

'98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの 振動・騒音低減技術

Improvement in Noise and Vibration Performance
of 2.3 Liter L4 Engine for 1998-Model "ACCORD"

齊 藤 秀 樹*	櫻 原 一 雄*
Hideki SAITOH	Kazuo SAKURAHARA
根 本 昭 一*	宮 下 英 昭*
Shoichi NEMOTO	Hideaki MIYASHITA

要 旨

’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンは、振動・騒音の低減を主コンセプトの一つとして開発され、’94モデル用2.2L L4エンジンをベースとして主運動系部品を中心に、新しい評価手法やシミュレーション技術を用いて最適化をすることで目標を達成した。

本稿では、エンジン振動・騒音低減のため行なった部品仕様変更の考え方と効果について述べる。

ABSTRACT

Improvement in noise and vibration performance is one of main concepts in 2.3 liter L4 engine developed for 1998 year model "ACCORD". Setting 2.2 liter L4 engine for 1994 year model "ACCORD" as base, this target was achieved by optimization of moving parts mainly, by utilization of evaluation methods and simulation technologies.

This paper describes concepts and effects of modifications applied to each parts in order to reduce engine noise and vibration.

1. まえがき

’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジン(以下、F23A型と称す)は、高出力、燃費向上、排気エミッション低減、振動・騒音低減をコンセプトとして開発された。この中で’94モデル用2.2L L4エンジン(以下、F22B型と称す)の基本寸法を踏襲した上で、ボア径の1mm拡大とストロークの2mm延長による排気量の拡大と高圧縮比化を行なった¹⁾。しかしそのままでは、クランクシャフトの剛性低下と燃焼荷重の増加により、F22B型に対し振動・騒音が悪化が生じる。改善策として新たにデバイスを付加することや、重量・クリアランスを管理する手法があるが、必ず部品点数の増加やコストの上昇を伴うため好ましくない。

このような制約の中で、基本的な構成部品の仕様を再考することで振動・騒音を低減する手法を選択した。し

かし部品単位の仕様は、強度・性能の点で整理されていても、振動・騒音の点では不明な点が多かった。これに対し、近年 部品単位での解析を行うことで、形状と寸法の強度・性能に対する影響だけでなく、振動・騒音に対しての影響も明らかとした。さらに、シミュレーション技術の進歩により、形状と寸法による振動・騒音への影響を検証することが出来た。

F23A型エンジン開発においては、これら部品単位での評価手法とシミュレーション技術を用い検討することで、部品点数の増加、コストの変動を最小限としエンジンの振動・騒音を低減した。ここでは、爆発圧力の増加に伴い悪化すると考えられるピストンスラップ音、クランクシャフト系振動、これらにより発生するシリンダブロック放射音の低減手法について、部品それぞれの仕様に対する考え方と変更内容を紹介する。

*栃木研究所

2. ピストンスラップ音低減手法

2.1. スラップ音低減の考え方

ピストンスラップ音は、一般的にピストンスカート部がシリンダライナと衝突して発生するたたかれ音と考えられている²⁾。すなわち、ピストンがライナとクリアランスを持たず、ピストンランド上端とスカート下端二点にて完全に拘束されていればスラップ音の発生はありえない。ところが、焼け付き防止のためピストンランド部にはクリアランスが与えられ、また燃焼荷重や熱、スラスト力によりピストン自体が変形を起こす。よってピストンは完全に拘束されず、姿勢は不安定となるため、ライナと衝突してスラップ音が発生する。特にピストンにアルミニウム合金が用いられ鋳鉄製のシリンダライナを鋳ぐるむ構造のシリンダブロックの場合においては、低温時に両者の線膨張率の差でクリアランスが拡大するため、スラップ音が発生し易くなる。

これを回避するために、ピストンピンまわりの滑らかな回転、ピストンの姿勢安定化、スリーブとの衝撃を吸収する構造が求められ、具体的に改良すべき項目として以下の点がある。

- (1)ピストンピン支持方法
- (2)ピストンピンオフセット
- (3)ピストン剛性
- (4)ピストンフォーム

ピストンスラップ音は、無響室にて実際のエンジン騒音を人間が聴き十段階にランク分けする聴感評価と、これと同時に振動加速度計によりシリンダライナ振動加速度を測定することで評価した。測定位置をFig.1に示す。

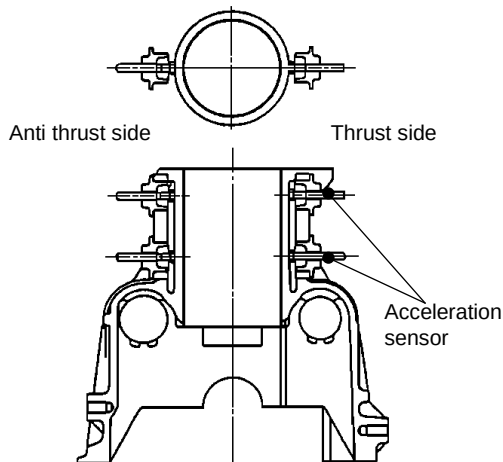


Fig.1 Measuring point of cylinder liner acceleration

2.2. ピストンピン支持構造

ピストンピンまわりのフリクションを低減することは、ピストンピンまわりの回転運動がスムーズとなり、シリンダライナへの追従性が向上するため、ピストンスラップ音低減に有効な手法と考えられている³⁾。

