

排気系における振動予測技術の開発

Development of Vibration Prediction Technique for Automobile Exhaust Systems

中 川 博 史*

Hiroshi NAKAGAWA

吉 本 秀 之*

Hideyuki YOSHIMOTO

秋 山 英 和*

Hidekazu AKIYAMA

桜 井 雅 人*

Masato SAKURAI

結 城 一 敏*

Kazutoshi YUKI

要 旨

排気系振動を予測するに当り、FEモデルを用いてシミュレーションを行う手法を構築した。振動吸収ジョイントであるフレキシブルジョイントは、フレキシブルチューブの形状を忠実にモデル化し、他の部品については特性を数値で与えた。また球面ジョイントは、ガスケットの動特性を数値で与えることで高精度なモデルが得られた。入力となるエンジン起振力は、構成部品の慣性力と筒内燃焼圧力による回転反力の和から導いた。それにより、排気系の挙動を定性的に把握することと排気系懸架点からのボデーへの伝達力を定量的に予測することができるようになった。その結果、排気系懸架点および振動吸収ジョイントなどの最適配置検討が開発先行段階から可能となった。

ABSTRACT

A simulation technique that uses a finite element method model for predicting vibrations in the exhaust system was developed. The flexible joints, that is, vibration adsorption joints are faithfully modeled on the shape of flexible tubes and the properties of other parts are assigned numerical values. Further, an accurate model is obtained on the ball joints by assigning numerical values to the dynamic properties of gaskets. The vibration force of engine is obtained using the sum of the force of inertia in component parts and reaction force produced by combustion pressure. This made it possible to predict the forces transmitted to the body from exhaust hanger so that the vibration phenomenon could be understood in terms of overall exhaust system behavior. This in turn made it possible in the pre-development stages to study the characteristic effects of altering exhaust hanger positions and using vibration absorbers in order to decrease the forces transmitted to the body.

1. まえがき

車室内の振動および音の発生要因の1つにエンジンの振動が排気系の懸架点からボデーに伝わり、こもり、フロア振動、ステアリング振動等のアイドル振動騒音において問題となることが多い。

従来は、車両の開発と同期した形で排気系に対して上記NV悪化要因の対策を試作を繰り返して行ってきた。

しかし、この開発方法では、トラブル対策が後手になり試作およびテストに時間が費やされることからCAE(Computer Aided Engineering)を主体としたシミュレーション開発が急務となった。

