

エンジン燃焼起因振動の伝達・減衰特性
(Transmission and Decay Characteristics of
Combustion-Induced Vibration in Engines)

2022年9月

山口大学大学院創成科学研究科

環境共生系専攻

小口 瞳史

目次

第1章 緒言

1.1 研究背景.....	1
1.2 過去の関連研究.....	3
1.3 本研究の目的.....	7

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

2.1.1 供試エンジン.....	8
2.1.2 燃料噴射装置.....	8
2.1.3 燃焼室形状.....	9
2.1.4 燃焼解析装置.....	10
2.1.5 吸気量測定装置.....	10
2.1.6 吸排気温度測定装置.....	10
2.1.7 エンジン暖機・冷却装置.....	11
2.1.8 気温, 湿度, 気圧測定装置.....	11
2.1.9 実験データ測定装置.....	12
2.2 供試コンロッド.....	12
2.3 発火運転実験方法.....	14
2.4 パーツ加振試験方法.....	14
2.5 シミュレーション.....	16

第3章 解析方法

3.1 高速フーリエ変換.....	32
3.2 1/3 オクターブバンド解析.....	32
3.3 ウェーブレット変換.....	33

3.4	時間・周波数依存燃焼騒音発生モデル.....	34
3.5	エンジン騒音パワーの算出方法.....	36
3.6	燃焼衝撃パワーの算出方法.....	37
3.7	減衰率 c の算出方法.....	38
3.8	振動伝達効率 η_{vc} の算出方法.....	40
3.9	伝達放射係数 G の算出方法.....	40
3.10	パーツ加振試験におけるモード減衰比算出方法.....	40

第4章 振動エネルギーの減衰について

4.1	エンジン振動エネルギー減衰に関する概要.....	43
4.1.1	計測音源位置特定.....	43
4.1.2	減衰率の音源位置依存性.....	44
4.1.3	減衰率の周波数依存性.....	45
4.1.4	燃料噴射時期の減衰率への影響.....	46
4.1.5	燃料噴射圧力の減衰率への影響.....	46
4.1.6	最大筒内圧力上昇率の減衰率への影響.....	47
4.1.7	最大燃焼衝撃エネルギーに基づく考察.....	47
4.1.8	まとめ.....	48
4.2	減衰に関する要素① パーツ内部減衰.....	49
4.3	減衰に関する要素② パーツ結合部減衰.....	49
4.3.1	結合ブロック加振試験.....	49
4.3.2	結合ブロック実固有値解析.....	50
4.3.3	発火運転実験によるすべり摩擦の調査.....	51
4.4	減衰に関する要素③ パーツ間接触部減衰・伝達特性.....	51
4.5	減衰要素の実稼働シミュレーションへの実装.....	54

第5章 振動エネルギーの伝達について	
5.1 主軸受粗さ接触が振動伝達効率におよぼす影響.....	106
5.1.1 エンジンオイル粘度の影響.....	107
5.1.2 軸受形状の影響.....	110
5.2 コンロッド肉抜き部形状が振動伝達効率におよぼす影響.....	112
5.3 実稼働シミュレーションにおける振動伝達効率の問題点と改善案.....	117
第6章 結言	139
参考文献	141
記号表	152
謝辞	154

第 1 章 緒言

1.1 研究背景

ディーゼルエンジンは長年にわたり船舶，発電機，農業機械，トラック，普通自動車等多くの用途に使われており，ディーゼルエンジンを搭載した輸送機器等は現代の我々の社会には欠かせない存在といえる．2020年10月，日本政府は，2050年までに温室効果ガスの排出を全体としてゼロにするカーボンニュートラルを目指すことを宣言した⁽¹⁻¹⁾．欧州連合の欧州委員会が2035年にハイブリッド車を含む内燃機関搭載車の事実上禁止する方針を打ち出すなど⁽¹⁻²⁾，電動自動車がカーボンニュートラルの切り札とされる向きも見られるが，走行時の排出CO₂のみならず製造・維持・廃棄も含めた総合的なCO₂排出量を考慮するライフサイクルアセスメント(LCA)という視点においては，走行距離や発電方法次第で電動自動車より純内燃機関車の方が，CO₂排出量が少ないという報告もある⁽¹⁻³⁾．また内燃機関を使用しつつもカーボンニュートラルを達成する代表的な手段として，バイオ燃料がある．サトウキビなどの陸上植物から作られるもの⁽¹⁻⁴⁾や藻類から作られるもの⁽¹⁻⁵⁾⁽¹⁻⁶⁾，廃調理油を用いるもの⁽¹⁻⁷⁾⁽¹⁻⁸⁾などがあり，その一部は既に実用化されている⁽¹⁻⁹⁾．バイオ燃料に限らず，水素⁽¹⁻¹⁰⁾⁽¹⁻¹¹⁾⁽¹⁻¹²⁾⁽¹⁻¹³⁾や，再生可能エネルギー由来の水素から生成した e-fuel⁽¹⁻¹⁴⁾，アンモニア⁽¹⁻¹⁵⁾など，化石燃料以外の様々な代替燃料の研究開発が進んでおり，また日本の産業を支えてきたという経緯からも，内燃機関の排除はすべきでないといえる．

自動車性能において様々な評価指標が存在し，低騒音性もその一つ

である。騒音は走行性能等と比較して誰でも感じるができることから、自動車の商品性向上という観点からも騒音低減が求められている。

自動車が発生する環境問題は多くあるが、騒音もまた重要な環境問題の一つである。Babisch⁽¹⁻¹⁶⁾は、道路交通騒音と循環器系疾患の関係を調査し、疾患リスクの増加は等価騒音レベルで 60 dBA 以上においてみられると報告した。また、Vermeer ら⁽¹⁻¹⁷⁾は、騒音や騒音起因のストレスの効果として、難聴、不快感や行動・思考の妨害、循環器系への影響、妊婦の騒音暴露による胎児の体重の影響の可能性、睡眠障害などを報告している。さらに、Hansell ら⁽¹⁻¹⁸⁾は、飛行機騒音と循環器疾患のリスクは、昼間騒音と夜間騒音の双方において統計的に著しい線形関係を示すと報告している。騒音公害の健康への影響の対策として、WHO 欧州事務所は 2018 年、環境騒音ガイドラインを発表し、道路の 24 時間等価騒音レベルは 53dB 以下、夜間の平均騒音は 45dB 以下と強く勧告した⁽¹⁻¹⁹⁾。環境省は、騒音に係る環境基準として、昼間の幹線道路における等価騒音レベル基準値を 70 dB 以下としている⁽¹⁻²⁰⁾。また国際的な車外加速走行騒音規制である UN-ECE R51-03 が存在することからも、自動車やトラック等の騒音はより低減していく必要がある。

ディーゼルエンジンに起因する大きな環境問題として排気問題が存在するが、一般にディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べ NOx、スモーク等の排気エミッションが多いため、その低減が必須である。その低減方法として、多くのコストを要する後処理装置を必要とせず低エミッション化できる予混合圧縮着火方式が着目されている

(1-21)(1-22). 一方、予混合圧縮着火方式は筒内圧力上昇率が急激になることが一般に知られ、筒内圧力上昇率と密接な関りを持つ燃焼騒音が従来エンジンに比べ大きくなるため、その運転領域を拡大するためには低騒音化が必要となっている(1-23).

以上より、自動車の騒音低減は必須といえ、また自動車騒音の寄与度が高いとされる(1-24)エンジン騒音の低減が求められているといえる.

また、自動車のみならず船舶においても騒音が睡眠に影響を及ぼすことが報告されており(1-25)、高速ディーゼルエンジンを搭載した船舶で勤務していた筆者の経験からも、エンジン騒音低減の要求は高いといえる.

1.2 過去の関連研究

自動車加速走行騒音の主要音源は、エンジン騒音、排気系騒音、吸気系騒音、冷却系騒音、駆動系騒音、タイヤ騒音とされており(1-26)、エンジン騒音はさらに、燃焼による急激な圧力上昇による燃焼衝撃がシリンダ内壁・ピストンを加振することによって生じる燃焼騒音、ギアやバルブなどの衝撃によって生じる機械騒音、ピストンスラップに代表される燃焼誘起機械騒音に大別することができる(1-27). 本研究で注目する、燃焼騒音原因となる燃焼起因振動の主な振動伝達経路は、ピストン→クランクシャフト→シリンダブロックとされ(1-26)、燃焼騒音を低減させる手法は主に燃焼制御のアプローチと構造面からのアプローチに大別することができる.

燃焼制御からのアプローチについて、大島(1-27)は、燃焼圧力による

騒音対策として、燃料噴射時期のコントロール、燃焼室形状の工夫、パイロット噴射等による燃焼の緩慢化を挙げている。冬頭ら⁽¹⁻²⁹⁾は二段予混合燃焼の一段目の燃焼騒音を二段目の逆位相燃焼騒音で消音する消音スパイク燃焼を提唱し、中山ら⁽¹⁻³⁰⁾、Mikami ら⁽¹⁻³¹⁾、池田ら⁽¹⁻³²⁾、Fuyuto ら⁽¹⁻³³⁾によってその効果が確認された。Mikami らは消音スパイク燃焼を燃焼衝撃と放射騒音の時間・周波数解析で確認し、また、時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルから予想される最大騒音パワーと最大燃焼衝撃エネルギーの線形関係が消音スパイク燃焼時に成立することを確認している。Fuyuto らは、消音スパイク燃焼が二段燃焼のみならず多段燃焼においても発生することを確認している。小澤ら⁽¹⁻³⁴⁾は、ピエゾ素子への印加電圧、電流を制御することで針弁リフト量および上昇速度を高い自由度で制御可能とした直動ピエゾインジェクタを用いることで、圧縮圧からの燃焼による急激な圧力上昇を緩和し段差の少ない筒内圧波形を作り出す複雑な噴射制御を実現し、燃焼騒音の低減を実現した。

構造面からのアプローチとして、白橋ら⁽¹⁻²⁶⁾は、シリンダブロックの剛性向上、オイルパン等の防振支持、吸音材、遮蔽などによる騒音対策を挙げている。新倉⁽¹⁻³⁵⁾は、シリンダブロックの構造変更による共振回避、クランクシャフトの剛性向上による振動低減、クランクシャフトのダンパによる制振、ヘッドカバー等カバー類の形状変更による振動特性変更、制振材料貼付による振動特性変更、防振ラバー等による振動絶縁による騒音低減手法を挙げている。直江⁽¹⁻³⁶⁾は、天然ガス自己着火エンジンに関し、同等筒内圧力変化率において、ストローク/ボア比を大きくさせると、ボアが縮小するため燃焼荷重が低減し、

その効果により燃焼騒音が低減することを報告している。直江ら⁽¹⁻³⁷⁾は、コンロッドとクランク軸の間にリンクを設ける複リンク式エンジンとすることで、圧縮上死点におけるピストン挙動が従来エンジンに対して緩慢化する特性によって燃焼が緩慢化し、燃焼騒音を低減することができることを報告している。

騒音規制達成のためには騒音を低減することが必須であるが、自動車の商品性という観点からすると、「心地良い音」は乗車する人によって千差万別であり、必ずしも音を小さくすることが正解とは限らない。Torii ら⁽¹⁻³⁸⁾は、振幅変調音の聴覚的な変動感を定量化した心理音響尺度である「変動強さ」から算出される、DCNI という独自の音質評価指標を用いることで、燃焼騒音の音質改善を効率化することができるとした。Tanaka ら⁽¹⁻³⁹⁾は、二輪車排気音の主観音質評価の確立のために 42 人の被験者に 150 パターンの騒音を評価させ、Deepness, Pulse feeling, Sportiness という 3 つの評価指標で定量化することに成功した。

燃焼騒音は燃焼起因振動がエンジン表面に到達することで生じるが、燃焼起因振動の主な構成周波数は高周波と呼ばれる 1 kHz 以上の周波数帯であり、これら高周波数振動は AVL 社の EXCITE Power Unit に代表される実稼働シミュレーションによる予測精度が低く、騒音低減の観点からも、音質改善による商品性向上の観点からも、また効率的な製品開発手法であるモデルベース開発のためにも、燃焼騒音予測精度の向上が求められており、その達成には燃焼騒音発生メカニズムの解明が必須である。

燃焼による騒音発生メカニズムについて、燃焼衝撃などによる加振

力による応答は伝達・応答関数を介し最終的に騒音として放射されるとされる線形モデルが存在するが、これは周波数領域の議論であり、騒音メカニズムを詳細に捉えるには時間・周波数特性を表現するモデルが妥当である⁽¹⁻²⁷⁾。Bhat ら⁽¹⁻⁴¹⁾は、燃料噴射のパラメータによる燃焼騒音の変化について、時間領域のみ、もしくは周波数領域のみの解析ではその評価に限界があるとし、時間・周波数による騒音評価を試みた。また Ahmadian ら⁽¹⁻⁴²⁾は、筒内圧力と燃焼室壁面加速度、燃焼騒音の関係性を評価するのは、周波数領域のみのコヒーレンス関数より、時間・周波数領域のウェーブレットコヒーレンスの方が適していることを報告している。このように、燃焼騒音発生メカニズムの解明には時間・周波数領域を考慮したモデルが肝要である。

三上⁽¹⁻²⁷⁾、Nguyen ら⁽¹⁻⁴³⁾は、燃焼衝撃パワーがエンジン表面まで伝達されながらエンジン構造体内に振動エネルギーとして蓄積され、減衰しながら、エンジン表面から騒音として放射されるとしており、それらを記述する時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルを提案している。相良ら⁽¹⁻⁴⁴⁾⁽¹⁻⁴⁵⁾は、同モデルから予想される最大燃焼衝撃エネルギーと最大騒音パワーの線形関係が、急激燃焼である PCCI 燃焼でも成立することを実験で示した。湊ら⁽¹⁻⁴⁶⁾は、単気筒ディーゼルエンジンの音源について実験的に調査し、音源位置付近の音圧レベルは燃焼期間に急激に増加し、最大値をとったのちに減少することを確認した。

騒音の基となるエンジン表面振動の発生という観点から、時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルにおける振動伝達効率・減衰率は重要な構成要素であるが、それら係数は概念としては示されている一方、実

際に何に依存するかは未だ解明されていない。

1.3 本研究の目的

本研究は、Nguyen らの提唱した時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルに基づき、振動伝達効率と減衰率がどのような構成要素に依存して変化するか、実験的、シミュレーション的に調査し、またそれを実稼働シミュレーションモデルに実装する方法を検討することで、燃焼起因振動予測精度向上に寄与し、もってエンジン燃焼騒音の低減・最適化に貢献することを目的とする。

第 2 章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

2.1.1 供試エンジン

本研究の実験ではコモンレール式燃料噴射システム，外部過給装置を有する単気筒水冷 4 ストロークサイクルディーゼルエンジンを用いた．供試エンジンの外観を図 2.1 に，諸元を表 2.1 に示す．エンジンは半無響音室床面に固定されたレール上にエンジンマウントを介して設置した．また，本研究の実験装置概略図を図 2.2 に示す．モータリングおよび動力吸収装置として，空冷式交流動力計（FEB-DNR，明電舎）を使用した．各装置の騒音や反響を防ぐため，動力計，過給装置には鉛板つきガラスウールを，排気チャンバー，燃料噴射装置にはガラスウールを設置した．

エンジン潤滑油には粘度 0W-30 の化学合成エンジンオイル（モービル 10W-30，エクソンモービル）を使用した．潤滑油はエンジン外部に設置したトロコイド式モータ駆動オイルポンプを有する潤滑油装置を用いて循環させ，油温は潤滑油温調装置（小山ガレージ製）を用いて油温が 80 °C になるように PID 制御した．

2.1.2 燃料噴射装置

本研究で使用した燃料噴射装置の概略図を図 2.3 に示す．本研究では燃料として JIS 2 号軽油を用い，燃料噴射期間，燃料噴射時期，燃料噴射圧力制御にはコモンレール式燃料噴射装置（Fi-CMR，FC デザイン）

を使用した。インジェクタにはピエゾ式インジェクタ（G3P, DENSO）を使用した。コモンレール式燃料噴射装置は燃料ポンプでレールと呼ばれる蓄圧室に高圧燃料を蓄え、インジェクタ内の電磁弁またはピエゾ素子を駆動させることにより 1 サイクルあたり複数回噴射可能である。ディーゼルエンジンの燃料噴射は燃焼制御のために、噴射が早い順番からパイロット噴射、プレ噴射、メイン噴射、アフター噴射、ポスト噴射などと呼ばれる噴射が存在する。本研究では、高い筒内圧力上昇率を得るために、主にメイン噴射のみの単段噴射を用いた。

本研究ではミニサックホールノズルタイプのピエゾ式インジェクタ（G3P, DENSO）を使用した。ノズル形状図を図 2.4 に示す。噴孔径は $\phi 0.123$ mm, 噴孔数は 7 個である。噴射角度は 156° であり、上死点付近で燃料噴射した際に噴霧形状が燃焼室形状に適するようになっている。

2.1.3 燃焼室形状

供試エンジンの燃焼室概略図を図 2.5 に示す。燃焼室形状はピストンにキャビティを持ち、キャビティ開口部にスキッシュリップと呼ばれる絞りを設けたリエントラント型である。リエントラント型の特徴として、圧縮行程ではスキッシュエリアからキャビティ内へスキッシュ流と呼ばれる流れが発生し、膨脹行程ではキャビティ内からスキッシュエリアへ流れる逆スキッシュ流が発生する。スキッシュ流、逆スキッシュ流により燃料と空気の混合を促進されるが、流れが強すぎるとスキッシュリップにおける冷却損失を増大させることが知られている。

2.1.4 燃焼解析装置

筒内圧力は、非水冷式シリンダ内圧力センサ（6052C, Kistler）を用いて測定し、センサで検出した信号はチャージアンプ（5018A, Kistler）で増幅した。クランク角信号はクランク軸に角度分解能 0.5 deg.のロータリーエンコーダ（E6B2-CWZ6C, OMRON）を取り付け、取得した。TDC 信号は、タイミングベルトによってクランク軸と同期されたプーリーに取り付けた小型近接センサ（GX-5M, パナソニック）により取得した。各信号は、燃焼解析装置（DS-3280, 小野測器）、コモンレール式燃料噴射装置（Fi-CMR, FC デザイン）、A/D 変換器（EC-2320, ELMEC）にそれぞれ取り込んだ。

2.1.5 吸気量測定装置

吸気量は吸気管入口に取り付けた層流形空気流量計（LFE-25B, SOKKEN）を使用し、流量演算器（LFC-200, SOKKEN）を用いて計算し、表示器にデジタル表示させた。吸気脈動の影響を低減させるため、層流形空気流量計の後にサージチューブ（ST-300, SOKKEN）を取り付けた。

2.1.6 吸排気温度測定装置

吸気温度は、エンジンヘッドから 50 mm 上流の吸気管内に設置した K 型熱電対（KTO-3250C, アズワン）で、排気温度はエンジンヘッドから 60mm 下流の排気管内に設置した K 型熱電対（KTO-3250C, アズワン）で測定し、デジタル調節計（E5CC, オムロン）を用いて増幅させた後、低速 A/D ユニット（小野測器, DS-0381）を介して燃焼解析装置

(DS-3280, 小野測器)に取り込み, 燃焼解析ソフト (DS-0328, 小野測器) で測定した.

2.1.7 エンジン暖機・冷却装置

冷却水は, エンジン外部に $28 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ の冷却水タンクを設置し, 電動渦巻ポンプ (40LPD5.75A, 荏原製作所) を用いて循環させた. 冷却水は, エンジン内を循環する 1 次冷却水と 1 次冷却水の温度調整をするための 2 次冷却水があり, 両者がプレート式熱交換器 (BXC-054-NU-26, 日阪製作所) で熱交換を行っている. プレート式熱交換器の 2 次冷却水入口に電磁弁 (PAXE-105YYF-01, 日本バルブコントロールズ) を設置し, 1 次冷却水が目標温度である 80°C になるように, 1 次冷却水出口に設置した K 型熱電対 (KTO-3250C, アズワン) で測定した信号を取り込んだデジタル指示調節計 (SDC26, アズビル) を用いて冷却水温度の PID 制御を行った. 1 次冷却水を暖機する際には, 2 次冷却水をガス給湯器 (RUX-A2016W, リンナイ) によって温めた. また, 冷却水タンクにパイプヒーター (FANH-1110, 泉電熱および WPS-110, 加島) を投入することでも 1 次冷却水を温めた. 1 次冷却水には不凍液 (スーパーディーゼルクーラント, KYK) を投入した水道水を, 2 次冷却水には水道水を用いた.

2.1.8 気温, 湿度, 気圧測定装置

実験時の気温および湿度は温湿度計を, 気圧は層流形空気流量計 (LFE-25B, SOKKEN) を用いてそれぞれ測定した.

2.1.9 実験データ測定装置

騒音は精密騒音計（NL-52, RION）で A 特性音圧を測定した．加速度は加速度センサ（PV-90B または PV-90H, RION）で測定し，チャージャンプ（UV-16, RION）で増幅した．騒音信号，加速度信号は前述の方法で測定した筒内圧力信号，TDC 信号，クランク角信号と共にサンプリング周波数 10 kHz，サンプリング時間 13 秒で A/D 変換器（EC-2320, ELMEC）を通してデジタルデータに変換し，パーソナルコンピュータにて解析した．騒音計は 1 kHz，94dB の正弦波を発生させる校正器（Type4231, Brüel & Kjær）を用いて校正を行った．

2.2 供試コンロッド

供試コンロッドとして，エンジンに初期装備されていた Original I-beam Section connecting-rod（以下 OIS コンロッド）と，OIS コンロッドより肉抜き部を短くしたコンロッド（以下 SIS コンロッド: Short I-beam Section connecting-rod）を使用した．図 2.6 に OIS コンロッドの写真を，図 2.7 に SIS コンロッドの写真を示す．

ピストン-コンロッド連成振動数を計算するにおいて，ピストンを有するコンロッド小端部を自由端（ $x=L$ ），コンロッドの長さ L の肉抜き部を有する領域を縦波伝搬領域，コンロッド肉抜き部の大端部側（ $x=0$ ）を固定端とした振動モードを考えた．棒の縦振動の波動方程式

は， E を縦弾性係数， ρ を密度， u を変位， $c_v = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ とすると

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2.1)$$

となる．ここで， $x=0$ は固定端であるため， $u(0,t) = 0$ である．また，ピストンは $x=L$ においてコンロッドと連成するため，ピストンの運動方程式は，自由端における質量を m ，コンロッド肉抜き部の断面積を A_c ，肉抜き部にかかる垂直応力を σ_x とおくと

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=L} = -A_c \sigma_x \Big|_{x=L} \quad (2.2)$$

である．ここで，応力と歪の関係より

$$\sigma_x = E \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.3)$$

である．以上より，以下の関係式を得る．

$$\tan \lambda = \frac{\mu}{\lambda} \quad (2.4)$$

ここで $\mu = \frac{\rho AL}{m}$ ， $\lambda = \frac{\omega L}{c}$ である．これを満たす $f = \frac{\omega}{2\pi}$ が求めるピストン-コンロッド連成振動数である．式(2.4)から，本研究で用いた各コンロッドにおける連成振動数は OIS コンロッドでは 2284Hz，SIS コンロッドでは 2876Hz と求められた．ピストン-コンロッド連成振動数を算出するにおいて必要なピストンおよびコンロッドの仕様を表 2.2 に示す．

2.3 発火運転実験方法

エンジン運転開始前に、動力計暖機、エンジン潤滑油暖機、冷却水におけるエンジン暖機を行った。動力計潤滑油圧力・浮揚油圧力が定格、動力計潤滑油滴下量が定格、エンジン潤滑油温度 80 °C、1 次冷却水温度 60 °C で暖機完了とみなし、エンジン回転数 1500 rpm で 10 分間モータリングを行った。モータリング終了後、エンジン回転速度を 2000 rpm まで上昇させ、燃料噴射圧力 30 MPa で発火運転を開始した。その後実験条件の噴射圧力まで徐々に上昇させ、1 次冷却水温度 80 °C、エンジン潤滑油温度 80 °C、排気温度一定となった時点で実験条件成立とみなし、2.2 章で示した方法でデータを測定した。データ測定時、エンジン騒音と無関係な音の混入を避けるため、動力計の冷却ファンを一時的に停止させた。

データ測定後、燃料噴射圧力を 30 MPa まで徐々に落とし、排気温度が一定となった時点で燃料噴射終了し、10 分間モータリングを行った。モータリング終了後動力計を停止した。エンジン潤滑油温度 70 °C 以下、1 次冷却水温度 60 °C 以下となった時点で冷機完了とみなし、システムを全て停止した。

なお、モータリング時の振動加速度・騒音計測には、モータリング中に最小限度の燃料を燃焼させることで、ピストン—コンロッド—クランク軸の浮動時の余分な機械衝撃の発生を抑制した。

2.4 パーツ加振試験方法

減衰率の関係因子であるパーツ内部減衰について調査するため、パーツ単体加振試験を行った。2.1.1 の供試エンジンを構成する各パーツ

単体を加振し，振動加速度を計測し，周波数応答関数を求め，モード減衰比 ζ を半値幅法により $\zeta = \Delta f / (2f_0)$ として算出し評価を行った．ここで， f_0 は振幅のピーク周波数， Δf はピーク値より 3dB 低い値での周波数幅である．モード減衰比 ζ が 0.1 より小さい場合，半値幅法によりモード減衰比を求めることができる．対象パーツは，構造系 9 パーツ，主運動系 8 パーツ，ベルト駆動系 6 パーツ，マウント系 3 パーツである．加振はインパルスハンマ（GK-3100，小野測器）を用いて行い，振動加速度は 3 軸加速度検出器（NP-3560B，小野測器）を用いた．ただし，固有振動数が高周波数であるピストンおよびピストンピンのみ，高周波入力可能なハンマ（GK-2110，小野測器）と超小型 1 軸加速度センサ（NP-3211，小野測器）を使用した．モード解析には実験モード解析システム（小野測器）を用いた．図 2.8～2.16 に，構造系パーツ，主運動系パーツ，ベルト駆動系パーツ，マウント系パーツの加振実験時の保持方法を示す．

2.5 シミュレーション

エンジンの振動伝達・減衰特性の調査のため、実稼働シミュレーションソフトウェア（EXCITE Power Unit, AVL）によるシミュレーションを行った。エンジンモデルは 2.1.1 の供試エンジンである。シミュレーションモデルの 3D 画像を図 2.17 に、モデル詳細を図 2.18 に示す。ボディ要素はピストン、ピストンピン、コンロッド、クランクシャフト、バランスシャフト 1、バランスシャフト 2、ベース、ブロックからなる。実際のエンジン構造体構成部品は 2.4 節で述べた通りであるが、本シミュレーションモデルは簡素化のため、最下部のエンジンマウント以外全てのパーツを「ブロック」に包含している。「ブロック」内でのそれぞれのパーツは合わせ面節点共有+BEAM 要素ボルトもしくは合わせ面節点共有+ソリッド要素ボルトで接続されている。ボディ要素同士を結合するジョイントは図 2.17 に示す通りである。一部ジョイントに、より詳細な解析を行うための弾性流体潤滑解析可能なジョイントを採用している。具体的には、コンロッド大端部ークランクシャフト、クランクシャフトー主軸受（3箇所）に EHD2 ジョイントを、ピストンーライナコンタクトに EPIL ジョイントを設けた。エンジンオイル粘度は、一部のシミュレーションを除き SAE グレード 0W-30（273 K）とした。また、シミュレーションは 8 サイクル実施し、3 から 8 サイクルを解析対象とした。

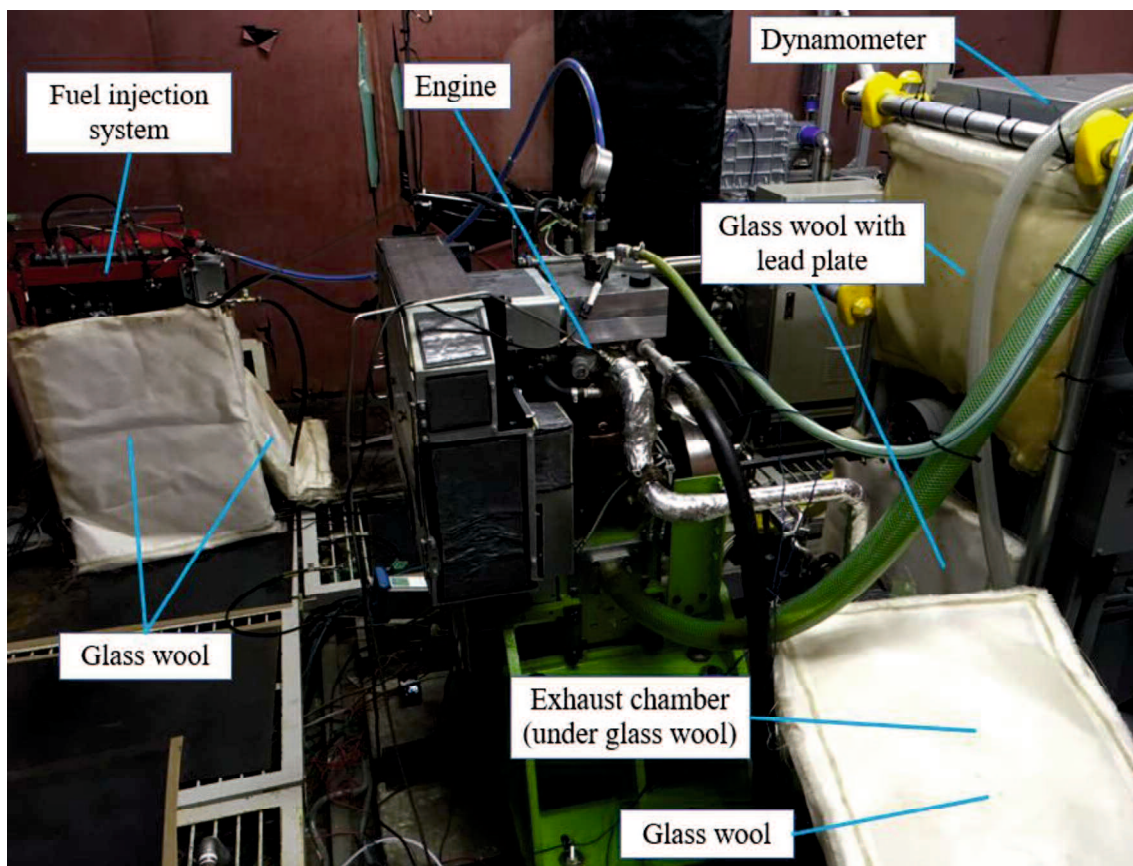


Fig. 2.1 Experimental engine

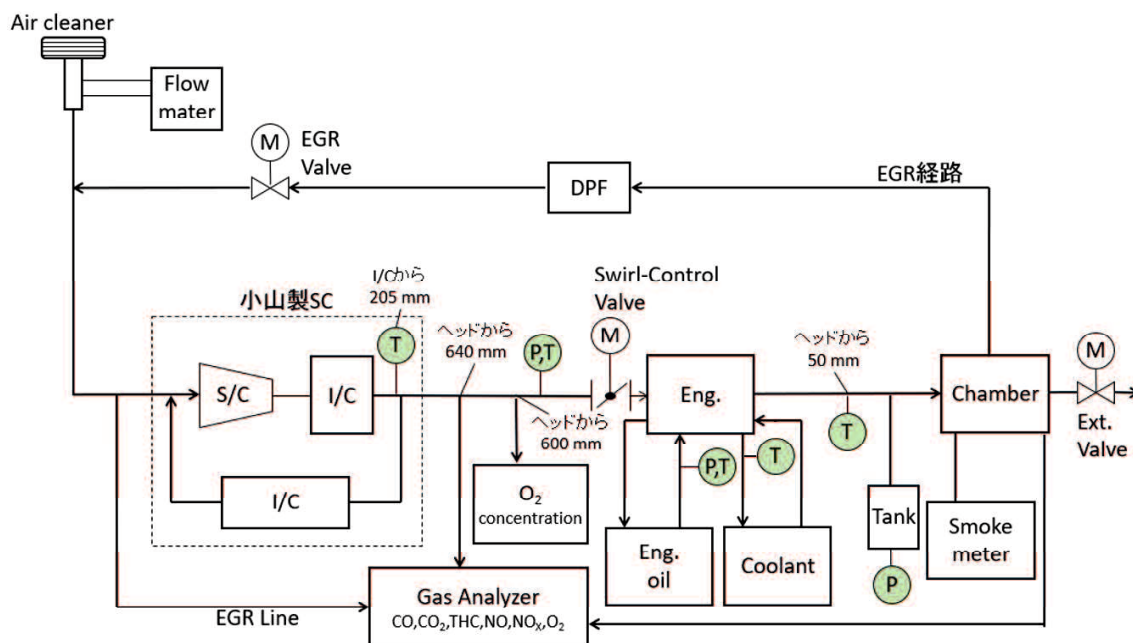


Fig. 2.2 Experimental apparatus

Table 2.1 Engine specifications

Engine type	Water-cooled 4-stroke-cycle direct injection diesel engine
Number of cylinder	1
Bore × stroke [mm]	85 × 96.9
Displacement [cm ³]	550
Compression ratio	16.3
Connecting-rod length [mm]	200.0
Valve system	DOHC double intake valves & exhaust valves

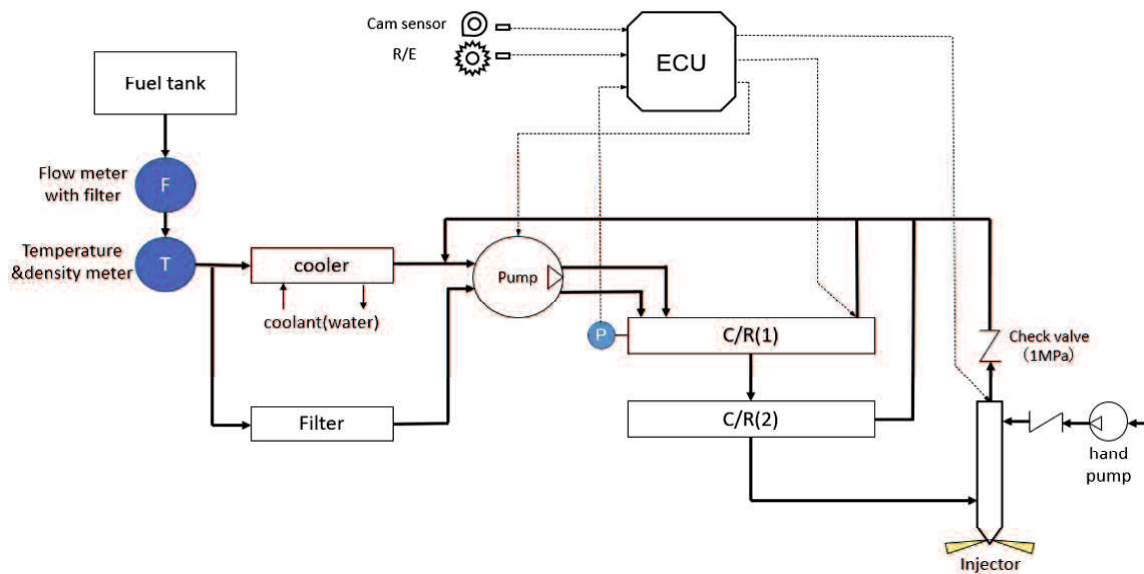


Fig. 2.3 Fuel injection apparatus

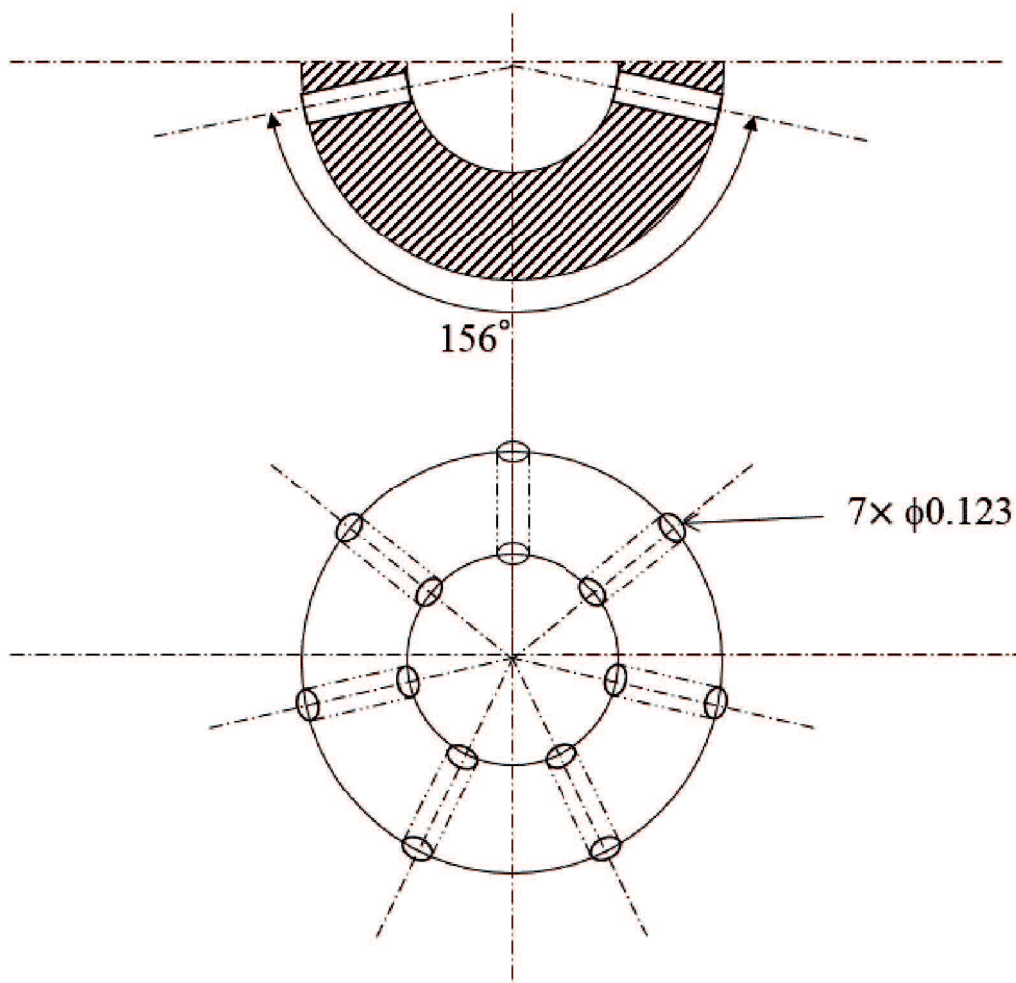


Fig. 2.4 Schematic of diesel-fuel injector nozzle hole

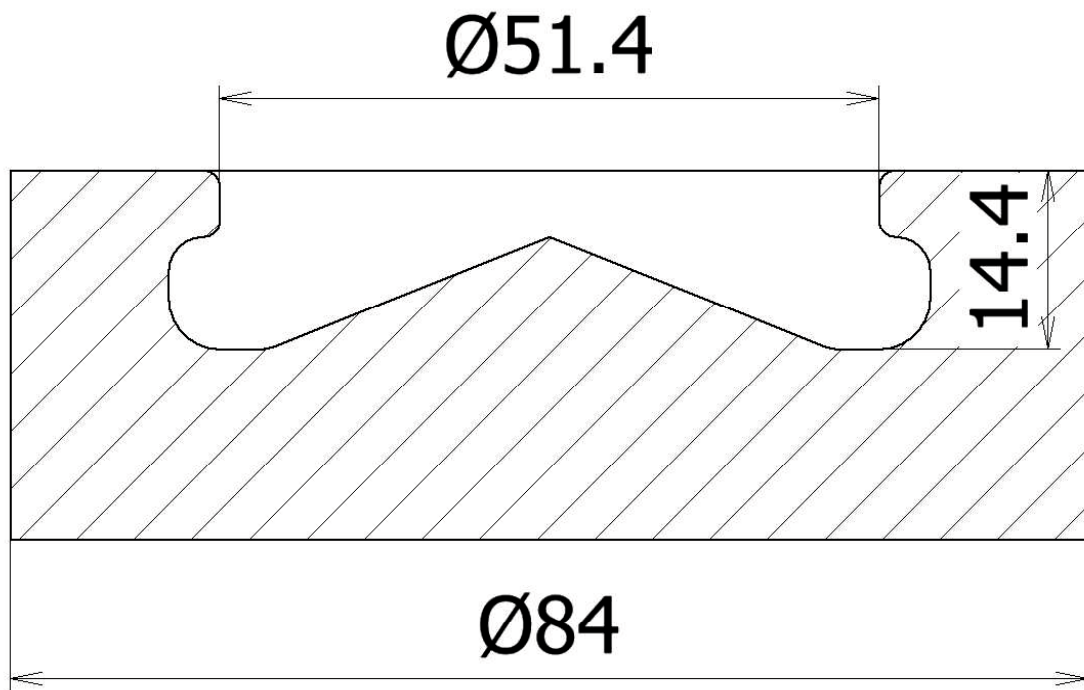


Fig. 2.5 Schematic of piston cavity shape



Fig. 2.6 OIS connecting-rod



Fig. 2.7 SIS connecting-rod

Table 2.2 Piston and connecting-rod specifications

Elastic modulus		150 GPa (SNCM439, high temperature)
Connecting-rod I-beam section cross section area		238 mm ²
I-beam section length		146.5 mm (OIS connecting-rod) 96.5 mm (SIS connecting-rod)
Density		7800 kg/m ³ (SNCM439)
Mass	Piston	610 g
	Top ring	12 g
	Second ring	9 g
	Oil ring	6 g
	Piston pin	300 g
	Clip	2 g × 2
	Connecting-rod small end part	150.5 g

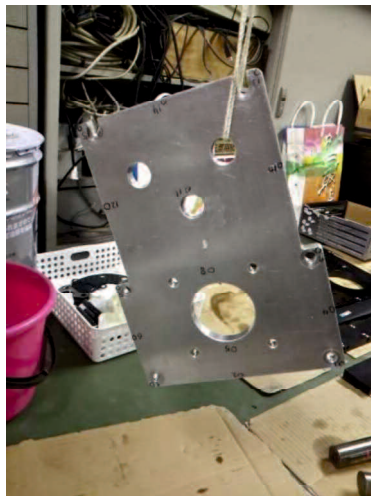
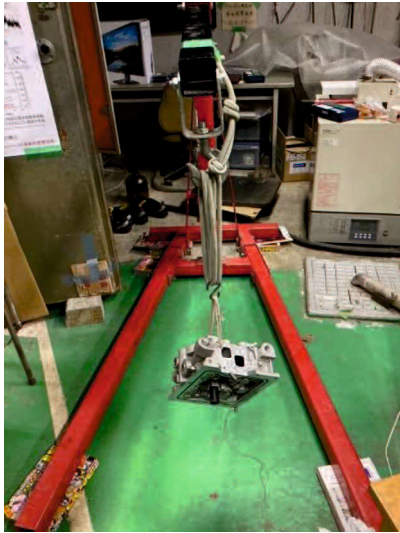


Fig. 2.8 Structural parts holding method (rubber tube with kite string)



Fig. 2.9 Structural parts holding method (sling belt)



Fig. 2.10 Main motion system parts holding method (rubber tube with kite string)

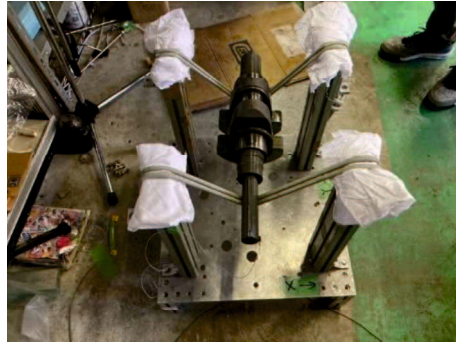


Fig. 2.11 Main motion system parts holding method (rubber tube)



Fig. 2.12 Main motion system parts holding method (sling belt)

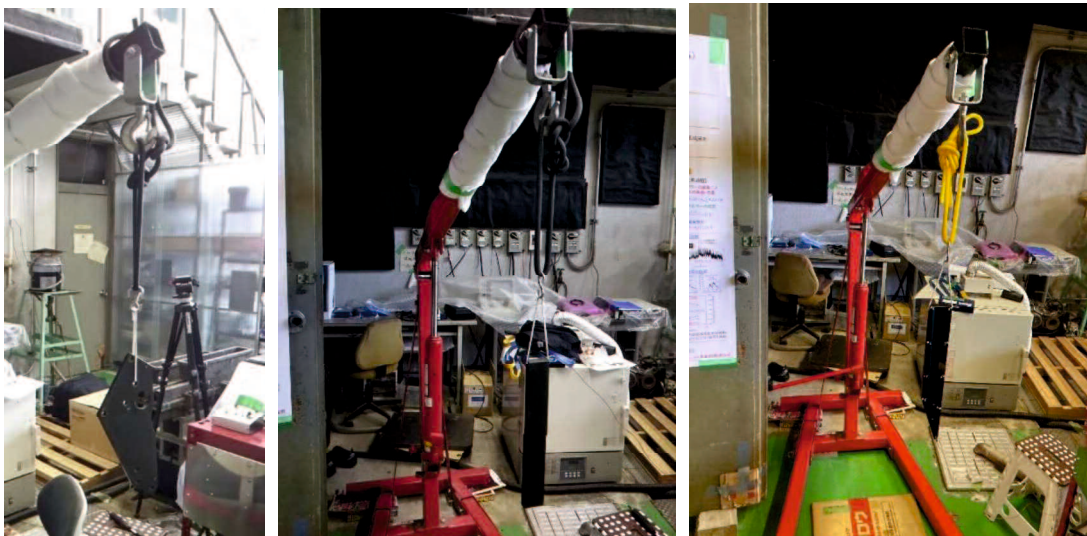


Fig. 2.13 Belt driving system parts holding method (rubber tube with kite string)

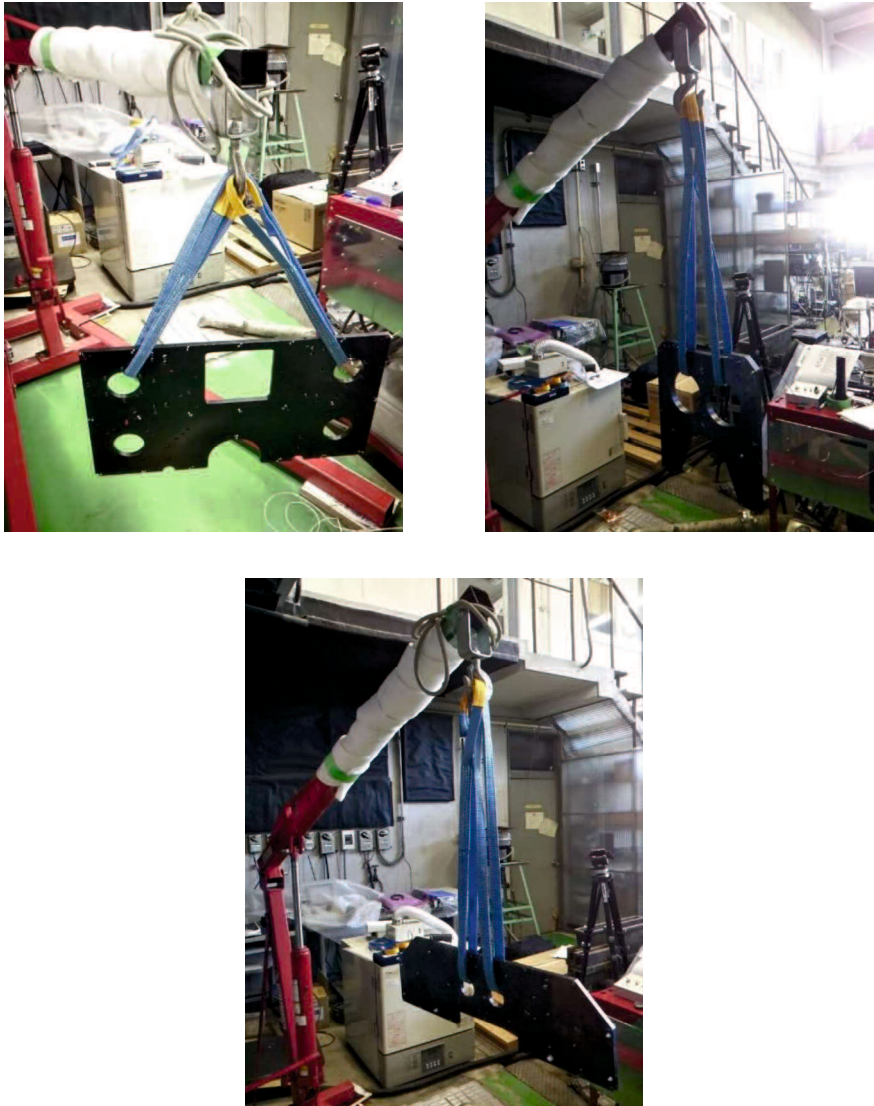


Fig. 2.14 Belt driving system parts holding method (sling belt)