F23A型では、それらに対し最も効果のある構造としてフルフローティングを選定した。

2.3. ピストンピンオフセット

一般にシリンダ中心に対しピストンピン中心をスラスト側にオフセットさせることは、上死点近傍でピストンにピストンピンまわりの回転運動を発生させ、ピストンスラップ音を減少させるのに有効である。しかし、過大なオフセットを与えることは往復運動時のピストンスラスト力を増加させるため好ましくない。

そこで、シミュレーションモデルによるスラスト側シリンダライナ振動加速度の最大値をオフセット量を変化させ計算した。計算は、ピストンスラップ音が顕著となるエンジン始動直後のアイドル状態を想定した条件で行なった。結果をF22B型と同じオフセット量が0.8mmの場合を基準としてFig.2に示す。横軸オフセット量が0.8mmまでは、スリーブ振動加速度に大きな差は無い。しかし0.8mmから1.2mmにおいて大きく減少し、これ以上では減少度合いが少なくなる。

F23A型ではスラスト力の増加も考慮し、オフセット量を1.2mmとした。

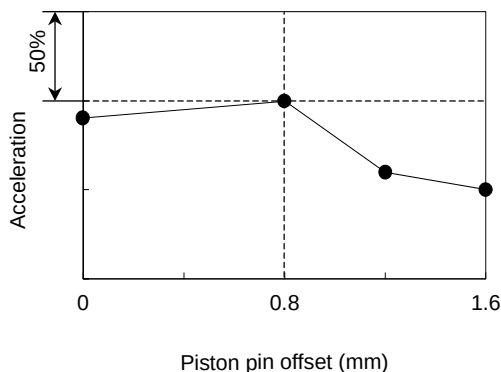


Fig.2 Simulation result of cylinder liner vibration by different piston pin offsets

2.4. ピストン剛性

ピストンの変形は、燃焼荷重の作用による頂部変形により、ピストンピンボス・スカートが変形することで起る。頂部厚さを増せば、燃焼荷重による変形は減少するがピストンの重量が増加する。これは、クランクシャフト1スローのバランスを悪化させるため好ましくない。重量変化を最小限とし頂部変形を改善するため、最大燃焼荷重に対する強度について、燃焼による温度上昇を加味したうえで有限要素法解析を行い、頂部厚さ、ピストンピンボスまわり形状を選定した。

またピストンスカート部の剛性は、燃焼荷重とスラスト力の影響により、各部分で求められる機能が異なる。まず、スラスト圧側のスカート上部においてライナ振動加速度は最大値となるため、この部分でピストンとライナの衝突が発生していると考えられる。これを改善するために、スカート上部には衝撃を吸収出来るダンピング効果が求められる。またピストン頂部の変形によるスカートの変形を抑制するため、スカート下部には高い剛性が求められる。さらに上部から下部にかけて、スラスト力による局所的な変形を起こさないことが求められる。

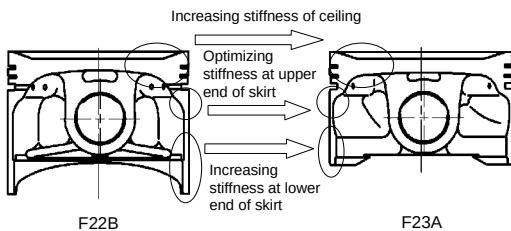


Fig.3 Modification of piston shape

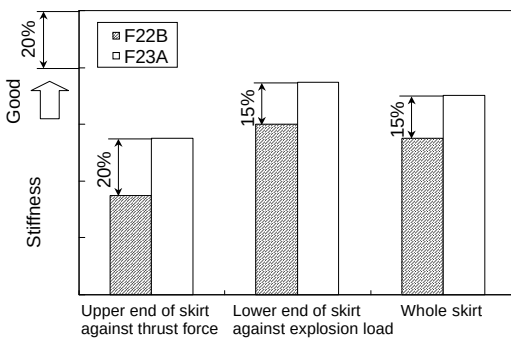


Fig.4 Stiffness of piston skirt

このようなスカートの剛性を、定量的に評価することは非常に困難であるが、実機負荷状態を想定したピストンの単体解析を行なうことで、相対的に評価ができる。F23A型では、ピストンリング内側形状、スカートの厚さ、長さ、下端リブ形状を改良することで、各部剛性の最適化をはかった。ピストン形状のF22B型との比較をFig.3に示す。また、ピストン各部位における剛性測定結果をF22B型と比較しFig.4に示す。各部の剛性は、スラスト力に対しスカート上部にて20%、燃焼荷重に対しスカート下部にて15%、スカート全体として15%改善されており、それぞれの部位での機能に応じた剛性を実現できた。

また、スラスト圧側のダンピング効果をさらに改善するため、スカート上部の受圧面積を反スラスト側に対し拡大した。形状の比較をFig.5に示す。また、Fig.6はスラスト側、反スラスト側それぞれの剛性測定結果であり、スカート上部において10%改善している。

2.5. ピストンフォーム

一般に、ピストンがシリンダライナと衝突した後、ライナ内壁を転がるようなたる型形状(以下、パレル度と称す)をピストンフォームに与えることで、ライナへの追従性が向上するため振動加速度は低減すると考えられる。さらに、ピストンとシリンダライナの間に存在する油膜・空気により衝突時の衝撃は緩和されると考えられている⁴⁾。