そのため、筆者らは、実際の開発に適用させるため精度

の高いシミュレーション技術の結果を目指し、部品ごとの特性及び事象を把握するための検証を積み重ねてきた。

その結果、現実に即したシミュレーションモデリング技術を確立したので報告する。

2. 計算技術概要

2.1. 排気系主要構造体のモデル化

今回用いた基本排気系本体のFEモデルをFig.1に示す。

排気系のパイプ部、消音器部などのように形状モデル化が可能な部品については全てシェル要素でモデル化した。

振動吸収ジョイントにおいては、その特性を得るためのモデリングのノウハウが反映されている。

エンジンとトランスミッションについては、本テーマの扱う周波数帯領域が低い部分であるため、剛体領域内と仮定し剛体特性を質点として表現した。

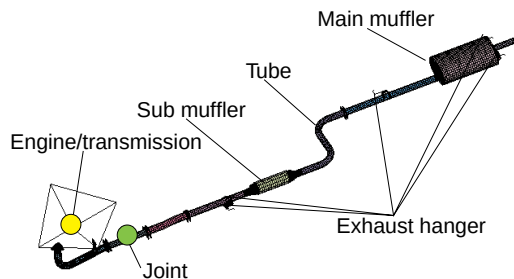


Fig.1 FE model of an exhaust system

2.2. ジョイント部複合構造体のモデル化

排気系部品の中の振動吸収ジョイント(フレキシブルジョイント、球面ジョイント)は、排気系全体の入力低減や振動モードに影響を及ぼす部品である。

これらは複数の部品で構成されており、本手法では各構成部品ごとの現象メカニズム解析を行い動的特性を把握し、それらの特性を組み合わせることでモデル化を行った。

現象メカニズム解析の手法としては、これらのジョイントが変位する方向の特性について検証を行った。

(1) フレキシブルジョイント

フレキシブルジョイントの構成部品を Fig.2 に示す。

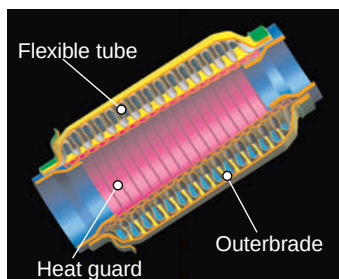


Fig.2 Flexible Joint

フレキシブルジョイントの特性解析としては、Fig.3に示すような試験方法と拘束条件で行った。また、変位の方向は伸縮および曲げ方向で行った。

Fig.4に伸縮方向について、構成部品ごとの単位荷重あたりの加速度応答レベルである周波数伝達関数(Frequency Response Function : 以下 FRF)で示す。

Fig.4 に示した FRF のピーク位置によりフレキシブルチューブの特性が支配的であり、他の構成部品はそれにバネおよび減衰とそれぞれの特性が付随していることが明らかになった。

支配的であるフレキシブルチューブのモデル化について

は、忠実に現物形状を再現させることによりモデルを構築し、その他の部品については、形状モデル化が困難なことから特性を数値で表現した。

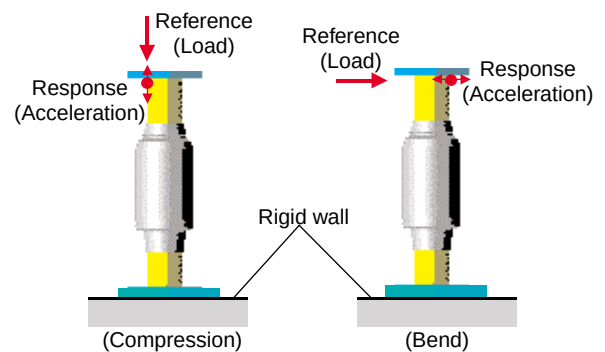


Fig.3 A test part for analysing dynamic characteristic of the phenomenon of a flexible joint