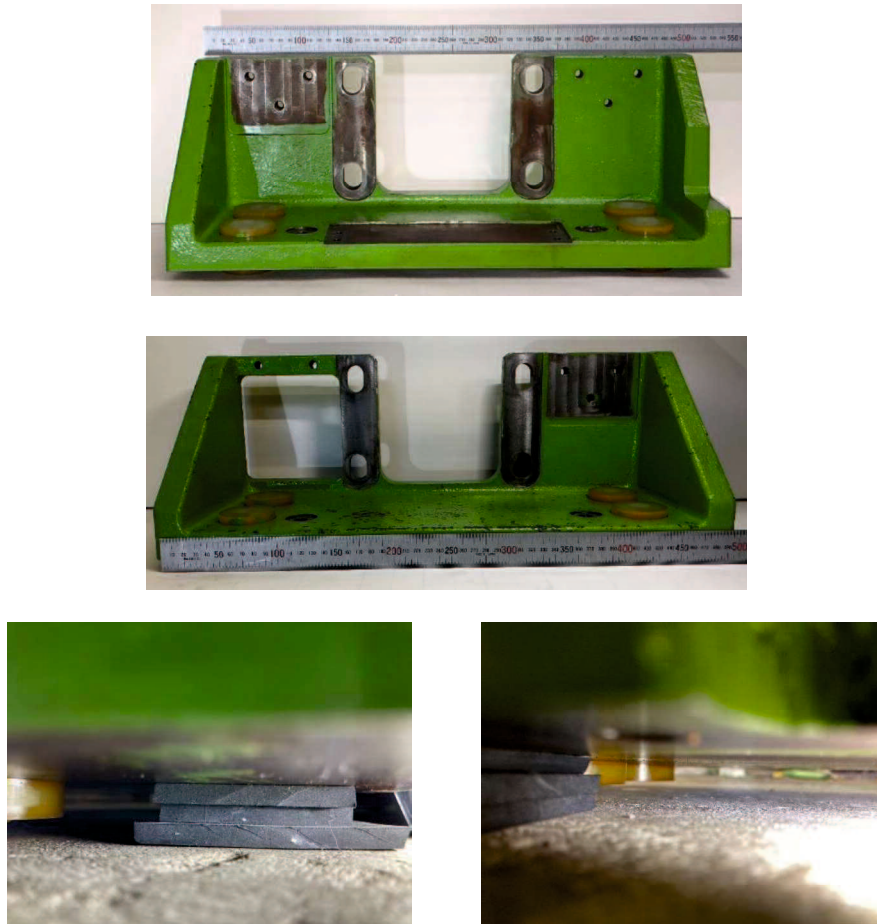


Fig. 2.15 Mount parts holding method (rubber leg)



Fig. 2.16 Mount parts holding method (sling belt)

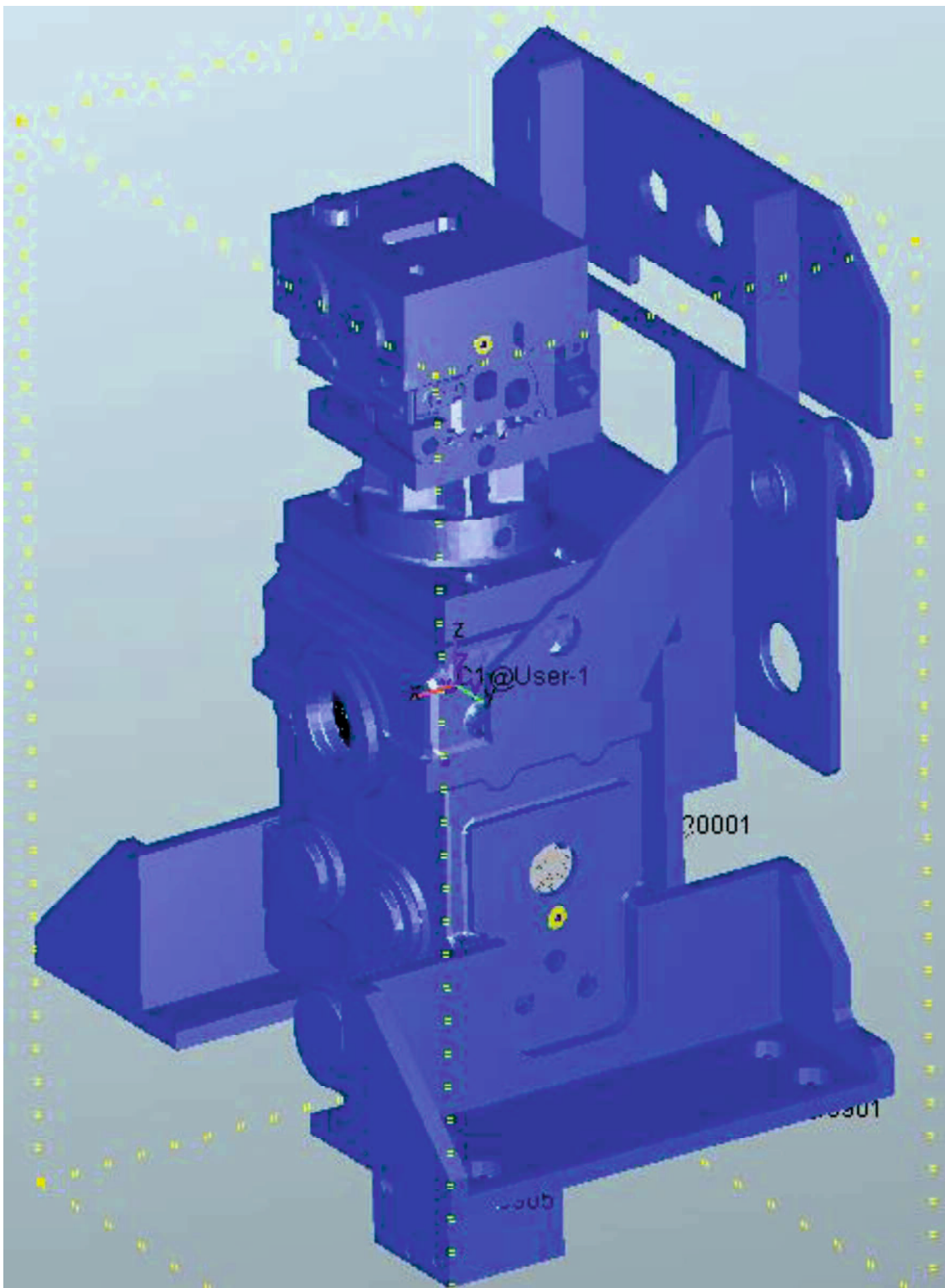


Fig. 2.17 Simulation model

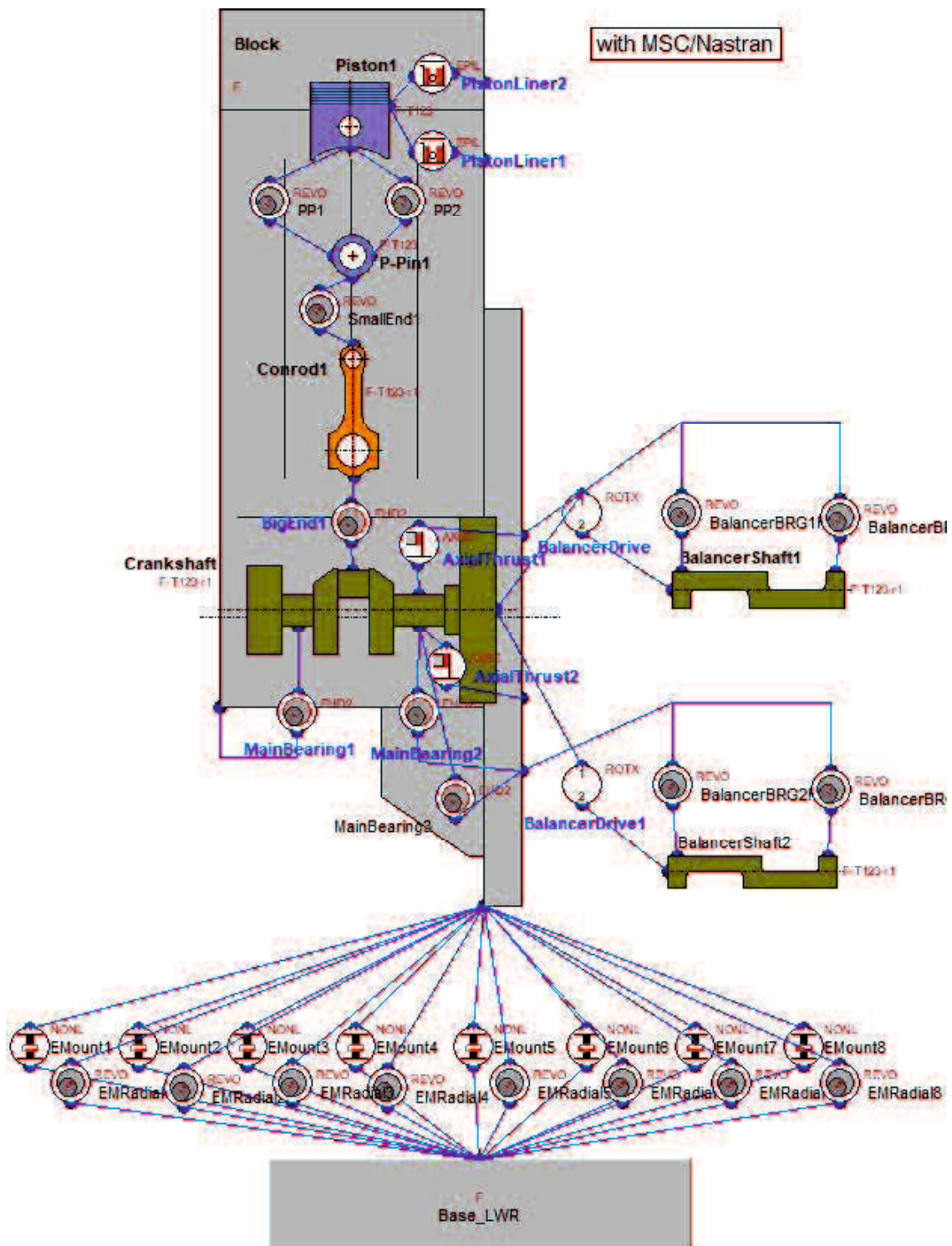


Fig. 2.18 Simulation model

第3章 解析方法

3.1 高速フーリエ変換

高速フーリエ変換（fast Fourier transform : FFT）は騒音や振動などの周波数解析を行う際に用いられる。以下に離散的フーリエ変換の定義式を示す。

$$F(k) = \sum_{n=0}^{N-1} f(n)e^{-\frac{2\pi ink}{N}} \quad (3.1)$$

$f(n)$ は時間 t [s]の関数である入力信号 $f(t)$ をデータ数 n 個で離散化したものである。離散的フーリエ変換をコンピュータ上で高速計算するアルゴリズムがFFTである。本研究では窓関数として次式で示すハニング・ウィンドウを使用した。

$$h(n) = 0.5 - 0.5 \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right) \quad (3.2)$$

3.2 1/3 オクターブバンド解析

本研究では周波数解析として1/3 オクターブバンド解析も行った。1/3 オクターブバンド解析は、1/3 オクターブバンド下限周波数から上限周波数までのスペクトルを合計し、一つの値として1/3 オクターブバンド中心周波数で示すことにより大まかな周波数帯の傾向を見る際に用いられる。1/3 オクターブバンド解析における中心周波数はIEC規格のJIS C 1514:2002より以下に示す定義式を用いた。

$$f_m = \left(G^{\frac{i}{N}}\right)(f_r) \quad (3.3)$$

G はオクターブバンド比, N はフィルタの帯域幅を $1/N$ オクターブバンドとして表示するための正の整数, f_r [Hz] は基準周波数 (1000 Hz), i は任意の整数である.

また, FFT のスペクトルをなめらかにする方法として, $1/3$ オクターブバンドではなく一定の周波数帯ごとにスペクトルを合計する手法もある. 本研究においては, 一部の騒音 FFT 解析にこの手法を使用し, 周波数帯は燃焼一次周波数 (4 サイクルエンジン・2000 rpm の場合で 16.666... Hz) とした.

3.3 ウェーブレット変換

ウェーブレット変換とはマザーウェーブレットと呼ばれるウェーブレット関数 $\psi_{a,b}(t)$ に平行移動と伸縮の操作を施すことで, 入力された信号の時間一周波数特性を表すことのできるものである.

本研究では, マザーウェーブレットとして Complex Morlet (複素モルレー) を使用した. 以下に Complex Morlet 関数の定義式を示す.

$$\psi(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi f_b}} e^{2i\pi f_c t} e^{-\frac{t^2}{f_b}} \quad (3.4)$$

f_b [Hz] はマザーウェーブレットの周波数帯域, f_c [Hz] はマザーウェーブレットの中心周波数を表している. 本研究では $f_b = 3$ Hz, $f_c = 1.6$ Hz とした. ウェーブレット変換は入力信号 $f(t)$ とマザーウェーブレットの内積である. ウェーブレット変換の定義式を以下に示す.

$$W(a, b) = \langle f(t), \psi_{a,b} \rangle = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (3.5)$$

$W(a, b)$ はウェーブレット係数， $\langle f(t), \psi_{a,b} \rangle$ は入力信号とウェーブレット関数 $\psi_{a,b}(t)$ の内積を表している．ウェーブレット変換ではスケールパラメータとシフトパラメータを変更することにより，周波数成分と時間成分を同時に表すことができる．

マザーウェーブレットのスケールパラメータに応じた周波数を疑似周波数と言い，本研究では，ウェーブレット解析の疑似中心周波数 f_a を1/3オクターブバンドの中心周波数に一致させるようにスケールパラメータを設定し，解析を行った．

3.4 時間・周波数依存燃焼騒音発生モデル

時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルは，エンジン筒内で発生した燃焼衝撃パワーがエンジン表面まで伝達されながらエンジン構造体内に振動エネルギーとして蓄積され，減衰しながら騒音として放射されるとするモデルである．図3.1に示すように，エンジン騒音パワーの周波数成分は燃焼衝撃の発生に伴い燃焼上死点付近で急激に上昇し，次の燃焼衝撃発生まで減衰することが見て取れる．これは，燃焼衝撃の入力に伴いエンジン構造体に振動エネルギーが蓄積され，燃焼終了後に減衰することによる．以下にモデル式の詳細を記す．

まず，筒内で生じた燃焼衝撃パワー W_{ci} と，バルブやカムの衝突による機械衝撃パワー W_{mi} が， η_{vc} ， η_{vm} という振動伝達効率によって振動エネルギー E_v としてエンジン構造体に蓄積される．

$$\frac{dE_v(f, t)}{dt} = \eta_{vc}(f)W_{ci}(f, t) + \eta_{vm}(f)W_{mi}(f, t) \quad (3.6)$$

エンジンに蓄積された振動エネルギーの対数値は、減衰率 c に比例して直線的に減衰する。

$$\frac{d \ln E_v(f, t)}{dt} = -c(f) \quad (3.7)$$

振動エネルギーはエンジン外表面において b という音響放射率によってエンジン騒音パワー W_{en} として放射される。

$$W_{en} = bE_v \quad (3.8)$$

式(3.6)～(3.8)より、以下の式が導かれる。

$$\frac{dW_{en}(f, t)}{dt} = b\eta_{cv}(f)W_{ci}(f, t) - c(W_{en}(f, t) - \bar{W}_{mn}(f)) \quad (3.9)$$

ここで、 \bar{W}_{mn} は時間平均の機械騒音パワーである。燃焼衝撃によるエンジン騒音変化に比べ、機械衝撃によるエンジン騒音変化が小さいため、機械騒音パワーには時間平均値を用いる。これが、時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルを表す式である。

さらに、燃焼期間 t_b は1サイクル時間 T に比べて非常に短いため、燃焼期間におけるエンジン騒音パワーの増大値と、燃焼終了からサイクル終了までのエンジン騒音パワーの減少値は等しいとみなせる。すなわち、

$$\int_0^{t_b} \frac{dW_{en}(f, t)}{dt} dt = \int_{t_b}^T -c(W_{en}(f, t) - \bar{W}_{mn}(f)) dt \quad (3.10)$$

となる．ここで，燃焼期間における減衰は，燃焼期間が短いことから無視できるものとしている．式(3.9)および(3.10)より，式(3.11)が導出される．

$$W_{enmax}(f) = [1 - \exp\{-c(f)(T - t_b)\}]^{-1} b(f) \eta_{vc}(f) E_{cimax}(f) + \bar{W}_{mn}(f) \quad (3.11)$$

ここで， W_{enmax} は一サイクル中の最大騒音パワー， E_{cimax} は一サイクル中の最大燃焼衝撃エネルギーである．式(3.16)より，最大騒音パワーは最大燃焼衝撃エネルギーに比例するといえる．

3.5 エンジン騒音パワーの算出方法

騒音パワーは，単位時間・単位面積あたり通過する音のエネルギーである音響インテンシティ I を，音源を覆う包絡面積 A で積分した値となる．JIS 8732によれば，半無響室において，音源を中心とした半球を描くように10点で音圧を計測し，それぞれの音響インテンシティの平均値に包絡面積を乗じることで，式(3.12)として騒音パワーを算出する．

$$W = \bar{I}A \quad (3.12)$$

ただし，本研究において音圧測定箇所は燃焼室高さの吸気側壁面から0.1 mと排気側壁面から0.1mの2点とし，包絡面積 A は，エンジンの側面・上面から0.1m離れた箱型を想定し 2.93 m^2 とした．減衰率の調

査の際は計測点を1点のみとした。騒音パワーレベル L_w は、基準騒音パワー $W_0 = 10^{-12}$ W によって

$$L_w = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0} \quad (3.13)$$

と表される。

3.6 燃焼衝撃パワーの算出方法

燃焼衝撃パワー W_{ci} は、騒音パワーと同様に、筒内圧力 P_{ci} 、燃焼室表面積 A_{ci} 、固有音響インピーダンス ρc により

$$W_{ci} = \frac{P_{ci}^2}{\rho c} A_{ci} \quad (3.14)$$

と定義し、燃焼衝撃パワーレベルは基準パワー $W_0 = 10^{-12}$ W によって

$$L_{ci} = 10 \log_{10} \frac{W_{ci}}{W_0} \quad (3.15)$$

と定義した。なお、最大燃焼衝撃エネルギーは燃焼衝撃パワーを燃焼期間で時間積分した値となる。

なお、燃焼室面積 A_{ci} は次式により求めた。

$$A_{ci} = A_p + A_{cv} + A_u + A_s \quad (3.16)$$

ここで、 A_p はピストン上部の表面積、 A_{cv} は隙間容積における側面積、 A_u は燃焼室上部面積、 A_s は隙間容積部分を除いた側面積である。

ここで、 A_s は次式により求めた。

$$A_s = \pi D y \quad (3.17)$$

ここで、 D はボア、 y はピストン変位である。ピストン変位は式(3.18)により近似することができる。

$$y = \left\{ (1 - \cos\theta) + \frac{\rho}{4} (1 - \cos 2\theta) \right\} \quad (3.18)$$

ここで θ はクランク角度、 ρ は連かん比、すなわちクランク長とコンロッド長の比である。

3.7 減衰率 c の算出方法

燃焼衝撃パワーは燃焼期間 t_b の後にゼロとなるため、式(3.9)より減衰率は

$$c(f) = - \frac{d \ln(W_{en}(f, t) - \bar{W}_{mn}(f))}{dt} \quad (3.19)$$

と表される。これにより、騒音パワーと平均機械騒音パワーから減衰率を求めることができる。Oguchi ら⁽²⁻¹⁾は式(3.19)に基づき減衰率を算出したが、本研究では機械騒音のサイクル内変動も考慮し、式(3.20)により算出した。

$$c(f) = - \frac{d \ln\{W_{en}(f, t) - W_{mn}(f, t)\}}{dt} \quad (3.20)$$

ここで、 $W_{mn}(f, t)$ はサイクル平均機械騒音パワーであり、モータリング

時のサイクル平均騒音パワーを用いた。

振動エネルギーは振動速度の 2 乗に比例するため、振動速度から減衰率を求めることもできる。式(3.8)および式(3.20)より

$$c(f) = -\frac{d\ln\{v^2(f,t) - v_m^2(f,t)\}}{dt} \quad (3.21)$$

として減衰率を算出した。ここで、 v は発火運転時の振動速度、 v_m はモータリング時のサイクル平均振動速度である。振動速度は、計測した振動加速度を台形積分することで取得した。

式(3.21)の手法で減衰率を求める際には、得られた各サイクルの $\ln\{v^2(f,t) - v_m^2(f,t)\}$ について最大値から 0.01 s (120 deg. ATDC 相当) までの全ての極大値を最小二乗法線形近似した。これに対し $\ln\{W_{en}(f,t) - W_{mn}(f,t)\}$ は最大値から 0.015 s (180 deg. ATDC 相当) までの極大値のみを抽出して最小二乗法線形近似を行った。近似に利用した極大値は 100 サイクルにおける標準偏差が 0.6 以下のもののみとした。なお、これら近似範囲と標準偏差の最適値は周波数・取得位置によっても変動するため、各減衰率を取得する際に微細な修正を行った。

式(3.20)と式(3.21)の 2 種類の減衰率算出方法の比較検討は 4.1 節において行う。

3.8 振動伝達効率 η_{vc} の算出方法

式(3.11)を変形し、式(3.22)とすることで振動伝達効率 η_{vc} に比例した値を取得することができる。

$$\eta_{vc}(f) \propto \frac{W_{enmax}(f) - \bar{W}_{mn}(f)}{b(f)E_{cimax}(f)} \propto \frac{v^2_{max}(f) - \bar{v}_m^2(f)}{E_{cimax}(f)} \quad (3.22)$$

ここで、 v は発火運転時の振動速度、 v_m はモータリング時のサイクル振動速度である。

3.9 伝達放射係数 G の算出方法

式(3.9)をサイクル平均することで、式(3.23)が得られる。

$$\bar{W}_{en}(f) = G\bar{W}_{ci}(f) + \bar{W}_{mn}(f) \quad (3.23)$$

ここで G は伝達放射係数であり、燃焼衝撃から騒音への変換のしやすさを表す。

$$G(f) = \frac{b\eta_{vc}}{c} \propto \frac{\eta_{vc}}{c} \propto \frac{v^2_{max} - \bar{v}_m^2}{E_{cimax}} / c \quad (3.24)$$

3.10 パーツ加振試験におけるモード減衰比算出方法

パーツ加振試験において、加振結果から周波数応答関数（Frequency Response function : FRF）を求めることができる。周波数応答関数 H は次式で定義される。

$$H(f) = \frac{B(f) \times A^*(f)}{A(f) \times A^*(f)} \quad (3.25)$$

ここで、 A は入力のフーリエスペクトル、 B は出力のフーリエスペクトル、 A^* は複素共役である。また、得られた周波数応答関数より、半値幅法によってモード減衰比 ζ_M を算出することができる。半値幅法のイメージ図を図 3.2⁽³⁻¹⁾、定義式を以下に示す。

$$\zeta_M = \frac{\Delta f}{2f_0} \quad (3.26)$$

ここで、 f_0 は振幅のピーク周波数、 Δf はピーク値より 3 dB 低い値での周波数幅である。モード減衰比が $\zeta_M < 10\%$ と小さい場合には、半値幅法によりモード減衰比を求めることができる。

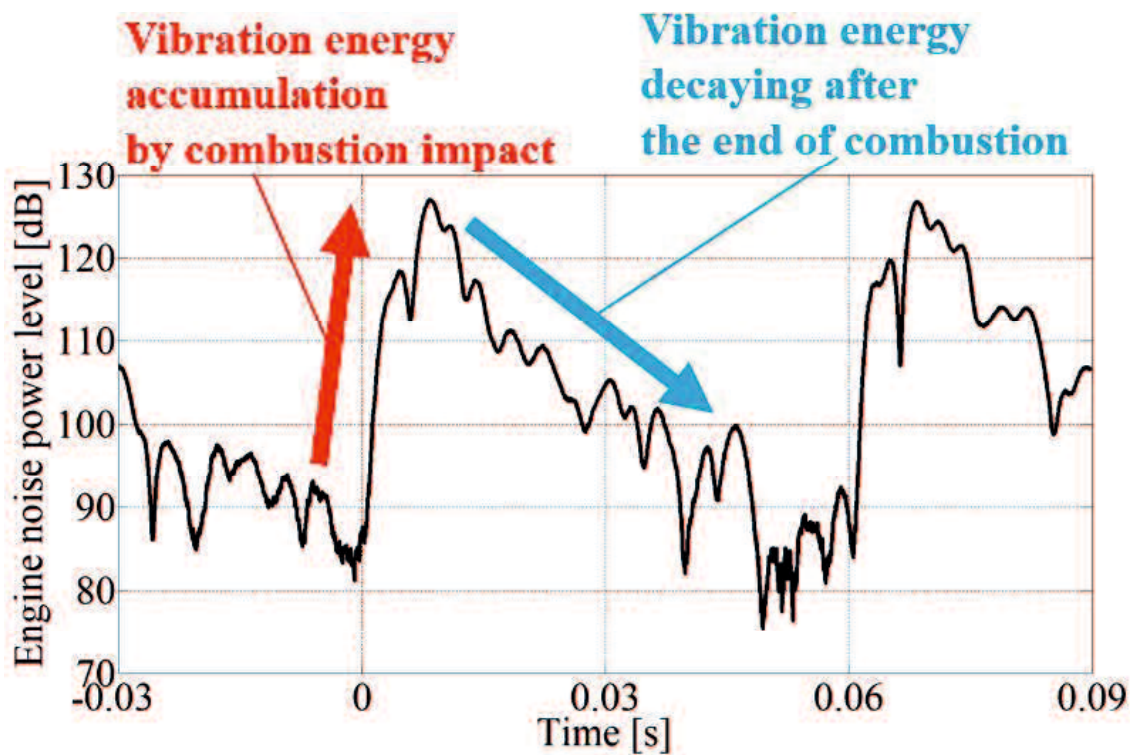


Fig. 3.1 Temporal variation of engine noise power level at 2.5 kHz

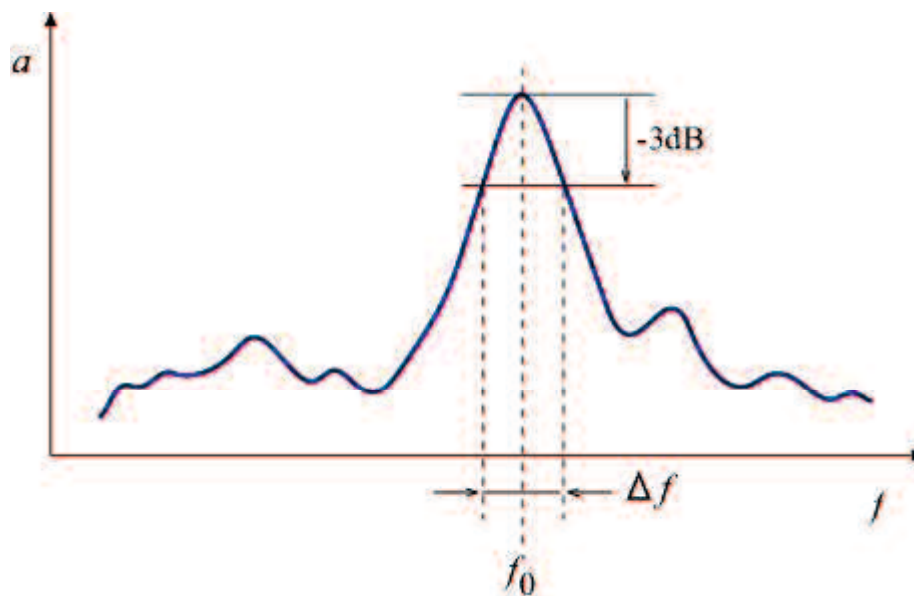


Fig. 3.2 Image of the half power bandwidth method

第4章 振動エネルギーの減衰について

本章では，式(3.9)における減衰率 c について論じる．4.1 節で減衰率算出方法や燃焼衝撃が減衰率に与える影響について論じたのち，4.2 節以降で減衰率の関係因子と思われる

- ① パーツ内部減衰特性（パーツ単体の減衰）
- ② パーツ結合部減衰特性（金属面接触部等における減衰）
- ③ パーツ間接触部減衰・伝達特性（軸受における粗さ接触・粘性抵抗）

について論じる．そして最後にこれら減衰要素を実稼働シミュレーションモデルに実装できるかについて検討する．

4.1 エンジン振動エネルギー減衰に関する概要

本項では，音源近傍音および音源位置の振動速度から減衰率を算出し，最適な減衰率算出方法，減衰率の音源位置依存性，燃焼状態依存性について議論する．

4.1.1 計測音源位置特定

騒音および振動加速度測定箇所を選定にあたり，ビームフォーミング法を用いた音源可視化装置 HEAD VISOR（HEAD VISOR VMA 11.1, HEAD acoustics）を使用した．小口ら⁽⁴⁻¹⁾は本研究に用いたエンジンにおいて，2.5 kHz 付近にピストン-コンロッド連成振動を含む固有振動数があり，2.5 kHz 1/3 オクターブバンドを騒音主要周波数帯の一つであると報告している．そのため，音源可視化装置における 2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおける騒音の主要音源位置を取得した．図 4.1.1 に

音源可視化結果を示す。この結果から、騒音および振動加速度の測定位置を、主要音源位置であるクランクシャフトジャーナル軸受部付近、クランクケースドア、燃焼室付近の壁面とした。

4.1.2 減衰率の音源位置依存性

表 4.1.1 に示す条件により減衰率の音源位置依存性を調査した。図 4.1.2, 4.1.3 に、2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおける 100 サイクル分の $\ln(W_{en} - W_{mn})$ および $\ln(v^2 - v_m^2)$ と、それらにより算出された減衰率を示す。クランクケースドアの騒音に関しては、最大値から 0.015 s までに極大値が一つしか無いため、近似範囲を 0.018 s まで拡大した。

図 4.1.2 より、音源位置によってグラフ形状は異なり、騒音から求めた減衰率は音源位置に依存していることがわかる。これに対し、図 4.1.3 に示されるとおり、振動速度から求めた減衰率は 300 s^{-1} 程度の値を示しており、音源位置への明確な依存性は見られない。燃焼室付近において騒音から求めた減衰率が振動速度から求めた減衰率に比べて小さいのは、他の箇所からの騒音がマイクロホンに混入したこと、周辺機器表面における騒音の反射が生じたためと考えられる。他方クランクケースドアにおいては振動速度に比べ騒音の方が急激に減衰している。その最大値は、振動速度では 0 s 近くだが、騒音では 0.007 s 近くとなっているが、減衰終了時期は両者ともほぼ同じ 0.015 s である。これは、何らかの理由により振動が騒音に変化する過程で時間遅れが生じたものによると思われる。以上より、振動速度から求めた減衰率に基づくと、2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおいては減衰率の音源位置への依存性は無いと言える。

4.1.3 減衰率の周波数依存性

後述の表 4.1.4 の条件により，減衰率の周波数依存性を調査した．図 4.1.4, 4.1.5 に，クランクシャフトジャーナル軸受部近くの壁面の 0.63, 0.8, 1.0, 1.25, 1.6, 2.0, 2.5, 3.15, 4.0, 5.0kHz 1/3 オクターブバンドにおける $\ln(W_{en} - W_{mn})$ および $\ln(v^2 - v_m^2)$ を，図 4.1.6 に算出された減衰率を示す．

図 4.1.6 の騒音から求めた減衰率は各周波数帯においてばらつきが比較的大きい．これに対し，振動速度から求めた減衰率の各周波数帯におけるばらつきは，騒音から求めた減衰率と比べると小さい．本研究では音源近傍にマイクロホンを設置しているが，音源からの発生音に加えて他の箇所からの騒音がマイクロホンに混入したこと，周辺機器表面における騒音の反射が生じたことにより，算出された減衰率に大きく誤差が生じたものと考えられる．よって，以降は振動速度による減衰率を用いて議論を行う．振動速度に基づいた減衰率の周波数依存性について確認すると，2 kHz 以下において減衰率は 200 s^{-1} 程度であり，周波数依存性はほとんどないと言える．1 kHz 帯においては他の周波数帯よりやや大きい値を示しているが，これは極大値ではあるが比較的小さい値が最小二乗法の対象に入ってしまったためと考えられる．2 kHz 以上においては，周波数増加に対し減衰率の増加傾向がみられる．

4.1.4 燃料噴射時期の減衰率への影響

燃焼状態が減衰率に及ぼす影響調査にあたり，まずは燃料噴射時期が減衰率に及ぼす影響を調査した．表 4.1.2 に示すように，同一エンジン回転速度・燃料噴射圧力・燃料噴射期間としたうえで，燃料噴射時期

を-23 から-8 deg. ATDC まで 3 deg. ずつ遅角させ、減衰率に変化が生じるかを確認した。

図 4.1.7 に、クランクシャフトジャーナル軸受部付近の壁面の 2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおける $\ln(v^2 - v_m^2)$ および減衰率を示す。燃料噴射開始時期が-23 deg. ATDC から-11 deg. ATDC までは減衰率はほぼ一定であるが、-8 deg. ATDC において減衰率が小さい値を示している。この条件では燃焼衝撃発生後の $\ln(v^2 - v_m^2)$ の増加幅が他の条件と比べて小さく、S/N 比低下による誤差拡大が生じたためと考えられる。以上により、燃料噴射開始時期が減衰率に与える影響は見られなかったと言える。

4.1.5 燃料噴射圧力の減衰率への影響

続いて、燃料噴射圧力の減衰率への影響を調査した。表 4.1.3 に示すように、同一エンジン回転速度・燃料噴射時期・燃料噴射期間とし、燃料噴射圧力を 100 MPa から 160 MPa まで 20 MPa ずつ増やし、減衰率に変化が生じるかを確認した。図 4.1.8 に、クランクシャフトジャーナル軸受部付近の壁面の 2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおける $\ln(v^2 - v_m^2)$ および減衰率を示す。本条件においても、4.1.5 節と同様に、減衰率はほぼ同値であることから、燃料噴射圧力が減衰率へ及ぼす影響は見られなかったといえる。

4.1.6 最大筒内圧力上昇率の減衰率への影響

最後に、燃焼騒音に影響を持つことが知られる最大筒内圧力上昇率の減衰率への影響を調査した。同一 IMEP となるような燃焼状況を 1 段

噴射，2 段噴射，3 段噴射によって作り出すことにより最大筒内圧力上昇率を変化させ，その影響を見た．表 4.1.4 に実験条件を示す．同一エンジン回転速度・燃料噴射圧力・IMEP とし，燃料噴射回数を変化させた．同実験における最大筒内圧力上昇率を表 4.1.5 に示す．噴射回数を増やすにつれ，最大筒内圧力上昇率が減少するのがわかる．図 4.1.9 に，クランクシャフトジャーナル軸受部付近の壁面の 2.5 kHz 1/3 オクターブバンドにおける $\ln(v^2 - v_m^2)$ および減衰率を示す．Condition 1 と 2 の減衰率は同程度である．一方 Condition 3 はグラフ形状と減衰率共に異なるが，これは S/N 比低下による誤差拡大の影響によるものと思われる．

4.1.7 最大燃焼衝撃エネルギーに基づく考察

式(3.11)より，最大騒音パワーは最大燃焼衝撃エネルギーに比例するといえる．Nguyen ら⁽¹⁻⁴³⁾⁽⁴⁻²⁾はこの線形関係が成立することを実験で示した．また Mikami ら⁽¹⁻³¹⁾は二段燃焼による消音スパイク燃焼時にもこの線形関係が成立することを実験で示した．この観点から，最大燃焼衝撃エネルギーに対して 4.1.4～4.1.6 節の減衰率を比較した．図 4.1.10 に，減衰率の最大燃焼衝撃エネルギー依存性を示す．最大燃焼衝撃エネルギーが 1000 J を超える全ての条件において，減衰率は概ね 300 1/s を中心に分布しており，減衰率は最大燃焼衝撃エネルギーに依存しないことがわかる．一方で最大燃焼衝撃エネルギーが 1000 J を下回る 4.1.7 節の Condition 3 のみ，減衰率が他条件より小さい結果となった．これは，最大燃焼衝撃エネルギーが 1000 J 以下の条件において，S/N が低下したことによる誤差の拡大によるものと思われる．

4.1.8 まとめ

- (1) 振動速度に基づいて算出した減衰率の方が騒音に基づいて算出した減衰率より適している。後者は、主要音源以外からの騒音および周辺機器表面における騒音の反射の影響によって生じる誤差を伴うと考えられる。
- (2) 減衰率は音源位置に依存しない。
- (3) 減衰率は 2.0 kHz 以下では周波数に依存しないが、2.0 kHz 以上では周波数とともに増加する。
- (4) 減衰率は 1 サイクルにおける最大燃焼衝撃エネルギーに依存しない。

4.2 減衰に関する要素① パーツ内部減衰

エンジンのパーツ単体の内部では分子間摩擦による内部減衰が生じる。この減衰を、ハンマリング加振試験によって調査した。結果を図 4.2.1～4.2.4 に示す。なお、ピストンピンは固有振動数が非常に高いため計測不能であった。

4.3 減衰に関する要素② パーツ結合部減衰

4.3.1 結合ブロック加振試験

エンジンのパーツ結合部では金属同士の接触が存在するが、その摩擦で減衰が生じる可能性がある。それによる減衰を調査するため、4.2 節で加振試験を行ったパーツのうち、アッパーブロックとロアブロックを結合させて加振試験を行った。この二つのメインブロックは、エンジンアッセンブリ時はクランクシャフトを上下から挟み込むように結合されている。結合方法は、図 4.3.1 に示す通り、ボルトによる 4 点結合である。

図 4.3.2～4.3.4 に、単体ブロック二種類、結合ブロックの周波数応答関数（Frequency Response Function, FRF）を示す。周波数応答関数は入力（この場合、ハンマーによる加振）スペクトルに対する出力（この場合、加速度センサによって検知された加速度）スペクトルの比であり、この結果から固有振動数や減衰比を算出することができる。図より、単体ブロックで存在したモードが、結合ブロックとすることで変化することがわかる。表 4.3.1, 4.3.2 に、単体ブロック二種類、結合ブロックのモード減衰比を示す。単体ブロックのモード減衰比はおよそ 0.03～

0.3 %だが，結合ブロックでは，1次，5次，7次，8次で，単体ブロックの減衰比を大きく上回る，1%を超える減衰比がみられた。

4.3.2 結合ブロック実固有値解析

この減衰比の変化を解析するため，Nastran SOL103 による結合ブロックの実固有値解析を行った。結合ブロックモデルは，図 4.3.5 のとおり，二つのブロックをバー要素と RBE2 で締結し，締結面のボルト穴周辺をノード一致とした。図 4.3.6～4.3.8 に，減衰比が大きかったモードの周波数に近い周波数のシミュレーションモード形状を示す。実験 1 次モードに近い 1139 Hz のモードでは，赤丸で囲った箇所では，曲げ運動によって上下の合わせ面で摩擦が生じていることがわかる。同様に，実験 5 次モードに近い 1604 Hz ではねじり運動による摩擦が，実験 7 次，8 次モードに近い 1975 Hz ではせん断運動による摩擦が生じていることがわかる。一方で，減衰比が大きくなかったモードの周波数に近い周波数のシミュレーションモード形状を図 4.3.9，4.3.10 に示す。実験 3 次モードに近い 1384 Hz のモードの青丸で囲った箇所は，減衰比が大きかったモードと異なり，上下ブロックが一体となって回転しているため滑りによる摩擦が生じていない。同様に，実験 9 次モードに近い 2045 Hz でも上下ブロックが一体となって回転しており，滑りによる摩擦が生じていない。以上より，パーツ結合部では，パーツ合わせ面のすべりが生じるモードにおいてパーツ間動摩擦による減衰が生じ，それによりパーツ単体の内部減衰より大きい減衰となると考えられる。

4.3.3 発火運転実験によるすべり摩擦の調査

4.3.2 節で述べた仮説を確認するため、表 4.3.3 の条件で実機による発火運転実験を行った。図 4.3.11 に示す 2 ヶ所に加速度センサを取り付け、加速度の位相差を確認した。図 4.3.12 にモード減衰比が大きかった周波数付近の位相差を、図 4.3.13 にモード減衰比が小さかった周波数付近の位相差を示す。0 s が燃焼上死点であり、回転速度は 2000 rpm なので、 $0.06 \text{ s} = 720 \text{ deg. ATDC}$ である。モード減衰比が大きかった周波数の位相差は、モード減衰比が小さかった周波数の位相差に比べて大きい。このことから、パーツ結合部では、パーツ合わせ面のすべりが生じるモードにおいてパーツ間動摩擦による減衰が生じるという仮説は正しいといえる。

4.4 減衰に関する要素③ パーツ間接触部減衰・伝達特性

燃焼室内で発生した燃焼衝撃力による振動は様々な経路を経てエンジン表面へと到達するが、軸受摺動部に代表されるパーツ間接触部では必ずエンジンオイルが介在するため、そこでオイル粘性抵抗等による減衰が生じる可能性がある。これを調査するため、オイル粘度をパラメータとしてシミュレーションを実施した。

表 4.4.1 に示す二種類の粘度のオイルを用いて解析を行った。軸受内部の状況に関わらず、粘度は常に一定とした。SAE グレード 0W-30 相当の潤滑油の 373 K 時粘度が約 $0.0076 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ であり、一般論としてオイル A は「柔らかい」、オイル B は「硬い」と言える。入力筒内圧力は、表 4.3.3 の条件において実機実験で取得した筒内圧力を使用した。

図 4.4.1 にスラスト側主軸受近傍外壁面の加速度 FFT を示す。1.4 kHz

～2.0 kHz にかけて、柔らかいオイル A の加速度の方がオイル B より大きい。入力筒内圧力は同一であるので、粘度の減少に伴い、

①減衰率が小さくなったため加速度が大きくなった、または、

②伝達率が大きくなったため加速度が大きくなった

と予測されるため、各項目について調査した。

図 4.4.2 に式(3.21)より求めたスラスト側主軸受近傍外壁面の減衰率を示す。加速度 FFT で差が見られた 1.4 kHz～2.0 kHz におけるオイル A の減衰率はオイル B より大きい結果となった。これは、予測①と相反する結果である。図 4.4.3 にスラスト側主軸受近傍外壁面の $(v_{max}^2 - \bar{v}_m^2)$ を示す。式(3.22)より $(v_{max}^2 - \bar{v}_m^2)$ は振動伝達効率 η_{vc} を係数として最大燃焼衝撃エネルギー E_{cimax} に比例するが、ここで E_{cimax} の根源となる筒内圧力は両オイルにおいて同一であるため、図 4.4.3 の縦軸は振動伝達効率 η_{vc} と読み替えることができる。1.4 kHz～2.0 kHz において、オイル A の振動伝達効率はオイル B より大きく、特に 1.6 kHz 以上において著しい。これは、予測②の通りである。すなわち、オイルが柔らかい（粘度が小さい）と、減衰率と振動伝達効率は共に大きくなるが、振動伝達効率の寄与の方が大きいためエンジン表面振動が大きくなるといえる。

振動伝達効率上昇の理由を解明するため、フライホイールの反対側に位置する主軸受 1 の弾性流体潤滑ジョイントを解析した。図 4.4.4 に示すのは、上から主軸受 1 にかかる全圧力（粗さ接触圧力と油膜圧力の合計圧力）、粗さ接触圧力で、どちらもシミュレーションの 8 サイクル目である。オイル A はオイル B に比べ粗さ接触圧力が大きく、その影響で軸受内の全圧力が大きいことがわかる。これがオイル A の高い振

動伝達効率の原因と推察される。

より解析を進めるため、軸受の粗さ接触圧力分布を確認した。図 4.4.5 に示すのは、主軸受 1, 2, 3 の粗さ接触圧力コンター図である。主軸受 1, 2 のコンロッド側鉛直下向きに粗さ接触領域が見られることから、この粗さ接触は燃焼衝撃によってクランク軸が弾性変形をし、メタルの片当たりが生じることが要因といえることができる。

粗さ接触が摩擦損失にどのような影響を及ぼすか調査するため、図 4.4.6 に示す時間暦の摩擦損失を確認した。粘度が小さいオイル A では燃焼上死点付近の局所的な摩擦損失が存在するが、粘度が大きいオイル B では定常的な摩擦損失が存在する。これは、オイル A では燃焼衝撃に伴う粗さ接触によって摩擦損失が発生するのに対し、オイル B では油膜の粘性抵抗による摩擦損失が発生しているからと考えられる。これら摩擦損失がどの周波数領域に影響を及ぼしているかを確認するため、周波数解析を行った。図 4.4.7 に結果を示す。上図が 0~5000 Hz の周波数解析で、下図がそのうち 50 Hz までを抜き出した図である。粘度を大きくすると特に 1000 Hz 以上の高周波域で摩擦損失が低減するが、一方で 10 Hz 以下の極低周波数は摩擦損失が増している。

以上をまとめると次の通りとなる。

- ① パーツ間接触部ではオイル粘性摩擦に加えて粗さ接触摩擦損失が生じる。オイル粘性摩擦は極低周波数において減衰作用があるが、粗さ接触摩擦は高周波数において減衰作用がある。
- ② オイル粘度を下げると粗さ接触が増大することにより摩擦減衰が増大するが、同時に振動伝達効率も増大する。これら減衰と振動伝達には背反関係があるが、振動伝達の寄与が大きく、振動は増大する。

4.5 減衰要素の実稼働シミュレーションへの実装

前節までで述べた通り，減衰要素には①内部減衰，②パーツ結合部における摩擦減衰，③パーツ間接触部における油膜摩擦減衰，④パーツ間接触部における粗さ接触減衰が存在することがわかった．一方でエンジン振動などを計算する実稼働シミュレーションにおいて，減衰要素はレイリー減衰を用いるのが一般的である．レイリー減衰は質量マトリクス $[M]$ と剛性マトリクス $[K]$ からなり，係数 α ， β を用いて式(4.1)のように減衰マトリクス $[C]$ を表すことができる⁽⁴⁻³⁾．

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4.1)$$

またレイリー減衰比 ζ_R は式(4.2)によってあらわすことができる．

$$\zeta_R = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad (4.2)$$

レイリー減衰は実際の減衰を正確に表すものではないが，シミュレーション計算速度のために用いられることが多い．4.2～4.4節で示した減衰要素をシミュレーションに盛り込むためには，本研究で用いたソフトウェア（EXCITE Power Unit, AVL）の場合，EXCITE Power Unitに取り込む縮退 FE データを作成する FE ソルバ（Nastran, Abaqus など）を用いて個別の減衰要素を盛り込んだ FE データを作成・縮退した後，EXCITE Power Unit に盛り込むという膨大なコストが必要となるため，本節では一般的な実稼働シミュレーションの減衰考慮方法であるレイリー減衰に，4.2～4.4節で述べた減衰要素を盛り込むことを検討する．

図 2.1.7（再掲）に示す通り，本モデルのボディ要素は「ピストン」，

「ピストンピン」, 「コンロッド」, 「クランクシャフト」, 「バランサーシャフト 1」, 「バランサーシャフト 2」, 「ブロック」の 7 要素である。EXCITE Power Unit は, 各ボディ要素にレイリー減衰を指定することができるため, 4.2 節, 4.3 節で述べたパーツ内部減衰とパーツ結合部摩擦減衰は各ボディ要素にレイリー減衰として盛り込んだ。パーツ間接触部の粗さ接触・油膜摩擦損失については, それらを考慮できる弾性流体潤滑計算可能なジョイント, 具体的にはコンロッド大端部ークランクシャフト, クランクシャフトー主軸受 (3 箇所) に EHD2 ジョイントを, ピストンーライナコンタクトに EPIL ジョイントを設けることで考慮した。

