

縦置直列5気筒エンジンの振動騒音低減技術

Honda New In-line Five Cylinder Engine---Noise and Vibration Reduction

内 田 孝 尚* 片 野 博 樹*
Takanao Uchida Hiroki Katano

要 旨

開発の基本コンセプトのひとつとして「爽快な走り」の実現という目的を持った新型乗用車の開発にあたり、その目的を達成する最適なエンジン仕様を決める為、種々の技術分野での検討を行った。振動騒音の技術分野での解析から、「爽快な走り」の実現には、単に振動騒音の低減をはかるだけではなくリニア感を持った振動騒音特性を創り出すことが必要である。このリニア感を得やすいエンジン形式を検討した結果、直列5気筒エンジンが適している事が明らかになった。更に、この直列5気筒エンジン特性を生かし、車室内での振動騒音を低減する為に、新形式のFF縦置き5点マウント方式を検討し、採用した。

又、中高回転域で発生し、リニア感を阻害するクランクランプリングノイズは、今まで直列4気筒、直列6気筒エンジンで研究されているのと同様に直列5気筒エンジンでもクランクシャフトの振り共振が原因で起こる事が確認され、振りダンパーブリーの採用で、極めて低いレベルまで低減出来た。

ABSTRACT

Extensive studies were conducted to determine the most appropriate engine configuration for Honda's next-generation compact luxury automobiles to allow 'exhilarating driving', among other qualities within this concept. To realize this goal, experience in the noise/vibration studies suggested that not only must the levels of noise/vibration be reduced but also the linearity must accompany the decrease in noise/vibration.

In the process of searching for the engine configuration with linearity, an in-line five cylinder engine emerged. To further reduce cabin noise, a new five-point engine mount system for a longitudinally-mounted engine was designed.

To complete the noise/vibration reduction, the problem of crankshaft rumbling noise, which also occurs in in-line four and six cylinder engines, was identified, and a torsional damper pulley was adopted, thus eliminating the cause of linearity degradation.

1. ま え が き

近年、乗用車に要求される内容は、高出力、低燃費等の単なる交通手段としての機能にとどまらず、ドライバー自身の快適性も高いレベルのものが求められてきており、運転する喜びや楽しさの

得られる「走りの快適性」を追求する時代となっている。

そこで、90年代の乗用車としての「走りの快適性」を実現する為に開発コンセプトのひとつを「爽快な走り」とした。

* 和光研究所

我々は、「爽快な走り」実現の為の研究を、さまざまな角度からアプローチしたが、「爽快な走り」というコンセプトを振動騒音分野から、より具体的な問題としてとらえてみた。既に発表されている車内騒音の質感向上に関する参考文献¹⁾²⁾でも表現されているように、振動騒音上のリニア感が「爽快な走り」であると定義した。

この論文では、振動騒音に関する問題点を中心に量産車開発前の研究段階で行った開発基本コンセプトのリニア感を実現する為のエンジン基本仕様設定について以下の項目を説明する。

- ・ 最適なエンジン形式 (気筒数と気筒配列) の選定
- ・ 基本となるマウント L/O の決定
- ・ 直列 5 気筒エンジンのクランクランプリングノイズの原因解析と対策

2. 直列 5 気筒の決定

2.1. 「爽快な走り」の実現

「爽快な走り」というコンセプトを実現するにあたって、先ず振動騒音上の要求項目を明確にしておく必要がある。

「爽快」とは、あくまでもドライバの感性の問題であり、数値で表すのは難しい。車内騒音質感向上に関する文献¹⁾²⁾でも述べられているように、

一般的にも音質向上をリニア感の向上と表現している。我々は、「爽快」とこのリニア感を等価と解釈した。

このリニア感とは、低回転から高回転までの広いエンジン回転域で急激な振動騒音レベルや音色の変化が起きず、エンジン回転の上昇に比例して振動と音のレベルが高まっていくことと定義した。即ち、エンジン音自体の上昇と、ドライバのエンジン回転上昇に対する感性がマッチすることをリニア感とし、「爽快な走り」を感じさせることができる考えた。

そこで騒音振動レベルで満足な評価が得られている当社の直列 4 気筒エンジン搭載車のひとつを用いて、定義したリニア感に注目して車内騒音を周波数分析してみた。(図 1)

図 1 の中回転域から高回転域にかけて騒音レベルのピークがエンジン回転に比例した周波数で連続的に発生していくのがわかる。このような騒音は次数振動成分に起因した騒音である。またこの次数振動成分とは別に中高回転域の数百 Hz 前後に高い騒音レベルが存在し、その主なものは、後述するクランクシャフトの操り共振が原因で発生しているランプリングノイズである。

また、アイドルエンジン回転付近の低回転域で次数成分の騒音レベルが高くなっているのは、ト

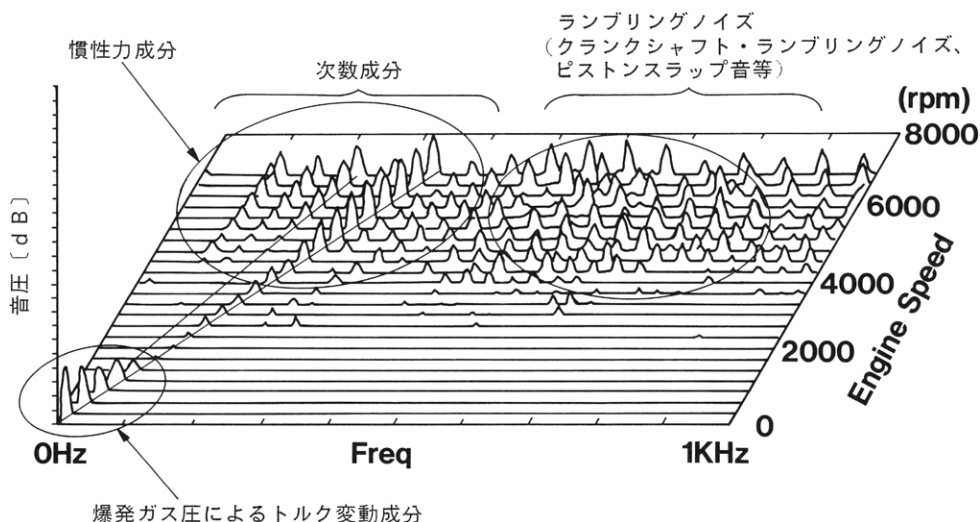


図 1 前席中央音特性 (直列 4 気筒エンジン搭載車)