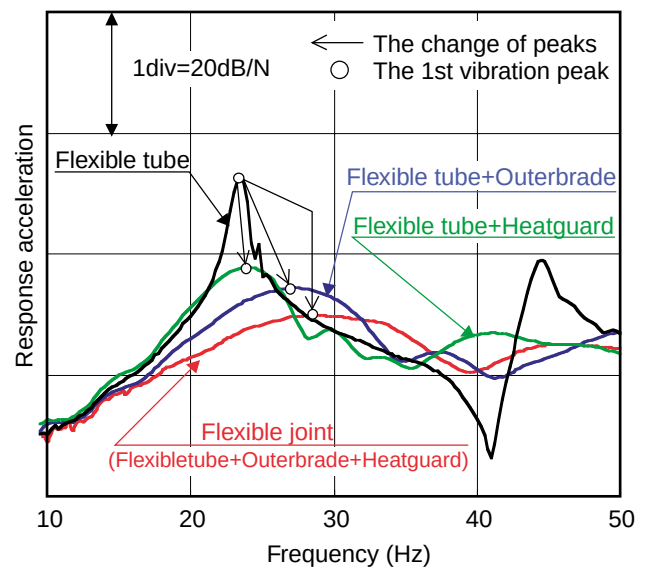


Fig.4 Measured FRF of flexible joints

次に、この結果を基にモデルを構築し実測とのFRF検証結果を Fig.5 に示す。

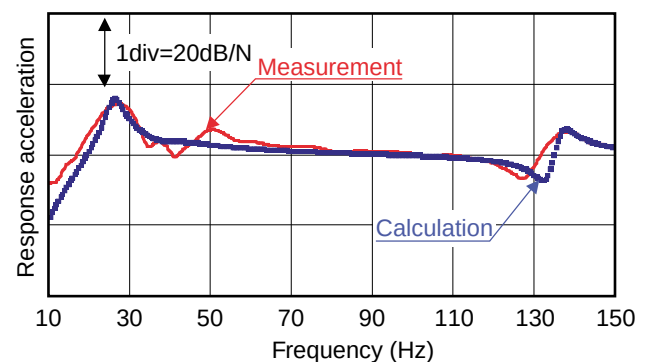


Fig.5 Comparison of FRF of the flexible joint

(2) 球面ジョイント

球面ジョイントの構成部品を Fig.6 に示す。

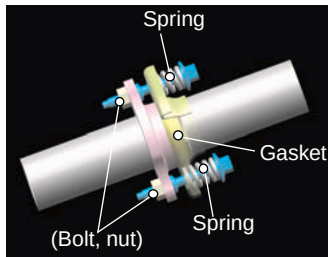


Fig.6 Ball Joint

球面ジョイントにおいては、フレキシブルジョイントに比べ構成部品が少なく、その挙動から回転(動)バネが支配的と考えられるため、球面回転中心に観点をのせた動バネ特性試験を行った。

