

産業用ディーゼルエンジンの音響・振動入力モデルの  
構築と車体開発への適用に関する研究

2016年3月

明井 政博

同志社大学大学院理工学研究科

# 目次

<b>第 1 章 緒論</b> .....	1
1.1 研究の背景 .....	1
1.2 これまでの研究と本研究の目的.....	5
1.3 本論文の構成 .....	9
<b>第 2 章 逆音響解析を用いた音響入力モデルの構築</b> .....	11
2.1 緒言 .....	11
2.2 逆音響解析 .....	11
2.2.1 境界要素法による音響伝達関数の定式化 .....	11
2.2.2 逆音響解析の理論.....	21
2.2.3 Lカーブを用いた許容値の選定 .....	22
2.3 エンジンの表面振動の同定.....	23
2.3.1 実験対象物.....	23
2.3.2 実験条件 .....	24
2.3.3 境界要素モデル .....	26
2.4 エンジンの表面振動の同定結果 .....	27
2.4.1 Lカーブを用いた許容値の選定結果 .....	27
2.4.2 表面振動の同定結果 .....	28
2.4.3 観測点間隔の影響.....	31
2.5 結言 .....	33
<b>第 3 章 音響入力モデルを用いたエンクロージャの騒音予測</b> .....	35
3.1 緒言 .....	35
3.2 対象物ならびに実験条件 .....	35
3.2.1 実験対象物 .....	35
3.2.2 実験条件.....	37
3.3 騒音予測モデル .....	38
3.3.1 騒音予測モデル .....	38
3.3.2 吸音材のモデル化と特性試験 .....	39
3.4 エンクロージャの騒音予測 .....	44
3.4.1 エンクロージャ有無の騒音予測 .....	44
3.4.2 吸音材を持つエンクロージャへの適用 .....	47
3.4.3 開口部を持つエンクロージャへの適用 .....	49
3.5 結言 .....	52
<b>第 4 章 音響入力モデルを用いたコンパインの騒音伝達経路解析</b> .....	53

4.1	緒言 .....	53
4.2	騒音伝達経路解析 .....	54
4.2.1	実験対象物と解析フロー .....	54
4.2.2	騒音伝達経路解析の理論 .....	56
4.2.3	伝達関数の計測 .....	58
4.3	騒音伝達経路解析結果 .....	59
4.3.1	伝達関数の計測結果 .....	59
4.3.2	寄与解析の結果 .....	61
4.3.3	騒音改善の結果 .....	65
4.4	結言 .....	67
<b>第5章</b>	<b>エンジンの機構解析を用いたコンバインの振動伝達経路解析 .....</b>	<b>69</b>
5.1	緒言 .....	69
5.2	振動伝達経路解析 .....	69
5.2.1	振動伝達経路解析の理論 .....	69
5.2.2	従来の入力同定手法 .....	70
5.3	実験対象物と振動伝達経路 .....	71
5.3.1	実験対象物 .....	71
5.3.2	振動伝達経路 .....	72
5.4	エンジン機構解析モデル .....	73
5.4.1	機構解析モデルの概要 .....	73
5.4.2	エンジンの起振力 .....	74
5.4.3	エンジンマウントモデル .....	77
5.5	振動伝達力と伝達関数の計測 .....	81
5.5.1	振動伝達力の計測 .....	81
5.5.2	伝達関数の計測 .....	81
5.6	コンバインの振動伝達経路解析 .....	82
5.6.1	振動伝達力の予測 .....	82
5.6.2	伝達関数の計測結果 .....	83
5.6.3	オペレータ位置での振動伝達経路解析 .....	86
5.6.4	オペレータ位置での振動予測 .....	88
5.7	結言 .....	90
<b>第6章</b>	<b>結論 .....</b>	<b>91</b>
	参考文献 .....	93
	謝辞 .....	99

# 第 1 章 緒論

## 1.1 研究の背景

ディーゼルエンジンは、1892年にドイツのルドルフ・ディーゼルにより発明され、今日に至るまで船舶、陸用、鉄道車両、商用車などのさまざまな機械の動力源として広く使用されている。ディーゼルエンジンでは、空気を燃焼室内に吸入させ、ピストンで圧縮する。そして、圧縮により高温高圧となった空気に対し、燃料を噴射することで自然着火させる。その燃焼時の圧力上昇によって動力を得る。ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンと異なり空気のみを圧縮するため、高圧縮時にノッキングなどの異常燃焼の心配がなく、圧縮比を高くすることができる。そのため、内燃機関の中で最も熱効率が高く、経済性に優れている。また、低回転速度域で高トルクを得ることができる。したがって、低回転速度域で最大トルクを得ることができ、負荷変動があっても作業の精度や能率を失わないように回転速度を維持しなくてはならない農業機械や建設機械の動力源に適している。

以上のような長所がある反面、ディーゼルエンジンは、排気ガス中に含まれる窒素酸化物( $\text{NO}_x$ )と粒子状物質(PM : Particulate Matter)が多いこと、燃焼圧力の変動が大きく振動や騒音が大きいことなどの短所を持ち合わせている。

ディーゼルエンジンの排気ガスに関しては、近年の環境問題への意識の高まりから、各国で法規制が強化されている<sup>(1)</sup>。農業機械や建設機械などのオフロード車においては、1996年に米国環境保護局(EPA : Environmental Protection Agency)により規制が開始され、欧州においても、ほぼ同時期に規制が開始された。日本においては、1991年より国土交通省による「排出ガス対策型建設機械」の指定制度が開始され、2006年より特殊自動車として排気ガス規制が法制化された。米国で1996年に開始されて以来、4、5年毎に規制値が強化され、現在、第4次規制が開始されている。これら年々強化されてきた排気ガス規制に対し、燃料の高圧噴射、排気再循環システム(EGR : Exhaust Gas Recirculation)、コモンレール噴射システム(CRS : Common Rail System)による電子制御燃料噴射などの技術により対応してきた<sup>(2)</sup>。さらに、DPF (Diesel Particulate Filter)や SCR(Selective Catalytic Reduction)などの排気ガス後処理装置の技術の進歩により、現在では、 $\text{NO}_x$ 、PMともに規制当初の約20分の1のレベルにまで低減されている<sup>(3)</sup>。

一方、ディーゼルエンジンの振動と騒音に対する課題は、依然として残っている。CRSの技術により燃料の多段噴射が可能となり、燃焼に起因する騒音は、ある程度低減が可能となった<sup>(4)</sup> <sup>(5)</sup>。しかしながら、燃焼性能はエンジンの動力、燃料消費および排気ガス性能に直結するものであり、騒音低減と両立することが困難であることが多い。振動に関しても、近年のエンジンの高過給、高出力化によりシリンダ内の最高圧力が上昇する傾向<sup>(6)</sup>にあり、低減することは困難である。

したがって、エンジンのみで振動と騒音問題に取り組むには限界があり、エンジンの振動騒音入力の特徴とエンジンが搭載される車体の伝達特性の双方を考慮し、振動と騒音の問題に取り組むことが重要となる。