ルク変動成分による騒音である。

図1の結果を総合すると、この車で、「爽快な走り」即ちリニア感のレベルをより高めるためには、振動騒音対策技術として次のような項目に着目すればさらに改善可能なことが判った。

- ・ 低回転域でのトルク変動低減
- ・ 中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去
- ・ クランク打音等のランプリングノイズの除去

これらの項目の中で中高回転域での次数振動の低減に対しては、直列4気筒エンジンにバランサを付けることでも改善可能であるが、低回転域でのトルク変動低減は気筒数の影響を大きく受けることがわかっている。従って、多気筒化も含めてエンジン形式(気筒配列と気筒数)の比較検討が必要である。

2.2. エンジン形式(気筒数と気筒配列)比較

同一排気量の直列4気筒エンジン(L4)、直列5気筒エンジン(L5)、直列6気筒エンジン(L6)の振動騒音特性を計算と実測で比較検討した。

また、振動騒音レベルで高い満足が得られている当社のV型6気筒(バンク角90度)エンジンを参考目標レベルとして同時に比較検討した。

(1) 低回転域でのトルク変動低減

(a) 理論計算での振動レベル比較

低回転域振動の起振力は、主にエンジンでの爆発によるトルク変動が発生源であるため、気筒数

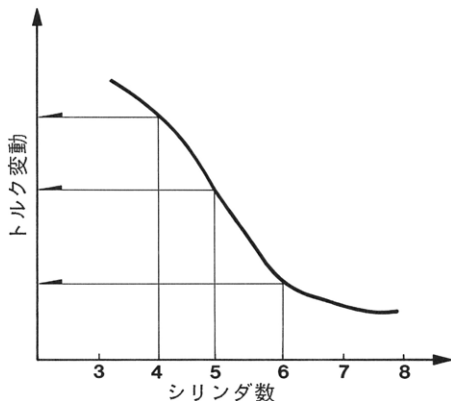


図2 アイドル回転におけるガス圧によるトルク変動

と排気量で起振力がほぼ決まる。

ガス圧(P)による1気筒分のクランクの回転力(Tg)は、次式で表される。

$$Tg = P A r \left(\sin \theta + \sum_{n=2}^{\infty} B_{2n} \sin 2n \theta \right)$$

$$B_2 = (1/2) \rho + (1/8) \rho^3 + (15/256) \rho^5 + \dots$$

$$B_4 = -(1/16) \rho^3 - (3/64) \rho^5 - \dots$$

$$B_6 = + (3/256) \rho^5 + \dots$$

ここで、A : ピストン面積

r : クランク回転半径

ℓ : コンロッド長さ

ρ : r/ℓ

θ : クランク角

上式より、回転力は、ピストン面積、クランク回転半径とガス圧で決まる為、1気筒分の排気量の大きさと回転力の大きさが決まると考えて良い。

また、同一エンジン排気量で考えると気筒数が多くなればなる程、1気筒当たりの回転力は小さくなり、さらに1回転当たりの回転力の発生回数が増え、クランク軸回転力は、平滑化される。

そこで、低回転域のトルク変動について同一排気量という前提条件で4気筒、5気筒、6気筒エンジンのトルク変動を上式を使って理論的に求め比較したのが、図2である。

図2から明らかなように、低回転域振動は同一排気量ならば当然のことながら気筒数が多ければ多い程変動成分が小さくなり、振動変位振幅は小

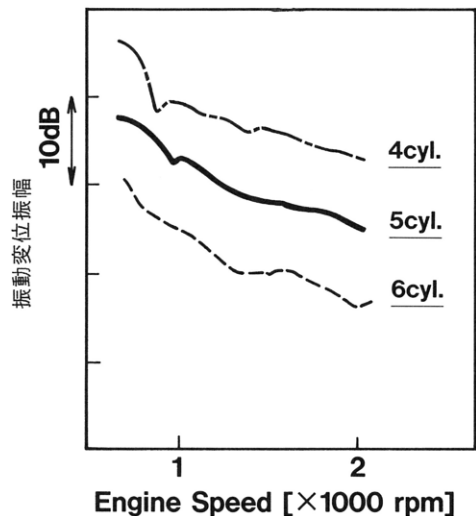


図3 低回転域のマウント点における上下方向振動変位振幅

さくなっている事がわかる。

(b) 実測での振動レベル比較

図3のようにほぼ理論値と同様の傾向を示し、多気筒程振動レベルの向上につながる事が良くわかる。

(2) 中高回転域での次数振動と振動レベル変化

(a) 振動レベルの理論的比較

中高回転域振動(次数振動)の起振力は、主にピストン系往復部質量による慣性力で発生するため、クランクシャフトの形式、即ちエンジン形式(気筒数と気筒配列)と点火順序で中高回転域の次数振動が決まることがエンジン設計上の常識として知られている。また、動弁系の形式によっては、動弁系往復部質量による慣性力も発生する。

そこで、ピストン系往復部質量と動弁系往復部質量により発生する起振力から理論的にエンジンマウント点の振動変位振幅を計算し、同一排気量でのエンジン形式の違いによる中高回転域の次数振動レベルを比較したのが図4である。