Fig.7に試験方法と拘束条件を、試験結果をFig.8に示す。

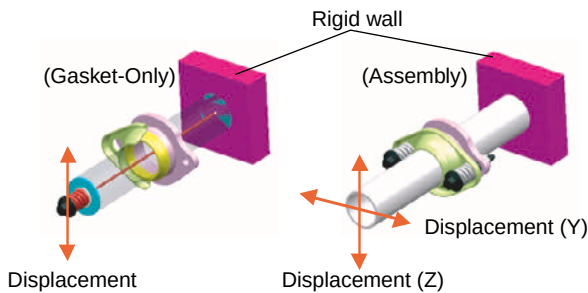


Fig.7 A test part for analysing mechanism of the phenomenon of a ball joint

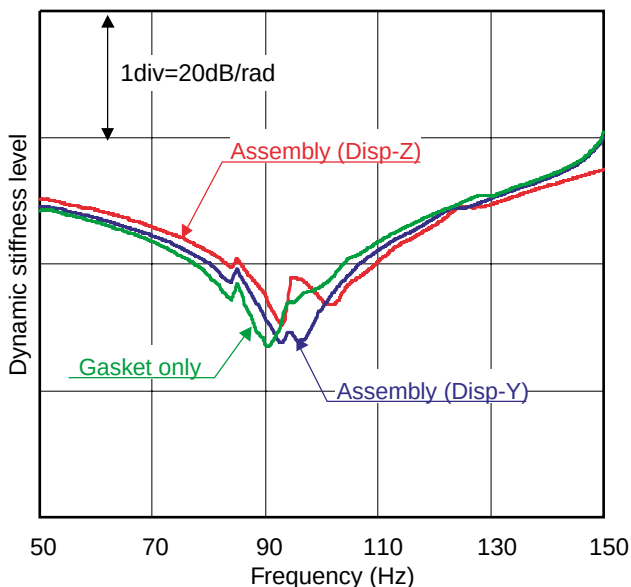


Fig.8 Measured dynamic stiffness of ball joints

Fig.8より球面ガスケットの動バネが球面ジョイント全体の動バネとほぼ等しいことが明らかになった。

次に、実測と計算の周波数伝達関数の検証結果を述べる。

実測において安定な解を得るため Fig.9 に示す形態で行った。

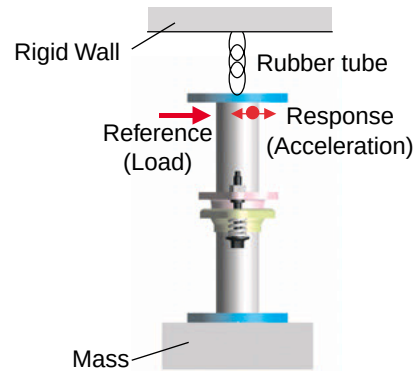


Fig.9 A test part for verifying correlation

球面ガスケットのバネ特性を正確に入れることにより高精度なモデルが得られた。Fig.10 に実測と計算モデルの検証結果を示す。

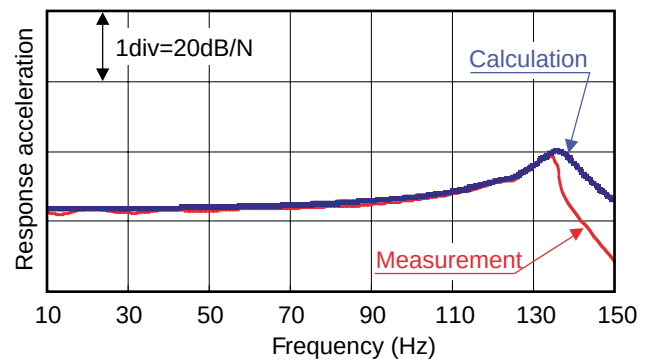


Fig.10 Comparison of FRF of the ball joint

以上のように振動吸収ジョイントについては、各構成部品の特性を実測から把握し、それらの持つ特性を計算モデルへ置換した。更に、それらを組み合わせることで精度の高いモデルが得られた。

2.3. エンジンまわりのモデル化検討と同定法

エンジンおよびトランスミッションまわりは、排気系にとって重要な境界条件の1つである。本手法はこれらを剛体として扱い、剛体特性を実測の周波数伝達関数から同定した。