農業機械および建設機械の振動騒音に目を向けてみると、周囲環境への騒音やオペレータの健康や快適性の観点から、機械の振動、騒音低減の要求が高まっている。

まず、建設機械の騒音に関して述べる。騒音問題は、日本国内では典型7大公害の1つとして規定されている。地方自治体が受け付けた典型7大公害の苦情件数のうち約30%が騒音に関する苦情である。その発生原因で最も割合が高いものは、工事・建設作業によるものであり、次いで工場・事業所の騒音によるものである<sup>(7)</sup>。このような騒音公害を防止するために、1976年に国土交通(旧建設)省は、「建設工事に伴う騒音振動対策技術指針」を策定し、建設機械に対して機種毎、出力毎に騒音の基準値を定めた。この基準を満足した建設機械を「低騒音型建設機械」と指定し、さらに基準値より6dB低いものを「超低騒音型建設機械」と指定している<sup>(8)</sup>。1997年には「低騒音型・低振動型建設機械の指定に関する規定」が施行され、騒音基準値を騒音規制法と整合させ、指定基準が全面改正された。欧州においては、EC指令86/662/EECにより、1989年から油圧ショベル、ローダーなどの騒音について規制が開始された。これらの規制は欧州指令2000/14/ECにより適用機械の範囲が大幅に広げられ、2002年から車両の音響パワーレベルが規制されている。図1.1に示すように、この規制は改正指令2005/88/ECにより規制値がさらに3dB下げられ、現在、第2段階に入っている<sup>(9)</sup><sup>(10)</sup>。このように環境騒音の観点から、機械の低騒音化が必要である。

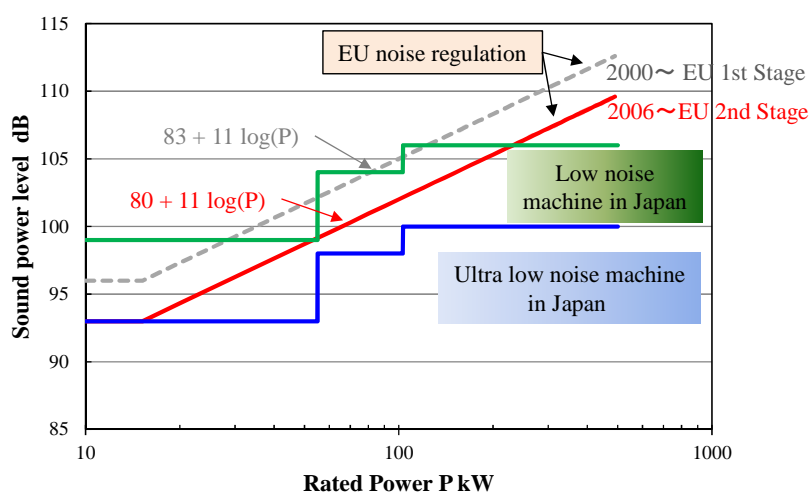


図 1.1 建設機械の騒音規制(油圧ショベル)

農業機械においては、主に広大な農地で機械が稼働するので、機械の周囲の騒音に比べ、オペレータの曝露される騒音が問題となる。オペレータの曝される騒音に関しては、その聴力保護の観点から、表 1.1 に示すように日本産業衛生学会により騒音レベルと許容曝露時間が提案されている<sup>(11)</sup>。この許容値は、「この基準以下であれば、1日8時間以内の曝露が常習的に10年以上続いた場合にも、騒音性永久閾値移動（回復しない聴力障害）を1k Hz以下の周波数で10 dB以下、2k Hz以下で15 dB以下、3k Hz以上の周波数で20 dB以下にとどめることが期待できる」として作られている。また、等エネルギー則の採用により、曝露される騒音の等価騒音レベルが3 dB低くなれば、許容される曝露時間は2倍となる。米国では、労働安全衛生庁（OSHA：Occupational Safety and Health Administration）により1日8時間での制限値を90 dB<sup>(12)</sup>、欧州では、欧州指令2003/10/ECにより、許容値が87 dB以下と規定されている<sup>(13)</sup>。農業機械のオペレータの耳位置での騒音レベルは、年々低下傾向にあるものの、出力100 kW以下のトラクタにおいて、キャビン装着した仕様で75～88 dB、キャビンが無い仕様で85～95dBとなっている<sup>(14)</sup>。このようにオペレータの聴力保護の観点から見ても、現在の騒音レベルが十分であるとは言い難い。また、オペレータの快適性の観点からさらなる低騒音化への要求が高まっている<sup>(15)</sup>。

農業機械および建設機械のオペレータに影響を与える振動には、座席の振動などの全身振動とステアリングやレバー部の振動のような手腕振動がある。振動レベルに関しても騒音と同様にオペレータの健康の観点から日本産業衛生学会により許容曝露時間が提案されている<sup>(11)</sup>。表 1.2 に周波数補正後の振動加速度の実効値と許容曝露時間を示す。また、欧州においても同様に欧州指令2002/44/ECにおいて許容値が規定されている<sup>(16)</sup>。

このように、車体の低騒音化および低振動化は、オペレータの健康保護や顧客からの要求、法令順守の観点から機械メーカーの重要な開発課題である。

図 1.2 は、農業機械のオペレータの位置における騒音に対する各音源の寄与分析の一例である。オペレータ位置の騒音に対して、エンジンからの空気伝播音と固体伝播音の寄与が50%以上を示す。したがって、機械の低騒音化には、エンジンからの騒音に対策を施すことが最も効果的である。

オペレータが曝される振動において、ステアリングやレバーなどの手腕振動は、エンジンからの振動伝達に起因することが多い。座席における全身振動は、車体が走行していない定置状態ではエンジンからの振動伝達に起因することが多いが、車体が走行している時の全身振動は、主に機械が悪路を走行した時や段差を乗り越えた時の路面からの入力に起因する。これらの機械は、乗用車と違いサスペンションがないことが多いことやラグタイヤ<sup>(17)</sup> <sup>(18)</sup>やクローラ<sup>(19)</sup>により走行するためである。座席での全身振動では、オペレータの健康上の観点から車体の走行時

に焦点があたるものの、走行しない定置状態でのアイドリング時の振動は、顧客の商品に対する印象につながるため重要な要素の一つである。

以上より、機械の低騒音化、低振動化を目指すためには、エンジンからの入力に対して対策を実施するのが効果的である。しかしながら、先述したようにエンジンの性能とエンジンの低騒音化、低振動化を両立するには限界がある。そのためエンジンの振動騒音入力特性とエンジンが搭載される車体の伝達特性の双方を考慮し、車体の開発を進めていくことが効果的である。これらの理由より、建設機械や農業機械の低騒音化、低振動化には、エンジンの開発と車体の開発の連携が重要であり、その両者を受け渡す技術の確立が必要である。

表 1.1 曝露時間と許容騒音レベル

Exposure time min	Acceptable noise level dB
480	85
240	88
120	91
60	94
30	97
15	100

表 1.2a 曝露時間と周波数補正振動加速度 (全身振動)