尚、動弁系諸元は、当社既存のV型6気筒エンジンの形式及び1カム4バルブタイプ(図5)として計算した。また、エンジンマウントレイアウトは、当社既存の直列4気筒エンジンとV6エンジンはそのままのエンジンマウントレイアウトを使用し、直列5気筒、直列6気筒エンジンのマウントレイアウトは、同じ直列形式の当社直列4気筒エンジンを基本にして計算を行った。

図4の結果からみると、理論値では動弁系起振力に残るものの比較した中で直列6気筒エンジンが最も振動変位振幅が小さく良い。また、直列5気筒エンジンがV型6気筒(90度バンク角)より若干振動変位振幅が小さくV型6気筒並(90度バ

ンク角)の振動ポテンシャルを持つこともわかった。

(b) 実測での振動レベル比較

前節での理論計算比較は、パワープラント剛性を考慮せずに計算した計算結果であるので、エンジン回転が変化しても振動変位振幅は変化しない。

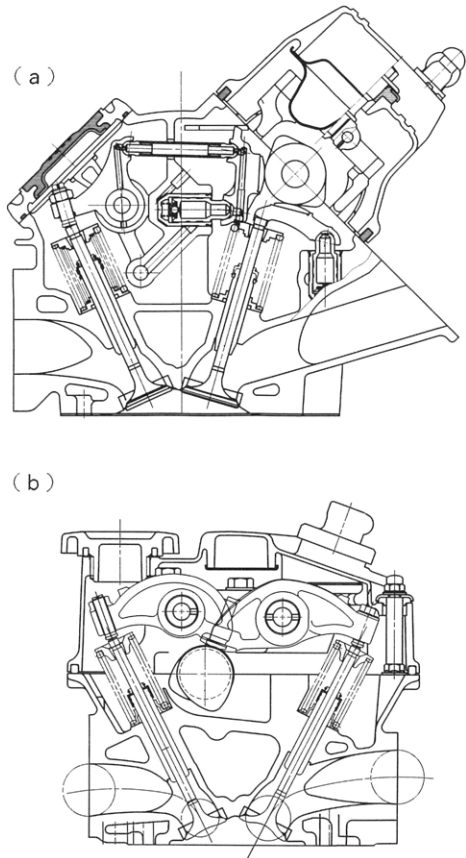


図5 バルブトレインレイアウト

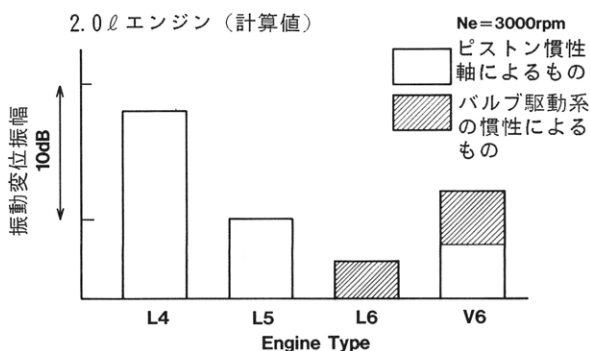


図4 計算によるマウント点上下振動変位振幅

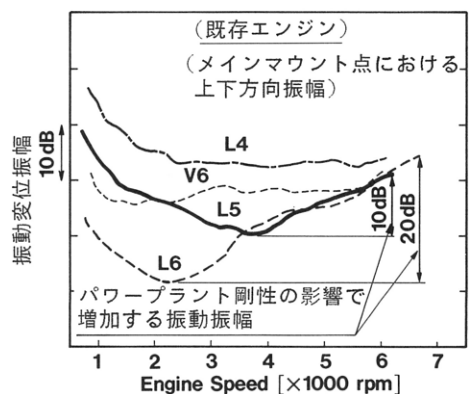


図6 中高回転域マウント点上下振動変位振幅

ところが、実際のエンジンの場合、パワープラント剛性を考慮すべきであり、低いパワープラント剛性では高回転域で理論値の数倍の値を示すことがある。

図6は2.0ℓクラスのエンジンの低回転から高回転迄のマウント点における振動変位振幅の実測値である。

図6の中で、高いパワープラント曲げ剛性を持った直列4気筒エンジンの振動変位振幅のみが中回転域と高回転域で差が無く、エンジン回転が上昇してもほとんど変化していない。しかし、直列6気筒、直列5気筒エンジンではそれぞれ高回転域での振動変位振幅レベルの変化が中回転域に対して悪化しており、直列6気筒エンジンでは約20dB(約10倍)、直列5気筒エンジンでは約10dB(約3倍)悪化している。

このように、パワープラント曲げ剛性が低いと中回転域では理論値に近い振動変位振幅が得られるが、剛性の影響の出る高回転域では理論値と大きく異なる傾向にある事がわかる。

したがって、エンジン形式の選択にあたっては、第一に理論的に振動変位振幅が小さいこと、次に振動レベルの急激な変化を起こさない十分な剛性が得られることが条件となる。

(3) FEMによるパワープラント剛性理論比較

パワープラント曲げ剛性確保と最適パワープラント長さを検討する為、直列4気筒、直列5気筒、直列6気筒のパワープラント剛性をFEMを使った共振周波数推定計算で比較した(図7)。

FEMモデルは、直列4気筒実機開発時のパワー

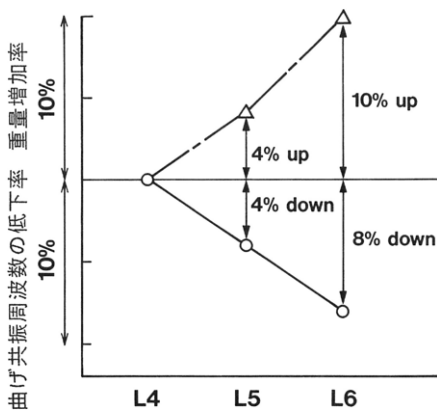


図7 (a) パワープラント剛性と重量比較

プラント検討に使われた実機とほぼ同じ共振周波数を示す直列4気筒のFEMモデルを基本にした。直列5気筒、直列6気筒モデルは、この直列4気筒のFEMモデルのボアピッチを等しくストロークのみ変化させて同一排気量として作成した。

