

論文・解説

27

マウント振動の奇数次・ハーフ次の発生メカニズム解明 Investigation of Excitation Mechanism of Odd and Half Vibrations at Engine Mount

熊野 昌平*¹ 樫本 正章*² 森実 健一*³

Shohei Kumano Masaaki Kashimoto Kenichi Morizane

波多野 耕二*⁴

Koji Hatano

要約

直列4気筒エンジンを搭載した乗用車で、音質悪化の主要因としてエンジン振動の奇数次とハーフ次成分の発生が知られている。発生源として指摘されているクランク軸系の振動と車体に伝えるパワープラント系の振動に相関解析を適用し、クランク軸系からの振動伝達経路を特定した。奇数次とハーフ次の伝達経路の違いから、クランク軸系の静的な剛性や曲げ共振の特性がエンジン振動に与える影響を調べることで、マウント振動の奇数次とハーフ次成分の発生メカニズムを解明した。この結果、音質改善のためのクランク軸系の設計指針を明確にできた。

Summary

It is known that poor sound quality in passenger car equipped with an in-line 4-cylinder engine is mainly caused by the excitation of odd and half-order of the engine vibration. We made a correlation analysis between the crankshaft system vibration pointed out as a generation source and power-plant vibration and clarified the vibration-transfer-pass of each order. We identified the excitation mechanism of odd and half-order of engine vibration by investigating an influence of static rigidity and bending resonance of a crankshaft on the engine vibration. As a result, we also clarified a guideline of crankshaft design for high sound quality. This paper reports investigation results of the excitation mechanism.

1. はじめに

直列4気筒エンジンを搭載した乗用車において、奇数次やハーフ次成分の騒音が音質悪化の主要因として古くから知られている。近年では、ハーフ次成分によってランブル音が発生する要因の解明¹⁾⁽²⁾や、クランク軸とパワープラントの共振特性の相対関係に起因した振動の発生についての研究³⁾が進められており、クランク軸ジャーナルの細径化の設計指針などに活かされている。

本稿は、マウント振動の奇数次とハーフ次の伝達経路および入力の違いを、クランク軸とパワープラントの両方の振動特性によって明確にすることで、発生メカニズムについて知見が得られたので報告する。

2. 研究の方法

2.1 研究の流れ

マウント振動の起振力には、多くの入力と考えられる。本研究はクランク軸系からの入力に起因した振動を扱うこととし、起振力はクランク軸のメインジャーナルを支持するベアリング位置からの入力を対象とした。

はじめに、クランク軸の5ヶ所のベアリング位置における振動と、マウント振動を同時に計測し、この2信号間の相関解析を行い、各ベアリング間で次数ごとの奇与の高さを調べた。ベアリング位置の振動は、エンジンの前面側から順に#1から5のMain Bearing Cap位置の振動とし、以後MBC振動と記す。

*1~4 技術研究所
Technical Research Center

次に、マウント振動と寄与が高いMBC振動で奇数次が励起されるメカニズムを調べた。クランク軸のジャーナル部にかかる荷重とMBC振動の関連性を調べ、同一形状で材質の異なる2つのクランク軸を用いて、マウント振動の奇数次に与える影響を明確にした。ハーフ次については、クランク軸系の動特性に注目し、フライホイールの倒れの変位を計測することでクランク軸系の共振現象を明確に示し、パワートレインの共振と連成する周波数帯域で振動が変化の様子を調べることで、クランク軸系の共振がマウント振動のハーフ次に与える影響を明確にした。以上より、クランク軸系に起因したマウント振動の奇数次とハーフ次が発生するメカニズムを解析した。

2.2 実験条件

評価に用いたパワートレインは、FF形式で横置きに搭載される2Lクラスの直列4気筒エンジンとマニュアルトランスミッションの組み合わせで、計測は主にエンジンベンチで行った。振動計測は、全開運転で、Fig.1に示す位置で3軸の加速度ピックアップによって計測した。また、フライホイールの変位計測は、シリンダブロックに取り付けた4ヶ所のギャップセンサによって、クランク軸方向を計測した。

