

高圧型燃料噴射ポンプ筐体の低振動化に関する一検討

本田 康裕*・児玉 知明**・若林 克彦*
樋口 賢***・木原 良治****

An Investigation on Reduction of the Vibration of a High-Pressure Type Fuel Injection Pump Body

Yasuhiro HONDA*, Tomoaki KODAMA**, Katsuhiko WAKABAYASHI*,
Satoshi HIGUCHI***, Ryoji KIHARA****

Abstract: This report refers to the vibration characteristics of a high-pressure type fuel injection pump body with and without a bracket by the free damping vibration experiments in order to reduce the noise and vibration of a higher pressure type fuel injection pump. Furthermore, the FEM method is applied on the theoretical analysis of the fuel injection pump body with and without the bracket to investigate the vibration characteristics. Comparing with the calculated results and the experimental ones, some important points to modify the vibration characteristics are certified and proposed.

Keywords: Diesel Engine, Fuel Injection, Experiment, Finite Element Method/Vibration, Free Vibration, High-Pressure Type, Fuel Injection Pump

要 旨: 本研究は、自動車用ディーゼルエンジンに使用される高圧型燃料噴射ポンプを対象に、その筐体とブラケットの振動低減について行っている。有限要素法による理論解析と自由減衰振動実験を行い、その整合性を検証した。その結果、いくつかの振動低減に関する点を確認した。

1. はじめに

近年の排出ガス規制・燃費規制など自動車用高速ディーゼルエンジンを取り巻く環境は年々厳しくなっている[1]~[8]。この対策の一つとして、燃料噴射ポンプ（以下、噴射ポンプと呼ぶ）の燃料の高圧噴射化が挙げられる[1]~[8]。日本国内および欧州などで市販されているディーゼルエンジン用燃料噴射ポンプは高圧にした燃料をコモンレールと呼ばれる蓄圧容器に貯え、電磁弁を使って、各気筒の噴射を制御するコモンレール方式での対応

が主流である。これにより、PM (Particulate Matter)・黒鉛などの有害成分排出削減に寄与している。しかし、中国を中心とするアジア諸国では、列型式噴射ポンプが経済的理由などから主流である。機械式噴射ポンプの高圧化は、エンジン騒音・振動の原因となるばかりではなく、カム軸のトルク変動、ねじり振動の増大により燃料噴射時期を狂わす原因となっている。本研究は、一般的な高圧型燃料噴射ポンプを対象に、カム軸などの支持体である筐体とシリンダブロックに噴射ポンプを固定するブラケットの振動特性を把握し、更に高圧化される噴射ポンプの軽量化および高剛性化への検討を行い、低振動および低騒音化への提案をする。

2. 供試燃料噴射ポンプの諸元

本研究で使用する供試噴射ポンプは、直列6シリンダ、8 literクラスの自動車用高速ディーゼルエンジン用で、その筐体およびブラケットの主要諸元を Table 1 および Table 2 に示す。

3. 自由減衰振動実験

噴射ポンプ筐体およびブラケットを対象に、単体およ

* 工学部機械情報工学科 教授 工学博士
Professor, Department of Mechanical Engineering and Applied Information Technology, Faculty of Engineering, Dr. of Engineering

** 工学部機械情報工学科 技術職員
Technical Staff, Department of Mechanical Engineering and Applied Information Technology, Faculty of Engineering

*** 大学院工学研究科修士課程機械工学専攻 大学院生
Graduate Student, Program in Mechanical Engineering, Graduate School of Engineering

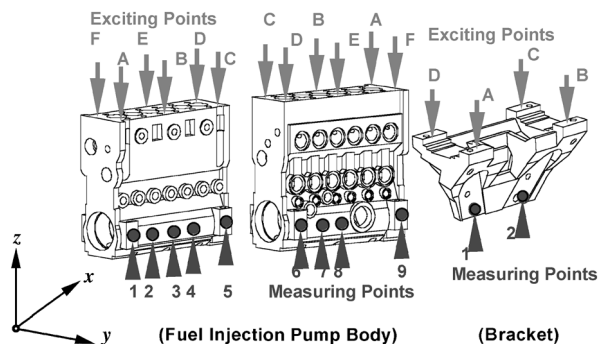
**** 早稲田大学理工学総合研究センター
Advanced Research Institute for Science and Engineering, Waseda University

Table 1 Main Specifications of Test Fuel Injection Pump Body

Items	High Pressure Type Fuel Injection Pump (TICS)
Type	107692-1180(MD)
Number of Cylinders	6
Mass (Body)	5.17 kg
Material	JIS H5202
Maximum Injection Pressure	140 MPa
Size	221 X 218 X 75 mm