Exposure time min	Acceptable vibration acceleration, frequency weighting $m/s^2$
480	2.8
240	3.96
120	5.6
60	7.92
30	11.2
15	15.8
$\leq 6$	25

表 1.2b 曝露時間と周波数補正振動加速度(手腕振動)

Exposure time min	Acceptable vibration acceleration, frequency weighting $m/s^2$
480	0.35
240	0.49
120	0.7
60	0.99
30	1.4
10	2.42

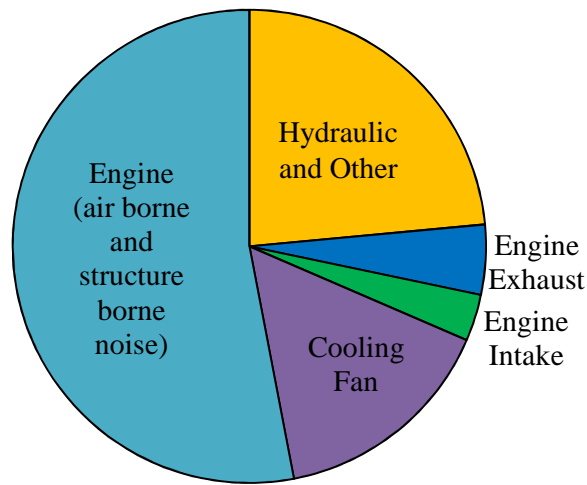


図 1.2 農業機械の騒音の音源別寄与 (オペレータの耳位置)

## 1.2 これまでの研究と本研究の目的

エンジンに起因する騒音は、エンジンの表面振動が空気を振動させて発生する空気伝播音、エンジンの振動がエンジンマウントを介して車体のフレームへ伝わって生じる固体伝播音、冷却ファンの音、吸気音、排気音が音源となる。これらの音源の中で空気伝播音、固体伝播音の寄与が大きいことを 1.1 節で示した。固体伝播音に対しては、エンジンを防振支持することにより低減が可能である。空気伝播音に対しては、エンクロージャや吸音材などを用いた防音構造の検討をおこなう。効果的に防音構造を検討するには、音源の特性を把握する必要がある。すなわち、音の放射位置と放射される音の周波数を把握する必要がある。音源の特性を把握するための一つの方法として、音源の可視化技術がある。音場や音源の可視化技術として、現在最も広く用いられているのが音響インテンシティの計測である。音響インテンシティとは、音場内を単位面積、単位時間に通過する音のエネルギーを意味する。最も簡易的な方法は、二つのマイクロフォンを組み合わせる方法である。近接した 2 点の音圧の測定結果から粒子速度を算出し、音響インテンシティを求めることができる。音響インテンシティプローブによる計測は、1982 年ごろから普及し、現在では、さまざまな分野で音源や音場の可視化技術として使われている<sup>(20)(21)(22)</sup>。他の音源探査手法として、ビームフォーミング法<sup>(23)</sup>がある。この手法は、マイクロフォンアレイを使用し、音源からマイクロフォンに到達する音の伝搬時間が各マイクロフォンによって異なることを用いて、音源の方向を識別する手法であり、主に中高周波に対する手法である。同じく音源探査の技術として、音響ホログラフィ法がある。この手法は、音源が存在する



と推定される面を設定し，その面からある距離離れた平行な面を計測面とする．そして，計測面上の音圧分布を計測し，演算処理をおこない音源面に再生する．この手法は，Ueha らにより用いられた<sup>(24)</sup>．その後，この手法を改良した多くの研究がおこなわれている<sup>(25) (26) (27)(28)</sup>．この手法は，計測点数が多く，演算処理が必要であるため長らく普及しなかったものの，現在では，多チャンネル入力装置の普及や計算機の発達により音源を可視化する製品として広まっている．音響ホログラフィ法は，空間分解能が対象とする周波数の音波の 1 波長程度に制限される．この音響ホログラフィ法の分解能の制限を取り除く手法として，近距離音場ホログラフィ法(NAH : Nearfield Acoustic Holography)が Maynard らにより提案された<sup>(29)(30)</sup>．この手法は，音源面と平行な近接面の音圧分布を計測し，計測面の音圧分布を波数領域で空間 2 次元フーリエ変換することが特徴である．空間 2 次元フーリエ変換した計測面でのスペクトルを音波の逆伝播を考え，再生面で逆変換する．この方法では，近距離場で計測，再生することができるため，音源表面の音圧，粒子速度などの分布を精度良く捉えることができる．しかしながら，音圧計測面と平行な再生面において逆変換するため，比較的簡易な形状（平面，円柱，球面）の音源に用いられる．その後，多くの研究者により NAH の発展的な手法が提案されている<sup>(31)(32)(33)</sup>．

これら音場および音源の可視化手法は，音の放射位置と放射された音の周波数を判断するための音源探査の手法としては有効であるが，得られた結果を用いて数値シミュレーションへ応用するなどの拡張性に乏しいことが欠点である．

音源からの音響入力を同定する研究は，これまで数多くおこなわれている．最も簡単な方法は，音源を単一音源の集合として考え，音源の表面を分割し，その分割面の振動を計測する方法である．計測された振動と分割された放射面積の積から体積速度を算出し，音響入力として扱う．この手法は，van der Linden らによりエンジンの表面振動に適用された<sup>(34)</sup>．さらに Hendricx らは，この手法を自動車の車室内騒音の寄与解析に用いた<sup>(35)</sup>．通常，振動を計測するには，加速度センサーを用いるが，加速度センサーを取り付けることにより，振動特性が変化する可能性がある．また，回転部位や高温部へはセンサーを取り付けることができない．非接触で計測する方法として，梅澤らは音響インテンシティ法を応用して粒子速度の分布を位相も含めて計測する方法を用いた<sup>(36)</sup>．また，中村らにより，音響管と相反定理を用いて振動速度を非接触で計測する手法が提案された<sup>(37)</sup>．

間接的に音響入力を同定する手法として，音響伝達関数の逆行列を使う方法が用いられている<sup>(38)</sup>．これらは，古典的な伝達経路解析でよく用いられる逆行列法と呼ばれる入力同定手法である．逆行列法は，応答から入力を求める逆解析であり，音響問題においては，音源の近くに配置された観測点の音圧および音源位置と観測点間の音響伝達関数から入力を同定する方法である．この手法では，音源

