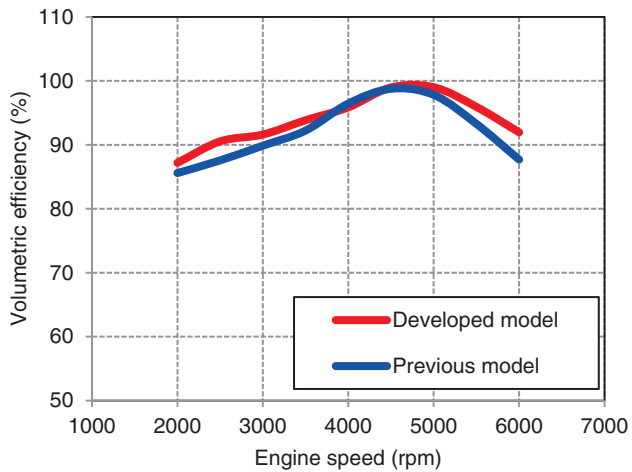


Fig. 16 Volumetric efficiency

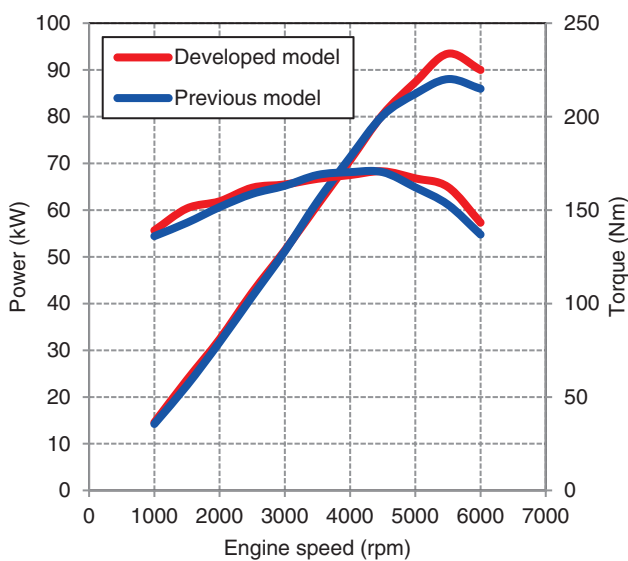


Fig. 17 Engine performance

インを採用することで、前モデルと同様にカムシャフトを吸気側に寄せた SOHC 構造としながら、4バルブ化することが可能となった。これにより、吸気ポート形状は筒内流動強化をねらった高タンブル形状としながらも、2バルブから4バルブへの変更により体積効率を向上することができた。体積効率の測定結果を Fig. 16 に示す。全域において、前モデル同等以上に向上していることがわかる。4バルブ化に伴い、燃焼室形状は前モデルのバスタブ型からペントルーフ型に、圧縮比は前モデルの 9.8 から 10.5 へ変更している。

Fig. 17 に、エンジン出力およびトルク（クランク軸換算）を示す。また Fig. 18 に、常用域の図示燃料消費率（ISFC）を示す。前モデルに対し全域で同等以上の出力となっており、低負荷領域の ISFC が改善している。