Table 2 Main Specifications of Test Fuel Injection Pump Bracket

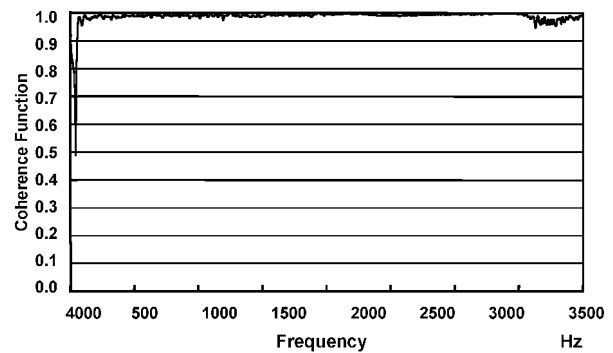
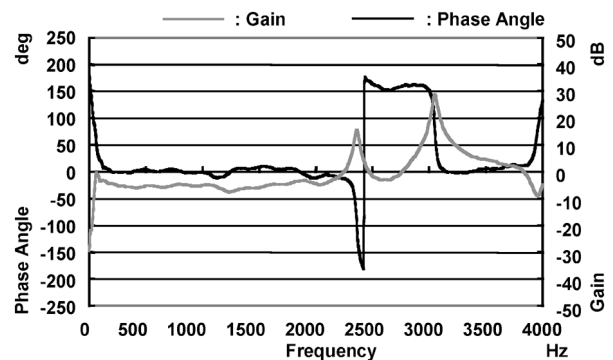
Items	High Pressure Type Injection Pump (TICS)
Mass	3.70 kg
Name of Engine	6BG1
Materials	Cast Iron

**Fig. 1** Exciting Points and Measuring Points of Test Fuel Injection Pump Body and Bracket

び両者のボルト結合時の3種類の振動特性を把握するために、自由減衰振動実験を行う。

3.1 実験方法および実験結果の信頼性について

本実験は、ハンマリングによる自由減衰振動実験をインパルスハンマと3次元加速度ピックアップを使用して行う。この実験の打撃点・測定点をFig. 1に示す。供試体自体の振動特性を把握するためには、供試体の支持台などの影響を排除する必要がある。これまで供試体を糸で吊す方式（糸吊り方式）や供試体の下面などにスポンジやラバーを敷く方式（クッション浮かし方式）を試みた。その実験結果の信頼性の指標となるコヒーレンス関数を調べたところ、クッション浮かし方式でのコヒーレンス関数は、測定周波数範囲において0.95以上の値を示し、糸吊り方式に比べて信頼できることを確認した。この値を保持すれば、実験の繰り返し回数を16回程度考慮すれば良いことになる。クッション浮かし方式による自由減衰振動実験のコヒーレンス関数の一例をFig. 2に示す。なお、実験はエンジン騒音のうち、機械騒音が主流となる周波数範囲0から4000 Hzとする。

**Fig. 2** Coherence Function of Test Fuel Injection Pump Body**Fig. 3** Transfer Function of Fuel Injection Pump Body (Exciting Point: A, Measuring Point: 4, x-Direction)

3.2 各供試体の打撃位置と測定位置

噴射ポンプ筐体のインパルスハンマの打撃位置と3次元加速度ピックアップを装着する測定位置は、プランジャに発生する力の方向を考慮して、筐体上部6点と筐体下部側面9点とした。ブラケットは、シリンダブロック取り付けボルト位置を測定位置とし、打撃位置は筐体装着ボルト位置とする。両者結合時は、筐体上部を打撃位置とし、測定位置は結合部とする（Fig. 1参照）。

3.3 自由減衰振動実験結果

単体および両者結合時の実験結果の一例をFig. 3からFig. 5に示す。いずれのコヒーレンス関数も、概ね0.95以上を示したが、一部低い値を示す周波数域では、共振モードがなければ、解析の対象外とした。筐体に比べ、ブラケットは低い周波数帯に多くの振動モードが存在していることがわかる。これは、結合時にも現れ、一層複雑な振動モードが混在していることがわかる。筐体単体では、3次モードまで測定周波数範囲に現れている。ブラケットや結合時では、振動次数の異なる振動モードが近接している周波数帯域がある^{[9]–[13]}。これらの結果をTable 3に示す。

4. 有限要素法によるモード解析

自由減衰振動実験結果をもとに振動モード解析を行い、有限要素法（以下、FEMと呼ぶ）解析用計算モデ

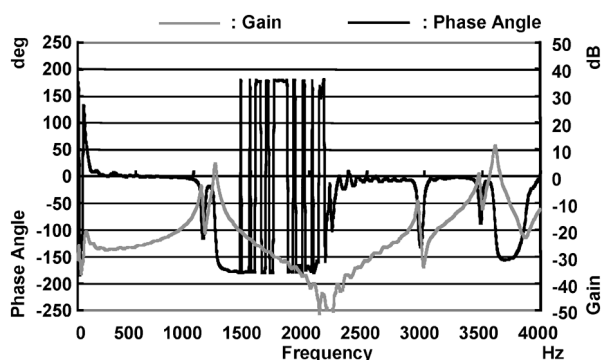


Fig. 4 Transfer Function of Fuel Injection Pump Bracket (Exciting Point: A, Measuring Point: 2, x-Direction)