位置と観測点間の音響伝達関数の計測が必要となる。通常、入力同定をおこなう数の2倍の観測点が必要となるため、音響伝達関数の計測時間が膨大となる欠点を持つ。

同じく音響伝達関数の逆行列を用いる手法として、逆音響解析(INA : Inverse Numerical Acoustic analysis もしくは、IBEM : Inverse Boundary Element Method)が提案されている。この手法は、音響伝達関数の算出に境界要素法を用いるので、入力同定の際に音響伝達関数の計測が不要であるという利点を持つ。また、放射面を境界要素モデルで定義することができるので、エンジンなどの複雑な形状の音源に対し詳細な振動分布を求めることができる。境界要素法による音場の逆解析に関する研究は、Gardnerra らや Veronesi らによりおこなわれた<sup>(39)(40)</sup>。国内においては、岩壺ら、河村らが逆解析における解の不適切性の低減に関する研究をおこなった<sup>(41)(42)</sup>。また、逆音響解析における観測点の配置に関する研究もおこなわれている。Martinus らは、同定する音源要素に対する音響伝達関数の大きさに着目し、観測点の配置に関する指標を提案した<sup>(43)</sup>。近年では、吉村らによる観測点の最適化に関する研究などがある<sup>(44)</sup>。逆音響解析の実製品への適用に関しては、Martinus らはディーゼルエンジンに対して<sup>(45)</sup>、Schuhmacher らはタイヤに対しこの手法を適用し<sup>(46)</sup>、表面振動を同定した。その後、エンジンの排気管<sup>(47)</sup>、ギヤボックス<sup>(48)</sup>、コージェネレーションシステムのエンクロージャ<sup>(49)</sup>などに適用されている。これらの実製品への適用に関する研究は、表面振動の同定精度に関するものが大部分を占める。さらに、同定した音響入力を用いた騒音予測に関する研究もおこなわれている。Tao らは、逆音響解析で同定したディーゼルエンジンの表面振動を音響入力モデルとして用い、エンジンから 2.3 m 位置の騒音を予測した<sup>(50)</sup>。Herrin らは、表面振動を同定した発電機セットの 7 m の遠距離場の騒音を予測した<sup>(51)(52)</sup>。これらの研究は、すべて半自由音場での騒音予測にとどまっており、実際のエンクロージャのような音波の干渉や回折、吸音材がある音場での検証はおこなわれていない。

このように逆音響解析は、音源探査と入力同定の二つの特徴を備えた有効な手法であるものの、製品の設計開発に活用する手法は、未検証であり提案されていない。

次に、エンジンに起因する振動に関して述べる。エンジンに起因する車体の振動は、エンジンマウントからの振動伝達によるものである。エンジンのシリンダ内の圧力変動やクランク軸系の運動により発生した力が、エンジン自身を振動させ、エンジンマウントを介して車体のフレームに振動伝達力として入力される。入力された伝達力と車体の伝達特性により振動応答として車体に現れる。したがって、車体の振動低減のためには、エンジンから車体への入力を低減させることとエンジンの防振構造を含めた車体の伝達特性を改善することが重要となる。

エンジンからの振動伝達力を低減させるために、通常エンジンを防振支持する。エンジンの防振設計に関しては、これまで多くの検討がおこなわれている<sup>(53)</sup><sup>(54)</sup><sup>(55)</sup>。また、エンジンの防振支持位置や支持角度を最適化する手法も提案されている<sup>(56)</sup>。これらの検討方法では、エンジンからの伝達力を低減させることのみが主眼が置かれており、車体の伝達特性を考慮した振動予測や各マウントから入力される伝達力の位相に関する検討ができない。

車体の伝達特性の改善の指針を得るためによく用いられる手法は、伝達経路解析である。伝達経路解析は、振動伝達の各経路の寄与を把握し、対策する部位を明らかにする手法である。この手法の概念は、鈴木らがエンジンからの入力と乗用車の車内の応答間の関係をベクトル解析により求めたことが起源である<sup>(57)</sup>。伝達経路解析では、入力同定と伝達特性（伝達関数）の計測の二つのフェーズからなる。伝達関数は、通常インパクトハンマーや加振器を使った加振試験により計測することができる。エンジンから車体への入力は、フォースセンサーなどで直接計測することはできるが、センサーを取付けるスペースの問題で困難であることが多い。そこで、間接的に同定する手法が提案されている。入力を間接的に同定する方法として、マウント剛性法や逆行列法が広く用いられている<sup>(58)</sup><sup>(59)</sup>。マウント剛性法は、入力側と伝達側の変位の差と入力点での動剛性を用いて入力を同定する方法である。この手法は、エンジンマウントのように入力側と伝達側の結合剛性が柔らかい場合に有効である。逆行列法は、先に音響問題において述べた手法と同様であり、振動問題においては応答を振動、入力を力荷重として扱う。また、入力同定を不要とする伝達経路解析も提案されている。能村らは、入力同定を必要としない実稼働伝達経路解析を提案した<sup>(60)</sup>。この手法は、入力点での振動を計測し、計測した振動を入力として寄与解析をおこなう手法である。近年では、この実稼働伝達経路解析の精度を改善する手法も提案されている<sup>(61)</sup><sup>(62)</sup><sup>(63)</sup>。伝達経路解析は、振動伝達の各経路の寄与を把握するための有効な手法であるが、実験的な手法であるために車体開発の初期検討に用いることができない。すなわち、これらの伝達経路解析手法は、エンジンが車体に搭載される前の設計検討に用いることができない。

エンジンから車体への入力は、防振構造を含めた車体の伝達特性を検討する際に重要な要素となる。先に述べたように実験的な手法で入力を同定することは可能であるが、車体開発の初期の段階では入力を得ることができない。エンジンの動的挙動に関する研究はこれまで数多くおこなわれている。太田らは、回転しているクランク軸とエンジンブロックを主軸受部の油膜剛性でつないだ連成振動応答解析法を開発した<sup>(64)</sup>。また、川本らは、エンジンの各部品をモデル化し、エンジンの構造・機構系の振動解析システムを開発した<sup>(65)</sup>。近年では、汎用機構解析ソフトを用いたエンジンの動解析の事例が報告されている<sup>(66)</sup><sup>(67)</sup><sup>(68)</sup>。これらの手

法により，エンジンの動的な挙動を把握し，エンジンから車体フレームへの振動伝達力予測することができる．しかしながら，機構解析より求めた車体への振動入力を車体開発に有効に活用する技術は十分に確立されていない．

以上の過去の研究を踏まえ，本研究では振動騒音源であるディーゼルエンジンから車体への音響入力・振動入力のモデルを構築し，構築した入力モデルを車体の開発に活用するための技術の確立を目的とする．

### 1.3 本論文の構成

本論は，緒論，本編 4 章および結論の全 6 章で構成されている．第 1 章では，ディーゼルエンジンが搭載される建設機械，農業機械の振動騒音に関する状況，先行研究の事例について記述した．建設機械や農業機械の開発におけるディーゼルエンジンからの音響入力，振動入力モデルの構築の必要性を示し，研究の目的を示した．

第 2 章では，逆音響解析を用いたディーゼルエンジンの音響入力モデルの構築手法について論じる．農業機械に搭載されるディーゼルエンジンの表面振動を逆音響解析により同定し，計測した表面振動と比較することにより音響入力モデルの同定精度を確認する．また，特異値を採用する許容値と同定精度の関係について述べ，Lカーブを用いた許容値の選定手法の有効性を示す．さらにエンジンの周囲に配置された観測点の間隔と表面振動の同定精度に関して考察した結果について論じる．

第 3 章では，音響入力モデルを用いたエンクロージャの騒音予測について論じる．2 章にて構築した音響入力モデルを用いて，エンジンエンクロージャの周囲の騒音を予測する．エンクロージャの設計パラメータである吸音材の特性，開口部の位置を変化させた時の周囲の騒音予測結果について述べ，音響入力モデルのエンクロージャ設計への有効性を示す．