剛体特性の同定化の考え方を、以下に述べる。

1自由度系のバネ、マスモデルにおいて、共振周波数より上の周波数領域ではイナータンスレベルが一定となる剛体運動周波数領域が存在し、このレベルは質量の値で決定される。(4)

この1自由度系を並進3方向と回転3方向の計6自由度まで拡張した手法である。

ここで6自由度の質量行列特性を[M]とし、入力[F]を与えた時の運動方程式は、

$$[F]=[M][\ddot{x}] \quad \text{となり、}$$

上式の[F]: 入力レベル, $[\ddot{x}]$: 応答振動加速度レベルが既知であれば[M]は連立1次方程式を解いて導くことができ、また入力と応答の座標も既知であれば、基準点まわりに座標変換することにより基準点まわりの[M]が算出され、重心まわりの $[M_G]$ が得られる。

2.4. 計算精度検証手法

今回の FEM との相関検証には台上で測定を行った。

相関検証においては、固有値と固有モード相関係数および周波数伝達関数比較があり、Fig.1に示す排気系において120以上の周波数伝達関数を測定した。

また、固有モード相関係数(MAC)は、0.8以上を目標とした。

Fig.11 に計算モデル精度検証の流れを示す。

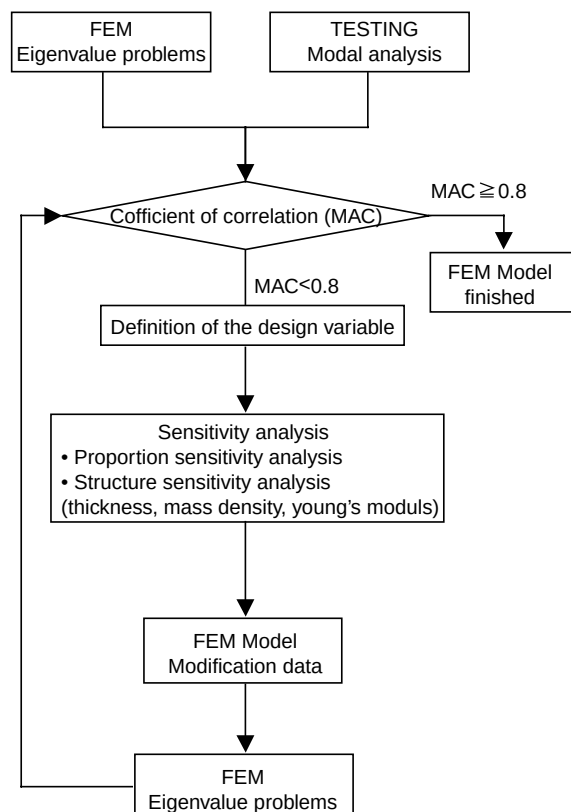


Fig.11 Flow chart for verifying correlation of accuracy

ここまで構築したモデルを使い車両搭載状態のエンジンと排気系を再現し、周波数伝達関数特性の検証を行った。

測定は、Fig.12に示すように排気系の後端部から加振機入力し、排気系懸架点の代表点としてPoint-A, Bでの振動加速度を出力した。振動吸収ジョイントは、フレキシブルジョイントと球面ジョイントの二通り行った。