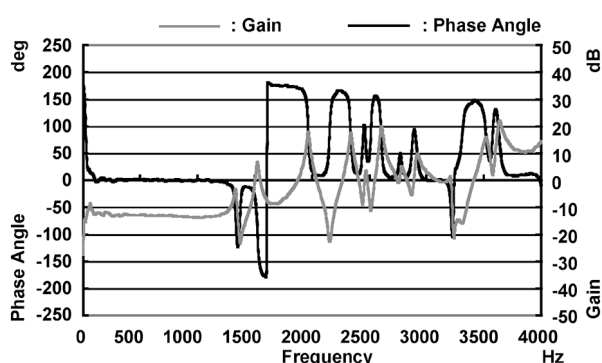


Fig. 5 Transfer Function of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Exciting Point: D, Measuring Point: 4, x-Direction)

Table 3 Comparison between Measured and Calculated Values

Mode	Pump Body		Bracket		Body with Bracket	
	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.
1	2310	2278	897	967	1467	1438
2	2860	2671	1116	1107	1775	1740
3	3917	3988	2946	2774	2460	2547
4	Out of Range	Out of Range	3478	3481	2728	2700
5			3610	3561	2871	2888
6			Out of Range	Out of Range	3080	3059
7					3190	3139
8					3360	3377
9					3510	3418
10					3770	3856
11					3940	3926

ルの作成の参考とした^{[14]-[16]}。本研究で用いた FEM 解析コードは PATRAN および NASTRAN である。

4.1 解析用計算モデル

本供試噴射ポンプの筐体の計算モデルはできる限り実形状を再現することに留意し、筐体内部における貫通穴の交差の再現性には、特に注意した。その結果、コンピュータの計算能力の向上や FEM の改善等の恩恵もあり、十分に再現性の高い計算モデルを作成することができた。ブラケットは鋳造品であるため、詳細な形状を再

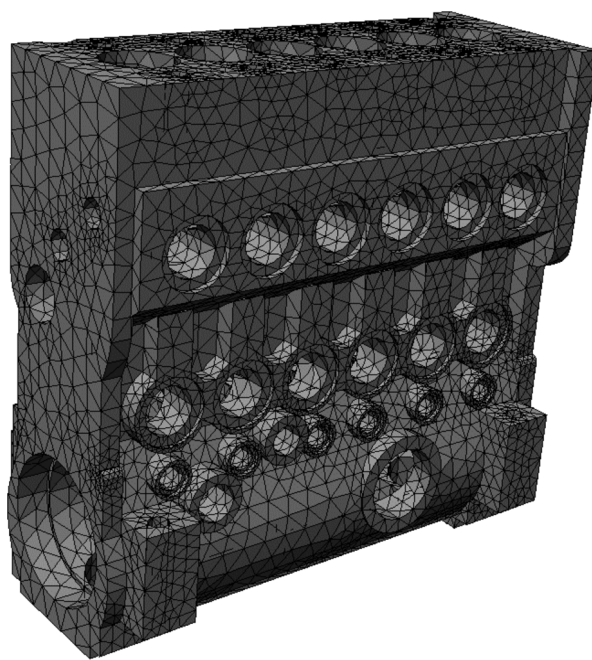


Fig. 6(a) Analysis Model of Finite Element Method (Fuel Injection Pump Body)

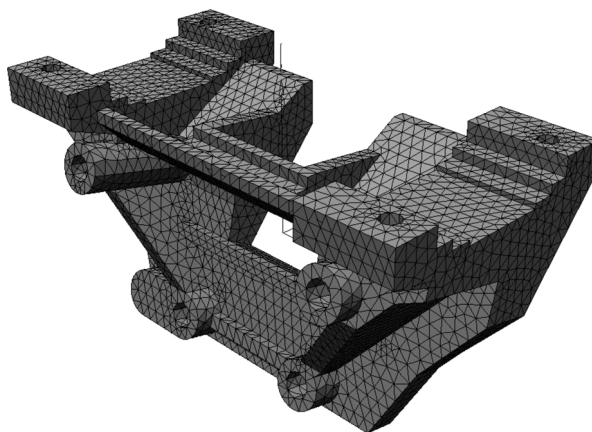


Fig. 6(b) Analysis Model of Finite Element Method (Fuel Injection Pump Bracket)