パーツ内部減衰とパーツ結合部摩擦減衰をレイリー減衰比に変換するにあたり, 式(4.2)に図 4.2.1~4.2.3 の 1~3 次のモードを, 表 4.3.2 のうち結合部摩擦が表れていると思われる 1 次, 5 次, 7 次, 8 次のモードを代入し, 最小二乗法でレイリー減衰比を表す係数 α , β をそれぞれ求めた。なお, α , β が負になる場合, その係数を 0 とし再度最小二乗法にて算出した。「ブロック」のレイリー減衰比算出には, ロアブロックのモード減衰比を使用した。

これらの計算結果から, 以下の 3 種類のレイリー減衰比を用意した。

- (1)4.2 節の加振試験で得た内部減衰をレイリー減衰比に変換したもの
- (2)4.3 節の加振試験で得た, 結合部摩擦減衰をレイリー減衰比に変換したもの
- (3)一般的なレイリー減衰比 (EXCITE Power Unit のデフォルト値)

この 3 種類のレイリー減衰比をグラフに表したものが図 4.5.1 である。

×印は, レイリー減衰を求めるにおいて利用したモード減衰比を示す。

レイリー減衰比(1)の値は非常に低いため、グラフの枠線とほとんど重なっている。このグラフから、内部減衰のみを用いたレイリー減衰比(1)はパーツ結合部摩擦を考慮したレイリー減衰比(2)や一般的なレイリー減衰比(3)に比べて小さいことがわかる。

これらのレイリー減衰比を用い、表 4.5.1 の通りの組み合わせを用意した。Type A は、主にレイリー減衰比(1)を用いたもの、Type B は、Type A の「ブロック」の減衰に、レイリー減衰比(2)を用いたもの、Type C は、レイリー減衰比(3)を用いたものである。すなわち、Type A はパーツ内部減衰のみを、Type B はパーツ内部減衰に加えてブロック結合部摩擦減衰を考慮している。ピストンピンは固有振動数が高くモード減衰比が取得できなかったため、すべてレイリー減衰比(3)とした。Type B について、発火運転における振動振幅はハンマリングのそれと比べて非常に大きいことが予想されるため、Type B の減衰比を 10 倍した Type Bx10 も追加した。

図 4.5.2 に、シミュレーションと発火運転実験の主軸受近傍外壁面の加速度 FFT 結果を示す。Type B の加速度は Type A と比較して実験値に近い値となった。ここから、パーツ内部減衰のみよりも、パーツ結合部摩擦減衰を盛り込んだ方がより正確ということが出来る。しかし未だ実験値との乖離が大きく、実際の減衰を十分に表せていない。Type C は 2 kHz 以上の周波数を十分に表すことができていないが、それ以下の周波数では実験値と良い一致を見る。対象的に Type Bx10 は 2 kHz 以下が一致していないが、2.5 kHz や 4 kHz 以上で良い一致を見る。これらのレイリー減衰の妥当性を確認するため、加速度をウェーブレット変換し、時間・周波数領域での解析を行った。図 4.5.3 から図 4.5.20 に、1/3

オクターブバンド中心周波数における時間暦加速度のグラフを示す。

図 3.1 に示すように、実機における振動・騒音は、燃焼衝撃により急激に増大し、燃焼後時間経過とともに減衰するというサイクルを繰り返す。この観点から、実験値に最も減衰の傾向が近いのは Type C であり、その他のレイリー減衰パターンではこの増大・減衰が見られない。このことから、実機における振動減衰を再現するにおいて、「ブロック」以外のボディの減衰比を変更する必要があると考えられる。

各ボディの減衰比がエンジン外壁面の振動特性にどう影響を及ぼすか調査するため、感度調査を行った。表 4.5.2 に示す通り、表 4.5.1 における Type A を基準に、ピストン、コンロッド、クランク軸、ブロックの減衰比をそれぞれ 100 倍した条件でシミュレーションを行った。

図 4.5.21 に、主軸受近傍外壁面の加速度 FFT 結果を示す。図より、コンロッドの減衰比を 100 倍にした条件の加速度が最も実験に近いことがわかる。これら結果をより詳細に解析するため、加速度のウェーブレット解析を行った。結果を図 4.5.22 から図 4.5.39 に示す。周波数によって変化はあるものの、Conrod*100 は実機同様の振動の増大・減衰をよく再現しているといえる。このことから、実機の振動を再現するにおいて、コンロッドにおける減衰比が重要であるといえる。

図 4.5.40 に、Conrod*100, Type C, 実機実験の 2.5 kHz におけるウェーブレット解析結果比較を示す。この結果より、Conrod*100 は Type C と比較してもよく実機の振動を再現しているといえる。Type A や Type B でなく Conrod*100 や Type C が高いシミュレーション精度を持つ理由を調査するため、コンロッドのモード減衰比より求めたレイリー減衰比、Conrod*100, Type C のレイリー減衰比を比較した。結果を図 4.5.41

に示す。このことから、モード減衰比よりも大きな減衰をコンロッドが持つことが、シミュレーション精度向上に寄与することがわかる。

ではなぜ、パーツ内部減衰とパーツ結合部摩擦減衰のレイリー減衰への適用のみではこれを再現できなかったのだろうか。これを考慮するため、図 2.1.17 のシミュレーションモデルを再掲する。コンロッドの減衰に大きな寄与を持つと思われるピストン-ピストンピン-コンロッド小端部のジョイント要素について、本研究におけるモデルは REVO ジョイントを用いている。REVO ジョイントは非線形バネ・ダンパ要素を持つ、軸側 1 節点と軸受側 1 節点を繋いだ比較的簡易なジョイント要素である。すなわち、実機において、コンロッドにおける減衰はパーツ内部減衰に加え、ピストン-ピストンピン-コンロッド小端部のパーツ間接触部における油膜摩擦減衰・粗さ接触減衰が起きており、本研究で用いたシミュレーションモデルではこのパーツ間接触部減衰を再現できていないことから、精度が低いという可能性が示唆された。これを解決するには同箇所 REVO ジョイントを主軸受同様 EHD2 に換装する必要がある。シミュレーションモデル作成コストはかかるものの、より精度の高いシミュレーションにはコンロッド小端部周りのパーツ間接触部減衰の考慮が必要ということが以上の結果からわかった。

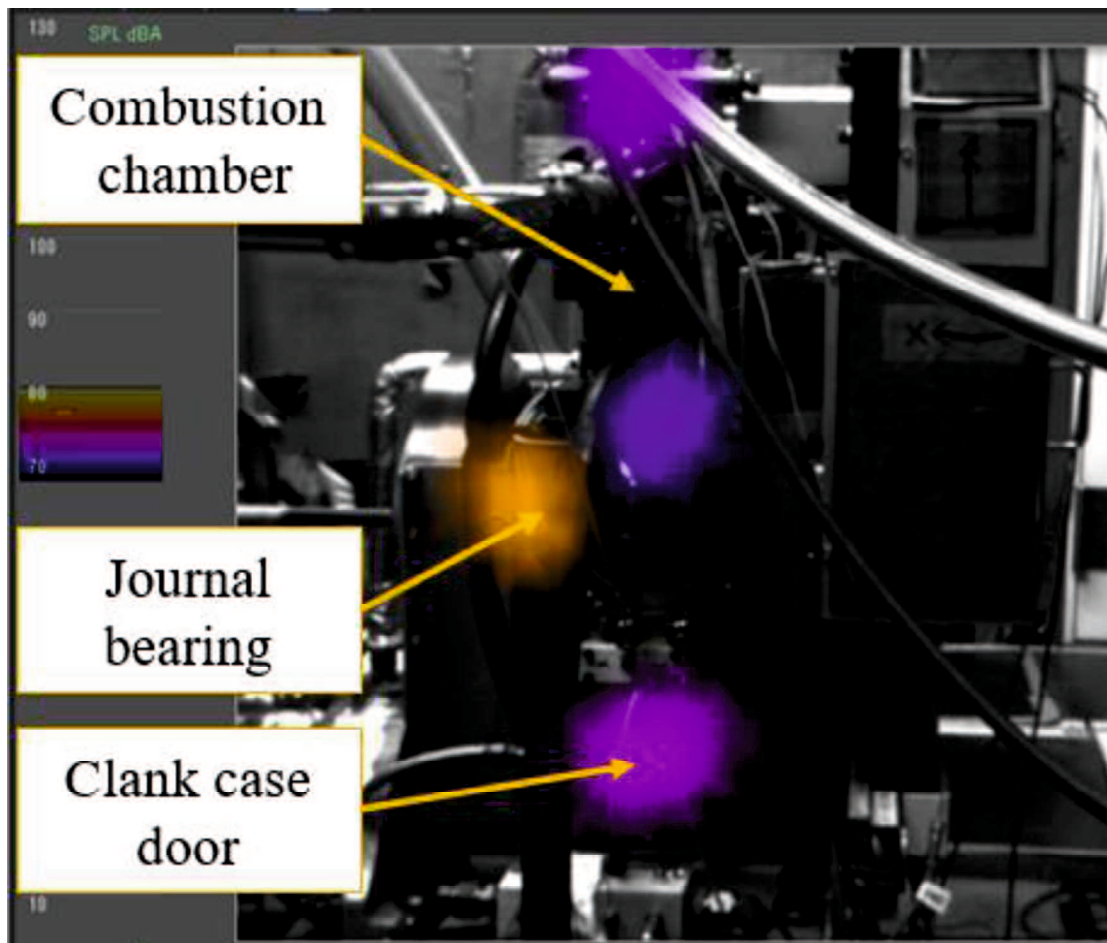


Fig. 4.1.1 Sound source visualization at 2.5 kHz (intake side)

Table 4.1.1 Experimental condition for investigation of decay-rate dependence on the sound source location

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	160
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-18 / -8
Fuel injection duration [ms]	0.12 / 0.3

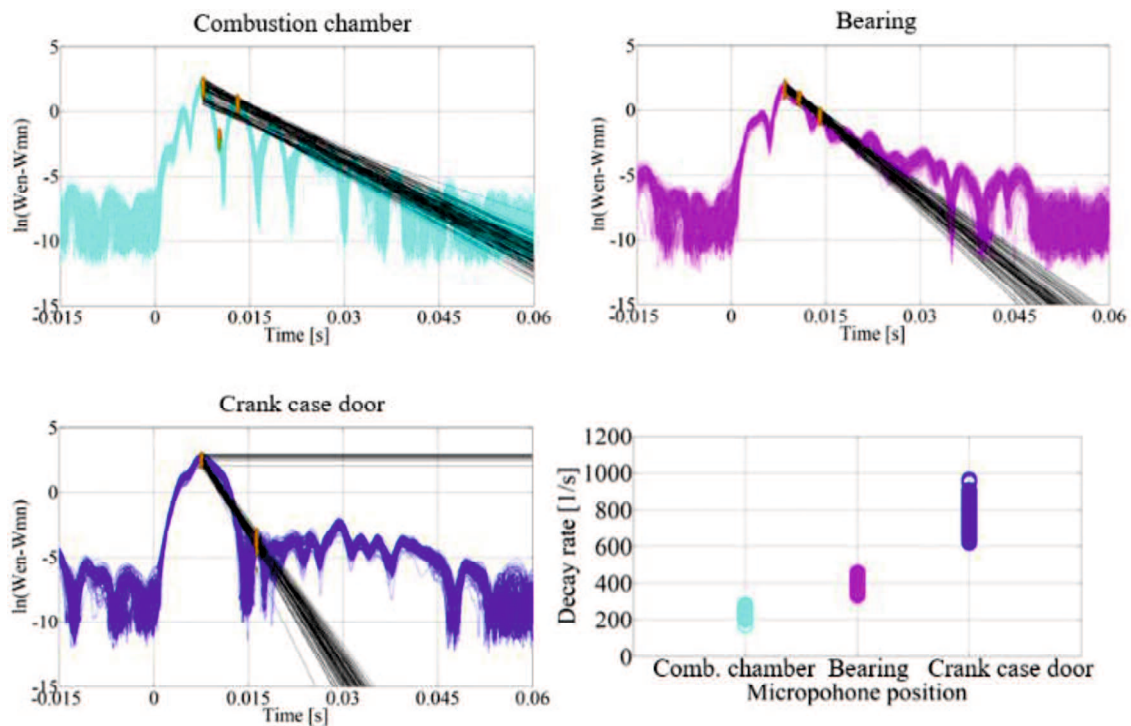


Fig. 4.1.2 100-cycle temporal variations of $\ln(W_{en} - W_{mn})$ with approximate lines for different sound source locations and decay rate at 2.5 kHz

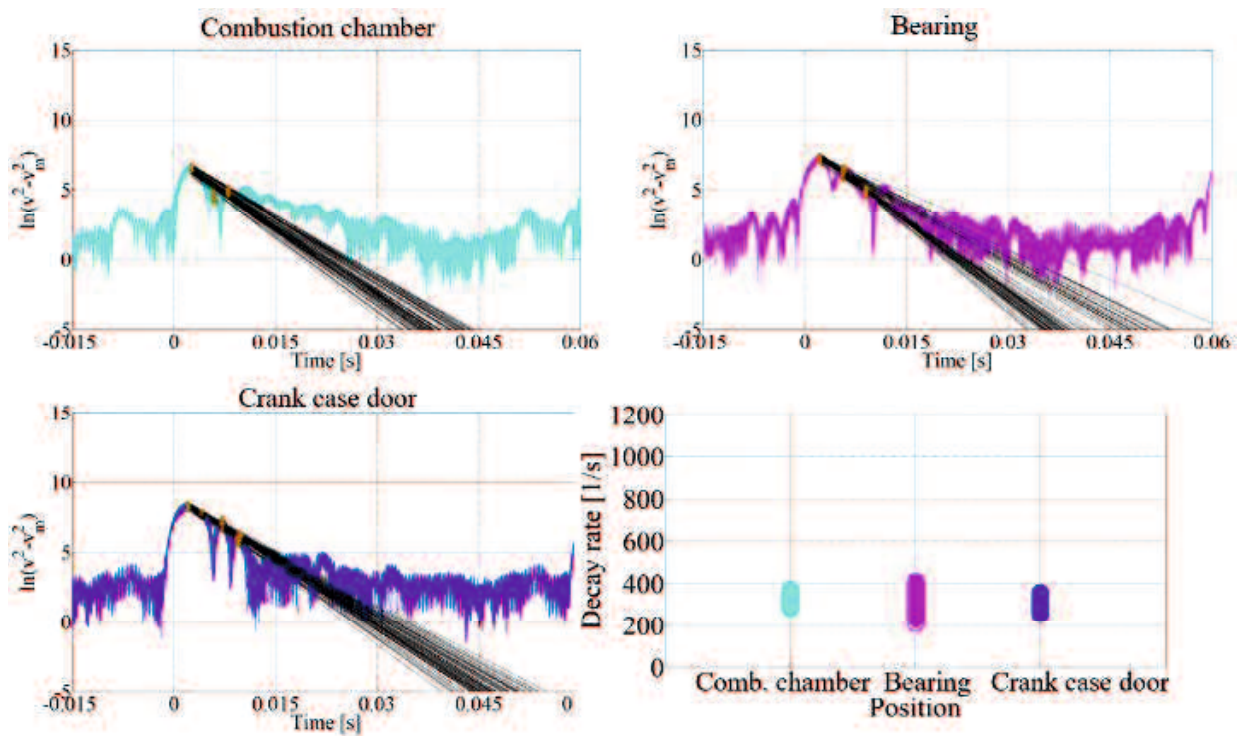


Fig. 4.1.3 100-cycle temporal variations of $\ln(v^2 - v_m^2)$ with approximate lines for different sound source locations and decay rate at 2.5 kHz.

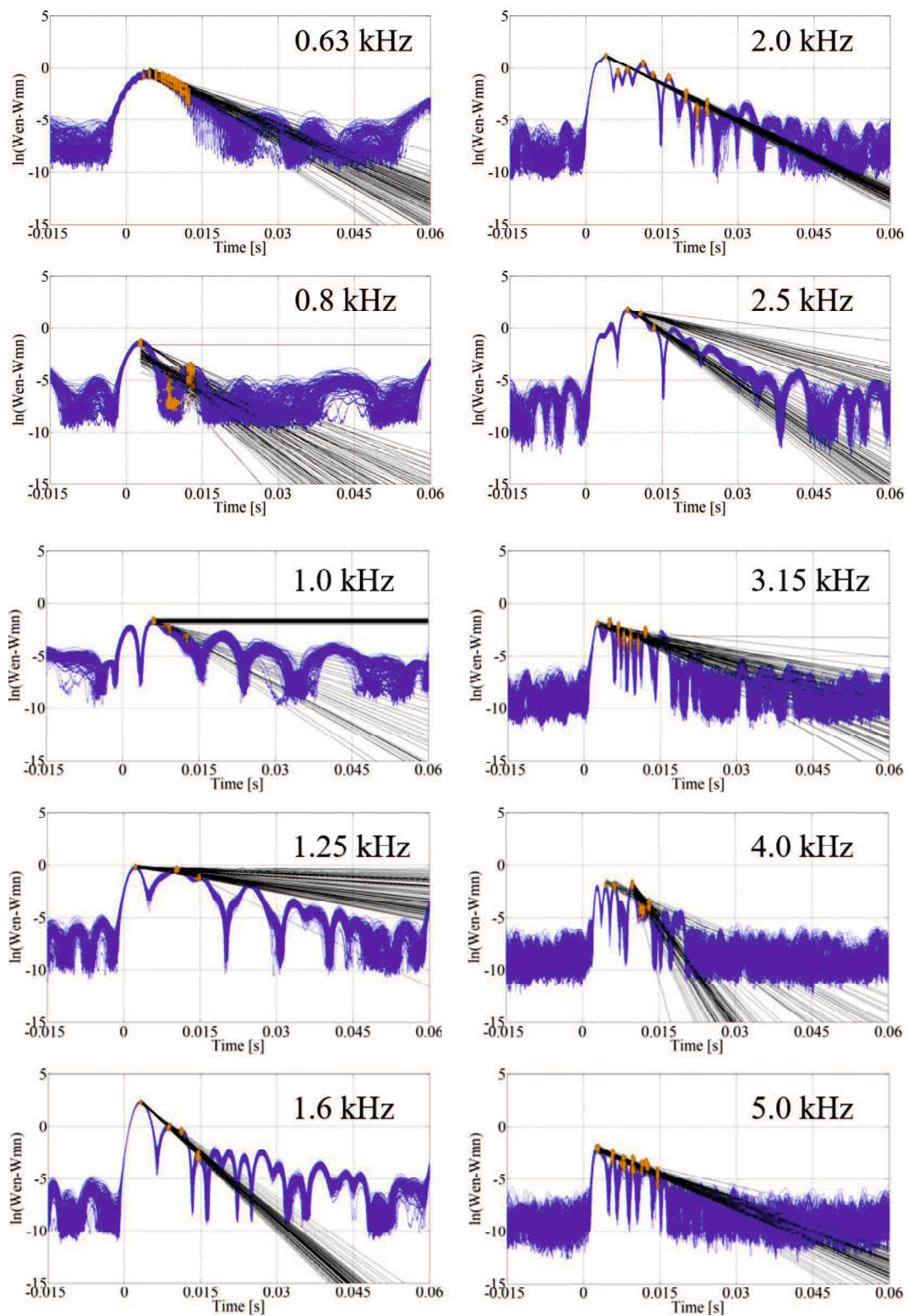


Fig. 4.1.4 100-cycle temporal variations of $\ln(W_{en} - W_{mn})$ with approximate lines near bearing at different frequencies

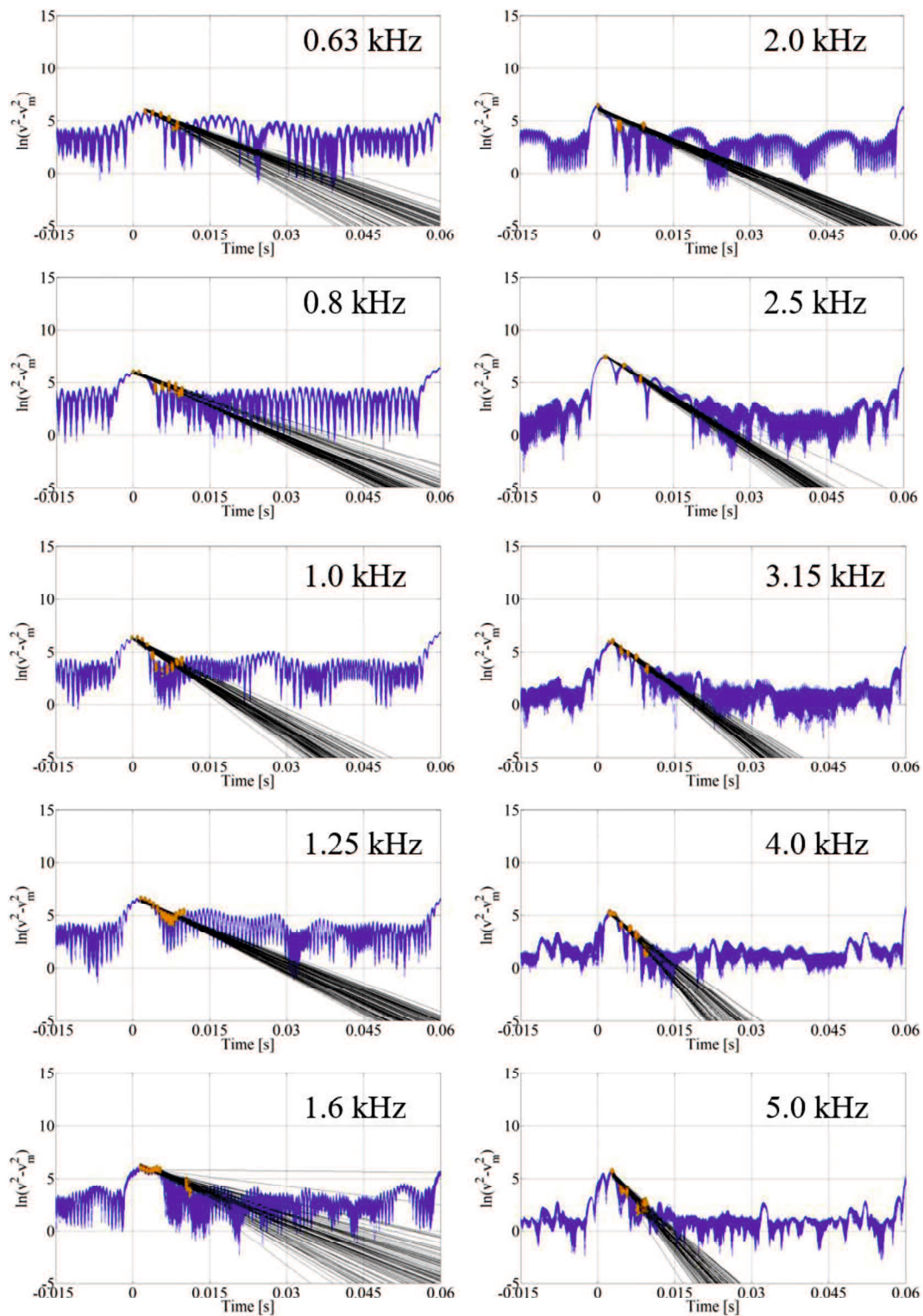


Fig. 4.1.5 100-cycle temporal variations of $\ln(v^2 - v_m^2)$ with approximate lines near bearing at different frequencies

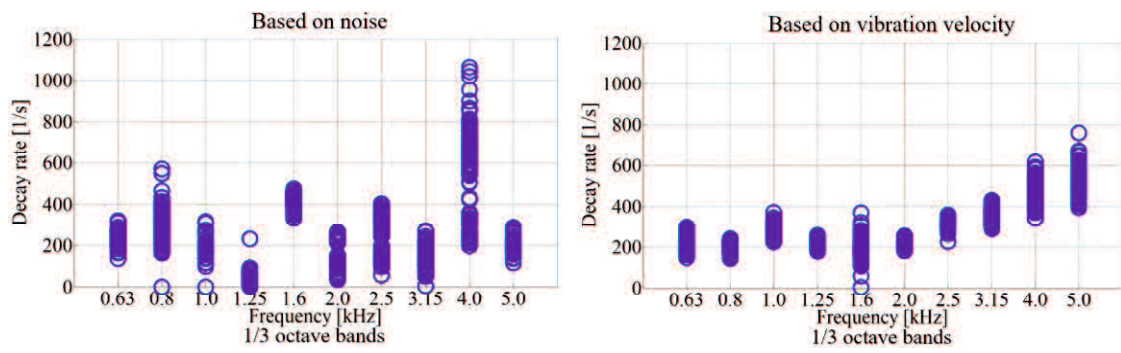


Fig. 4.1.6 100-cycle decay rates near bearing at different frequencies calculated in two different ways

Table 4.1.2 Experimental condition for investigation of influence of fuel injection timing on decay rate

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	120
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-23, -20, -17, -14, -11, -8
Fuel injection duration [ms]	0.3

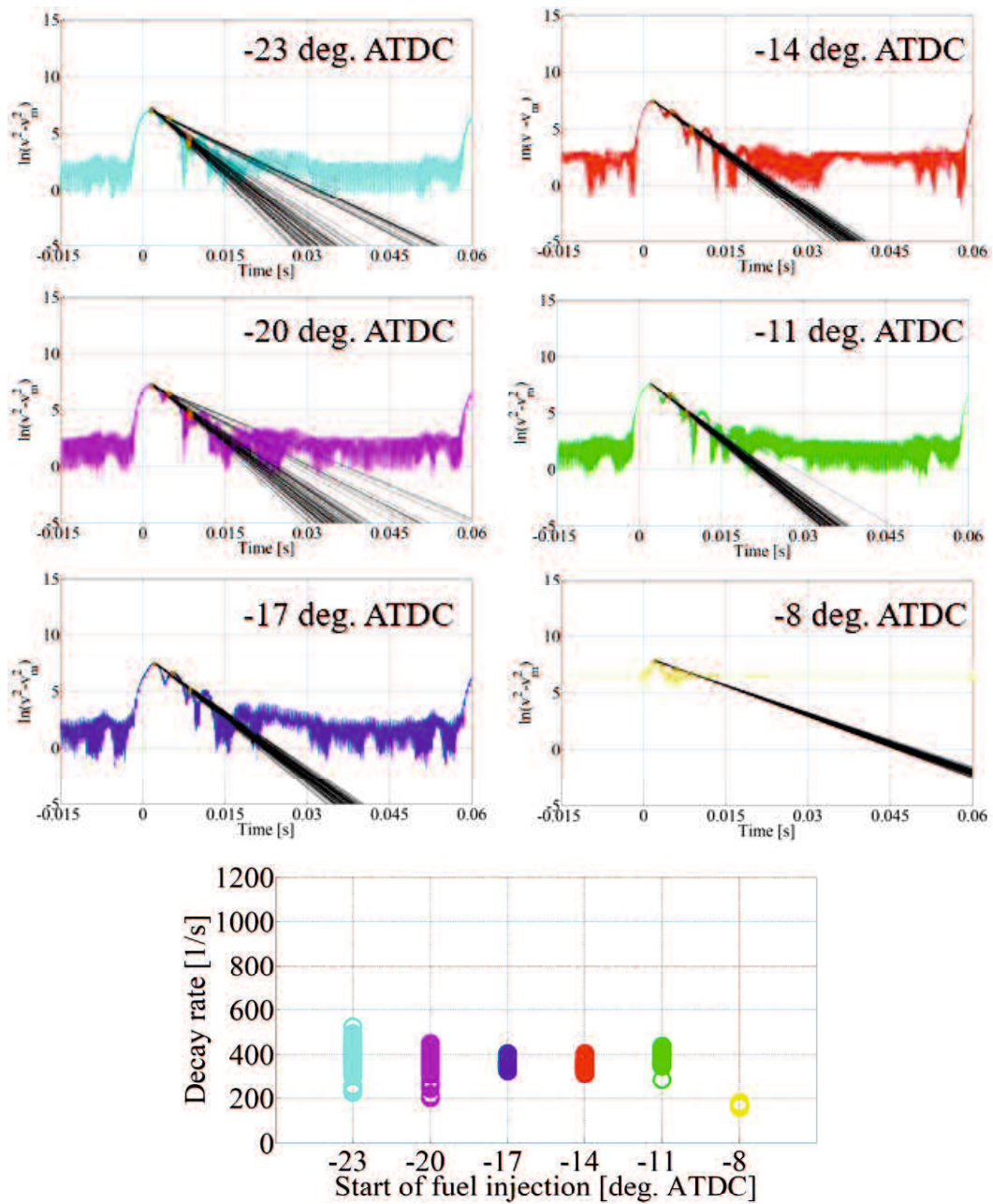


Fig. 4.1.7 100-cycle temporal variations of $\ln(v^2 - v_m^2)$ with approximate lines for different fuel injection timings and decay rate near bearing at 2.5 kHz.

Table 4.1.3 Experimental condition for investigation of influence of fuel injection pressure on decay rate

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	100, 120, 140, 160
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-18 / -8
Fuel injection duration [ms]	0.12 / 0.3

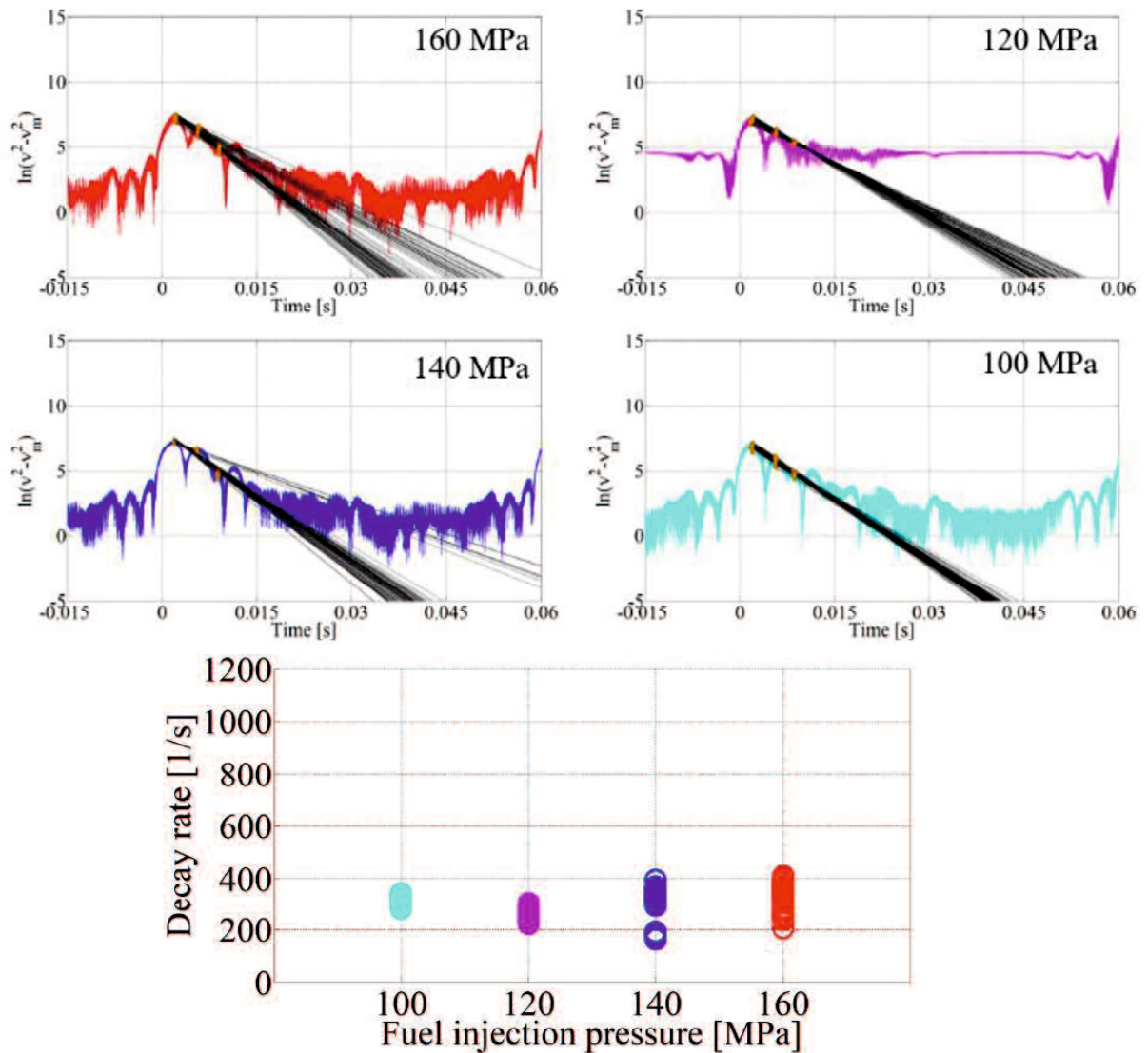


Fig. 4.1.8 100-cycle temporal variations of $\ln(v^2 - v_m^2)$ with approximate lines for different fuel injection pressures and decay rate near bearing at 2.5 kHz.

Table 4.1.4 Experimental condition for investigation of influence of maximum in-cylinder pressure on decay rate

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	120
IMEP [kPa]	500
Condition 1: start of fuel injection [deg. ATDC]	-4
Condition 1: fuel injection duration [ms]	0.3
Condition 2: start of fuel injection [deg. ATDC]	-17 / -8
Condition 2: fuel injection duration [ms]	0.15 / 0.28
Condition 3: start of fuel injection [deg. ATDC]	-22 / -8 / 2
Condition 3: fuel injection duration [ms]	0.1 / 0.21 / 0.21

Table 4.1.5 Maximum in-cylinder pressure for different conditions

Running condition	$dP/d\theta_{\max}$ [MPa/deg.]
Condition 1 (C-1)	1.26
Condition 2 (C-2)	1
Condition 3 (C-3)	0.65

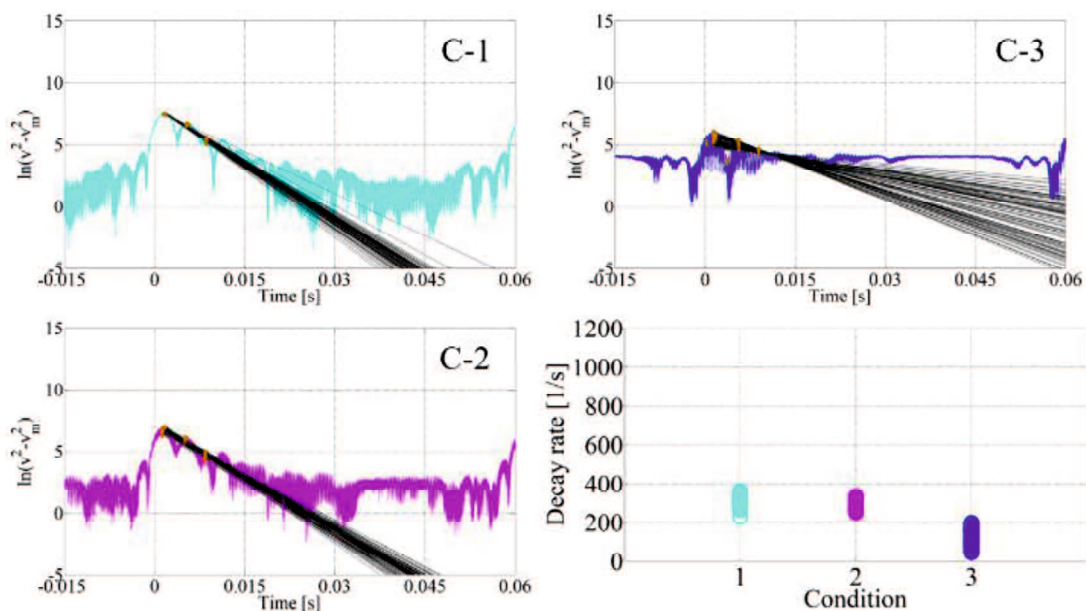


Fig. 4.1.9 100-cycle temporal variations of $\ln(v^2 - v_m^2)$ with approximate lines for different maximum in-cylinder pressures and decay rate near bearing at 2.5 kHz.

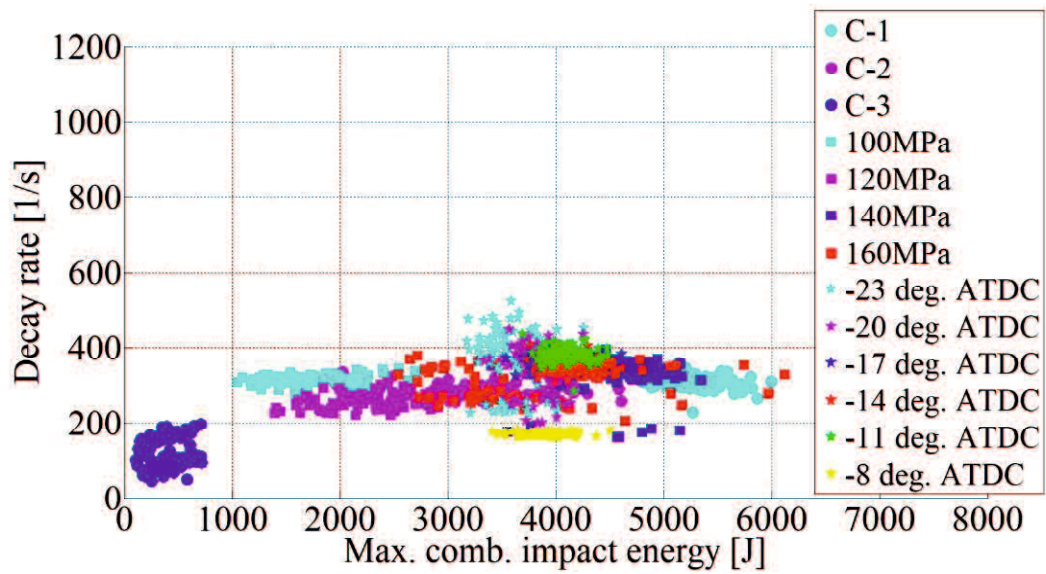


Fig. 4.1.10 Dependence of decay rate near bearing on maximum combustion impact energy at 2.5 kHz.

					Freauency[Hz]	Modal damping ratioç [%]	
Head	K14SIP_D13265-02 	Volume	1.524E+06	mm ³	Test 1st	1140.6	0.015234
		weight	4.150	kg	Test 2nd	1956.4	0.040627
		Density	2.7234E-09	ton/mm ³	Test 3rd	3289.4	0.10161
	K14SIP_11043 	Volume	1.089E+06	mm ³	Test 1st	1149.9	0.028322
		weight	3.000	kg	Test 2nd	1542.5	0.042894
		Density	2.7549E-09	ton/mm ³	Test 3rd	2390.4	0.068093
	K14SIP_D11042-00 	Volume	2264310	mm ³	Test 1st	3037.8	0.16885
		weight	6.300	kg	Test 2nd	4625.1	0.29652
		Density	2.7823E-09	ton/mm ³	Test 3rd	5345	0.68096
Cyl	K14SIP_D11013-05 	Volume	3.297E+06	mm ³	Test 1st	2867.6	0.055789
		weight	24.150	kg	Test 2nd	3219.4	0.057163
		Density	7.3238E-09	ton/mm ³	Test 3rd	3357.4	0.034301
	K14SIP_D11013-05 	Volume	227013	mm ³	Test 1st	1305.3	0.14643
		weight	1.600	kg	Test 2nd	1306.7	0.14983
		Density	7.0481E-09	ton/mm ³	Test 3rd	1566.5	0.12515
Block	K1414_11104_UPPER_BLOCK_CASTING 	Volume	6.328E+06	mm ³	Test 1st	803.82	0.16543
		weight	22.450	kg	Test 2nd	1382	0.30362
		Density	3.5478E-09	ton/mm ³	Test 3rd	1729	0.16591
	K1414_11101_BLOCK_CASTING 	Volume	1.036E+07	mm ³	Test 1st	941.12	0.0363
		weight	73.950	kg	Test 2nd	1169.8	0.028392
		Density	7.1398E-09	ton/mm ³	Test 3rd	1265.8	0.074063
	022-2178-SIDE_PLATE 	Volume	3.452E+05	mm ³	Test 1st	706.96	0.076317
		weight	0.952	kg	Test 2nd	820.74	0.056735
		Density	2.7579E-09	ton/mm ³	Test 3rd	1574.2	0.093965
OilPan	ASSY-OILPAN 	Volume	576891	mm ³	Test 1st	476.11	1.1041
		weight	4.200	kg	Test 2nd	576.07	0.50498
		Density	7.2804E-09	ton/mm ³	Test 3rd	707.14	0.48727

Fig. 4.2.1 Result of part hammering test (structural parts)

				Freauency[Hz]	Modal damping ratio ζ [%]		
Piston	 <p>Piston</p>	Volume	2.140E+05	mm ³	Test 1st	6681	0.069423
		weight	0.610	kg	Test 2nd	6831.4	0.064718
		Density	2.8507E-09	ton/mm ³	Test 3rd	11936	0.051736
	 <p>PIN, PISTON</p>	Volume	1.089E+06	mm ³	Test 1st	failed	failed
		weight	0.296	kg	Test 2nd	failed	failed
		Density	2.7182E-10	ton/mm ³	Test 3rd	failed	failed
Crank	 <p>Crank Assy</p>	Volume	-	mm ³	Test 1st	807.15	0.044418
		weight	15.250	kg	Test 2nd	977.28	0.04804
		Density	-	ton/mm ³	Test 3rd	1325.2	0.0088809
Conrod	 <p>K1414-H-006/008 + Bolt/Bush</p>	Volume	1.917E+06	mm ³	Test 1st	838.59	0.014766
		weight	0.948	kg	Test 2nd	1051.2	0.044116
		Density	4.9449E-10	ton/mm ³	Test 3rd	1560.8	0.025443
	 <p>STP Conrod</p>	Volume	7099050	mm ³	Test 1st	1157.8	0.032639
		weight	1.078	kg	Test 2nd	1227.3	0.020951
		Density	1.5185E-10	ton/mm ³	Test 3rd	1570.1	0.029258
F/W	 <p>F/W Assv</p>	Volume	2.117E+05	mm ³	Test 1st	1884.7	0.76631
		weight	52.800	kg	Test 2nd	1904.2	0.011162
		Density	2.4944E-07	ton/mm ³	Test 3rd	3065.5	0.42196
Balancer	 <p>In-side</p>	Volume	3.883E+05	mm ³	Test 1st	1147.9	0.24191
		weight	3.000	kg	Test 2nd	1248.6	0.12846
		Density	7.7269E-09	ton/mm ³	Test 3rd	2898.2	0.45779
	 <p>Ex-side</p>	Volume	3.883E+05	mm ³	Test 1st	1197.9	0.41372
		weight	3.000	kg	Test 2nd	1297	0.20401
		Density	7.7269E-09	ton/mm ³	Test 3rd	2457.7	1.4055

Fig. 4.2.2 Result of part hammering test (main motion system parts)







				Freauency[Hz]	Modal damping ratio ζ [%]		
Box	K14SIP_C13903-01 	Volume	2.140E+05	mm ³	Test 1st	323.71	0.044713
		weight	13.100	kg	Test 2nd	623.95	0.054619
		Density	6.1219E-08	ton/mm ³	Test 3rd	703.36	0.032336
	K14SIP_C13402-00 	Volume	1.089E+06	mm ³	Test 1st	115.89	0.018841
		weight	18.050	kg	Test 2nd	131.19	0.13387
		Density	1.6575E-08	ton/mm ³	Test 3rd	333.1	0.011346
	K14SIP_D13404-01 	Volume		mm ³	Test 1st	140.57	0.053526
		weight	11.350	kg	Test 2nd	267.54	0.016289
		Density	#DIV/0!	ton/mm ³	Test 3rd	397.89	0.050616
K14SIP_C13410-00 SUPPORT 	Volume	1.917E+06	mm ³	Test 1st	614.11	0.010261	
	weight	3.100	kg	Test 2nd	1157.8	0.0085951	
	Density	1.6170E-09	ton/mm ³	Test 3rd	1551.5	0.015531	
	K14SIP_D13403-00 STAY 	Volume	7099050	mm ³	Test 1st	846.54	0.036065
		weight	2.550	kg	Test 2nd	1721.2	0.034581
		Density	3.5920E-10	ton/mm ³	Test 3rd	2256.8	0.059907
K14SIP_C13401-00 SPACER 	Volume	2.117E+05	mm ³	Test 1st	712.03	0.040236	
	weight	3.200	kg	Test 2nd	1746.6	0.076371	
	Density	1.5118E-08	ton/mm ³	Test 3rd	2723.4	0.04124	

Fig. 4.2.3 Result of part hammering test (belt driving system parts)

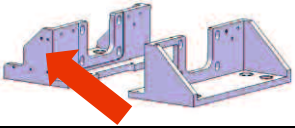
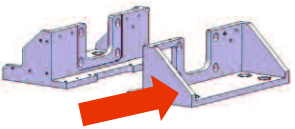
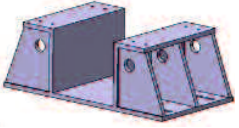
				Freauency[Hz]	Modal damping ratio ζ [%]		
Mount	K1107_11601_MOUNT 	Volume	2.140E+05	mm ³	Test 1st	334.07	0.34822
		weight	34.000	kg	Test 2nd	396.8	0.49693
		Density	1.5889E-07	ton/mm ³	Test 3rd	1004	0.080144
Mount	K1107_11602_MOUNT 	Volume	2.140E+05	mm ³	Test 1st	408	0.32048
		weight	32.300	kg	Test 2nd	896.51	0.04304
		Density	1.5094E-07	ton/mm ³	Test 3rd	987.51	0.058454
Base	K1107_11603_BASE 	Volume	2.760E+07	mm ³	Test 1st	43.419	0.29099
		weight	188.700	kg	Test 2nd	72.58	0.48197
		Density	6.8358E-09	ton/mm ³	Test 3rd	158.82	0.11922

Fig. 4.2.4 Result of part hammering test (mount parts)