2.3 2信号間の相関解析

エンジンのように2ヶ所の振動信号が不規則な場合の相関性を調べる手法として、2つの変動量間の統計的性質を表すコヒーレンスの算出がある。コヒーレンスは2変動間の各周波数成分ごとの線形性の程度を表すものであり、マウント振動とMBC振動の各次数成分での奇与の高さを表す指標として用いた。コヒーレンス $r_{xy}^2(k)$ は2信号間のクロススペクトル $X(k)Y(k)$ およびパワースペクトル $|X(k)|^2$ 、 $|Y(k)|^2$ を用いて式(1)で求められる。

$$r_{xy}^2(k) = \frac{\left| \sum_{i=1}^{Av} X_i(k) \cdot Y_i(k) \right|^2}{\sum_{i=1}^{Av} |X_i(k)|^2 \cdot \sum_{i=1}^{Av} |Y_i(k)|^2} \quad (1)$$

2.4 次数変換の仮説

MBC振動にハーフ次が励起される要因として、クランク軸系曲げ共振に注目した。一般に、回転物であるクランク軸系の共振周波数は、シリンダブロック等の静止座標系から見た場合に次数変換を起こすといわれている。これまでに座標変換に関する報告⁽⁴⁾はあるが、エンジンの最後端気筒の爆発による振幅変調についてはなく、以下のような仮説を立てた。

クランク軸系は回転座標系にあるため、曲げやねじれを問わず、静止座標系では式(2)に示す±1次の次数変換を起こすと考えられる。

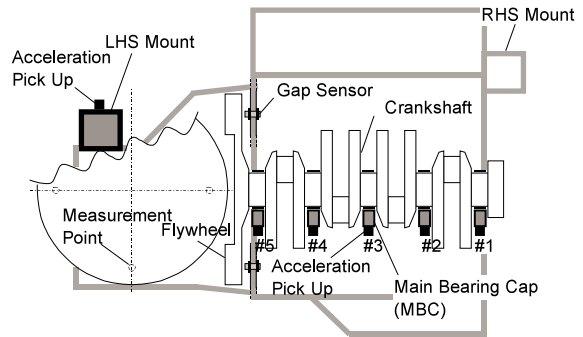


Fig.1 Schematic of Sensor Position

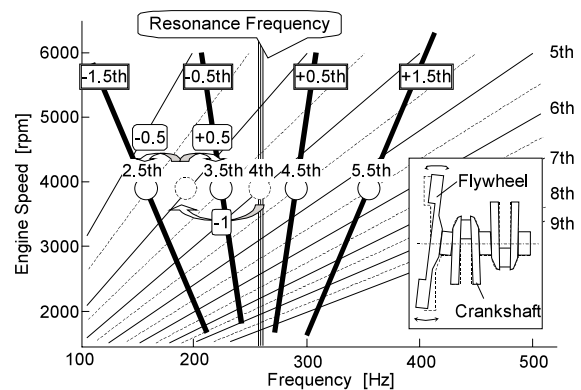


Fig.2 Assumption of Order Conversion

$$\begin{aligned} X_{Rest\ Coordinate} &= X_{Rotating\ Coordinate} e^{\pm j\omega t} \\ &= A e^{j\omega t} e^{\pm j\omega t} = A e^{j(n\pm 1)\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

また、クランク軸系の曲げ共振にみられるフライホイールが倒れる挙動は、爆発するタイミングで著しく変位量が大きく、エンジン1サイクル2回転あたり1回の振幅変調が起きるため、式(3)に示す±0.5次の次数変換を起こすと考えられる。

$$\begin{aligned} X_{Amplitude\ Modulation} &= (A e^{\pm 0.5j\omega t}) e^{j\omega t} \\ &= A e^{j(n\pm 0.5)\omega t} \end{aligned} \quad (3)$$

したがって、Fig.2に示すように、静止座標系におけるクランク軸系曲げ共振は、共振周波数から±0.5次もしくは±1.5次の変換を起こすと仮説を立てた。

3. 解析結果

3.1 MBC振動の寄与

これよりマウント振動に対する各MBC振動の寄与を示す。寄与の高さを示すコヒーレンスには、2信号を離散フーリエ変換した共役複素積を有限回平均して算出したクロススペクトルとパワースペクトルを用いた。平均回数は、コヒーレンスが安定し、かつ、エンジン回転数の変動幅が±100rpm以内になる20回前後と設定した。参考値とし