現することができないが、できるだけ忠実に形状を再現できる計算モデルにした。いずれのモデルも、自由減衰振動実験にあわせて無拘束条件のもとで計算し、その結果が実験結果に整合していることを確認した。その後、実際にエンジンに装着される拘束条件を想定して計算を行った。なお、結合計算モデルは、コンピュータの処理能力から、単体の FEM 解析結果をもとに解析に影響しない部分のメッシュ分割を粗くして、計算モデルの作成を行った。それらを Fig. 6 (a), (b), (c) に示す。なお振動モデルの要素数と節点数は、おのおの筐体：84531・137535、ブラケット：18201・30158 および結合モデル：86485・145650 である。

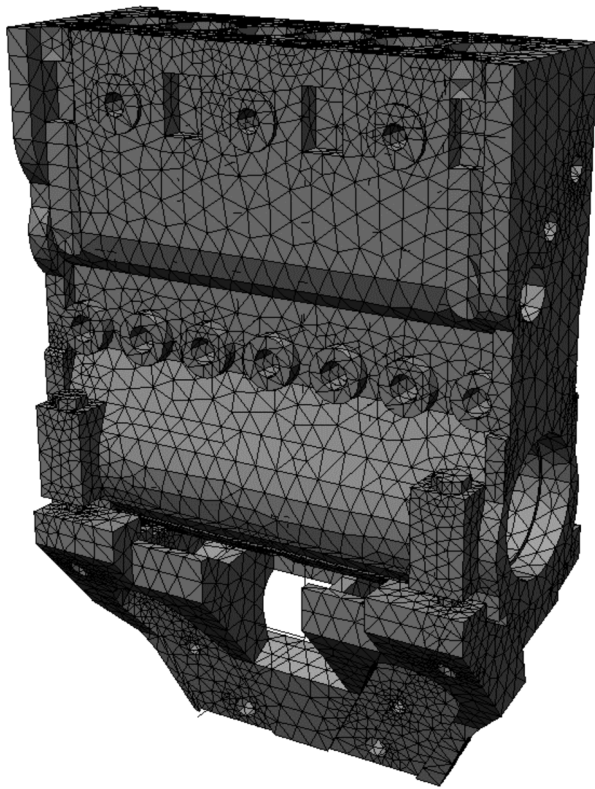


Fig. 6(c) Analysis Model of Finite Element Method (Fuel Injection Pump Body with Bracket)

4.2 計算結果と実験結果の比較（無拘束条件）

三者（筐体・ブラケット・結合時）の固有周波数の計算結果を Table 3 に示す。いずれも実験結果に対して5%以内の誤差範囲にあり、計算モデルの妥当性を確認できた。さらに、各振動モードの変位方向の位相も合わせて検討した。

4.3 供試体の振動モード（拘束条件）

Fig. 7 から Fig. 10 に、各供試体の測定周波数範囲内に現れる振動モードの一例を示す。筐体単体および結合時の測定周波数範囲にある振動モードの大半で、カム軸孔部（カム軸ジャーナル部）に振動応力の集中がみられる。その一方で、筐体上部は変位が大きく生じるものの、振動応力は低い。ブラケットおよび結合時には、結合ボルト孔周辺部に応力集中がみられる。これらより、筐体上部の薄肉化が可能である一方、カム軸孔部の剛性向上が必要であることがわかる。特に、カム軸孔部周辺は筐体の変形のみではなく、カム軸のトルク変動を考慮すると、大幅な剛性向上が必要である。

5. 軽量化および剛性向上の改善に関する検討

噴射圧力の高圧化に対応するためには、前述のように支持体である筐体およびブラケットの軽量化または剛性向上が必要不可欠である。ここでは、拘束条件下で行った計算結果から、

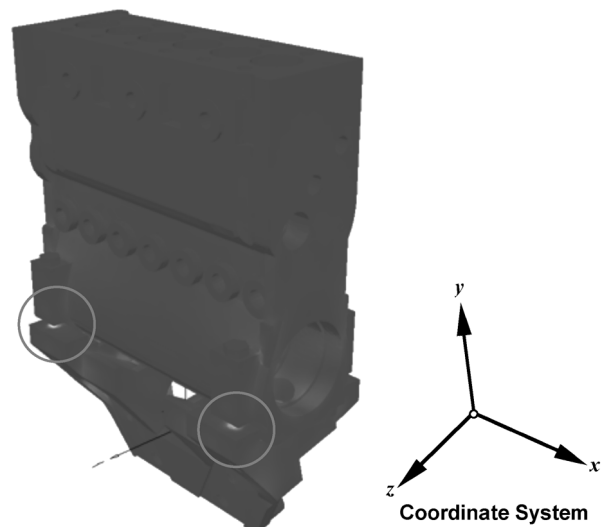


Fig. 7 1st Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Change of Restraint Condition, Natural Frequency: 394 Hz)