また、Fig. 19 に摩擦損失を前モデルと比較する。DCT

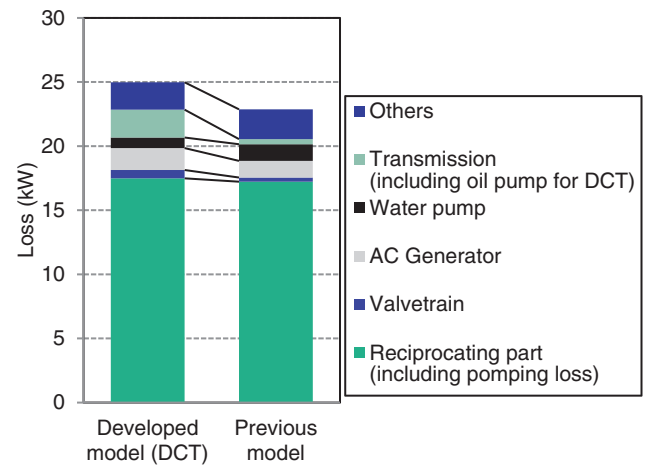


Fig. 19 Breakdown of loss at 6000 rpm

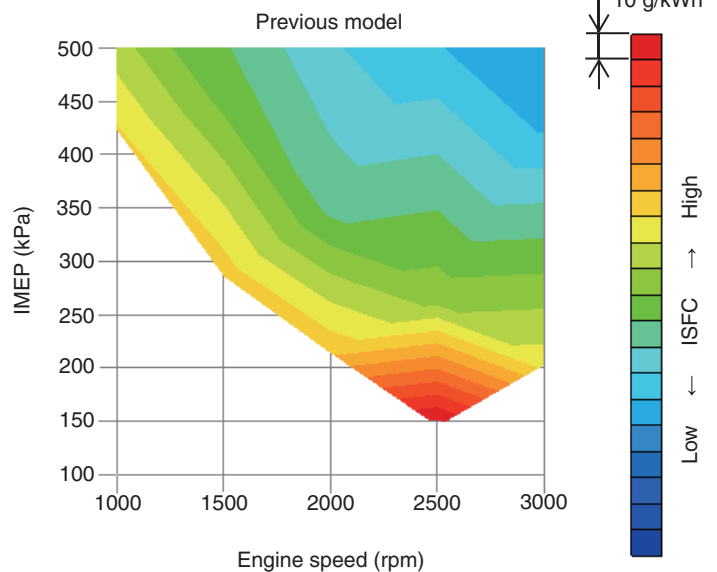
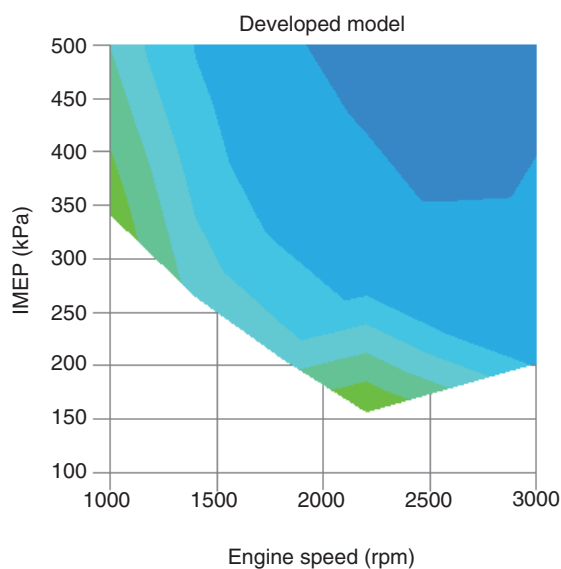


Fig. 18 ISFC map

モデルでは、専用オイルポンプの追加等により、摩擦損失は前モデルに対し増加しているにもかかわらず、燃料消費率の改善や車体軽量化、トランスミッションの多段化等の変更により、WMTC モード (クラス 3-2) 燃費は 14.7 km/L から 18.2 km/L (国内向け) へ向上している。

7. 吸気系

7.1. TBW の採用

きめ細かいスロットル制御をおこなうことで、ユーザーに質感の高い走行を提供することを目的として、スロットルボデーには TBW を採用した。TBW を用いておこなっている制御を以下に列記する。

- ・ クルーズコントロールシステムの簡素化
- ・ Honda セラクタブルトルクコントロールシステムの採用
- ・ 走行モード選択システムの採用
- ・ スロットル急開時の急激なトルク変動の抑制
- ・ 微速前後進システムの採用 (DCT のみ)
- ・ 変速ショックの緩和 [変速時に生じるクランクシャフト系の慣性トルクの緩和 (DCT のみ)]
- ・ アイドリング回転数の制御
- ・ 最高速度リミッタ
- ・ アイドリングストップ解除時のスロットル開度制限

このように、前モデルから採用したクルーズコントロールシステムの簡素化に加えて、さまざまな機能を付加することができた。

7.2. シングルスロットルの採用

TBW の採用により追加される駆動用モータによる重量と必要スペースの増加を相殺するために、前モデルの 2 連スロットル仕様に対して、シングルスロットル仕様を採用した。Fig. 20 と Fig. 21 に、前モデルと本モデルのスロットルボデーとインテークマニホールドの外観図を示す。

多気筒エンジンのシングルスロットル仕様は、四輪車では一般的な仕様となっている。Gold Wing においても、前モデルの開発時にシングルスロットル仕様の採用を試みたものの、要求されるレスポンスが得られなかったためにその採用を断念した経緯があった。本モデルでは、スロットルバルブ下流の容積 (インテークマニホールドと吸気ポートの容積) を前モデルに対し 8% 低減した。また、動弁系の 2 バルブから 4 バルブへの変更とバルブタイミングの最適化による燃焼改善などをおこなうことで、前モデル同等以上のスロットルレスポンスを実現した。