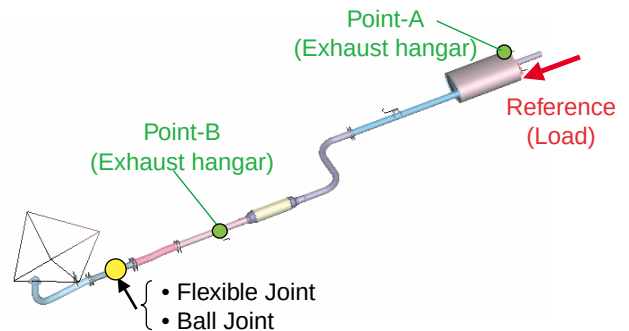


Fig.12 FE model of an exhaust system

フレキシブルジョイント付き排気系でのFRF検証結果をFig.13に示す。

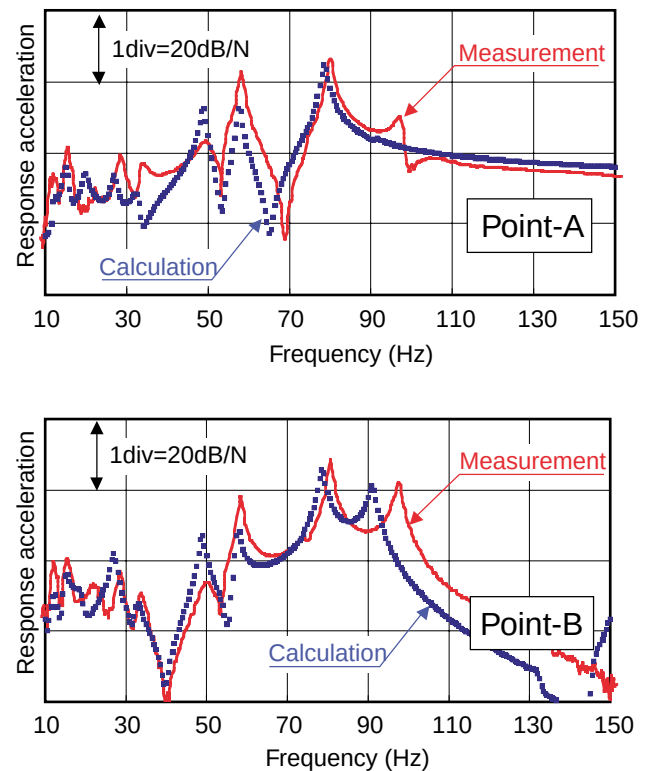


Fig.13 FRF comparison of point A and B in the flexible joint

同様に、球面ジョイント付き排気系でのFRF検証結果を Fig.14 に示す。

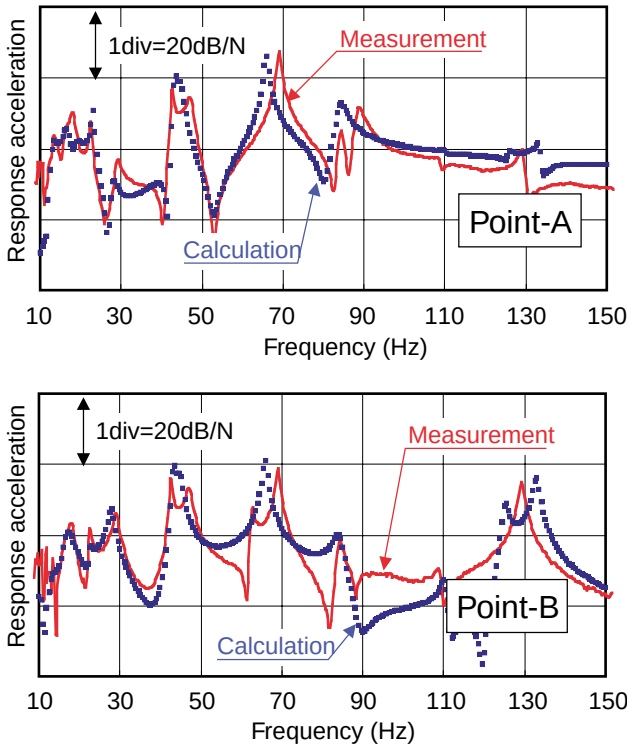


Fig.14 FRF comparison of point A and B in the ball joint

Fig.13, 14の結果から、共振ピークレベル、周波数共に精度良く合っていることが分かる。

以上のことから、エンジンを含んだ排気系全体の挙動が定量的に把握出来るようになった。

3. エンジン起振力算出法

エンジンの起振力は、ピストン、コンロッド、クランク等の部品をすべて剛体とみなしたモデルを用いて算出した。

(2), (3)

すなわち、ピストン、コンロッド小端部の往復運動、およびクランク、コンロッド大端部の回転運動それぞれの慣性力と筒内燃焼圧力によるクランク軸まわりの回転反力を気筒ごとに求め、最後に気筒間の位相差を考慮して足し合わせてエンジン全体の起振力とした。

なお、筒内燃焼圧力はテストで得られた複数サイクル分の圧力データを平均したものを用いた。

以下、慣性力および回転反力算出式の概略を示す。

Fig.15 においてピストン上死点位置からのピストン変位を S とすると

$$S = r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{4}rp(1 - \cos 2\theta) \quad \text{ただし } \rho = \frac{r}{l}$$

と表され、加速度は

$$\frac{d^2S}{dt^2} = r\omega^2(\cos\theta + \rho\cos 2\theta)$$

となる。

したがって、ピストン、コンロッド小端からなる往復部の質量を M_1 とすると往復部の上下方向慣性力は、

$$F_{1z} = -M_1r\omega^2(\cos\theta + \rho\cos 2\theta)$$

で求められる。

次にクランク、コンロッド大端からなる回転部の質量を M_2 とすると回転部の上下前後の慣性力はそれぞれ、

$$F_{2z} = M_2r\omega^2\sin\theta$$

$$F_{2x} = M_2r\omega^2\cos\theta$$

で求められる。

クランク回転反力は筒内燃焼圧力と先に求めた往復部の上下慣性力の和を F とすると次式で求められる。

$$F_c = F \cdot \frac{\sin\theta}{\sqrt{\frac{1}{\rho^2} - \sin^2\theta}} \cdot (r\cos\theta + l\sqrt{1 - \rho^2\sin^2\theta})$$