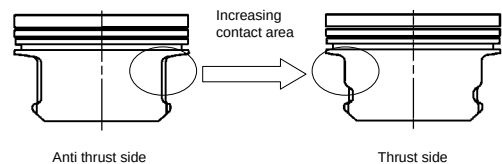


Fig.5 Modification of piston skirt

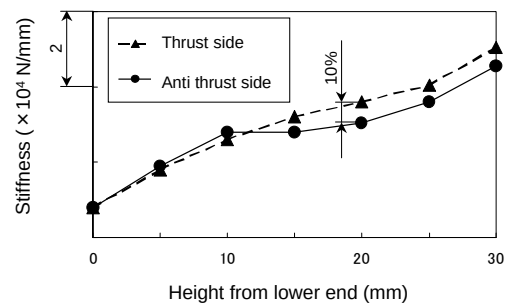


Fig.6 Improvement of piston skirt stiffness

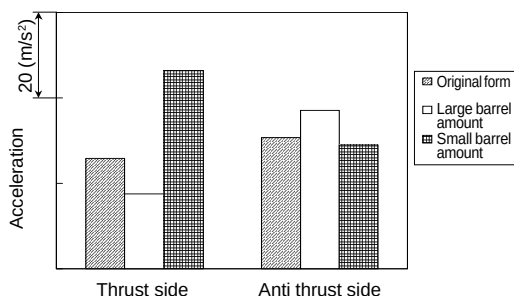


Fig.7 Simulation result of cylinder liner vibration by different piston forms

F23A型エンジンではオフセット量選定の際用いたシミュレーションにて、バレル度を変化させた場合のシリンダライナ振動加速度を計算し、最適形状を求めた。計算条件はオフセット量の場合と同様とし、結果をFig.7に示す。このピストンでは、バレル度を増すことでスラスト側ライナ振動加速度は低減し、バレル度を減らすことで増加する。また反スラスト側では、スラスト側とは逆の傾向を示す結果となった。

ライナ振動加速度のピストンスラップ音への影響はシリンダブロック構造により異なるが、このエンジンではスラスト側振動加速度の影響が大きいため、バレル度の大きいフォームを採用した。

2.6. ピストンスラップ音低減効果

Fig.8、9にピストンスラップ音が顕著となるアイドリング状態での、冷機時始動直後から暖気完了までの過程におけるシリンダライナ振動加速度とスラップ音聴感評価の測定結果を、F22B型と比較し示す。ここでの冷機時とは、水温 -10°C の状態である。シリンダライナ振動加速度は全域にて10dB以上低減し、ピストンとライナの衝突が軽減されている。これにより聴感評点も、スラップ音が発生し易い低温時に1.5ポイント、暖気後0.5ポイント改善することができた。

3. クランクシャフト系振動低減手法

3.1. クランクシャフト系振動低減の考え方

一般的にクランクシャフト系振動は、燃焼荷重の作用やクランクシャフトの共振により、クランクジャーナル部が軸受け部と衝突することで発生すると考えられている。すなわちクランクシャフトが完全剛体であり、

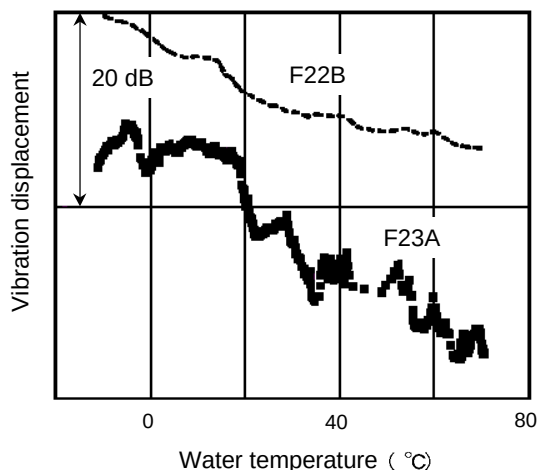


Fig.8 Cylinder liner vibration in idling

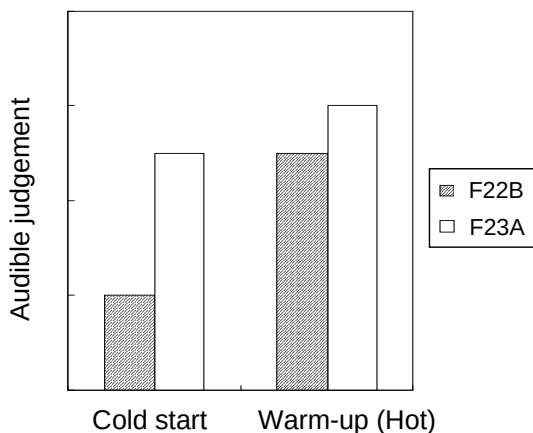


Fig.9 Audible judgement of piston slap noise in idling

ジャーナル部と軸受け部がクリアランスをもたなければ、衝突は発生しない。しかし、クランクシャフトは完全剛体でないため燃焼荷重、慣性力により変形し、また軸受け部潤滑のためメインジャーナル部にクリアランスが与えられるため、衝突が起こり振動が発生する。この改善には、荷重による変形を抑制し共振周波数を増加させるため、クランクシャフト剛性向上が有効である。

また、クランクシャフト系振動が軸受け部との衝突によるものであるならば、回転部遠心力と往復部慣性力のジャーナル軸心への影響が少なければ、衝突に対し有利と考えられる。回転部、往復部慣性力の影響を少なくするためには、クランクシャフトのバランス率を考慮する必要がある。