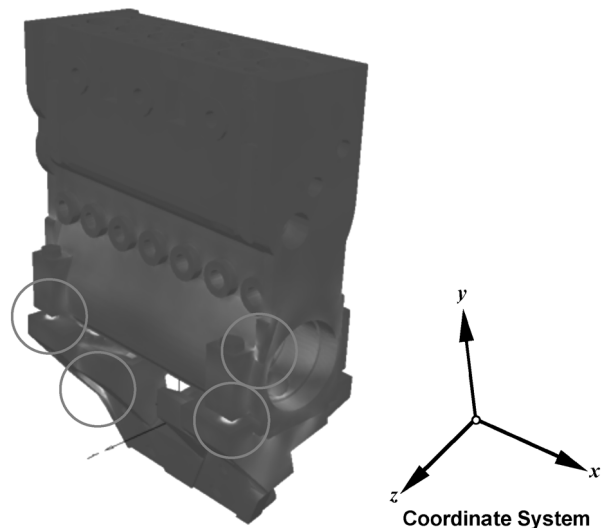


Fig. 8 2nd Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Change of Restraint Condition, Natural Frequency: 949 Hz)

[1] 筐体上部の薄肉化（軽量化）

[2] カム軸孔部の厚肉化（剛性向上）

[3] ブラケットの材質変更（軽量化）

の3点の変更を作成した計算モデルに反映させて振動特性を検討する。

5.1 筐体の軽量化と剛性向上の効果

筐体上部を高さ方向（鉛直方向）に5 mm 減らし、カム軸孔部を3 mm および5 mm 厚くしてFEM 解析を行ったところ、筐体の質量は1.60%減少し、各振動モードの固有周波数が約1.02%から1.30%上昇した。振動モードにもよるが、これは単に剛性向上効果だけではなく、筐体上部の慣性質量の低減効果にもよる。特に、ねじり

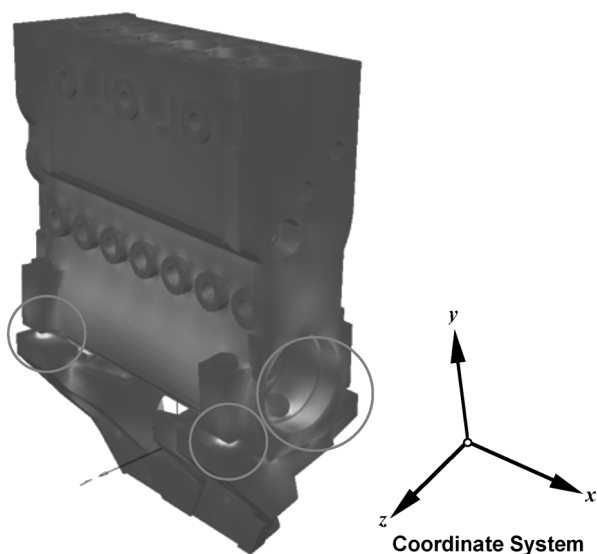


Fig. 9 3rd Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Change of Restraint Condition, Natural Frequency: 1113 Hz)

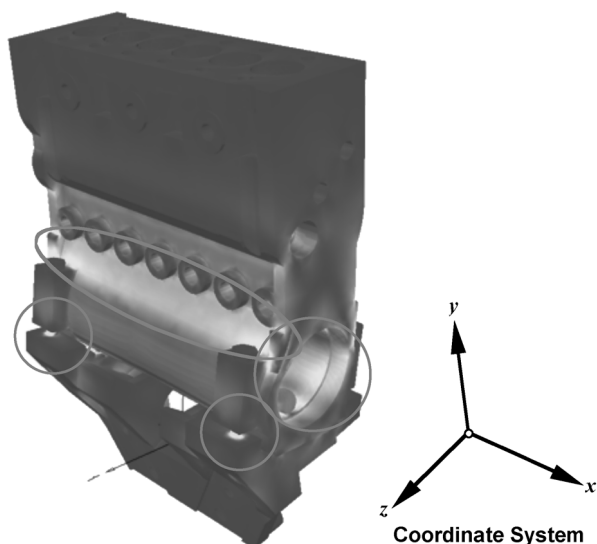


Fig. 10 4th Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Change of Restraint Condition, Natural Frequency: 1824 Hz)

モードや曲げモードでは、両者の相乗効果がみられる (Fig. 11 および Fig. 14 参照)。

5.2 ブラケットの軽量化

ブラケットの材質を鋳鉄からアルミニウム合金に変更して同様の解析を行った。質量の軽量化により各振動モードの固有周波数が上昇する効果が現れているとともに、近接した隣接モードの固有周波数が離れ、複数モードの同時発生を避けることが可能となった (Fig. 12 および Fig. 15 参照)。