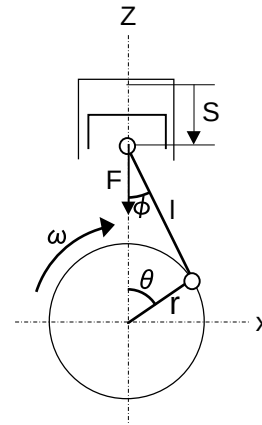


Fig.15

エンジン単体点火運転によるエンジンマウントでの実測と計算の振動加速度の検証結果を Fig.16 に示す。

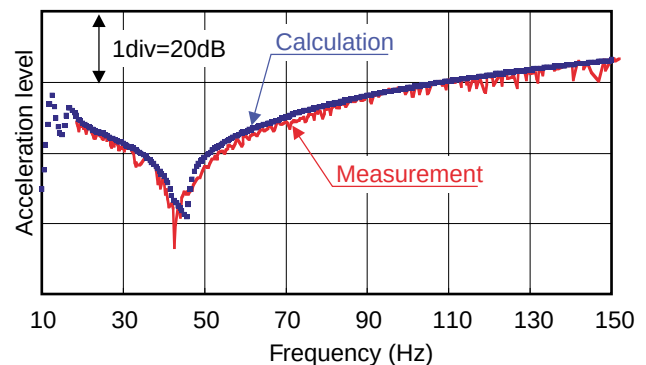


Fig.16 Response comparison in engine mount during firing

前述した Fig.12 の排気系モデルにおいてこのエンジン起振力を与えた時の Point-A, B での応答と実測ファイアリングでの応答比較を行った。

フレキシブルジョイント付き排気系での振動加速度の検証結果を Fig.17 に示す。

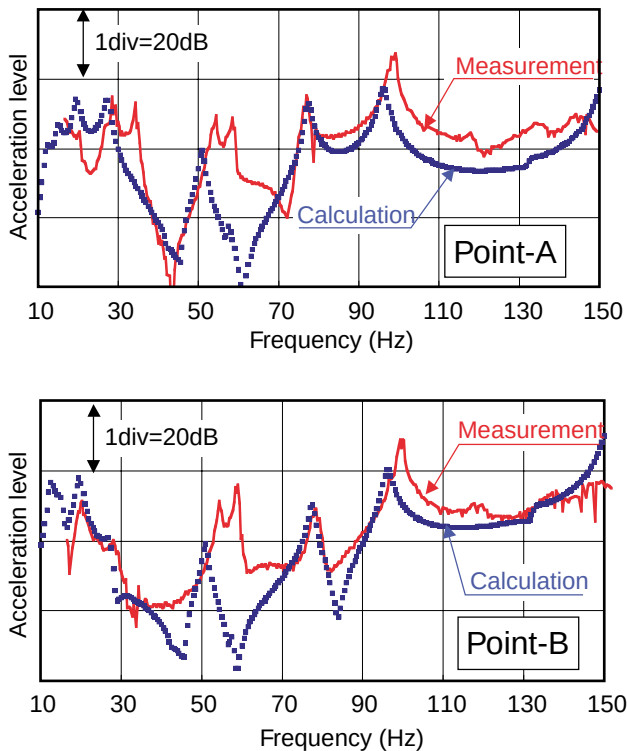


Fig.17 Response comparison in point A and B during firing in case of flexible joint

同様に、球面ジョイント付き排気系での振動加速度の検証結果を Fig.18 に示す。

Fig.17, 18の結果から、波形の傾向と共振ピークレベル、周波数共に精度良く合っているのが分かる。

以上のことから、排気系の懸架点からボデーへの伝達力が絶対値で得られ、その判断までが可能となった。

4. 排気系振動低減手法への適用

Fig.19 にある排気系 FE モデルに本手法を用いた事例を述べる。

今回の検討は、ボデーへの伝達経路である排気系懸架点の最適位置を検討した。

手法として、複数の排気系モードシェイプから節となりやすい位置を求め、そこへ懸架点を変更した。排気系後端部から入力し、メインマフラ懸架点での振動加速度の計算結果を Fig.20 に示す。同図のように排気系懸架点応答レベルの低減が推定でき、本予測技術の有効性が確認できた。