第 4 章では，音響入力モデルを用いた騒音伝達経路解析手法について論じる．2 章にて構築した音響入力モデルを用いて，普通型コンバインのオペレータの耳位置および車体周囲の騒音に対する騒音伝達経路解析をおこなう．騒音伝達経路解析の結果に基づきオペレータの耳位置の騒音の改善をおこない，逆音響解析で構築した音響入力を用いた騒音伝達経路解析手法の有効性に関して述べる．

第 5 章では，エンジンの機構解析を用いたコンバインの振動伝達経路解析について論じる．エンジンの機構解析で求めた振動伝達力と実験により得られた伝達関数を用いたハイブリッド振動伝達経路解析手法を提案する．普通型コンバインのオペレータ位置の振動に対し，従来法であるマウント剛性法と本研究で提案するハイブリッド手法を適用し，提案手法の有効性を示す．

第 6 章では，産業用ディーゼルエンジンの音響入力・振動入力モデルの構築手

法と車体開発への適用手法について，その結果の要旨をまとめる．

本論文において特に指定をおこなわない場合，国際単位系(SI)を用いる．

## 第2章 逆音響解析を用いた音響入力モデルの構築

### 2.1 緒言

農業機械や建設機械の低騒音化に取り組む場合、エンジンに代表される音源の特性を十分に把握し、車体の設計、開発を進めていく必要がある。すなわち、音源からの音の放射位置と放射された音の周波数を把握し、音源側で対策をおこなうか、それとも車体への吸音材の貼付、開口部位置の検討などにより伝達経路側で対策をおこなうか判断する。音の放射部位や周波数成分を探索する手法として、音圧マッピング、音響インテンシティ法<sup>(20)(21)(22)</sup>、ビームフォーミング法<sup>(23)</sup>、近距離音場ホログラフィ法<sup>(29)(30)</sup>などが用いられている。しかしながら、これらの手法はいずれも音の放射部位の探索はできるものの、得られた結果を数値シミュレーションなどに応用することは難しく、車体の開発初期の設計検討には不向きである。音源の特性を把握する手法として逆音響解析<sup>(39)(41)</sup>が提案されている。逆音響解析は、音源の周囲に配置された観測点の音圧の実測値と境界要素法により求められた音響伝達関数から音源の表面振動速度を同定する手法である。この手法では、音源の境界要素モデルが必要となるが、エンジンのような複雑な形状をした音源であっても表面振動の大きな部位、すなわち音の放射部位とその周波数を把握することができる。さらに、解析で得られた結果を音響入力モデル（音源モデル）として、車体側の数値解析モデルへ展開することができる。例えば、エンジンでは、エンジンの音響入力モデルを構築しておく、その入力モデルを用いてエンジンルームの防音構造の検討に使用することができる。また、音響入力モデルは、車体の伝達特性が変化しても音響入力モデル自体は、そのまま流用できる。つまり、エンジンルームの構造が変化した場合や異なる車体であっても入力モデルの流用が可能である。本章では、農業機械に搭載されるディーゼルエンジンの音響入力モデルを逆音響解析により構築した結果とその同定精度について述べる。

### 2.2 逆音響解析

#### 2.2.1 境界要素法による音響伝達関数の定式化<sup>(69)(70)(71)</sup>

3次元空間における音波について考える。音波が伝播する媒体中において、図2.1のように微小直方体領域を考える。微小直方体のそれぞれの辺の長さをそれぞれ  $\delta x$ ,  $\delta y$ ,  $\delta z$  とする。この微小直方体に音波が伝播し、内部の媒体の粒子に変位  $u(u_x, u_y, u_z)$  が生じたとする。

$x$  軸方向の微小直方体の体積変化量は、次式となる。

$$\left(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} \delta x\right) \delta y \delta z - u_x \delta y \delta z = \frac{\partial u_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad (2.1)$$

$y, z$  軸方向においても同様に考え,

$$\left(u_y + \frac{\partial u_y}{\partial y} \delta y\right) \delta x \delta z - u_y \delta x \delta z = \frac{\partial u_y}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad (2.2)$$

$$\left(u_z + \frac{\partial u_z}{\partial z} \delta z\right) \delta x \delta y - u_z \delta x \delta y = \frac{\partial u_z}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (2.3)$$

となる.

微小直方体の体積変化は, 式(2.1), (2.2), (2.3)の総和となり,

$$\delta V = \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z}\right) \delta x \delta y \delta z \quad (2.4)$$

となる.

音波の伝播する媒体の体積がこのように膨張すると, その部分の圧力は低下する. そこで, 媒体の体積弾性率を  $K$  とすると, 音圧  $p$  の変化は,

$$p = -K \frac{\delta V}{V} \quad (2.5)$$

となる. ここで,  $V$  は微小直方体の変化前の体積であり,  $V = \delta x \delta y \delta z$  で表すことができる.

式(2.4)と式(2.5)より, 音圧  $p$  は,

$$p = -K \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z}\right) \quad (2.6)$$

となる.

次に図 2.2 に示すように微小直方体に音波が伝播し、音圧  $p$  の圧力が作用する場合の運動方程式を考える。  $x$  軸方向に圧力  $p$  が作用した時の力の釣合いを考えると、  $x$  軸の正の方向に作用する力は、  $p\delta y\delta z$  となり、右の  $yz$  面には逆向きの力  $(p + \frac{\partial p}{\partial x}\delta x)\delta y\delta z$  が作用する。したがって、この微小直方体の  $x$  軸方向には、次式のような力が作用する。

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\delta x\right)\delta y\delta z - p\delta y\delta z = \frac{\partial p}{\partial x}\delta x\delta y\delta z \quad (2.7)$$

$y$ ,  $z$  軸方向においても同様に考え、

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial y}\delta y\right)\delta x\delta z - p\delta x\delta z = \frac{\partial p}{\partial y}\delta x\delta y\delta z \quad (2.8)$$

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial z}\delta z\right)\delta x\delta y - p\delta x\delta y = \frac{\partial p}{\partial z}\delta x\delta y\delta z \quad (2.9)$$

となる。

ニュートンの運動の法則から、各方向に作用する力は、微小直方体の質量と加速度の積と等しく、

$$\rho\delta x\delta y\delta z\ddot{u}_x = -\frac{\partial p}{\partial x}\delta x\delta y\delta z \quad (2.10)$$

$$\rho\delta x\delta y\delta z\ddot{u}_y = -\frac{\partial p}{\partial y}\delta x\delta y\delta z \quad (2.11)$$

$$\rho\delta x\delta y\delta z\ddot{u}_z = -\frac{\partial p}{\partial z}\delta x\delta y\delta z \quad (2.12)$$

となる。ここで、 $\rho$  は空気の密度である。

これらの式を整理すると、各方向における運動方程式を得ることができる。



$$\rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = \rho \frac{\partial \dot{u}_x}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.13)$$

$$\rho \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} = \rho \frac{\partial \dot{u}_y}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.14)$$

$$\rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = \rho \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.15)$$