Fig. 22 に、スロットルバルブの開角に対する幾何学的開口面積の変化を示す。Fig. 23 に、CAE を用いて計算したスロットルバルブの開角に対する体積効率の変化を示す。なお、計算には市販の一次元解析ソフトを用いた (解析条件: エンジン回転数 1000 rpm, スロットル操作速度 80

deg/sec)。前モデルに比べて本モデルは幾何学的開口面積の変化率が低いにもかかわらず、体積効率の変化率が上回る結果が得られた。

Fig. 24 に、実車を用いて計測したスロットル開角に対する駆動力の変化を示す (計測条件: エンジン回転数 1000 rpm, スロットル操作速度 6.7 deg/sec)。この結果から、本モデルのスロットルレスポンスは、前モデルを上回っていることが確認された。

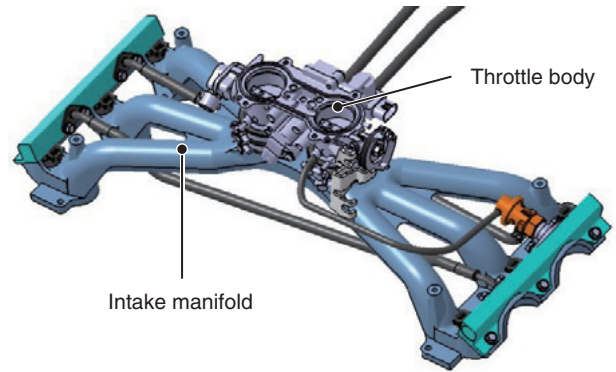


Fig. 20 Throttle body and intake manifold of previous model

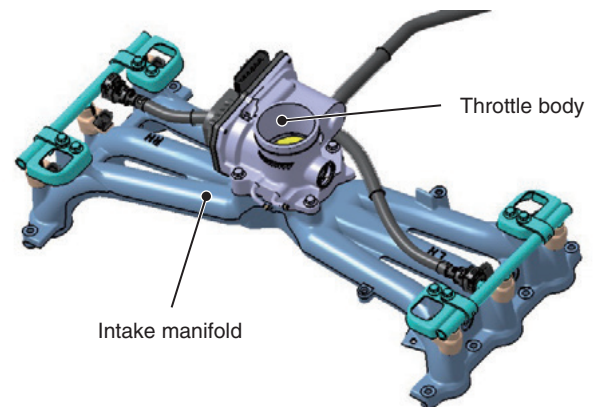


Fig. 21 Throttle body and intake manifold of developed model

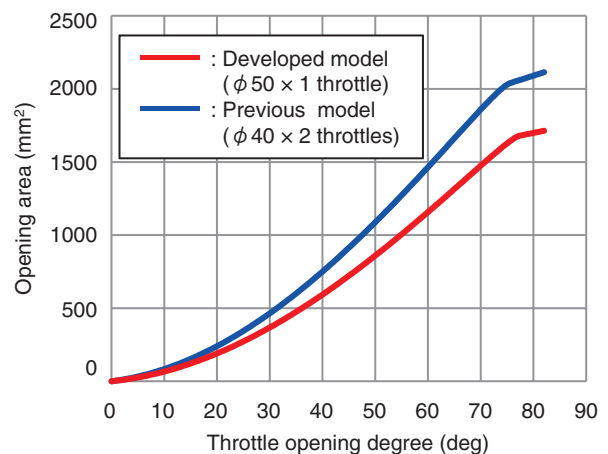


Fig. 22 Throttle opening characteristic

7.3. エアダクトの配置

エアクリーナボックスの周辺には、前モデルと同様にエアバッグモジュールやABSモジュレータ、ECUなどの電装部品が配置されている。また、本モデルでは、完成車コンセプトの実現のために、ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションが採用されている。そのため、限られた空間の中にエアクリーナボックスを配置する必要があった。

最終的にエアクリーナボックスの容積は、前モデルと同じ6.6 Lを確保することができたが、エアフィルタの面積は3%削減せざるを得なかった。そこで、最大限の吸気効率の実現を目指し、エアフィルタの面積を有効的に活用するためのエアダクトの配置検討をおこなった。二つあるエアダクトのうち、一方を車体前向き、もう一方を車体後ろ向きにそれぞれ一つずつ配置するなど、吸気の流れ解析をおこないながら仕様を決定した。