図7では、直列4気筒エンジンの曲げ共振周波数に対しての直列5気筒、直列6気筒エンジンの曲げ共振周波数の低下率と同様に重量の増加率を示した。

曲げ共振周波数の低下率は、直列5気筒エンジンで約4%、直列6気筒エンジンで約8%低下するのが判明した。

またこのピストン等の諸元を同一にしたエンジン全体の重量増加は、直列4気筒エンジンをベースに、直列5気筒エンジンで約4%、直列6気筒エンジンで約10%であった。

この結果からパワープラント剛性確保と重量軽減の両立しやすいエンジン形式として直列5気筒エンジンが比較的利益である事がわかる。

(4) クランクシャフトランブリングノイズの除去

(a) クランクシャフトランブリングノイズの発生原因

おもに中高回転域のエンジン回転で加速時および高負荷運転中、クランクシャフト系からゴロゴロとした連続的な衝撃音が聞こえることがあるが、この音を我々は、クランクシャフトランブリングノイズ(以後クランク打音と記述)と呼んでいる。

図1の結果に見られるように急激な騒音レベル変化をもたらしており騒音上の見地から、クランク打音の除去が「爽快な走り」の実現に、必須である事は明らかである。

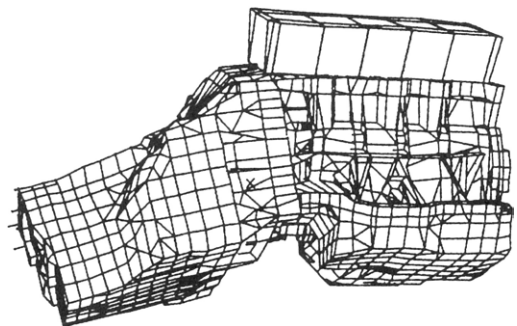


図7 (b) FEMモデル

このクランク打音は、クランクシャフトの振り共振が原因で発生する事が我々のテスト結果から確認されている。(4章参照)

従って、クランク打音低減の為には、高い振り剛性を持つクランクシャフトが必要となる。

(b) クランクシャフト振り共振のFEM解析

そこで直列4気筒、直列5気筒、直列6気筒のクランクシャフト振り剛性の比較をFEM計算モデルを使って行った。

図8は、爆発基本次数でのクランクシャフト振り共振発生エンジン回転数をFEMモデルで計算した結果である。このクランクシャフトのFEMモデルは、排気量が同一になるようにストロークのみ変更し、ボアピッチ、ウエップ幅およびウエイト廻りの形状は同一とした。図8から直列4気筒、直列5気筒、直列6気筒エンジンのクランクシャフト振り共振発生エンジン回転数が大きく違うのが理解できる。

クランクシャフトの強度上の問題で、常用エンジン回転内に爆発基本次数(L4なら2次、L5なら2.5次、L6なら3次)でのクランクシャフト振り共振が存在しないように諸元を決定することは設計上の常識であるが、クランク打音に対しても同じことが言える。

ここでクランク打音発生限界ラインとは、基本

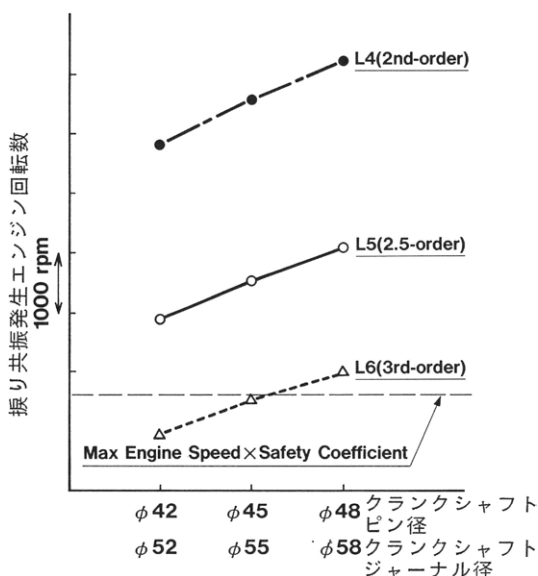


図8 (a) FEMによるクランクシャフト剛性比較

次数の振り共振によるクランク打音が常用エンジン回転域に影響して発生しないようにその限界回転数をエンジン最高回転数に経験的に係数をかけて設定した値を用いた。

FEM計算結果では、L4、L5、L6ともに常用エンジン回転内には、爆発基本次数のクランクシャフト振り共振が存在しない。しかし図8でのクランクシャフトの諸元ではクランク打音発生限界ライン付近で直列6気筒エンジンの基本次数の振り共振が発生する。

2.3. 直列5気筒の採用

以上で述べたように、振動騒音上「爽快な走り」を実現するエンジンに求められる特性は次のように要約される。

- ・低回転域振動の低減のためには、多気筒エンジンでの平滑性
- ・中高回転域の振動に対しては、V6(バンク角90度)エンジン並の低振動レベル
- ・中高回転域の急激な振動レベルの変化に対しては、直列4気筒エンジン並の高いパワープラント剛性
- ・クランク打音に対しては、高いクランクシャフト振り剛性

従って、振動騒音上「爽快な走り」を実現するエンジンとして、V6(バンク角90度)エンジン並の振動ポテンシャルを持ち、パワープラント曲げ剛性とクランクシャフト振り剛性を直列4気筒エンジンの剛性に近いレベルまで設定することができる、直列5気筒エンジンが、現在当社における種々の条件下において最も適しているという結論を得た。