となる。

式(2.6)を時間  $t$  で 2 回微分すると,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -K \left( \frac{\partial^2 \dot{u}_x}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 \dot{u}_y}{\partial y \partial t} + \frac{\partial^2 \dot{u}_z}{\partial z \partial t} \right) \quad (2.16)$$

となる。

式(2.13), (2.14), (2.15), (2.16)より, 3次元音場における波動方程式

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{K}{\rho} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) \quad (2.17)$$

を得ることができる。

音速  $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$  より, 音波の波動方程式は次式のように書き換えることができる。

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.18)$$

ここで,  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$  である。

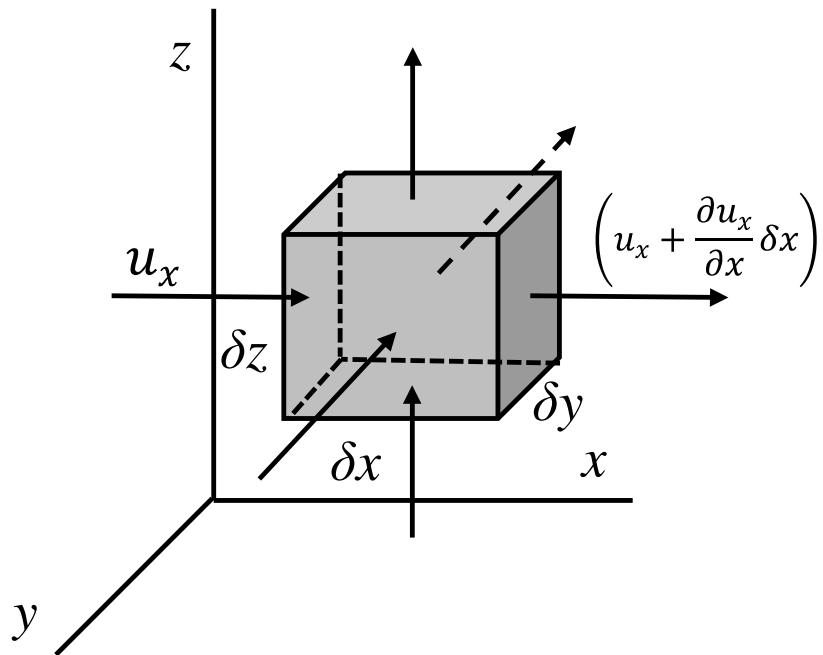


図 2.1 微小直方体の変位

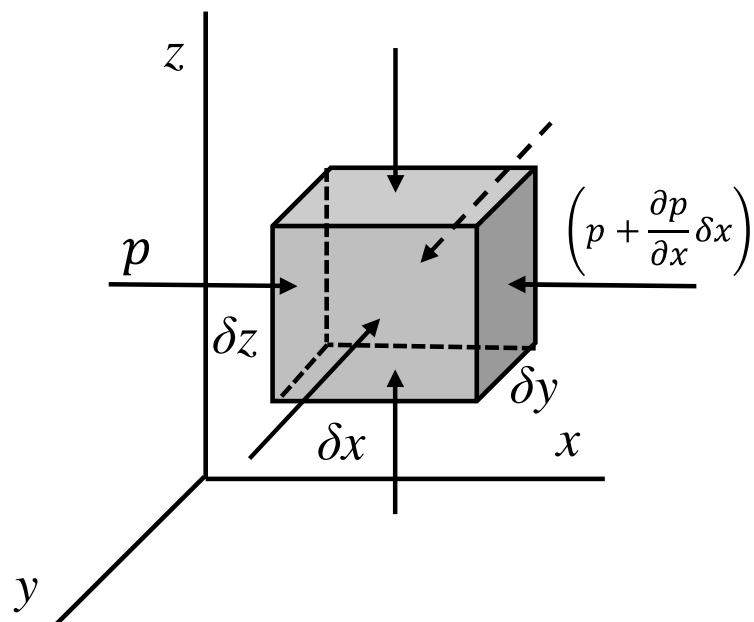


図 2.2 微小直方体に作用する力

角振動数を  $\omega$  とする正弦波による定常音場を考えると,  $p = pe^{j\omega t}$  で表現することができ, 式(2.18)は, 次のヘルムホルツ方程式となる.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \tag{2.19}$$

ただし,  $k$  は波数であり,  $k = \omega/c$  で与えられる.

図 2.3 のような開空間の領域  $\Omega$  と音圧が既知な境界  $\Gamma_1$ , 表面速度が既知な境界  $\Gamma_2$  を定義する. 境界条件は, 音圧が既知な  $\Gamma_1$ , 表面速度が既知な  $\Gamma_2$  において,

$$p = \bar{p} \quad \text{on } \Gamma_1 \tag{2.20}$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \frac{\partial v}{\partial t} = -j\omega\rho\bar{v} \quad \text{on } \Gamma_2 \tag{2.21}$$

となる. ここで,  $\bar{p}$  は境界  $\Gamma_1$  上での音圧,  $\bar{v}$  は境界  $\Gamma_2$  上での速度である. また, 境界  $\Gamma_1, \Gamma_2$  は全境界  $\Gamma$  の一部である.  $n$  は境界  $\Gamma$  外向きの単位法線ベクトルとする.

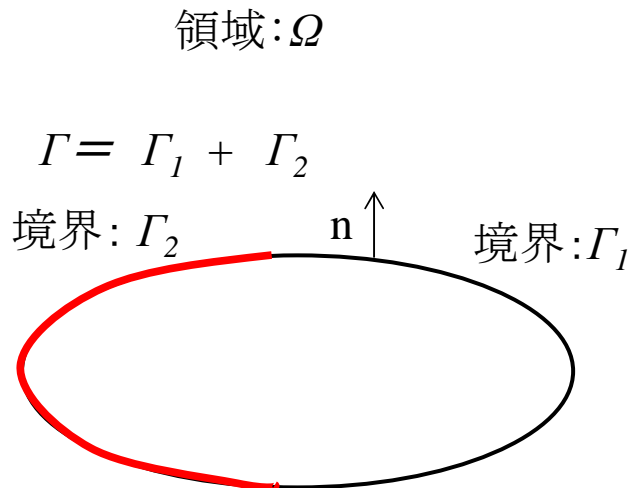


図 2.3 3次元空間の音場

境界要素法では, 偏微分方程式で表現される支配方程式である式(2.19)を次の重み付き残差の条件式で置き換える.

$$\int_{\Omega} (\nabla^2 p + k^2 p) p^* d\Omega = 0 \quad (2.22)$$

重み関数  $p^*$  として次式を満足する基本解  $p^*$  を選ぶ.

$$\nabla^2 p^* + k^2 p^* + \delta(x - y) = 0 \quad (2.23)$$

ここで,  $\delta(x - y)$  は, Dirac のデルタ関数,  $x, y$  は空間上の 1 点である.