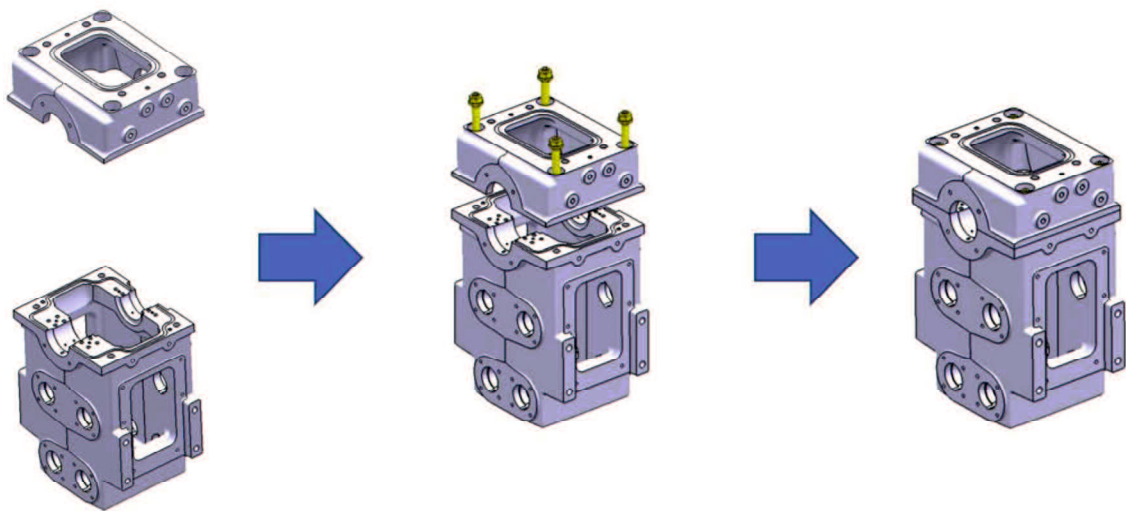


Fig. 4.3.1 Assembled block

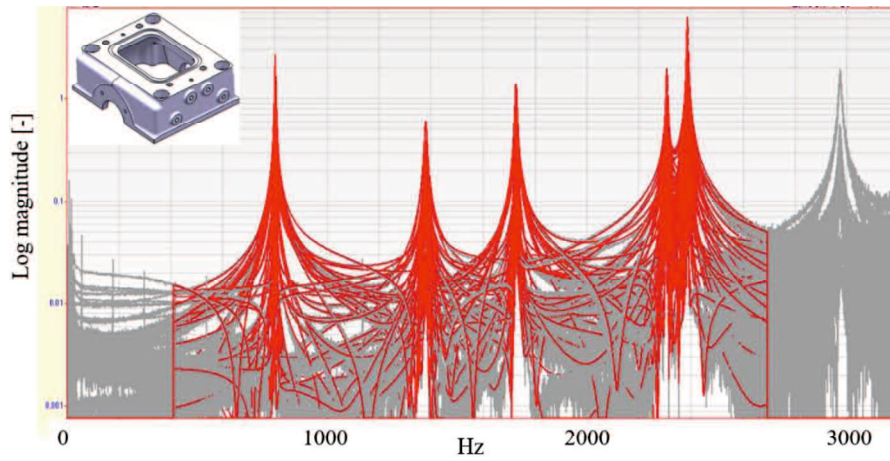


Fig. 4.3.2 FRF of upper block

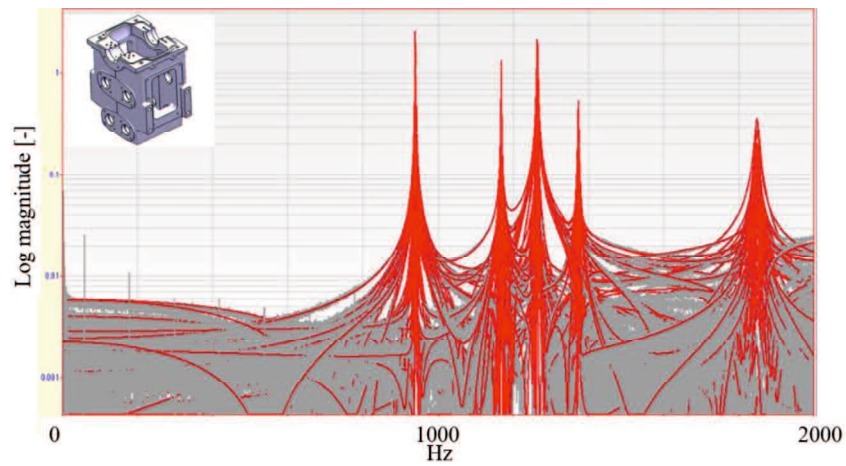


Fig. 4.3.3 FRF of lower block

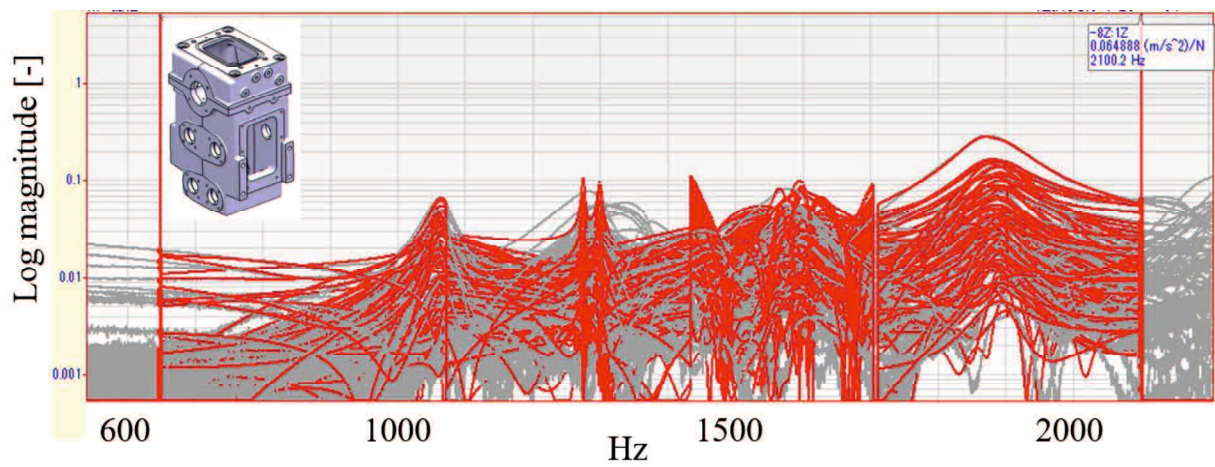


Fig. 4.3.4 FRF of assembled block

Table 4.3.1 Modal damping ratios of main blocks

Upper	Frequency [Hz]	ζ [%]	Lower	Frequency [Hz]	ζ [%]
1st	803.8	0.16543	1st	941.1	0.036300
2nd	1382	0.30362	2nd	1170	0.028392
3rd	1729	0.16591	3rd	1266	0.074063

Table 4.3.2 Modal damping ratios of assembled block

Assemble	Frequency [Hz]	ζ [%]
1st	1066	1.5484
2nd	1276	0.17415
3rd	1301	0.22560
4th	1571	0.67184
5th	1594	2.1494
6th	1608	0.54397
7th	1876	1.5133
8th	1886	1.8291
9th	1905	0.0021340

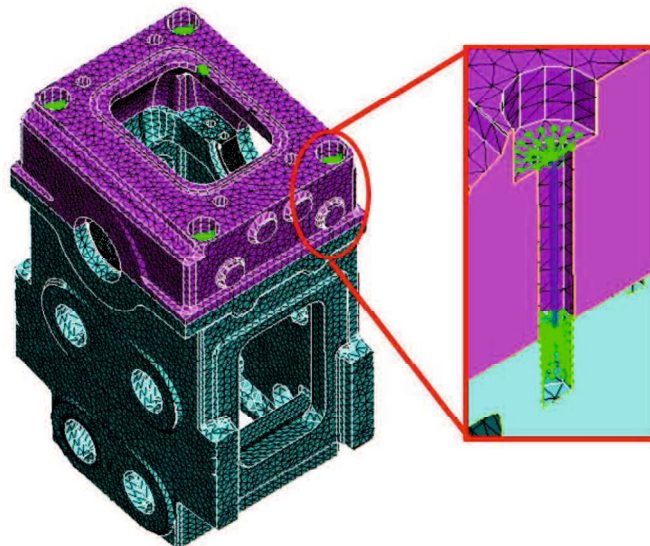


Fig. 4.3.5 Assembled block model for eigenvalue analysis

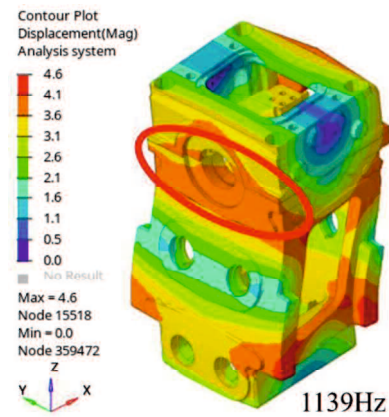


Fig. 4.3.6 Simulation vibration mode: slip friction between contact surfaces occurs (1139 Hz)

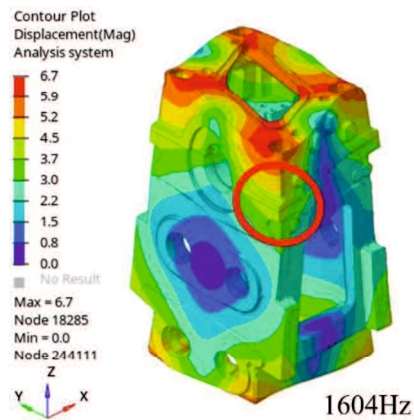


Fig. 4.3.7 Simulation vibration mode: slip friction between contact surfaces occurs (1604 Hz)

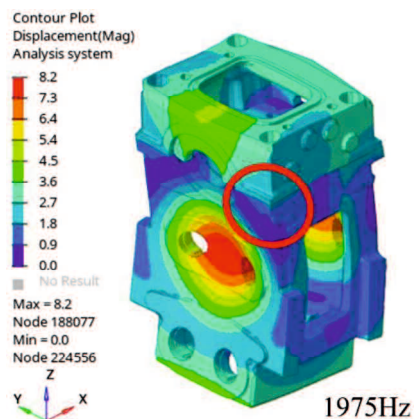


Fig. 4.3.8 Simulation vibration mode: slip friction between contact surfaces occurs (1975 Hz)

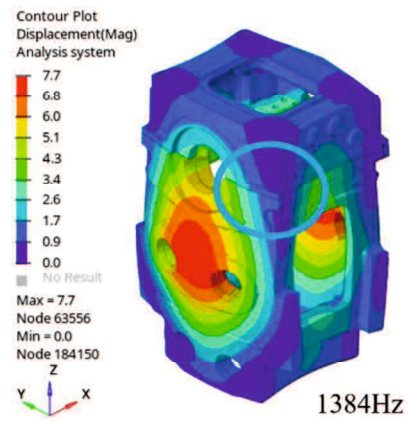


Fig. 4.3.9 Simulation vibration mode: slip friction between contact surfaces does not occur (1384 Hz)

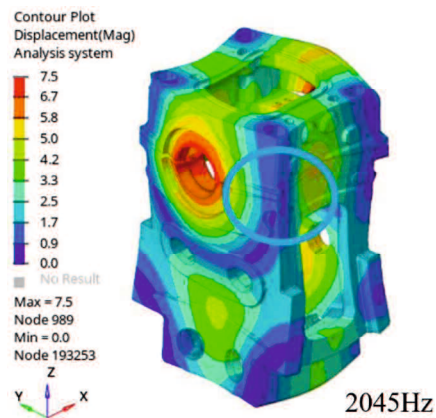


Fig. 4.3.10 Simulation vibration mode: slip friction between contact surfaces does not occur (1975 Hz)

Table 4.3.3 Experimental condition

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	130
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-8
Fuel injection duration [ms]	0.3
P_{\max} [MPa]	7
$dP/d\theta_{\max}$ [MPa/deg.]	1.8

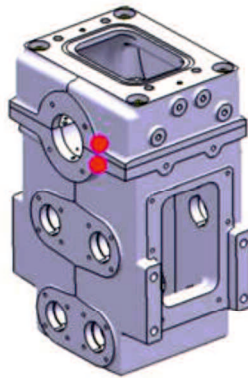


Fig. 4.3.11 Accelerometer positions

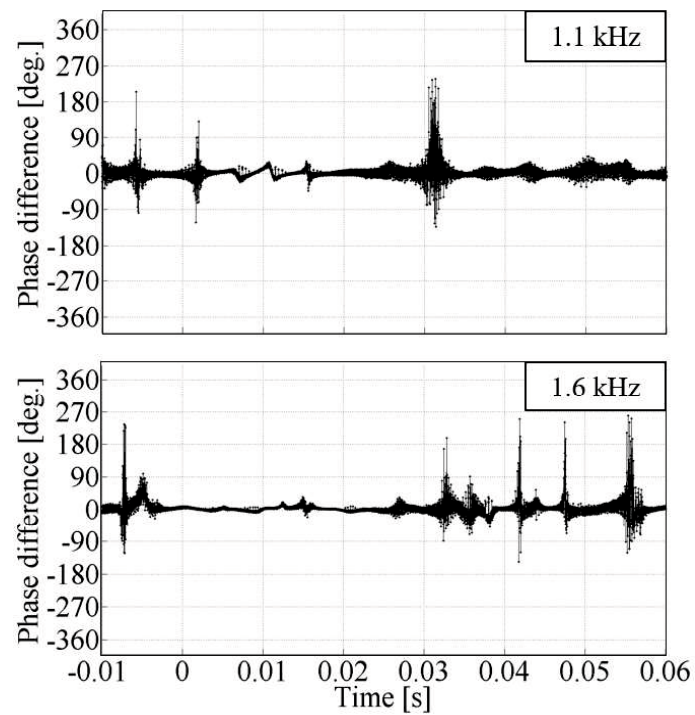


Fig. 4.3.12 Phase difference between upper block and lower block for bigger modal damping ratio

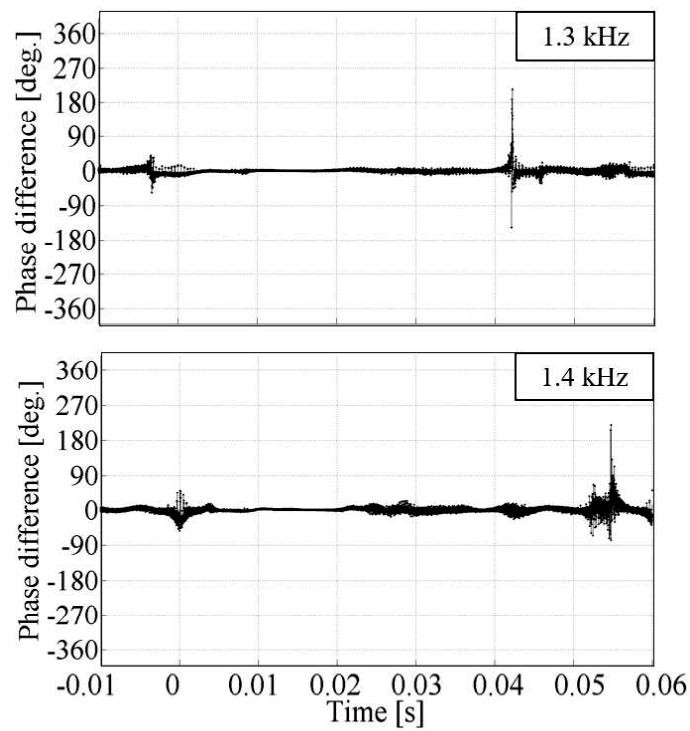


Fig. 4.3.13 Phase difference between upper block and lower block for smaller modal damping ratio

Table 4.4.1 Simulation oil viscosities

	OIL A	OIL B
Dynamic Viscosity [Pa · s]	0.001	0.05

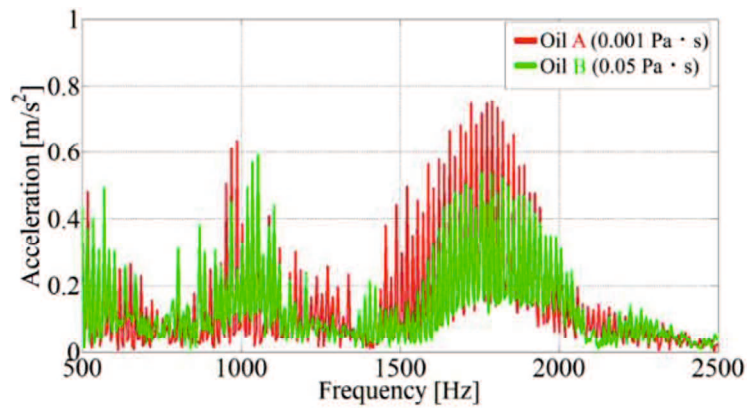


Fig. 4.4.1 Frequency characteristics of acceleration on engine wall near main bearing

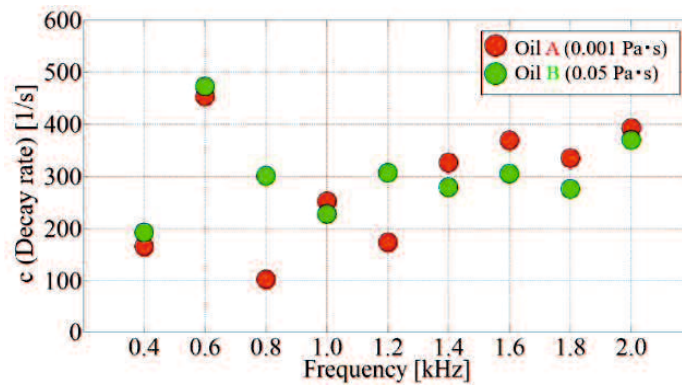


Fig. 4.4.2 Decay rates on engine wall near main bearing

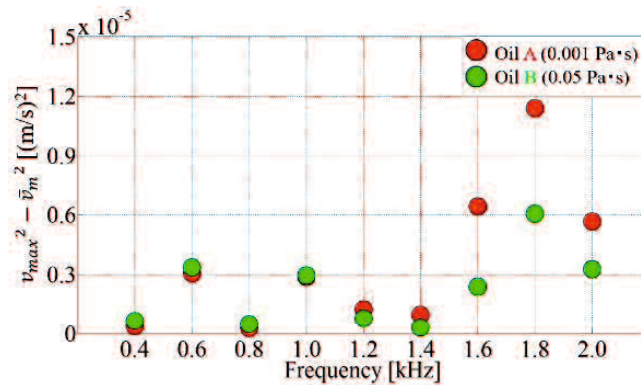


Fig. 4.4.3 Vibration velocity squared max at engine wall near main bearing

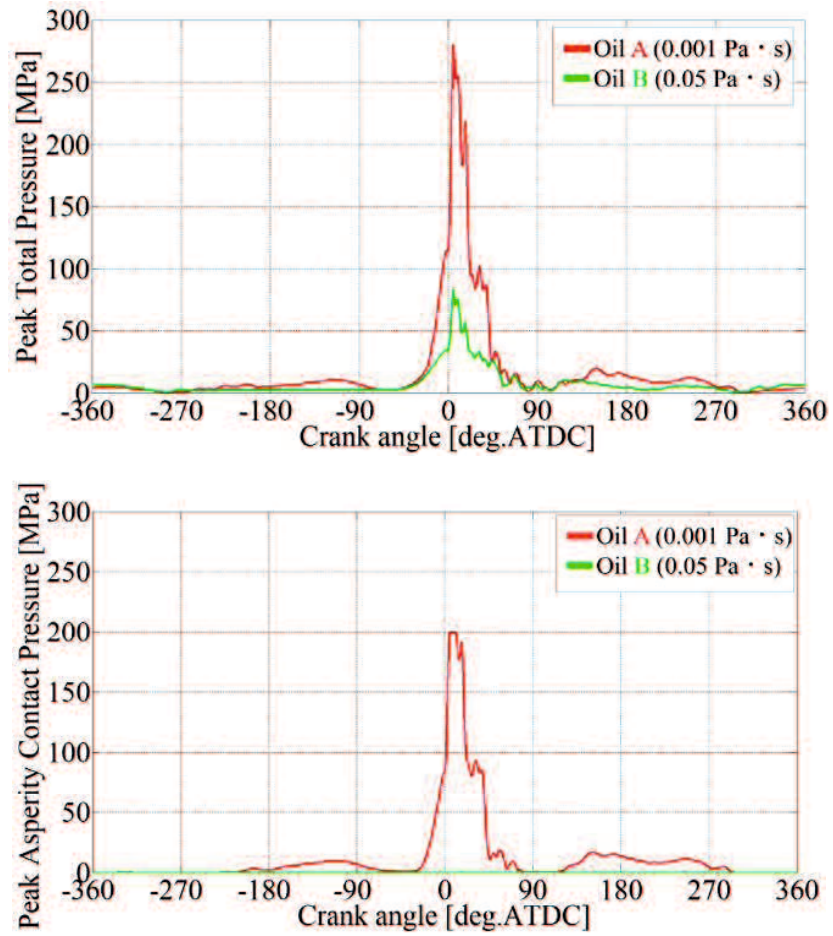


Fig. 4.4.4 Peak total pressures and peak asperity contact pressures at main bearing 1

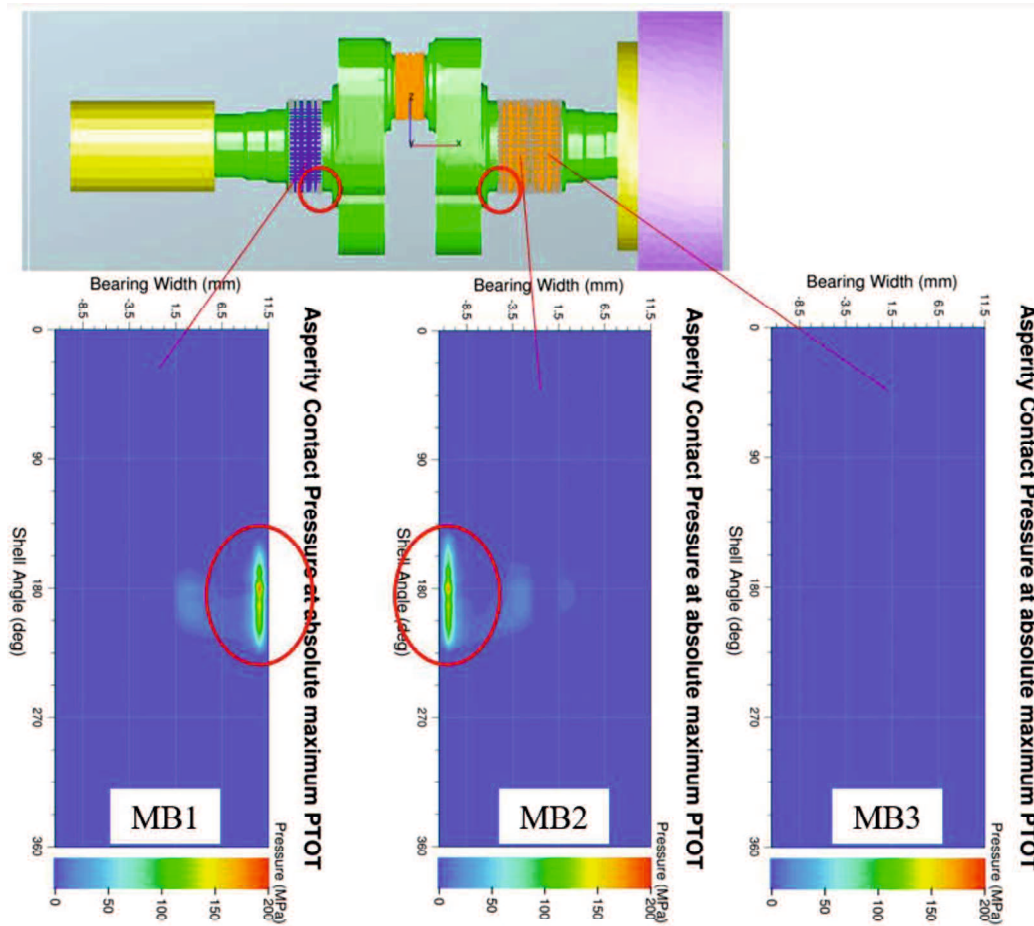


Fig. 4.4.5 Asperity contact pressure contour at absolute maximum peak of total pressure for two different oil viscosities on Main Bearings

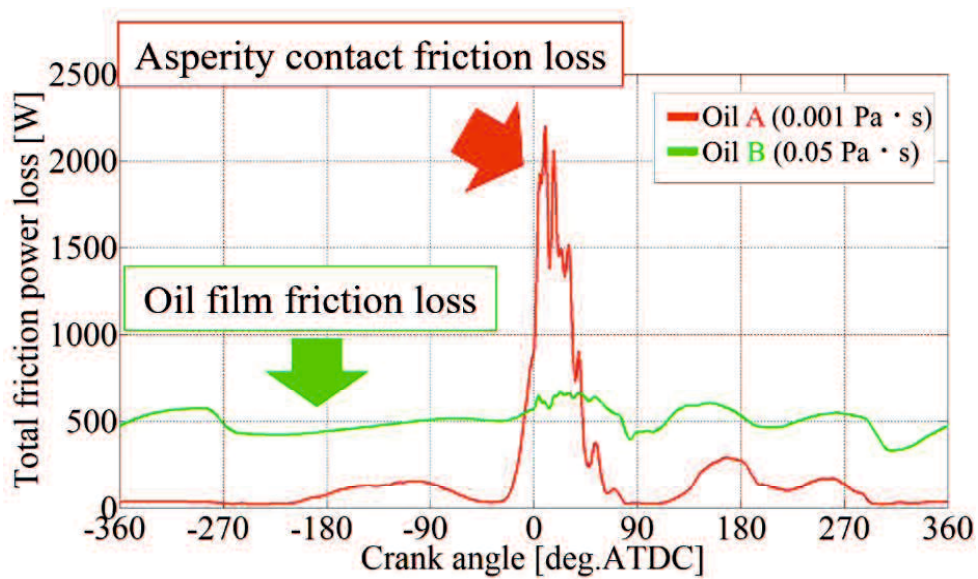


Fig. 4.4.6 Total friction power loss at main bearing 1

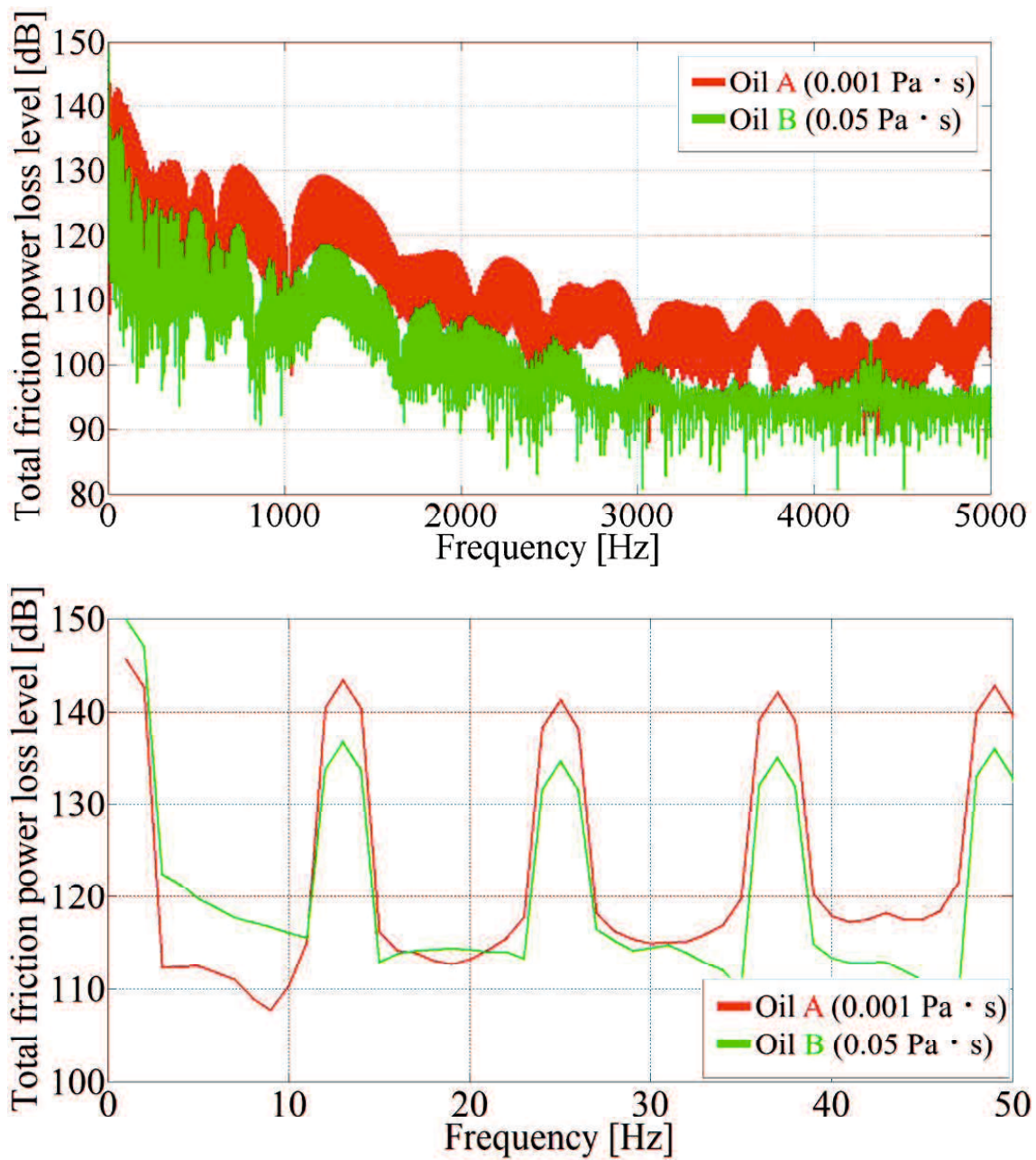


Fig. 4.4.7 Frequency characteristics of total friction-power-loss level for Main Bearing 1 for different oil viscosities

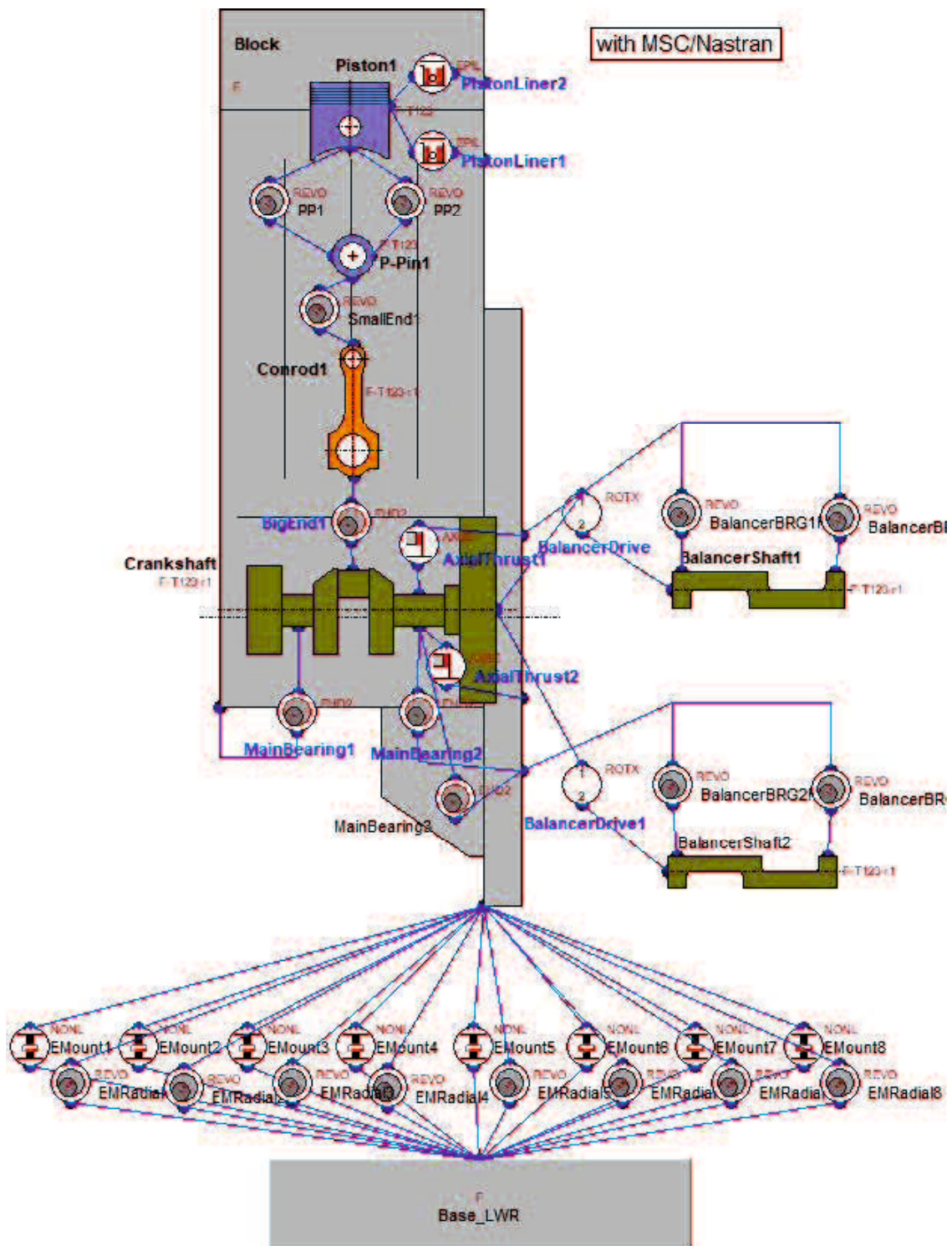


Fig. 2.17 Simulation model (Repost)

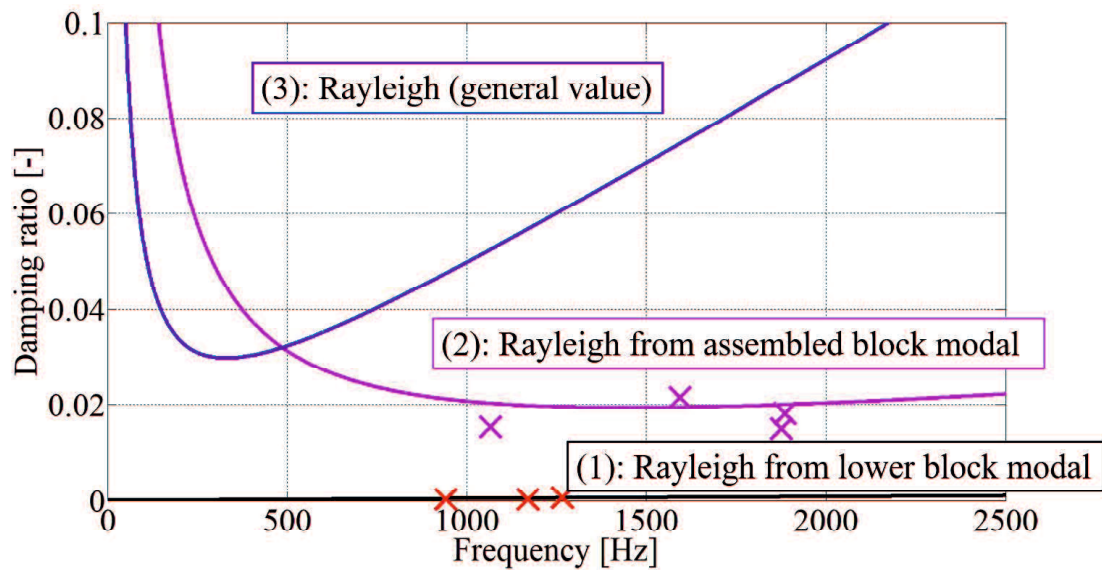


Fig. 4.5.1 Rayleigh damping ratios

Table 4.5.1 Rayleigh damping ratio combinations

Type name → Body name ↓	Type A	Type B	Type C
Block	(1)	(2)	(3)
Piston	(1)	(1)	(3)
Piston-pin	(3)	(3)	(3)
Connecting-rod	(1)	(1)	(3)
Crankshaft	(1)	(1)	(3)
Balancer-shaft 1	(1)	(1)	(3)
Balancer-shaft 2	(1)	(1)	(3)

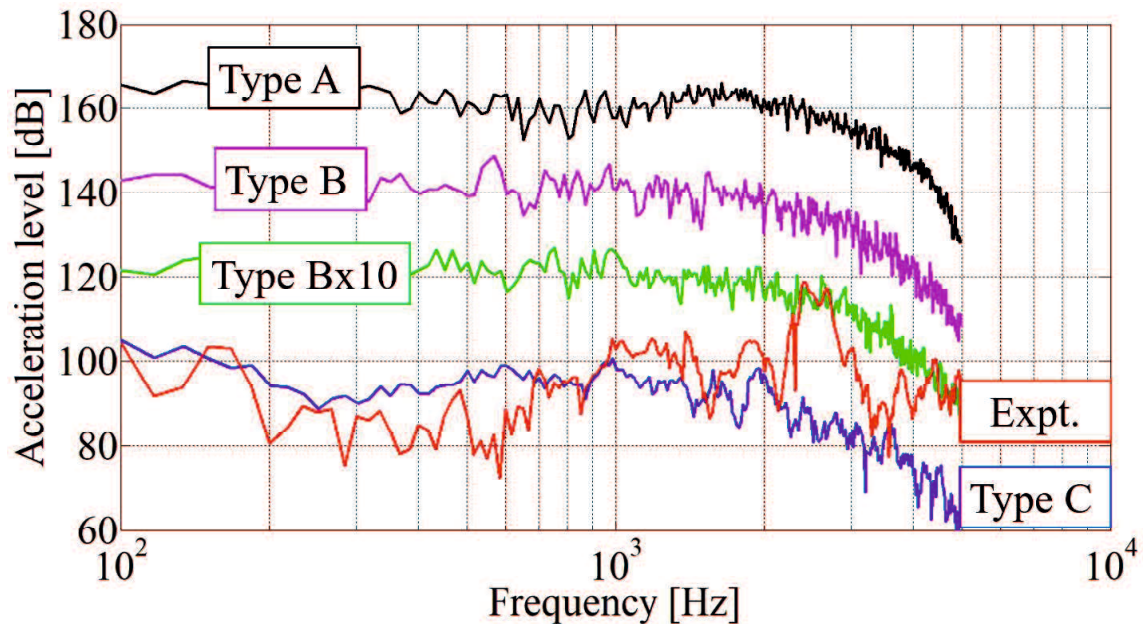


Fig. 4.5.2 Engine outer wall accelerations for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration.