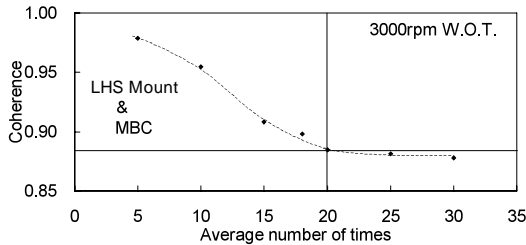


Fig.3 The Relation between Coherence and Average Number of Times

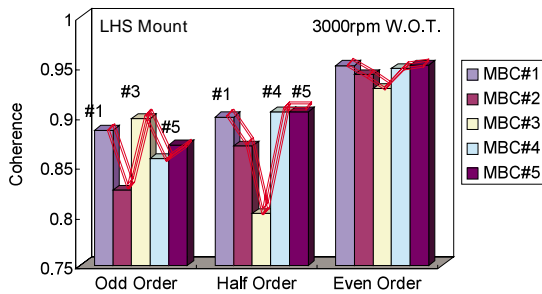


Fig.4 Difference between Coherence of MBC #1-5

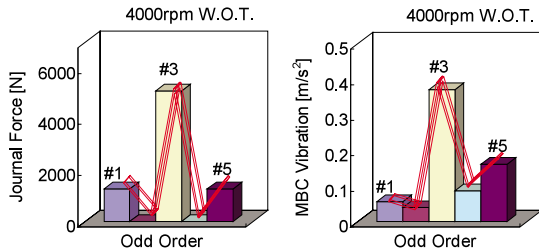


Fig.5 Comparison between Journal Force and MBC Vibration (Odd Order (5th))

てFig.3に3,000rpmの場合の平均回数とコヒーレンスの関係を示す。対象のマウントは、支持荷重の配分率が高いトランスミッション上部のLHS Mountと エンジン前面部のRHS Mountの2ヶ所としたが、両マウントともほぼ同じ傾向になったため LHS Mountの車体基準の前後方向を代表した。各MBC振動は直交座標3方向を平均化して代表した。

Fig.4に、LHS Mount振動の前後方向に対する各MBC振動のコヒーレンスを各次数で示す。各次数は平均化処理をし、4と6次を偶数次、3と5次を奇数次、3.5と4.5と5.5と6.5次をハーフ次とした。偶数次は各MBC振動とのコヒーレンスにあまり差がないのに対し、奇数次は#1と3と5、ハーフ次は#1と4と5のMBC振動とより高い寄与を示した。

3.2 奇数次の発生メカニズム

(1) ジャーナル荷重との関連

マウント振動の奇数次と寄与が高い#1と3と5のMBCで奇数次の振動が励起されるメカニズムを調べるため、クランク軸の各メインジャーナルに作用する荷重(以下、ジャーナル荷重と記す)を算出し、MBC振動と比較した。ジャーナル荷重の算出には、筒内圧力と往復慣性力の釣り合い式で隣り合う気筒を考慮した重ね合わせ法を用いている。(5)

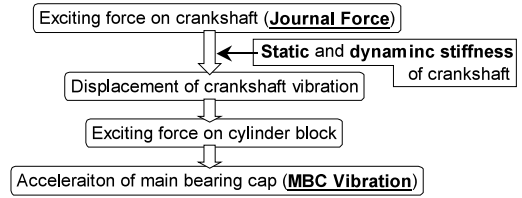


Fig.6 Flow Chart of MBC Vibration

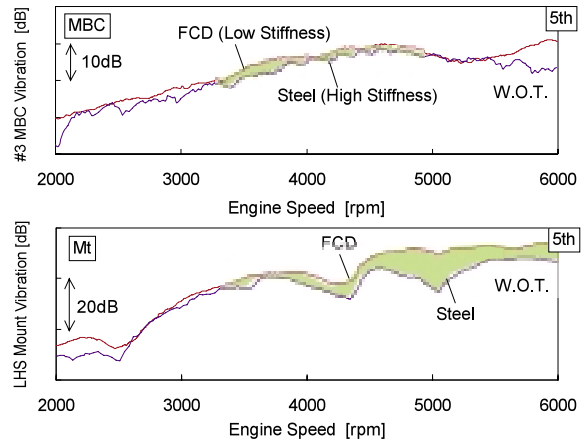


Fig.7 Comparison between Low and High Stiffness Crankshaft (Odd Order (5th))