Table 1 Crankshaft specification

	F22B	F23A
Crankarm length (mm)	47.5	48.5
Main journal diameter (mm)	50	55
Pin diameter (mm)	48	45
Pin width (mm)	24	20
Overlapped length (mm)	1.5	1.5

3. 2. クランクシャフト主要寸法

Table 1にF23A型とF22B型のクランクシャフト主要寸法を示す。F23A型はF22B型に対し、ストローク延長によりオーバーラップ量が減少するため、クランクシャフト1スロー剛性評価から得られた実験結果より剛性は5%低下する。また同じ実験結果より、剛性を改善するためには、メインジャーナル径の影響が大きいことが解っている。メインジャーナル径による曲げ剛性の変化をFig.10に示す。メインジャーナル径拡大によりクランクシャフト剛性は向上するが、F22B型の基本寸法を踏襲するため、シリンダブロックとベアリングキャップの接合面積が減少するため強度上限界があり、メインジャーナル径にも制約が発生する。F23A型では接合面強度を確保するため、ジャーナル径は $\phi 55$ とした。

さらなる剛性改善のため、ピン径と幅をパラメータとしてクランクシャフト1スロー剛性評価により求められた実験式を用い計算し、比較を行なった。計算結果をF22A型と比較してFig.11に示す。メインジャーナル径を拡大した効果はここでも確認でき、曲げ・振り方向とも剛性は大幅に改善される。このクランクシャフトの場合ピン径の $\phi 45$ と $\phi 48$ について、剛性の差はほとんど無

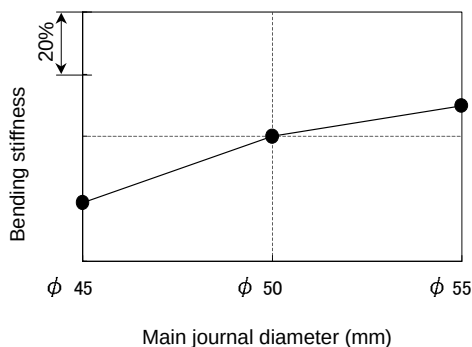


Fig.10 Improvement of crankshaft bending stiffness by different main journal diameters

く、ピン径による影響は少ない。しかしピン幅は曲げ剛性に影響し、ピン幅減少によりウェブ厚が増加するためクランク剛性は向上する。

このように、メインジャーナル径を拡大しピン幅を縮小させることで、クランクシャフト剛性は改善されるが、重量は増加する。重量増加は実車燃費を悪化させるため、最小限とする必要がある。ピン寸法の変更による1スロー当たりの重量変化について、計算結果をFig.12に示す。ピン径3mmの差による重量の変化は7%である。Fig.11に示

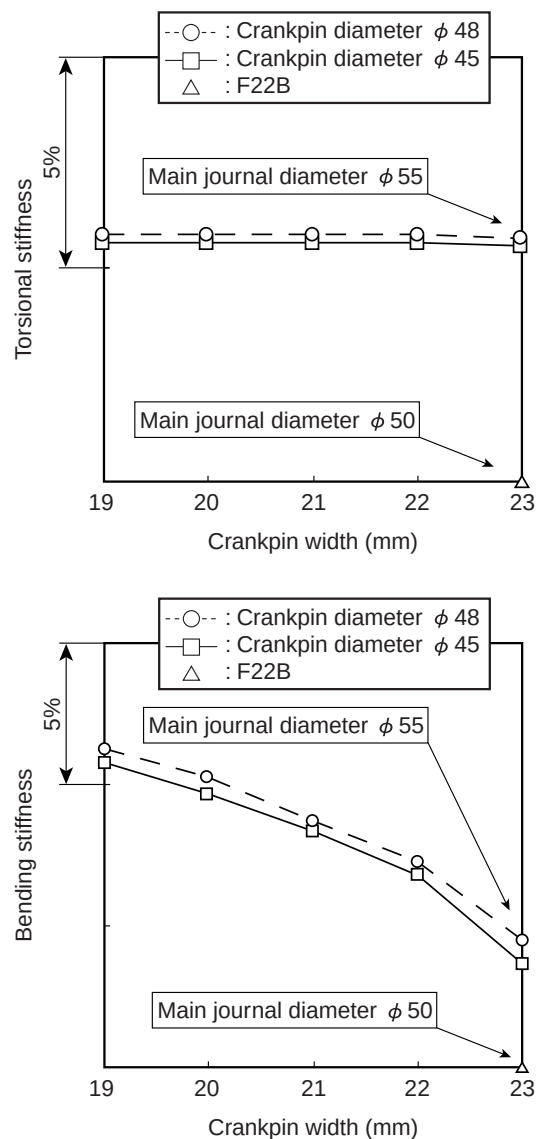


Fig.11 Calculation result of crankshaft stiffness by different crankpin diameters and widths

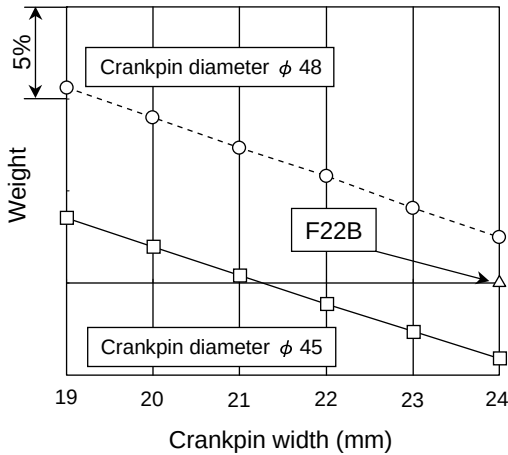


Fig.12 Calculation result of crankshaft weight by different crankpin diameters and widths