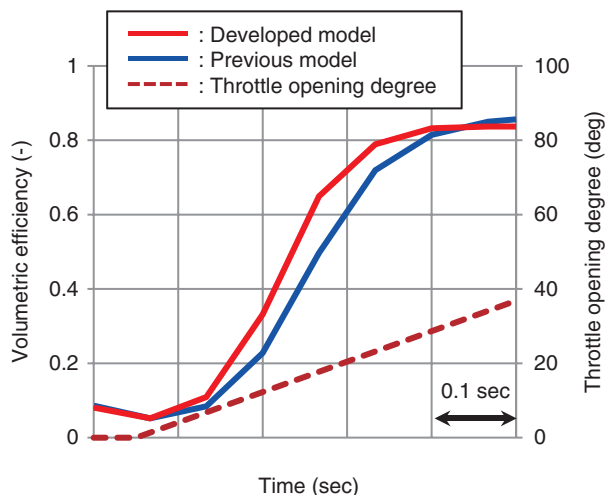


Fig. 23 Transition of volumetric efficiency in degree of throttle opening

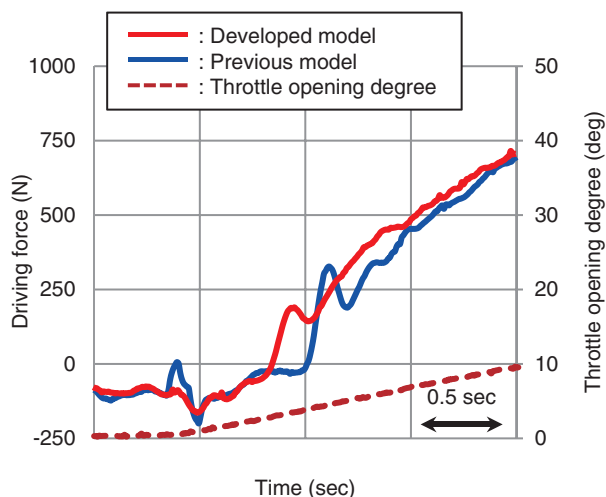


Fig. 24 Driving force (actual measurement)

Fig. 25 に前モデルと同様に二つのエアダクトを車体前向きに配置したエアクリーナボックス (Type A) を、Fig. 26 に一方を車体前向き、もう一方を車体後ろ向きに配置したエアクリーナボックス (Type B) を示す。Fig. 27 に、CFD を用いて計算したエアダクトとコネクティングチューブの入り口と出口の断面、ならびに、エアフィルタの上流と下流の投影面における平均圧力を示す。なお、計算には市販の流体解析ソフトを用いた (解析条件: エンジン回転数 5500 rpm 相当時の定常流)。Type A に比べて Type B のエアクリーナボックスの方が、各部の平均圧力が高い結果が得られた。

Fig. 28 に実車を用いて計測したエアクリーナボックスの内部圧力 (エアフィルタの下流側) を示す (計測条件: エンジン回転数 1000 rpm - 6000 rpm, スロットル全開)。実測値においても、Type B は Type A よりも高い圧力を示し、圧力損失が少ないことが確認された。以上の結果より、本モデルでは Type B のエアダクト配置を採用した。

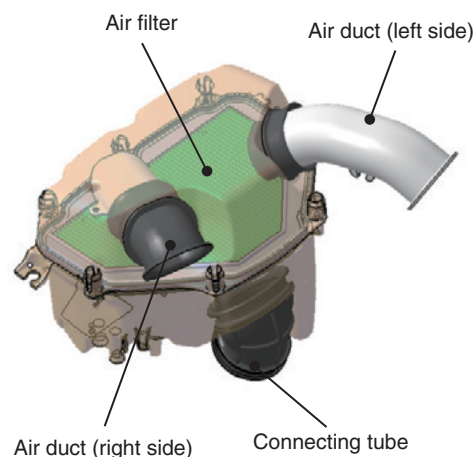


Fig. 25 Air cleaner box Type A

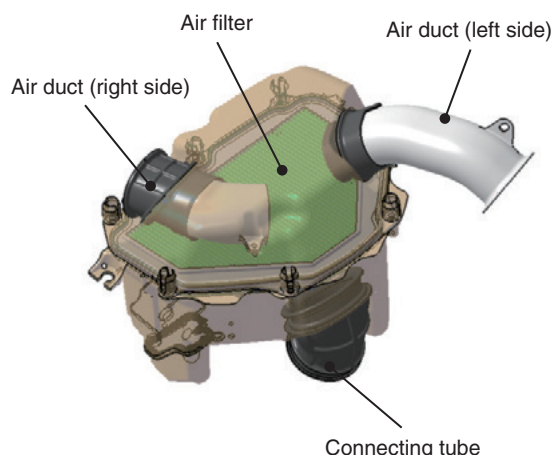


Fig. 26 Air cleaner box Type B

7.4. 吸気系の軽量化

吸気系の領域では、クルーズコントロールシステムのシステム変更とシングルスロットルの採用に伴うスロットルボデーやインテークマニホールドの構造変更により、前モデルに対して 1.1 kg の軽量化を達成した。