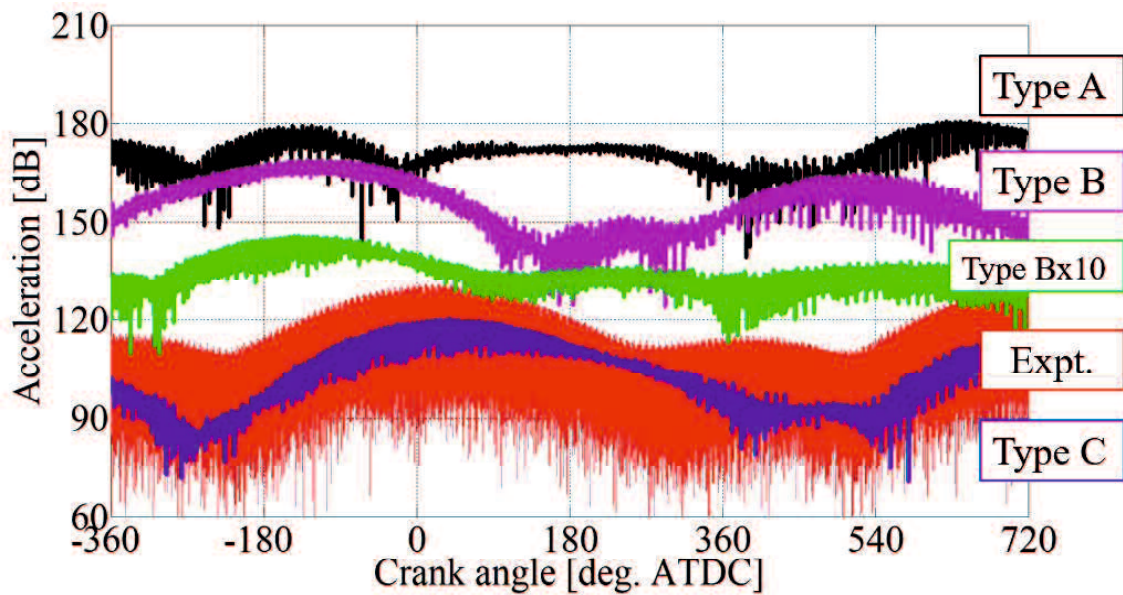


Fig. 4.5.3 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 100 Hz

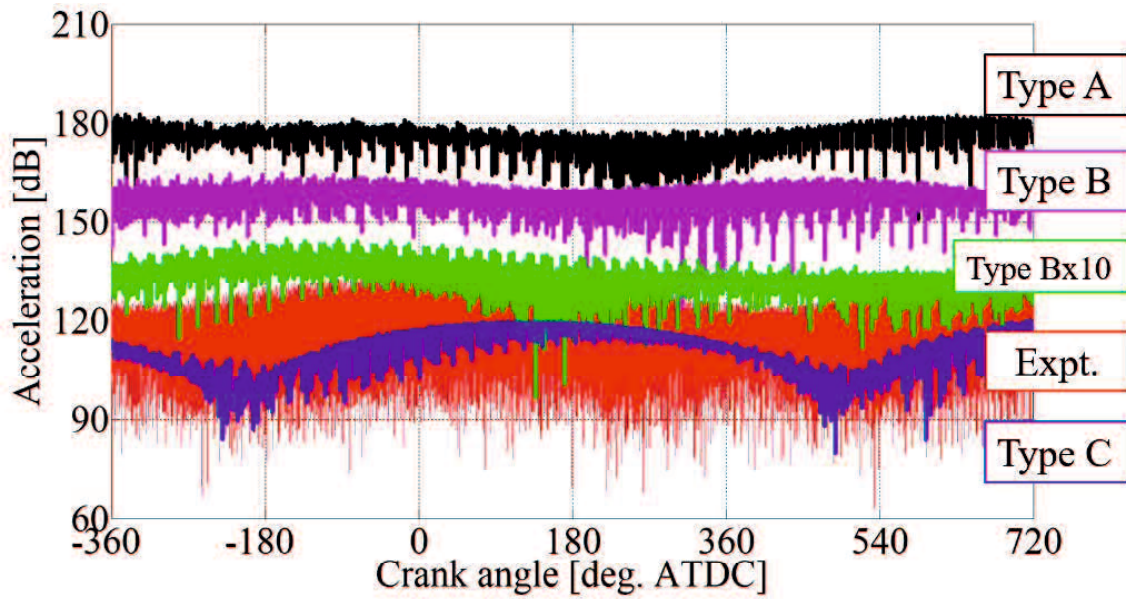


Fig. 4.5.4 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 125 Hz

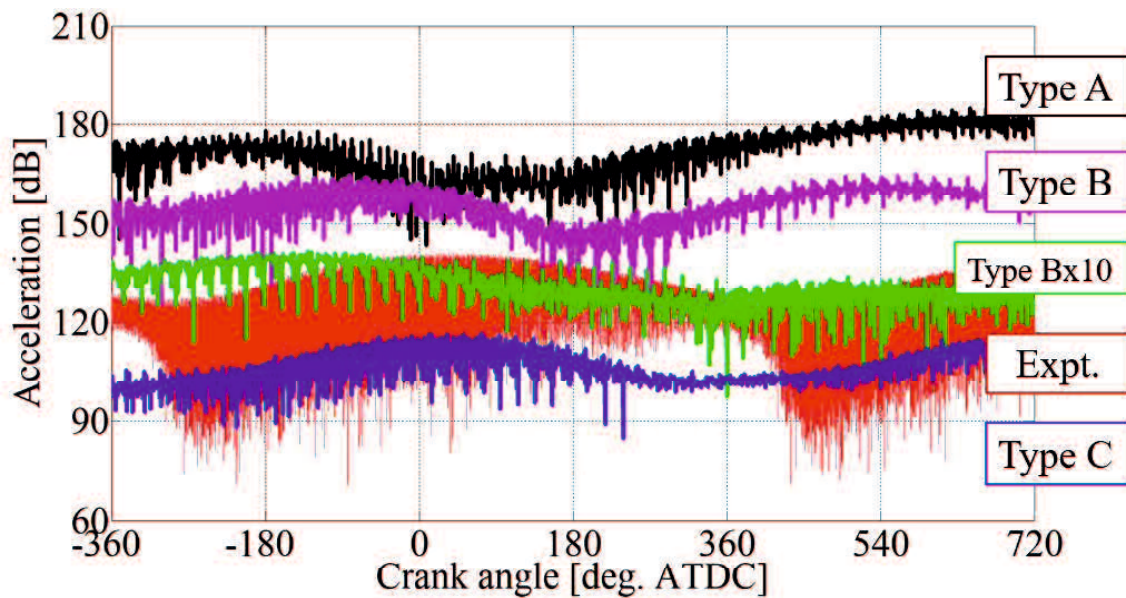


Fig. 4.5.5 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 160 Hz

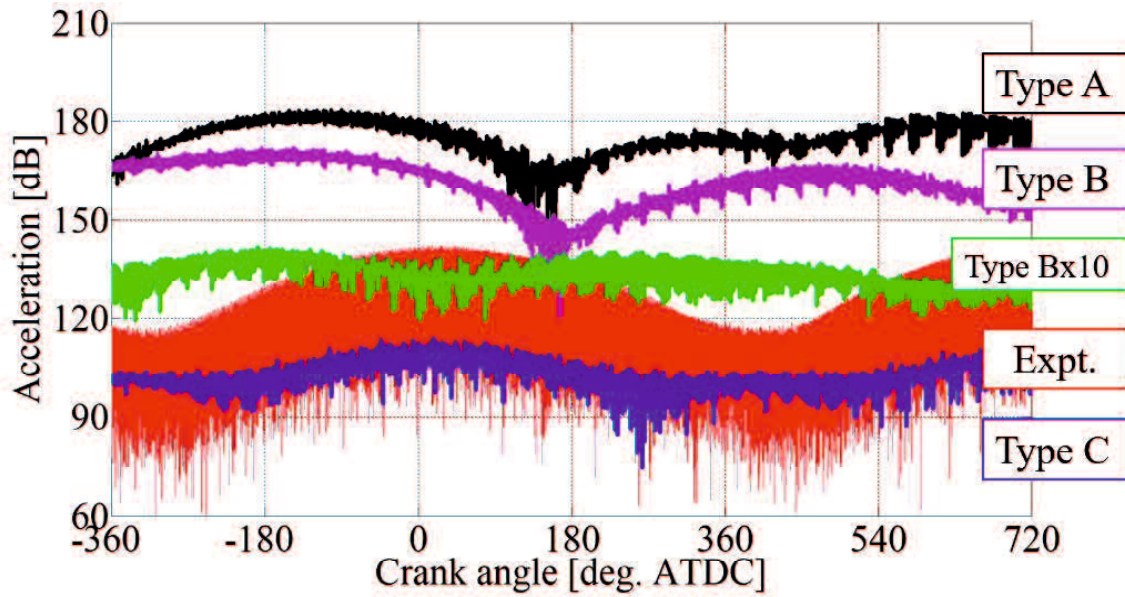


Fig. 4.5.6 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 200 Hz

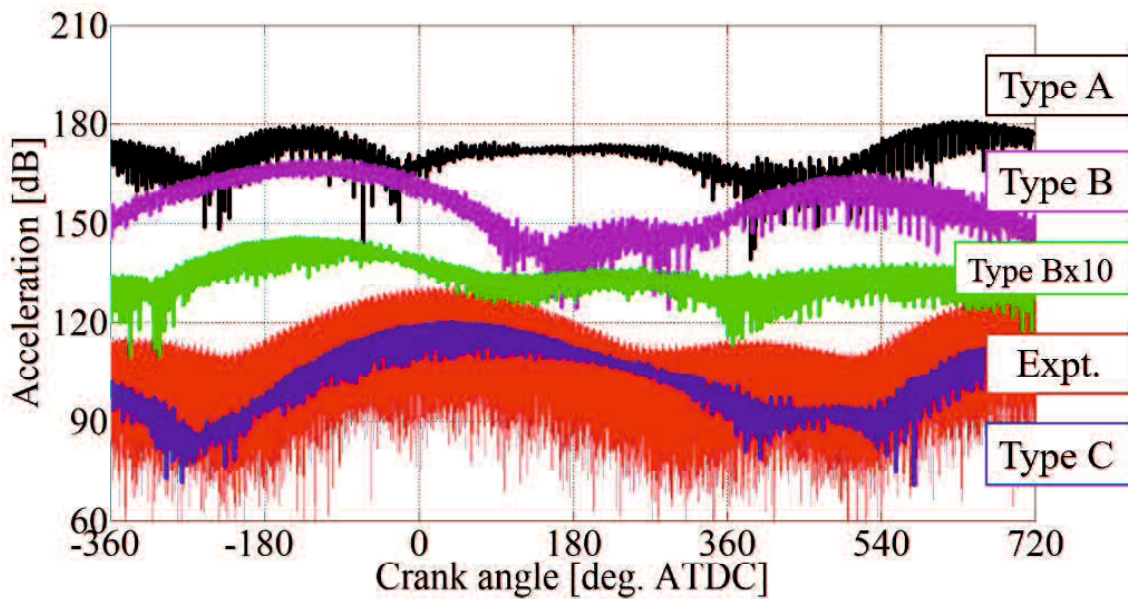


Fig. 4.5.7 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 250 Hz

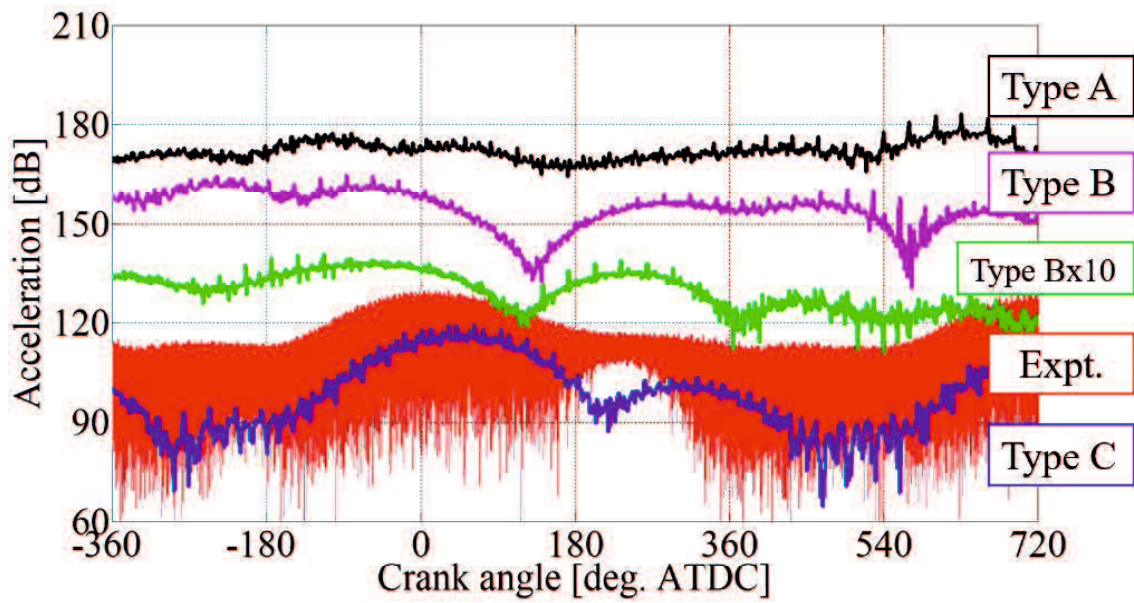


Fig. 4.5.8 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 315 Hz

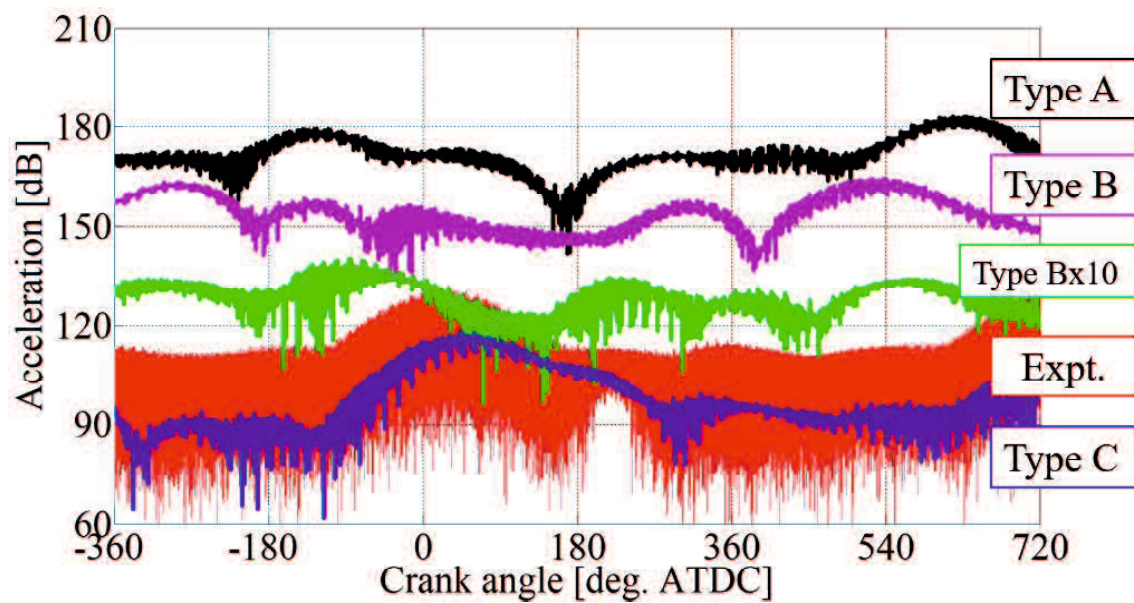


Fig. 4.5.9 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 400 Hz

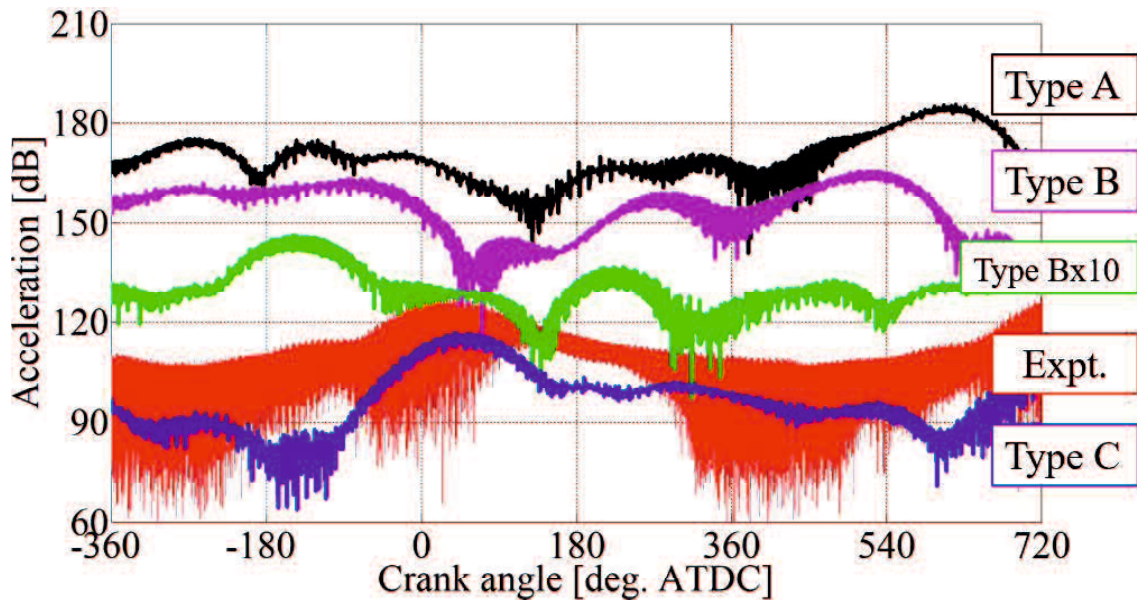


Fig. 4.5.10 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 500 Hz

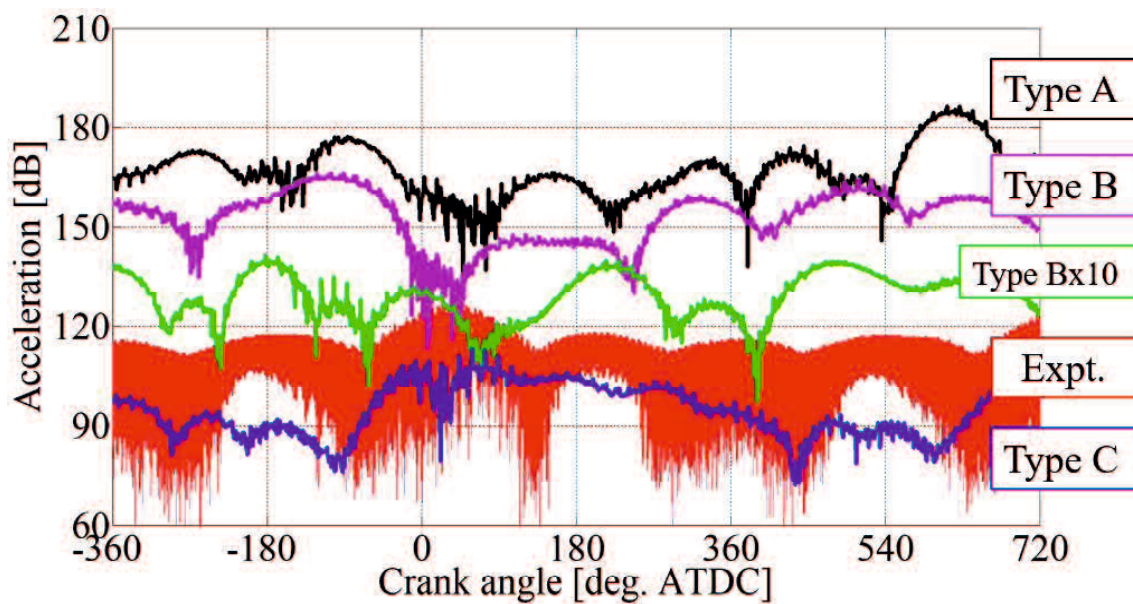


Fig. 4.5.11 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 630 Hz

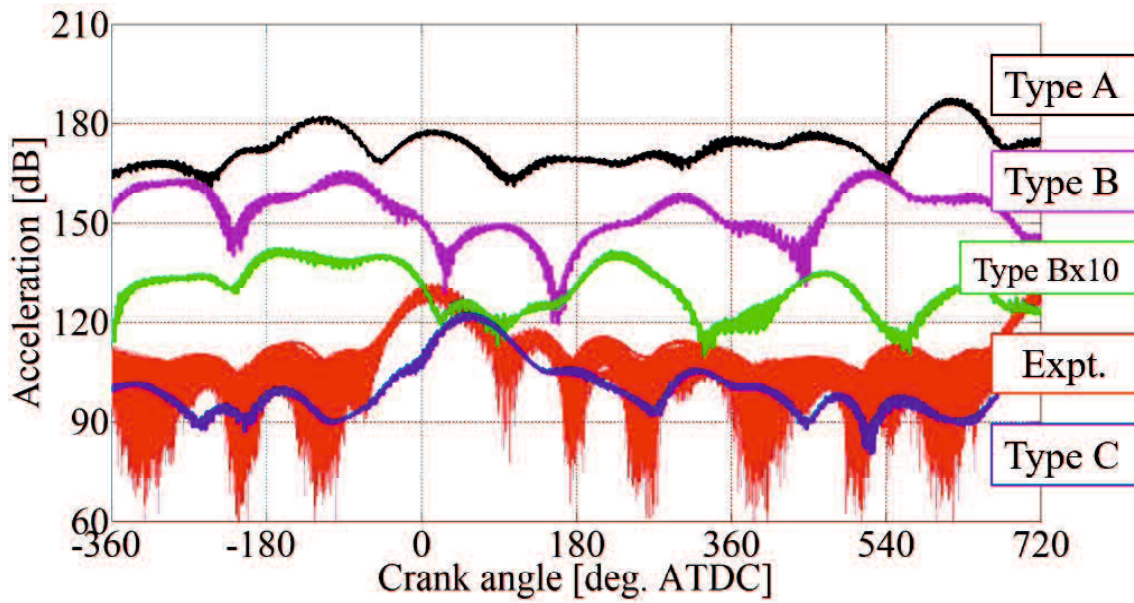


Fig. 4.5.12 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 800 Hz

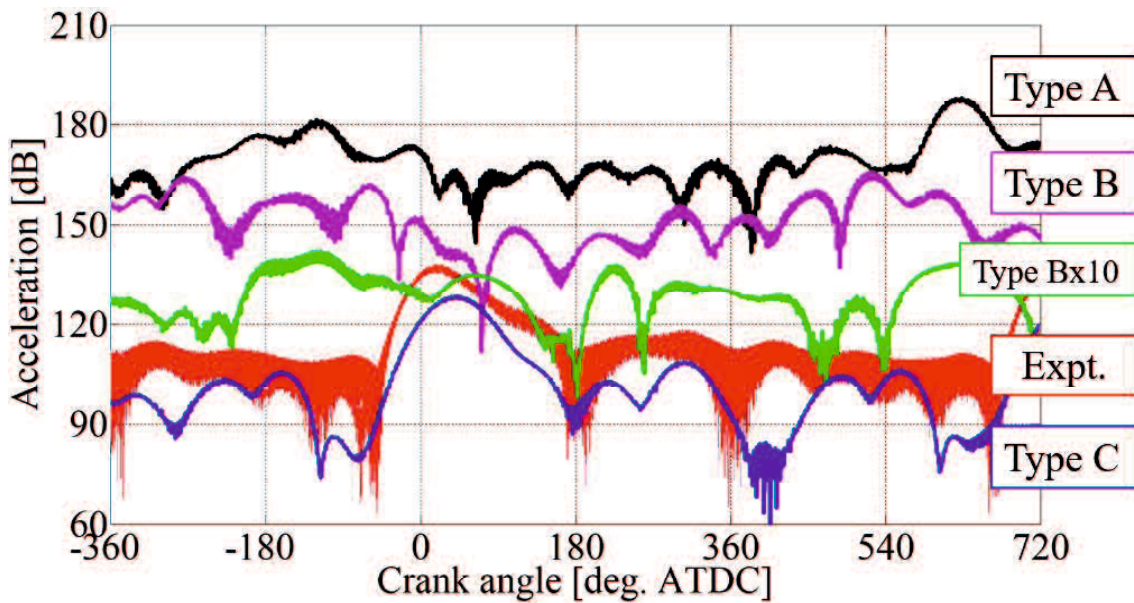


Fig. 4.5.13 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 1000 Hz

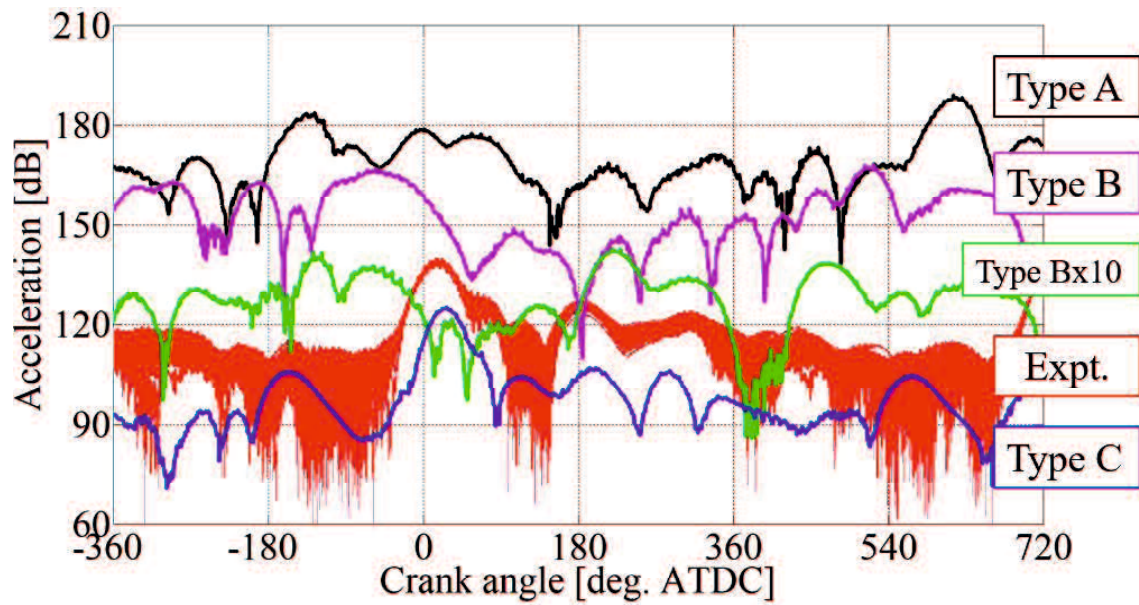


Fig. 4.5.14 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 1250 Hz

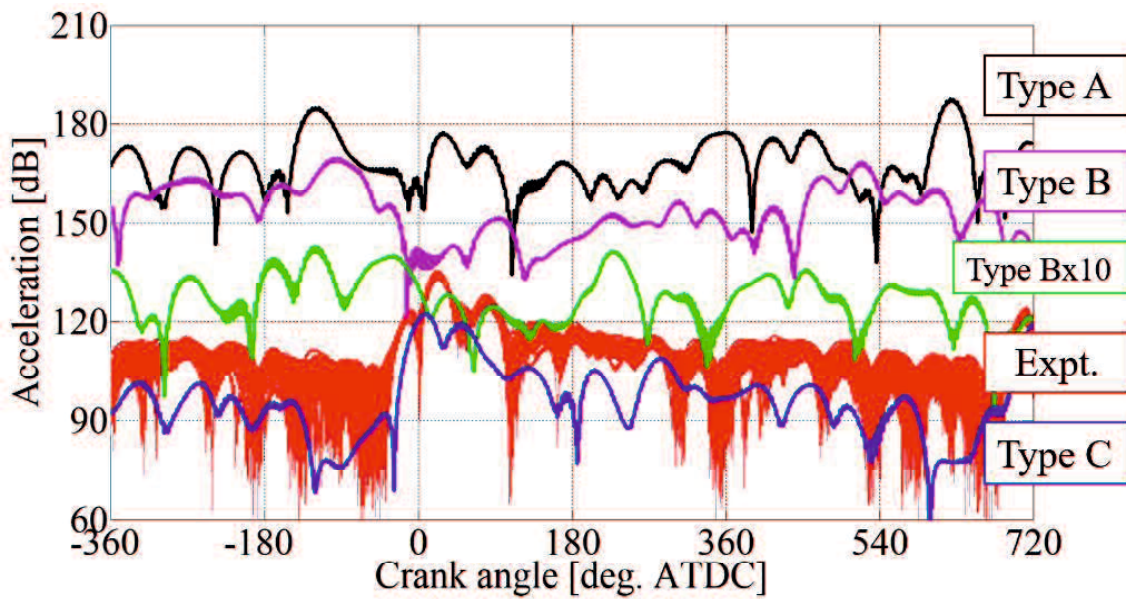


Fig. 4.5.15 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 1600 Hz

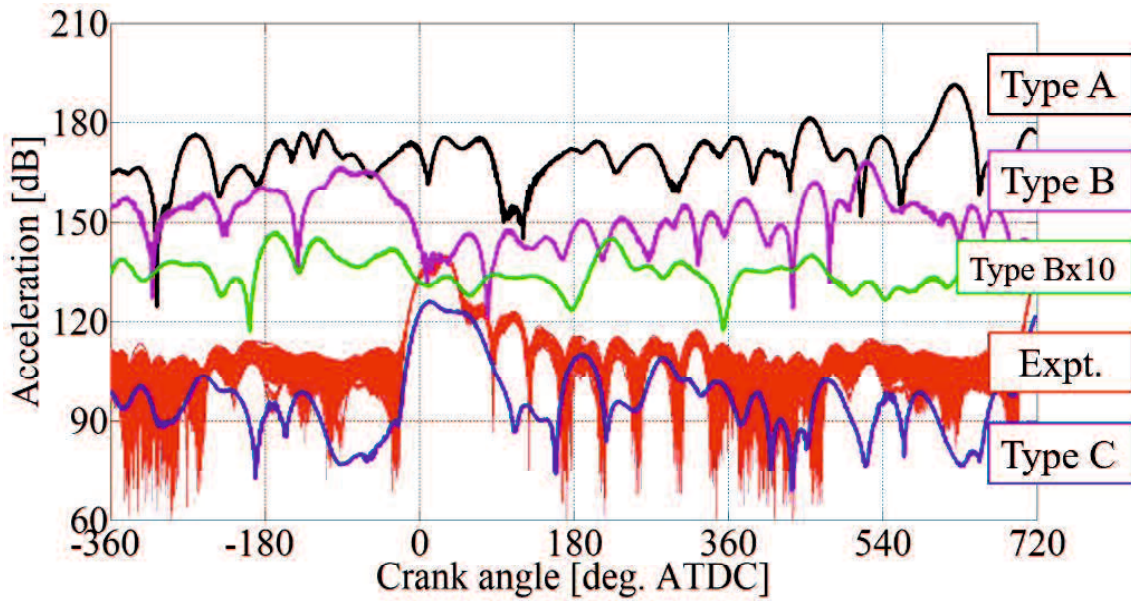


Fig. 4.5.16 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 2000 Hz

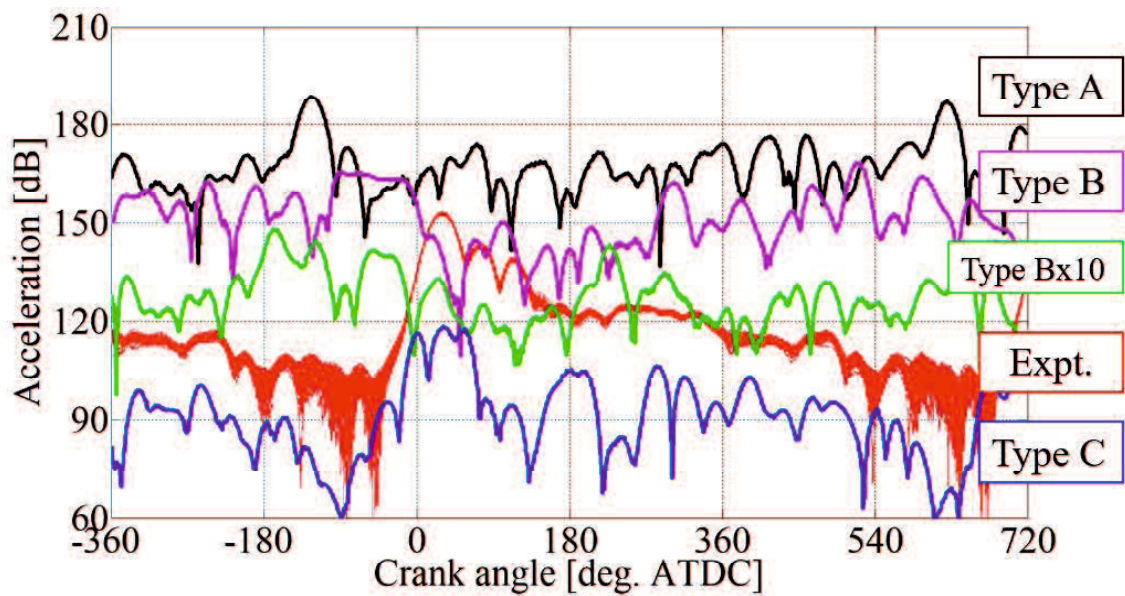


Fig. 4.5.17 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 2500 Hz

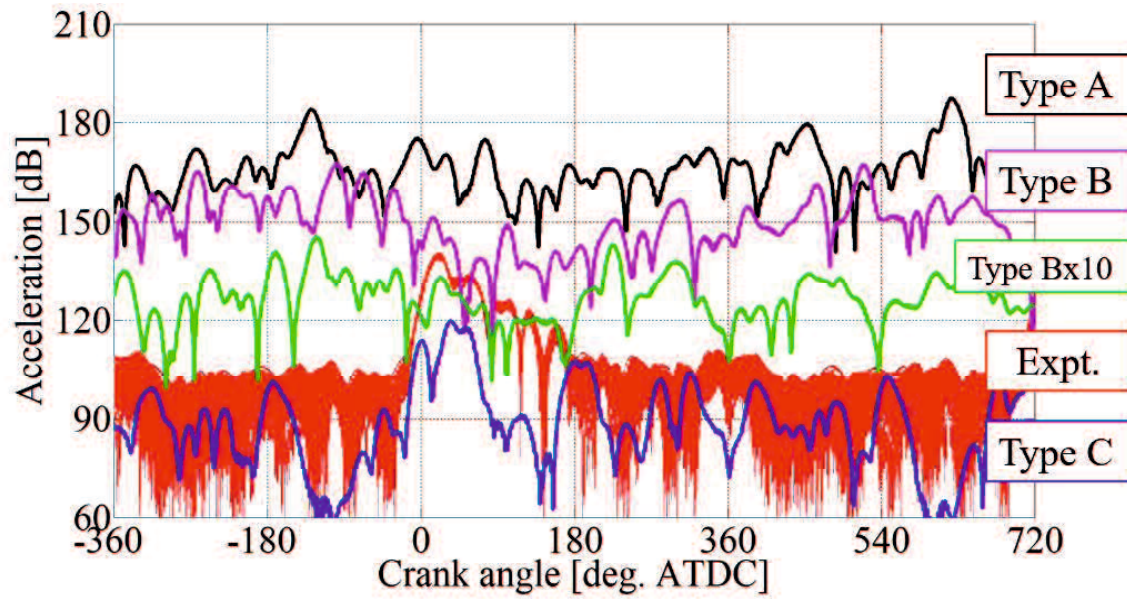


Fig. 4.5.18 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 3150 Hz

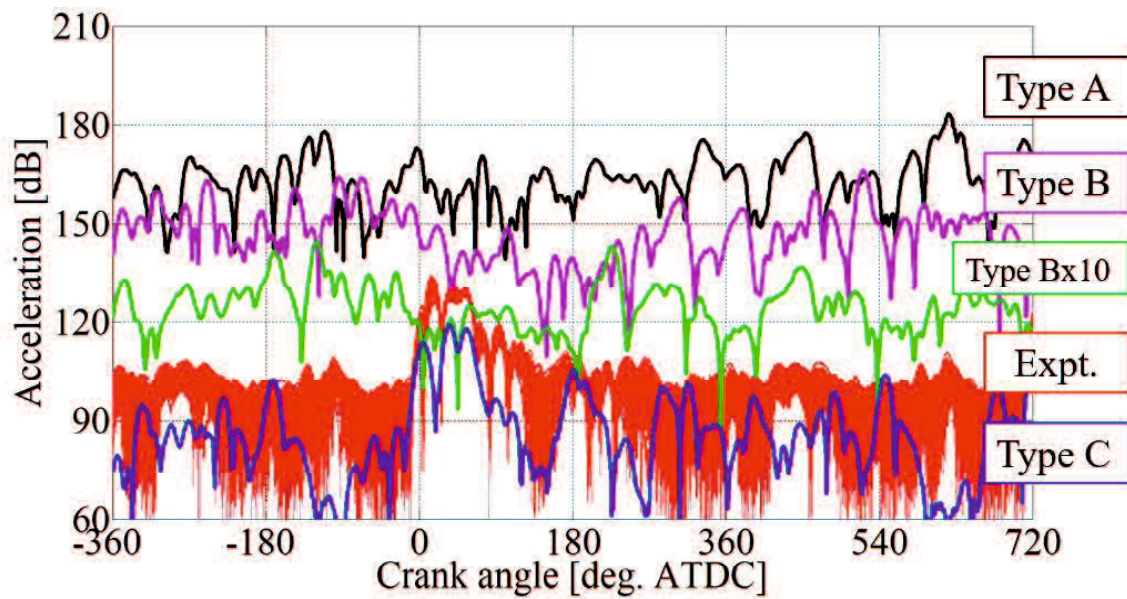


Fig. 4.5.19 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 4000 Hz

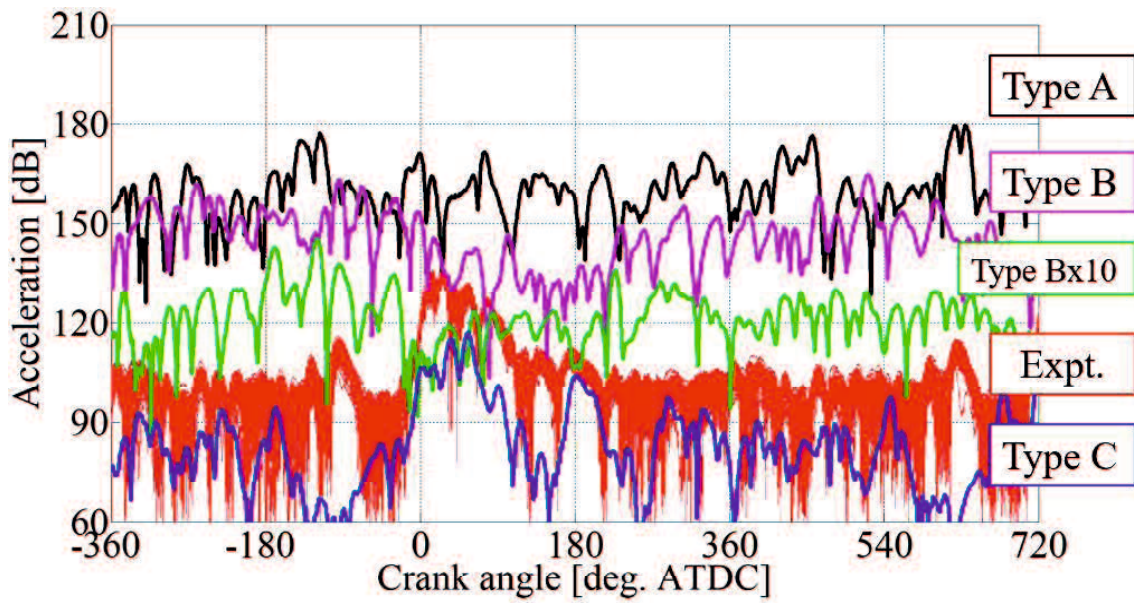


Fig. 4.5.20 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration at 5000 Hz

Table 4.5.2 Rayleigh damping ratio combinations for sensitivity analysis

Type name → Body name ↓	Piston*100	Conrod*100	Crankshaft*100	Block*100	Type A
Block	(1)	(1)	(1)	(1)×100	(1)
Piston	(1)×100	(1)	(1)	(1)	(1)
Piston-pin	(3)	(3)	(3)	(3)	(3)
Connecting-rod	(1)	(1)×100	(1)	(1)	(1)
Crankshaft	(1)	(1)	(1)×100	(1)	(1)
Balancer-shaft 1	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Balancer-shaft 2	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)

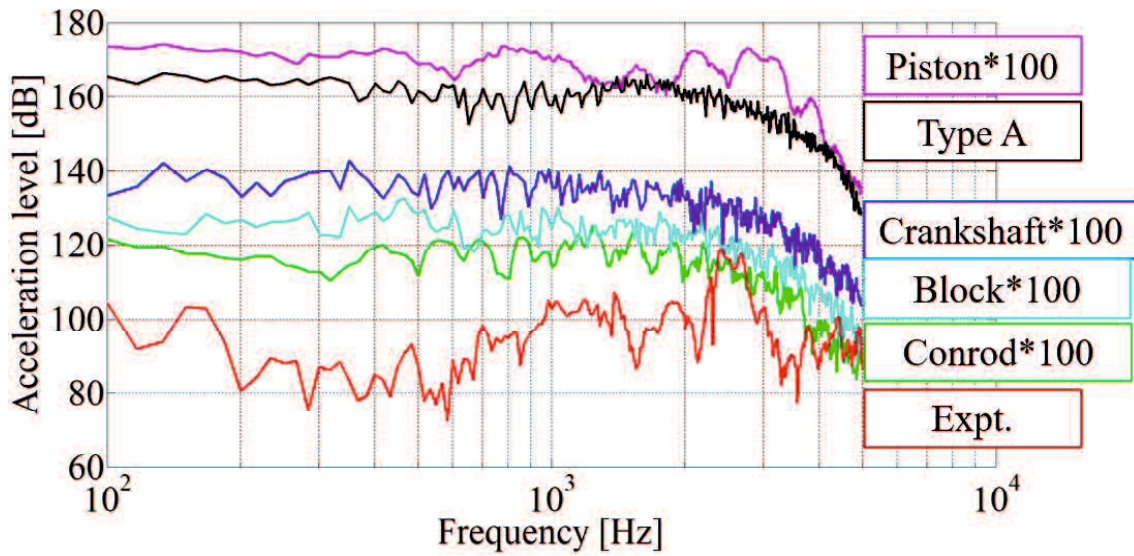


Fig. 4.5.21 Engine outer wall accelerations for different Rayleigh damping ratio combinations for sensitivity analysis in simulation and experimental acceleration