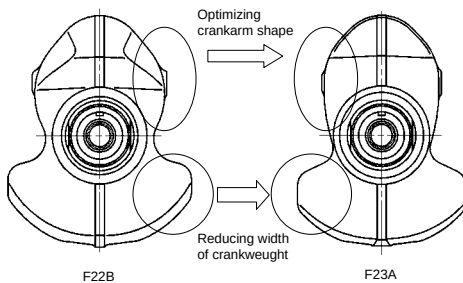


Fig.13 Modification of crankshaft shape

した結果をふまえたうえで、ピン径をφ48からφ45に変更し、Fig.13に示すようにクランクアーム、ウェイト形状を改良することにより重量の増加を抑制することができる。F23A型エンジンでは、ストローク延長・クランクシャフト剛性向上による重量の増加を最小限とし、かつコンロッド軸受けの耐久性を確保するため、ピン径をφ45mm、幅を20mmとした。

次に、以上の仕様で有限要素法解析⁵⁾を実施し、曲げ・振り共振の検証を行なった。結果をFig.14に示す。F22B型に対し、曲げ剛性向上により共振周波数が増加し、高回転時のフライホイール曲がり角度は大幅に改善されている。また、振り共振時のクランクブリー振れ角度についても四次にて11%、六次にて3%向上する結果となった。

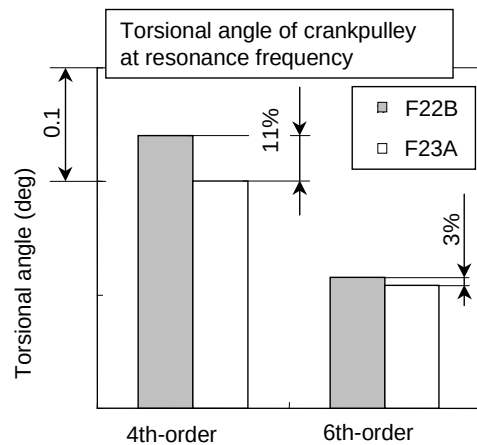
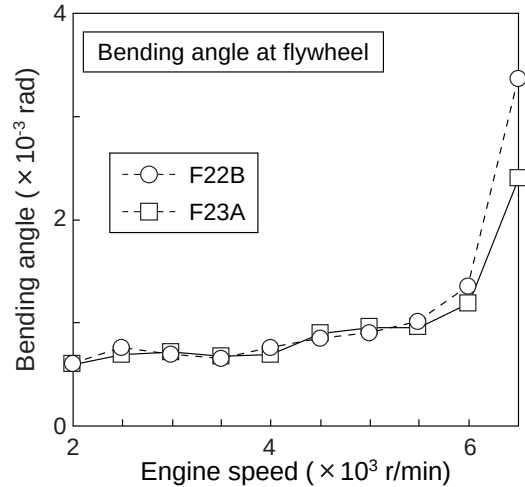


Fig.14 Simulation result of crankshaft behavior

3.3. バランス率

クランクシャフトの遠心力と慣性力の影響を小さくするため、バランス率を検討した。ここでのバランス率とはクランクシャフト全体ではなく、1スロー当たりのバランス率で往復部重量、回転部重量、バランスウェイト等価重量により定義される。

回転部遠心力と往復部慣性力はそれぞれの重量により決まり、これらの合成力の軌跡は楕円となり、主軸の方向によりジャーナルへの影響が異なる。一般的に、バランスウェイト部等価重量と回転部重量の差が往復部重量の半分と等しい場合、合成力の形態は円となり絶対値も最小となり、影響が最も少ない。合成力の影響を少なくするためバランス率を改善する場合、バランスウェイト部等価重量にはエンジン寸法上限界があり、かつクラン

クシャフト重量も増加する。このため回転部、往復部重量を軽量化する必要がある。

F23A型エンジンでは、ボア径拡大によるピストン重量増加を最小限にとどめ、ピン幅縮少によりクランクシャフト回転部を軽量化しただけでなく、ピストンピン、コンロッドも軽量化することで、バランス率をF22B型に対し26%改善した。

Fig.15に実験式より予測したエンジン外郭騒音を、F23A型とF22B型を比較し示す。上図は無負荷時の、下図は全負荷時のエンジン回転と音圧の関係を示す。バランス率を改善することにより外郭騒音は、無負荷時は全エンジン回転域において、全負荷時は高回転域においてそれぞれ2dB低減できる結果となった。

3.4. クランクシャフト振り振動

自動車用エンジンのクランクシャフト系振り振動低減には、トーショナルダンパが有効である。従来、トーショナルダンパのゴム材料としては一般にSBR、NR、NBRが使われてきたが、これらは熱による特性劣化により制振機能が長期的には低下する傾向にあった⁶⁾。これを改