5.3 結合時の軽量化と剛性向上の効果

結合時の効果は単体時と同じようにみられるが、質量

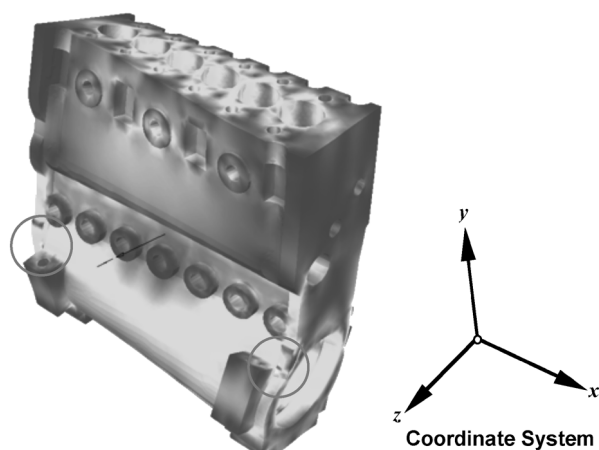


Fig. 11 3rd Mode of Fuel Injection Pump Body (Natural Frequency: 3970 Hz)

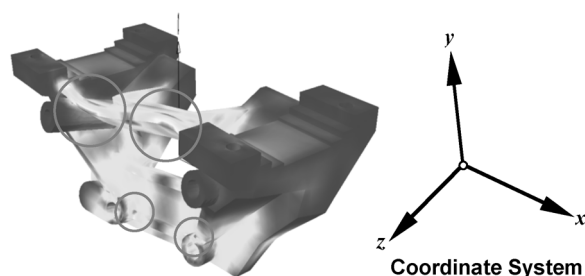


Fig. 12 3rd Mode of Fuel Injection Pump Bracket (Natural Frequency: 3355 Hz)

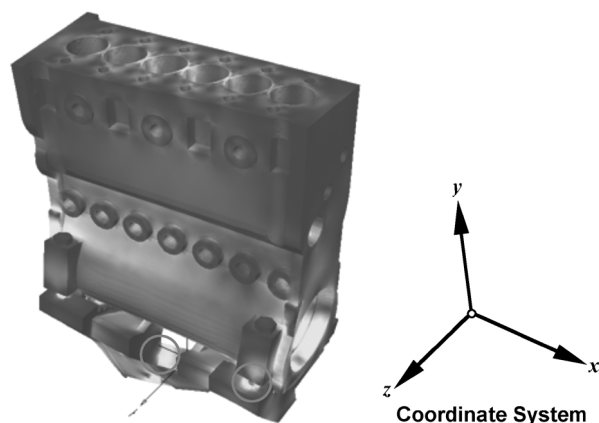


Fig. 13 3rd Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3082 Hz)

低減はブラケットの方が筐体よりも大きいいため、慣性質量低減効果は筐体に現れている。逆に、ブラケットは筐体の剛性向上が中心のため、慣性質量低減効果が現れにくい結果となった。また、結合ボルト周辺部は、応力集中が起きているものの両者の効果がわずかながら現れている (Fig. 13 参照)。この対策としては、

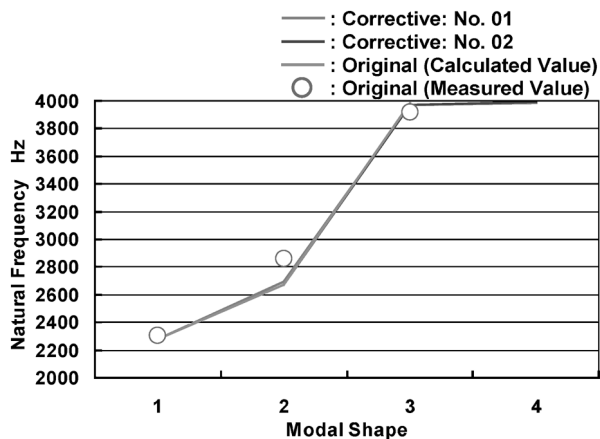


Fig. 14 Comparison among Calculated and Measured Value of Natural Frequency (Fuel Injection Pump Body)

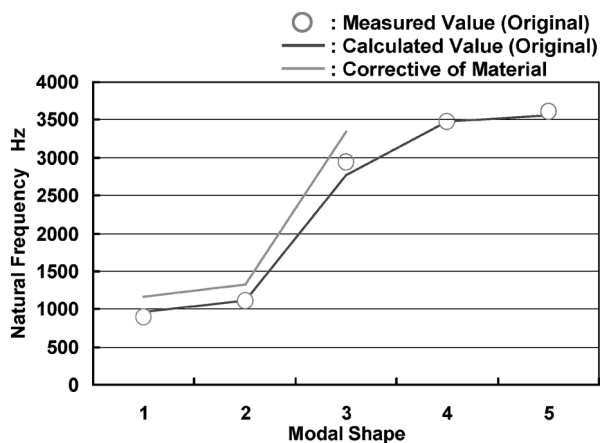


Fig. 15 Comparison among Calculated and Measured Value of Natural Frequency (Fuel Injection Pump Bracket)