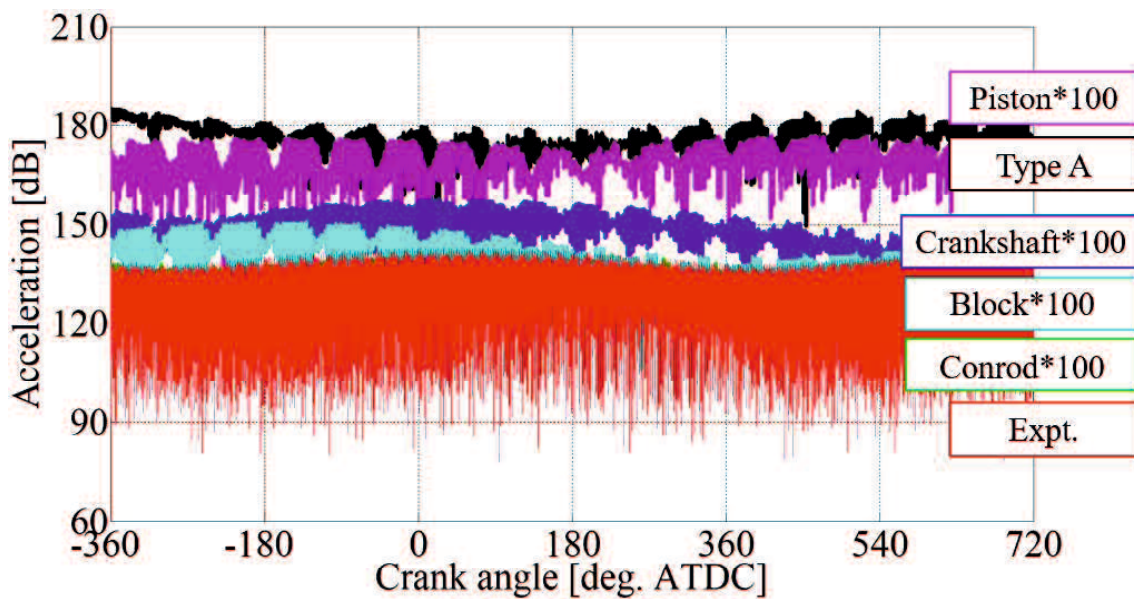


Fig. 4.5.22 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 100 Hz

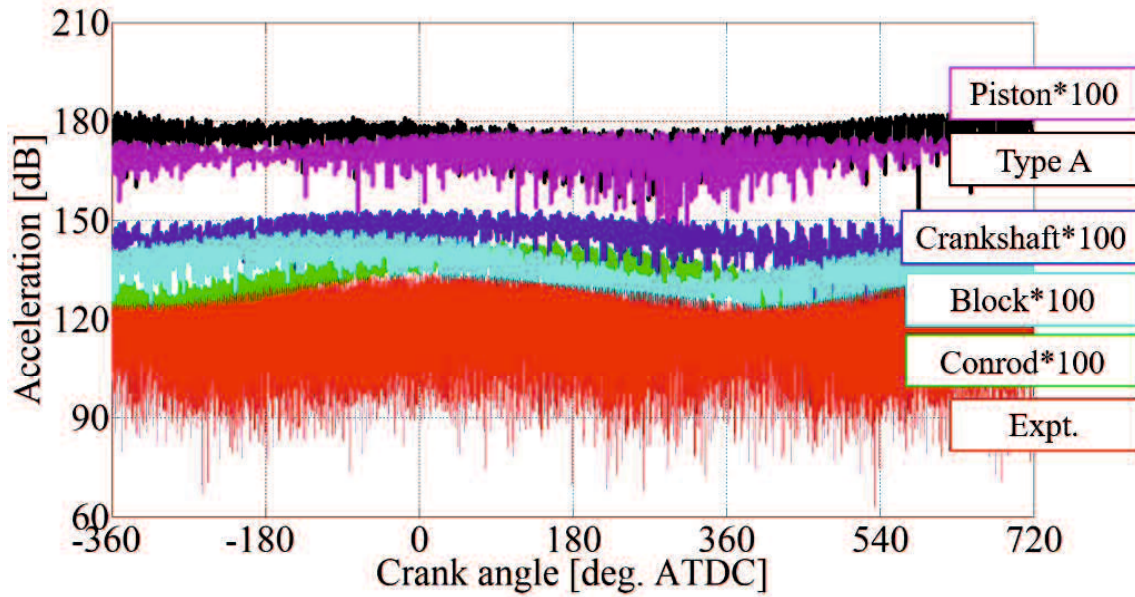


Fig. 4.5.23 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 125 Hz

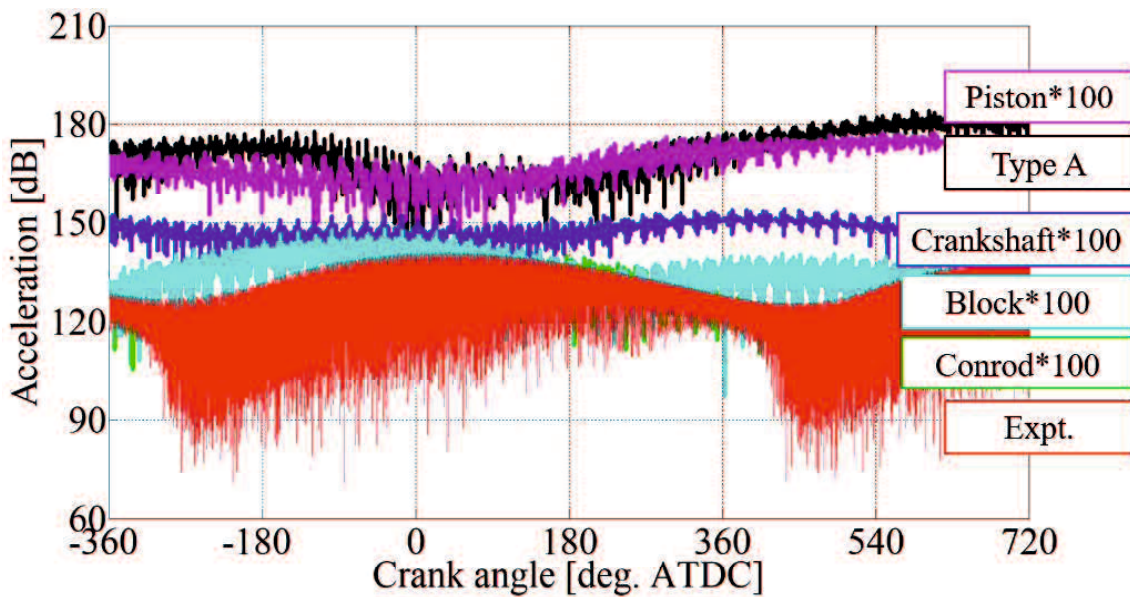


Fig. 4.5.24 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 160 Hz

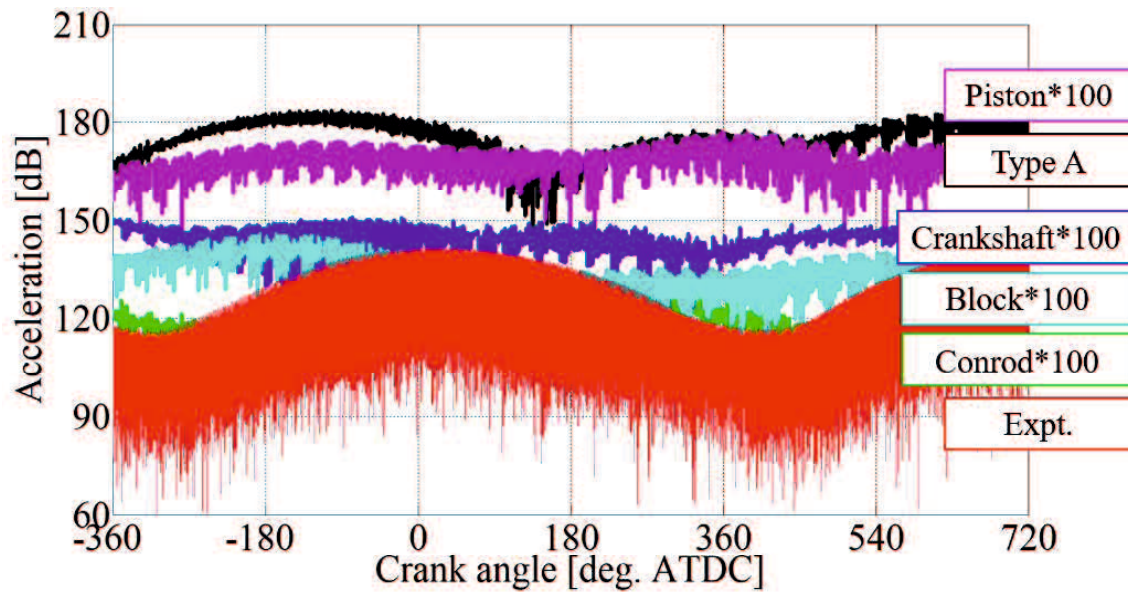


Fig. 4.5.25 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 200 Hz

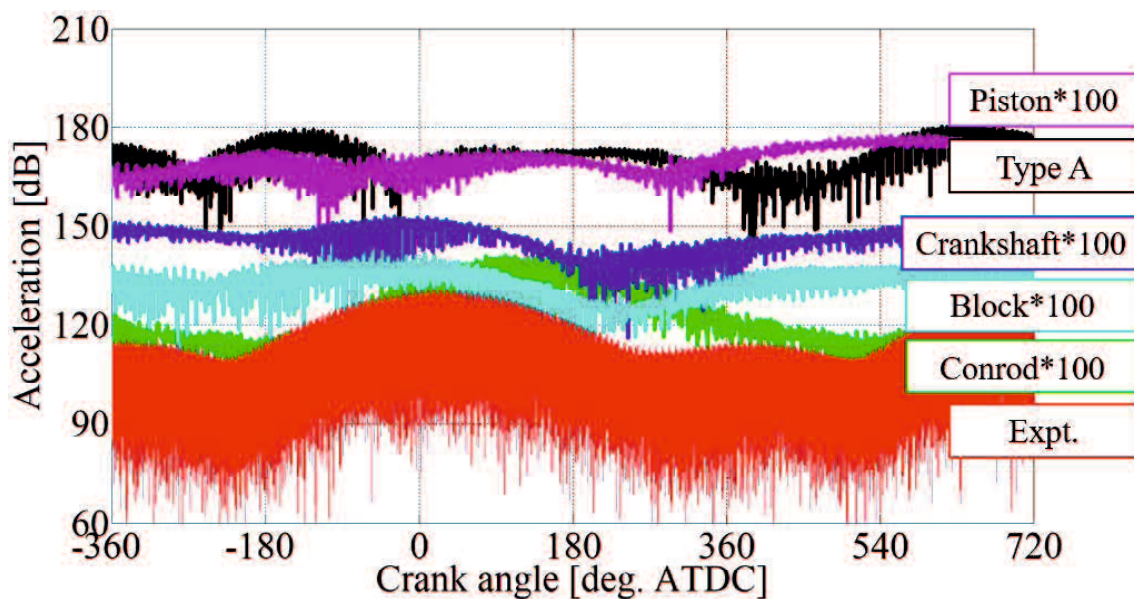


Fig. 4.5.26 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 250 Hz

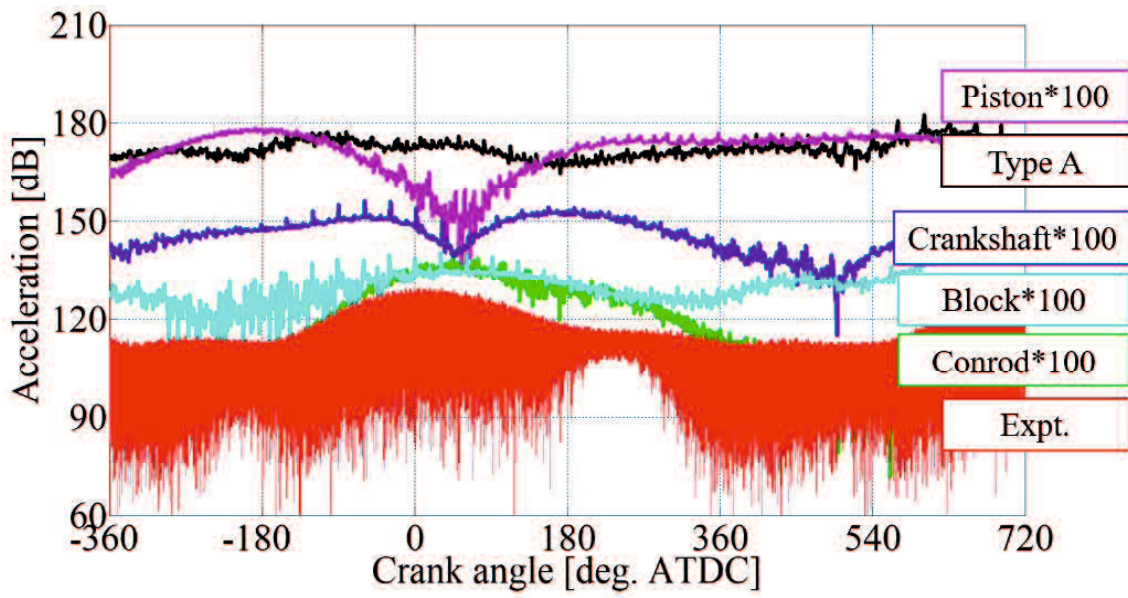


Fig. 4.5.27 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 315 Hz

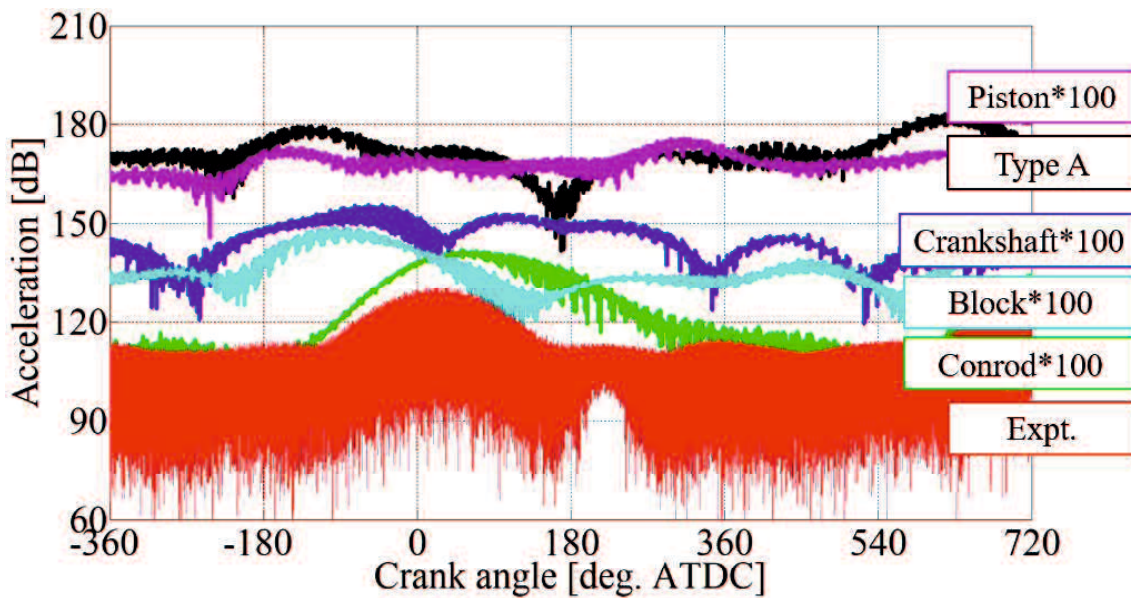


Fig. 4.5.28 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 400 Hz

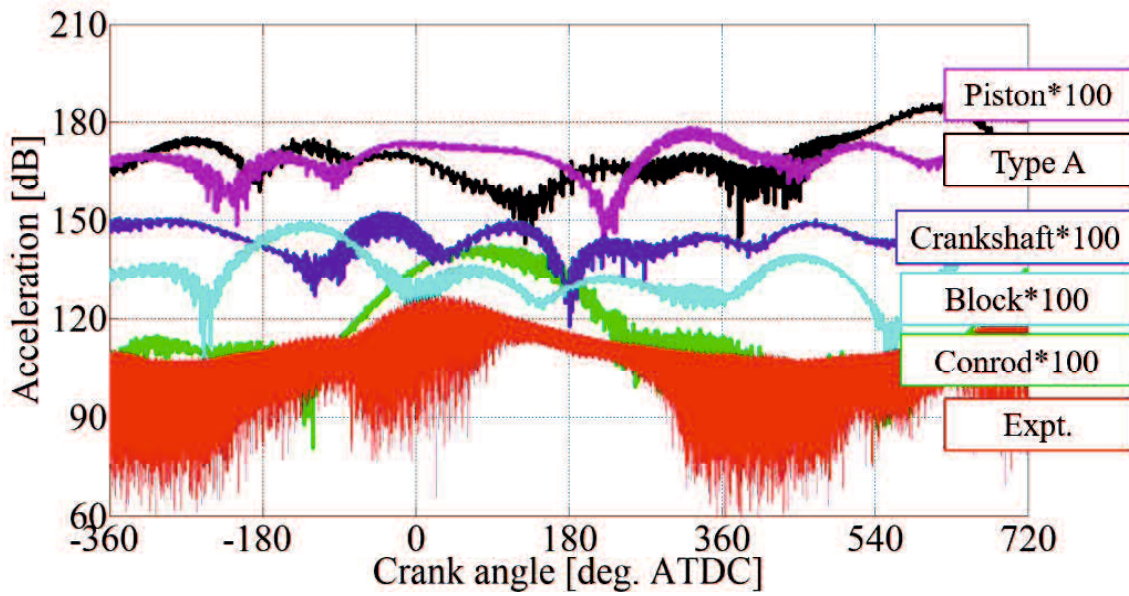


Fig. 4.5.29 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 500 Hz

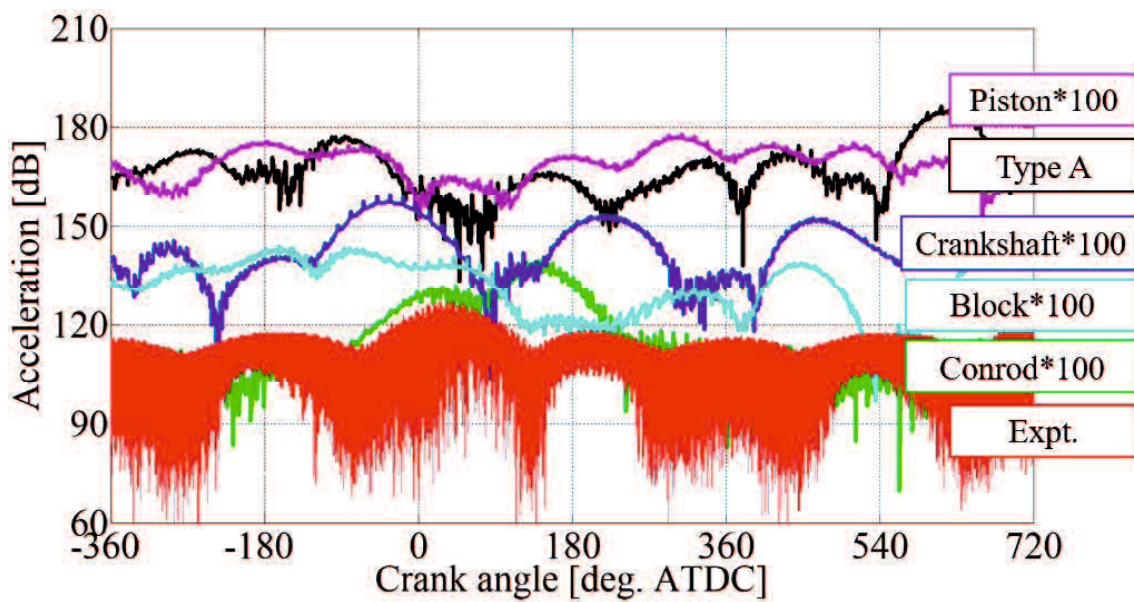


Fig. 4.5.30 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 630 Hz

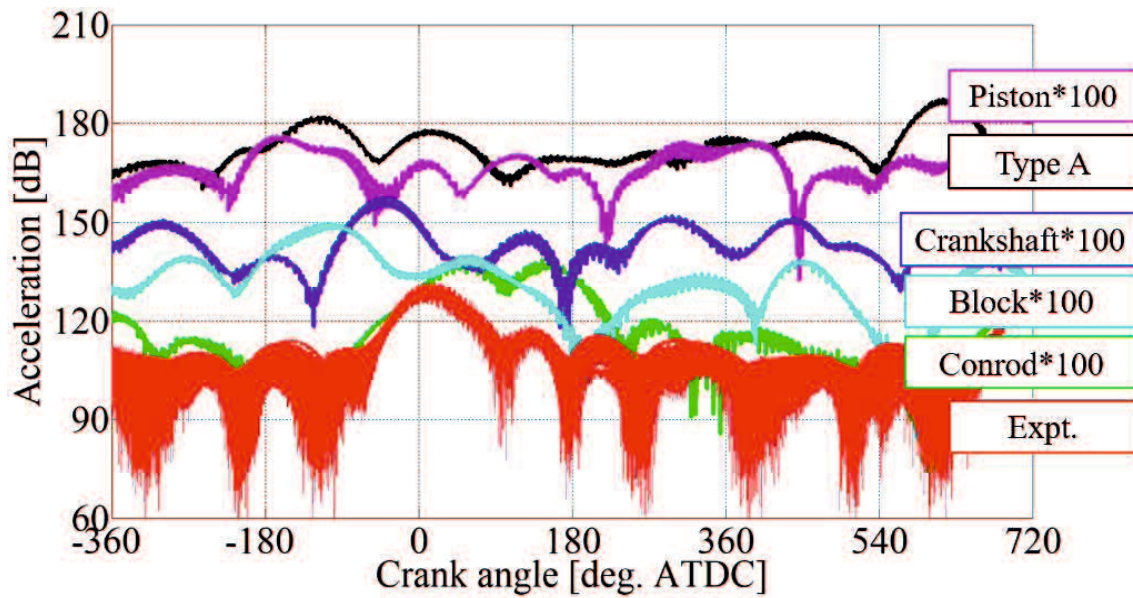


Fig. 4.5.31 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 800 Hz

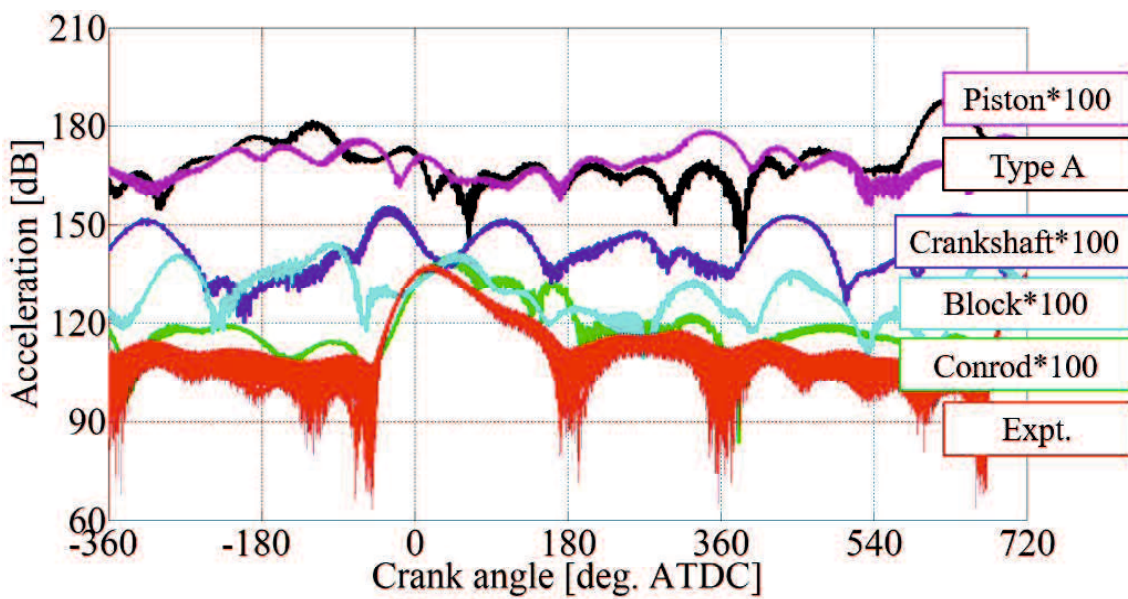


Fig. 4.5.32 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 1000 Hz

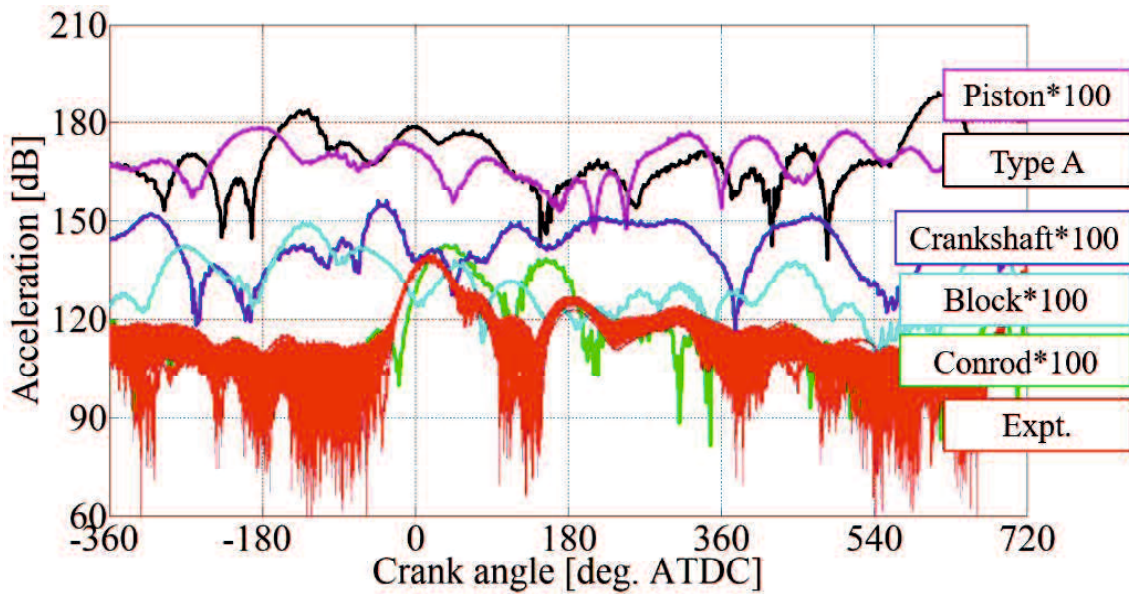


Fig. 4.5.33 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 1250 Hz

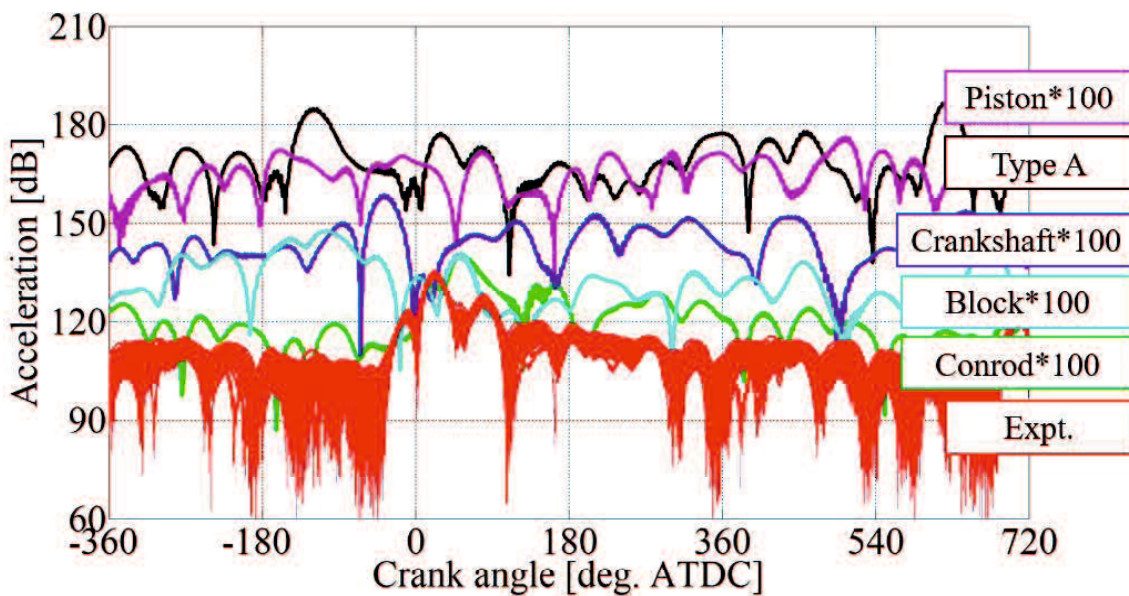


Fig. 4.5.34 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 1600 Hz

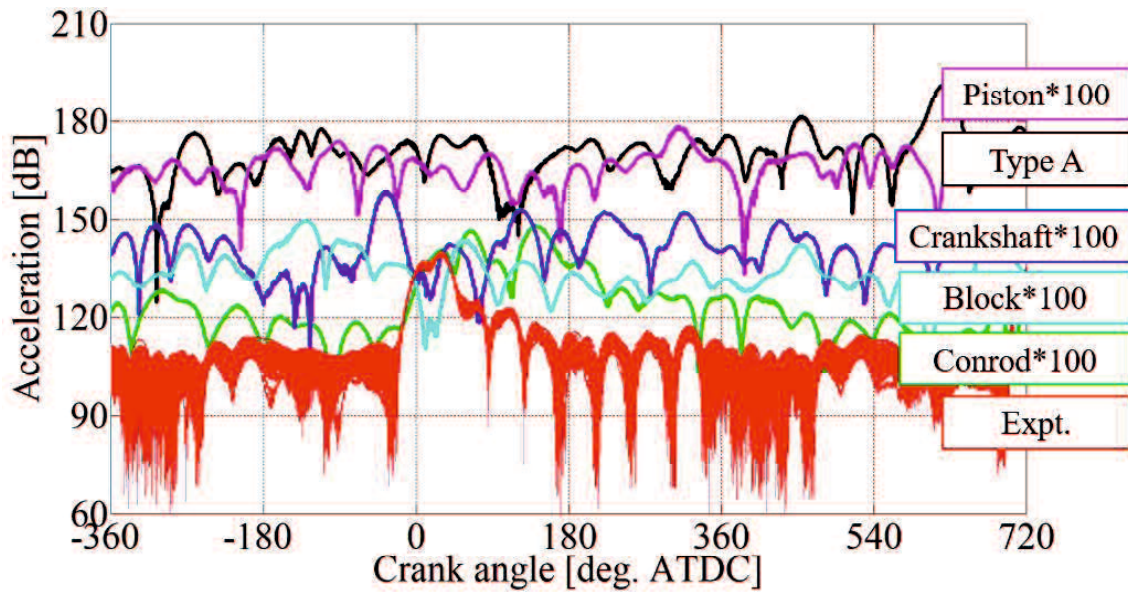


Fig. 4.5.35 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 2000 Hz

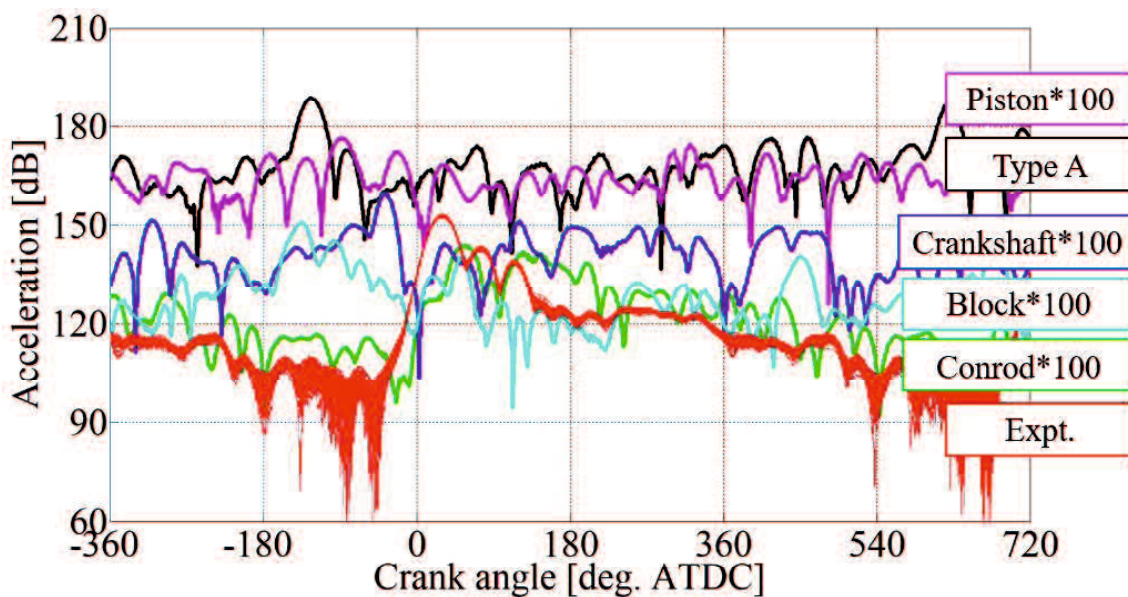


Fig. 4.5.36 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 2500 Hz

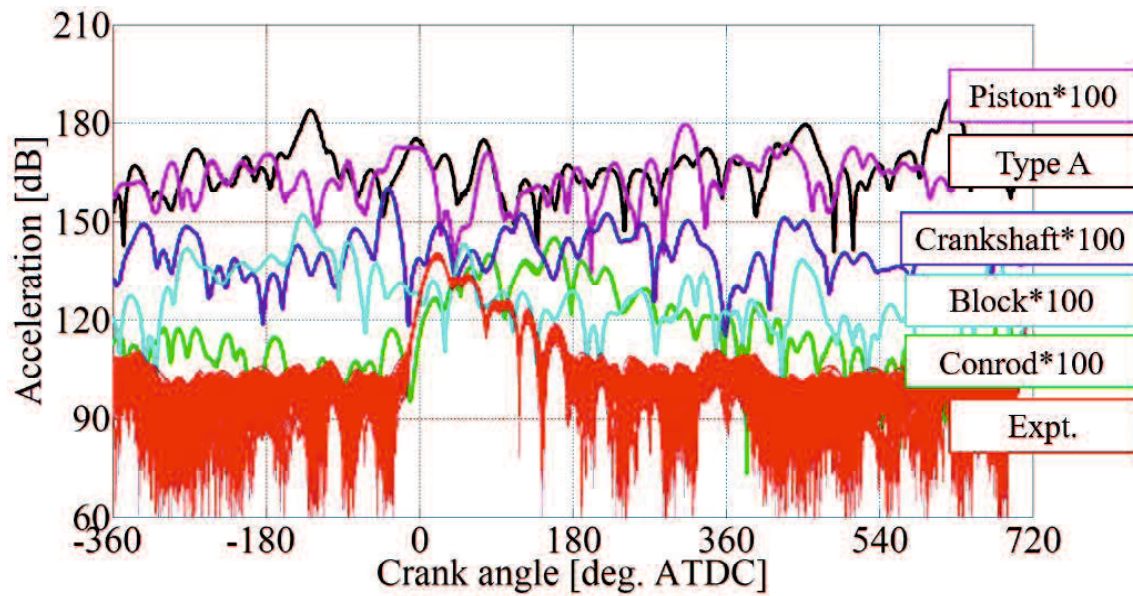


Fig. 4.5.37 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 3150 Hz

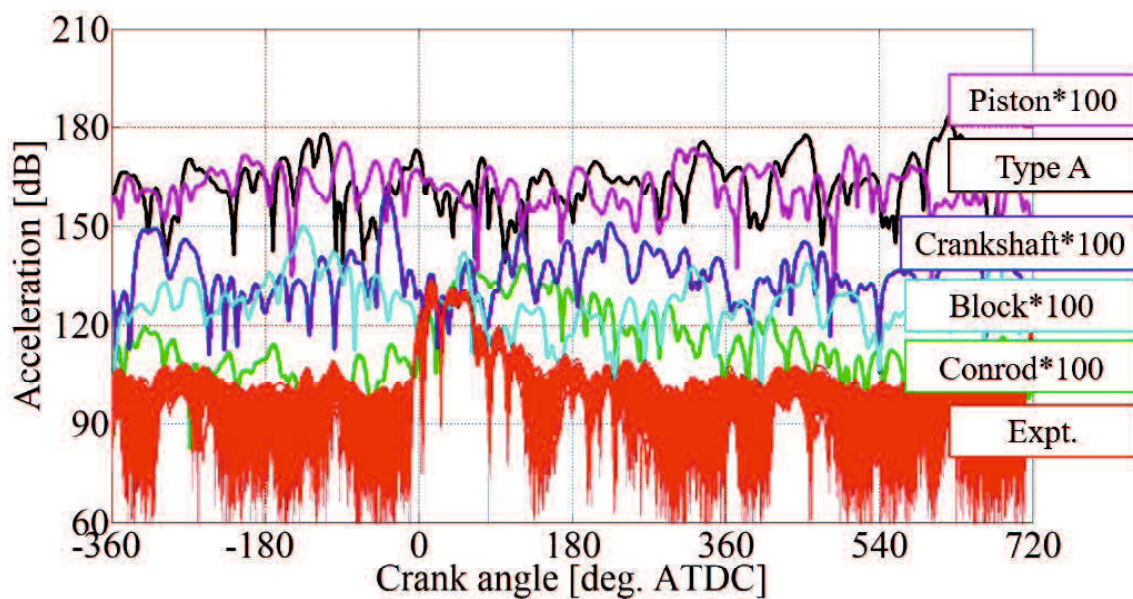


Fig. 4.5.38 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 4000 Hz

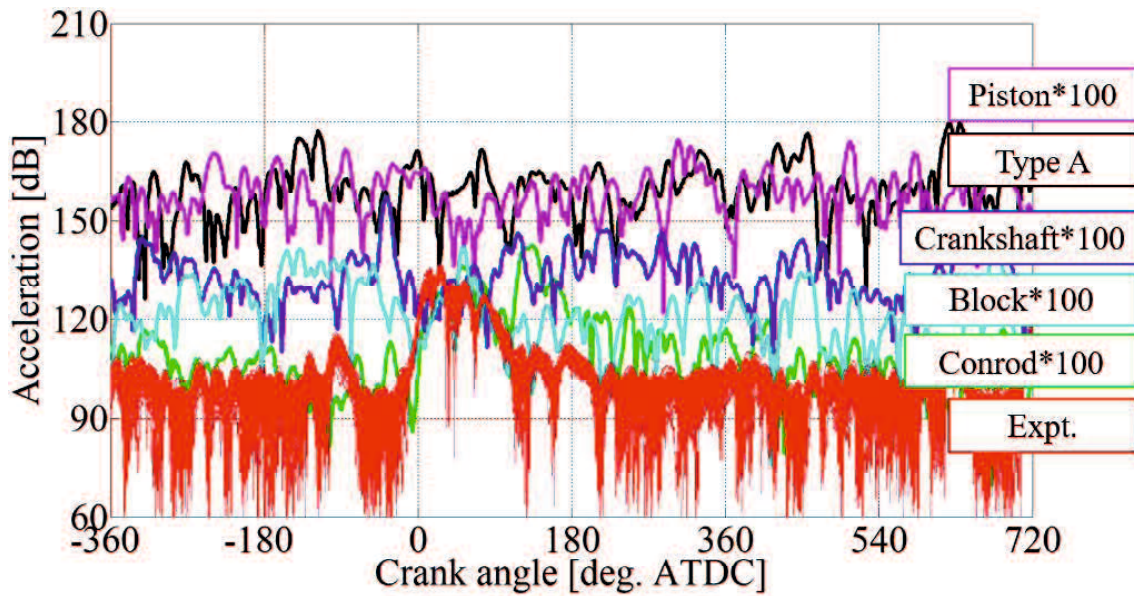


Fig. 4.5.39 Temporal variations of acceleration for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation for sensitivity analysis and experimental acceleration at 5000 Hz

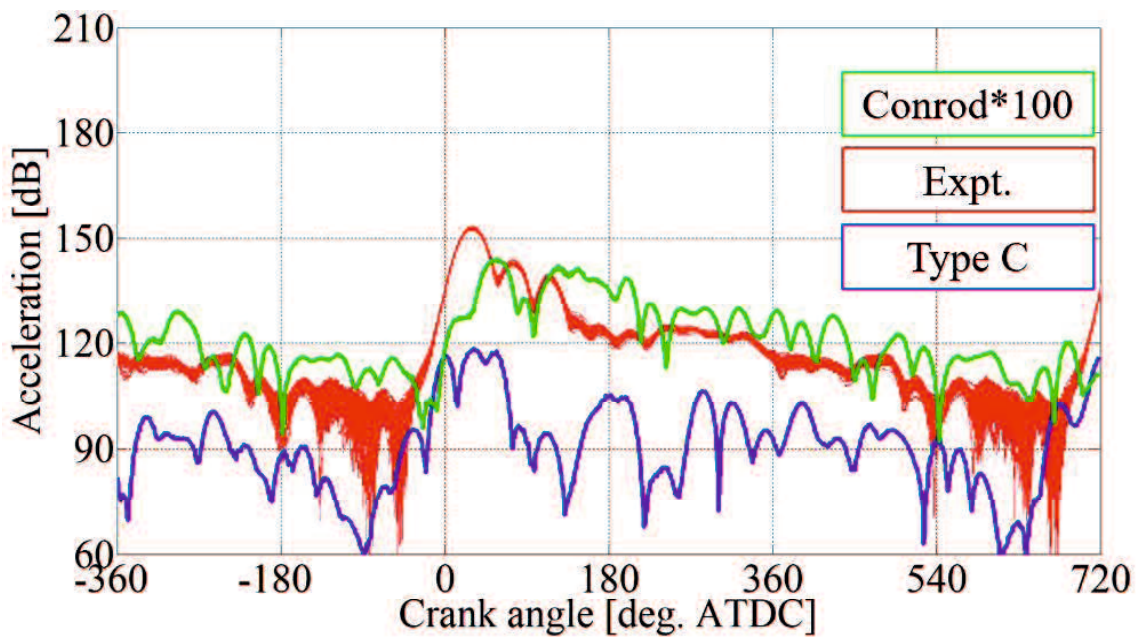


Fig. 4.5.40 Temporal variations of acceleration of condition "Conrod*100" compared with "Type C" in simulation and experimental acceleration at 2500 Hz

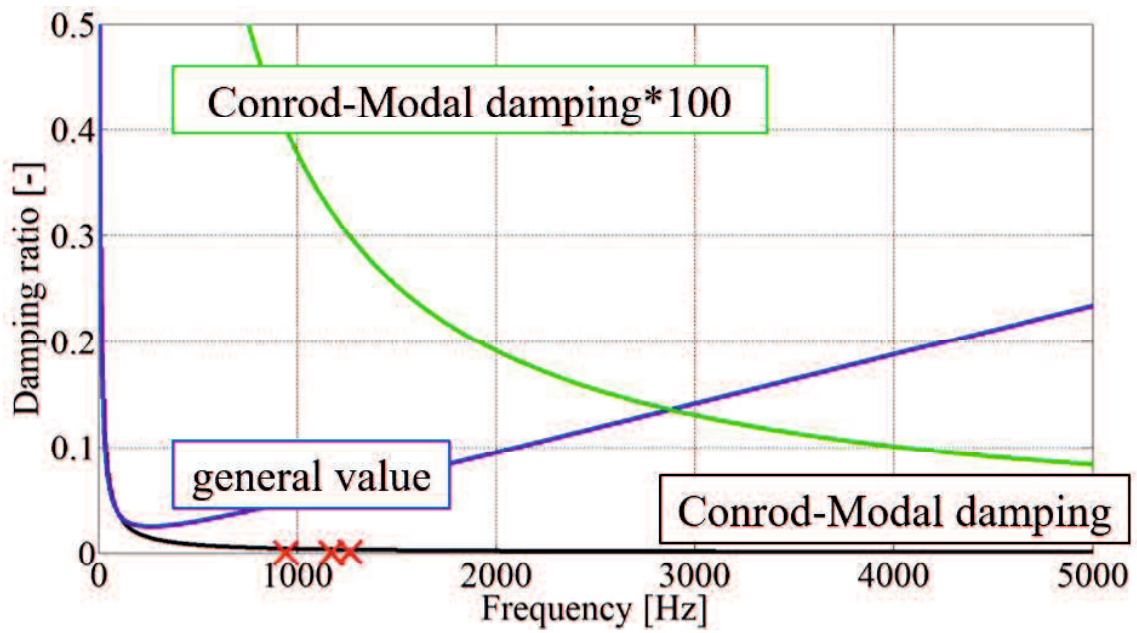


Fig. 4.5.41 Rayleigh damping ratios

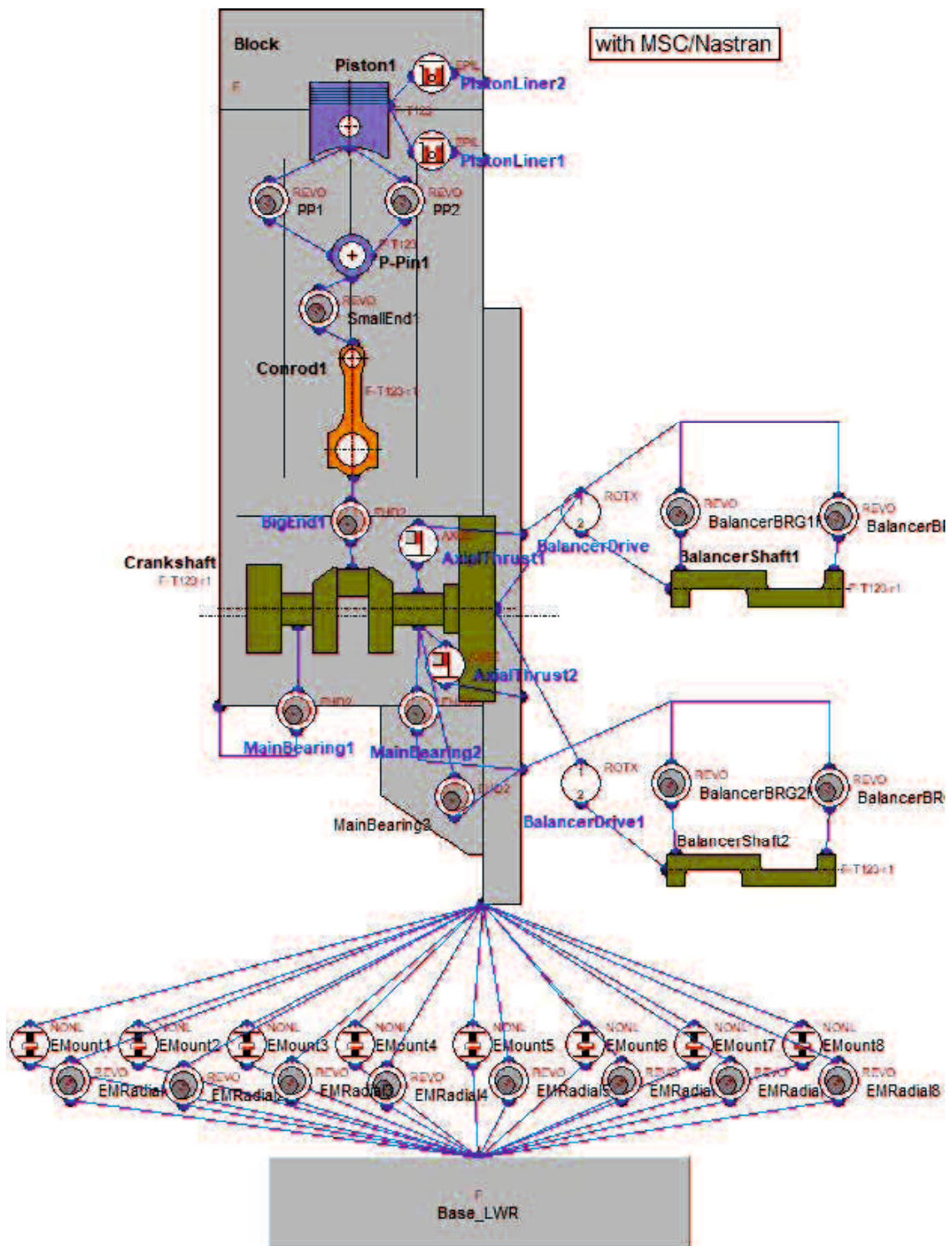


Fig. 2.17 Simulation model (Repost)

第 5 章 燃焼衝撃エネルギーからエンジン表面振動への伝達効率について

本章では，式(3.22)における振動伝達効率 η_{vc} について論じる．4.4 節で述べた通り，パーツ間接触部の特性は減衰率のみならず振動伝達効率にも大きな影響を及ぼす．まず 5.1 節で軸受粗さ接触が振動伝達効率に及ぼす影響について述べ，続いて 5.2 節でコンロッドをパラメータとした振動伝達効率の変化について述べる．最後に 5.3 節で，実稼働シミュレーションにおける振動伝達効率の改善について述べる．本章では主に振動伝達効率について述べるが，振動伝達効率と同時に変化を生じる減衰率についても記述する．

5.1 主軸受粗さ接触が振動伝達効率におよぼす影響

4.4 節において，エンジンオイル粘度を変化させると主軸受粗さ接触に変化が生じ，振動が変化することが判明した．本節では軸受のベアリング形状を変化させてシミュレーションを行い，それらが振動伝達効率，減衰率等にどう影響をおよぼすかについて調査した．シミュレーションに用いた筒内圧力は，第 4 章と同様に，表 4.3.3（再掲）の条件で実機実験を行い取得したものである．粘度の異なるエンジンオイルとして SAE グレードの 0W-30 と 10W-50（共に 373 K）を解析に用いた．なお，このオイル粘度パラメータのシミュレーションにおいて，5.2 節で述べる軸受テーパ角度は $\theta=0 \text{ deg.}$ とした．

低粘度のエンジンオイルを用いると，クランク軸の弾性変形から軸受のコンロッド側にベアリングの片当たりが生じることが 4.4 節の結

果から判明している。よって、軸受ベアリングの形状をテーパ形状にすることでベアリングの片当たりを防ぎ、粗さ接触を抑制することによってエンジン表面振動が変化するかを調べるためのシミュレーションを行った。本エンジンの主軸受は図 5.1.1 に示すようにタイミングベルト側からフライホイール側に向かって 3 つあるが、このうち 2 番目の主軸受 (Main Bearing 2, MB2) ベアリングにテーパを施した。テーパは図 5.1.2 に示すようにメインジャーナルから主軸受の基準長さを $35\ \mu\text{m}$ とし、そこからコンロッド方向へ向けてテーパ角を付けた。角度は $\theta=0, 0.5\ \text{deg.}$ とし、テーパの有無による違いをシミュレーションした。エンジンオイル粘度には 0W-30 オイル (373 K) の粘度を用いた。

5.1.1 エンジンオイル粘度の影響

図 5.1.1.1 に、シミュレーションの壁面振動加速度結果を示す。粘度による差を明確にするため、図 5.1.1.2 に、1/3 オクターブバンド表示の壁面振動加速度差を示す。これは低粘度の 0W-30 オイルを用いた場合の加速度に対する高粘度の 10W-50 を用いた場合の加速度であり、負の値は粘度を大きくすると加速度が小さくなったことを意味する。燃焼の寄与が大きいとされている 1 kHz 以上を見ると、1.25-2.0, 4.0-5.0 kHz 帯という広い範囲で粘度の大きい 10W-50 オイルを用いると加速度が小さくなるという結果となった。図 5.1.1.3 に、荻山ら⁽⁵⁻¹⁾によるオイル粘度をパラメータとした実機実験の壁面加速度結果を示す。これは本研究で用いたシミュレーションモデルエンジンの実機を用い同様の加速度評価点で取得したものである。オイル粘度は 0W-30, 5W-50, 10W-60

の順に大きくなるため、1.6 kHz 以上において粘度を大きくすると振動加速度が減少しており、その周波数は図 5.1.1.2 のシミュレーションとも概ね一致することがわかる。このことから、シミュレーションにおいても実機と同様の傾向が得られるといえる。

オイル粘度を大きくすることで振動加速度が減少した原因を究明するため、軸受圧力を解析した。図 5.1.1.4 に Main Bearing 2 にかかる最大油膜圧力を、図 5.1.1.5 に最大粗さ接触圧力示す。各グラフはシミュレーション結果の 6 サイクル目の数値である。オイル粘度を大きくすると油膜圧力は若干減少し、粗さ接触圧力は劇的に減少した。軸受圧力が小さいということはクランク軸から軸受に伝達される力が小さくなるということであり、先に示した振動加速度の減少は、軸受圧力が減少したことであると考えられる。すなわち、エンジンオイル粘度を大きくすることによって振動伝達効率 η_{vc} が小さくなったといえる。

粗さ接触の原因を解析するため、Main Bearing 2 の粗さ接触圧力と油膜圧力の合計値 (= 全圧力) が最大の時の粗さ接触領域コンター図を確認した。図 5.1.1.6 に示す。上が 0W-30 を用いた場合、下が 10W-50 を用いた場合である。これは円環状の軸受を切り開いて展開した図であり、横軸はシェル角度で 0 deg. = 360 deg. は鉛直上向き、180 deg. が鉛直下向きである。縦軸はベアリング幅で上側 (プラス側) がフライホイール側、下側 (マイナス側) がコンロッド側である。0W-30 を用いた場合、コンロッド側鉛直下向きに粗さ接触領域が生じた。これはクランク軸が燃焼衝撃によって弾性変形し、軸受のコンロッド側で片当たりが生じたことによって発生した粗さ接触領域であると考えられる。一方、エンジンオイルを 10W-50 にすることでこの粗さ接触領域が極めて

小さくなっているが、これはオイル粘度を大きくすることによりくさび効果が大きくなったことによると考えられる。図 5.1.1.7 に示す軸受最小油膜厚さからも、粘度を大きくすることで燃焼上死点付近の最小油膜厚さが大きくなっていることが見て取れる。

エンジンオイル粘度が減衰率 c に及ぼす影響を考察するため、Main Bearing 2 における摩擦損失を確認した。図 5.1.1.8 に示す。オイル粘度を大きくすることで定常的な摩擦損失は大きくなるが、一方で上死点付近の局所的な摩擦損失は相対的に減少している。摩擦損失がどの周波数帯域に影響を及ぼすか確認するため、FFT 解析を行った。結果を図 5.1.1.9 に示す。図 5.1.1.9 下図は上図の 0-50 Hz のみ抽出した図である。

エンジンオイル粘度を大きくすると、ほぼ全周波数域、特に 1.0 kHz 以上の高周波数では全域で摩擦損失が低下することがわかった。一方、10 Hz 以下の極低周波数においては摩擦損失が上昇する結果となった。高周波数では粗さ接触摩擦による損失が、極低周波数では油膜せん断摩擦による損失が支配的であると考えられ、1.0 kHz 以上においてはエンジンオイル粘度を大きくすると減衰率 c は減少することがわかる。

以上をまとめると、以下の通りとなる。

- ① オイル粘度を大きくすると、エンジン表面振動が小さくなった。
- ② ①の現象は、オイル粘度を大きくすることで粗さ接触が少なくなり、振動伝達効率と減衰率が同時に減少するが、振動伝達効率の寄与の方が大きいからといえる。

以上の結果は荻山ら⁽⁴⁾および 4.4 節の結果に準拠したものである。

5.1.2 軸受形状の影響

図 5.1.2.1 に、シミュレーション結果の壁面振動加速度を示す。差を明確にするため、図 5.1.2.2 に 1/3 オクターブバンド表示の壁面振動加速度差を示す。これはテーパなしの場合の加速度に対するテーパありの場合の加速度であり、負の値は軸受にテーパ角度を付けると加速度が小さくなったことを意味する。1.6 kHz 帯以上のほとんどの周波数で、軸受にテーパ角度を付けると加速度が小さくなった。

図 5.1.2.3 に、Main Bearing 2 の全圧力が最大の時の粗さ接触領域コンター図を示す。上図がテーパ角度なしの場合、下図がテーパ角度 0.5 deg. の場合である。テーパは図の上側から下側に向かってついている。テーパ角度がない場合は 5.1 節の低粘度オイルの時と同様に、コンロッド側鉛直下向き方向に粗さ接触領域が存在するが、テーパを付けると粗さ接触領域が消失したことがわかる。これは、クランク軸の弾性変形に沿うように軸受にテーパ角度を付けたことにより、クランク軸が弾性変形をしても粗さ接触が生じなかったものと思われる。以下、軸受圧力について詳細に解析していく。

図 5.1.2.4 に Main Bearing 2 にかかる最大油膜圧力を、図 5.1.2.5 に最大粗さ接触圧力示す。テーパ角度 0.5 deg. において粗さ接触圧力が消失するのは、図 5.1.2.3 で論じた通り、軸受にテーパ角度がつくことによって弾性変形したクランク軸との粗さ接触が消滅したことによるが、粗さ接触圧力のみならず油膜圧力も大きく低減していることが油膜圧力のグラフからわかる。なぜ油膜圧力も低減したのかについて解析するため、図 5.1.2.6 に示す軸受油膜最小厚さを確認した。最小油膜厚さは軸受にテーパをつけることによって大きく増しており、これが、最

大油膜圧力が低減した原因と考えられる。これは、軸受にテーパ角度がつくことによって弾性変形したクランク軸に沿うような形となり、粗さ接触が生じるような局所的な軸と軸受の接近が減少したことによると推察される。

以上より、軸受にテーパ角度をつけると軸受が弾性変形したクランク軸に沿うような形状となって粗さ接触がなくなり、油膜圧力も減少したことで振動伝達効率 η_{vc} が減少したといえ、これが、エンジン表面振動加速度が減少した原因であるといえる。

Main Bearing 2 における摩擦損失を図 5.1.2.7 に、その周波数解析を図 5.1.2.8 に示す。図 5.1.2.7 より、軸受のベアリングにテーパ角度をつけると定常的な摩擦損失は大きくなるが、上死点付近の局所的な摩擦損失は小さくなることがわかる。テーパ角度 0.5 deg. における定常的な摩擦損失について、図 5.1.2.9 にクランク角度 0 deg. ATDC における軸方向オイル流れのコンター図を示す。テーパ角度をつけると軸方向のオイル流れが発生するため、この定常的な摩擦損失は軸方向のオイル流れによる油膜せん断摩擦と考えられる。図 5.1.2.8 より軸受のベアリングにテーパ角度をつけると、ほぼ全周波数域、特に 1.0 kHz 以上の高周波数では全域で摩擦損失が低下することがわかった。一方、20 Hz 以下の極低周波数においては摩擦損失が上昇する結果となった。高周波数では粗さ接触摩擦による損失が、極低周波数では油膜せん断摩擦による損失が支配的であると考えられ、1.0 kHz 以上においては軸受のベアリングにテーパをつけると減衰率 c は減少することがわかる。

以上から、軸方向のオイル流れによる摩擦増大と軸受圧力減少がバ

ランスするようなテーパ角度を設ければ，振動伝達効率を下げながら摩擦を増やさないような軸受ができる可能性があると考えられる．

以上をまとめると，以下の通りとなる．

- ① 軸受にテーパ角度をつけてクランク軸の弾性変形に沿うような形状にすると軸受粗さ接触が消失し，エンジン表面振動が小さくなった．
- ② 軸受にテーパ角度をつけると，軸受粗さ接触圧力のみならず軸受油膜圧力も減少した．

5.1 節をまとめると，以下の通りとなる．

- ① エンジンオイルの粘度を大きくする，もしくは軸受にテーパ角度をつけると，エンジン表面振動が減少した．
- ② エンジン表面振動の減少は，軸受における粗さ接触圧力の減少によるものであった．
- ③ 軸受における粗さ接触圧力が減少すると，軸受における振動伝達効率，減衰率が共に減少するが，振動伝達効率の寄与の方が大きいため，エンジン表面振動が減少する．

5.2 コンロッド肉抜き部形状が振動伝達効率におよぼす影響

小口ら⁽⁵⁻²⁾はコンロッドの肉抜き部長さを変更することでピストン-コンロッド連成振動数が増減し騒音の周波数特性が変化することを報告しており，また，Oguchi ら⁽⁵⁻³⁾はコンロッド仕様の変更は燃焼衝撃からエンジン外表面振動への変換効率である振動伝達効率および騒音パワーの減衰に影響をおよぼすことを報告している．本節では，コンロッ

ド肉抜き部形状が騒音の源たる燃焼起因振動におよぼす影響について、時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルの観点から、実機実験とシミュレーション双方を用いて調査した。供試コンロッドとして 2.3 節で述べた OIS コンロッドと SIS コンロッドを用いた。コンロッドの図を再掲する。実験条件は表 5.2.1 に示す通りで、シミュレーションに用いた筒内圧力は実機実験の際取得した筒内圧力とした。

図 5.2.1 に、実験で得られた主軸受近傍の外壁面の加速度スペクトルを示す。OIS コンロッドを使用した場合は SIS コンロッドを用いた場合に比べ 2.5 kHz 付近の加速度が大きく、一方 2.8-2.9 kHz 付近は SIS コンロッドを用いた場合の方が大きい。これは騒音スペクトルの解析結果とほぼ一致し⁽⁵⁻²⁾、肉抜き部の長さを変化させたことによるピストン-コンロッド連成振動数の移動に伴うスペクトルの特性変化であると考えられる。

図 5.2.2 に、ピストン-コンロッドのモード解析結果を示す。解析は Nastran SOL103 を用いて行った。左側が OIS コンロッドを使用した場合、右側が SIS コンロッドを用いた場合である。ピストン、ピン、コンロッドの可動部の Node を一致させ、コンロッドはジャーナル部を拘束した。両者とも 6 次に伸縮モードが存在し、その固有振動数は OIS コンロッドを用いた場合が 2634 Hz、SIS コンロッドを用いた場合が 2910 Hz であり、若干の周波数違いがあるものの図 5.2.1 で示された加速度スペクトル特性の変化がピストン-コンロッド連成振動によるものであることがモード解析でも確認された。

図 5.2.3 から図 5.2.5 は、EXCITE Power Unit による解析で取得した加速度スペクトルである。順に、ピストン鉛直下向き加速度、コンロッ

ド鉛直下向き加速度，主軸受近傍壁面側向き加速度である．ピストンでは 2.0-2.4 kHz は OIS コンロッドを用いた場合が大きく，2.4-3.0 kHz は SIS コンロッドを用いた場合大きい．コンロッドでは 2.0-2.5 kHz は OIS コンロッドを用いた場合が大きく，2.5-3.0 kHz は SIS コンロッドを用いた場合大きい．若干の周波数のずれはあるものの，実験結果に準ずる結果が得られた．一方，軸受近傍壁面は実験と同じ箇所の加速度であるが，コンロッドの違いによる差はみられない．これはシミュレーション結果が実験結果に比べて 30 dB 近く小さい値になっており，ノイズに埋もれてしまっているからだと考えられる．

図 5.2.6 に，式(3.22)により算出した，振動伝達効率 η_{vc} に比例した値を示す．振動速度は実験より取得した．OIS コンロッドを用いた場合は 2.4-2.6 kHz が，SIS コンロッドを用いた場合は 2.7-2.9 kHz が大きな値を示しており，これらはそれぞれのピストン-コンロッド連成振動数に一致している．

図 5.2.7 に，式(3.21)により算出した減衰率 c を示す．振動速度は実験より取得した．ピストン-コンロッド連成振動数に着目すると，OIS コンロッドを用いた場合の連成振動数である 2.5 kHz では OIS コンロッドを用いた場合が大きく，SIS コンロッドを用いた場合の連成振動数である 2.8 kHz では SIS コンロッドを用いた場合大きい．全体としては高周波ほど減衰率が大きくなる傾向があり，これは Oguchi ら⁽⁵⁻⁴⁾による減衰率に関する研究と一致した結果となっている．

図 5.2.8 に，式(3.24)により算出した伝達放射係数 G に比例する値を示す．それぞれのコンロッドの伝達放射係数の傾向は図 5.2.6 に示した振動伝達効率の傾向に類似している．二種類のコンロッドを比較する

と、OIS コンロッドを用いた場合の連成振動数である 2.5 kHz では OIS コンロッドを用いた場合が大きく、SIS コンロッドを用いた場合の連成振動数である 2.8 kHz では SIS コンロッドを用いた場合が大きい。

以上をまとめると、次の通りとなる。

- ①ピストン-コンロッド連成振動数に該当する周波数では振動が伝達されやすく、
- ②ピストン-コンロッド連成振動数はその周波数に連成振動数を持たないコンロッドを用いた場合に比較して減衰しやすい。

ピストン-コンロッド連成振動数に関し、

- ①振動伝達効率の寄与度の方が
- ②減衰率の寄与度より大きいため
- ③その周波数にピストン-コンロッド連成振動数を持つコンロッドの場合、そうでないコンロッドに比較して燃焼衝撃から振動および騒音に変換されやすい。