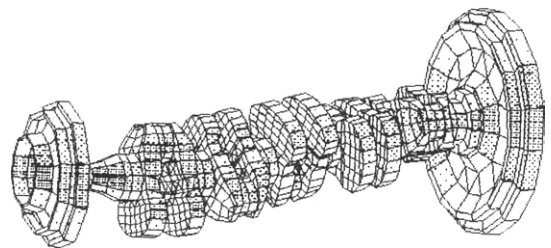


図8 (b) FEMモデル

そこで、我々は振動騒音面からだけでなく、エンジン性能、エンジンルームスペース、生産性等、いくつかの別の要素を総合して検討し、現状では2.0ℓ前後クラスの乗用車としては、直列5気筒エンジンが最適と判定して次期小型乗用車用エンジンとした。

3. 直列5気筒エンジンの振動とマウント

車体にエンジンを搭載するためのレイアウトを決定するとき、エンジンの発生する振動が車体へ伝達しないようにエンジン自体の振動形態または特性を理解し、それに合ったマウントレイアウトを検討する必要がある。そこで、直列5気筒エンジンの中高回転域の振動特性と低回転域の振動特性を考慮して、最適な直列5気筒用のエンジンマウントレイアウトを検討した。

3.1. 中高回転域振動特性と最適マウントレイアウト

(1) 中高回転域理論振動特性

点火順序1-2-4-5-3のクランク形式を持つ直列5気筒エンジンのピストン系往復部質量による慣性力は、1次、2次、4次、6次、8次は0であり、10次ではじめて残存する程度でほとんど振動変位として表れない。

又、ピストン系往復部質量による慣性偶力は、1次、2次、4次、6次、8次が残存する。その中で主なものは、1次、2次の慣性偶力がほとんどと考えて良い。^{3) 4)}

その慣性偶力は次式で表される。

(1次)

$$0.449mr^2\omega^2a \times \cos(\theta - 3\pi/10)$$

(2次)

$$4.9804mr^2\omega^2a/\ell \times \cos(2\theta - 3\pi/10)$$

ここで、m : ピストン系往復部質量

r : クランク半径

a : ボアピッチ

ℓ : コンロッド長さ

ω : 円振動数

θ : クランク角

上式を使って直列5気筒エンジンの振動変位振幅を計算してその振動発生状態を表したのが図9

である。この慣性偶力は、重心を中心にして発生する為、直列5気筒エンジンでは、重心付近の振動変位振幅は、ほとんど0となる。

直列4気筒エンジンの振動は、2次、4次、6次、8次、10次のピストン系往復部質量による慣性力が残存する。この慣性力による振動の起振力は、図9のように並進運動となるため振動変位振幅が0となる点はパワープラント上にはない。

従って、直列4気筒エンジンは、直列5気筒エンジンのように振動変位振幅0の点にマウント設定を行うことは不可能である。

この点が直列5気筒エンジンの振動における大きな長所となる。

(2) 中高回転域振動特性を生かしたマウントレイアウト

エンジンからボディへの振動伝達は、主にエンジンマウントを介して行われるので、

- ・ 振動変位振幅の小さい点へのマウント設置
- ・ 低バネ定数のマウント設定

を行うと振動伝達を小さくすることが可能である。

ところが、現実にはエンジン重量を支えるメインマウントはエンジン重量を支えるだけの剛性が必要とする為、マウントの低バネ定数化には限界があり、低バネ定数での振動伝達の低減は難しい。

一方、エンジンの大きな変位を抑えるストッパ型のマウント(ストッパとも呼ぶ)はエンジン重量を支える必要がないため、低バネ定数設定が可能で振動伝達の低減が可能である。それゆえ、振動変位振幅の小さい点にメインマウント、他の振動変位振幅の大きい点にストッパマウントの設置をおこなうと理想のマウントレイアウトとなる。

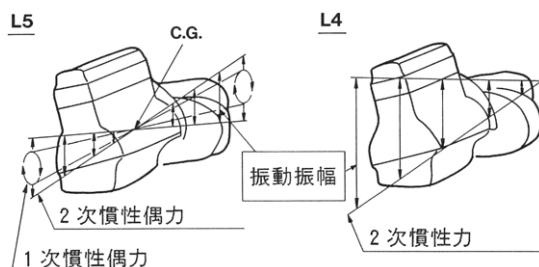


図9 振動発生形態

従って前述した直列5気筒エンジン振動特性に対して理想のマウントは、以下のようにすることによりエンジンからボディへの振動伝達はほぼ理想に近い状態で低減が可能である。

- ・ 振動変位振幅が0の重心位置にメインマウントを設置してエンジン重量を支持。
- ・ 他のマウントをストッパーマウントとして設定。

3.2. 低回転域振動特性とエンジンマウントレイアウト(低回転域マウント技術)

前述したように起振力が、トルク変動自体なのでエンジンの低回転域振動レベルは気筒数と排気量で決まる。ここで、エンジンマウント技術によるボディへの振動伝達低減が必要である。

低回転域でエンジンからマウントに作用する力の主なものは、エンジン各気筒の爆発によるクランクシャフトのトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力がある。

クランクシャフトのトルク変動成分の作用する方向はクランクシャフト回転方向である。又、ドライブシャフト回転トルク反力はドライブシャフト回転方向に作用する。

マウントのバネ定数の設定は、ドライブシャフト回転トルク反力に対してはエンジン挙動を抑える為、エンジン固定用として高いバネ定数が要求され、またクランクシャフトのトルク変動成分に対しては振動伝達が小さくなるように低いバネ定数が要求される。この為、2つの力が同時に同じマウントに作用すると、同じマウントに低いバネ

定数と高いバネ定数の相反する要求を満足させる設定が必要となりマウントのバネ定数設定に対し制約が生じる。そこで、FF横置きエンジン形式とFF縦置きエンジン形式でのマウントバネ定数設定の自由度を比較した。