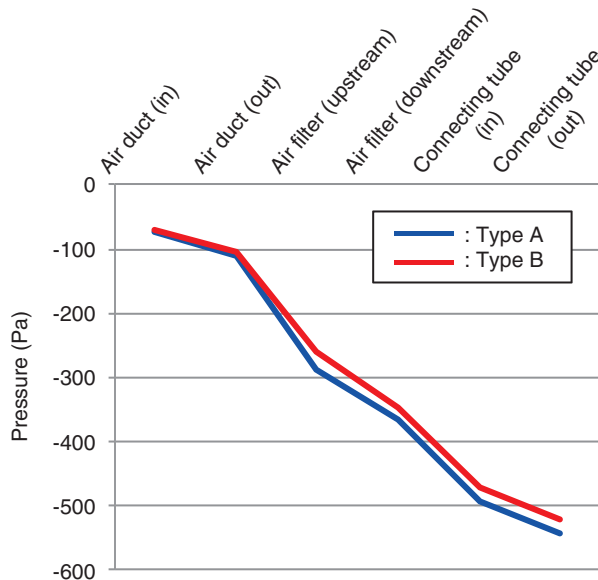


Fig. 27 Average pressure of each part

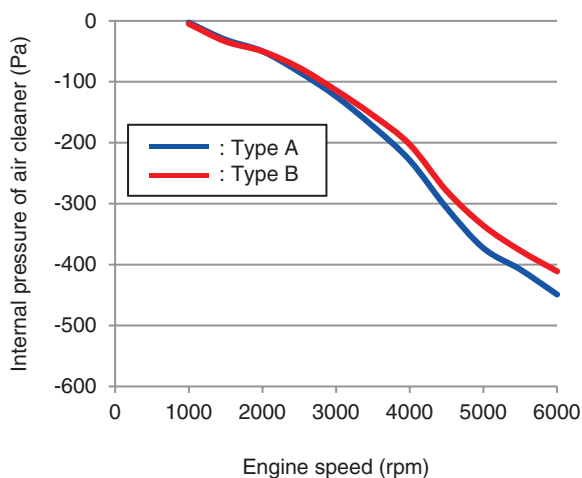


Fig. 28 Internal pressure of air cleaner box

8. 排気系

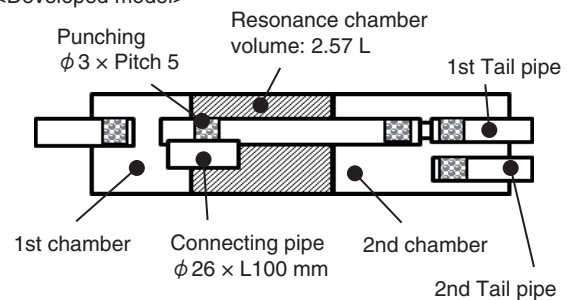
排気系は、新しい Gold Wing にふさわしい音色の実現と軽量化を目標とした。質感の高さが求められる機種であることから、排気音色は重厚感を大きく出すことが求められた。また、F6 エンジンでありながらもパルス感を出すことを目標とした。以下に、重厚感とパルス感の向上手法について述べる。

Fig. 29 にマフラーの内部構造を前モデルと比較する。マフラー内部は前モデル同様の 2 室構造に加え音の減衰を図る共鳴室を有する構造としている。テールパイプは前モデルの 1 本に対し音の歯切れの良さを出すために 2 本設定している。第 1 テールパイプは、第 2 膨張室を介さずに、第 1 膨張室から大気へ開放する構造とした。これは、高い圧力をもった排気を直接テールパイプに導き、燃焼と連動した歯切れの良い音をねらったためである。

構造の検討においては、マフラーの減衰特性を評価の指標とした。減衰特性は Fig. 30 に示す実験装置を用いてマフラー入り口と出口で測定した音圧より算出した。Fig. 31 に前モデルとの減衰特性の比較を示す。横軸は周波数、縦軸は減衰量を示す。また、赤線は本モデルを、青線は前モデルを示す。