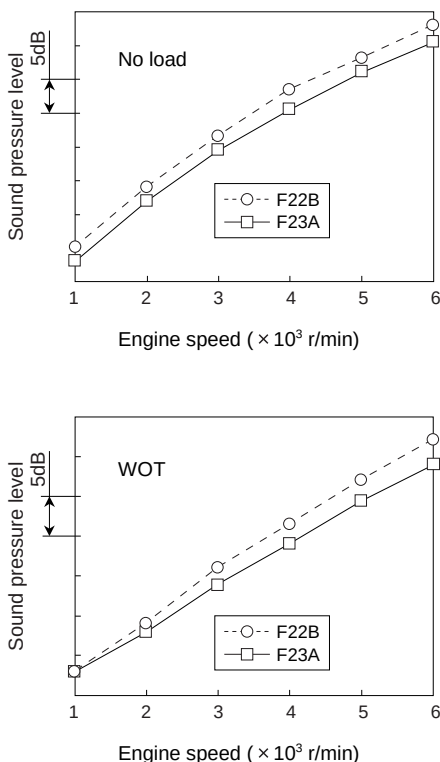


Fig.15 Calculation result of sound pressure level

善するため、F23A型エンジンでは耐熱性に優れたEPDM材を用い、ダンパ用材料として開発した。Fig.16に従来材料であるNBR材とEPDM材を使用したダンパの共振周波数変化率+15%を寿命とする耐熱寿命線図を示す。EPDM材はNBR材に対し、エンジンルーム雰囲気温度と考えられる100~120°Cの範囲において十倍の耐熱寿命をもち、制振機能維持の長期化が可能である。

さらに、ダンパマス比の検討を行なった。一般的に振動低減には、マス比を大きくすることが望ましいが、ダンパマスとゴム間のスリップトルクが増加するため、強度的な点からも限界がある⁷⁾。F23A型では、スリップトルクをシミュレーションにて計算し、ダンパの強度面からマス比を検討し、マス比を0.57に決定した。Fig.17にF22B型と同じダンパでのマス比:0.38とマス比:0.57の場合での、クランクシャフト振り振動測定結果を示す。エンジンは全負荷、ダンパの共振周波数設定は同一である。振り振動は、マス比の改良により改善されており、最大で2dB低減される結果となった。

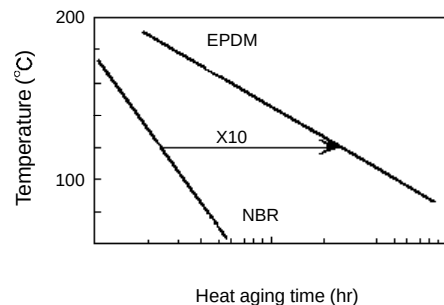


Fig.16 Life of high heat resistance material at resonance frequency change "+15 points"

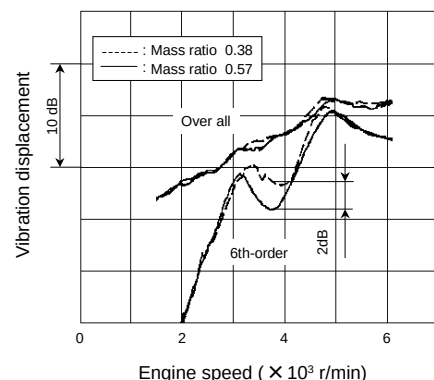


Fig.17 Reduction of torsional vibration

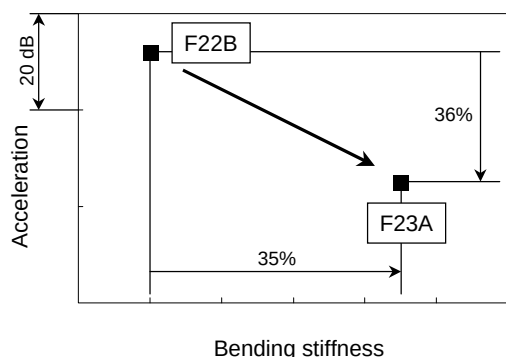


Fig.18 Reduction of vibration at flywheel

3.5. クランクシャフト系振動低減効果

Fig.18にクランクシャフト曲げ剛性によるフライホイール曲げ振動の測定結果を、F22B型と比較し示す。クランクシャフト剛性を35%改良することにより、フライホイール曲げ振動は36%減少した。エンジンマウント点伝達振動に寄与度合いの高い、フライホイール振動を減少させることで、結果として伝達振動が改善された。

4. ブロック壁面振動・伝達振動低減手法

4.1. シリンダブロック壁面振動・伝達振動低減の考え方

ピストンスラップ音、クランクシャフト系振動は、シリンダブロックを介してエンジン放射音・伝達振動として現れる。ピストン、クランクシャフト系たかれ音に起因するエンジン放射音を低減するには、その媒体となるシリンダブロック外壁面振動を抑制する必要がある。

また、クランクシャフト軸系振動に起因するエンジン伝達振動低減には、シリンダブロックとトランスミッションケースの締結剛性を向上させ、パワープラント全体での固有値を改善する必要がある。

4.2. シリンダブロック外壁面振動

シリンダブロック外壁面振動は、壁面剛性とジャーナル締結構造による変形に影響を受ける。F23A型では壁面剛性を改良するため、シリンダブロック壁面の有限要素法解析を行い、適所にリブを設置することで剛性を改善した。