- [1] 筐体とブラケットの一体化
- [2] 結合ボルト本数の増加
- [3] ブラケット構造の見直し
- [4] カム軸孔と結合ボルト位置関係の見直しなどが考えられる。

6. ま と め

燃料噴射ポンプの筐体およびブラケットを対象に、その振動特性を把握して低振動化への検討を行った結果、次のような知見を得た。

- [1] 忠実な FEM モデルの作成により、振動特性を把握することができるとともに、低振動化への検討が可能とした。
 - [2] 結合モデルの振動特性では、ブラケットの影響が大きいことが確認できた。
 - [3] 低振動化への改善案を提案し、その効果を確認することができた。
- 以上のことを踏まえ、今後、エンジン装着時の噴射ポンプを想定した研究を続けていく予定である。また、本研究でご協力いただいた関係各位に、謝意を記します。

参 考 文 献

- [1] 自動車技術会：自動車技術ハンドブック基礎・理論編，第1章，第7章（1999）P. 1-85, P. 247-337.
- [2] 伊藤：コモンレール，エンジンテクノロジー，Vol. 1, No. 4（1999）P. 46-48.
- [3] 藤村・都築・高橋・安西・菱沼・永谷：小型直噴ディーゼルエンジン用電子制御式高圧噴射ポンプの開発，自動車技術，Vol. 52, No. 4, No. 9834727（1998）P. 68-73.
- [4] 岡本・松井：ディーゼルエンジンの燃料噴射系(2)，エンジンテクノロジー，Vol. 2, No. 2（2000）P. 76-81.
- [5] 藤沢・川合：ディーゼル噴射装置（1998）山海堂.
- [6] 石渡ほか：ディーゼル噴射率制御技術における近年の進展，自動車技術，Vol. 47, No. 10（1993）.
- [7] 大久保：燃料噴射装置入門（1979）山海堂.
- [8] William K. Toboldt, Larry Johnson: *Automotive Encyclopedia*, Fuel Injection（1977）P. 299-314, Goodheart-Willcox Company, Inc.
- [9] 倉部：図説モード解析（1985）大河出版.
- [10] 長松：モード解析（1985）培風館.
- [11] 櫻井・星野：自動車技術会技術報告シリーズ28 トラック開発における振動問題への試み/自動車技術会 P. 405.
- [12] 鈴木・山内・赤堀：自動車技術会技術報告シリーズ28 構造最適化システムの開発と適用，自動車技術会 P. 198.
- [13] 長松：モード解析入門 5章 コロナ社.
- [14] 高西：CAD 攻略マガジン，一はじめての有限要素解析—（2002）P. 34-42.
- [15] 小坂ほか：燃料噴射ポンプの振動特性に関する基礎研究，自動車技術会1999年秋季学術講演会講演前刷集，No. 9941764（1999）P. 17-20.
- [16] 古谷ほか：CAD データを用いた有限要素解析によるエンジン音振性能開発期間の短縮，MSC. Software ソリューションフォーラム2000，MSC-18-002.

付録 1

改良を加えたブラケット付き燃焼噴射ポンプの各振動モードを Fig. A-1 から Fig. A-10に示す。

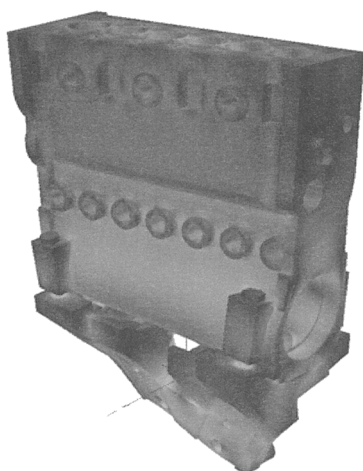


Fig. A-1 1st Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 1438 Hz)

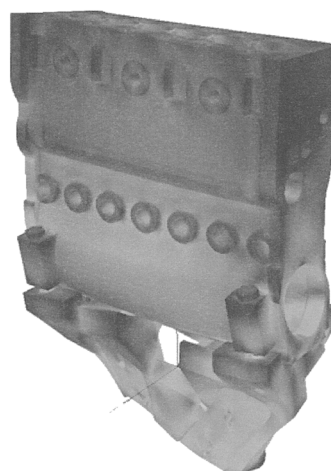


Fig. A-4 4th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 2700 Hz)

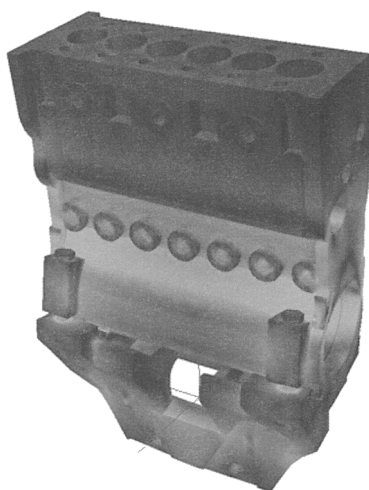


Fig. A-2 2nd Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 1740 Hz)