排気音の重厚感を向上させるためには、200 Hz 以下の低周波数の音圧を強調する必要がある。前モデルは第 1 膨張室と共鳴室をつなぐ連通管 (connecting pipe) から構成されるヘルムホルツ型共鳴構造で、共鳴周波数 (減衰が高い周波数) は 150 Hz 付近である。一方、本モデルは第 1 膨張

<Developed model>



<Previous model>

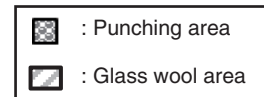
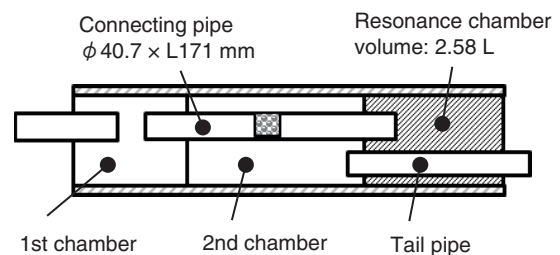


Fig. 29 Comparison of muffler structures

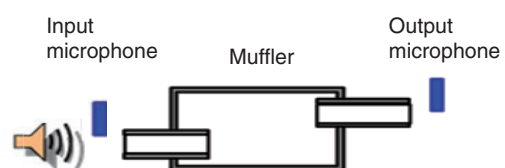


Fig. 30 Schematic diagram of test rig

室と共鳴室をつなぐ連通管に加えて、第1膨張室と第2膨張室をつなぐ連通管に直径3 mm、ピッチ5 mmのパンチング穴を設けることで共鳴周波数を350 Hz付近に設定し、200 Hz以下の減衰量を抑えた (Fig. 31 緑枠部)。その結果、低周波数帯の音圧が前モデルに比べ増加し、重厚感向上に寄与した。Fig. 32 は本モデルと前モデルの実機排気音測定結果に200 Hzのローパスフィルタをかけて低周波数帯の音圧を比較したグラフである。横軸はエンジン回転数、縦軸は200 Hz以下の音圧レベルを示す。本モデルの低周波数帯の音圧は、すべてのエンジン回転数において前モデルを上回っており重厚感が向上していることがわかる。また、高周波の減衰量を上げることで (Fig. 31 橙色枠部)、前モデルで採用しているマフラ外筒のグラスウールを廃止することが可能となった。これにより、左右合わせて2.1 kgの軽量化を達成した。

パルス感は、音圧変動の周期が30 Hz以下のときに感じやすいことが一般に知られている。等間隔爆発の6気筒エンジンでは、排気音はクランクシャフト1回転に3回 (3

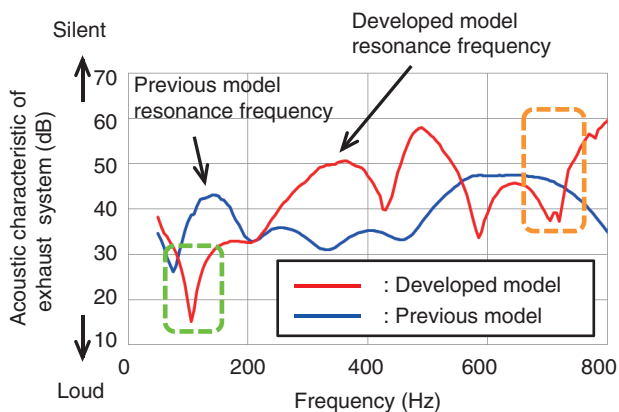


Fig. 31 Acoustic characteristic of exhaust system

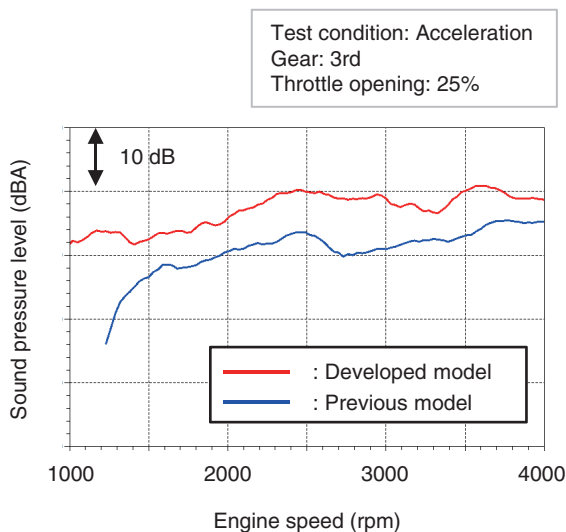


Fig. 32 Sound pressure level (under 200 Hz)