Dirac のデルタ関数は, 次のような性質を持つ.

$$\delta(x - y) = \begin{cases} \infty & (x = y) \\ 0 & (x \neq y) \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\int_{\Omega} \delta(x - y) d\Omega = \begin{cases} 1 & (y \in \Omega) \\ 0 & (y \in \bar{\Omega}) \end{cases} \quad (2.25)$$

ただし,  $\bar{\Omega}$  は,  $\Omega$  の外側の領域である.

式(2.23)の基本解  $p^*$  は, 3次元問題において

$$p^* = \frac{1}{4\pi r} e^{jkr} \quad (2.26)$$

となる. ここで  $r$  は,  $x, y$  間の距離である.

重み関数  $p^*$  は, 領域  $\Omega$  内で連続であり, 2階微分可能な関数とする. 関数  $p$  と  $p^*$  について Green の定理が成り立ち, 式(2.22)は, 次式のように表すことができる.

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} (\nabla^2 p + k^2 p) p^* d\Omega &= \int_{\Omega} p \nabla^2 p^* d\Omega + \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma + \int_{\Omega} p^* k^2 p d\Omega \\ &= \int_{\Omega} (\nabla^2 p^* + k^2 p^*) p d\Omega + \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma = 0 \end{aligned} \quad (2.27)$$

式(2.23)および式(2.27)より,

$$\int_{\Omega} p\delta(x-y) d\Omega = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma \quad (2.28)$$

点  $y$  が領域  $\Omega$  の内部に位置する時, 式(2.25)および式(2.28)より,

$$p = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma \quad (y \in \Omega) \quad (2.29)$$

点  $y$  が境界上にある場合の積分を考えるためには, 境界に点  $y$  を中心とした半径  $\varepsilon$  の微小半球を付加して, この球上に点  $x$  があるものと考え, 後に,  $\varepsilon \rightarrow 0$  の極限操作をおこなう. 追加する微小境界面を  $\Gamma_{\varepsilon}$  とすると

$$p = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma + \int_{\Gamma_{\varepsilon}} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma_{\varepsilon} \quad (2.30)$$

となる.

$\varepsilon \rightarrow 0$  の時,  $\int_{\Gamma_{\varepsilon}} p^* d\Gamma_{\varepsilon} \rightarrow 0$  となることは, 式(2.26)の基本解  $p^*$  を代入して計算することより確かめることができる. また,  $c(y) = 1 + \lim_{\Gamma_{\varepsilon} \rightarrow 0} \int_{\Gamma_{\varepsilon}} \frac{\partial p^*}{\partial n} d\Gamma_{\varepsilon}$  とおくと, 式(2.30)は, 次式で表すことができる.

$$c(y) \cdot p = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma \quad (2.31)$$

ただし,  $c(y)$  は, 境界の形状から決まる係数で領域内部にあるときは  $c(y) = 1$ , 領域外では,  $c(y) = 0$  となる. また, 境界上にある場合は, 基本解  $p^*$  によって異なり, 滑らかな境界上では,  $c(y) = 1/2$  となる.

ここで,  $q^* = \frac{\partial p^*}{\partial n}$  とおくと, 式(2.29)は, 境界条件式(2.21)より次式で表すこと

ができる.

$$c(y) \cdot p = - \int_{\Gamma} (j\omega\rho p^* \bar{v} + \bar{p}q^*) d\Gamma \quad (2.32)$$

次に図 2.4 に示すような無限遠方を含む音場を考える. この音場を解析するために, 無限遠方の境界をひとまず半径  $R$  の球面の境界  $\Gamma_R$  で表し, 後に  $R \rightarrow$  無限大の極限操作をおこなう. 有限の領域については, 式(2.29)が成り立つので, 積分方程式

$$p = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma + \int_{\Gamma_R} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma_R \quad (2.33)$$

を得る.

式(2.33)において, 点  $y$  が境界上にある場合の積分を考え, 式(2.30), (2.31)と同様にすると次式を得ることができる.

$$c(y) \cdot p = \int_{\Gamma} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma + \int_{\Gamma_R} \left( p^* \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial p^*}{\partial n} \right) d\Gamma_R \quad (2.34)$$

ここで,  $R \rightarrow$  無限大とする場合を考える. この時 Sommerfeld の放射条件として, 次式が成り立つとする.

$$\lim_{R \rightarrow \infty} R \left( \frac{\partial p}{\partial R} + jkp \right) = 0 \quad (2.35)$$

この条件は, 進行波が外向きに伝わり, 反射波がないような場合に満たされる. 式(2.35)が満たされる場合, 式(2.33)および式(2.34)の右辺の第 2 項の積分は考慮しなくてもよい. この場合, 積分方程式は, 音源の境界のみを考慮した方程式となる.

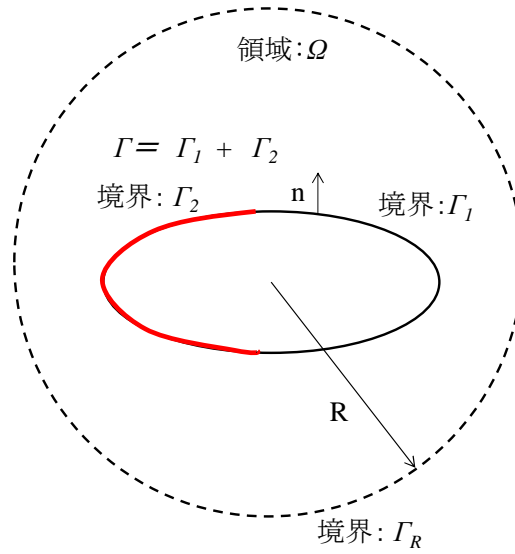


図 2.4 無限領域を含む問題

任意の境界形状や境界条件に対して，境界積分方程式を解析的に解くことは困難である．そこで，境界を要素に分割し，積分を要素ごとの積分の和で置き換え，境界積分方程式を離散化することを考える．

境界をいくつかの要素に分割し，離散化すると式(2.32)は，次のようなマトリックス表示で表現することができる．

$$[\bar{A}]\{\bar{p}\} = [\bar{B}]\{\bar{v}\} \quad \text{on } \Gamma \quad (2.36)$$

$$\{p\} = [B]\{\bar{v}\} + [A]\{\bar{p}\} \quad \text{on } \Omega \quad (2.37)$$

ここで， $[\bar{A}]$ ， $[\bar{B}]$ ， $[A]$ ， $[B]$ は基本解  $p^*$ と境界上の形状から決まる  $c(y)$ より定まる定数マトリックスである．また， $\{p\}$ は，領域内部の音圧を表すベクトルである．