その結果、図 5.2.1 のようにエンジン表面振動スペクトルが変化したと考えられる。

ここまでで、ピストン-コンロッド連成振動数において振動伝達効率および減衰率がともに大きい、すなわち燃焼衝撃から振動に伝達されやすく、かつ減衰しやすいという結果を得た。これらの事象について考察するため、軸受のシミュレーション結果を観察した。4.4 節および 5.1 節において、エンジンオイル粘度を変化させると軸受の粗さ接触が変化し、それにより振動伝達効率と減衰率が変化することがわかっている。本節において加速度を取得した箇所に最も近い軸受の粗さ接触圧力コンター図が図 5.2.9 である。上が OIS コンロッドを用いた場合、

下が SIS コンロッドを用いた場合である。これは、最大軸受圧力 (PTOT, ここでは粗さ接触圧力と油膜圧力の合計最大値) の時の粗さ接触圧力分布を示した図である。両者ともほぼ同じ位置に粗さ接触領域が存在するが、これは図 5.2.10 に赤丸で示した、コンロッド側鉛直下向きの位置である。このことから、軸受の粗さ接触領域では特にピストン-コンロッド連成振動数での接触が大きくなり、その結果として振動伝達効率が大きく、同時に粗さ接触摩擦により損失が増え減衰率が大きくなったと推察される。

図 5.2.11 に、軸受からエンジブロックに対し鉛直下向き方向にかかる力のスペクトルを示す。OIS コンロッドを用いた場合、ピストン-コンロッド連成振動数に近い 2.4-2.5 kHz 付近で力が大きくなり、SIS コンロッドを用いた場合も、ピストン-コンロッド連成振動数に近い 2.7-3.0 kHz 付近で力が大きくなっている。このことから、粗さ接触により振動伝達効率が大きくなり伝達される力が大きくなったと考えられる。

図 5.2.12 に、軸受における粗さ接触摩擦損失の周波数特性を示す。摩擦損失は、2.5-2.8 kHz では OIS コンロッドを用いた場合が、2.9-3.0 kHz では SIS コンロッドを用いた場合が大きくなっており、ピストン-コンロッド連成振動数付近において粗さ接触における摩擦損失がわずかに大きいことがわかる。これがピストン-コンロッド連成振動数における減衰率が高い要素のひとつであると考えられる。しかし、図 5.2.7 の通り減衰率の最大値は必ずしもピストン-コンロッド連成振動数に一致せず、軸受の粗さ接触はあくまでも様々な減衰因子のひとつに過ぎないと考えられる。

本節をまとめると、以下の通りとなる。

- ① 本研究に用いたエンジンにおいて，コンロッドの肉抜き部の長さを短くすると，ピストン-コンロッド連成振動数が 2.5 kHz 付近から 2.8-2.9 kHz 付近に移動することを，実験におけるエンジン外表面振動から確認した．ピストン-コンロッドのモード解析，実稼働シミュレーションによる解析からも近い結果を得た．
- ② 燃焼衝撃からエンジン外表面への変換効率である振動伝達効率はピストン-コンロッド連成振動数において最も大きくなった．
- ③ ピストン-コンロッド連成振動数における振動減衰率はその周波数にピストン-コンロッド連成振動数を持たないコンロッドを用いた場合より大きくなった．
- ④ ②③の結果は，ピストン-コンロッド連成振動数において軸受の粗さ接触が大きいことが関係していると推察される．

5.3 実稼働シミュレーションにおける振動伝達効率の問題点と改善案

図 4.5.2（再掲）の示す通り，実稼働シミュレーションにおいて，特に 2.5 kHz 付近における精度の低さが問題となる．第 4 章で述べたように，これは減衰の再現度の低さに起因する可能性もあるが，同時に，実稼働シミュレーションにおいてピストン-コンロッド連成振動が十分に再現できていない，すなわち振動伝達効率が不十分であると考えられる．図 5.2.2 に示すように，ピストン-コンロッドを接続した状態で行うモード解析においては，ピストン-コンロッド連成振動が十分に再現できているが，一方で EXCITE における実稼働シミュレーションでは精度が低い．両者の違いとして，ピストン-ピストンピン-コンロッド小端部の接続方法の違いがある．図 5.2.2 におけるモード解

析では、同接続は剛体結合が採用された、一方、図 2.17 (再掲) に示す通り、実稼働シミュレーションでは同接続は非線形バネ・ダンパのジョイント要素が用いられている。よって、同接続を剛体結合とすることでピストン-コンロッド連成振動を再現し、2.5 kHz 付近のシミュレーション精度を向上できるかの検討を行った。ジョイント要素を入れ替えるのは困難であるため、REVO ジョイントで設定可能な剛性係数を可能な限り大きく、また減衰係数を可能な限り小さくすることで剛体結合の再現を試みた。図 5.2.13 に剛性係数を大きくした場合の結果を示す。デフォルトと比較して、剛性係数を 10000 倍以上にしても変化はほぼ見られなかった。またこれ以上剛性係数を大きくすると、収束性が悪化しシミュレーションが不可能であった。図 5.2.14 に、減衰係数を可能な限り小さくした場合の結果を示す。また、パラメータスタディとして、減衰係数を大きくした場合も同様に行った。図より、減衰係数を 10000 分の 1 にしてもピストン-コンロッド連成振動を再現することはできないことがわかる。またこれ以上減衰係数を小さくすると、収束性が悪化しシミュレーションが不可能であった。

ピストン-コンロッド連成振動を再現するにおいて、ピストン-ピストンピン-コンロッド小端部を剛体結合とするのはひとつの解決策であるが、4.5 節で述べた通り同接続部は減衰の観点からも重要な役割を持つ可能性があるため、同結合を EHD2 ジョイントに換装することが、減衰の観点からも、振動伝達効率の観点からも望ましいと思われる。

Table 4.3.3 Experimental condition (repost)

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	130
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-8
Fuel injection duration [ms]	0.3
P_{\max} [MPa]	7
$dP/d\theta_{\max}$ [MPa/deg.]	1.8

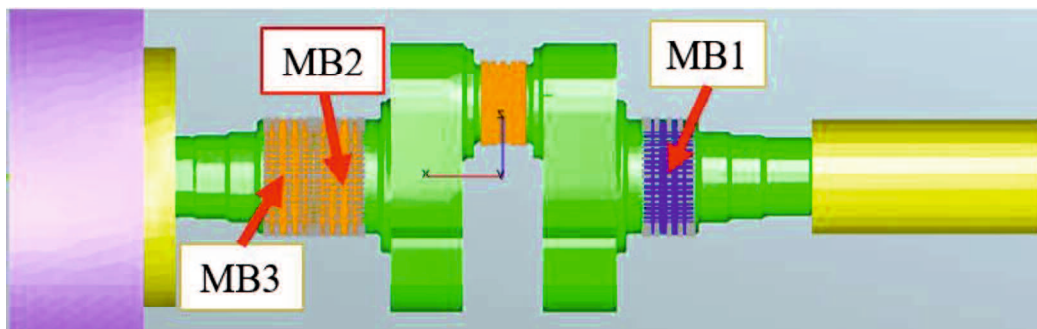


Fig. 5.1.1 Main bearings

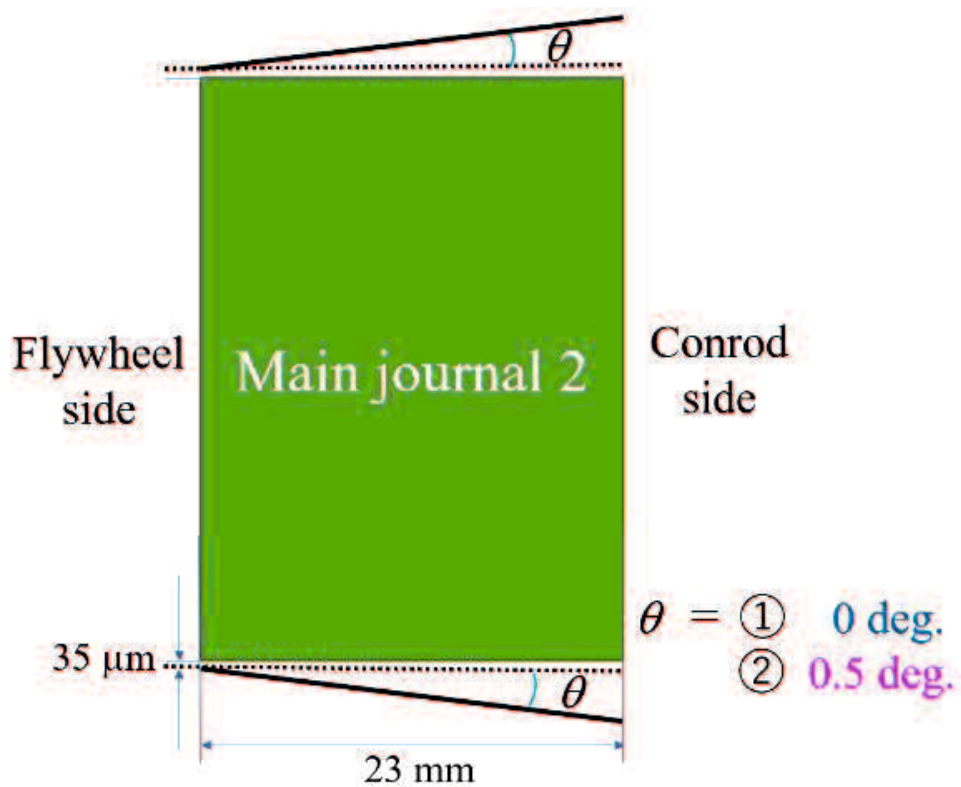


Fig. 5.1.2 Taper of Main Bearing 2

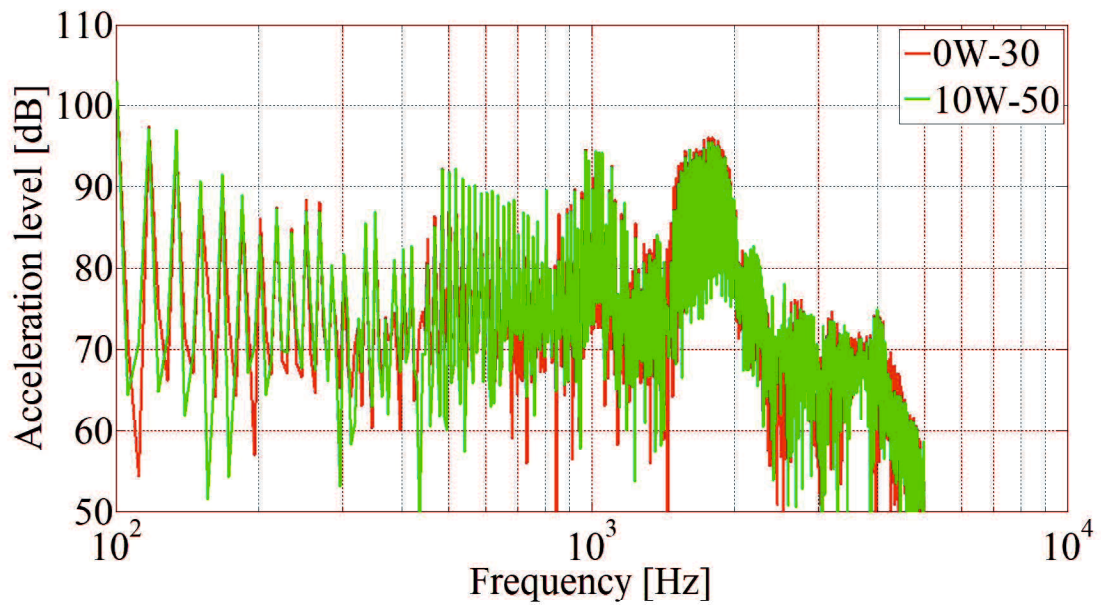


Fig. 5.1.1.1 Frequency characteristics of accelerations on engine outer wall for different oil viscosities (simulation)

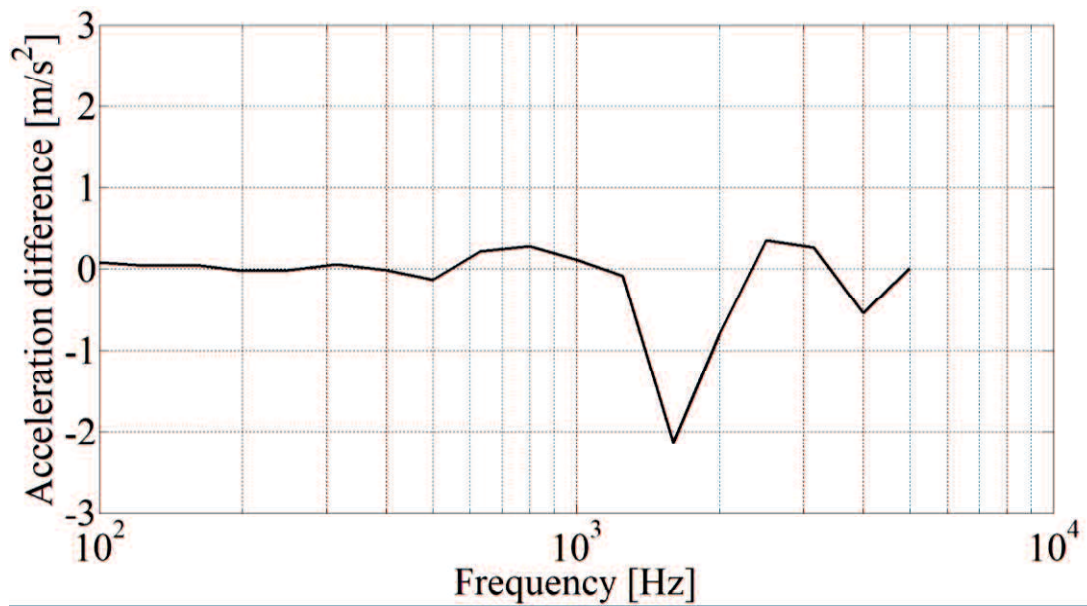


Fig. 5.1.1.2 Frequency characteristics of acceleration with 10W-50 relative to that with 0W-30 on engine outer wall

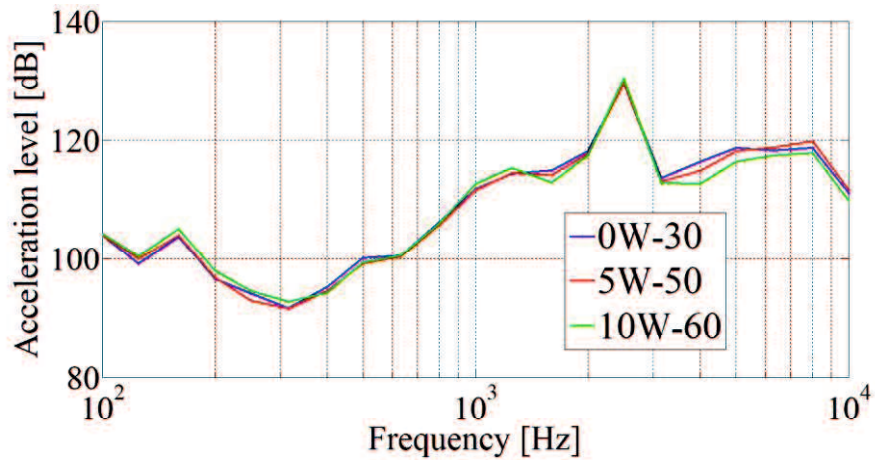


Fig. 5.1.1.3 Frequency characteristics of accelerations on engine outer wall for different oil viscosities (experiment)

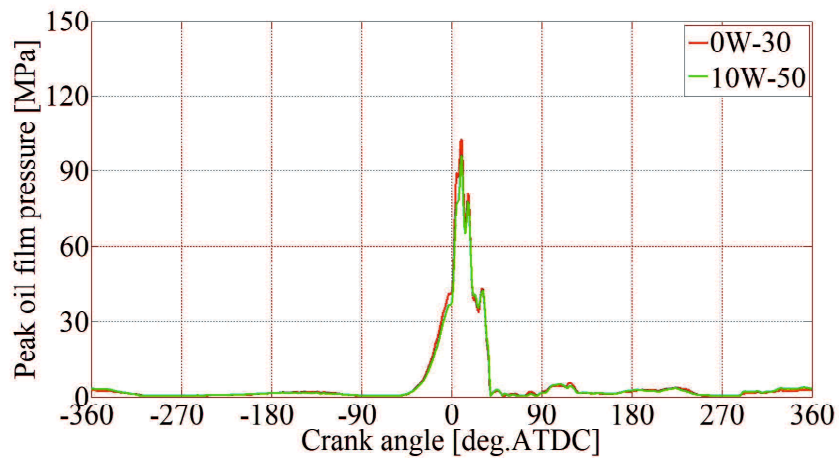


Fig. 5.1.1.4 Peak oil-film pressure for different oil viscosities

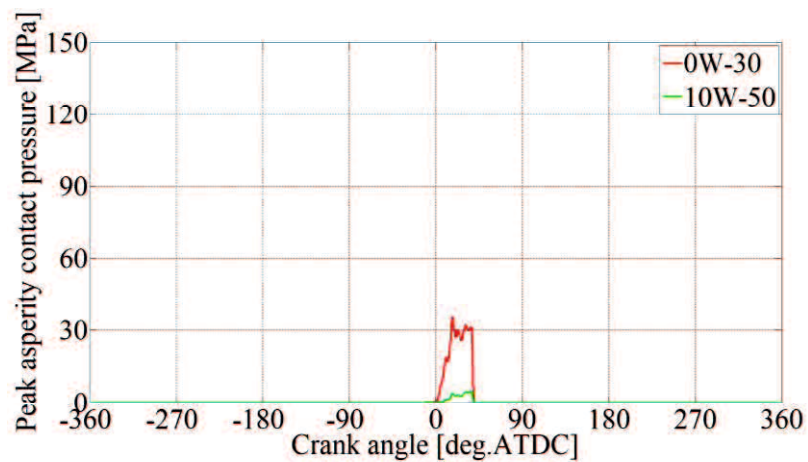


Fig. 5.1.1.5 Peak asperity-contact pressure for different oil viscosities

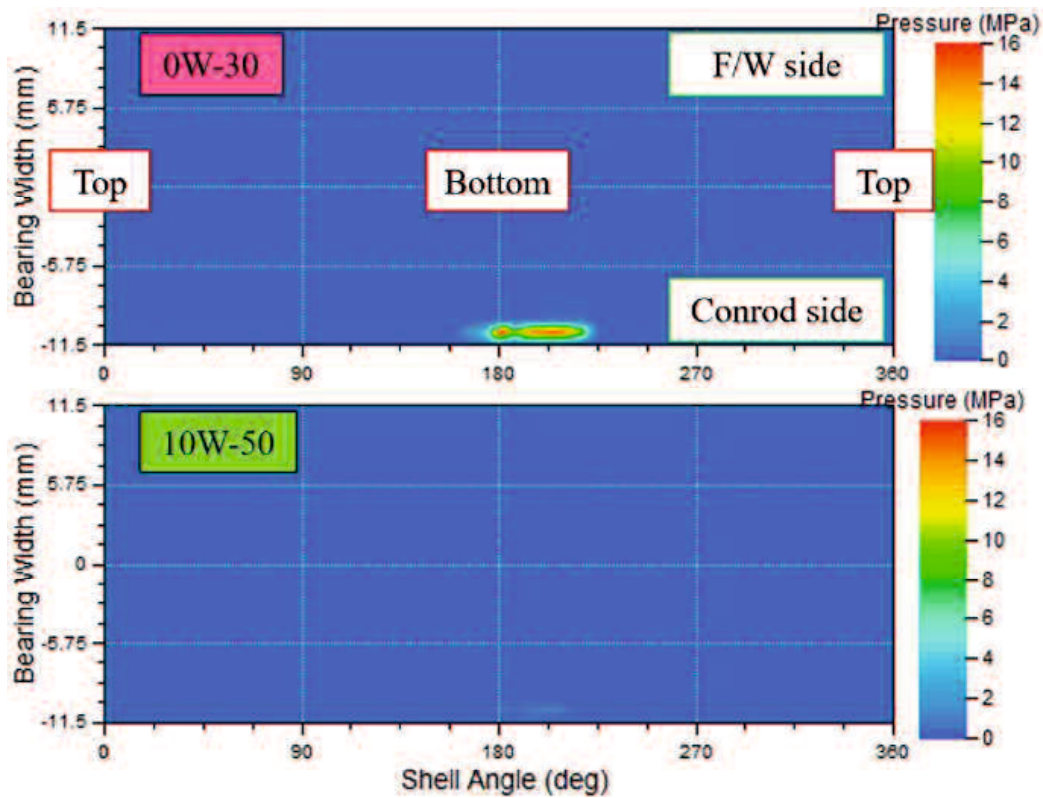


Fig. 5.1.1.6 Asperity-contact-pressure contour at absolute maximum peak of total pressure for different oil viscosities

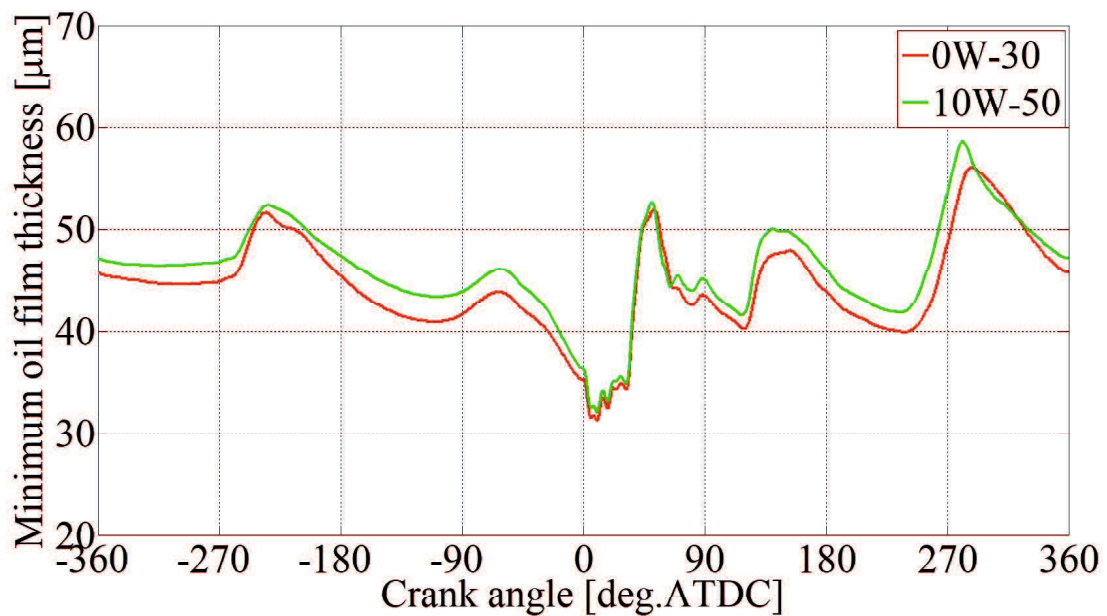


Fig. 5.1.1.7 Minimum oil-film thickness for different oil viscosities

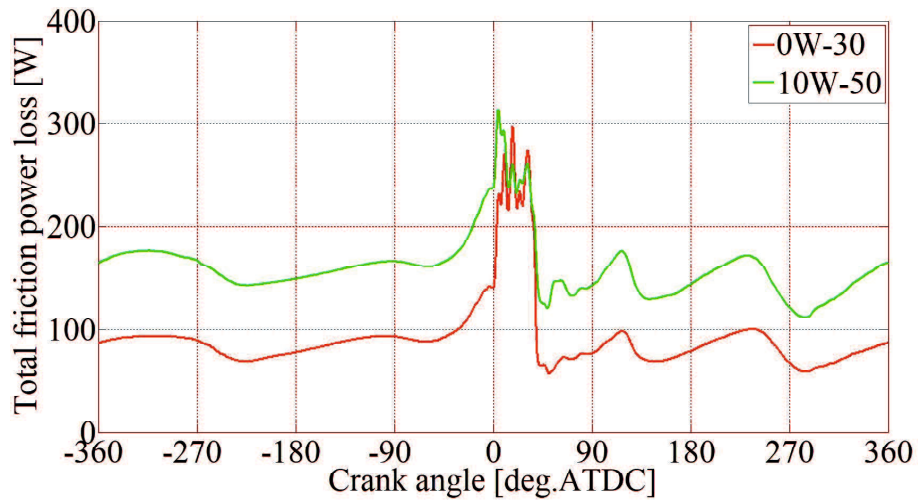


Fig. 5.1.1.8 Total friction-power loss for different oil viscosities

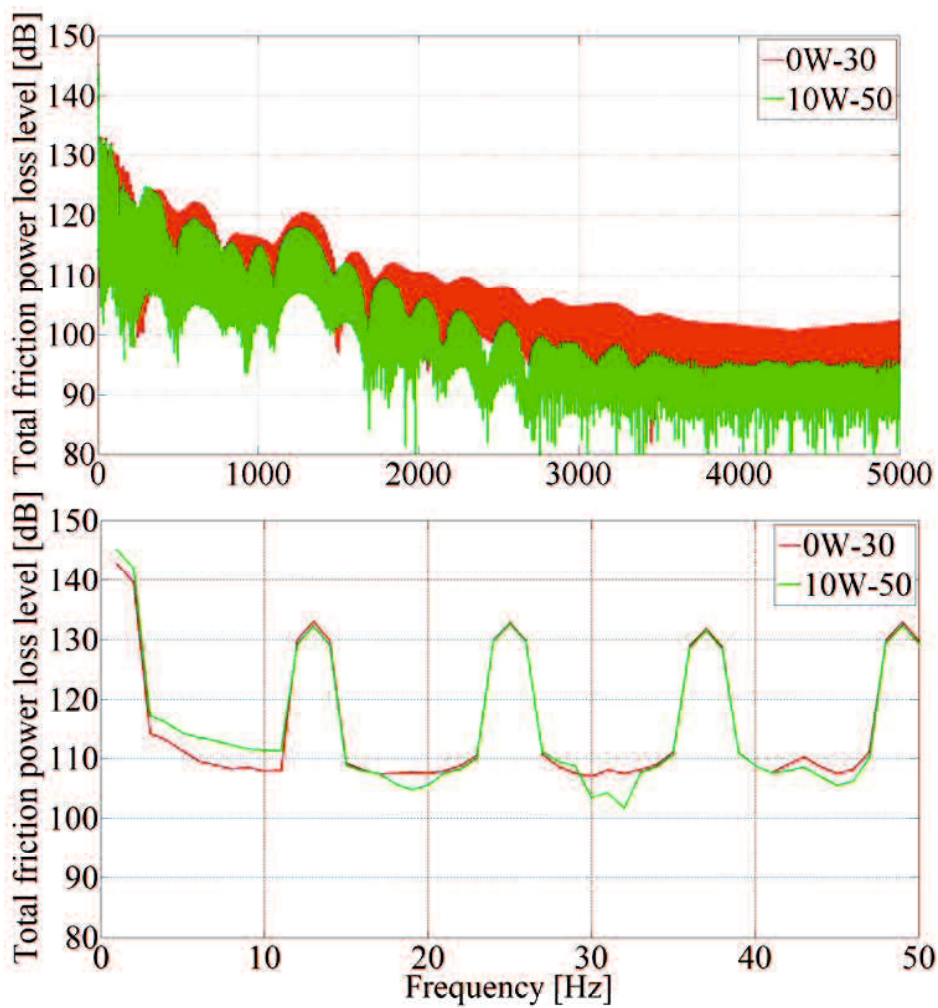


Fig. 5.1.1.9 Frequency characteristics of total friction-power-loss level for Main Bearing 2 for different oil viscosities

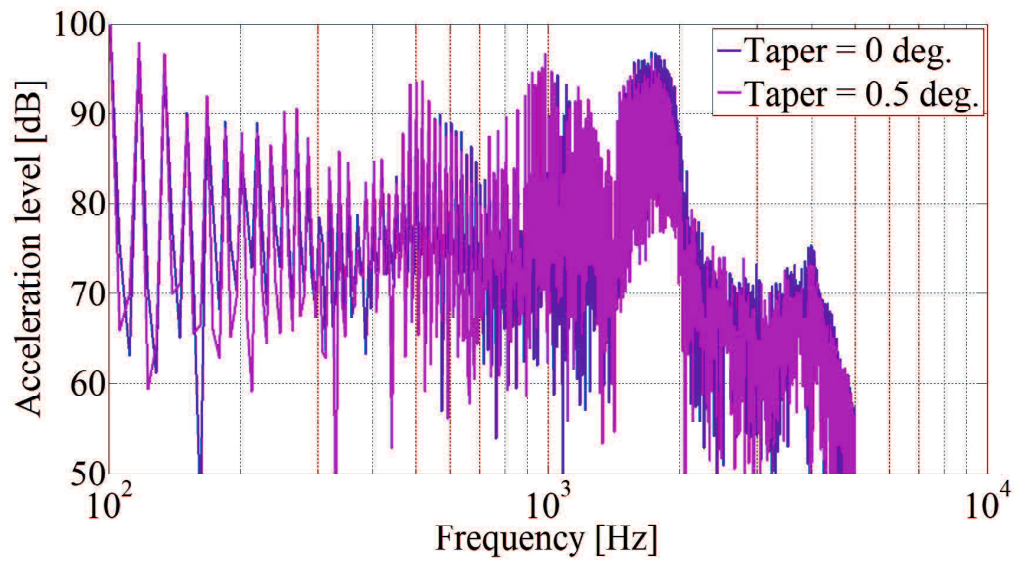


Fig. 5.1.2.1 Frequency characteristics of accelerations on engine outer wall for different bearing taper angles (simulation)

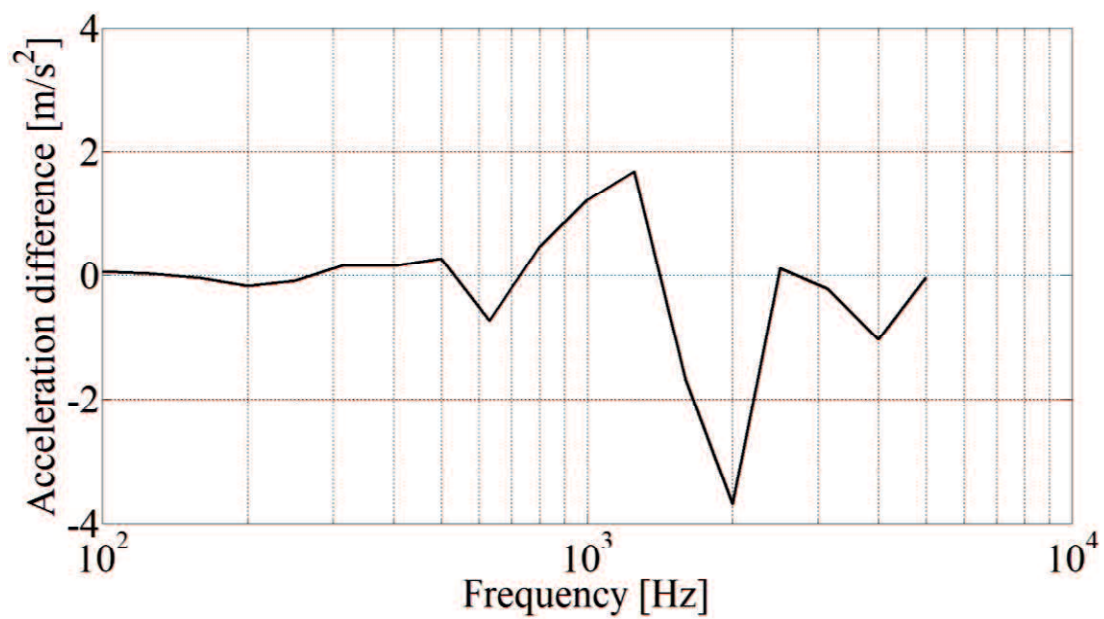


Fig. 5.1.2.1 Frequency characteristics of acceleration with tapered bearing relative to that with non-tapered bearing on engine outer wall

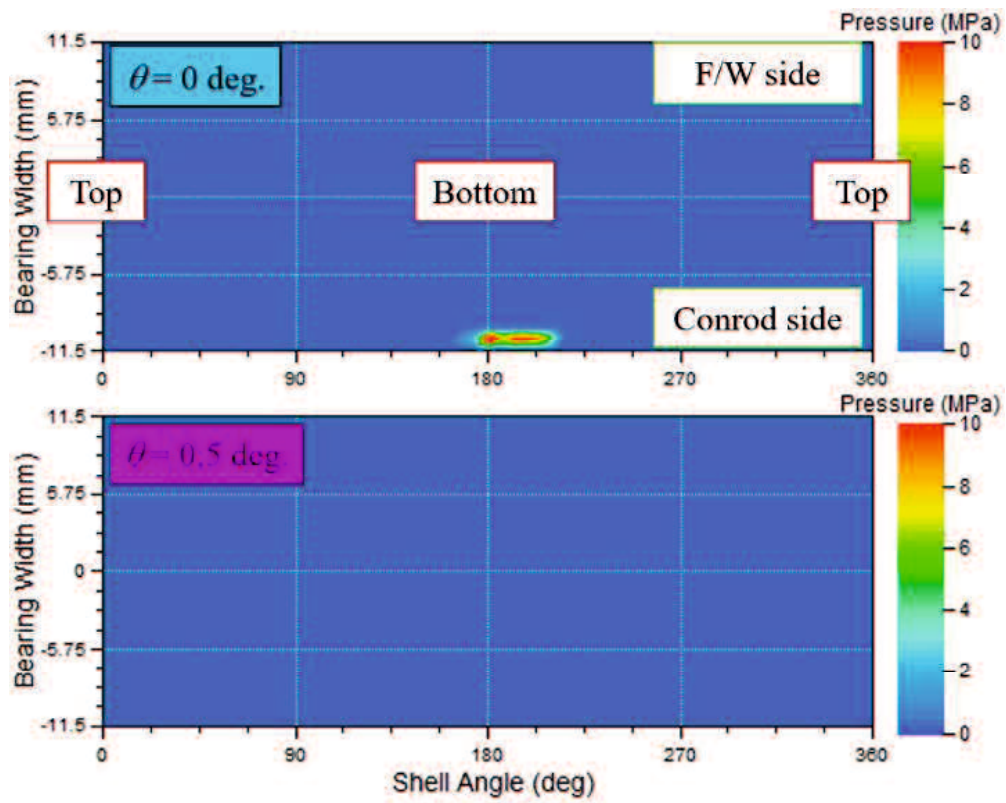


Fig. 5.1.2.3 Asperity-contact-pressure contour at absolute maximum peak of total pressure for different bearing taper angles

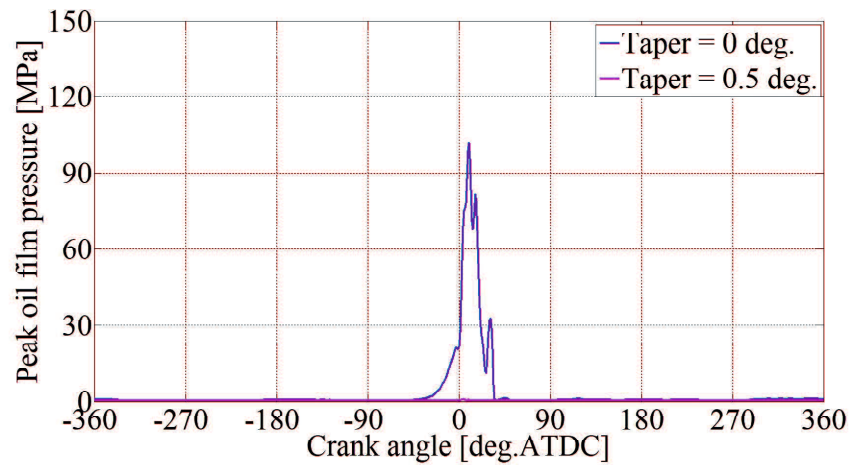


Fig. 5.1.2.4 Peak oil film pressure different bearing taper angles

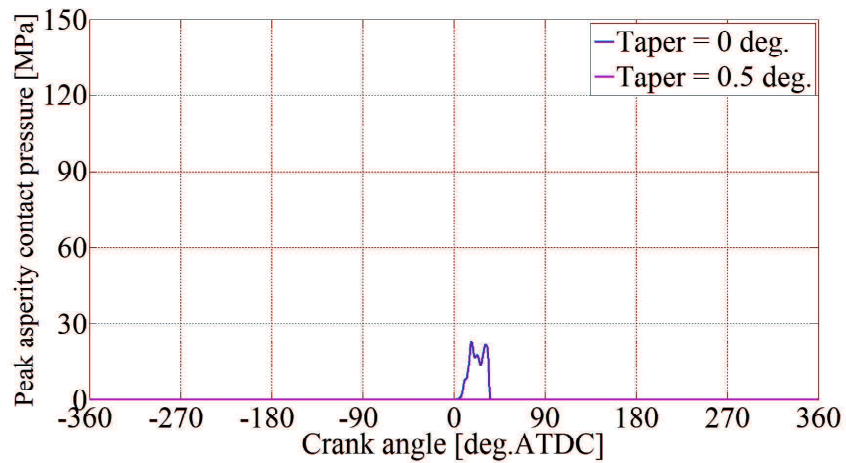


Fig. 5.1.2.5 Peak asperity-contact pressure for different bearing taper angles

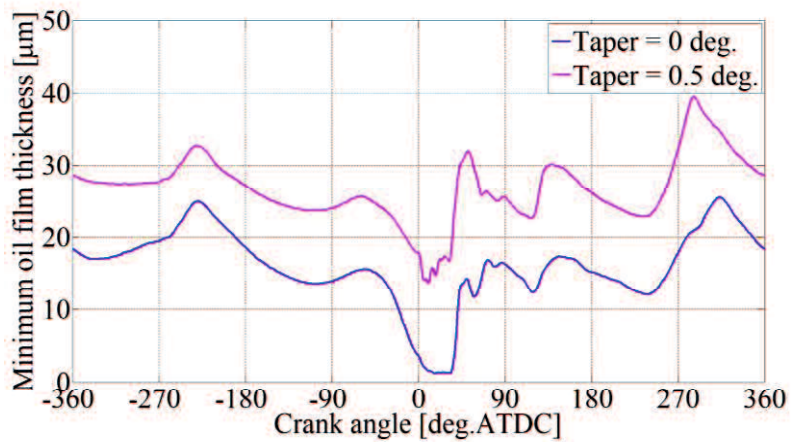


Fig. 5.1.2.6 Minimum oil-film thickness for different bearing taper angles

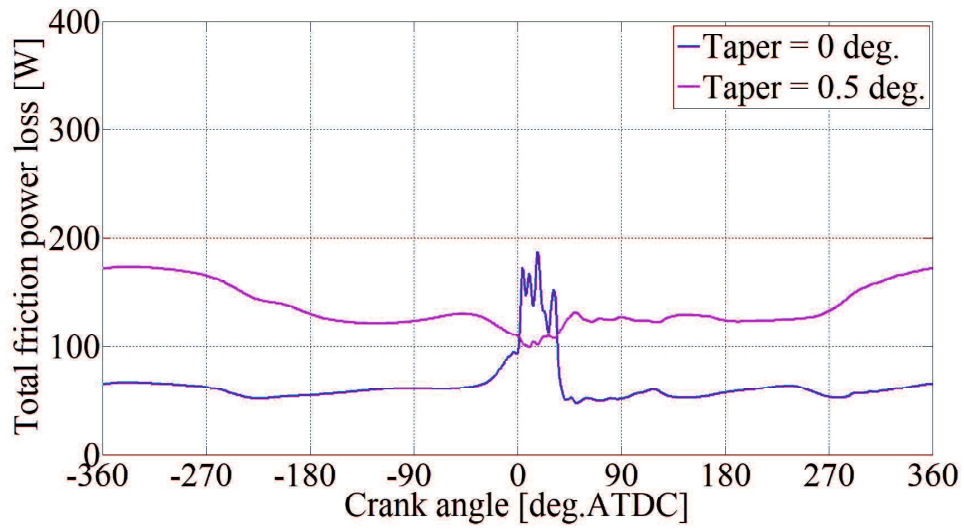


Fig. 5.1.2.7 Total friction-power loss on Main Bearing 2 for different bearing taper angles

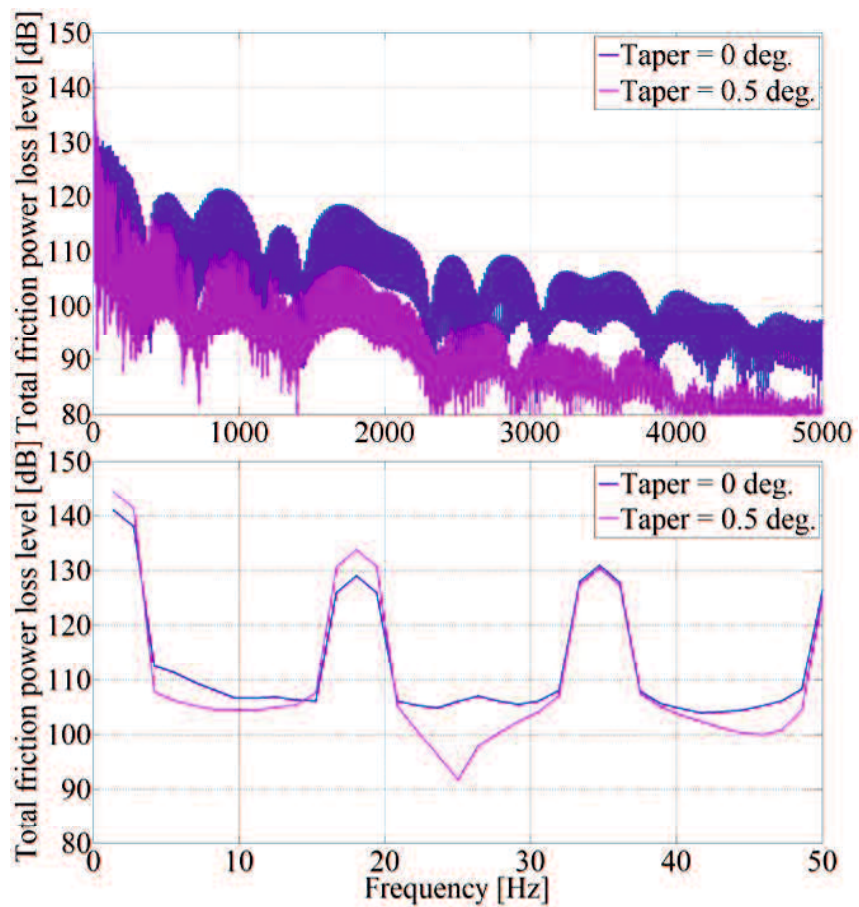


Fig. 5.1.2.8 Frequency characteristics of total friction-power-loss level for Main Bearing 2 for different bearing taper angles

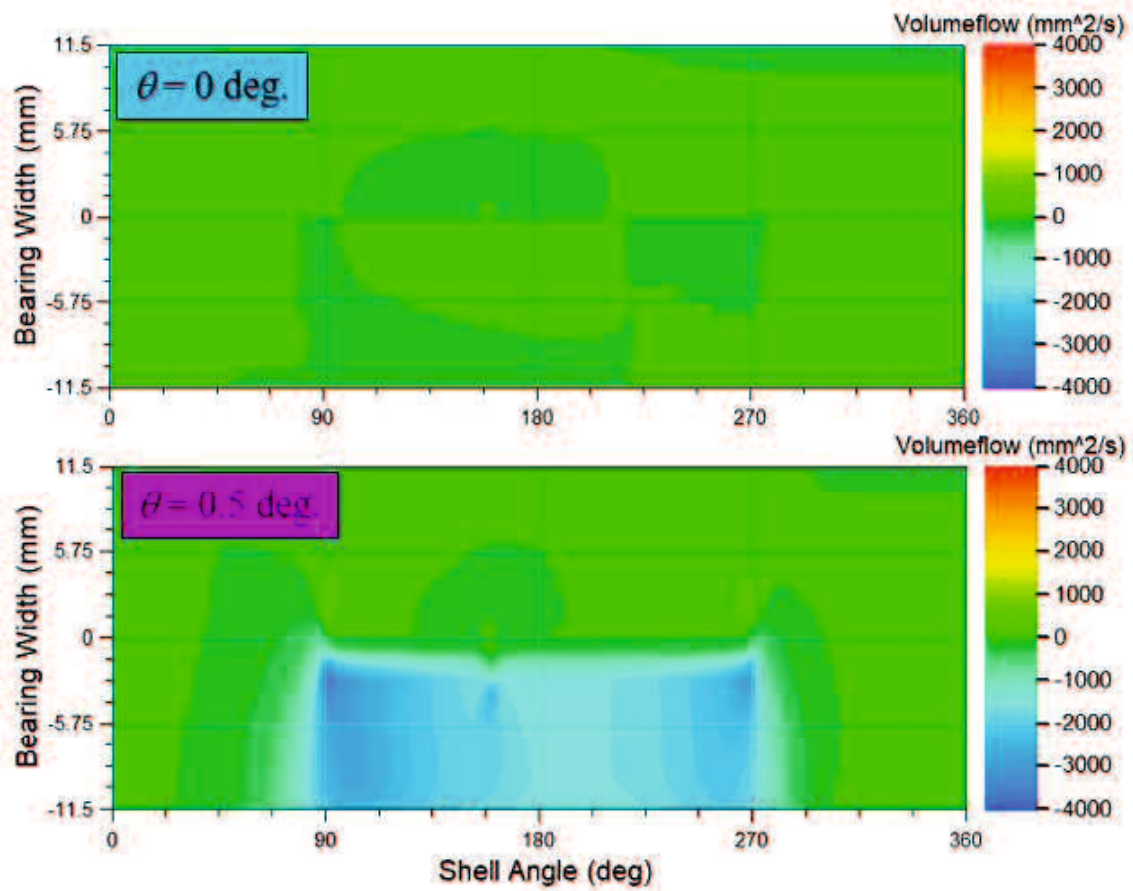


Fig. 5.1.2.9 Axial volume flow at 0 deg. ATDC for different bearing taper angles



Fig. 2.5 OIS connecting-rod (repost)



Fig. 2.6 SIS connecting-rod (repost)

Table 5.2.1 Experimental condition

Engine speed [rpm]	2000
Fuel injection pressure [MPa]	130
Start of fuel injection [deg. ATDC]	-8
Fuel injection duration [ms]	0.3
P_{\max} [MPa]	7
$dP/d\theta_{\max}$ [MPa/deg.]	1.8

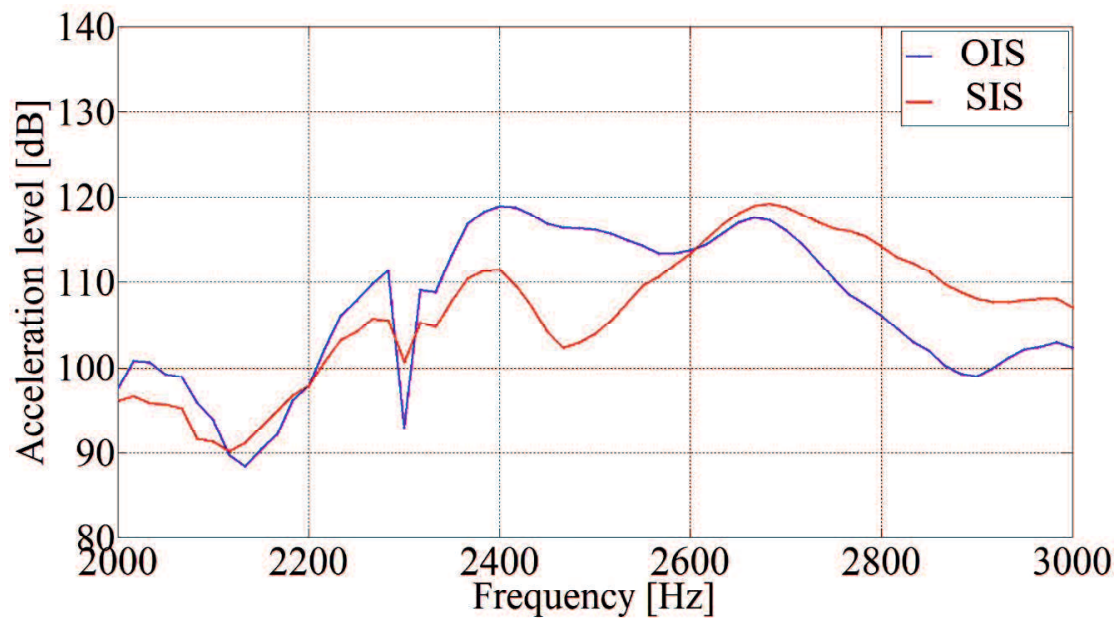


Fig. 5.2.1 Spectra of engine wall acceleration near main bearing for different connecting-rods