次)の周期で変動し、エンジン回転数が600 rpm (10 Hz)以上では30 Hz以上の周期となるため、音量は一定に聞こえる。したがってアイドルエンジン回転数が730 rpmのGold Wingでは、通常パルス感は期待できない。

そこで、エキゾーストパイプ入り口から集合部までの間のインナパイプ断面積を#2 #3気筒のみ他の気筒に比べて20%減少させることで、音量に差をもたせるエキゾーストパイプ構造を採用した (Fig. 33)。その理由は、エキゾーストパイプ径が小さい気筒では排気音圧振幅が小さくなり、クランクシャフト2回転に1回 (0.5 次)の周期で音量が変化して聞こえるようになると考えた。

Fig. 34 にエンジン回転数一定条件下での排気音圧変動の模式図を示す。上の図はコンベンショナルな等径のエキゾーストパイプ、下の図は2気筒のみ断面積を減少させたエキゾーストパイプを示す。

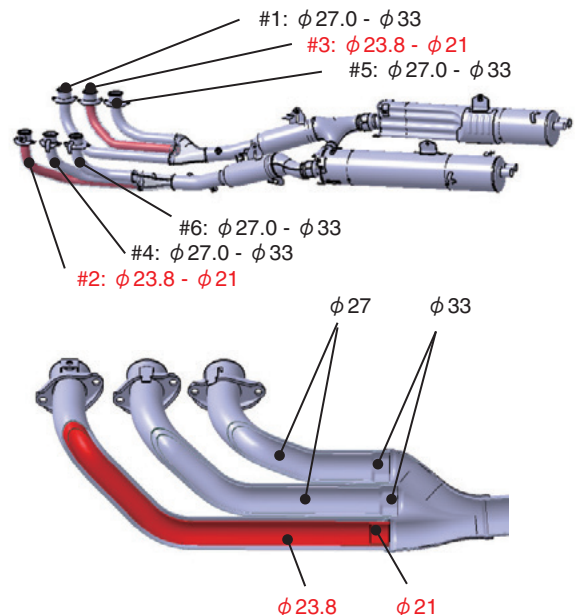


Fig. 33 Configuration of exhaust system

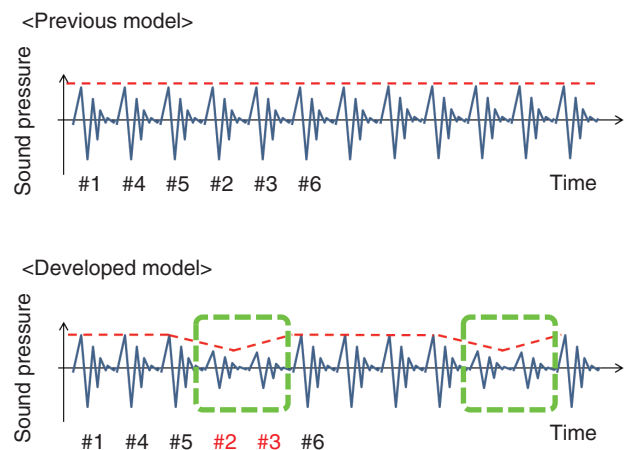


Fig. 34 Comparison of sound pressure waves (image)

実機を用いて排気音圧を測定した結果を Fig. 35 に示す。本モデルの音圧測定結果より、0.5 次の周波数 (2000 rpm で 16 Hz = 0.06 sec の間隔) で音圧の変動が起きていることがわかる。一方、前モデルの音圧測定結果より、3 次の周波数 (2000 rpm で 100 Hz = 0.01 sec の間隔) で音圧の変動が起きていることがわかる。この結果より、ねらい通りのパルス感の向上が確認された。なお、0.5 次の音圧変動の周期は 3600 rpm まで 30 Hz 以下となるため、新モデルでは常用域においてもパルス感を感じることができるようになった。

重厚感とパルス感を、田中らの研究において構築された指標⁽⁶⁾にて評価した結果を Fig. 36 に示す。前モデルに

対して、重厚感は 1.2 ポイント、パルス感は 2.5 ポイント向上し、新しい Gold Wing にふさわしい排気音色を実現した。

前述したマフラの軽量化に加えて、デザイン性能と機能をバランスさせたマフラカバーの小型化により排気系トータルで 3.3 kg の軽量化を達成した。これを前述したエンジン重量に加えることで、パワーユニットとしては DCT 仕様で 7.1 kg, MT 仕様で 9.5 kg の軽量化を達成した。