また、シリンダブロックジャーナル締結構造についてもブロック外壁面変形改善のため、有限要素法解析を行ない比較した。Fig.19に解析用のモデルを示す。有限要素

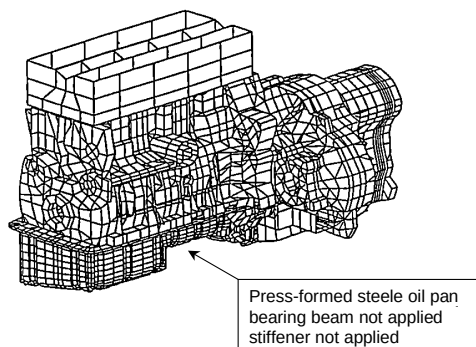


Fig.19-1 Original

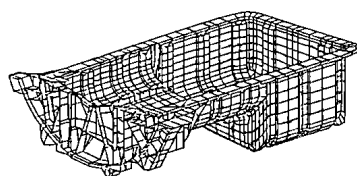


Fig.19-2 Aluminum modified oil pan

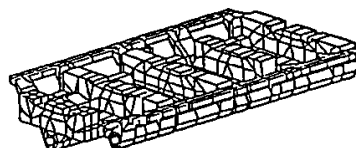


Fig.19-3 Bearing beam

Fig.19 Finite element model

素法解析は、Fig.19-1に示すF22B型の従来モデルに対し、Fig.19-2オイルパン材質アルミニウム化、Fig.19-3シリンダブロックスカート部とジャーナル部をつなぐ、ベアリングビームのモデルをそれぞれ置き換えた場合について行なった。ブロック外壁面変形の計算結果をFig.20に示す。条件として、二番気筒に燃焼荷重を入力した。外壁面変形はベースモデルに対し、オイルパン材質アルミニウム化、ベアリングビームにより大幅に改善される。オイルパン材質アルミニウム化とベアリングビームでは、シリンダブロック下端の変形に差が見られ、ベアリングビーム構造が最も変形部分が小さい結果となった。

F23A型では外壁面変形減少に最も効果の見られる、ベアリングビーム構造を採用した。

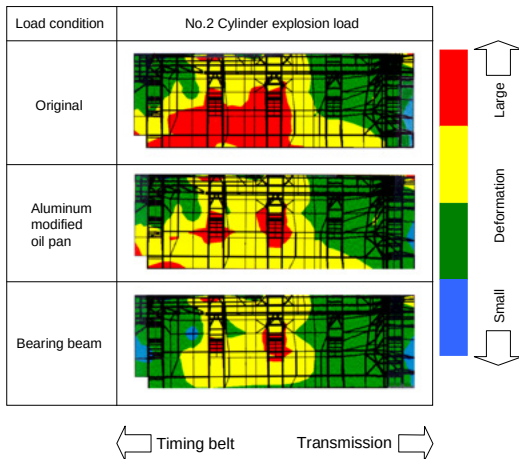


Fig.20 Simulation result of deformation at cylinder block outer wall

4. 3. パワープラント固有値

シリンダブロックとトランスミッションケースの締結剛性を改善するため、従来仕様とベアリングビーム構造について、有限要素法にてパワープラント固有値のモード解析を行った。計算結果をFig.21に示す。従来仕様に対し、ベアリングビーム構造により振り方向固有値は大幅に改善するが、上下・前後の曲げ方向ではあまり改善

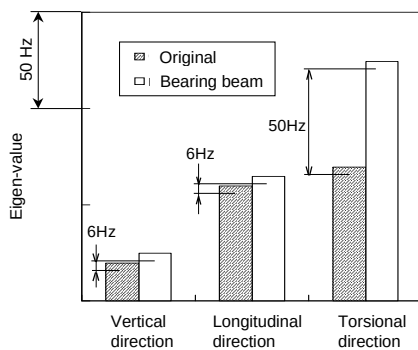


Fig.21 Simulation result of eigen-value by bearing beam

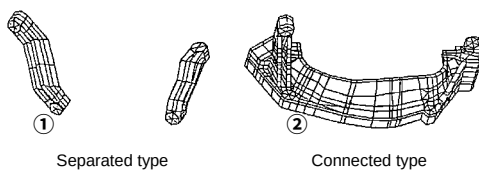


Fig.22 Modification of stiffener

しない。そこで、ベアリングビーム構造に加え曲げ固有値を改善するため、シリンダブロックとトランスミッションケース締結部にスティフナを設置し、その形状を有限要素法モード解析にて検討した。スティフナの形状をFig.22に、計算結果をFig.23に示す。F22B型に対し、スティフナを設置することで曲げ方向固有値は改善する。さらに、スティフナ形状を前後分割タイプから前後連結に変更することで、固有値の向上が図られる。

この結果より、F23A型では前後連結タイプスティフナを採用した。

4. 4. ブロック壁面振動・伝達振動低減効果

Fig.24にスリーブとブロック壁面の振動伝達特性、Fig.25にパワープラント全体での振動伝達特性を示す。ブロック壁面の振動伝達特性は、壁面剛性向上とジャーナル締結構造の変更により、1～3 kHzにおいて10dB程度改善された。またパワープラント全体の振動伝達特性も、固有値の向上により改善された。