図10(a)のようにFF横置きエンジン形式では、ドライブシャフトとクランクシャフトが平行する為、クランクシャフトトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力は分離出来ず、図10(a)のフロントとリアの2箇所のマウントに2つの力が作用する。

FF縦置きエンジン形式では、ドライブシャフトとクランクシャフトが直交する為、クランクシャフトトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力とはそれぞれ分離可能である。この為、図10(b)のようにフロントの2箇所のマウント点にクランクシャフトトルク変動成分が、またトランスミッションマウント点にはドライブシャフト回転トルク反力が作用するようにレイアウトすることができる。

従って、FF縦置きエンジン形式では、ドライブシャフト回転トルク反力とは独立してトルク変動成分に最適なバネ定数のマウント設定を行うことができ、低回転域振動に対して理想のマウント設定を行なえる。この為FF縦置きエンジン形式はFF横置きエンジン形式に対して優位性がある。

3.3. 直列5気筒FF縦置きエンジンの5点マウントとその効果

前述した内容を具体的にマウントレイアウトに

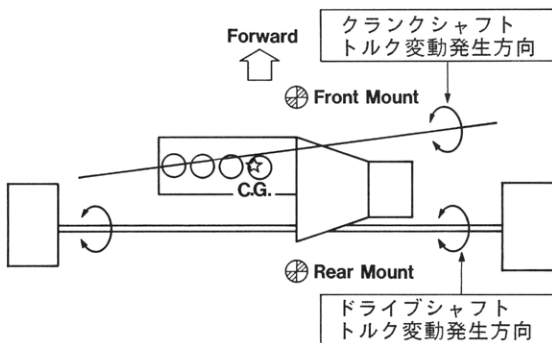


図10 (a) 前輪駆動 (FF) エンジン横置き

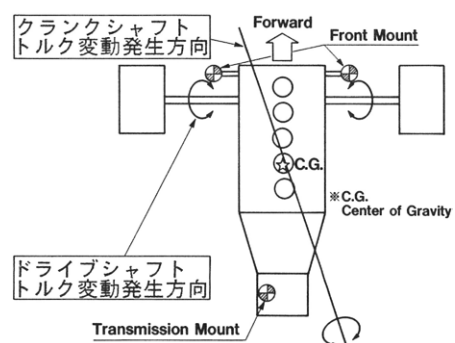


図10 (b) 前輪駆動 (FF) エンジン縦置き

用いて検討した結果、低回転域振動特性をより向上させるだけでなく、車体重量バランスが優れ操縦安定性等が向上することもある。図11のような直列5気筒FF縦置きエンジン形式5点マウントが採用された。これにより、中高回転域におけるフロント、ミッドのメインマウントの振動変位振幅は、図12のようにミッションマウント点位置の約1/3となり、その振動変位振幅も図13のようにほとんど直列6気筒並になっているのが判る。

このように振動変位振幅の小さいパワープラント重心付近にフロントとミッドマウントが位置する為、フロントとミッドマウントでほとんどのエンジン重量を支持しても車体への振動伝達を非常

に小さくすることが可能となった。そのうえこの方式では、フロントとミッドマウントがメインマウントとしてエンジン重量を支えている為、振動変位振幅の比較的大きいミッションマウントは低バネ定数で車体伝達に影響の少ないストッパーマウントとして設定出来た。

また、ミッド、ミッションマウント点を低回転域振動時のトルクロール軸に極力近い位置に設定できる為、トルク変動による振動変位振幅が小さく低回転時の振動入力小さく出来た。(図14)

研究段階においても、量産車のプロトタイプとして最低地上高等の規制およびエンジンルーム内のレイアウトの問題等を考慮しながら、上に述べた理由により車体への振動遮断特性の優れた最適なマウントレイアウトとなった。

4. 直列5気筒エンジンのクランク打音

4.1. クランク打音発生原因

このクランク打音に対して、直列4気筒、直列6気筒エンジンについての種々の研究成果が発表されている。⁵⁾⁶⁾そして、直列6気筒エンジンのクランク打音は、クランクシャフトの曲げ共振も含めたクランクシャフト振り共振が原因であることを述べている。⁵⁾