9. まとめ

「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクトされた F6 パワーユニット」をコンセプトとして新型 Gold Wing 用の水平対向 6 気筒パワーユニットの開発をおこなった結果、以下の開発目標を達成した。

- (1) パワーユニット全体の重量において、DCT 仕様で 7.1 kg, MT 仕様で 9.5 kg の軽量化を達成した。
- (2) エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さを 29 mm 短縮し、エンジンの全長、全幅、全高のコンパクト化を達成した。
- (3) 最大出力の 6 kW 向上、全域での出力同等以上、WMTC モード燃費 (クラス 3-2) の 24% 向上 (国内向け) を達成した。
- (4) 高い質感と静粛性に加えて、重厚感とパルス感を楽しめる排気音色を実現した。

参考文献

- (1) 平山琢, 横川幸生, 藤本靖司: 2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.29-35
- (2) 星紀夫, 志村康雄, 大熊孝則, 野村明史, 後郷和彦: 4 ストロークモトクロッサ CRF450R の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.21-30
- (3) 乾浩敏, 佐藤栄一, 鍛冶俊彦, 重住慎一郎: 押出し加工性に優れたシリンダスリーブ用アルミニウム複合材料の開発, 自動車技術会論文集 46 巻 (2015) 2 号, p.545-550
- (4) 青木根憲, 戸坂哲也, 南秀美, 石原浩, 狩野宏司: ゴールドウィング GL1800 の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.13-26
- (5) 石原祥道, 濱川丈, 佐藤謙次, 山崎穀幸, 史超, 橋本尚, 羽根田裕彰, 高橋伸一: シリンダブロックのメインベアリング部のフレット疲労による破損に対する予測および検証手法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.1, p.182-187
- (6) Tanaka, K., Sugita, H., Saito, H., Sekita, M.:

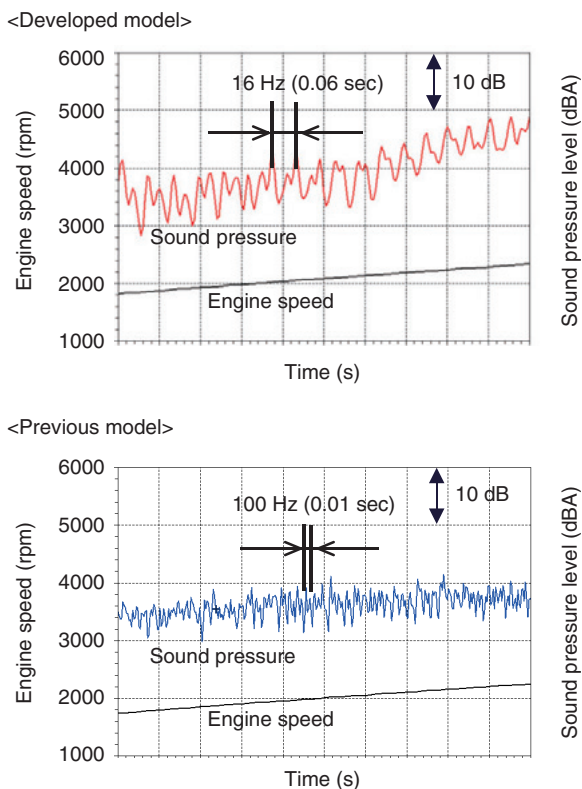


Fig. 35 Comparison of exhaust sound pressure

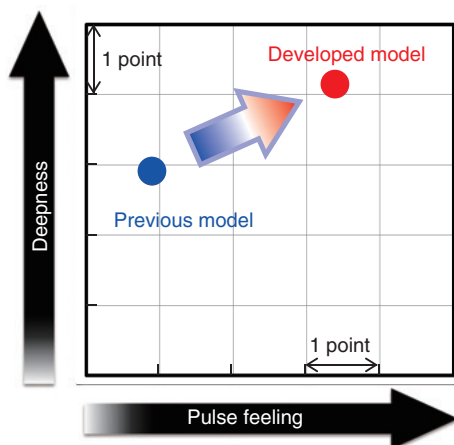


Fig. 36 Quantitative evaluation of exhaust sound

Design Method of Motorcycle Exhaust Sound
Fitting to Vehicle Concept Regardless of Engine
Configurations, SAE Technical Paper, 2014-32-0121,
doi:10.4271/2014-32-0121, (2014)

■ 著 者 ■



横 田 洋



野 島 悟



藺 田 豊



大 崎 裕 介



紺 谷 昌 弘



山 崎 寛