Fig.5は奇数次を代表して5次のMBC振動とジャーナル荷重の大きさを示す。MBC振動は全開定常運転4,000rpmのときの実測値である。左図に示す各ジャーナル荷重の中で#1と3と5が比較的大きく、大小関係も右図に示す#1と3と5のMBC振動と一致することから、MBC振動の奇数次がジャーナル荷重と関連していることが分かった。

(2) クランク軸の剛性の影響

MBC振動は、Fig.6に示すようにジャーナル荷重がクランク軸の弾性変形を伴い、シリンダブロックに作用することで発生する。そこで、同一形状で材質が異なる2種類のクランク軸を用いて、MBC振動およびマウント振動を計測、次数比較することで、クランク軸の剛性の影響を調べた。材質の変更はスチールから鋳鉄にして剛性を低下させた。

Fig.7に、全開運転時の#3のMBC振動およびLHS Mount振動の奇数次を代表して5次の結果を示す。MBC振動とマウント振動の奇数次は、クランク軸の剛性が20%程度低下しても、動的な剛性の低下による周波数特性の変化はほとんど見受けられず、広いエンジン回転範囲で振動レベルが増加する傾向が顕著に見られた。したがって、奇数次は、クランク軸の動的な剛性よりも、静的な剛性の影響を強く受けることが確認できた。

3.3 ハーフ次の発生メカニズム

(1) ジャーナル荷重との関連

奇数次と同様に、#1と4と5のMBCでハーフ次の振動が励起されるメカニズムを調べるため、MBC振動とジャーナル荷重の大きさを比較した。Fig.8にハーフ次を代表し

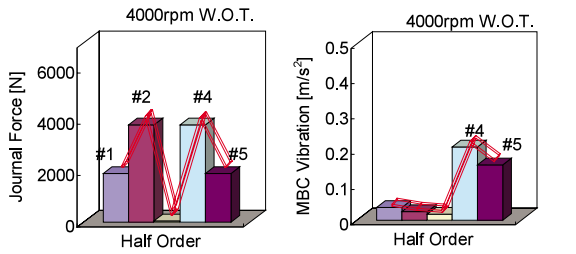


Fig.8 Comparison between Journal Force and MBC Vibration (Half Order (4.5th))

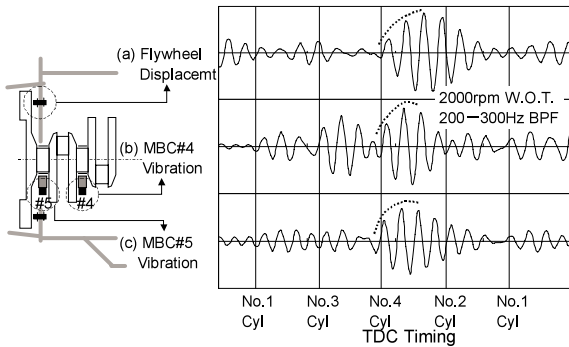


Fig.9 Timing of Amplitude Modulation

て4.5次のMBC振動とジャーナル荷重を示す。左図に示すジャーナル荷重は#1と2と4と5でハーフ次が発生するが、右図に示すMBC振動レベルは#4と5が顕著に大きく、ジャーナル荷重と同じ傾向にはならない。クランク軸を剛体と仮定して算出したジャーナル荷重は、#1と5および#2と4が対称関係になるのに対して、実測したMBC振動はエンジン後面側の#4と5のレベルが顕著に大きいことから、ハーフ次はクランク軸系の動的な剛性の影響を受けていることが考えられる。

(2) フライホイールの面振れ変位との関連

クランク軸系の動的な特性として、フライホイール側の#4と5のMBCと寄与が高いことからクランク軸系曲げ共振に注目した。一般に、クランク軸系曲げ共振はフライホイールが倒れる挙動を示すため、#4と5のMBCが影響を受けるといわれている。フライホイールの変位とMBC振動を同時に計測し、クランク軸系曲げ共振とMBC振動の関連を調べた。