そこで、直列5気筒エンジンのクランク打音の発生原因が、クランクシャフトの曲げ共振か、振り共振で発生するかを明らかにするため解析を行

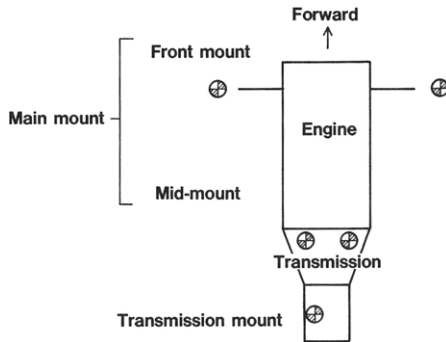


図11 5点式エンジンマウント

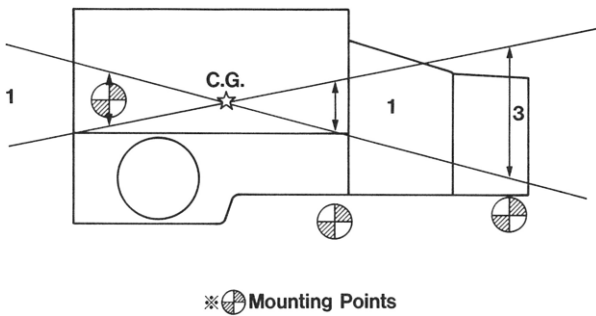


図12 L5マウント点における上下振動変位振幅

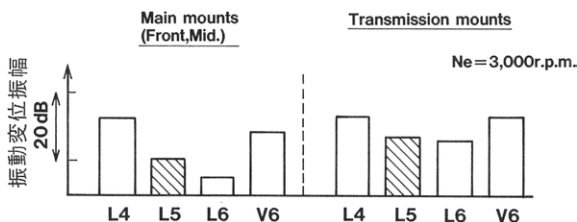


図13 マウント点における上下振動変位振幅

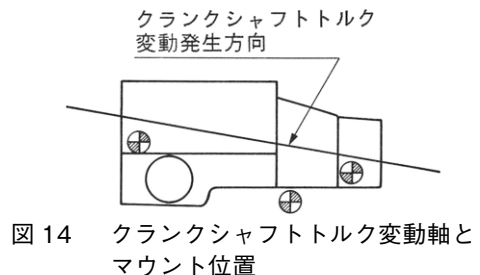
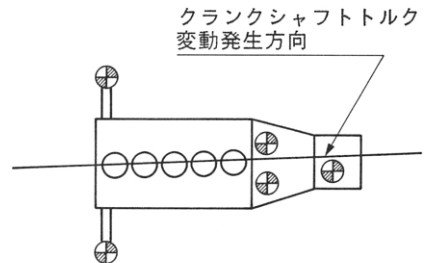


図14 クランクシャフトトルク変動軸とマウント位置

なった。これは発生原因により実際のクランク打音に対応する方策が異なってくるからである。

図 15 にクランク打音発生状態のテスト結果を示す。図のクランク打音発生エンジンスピードは、本テストのクランクシャフト振り共振周波数約 400 Hz (単体テストによる結果) の 2.5 次整数倍である。これは、エンジンの爆発次数でクランクシャフトの振り共振が発生していることを示している。

クランクシャフト振り共振発生時にシリンダーブロック壁面の振動を伴ってランプリングノイズが発生する事から、直列 5 気筒エンジンのクランク打音もクランクシャフト振り共振が原因であると結論づけた。

これは、いままで発表された研究成果の中で述べられているように、クランク打音発生原因は主にクランクシャフトの振り共振が曲げ振動を達成して、クランクシャフトのジャーナル部がメタルベアリング部を強打し、シリンダーブロック壁面を大きく振動させ、打音として発生している為と思われる。

従って、クランク打音を低減するには、クランクシャフト振り共振時の振幅の低減を行えば良い。そこで、いままでの一般の直列 4 気筒、直列 6 気筒エンジンと同様に振りクランクシャフトダンパープーリを装着し、クランクシャフト振り共振時

の振幅低減を行った。

4.2. 振りダンパープーリ採用のクランク打音低減効果

図 16 に、ダンパー効果を示す。実線がダンパー装着時、点線がダンパー未装着時を示している。この図 16 から振りダンパープーリ装着によってクランクシャフトの振り共振振幅が、低減するとともに、

- ・ クラン克蘭プリングノイズの音圧レベル
- ・ シリンダーブロック壁面振動

のピークがほとんど消滅することが良くわかる。ダブルマスタイプとシンクザルマスタイプの 2 種類のダンパープーリを検討したが、シングルマス

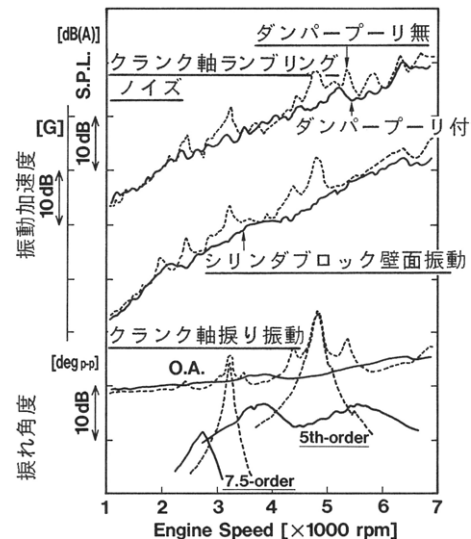


図 16 クランクシャフト振りダンパープーリの効果

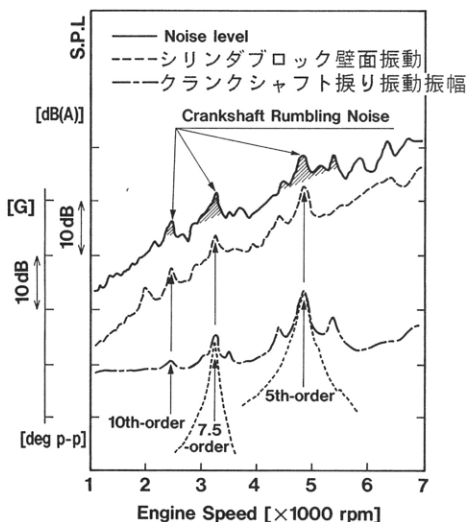


図 15 L5 エンジンのクランクシャフトランプリングノイズの発生

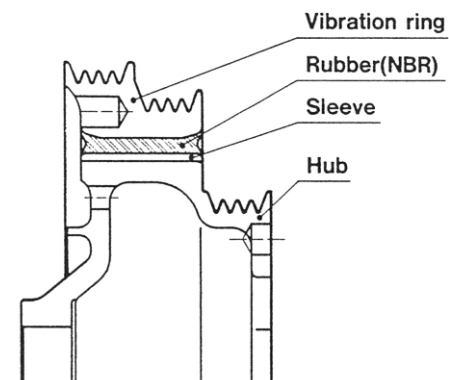


図 17 ダンパープーリ断面

イプで効果が高い(図16)ことから、我々は、シングルマスの振りダンパーブリーを採用した。(図17)

5. テスト結果

いままでの解析検討で決めた全仕様を採用してテストした結果を示す。

- 1) 低回転域での室内の振動騒音特性結果を図18に示す。直列5気筒エンジン搭載車が、車内音、ステアリング振動、シート振動の面で直列6気筒エンジン搭載車と同等レベルの結果が得られていることを示している。
- 2) 中高回転域振動(図19)では、直列5気筒エンジンの振動変位振幅レベルが、直列4気筒エンジンのように高回転域での増加がなく急激な振動騒音変化のないフラット特性が得られていることを示している。
- 3) 図20の車内音は、
 - ・ 次数振動
 - ・ パワープラントの曲げ共振の影響