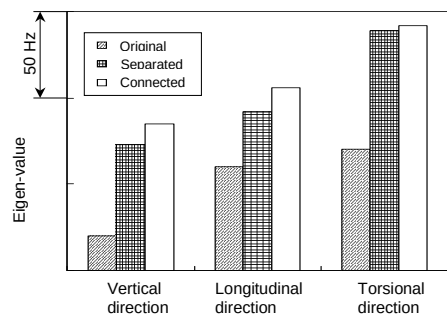


Fig.23 Simulation result of eigen-value by different stiffener types

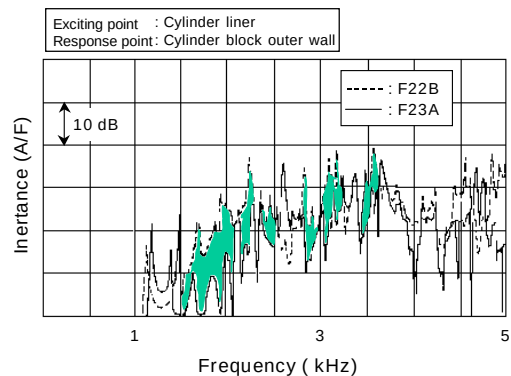


Fig.24 Reduction of inertance by increasing stiffness of cylinder block

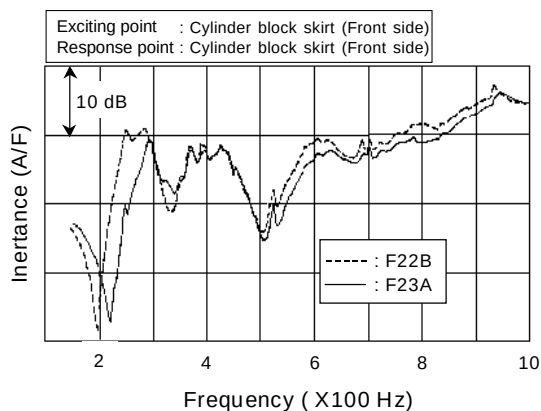


Fig.25 Reduction of inertance by increasing eigen-value

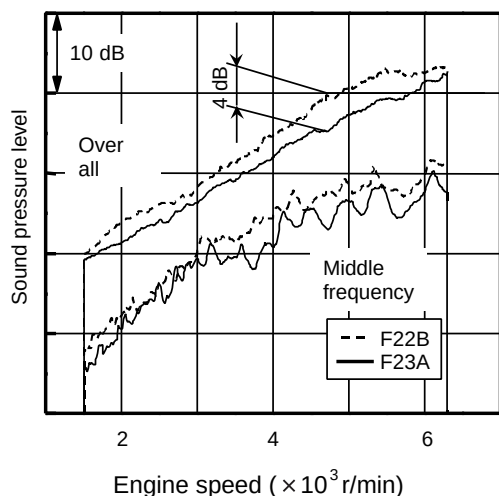


Fig.26 Reduction of engine radiation noise

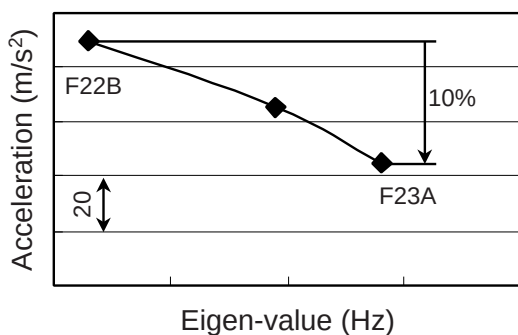


Fig.27 Reduction of vibration at engine mount

5. エンジン振動・騒音低減効果

Fig.26、27に本稿にて述べた、ピストンまわり、クランクシャフトまわり、シリンダブロックまわりの仕様変更を反映したF23A型のエンジン放射音測定結果とエンジンマウント点伝達振動測定結果を示す。F23A型はF22B型に対し、エンジン放射音が低回転から高回転に至るまで、最大で4 dB改善された。また、エンジンマウント点伝達振動も固有値の改良により、10%改善された。

6. まとめ

'98モデル「アコード」用2.3Lエンジン開発において、以下の(1)～(3)に示す主運動系部品の仕様を改良することにより、コンセプトの高出力を実現すると同時に振動・騒音の低減を達成した。

- (1)ピストンピンをフルフローティングとし、オフセット量、ピストン各部の剛性、ピストンフォームを適正化することで、ピストンスラップ音を低減した。
- (2)クランクシャフト主要寸法適正化により剛性向上をはかり、回転部、往復部軽量化によりバランス率を改善し、クランクブー리를適正化することで、クランクシャフト系振動を低減した。
- (3)シリンダブロック壁面剛性、ジャーナル締結構造改良によりブロック壁面振動伝達特性を改善し、パワープラント固有値の改良により振動伝達特性を改善した。

参考文献

- 1) 柴田 他 : 「'98モデル「アコード」用新型2.3L L4エンジンの開発」、HONDA R&D Technical Review vol.10(1998), pp.58-66
- 2) 吉田毅 : 「内燃機関講義」、アース社 (1982)
- 3) 瀧口 他 : 「ガソリン機関におけるピストンピン回転運動に関する研究」、自動車技術会学術講演会前刷集 933 1993-5, pp.141-144

- 4) 三浦昭憲 : 「ピストンスラップについて」、日産ディーゼル技報、No.45(1982), pp.1-11
- 5) H.KATANO et al. : 「Dynamic behavior analysis of internal combustion engine crankshafts under operating conditions」、C430/049 ImechE 1991
- 6) 岡崎 他 : 「クランクトーションナルダンパの市場における材料・単体特性変化と実車機能への影響」、HONDA R&D Technical Review vol.6(1994)
- 7) 自動車技術会 : 「自動車技術ハンドブック 設計編」、(1991)

■著 者■



斉 藤 秀 樹



櫻 原 一 雄



根 本 昭 一



宮 下 英 昭