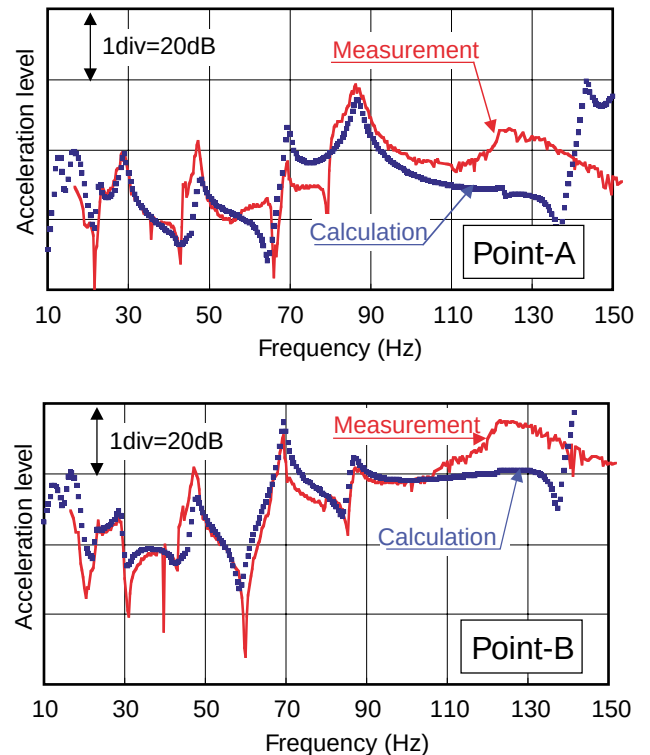


Fig.18 Response comparison in point A and B during firing in case of ball joint

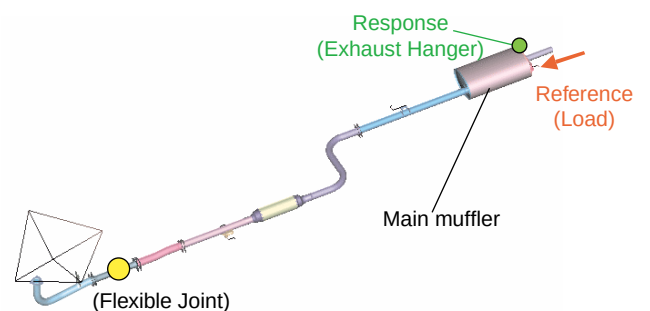


Fig.19 Structural model of an exhaust system

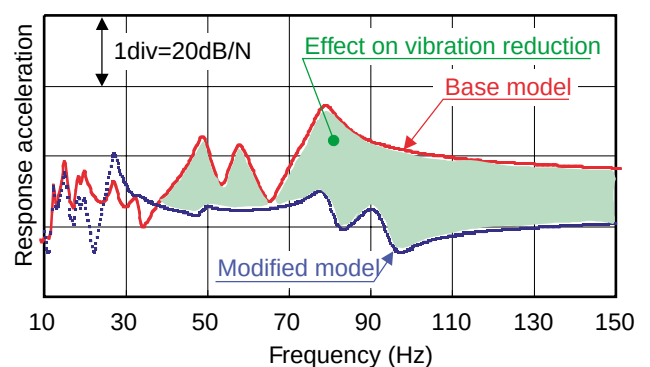


Fig.20 Response comparison at the hanger point

5. まとめ

現実に応じた高精度な排気系モデルを以下の手法によって構築した。

- (1)フレキシブルジョイント特性は、フレキシブルチューブが支配的であることから、その形状を忠実にモデル化した。また、他の構成部品は動特性を数値で与えた。
- (2)球面ジョイント特性は、球面ガスケットの特性でほぼ決定されるため、その動特性を数値として与えた。
- (3)エンジンまわりのモデルとしては、エンジンとミッションを剛体として扱い、実験により周波数伝達関数と測定位置から重心まわりの質量行列特性を得ることで構築した。
- (4)エンジン起振力は、各気筒ごとの構成部品の往復と回転運動による慣性力及び実際の筒内燃焼圧力による回転反力から、各気筒間の位相差を考慮することにより求めた。

その結果、精度の高い排気系 FE モデルと境界条件となるエンジンまわりのモデル化により、エンジンを含んだ排気系全体の現象解析が行えるようになった。さらに、エンジン剛体起振力を与えることにより実用上十分な精度で完成車 NV 事象に影響を与える排気系振動の予測が可能となった。

6. あとがき

試作車製作前の机上検討段階において有効活用させるために、固有价值解析から感度および構造解析まで一貫して解析できる予測技術ツールとエンジン起振力を求めるツールを開発者に提供した。

これらの技術を実際の車両に適用し、排気系振動を低減することができ、車両 NV の向上に貢献した。

参考文献

- (1)長松昭男：モード解析，東京，培風館，1993，307p
- (2)三浦登，福田水穂：4. 4 車両の振動騒音解析，自動車設計と解析シミュレーション，東京，培風館，1990，p.207-253
- (3)亘理厚：機械力学，東京，共立出版，1991，225p
- (4)奥住宏：加振実験によるパワープラント剛体特性の同定について，日産技報論文集，p.10-14 (1990)

■ 著 者 ■



中川 博 史



秋 山 英 和



結 城 一 敏



吉 本 秀 之



桜 井 雅 人