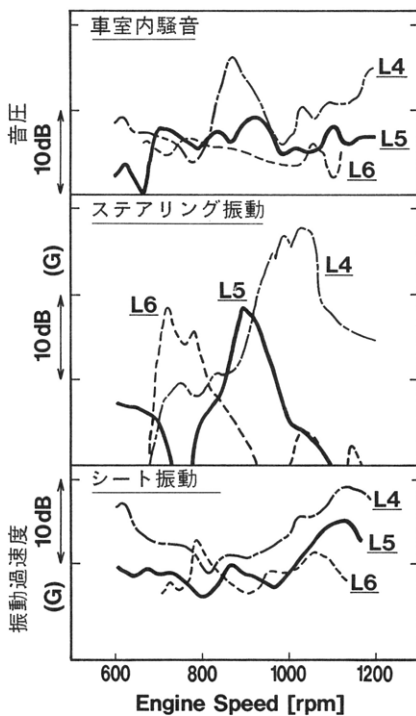


図18 低回転域における車内音と振動比較

- ・ トルク変動の影響
- ・ ランプリングノイズ

のいずれも図1で示した直列4気筒エンジン搭載車に比べてかなりの低減が行われたことを示している。

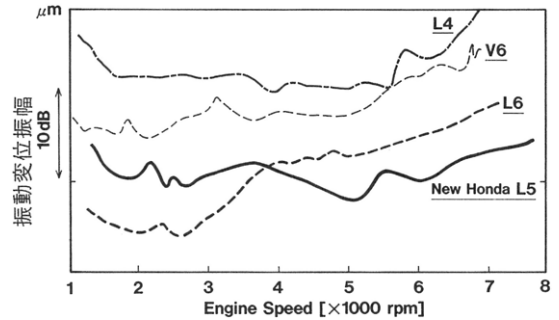


図19 中高回転域にマウント点における上下振動変位振幅比較

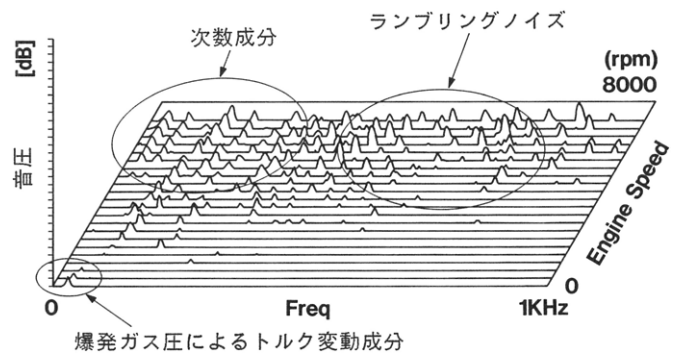


図20 直列5気筒エンジン搭載車の前席中央音特性

6. 結論

「爽快な走り」を実現するため、振動騒音におけるリニア感向上に必須な項目を次の如く挙げた。

- ・ 低回転域でのトルク変動低減
 - ・ 中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去
 - ・ クランク打音等のランプリングノイズの除去
- これらの研究の結果より、

- 1) 低回転域でのトルク変動低減に対しては、
 - ・ エンジンの気筒数を4気筒から5気筒に変更。
 - ・ 縦置きFF5気筒エンジン5点式新マウ

ントレイアウトの採用。

により、車内音、ステアリング振動ともに大幅に改善された。

- 2) 中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去に対しては、

- ・ 直列4気筒並の高いパワープラント剛性の確保
- ・ 振動のほとんど無い重心付近へのマウン
トの設置

により、直列6気筒エンジンの振動より小さい結果が得られた。

- 3) クランク打音等のランブリングノイズの除去に対しては、

- ・ 直列4気筒エンジンのクランクシャフト並の振り剛性を確保
- ・ クランクシャフト振りダンパープーリー
の装着

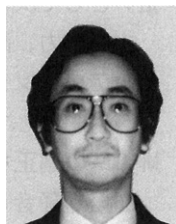
これにより、低回転から高回転までほとんどクランク打音が聞こえず、既存の直列4気筒、直列6気筒エンジンと比較してひとクラス上の音質となった。

以上のような結果を総合して車の「爽快な走り」のための振動、騒音上で必要なリニア感を満たす結果が得られた。

参 考 文 献

- 1) H. Aoki, et al., "Effect of Power Plant Vibration on Sound Quality in the Passenger Compartment During Acceleration" SAE Paper 870955, 1987
- 2) N. Yoshikawa, et al., "Improve Sound Quality in the Cabin with the Reduction of Engine Vibration" Technical Review of Mitsubishi Heavy Industry Vol.25 No.4 (1988), P.402-407 (in Japanese)
- 3) F. Hauk, et al., "A Five-Cylinder Engine as an Economical, Smooth-Running Power Plant" SAE Paper 770112, 1977
- 4) A. Eberhard, et al., "Der Funfzylinder-Reihenmotor und seine triebwerkmechanischen Eigenschaften" MTZ 36 (1975) 4
- 5) O. Kuroda, et al., "An Approach to Improve Engine Sound Quality" SAE Paper 880083, 1988
- 6) K. Kitano, et al., "Research of Engine Noise Reduction Applying Crankshaft Torsional Damper" Internal Combustion Engine Vol.25 No.317 (1986) Apr., P58-66 (in Japanese)
- 7) T. Uchida, et al., "Honda New In-line Five Cylinder Engine---Noise and Vibration Reduction" SAE Paper 900389, 1990

■ 著 者 ■



内 田 孝 尚



片 野 博 樹