Fig.9にフライホイールの変位(a) #4と5のMBC振動(b)と(c)それぞれが同期した時間軸波形を示す。共振が起こる周波数帯域の200から300Hzでバンドパス処理を行った。横軸に示す4番気筒が爆発するタイミングで、著しく(a)のフライホイールの変位(b)と(c)のMBC振動が同期して増大する傾向が見られ、クランク軸系曲げ共振は#4と5のMBC振動に影響を与えることが確認できた。

(3) 次数変換の検証

クランク軸系曲げ共振の影響が現れる周波数帯域を明確にするために、2.4節で述べた±0.5次および±1.5次の次数変換に関する仮説を、クランク軸系の加振テストおよび運転中のフライホイールの変位を計測して検証を行った。

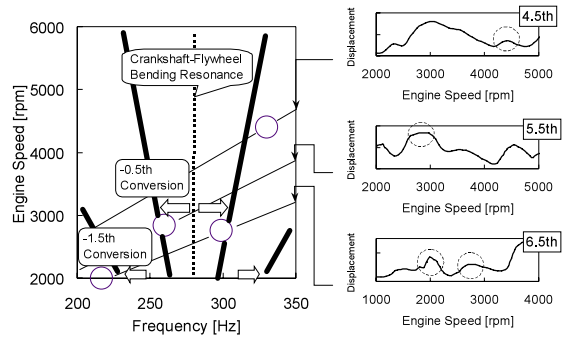


Fig.10 Crankshaft-Flywheel Bending Resonance

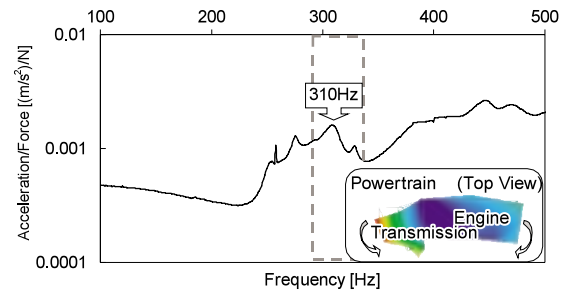


Fig.11 Powertrain Resonance

はじめに、加振テストを行い、静止状態のクランク軸系曲げ共振が250Hzにあることを確認した。次に、フライホイールの変位計測結果を次数分析し、各次数のピーク位置をキャンベル線図上にプロットした結果、Fig.10に示すように加振テストより30Hz程度高い約280Hzから±0.5次および+1.5次の次数変換を起こした領域に現れた。同クラスの数種のエンジンでもおおむね±0.5次および±1.5次の次数変換を確認しており、クランク軸系曲げ共振は、加振テストより数十Hz高い周波数から±0.5次および±1.5次の次数変換が起きることを明確にした。

(4) クランク軸系曲げ共振の影響

マウント振動のハーフ次は、#4と5のMBC振動と寄与が高く、この#4と5のMBC振動がクランク軸系曲げ共振の影響を受けることから、マウント振動のハーフ次の発生に起因していると考えられる。これまでにパワープラント共振とクランク軸系共振、両者の一致を避けることで振動を低減するという報告⁽³⁾がある。そこで、パワープラント共振との一致を回避したときに、マウント振動のハーフ次がクランク軸系曲げ共振によって受ける影響について調べた。

評価に用いたパワートレインの共振は、加振テストおよびモーダル解析を行った結果、Fig.11に示すイナータンスおよびモードシェイプが得られ、310Hzにパワープラント共振があることを確認し、また、前述したようにクランク軸系曲げ共振は280Hzであった。これらをFig.12のキャンベル線図上に示すと、クランク軸系曲げ共振の+0.5次変換がパワープラント共振に一致していた。