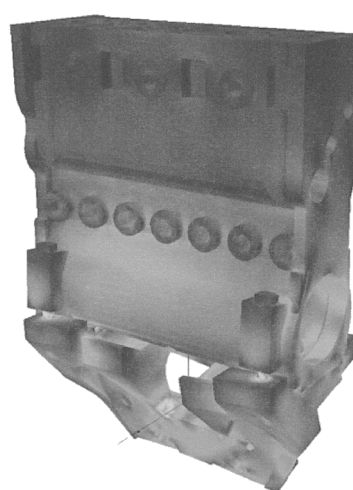


Fig. A-5 5th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 2888 Hz)

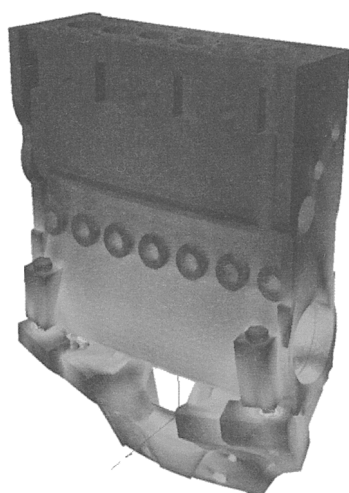


Fig. A-3 3rd Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 2547 Hz)

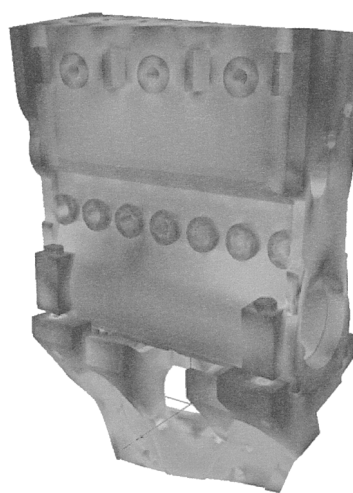


Fig. A-6 6th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3059 Hz)

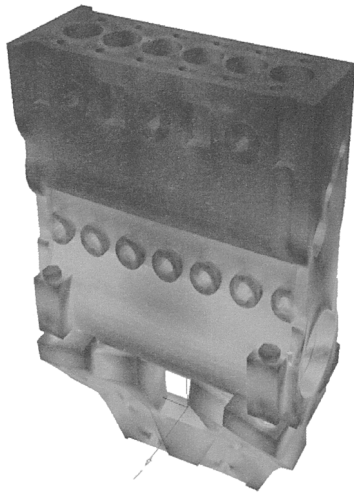


Fig. A-7 7th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3139 Hz)

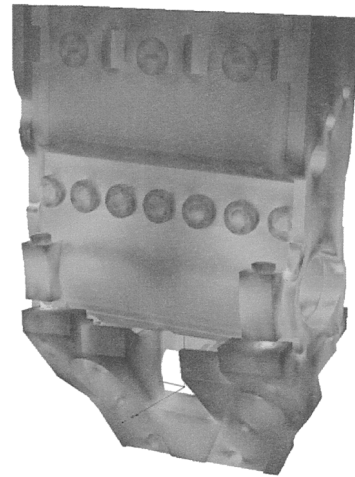


Fig. A-9 9th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3418 Hz)

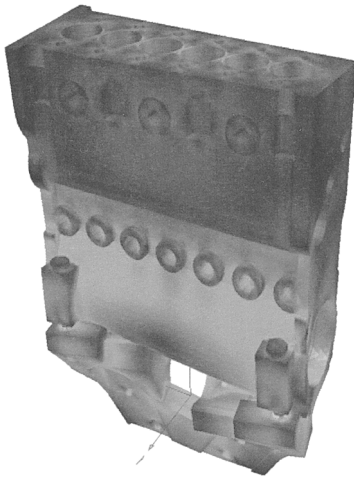


Fig. A-8 8th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3377 Hz)

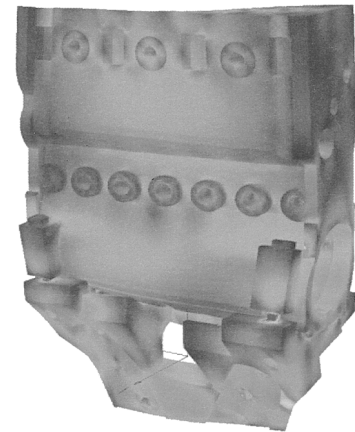


Fig. A-10 10th Vibration Mode of Fuel Injection Pump Body with Bracket (Natural Frequency: 3856 Hz)