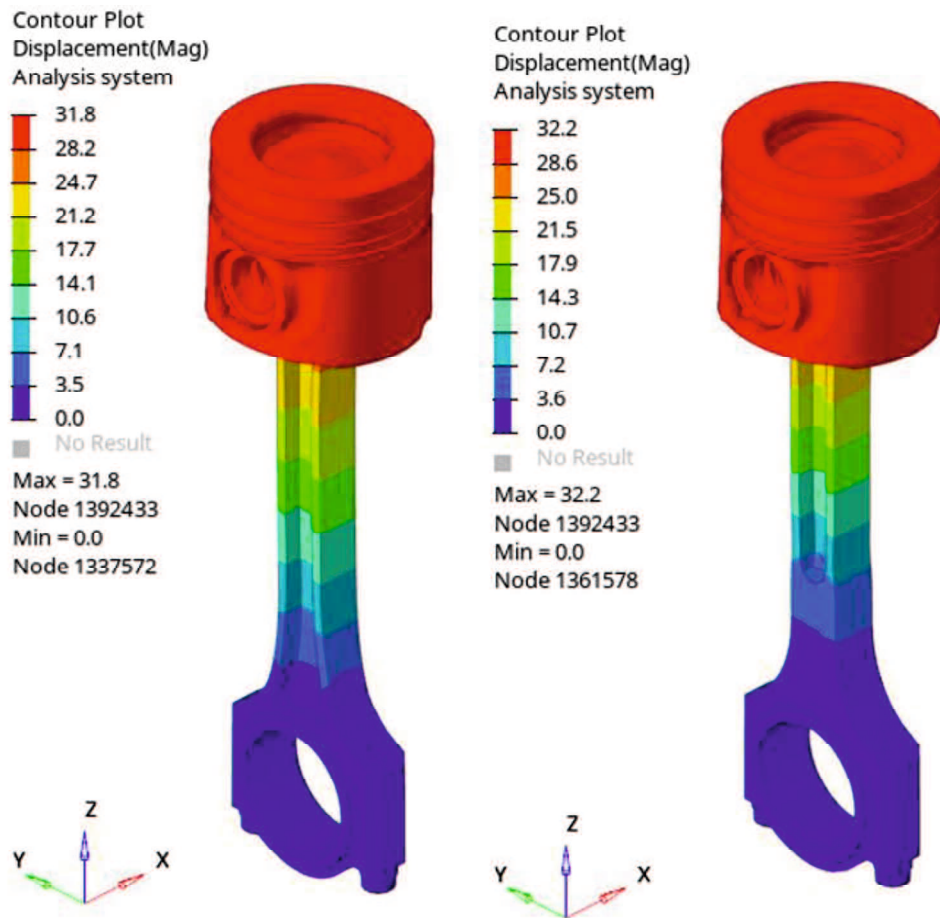


Fig. 5.2.2 Piston-connecting rod mode analysis
(left: OIS connecting-rod 2634 Hz, right: SIS connecting-rod 2910 Hz)

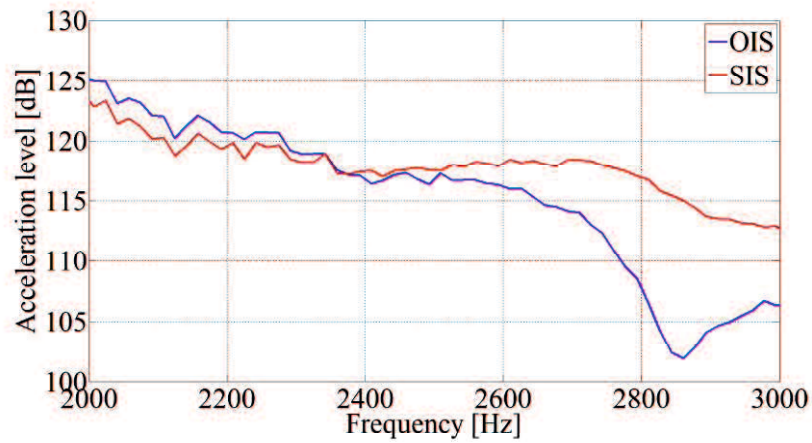


Fig. 5.2.3 Spectra of piston acceleration for different connecting-rods

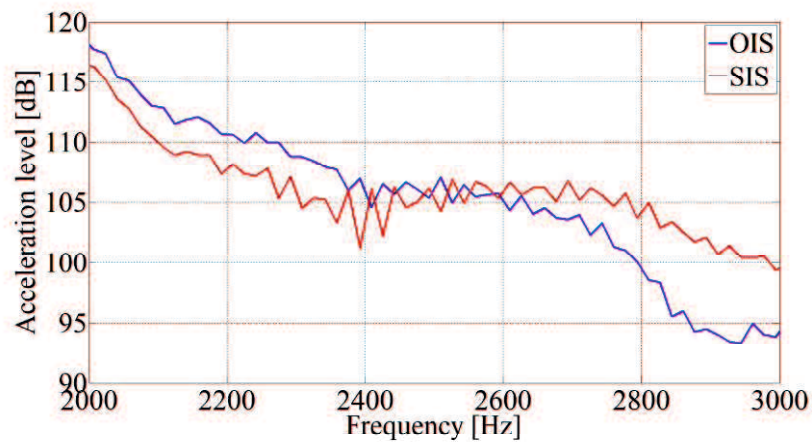


Fig. 5.2.4 Spectra of connecting-rod acceleration for different connecting-rods

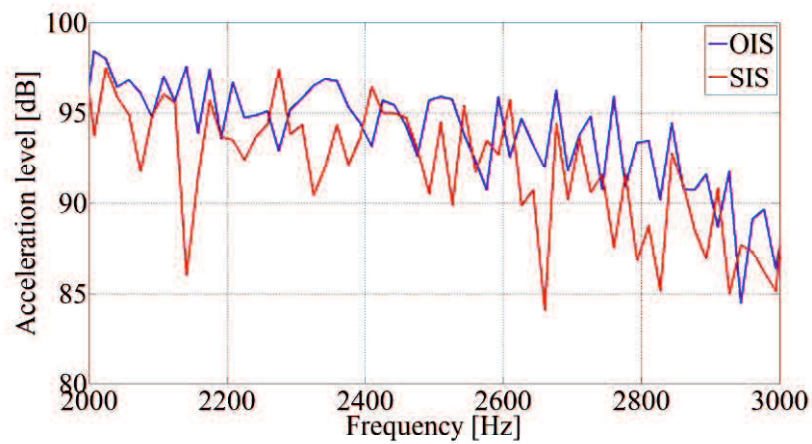


Fig. 5.2.5 Spectra of engine wall acceleration near main bearing for different connecting-rods

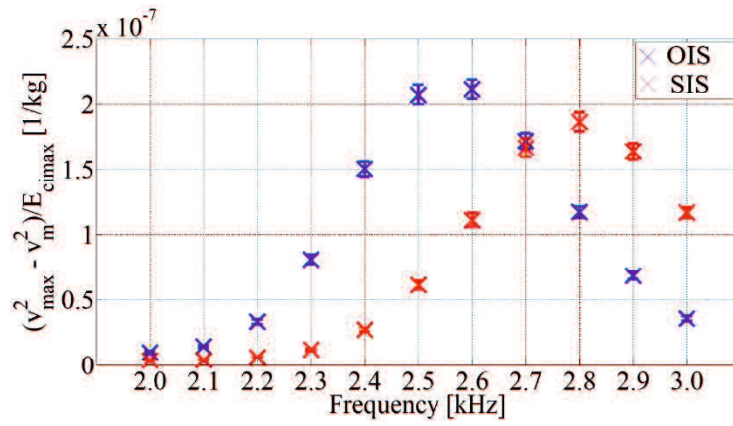


Fig. 5.2.6 Values proportional to vibration-transmission efficiencies for different connecting-rods

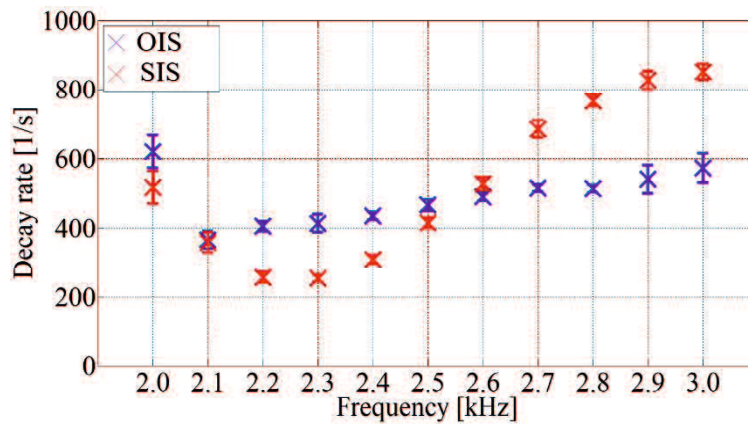


Fig. 5.2.7 Decay rates for different connecting-rods

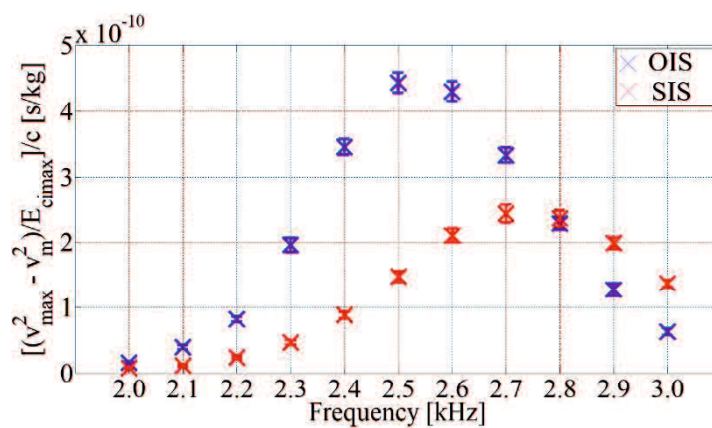


Fig. 5.2.8 Values proportional to transmission-radiation coefficients for different connecting-rods

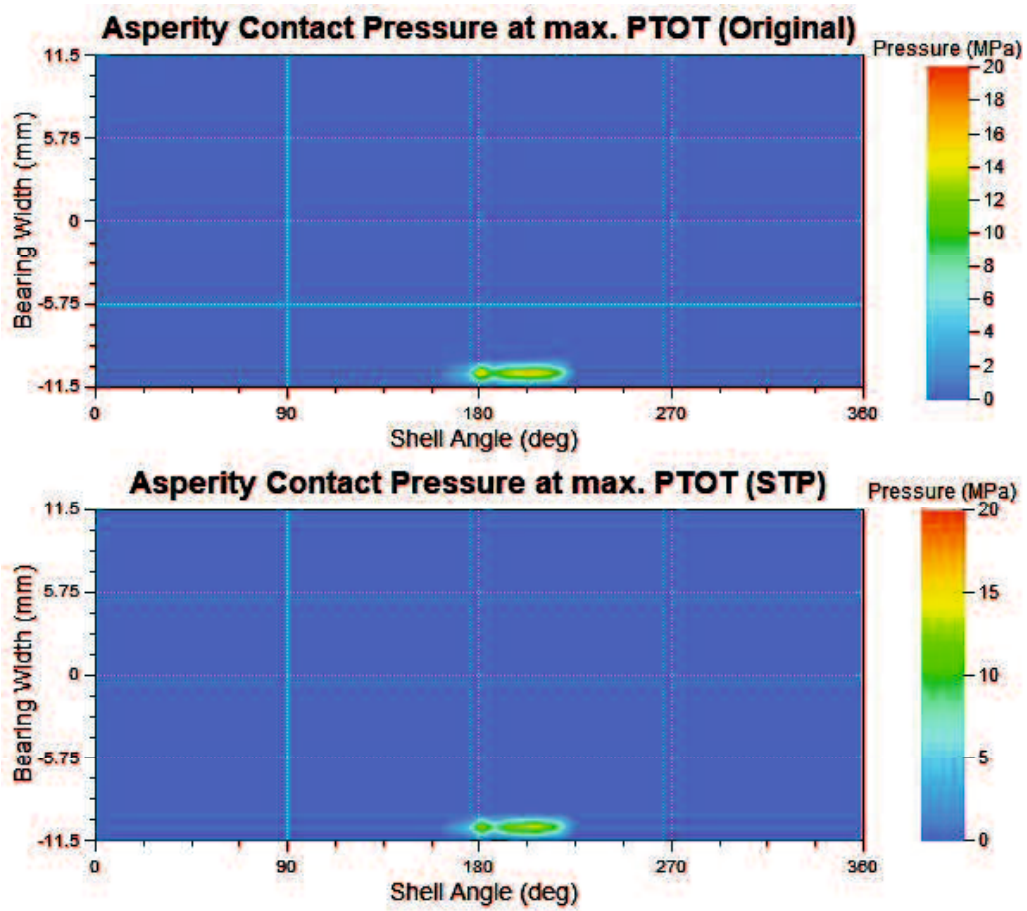


Fig. 5.2.9 Asperity contact pressure at maximum peak total pressure
(upper: OIS connecting-rod, lower: SIS connecting-rod)

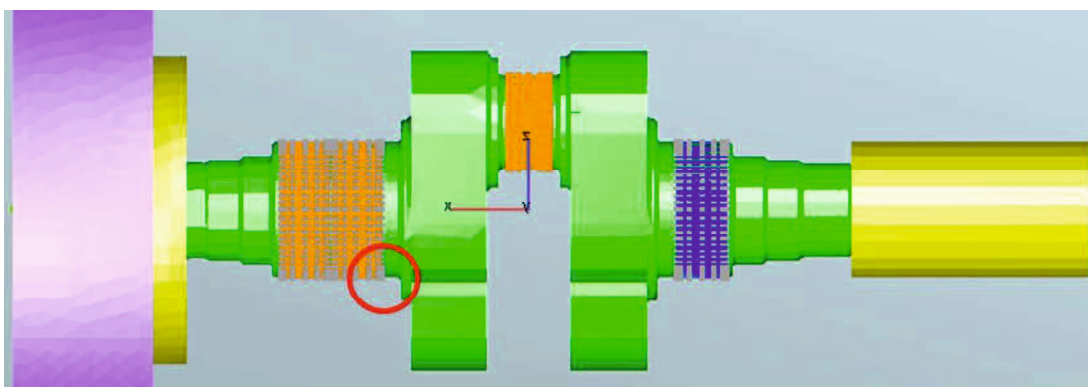


Fig. 5.2.10 Position where asperity contact occurs

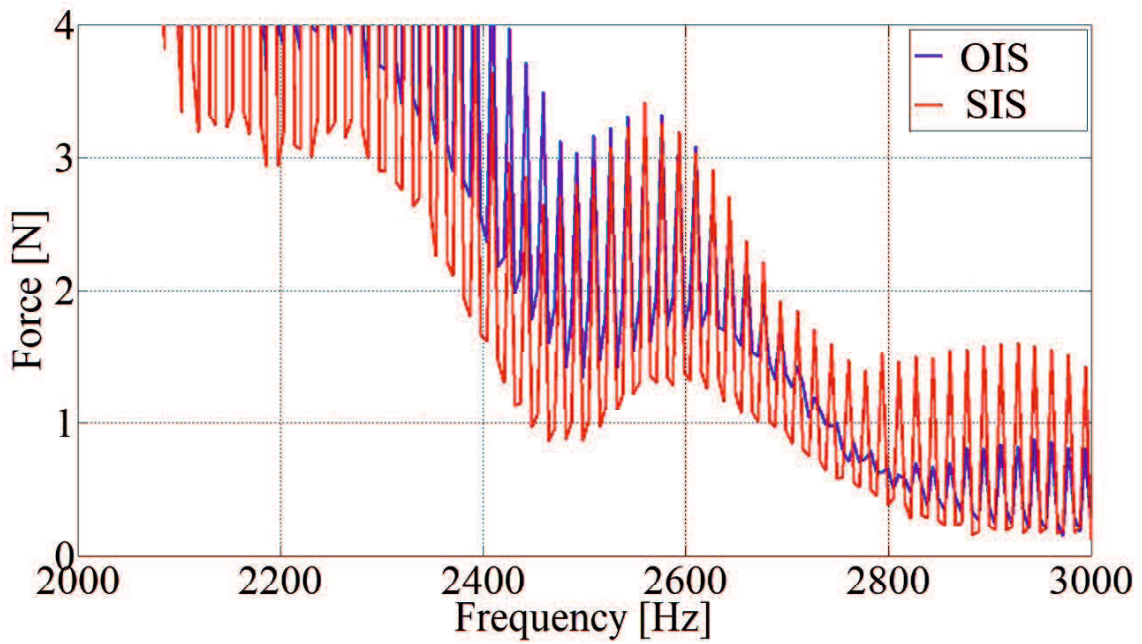


Fig. 5.2.11 Vertically downward force from main bearing to block for different connecting-rods

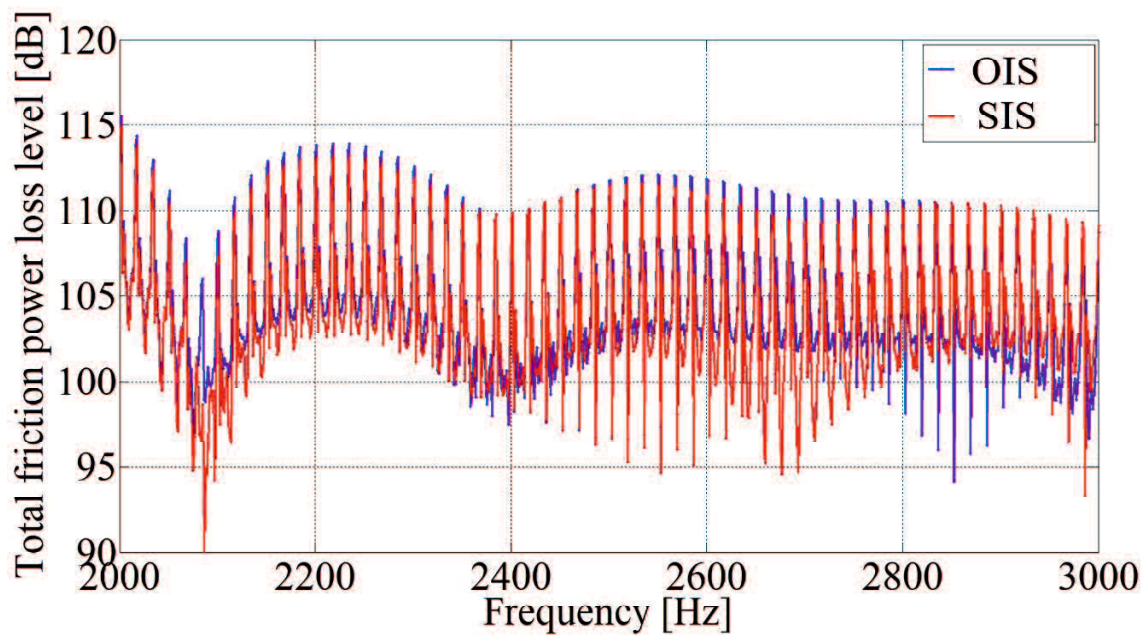


Fig. 5.2.12 Asperity friction power loss at main bearing for different connecting-rods

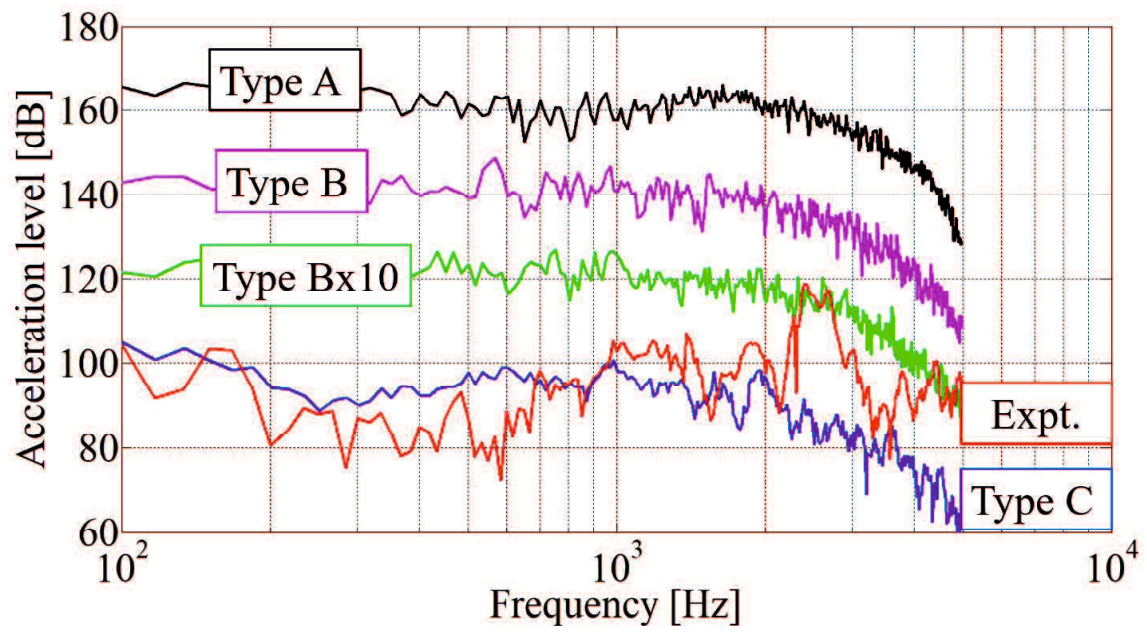


Fig. 4.5.2 Engine outer wall accelerations for different Rayleigh damping ratio combinations in simulation and experimental acceleration (Repost)

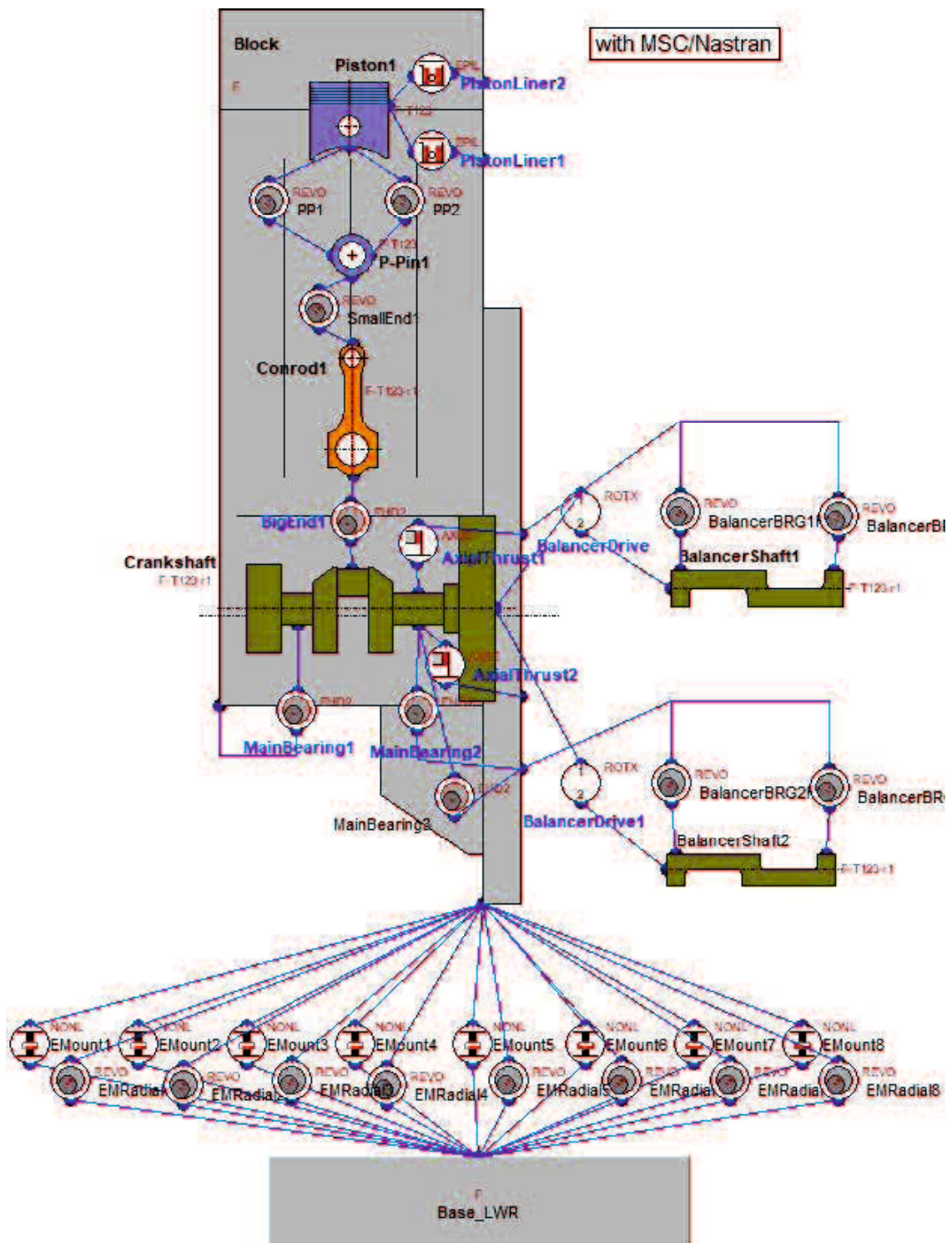


Fig. 2.17 Simulation model (Repost)

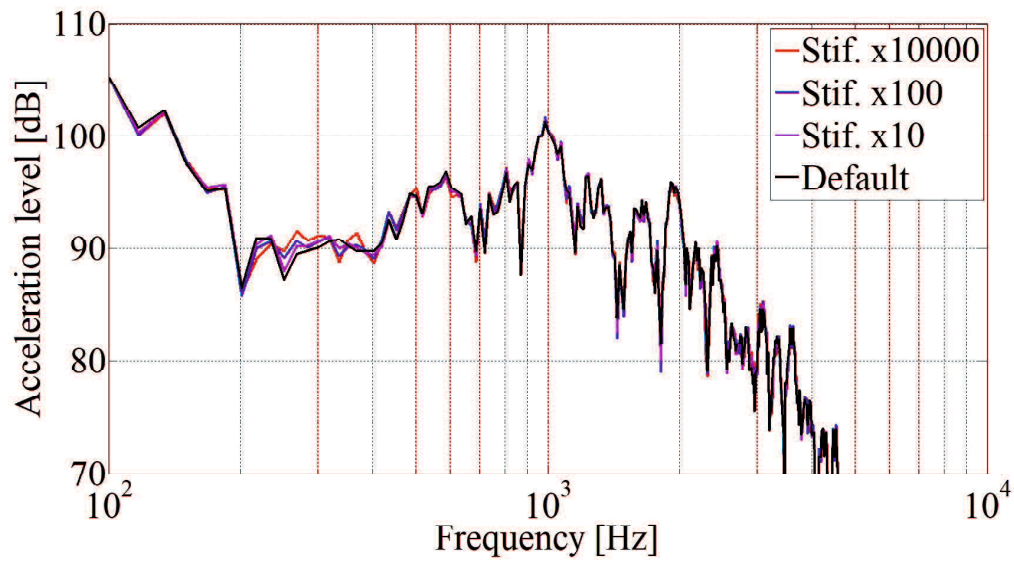


Fig. 5.2.13 Engine outer wall accelerations for different REVO joint stiffnesses

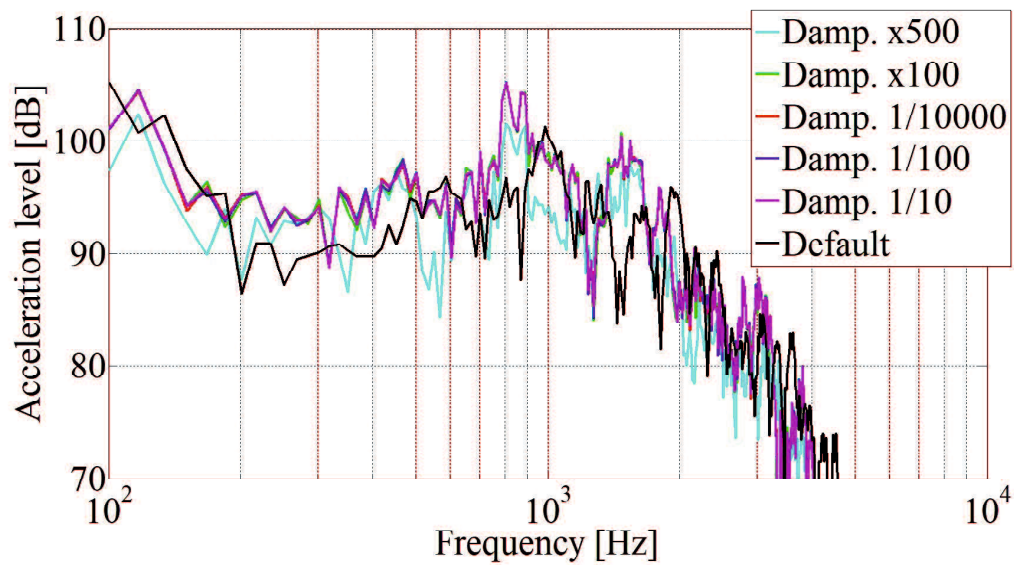


Fig. 5.2.14 Engine outer wall accelerations for different REVO joint damping

第6章 結言

本研究では，Nguyen らの提唱した時間・周波数依存燃焼騒音発生モデルに基づき，振動伝達効率と減衰率がどのような構成要素に依存して変化するか実験的，シミュレーション的に調査し，またそれを実稼働シミュレーションモデルに実装する方法を検討した．以下に得られた知見を記す．

(1) 減衰について

1. 減衰率は吸気側音源位置に依存しない．
2. 減衰率は 2 kHz 以下では周波数に依存しないが，2 kHz 以上では周波数とともに増大する．
3. 減衰率は1サイクルにおける最大燃焼衝撃エネルギーに依存しない．
4. パーツ単体の内部減衰は，5のパーツ結合部の減衰と比べて非常に小さい．
5. パーツ結合部では，パーツ合わせ面のすべりが生じるモードにおいてパーツ間動摩擦による減衰が生じる．
6. 軸受やピストンライナなどのパーツ間接触部では，オイル粘性摩擦に加えて粗さ接触による動摩擦による減衰が生じる．オイル粘性摩擦は極低周波数において減衰作用があり，粗さ接触による動摩擦は高周波数において減衰作用がある．
7. オイル粘度を下げると粗さ接触が増大することにより摩擦減衰が増大するが振動伝達も増大し，振動伝達と減衰には背反関係があ

る。ただし、振動伝達の効果が大きく振動は増大する。主軸受における粗さ接触は、軸の片当りにより発生する。

8. 実稼働シミュレーションの精度を向上するにおいて、コンロッドの減衰がもっとも重要である。実機を十分再現するには、コンロッド内部減衰のみならずパーツ間接触部摩擦減衰を考慮する必要があると考えられる。

(2) 伝達について

1. エンジンオイルの粘度を大きくする、もしくは軸受にテーパ角度をつけると、エンジン表面振動が減少する。この振動の減少は、主軸受における粗さ接触圧力の減少によるものである。主軸受における粗さ接触圧力が減少すると、主軸受における振動伝達効率、減衰率が共に減少するが、振動伝達効率の寄与の方が大きいため、エンジン表面振動が減少する。
2. 振動伝達効率はピストン-コンロッド連成振動数において最大となり、振動減衰率も比較的大きくなる。これは、この周波数における主軸受の粗さ接触が大きいことが関係している。
3. 実稼働シミュレーションにおいてピストン-コンロッド連成振動を再現するには、振動伝達効率の観点から、REVO ジョイントでは不十分である。

参考文献

- 1-1. 環境省, “カーボンニュートラルとは”
https://ondankataisaku.env.go.jp/carbon_neutral/about/ (2022/4/12)
- 1-2. 日本経済新聞, “EU, 35年にガソリン車販売禁止 50年排出ゼロへ包括案”
<https://www.nikkei.com/article/DGXZQOGR13DST0T10C21A7000000/>
(2022/4/13)
- 1-3. Ryuji Kawamoto, Hideo Mochizuki, Yoshihisa Moriguchi, Takahiro Nakano, Masayuki Motohashi Yuji Sakai and Atsushi Inaba, “Estimation of CO2 Emissions of Internal Combustion Engine Vehicle and Battery Electric Vehicle Using LCA”, Sustainability, Vol. 11, 2690 (2019)
- 1-4. Oscar J. Sanchez and Carlos A. Cardona, “Trends in biotechnological production of fuel ethanol from different feedstocks” Bioresource Technology, Vol. 99, pp. 5270-5295 (2008)
- 1-5. Liam Brennan and Philip Owende, “Biofuels from microalgae—A review of technologies for production, processing, and extractions of biofuels and co-products”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 557-577 (2010)

- 1-6. Chisti Yusuf, “Biodiesel from microalgae”, *Biotechnology Advances*, Vol. 36, Issue 3, pp. 294-306 (2007)
- 1-7. Y. Zhang, M.A. Dube, D.D. McLean and M. Kates, “Biodiesel production from waste cooking oil: 1. Process design and technological assessment”, *Bioresource Technology*, Vol. 89, pp. 1-16 (2003)
- 1-8. Yanmar, “廃食油をエネルギーに変える バイオディーゼル発電の可能性（前編）”
https://www.yanmar.com/jp/about/ymedia/article/bio_diesel_01.html
(2022/4/13)
- 1-9. 出光, “バイオ燃料”
<https://www.idemitsu.com/jp/business/nenryo/bio/index.html>
(2022/4/13)
- 1-10. 川村淳浩, 佐藤由雄, 及川洋, 長沼要, 山根公高, 高木靖雄, “トラック用水素エンジンシステムの開発”, *自動車技術会論文集*, Vol. 42, No. 4 (2011)

- 1-11. トヨタ, “水素エンジンカローラ、「スーパー耐久レース in オートポリス」に参戦”

https://global.toyota/jp/newsroom/corporate/35789466.html?_ga=2.126586573.1547026075.1649826927-992375274.1649826927

(2022/4/13)

- 1-12. マツダ, “水素自動車”

<https://www.mazda.com/ja/innovation/technology/env/hre/> (2022/4/13)

- 1-13. W. B. Santosa^{a,b}, R. A. Bakara and A. Nurb, “Combustion characteristics of diesel-hydrogen dual fuel engine at low load”, Energy Procedia, Vol.32, pp. 3-10 (2013)

- 1-14. 資源エネルギー庁, “エンジン車でも脱炭素？グリーンな液体燃料「合成燃料」とは”

https://www.enecho.meti.go.jp/about/special/johoteikyo/gosei_nenryo.html (2022/4/13)

- 1-15. A Valera-Medina^a, H Xiaoa, M Owen-Jones, W.I.F. David and P.J. Bowena, “Ammonia for power”, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 69, pp. 63-102 (2018)

- 1-16. Wolfgang Babisch, “Road traffic noise and cardiovascular risk”, *Noise & Health A Bimonthly Inter-disciplinary International Journal*, Vol. 10, Issue 38, pp. 27-33 (2008)
- 1-17. Willy Passchier-Vermeer and Wim F. Passchier, “Noise Exposure and Public Health”, *Environmental Health Perspectives*, Vol. 108, Suppl. 1, pp. 123–131 (2000)
- 1-18. Anna L Hansell, Marta Blangiardo, Lea Fortunato, Sarah Floud, Kees de Hoogh, Daniela Fecht, Rebecca E Ghosh, Helga E Laszlo Clare Pearson, Linda Beale, Sean Beevers, John Gulliver, Nicky Best, Sylvia Richardson, and Paul Elliott, “Aircraft noise and cardiovascular disease near Heathrow airport in London small area study”, *BMJ* 2013; 347 (2013)
- 1-19. World Health Organization Regional Office for Europe, “Environmental Noise Guidelines for the European Region”, p.30 (2018)
- 1-20. 環境省, “騒音に係る環境基準について”,
<https://www.env.go.jp/kijun/oto1-1.html> (2019/8/15)
- 1-21. 稲垣和久, 水田準一, 冬頭孝之, 橋詰剛, 伊藤弘和, “高分散噴霧と筒内低流動を利用した低エミッション高効率ディーゼル燃焼”, *自動車技術会論文集*, Vol. 42, No. 1, pp. 219-224 (2011)

- 1-22. 堀部直人, 高橋研, 原田慎治, 奇生燮, 石山拓二, 塩路昌宏, “ディーゼル機関における PCCI 運転に適した燃焼室形状の選択に関する研究”, 日本機械学会論文集 (B 編), 74 巻, 739 号, pp. 223-231 (2008)
- 1-23. 畑野潤一, 原田丈也, 松井一博, 小林広樹, 松井竜太 “予混合圧縮着火ディーゼル燃焼の適用領域拡大”, Honda R&D Technical Review, Vol. 22, No. 2, pp. 119-125
- 1-24. 森田敏久, “自動車の騒音低減技術と新たな課題”, 日本音響学会誌, 第 69 巻, 第 9 号, pp. 494-498 (2013)
- 1-25. Y. Tamura, T. Kawada, and Y. Sasazawa, “EFFECT OF SHIP NOISE AND SLEEP”, Journal of Sound and Vibration, 205(4), pp. 417-425 (1997)
- 1-26. 白橋良宏, 渡辺隆一, “自動車騒音の発生源と低減対策-エンジン・吸排気系・駆動系騒音”, 騒音制御, 第 19 巻, 第 3 号, pp. 106-109 (1995)
- 1-27. 三上真人, “エンジンの燃焼音”, 騒音制御, Vol. 34, No. 4, pp. 310-315 (2010)

- 1-28. 大島恵, “自動車の低騒音化への取り組み”, 騒音制御, Vol. 27, No. 6, pp. 399-406 (2003)
- 1-29. 冬頭孝之, 植田玲子, 服部義昭, 瀧昌弘, 葛山裕史, 梅原努, “二段着火予混合燃焼を活用した高効率クリーンディーゼル燃焼 (第 3 報) -2nd 噴射によるエミッション・騒音低減機構の解明-”, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 3, pp. 493-499 (2014)
- 1-30. 中山大輔, 岡本雄樹, 石井宏樹, 柴田元, 小川英之, “熱発生率の双峰化によるディーゼルエンジン燃焼騒音の低減と性能改善”, 自動車技術会論文集, Vol. 47, No. 3, pp. 649-655 (2016)
- 1-31. Masato Mikami, Koki Minato, Shodai Sagara, Yoshiki Sumida, and Takehiko Seo, “Time-frequency Characteristics of Combustion Impact and Noise in a Diesel Engine with Two-stage Combustion”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems, Paper No. B206 (2017)
- 1-32. 池田宏樹, 伊藤星太, 飯田訓正, 葛山裕史, 梅原努, 冬頭孝之, “二段噴射 PCCI 機関における燃焼騒音低減のための熱発生率制御に関する研究 -素反応計算による 0 次元数値解析-, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No.5, pp. 811-816 (2014)

- 1-33. Takayuki Fuyuto and Masahiro Taki, “Noise-canceling Spike between Pressure Rise Peakes of Pilot and Main Combustion in Diesel Engine”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (2017)
- 1-34. 小澤恒, 港明彦, 山本淳氏, 渡邊正人, ベルンハルトローダ, 中島健朗, “ディーゼルエンジンの燃焼騒音と燃費の同時改善(第2報) —多目的最適化シミュレーションの精度改善と直動ピエゾインジェクタを用いた最適筒内圧波形の検証—”, 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 3, pp. 871-876 (2013)
- 1-35. 新倉孝昭, “高速ディーゼルエンジンの騒音低減技術の現状と将来”, Journal of the M. E. S. J., Vol. 5, No.9, pp. 18-24 (1990)
- 1-36. 直江学, “天然ガス自己着火エンジンにおける燃焼騒音の研究: ストロークボア比の影響”, 自動車技術会論文集 Vol.48, No.1, pp. 21-26 (2017)
- 1-37. 直江学, 丸山敦志, “汎用複リンク式高膨張比エンジンの燃焼騒音に関する研究”, 自動車技術会論文集, Vol. 46, No. 4, pp. 731-736 (2018)

- 1-38. Kenji Torii and Tatsunori Tsuruta, “Technique for Front-loading Countermeasures against Deterioration of Sound Quality in Vehicle Interior due to Rapid Combustion in an SI Engine”, SAE Technical paper, 2019-01-2304 (2019)
- 1-39. Kazuhiko Tanaka, Shigeaki Nishina, Haruomi Sugita, Takeo Kato and Masahiko Sekita, “Modeling Subjective Evaluation of Instantaneous Sound Qualities of Motorcycle Exhaust Sound Applying a Highly Efficient Experimental Design”, SAE Technical paper, 2019-32-0594 (2019)
- 1-40. 藤川智士, “マツダの目指すモデルベース開発”, マツダ技法, No.31, pp. 44-47 (2013)
- 1-41. C S Bhat, P H Meckl, J S Bolton and J Abraham, “Influence of fuel injection parameters on combustion-induced noise in a small diesel engine”, International Journal of Engine Research, Vol. 13, Issue 2, pp. 130-146 (2012)
- 1-42. Hossein Ahmadian, Gholamhassan Najafi, Barat Ghobadian, Seyed Reza Hassan-Beygi and Seyed Salar Hoseini, “Evaluation of the combustion-induced noise and vibration using coherence and wavelet coherence estimates in a diesel engine”, International Journal of Engine Research, Vol. 22, Issue 3 (2021)

- 1-43. Tuan Anh Nguyen, Yuichiro Kai, and Masato Mikami, “Study on Combustion Noise from a Running Diesel Engine Based on Transient Combustion Noise Generation Model”, *International Journal of Automotive Engineering*, 3, pp. 131-140 (2012)
- 1-44. 相良渉乃, 角田佳規, 藤村俊貴, 瀬尾健彦, 三上真人, “PCCI 燃焼を用いたディーゼルエンジンの過渡騒音発生特性に関する研究”
自動車技術会 2016 年春季大会予稿集 (2016)
- 1-45. 相良渉乃, 角田佳規, 瀬尾健彦, 三上真人, “単気筒ディーゼルエンジンの燃焼騒音発生・減衰特性に及ぼすエンジン回転速度の影響”, 第 27 回内燃機関シンポジウム予稿集 (2016)
- 1-46. 湊高貴, 小口瞳史, 瀬尾健彦, 三上真人, “単気筒ディーゼルエンジンにおける二段燃焼時の放射騒音の音源位置に関する研究”, 日本機械学会 2018 年度年次大会講演論文集 (2018)
- 2-1. Oguchi Hitoshi and Masato Mikami, “A Study on the Decay Process in the Time-Frequency-Dependent Combustion-Noise-Generation Model for Diesel Engines”, *Small Engine Technology Conference 2019 Proceedings* (2019)

- 3-1. 小野測器, “減衰をあらわす係数の意味と求め方”
https://www.onosokki.co.jp/HP-WK/c_support/newreport/dampingfactor/dampingfactor_1.htm (2022/6/29)
- 4-1. 小口瞳史, 湊高貴, 角田佳規, 瀬尾健彦, 三上真人, “コンロッド仕様と燃料噴射時期がディーゼルエンジンの放射騒音特性に与える影響の調査”, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 2, pp. 285-290 (2019)
- 4-2. Tuan Anh Nguyen and Masato Mikami, “Effect of hydrogen addition to intake air on combustion noise from a diesel engine”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 38, pp. 4153-4162 (2013)
- 4-3. Zhiqiang Song and Chenhui Su, “Computation of Rayleigh Damping Coefficients for the Seismic Analysis of a Hydro-Powerhouse”, Shock and vibration, Vol. 2017 (2017)
- 5-1. 荻山彪吾, 小口瞳史, 井元大貴, 橋本大輝, 瀬尾健彦, 三上真人, “ディーゼルエンジン表面での振動減衰の関係因子調査”, 日本機械学会中国四国学生会第 51 回学生員卒業研究発表講演会 (2021)
- 5-2. 小口瞳史, 湊高貴, 角田佳規, 瀬尾健彦, 三上真人 “コンロッド仕様と燃料噴射時期がディーゼルエンジンの放射騒音特性に与える影響の調査”, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 2, pp. 285-290 (2019)

5-3. Hitoshi Oguchi, Koki Minato, Takehiko Seo, and Masato Mikami, “The Influence of Connecting-Rod Specifications on the Combustion-Noise Generation from a Diesel Engine”, SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2019-01-1590 (2019)

5-4. Hitoshi Oguchi and Masato Mikami, “A Study on the Decay Process in the Time-Frequency-Dependent Combustion-Noise-Generation Model for Diesel Engines”, Small Engine Technology Conference 2019 Proceedings (2019)

記号表

第2章

L : コンロッド肉抜き部長さ

E : 縦弾性係数

ρ : コンロッド密度

u : コンロッド小端部の変位

c_v : 縦振動伝播速度

m : 自由端における質量 = ピストンを含む小端部の質量

A_c : コンロッド肉抜き部断面積

σ_x : コンロッド肉抜き部にかかる垂直応力

第3章

W_{ci} : 燃焼衝撃パワー

W_{mi} : 機械衝撃パワー

η_{vc} : 振動伝達効率 (燃焼衝撃)

η_{vm} : 振動伝達効率 (機械衝撃)

E_v : 振動エネルギー

c : 減衰率

b : 音響放射率

W_{en} : エンジン騒音パワー

W_{mn} : 機械騒音パワー

t_b : 燃焼期間

T : 1 サイクル時間

W_{enmax} : 一サイクル中の最大音パワー

E_{cimax} : 一サイクル中の最大燃焼衝撃エネルギー

I : 音響インテンシティ

A : エンジン包絡面積

v : 発火運転時の振動速度

v_m : モータリング時の振動速度

G : 伝達放射係数

ζ_M : モード減衰比

第4章

ζ_R : レイリー減衰比

$[C]$: 減衰マトリクス

$[M]$: 質量マトリクス

$[K]$: 剛性マトリクス

謝辞

本研究実施にあたり，指導教官である山口大学大学院創成科学研究科 三上真人教授には，研究生・博士前期課程を含む5年半の長きにわたって，時に厳しく，しかし温かいご指導・ご鞭撻を賜りました．心より深謝申し上げます．

実験装置の提供や多くの助言を賜りました自動車用内燃機関技術研究組合（AICE）関係者の皆様に感謝申し上げます．中でも，複数論文の共著としてご協力いただいた本田技研工業株式会社 西川智博様，成果報告会準備に際しご尽力いただいた日産自動車株式会社 古谷宏次様，EXCITE Power Unit に関し本来業務以上にご協力いただいたエイヴェルージャパン株式会社 高橋直樹様の存在がなければ，本研究は成し遂げられませんでした．心より感謝申し上げます．

ディーゼル班の共同研究者としてご協力とご助言を頂いた井元大貴君，橋本大輝君，荻山彪吾君，中川駿君，高橋菜月さんに感謝申し上げます．博士後期課程になり，最年長としてどうあるべきか，どういう姿を見せなければならぬか，苦悩は少なくありませんでした．ですが，こんな私に付いてきてくれる皆のおかげで最後まで頑張れました．皆が私を頼りにしてくれる場面もあったと思いますが，それ以上に，私にとって皆の存在が頼りでした．ありがとう．

研究のみならず，私的な活動でも一致団結し，充実した研究室生活を送らせていただいた 2017～2022 年の山口大学エンジンシステム工学研究室の皆様へ感謝申し上げます。最高の 5 年半でした。酔っ払って絡みまくった方々，この場を借りてお詫び申し上げます。楽しかったから仕方ないですね。これを読んだ後輩の皆さん，研究室活動は楽しいですよ。気軽にたくさん参加して，無理のない範囲で無理して飲んで下さい。

最後に，忙しい時も常に家庭から支えてくれた妻へ感謝の意を申し上げます。

2022 年 8 月