共振の一致を回避するために、フライホイールの形状変更を行い、クランク軸系曲げ共振周波数を低下させた。Fig.12に示すようにフライホイールの変位ピーク位置は低

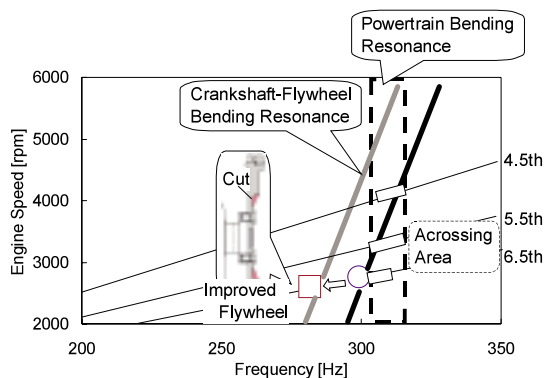


Fig.12 Crankshaft-Flywheel and Powertrain Resonance

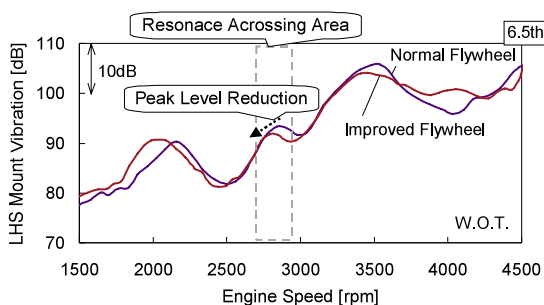


Fig.13 Comparison between Normal and Improved Flywheel (Half Order (6.5th))

周波側に移動し、共振周波数が約15Hz低下した結果、4.5と5.5と6.5次で一致していた周波数帯域を回避できた。Fig.13に、クランク軸系曲げ共振とパワープラント共振による影響が顕著に現れていた6.5次のマウント振動を示す。共振が一致していた周波数帯域で局所的に振動レベルが増大していたが、フライホイールの形状変更によって共振の一致を回避したことで、振動ピーク位置の周波数とレベルが低下することが確認できた。以上より、マウント振動のハーフ次は、クランク軸系曲げ共振が発生の要因となり、パワープラント共振と一致する周波数帯域で振動レベルが増減することを確認できた。

3.4 エンジン音質のためのクランク軸設計

以上より、クランク軸はマウント振動での奇数次やハーフ次発生大きな要因となることが分かり、エンジン音質を考慮する場合、以下の2点を両立する必要がある。

- (1) 静的な剛性を高める
- (2) 曲げ共振をパワープラント共振より40Hz程度低くする

一般的に、クランク軸は高剛性化すると共振周波数が上昇して音質に悪影響を及ぼすことがあり、100Hz以下まで下げる目的で高価なフレキシブルフライホイールなどを採用することがあるが、奇数次とハーフ次の発生メカニズムを解明したことで、共振の目標周波数を明確に設定できるようになり、クランク軸やフライホイール形状変更によって、共振現象を適正にバランスする指標ができた。

4. まとめ

クランク軸系に起因したマウント振動の奇数次とハーフ次が発生するメカニズムを解明するために、コヒーレンスを用いた相関解析を適用し、ジャーナル荷重やクランク軸系曲げ共振との関連を調べた結果、以下のことが明らかになった。

- (1) マウント振動は、クランク軸を支持する5ヶ所のMBC振動に対して、奇数次が#1と3と5、ハーフ次が#1と4と5と寄与が高い。
- (2) 奇数次の発生は、クランク軸のジャーナルに作用する荷重特性と関連があり、クランク軸系の静的な剛性の影響を強く受ける。
- (3) ハーフ次の発生は、クランク軸系曲げ共振の影響を受け、パワープラント共振と一致する周波数帯域で、振動レベルが増減する。

この結果より音質を考慮したクランク軸設計に明確な指針を加えることができた。

参考文献

- (1) 青木 他：加速時の車内音質に及ぼすパワープラント振動の影響解析，日産技報論文集，p.21-28 (1986)
- (2) 阿部 他：車室内音の音質評価と改善に関する考察，マツダ技報，6，p.44-51 (1988)
- (3) 大塚 他：クランク軸共振時の軸受加振力とパワープラント振動，自技会学術講演会前刷集，70-99，p.5-8 (1999)
- (4) 井手 他：クランクシャフト・フライホイール系曲げ振動低減によるエンジン加速音質の改善について，自動車技術，Vol.44，12，p.94-99 (1990)
- (5) 宮近 他：抵抗低減を目的としたジャーナル軸受け挙動解析，マツダ技報，2，p.101-110 (1984)

著者



熊野昌平



樫本正章



森実健一



波多野耕二