式(2.36)および(2.37)より領域内部の音圧ベクトル $\{p\}$ は，

$$\{p\} = [ATV]\{\bar{v}\} \quad (2.38)$$

となる．ここで， $[ATV]$ は，境界の表面振動速度と音圧間の音響伝達関数行列を示し，次式で表すことができる．

$$[ATV] = [B] + [A][\bar{A}]^{-1}[\bar{B}] \quad (2.39)$$

### 2.2.2 逆音響解析の理論<sup>(39)(41)</sup>

本節では，逆音響解析の理論について述べる．逆音響解析は，音源となる構造物の周囲の音圧を用いて，音源の表面振動を算出する方法である．実際の手順としては，式(2.38)の中の音圧 $\{p\}$ を実測し，境界要素法で求めた音響伝達関数 $[ATV]$ を用いて，表面振動 $\{v\}$ を求める．すなわち，音圧 $\{p\}$ と音響伝達関数 $[ATV]$ を既知， $\{v\}$ を未知として，式(2.38)を解く逆問題である．伝達関数行列 $[ATV]$ は，正則であることが少ないため，振動速度を同定する際は，疑似逆行列を用いる． $\{p\}$ を $m$ 行の音圧ベクトル， $\{v\}$ を音源表面における $n$ 行の振動速度ベクトル， $[ATV]$ を音源表面の振動速度と観測点音圧間の $m \times n$ 行列とすると，式(2.38)に左から伝達関数行列 $[ATV]$ の疑似逆行列 $[ATV]^+$ を掛けると表面振動ベクトル $\{v\}$ は，次式で表現することができる．

$$\{v\} = [ATV]^+ \{p\} \quad (2.40)$$

疑似逆行列の算出には特異値分解を用いる．特異値分解を用いると音響伝達関数行列 $[ATV]$ は，次式のように表現することができる．

$$[ATV] = [V][\sigma][U]^T \quad (2.41)$$

ここで， $[V]$ および， $[U]^T$ は，それぞれ $m \times m$ ， $n \times n$ のユニタリ行列である． $[\sigma]$ は， $[ATV]$ の特異値行列である．式(2.41)より， $[ATV]$ の疑似逆行列は次式となる．

$$[ATV]^+ = [U][\sigma]^{-1}[V]^T \quad (2.42)$$

行列 $[\sigma]^{-1}$ は，次式となる．

$$[\sigma]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \cdots & & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & \\ 0 & & & 1/\sigma_{\min(n,m)} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

式(2.40)および，式(2.42)より，表面振動速度ベクトル $\{v\}$ は，次式で表現することができる．



$$\{\bar{v}\} = [U][\sigma]^{-1}[V]^T \{p\} \quad (2.44)$$

### 2.2.3 Lカーブを用いた許容値の選定

音響伝達関数行列 $[ATV]$ を構成する成分に類似したものが存在すると、伝達関数行列 $[ATV]$ の縦ベクトルの線形独立性が低くなり悪条件行列<sup>(72)</sup>となることが多い。悪条件行列となると、特異値行列 $[\sigma]$ が小さな値を持つこととなる。音圧計測結果 $\{p\}$ に誤差が存在する場合、この小さな特異値の影響で、音源同定結果の誤差が大きくなる可能性がある。そこで、小さな値の特異値を無視した近似行列を用いて、誤差が大きくなることを防ぐ<sup>(73)</sup>。この時、特異値の採用の許容値を次式で定義する。

$$tolerance = \sigma_r / \sigma_1 \quad (2.45)$$

ただし、 $\sigma_r$ は採用される特異値の中で最小のものである。この許容値以下の特異値を0と置き、ランク $r$ まで採用すると、式(2.43)は、次式のように置き換えることができる。

$$[\sigma]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & & 0 \\ 0 & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_r & & \\ & & & 0 & \\ 0 & & & & \ddots \\ & & & & & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

この近似逆行列を用いることにより、誤差を抑制した振動速度を同定することができる。ただし、許容値を大きくすると疑似逆行列のランクが低減し、伝達関数行列の情報量が低下する。一方、許容値を小さくすると情報量は増加するが、同定結果の誤差が増大する。情報量と同定誤差はトレードオフの関係にあるため適切な許容値を選定する必要がある。

本研究では、許容値の選定手法として、Lカーブ手法を使用する。Lカーブとは、同定された表面振動の解ノルムと残差ノルムを図 2.5 のようにプロットしたものである。このLカーブにより解ノルムと残差ノルムが小さくなるような許容値を選定する。解ノルムは、同定された振動速度の2-ノルムである。残差ノルム

は、同定により得られた振動速度と音響伝達関数の積から同定に用いた音圧を差し引いた残差の 2-ノルムであり、次式のように表わすことができる。

$$\|[ATV]\{\bar{v}_{ident}\} - \{p\}\|_2 \quad (2.47)$$

ただし、 $\{\bar{v}_{ident}\}$ は、同定された音源表面の振動速度である。

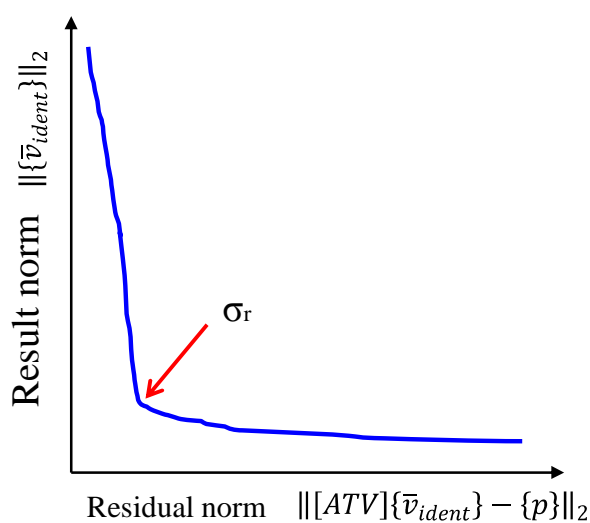


図 2.5 L カーブ手法

## 2.3 エンジンの表面振動の同定

### 2.3.1 実験対象物

本研究では、逆音響解析で同定する音源として農業機械に搭載される 3 気筒立形水冷ディーゼルエンジン（ヤンマー社製 3TNV84T）を用いた。図 2.6 に外観図，表 2.1 にエンジンの仕様を示す。エンジンは、全長 587 mm，全幅 527 mm，全高 716 mm である。エンジンには冷却ファンが装着されているが，冷却ファンからの騒音を無視するため，本研究では冷却ファンを外して実験をおこなった。

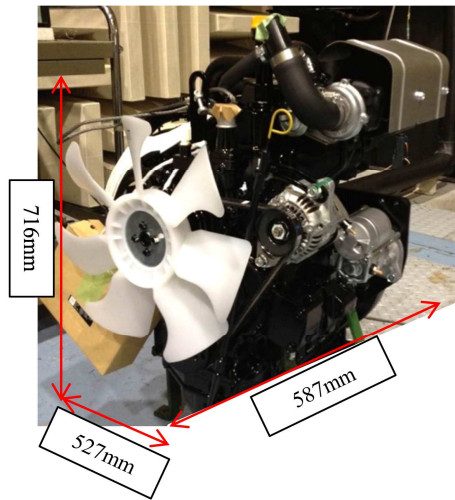


図 2.6 3 気筒立形水冷ディーゼルエンジン

表 2.1 エンジンの仕様一覧

Rated output	kW	29.7
Rated engine speed	rpm	2800
Combustion	-	Direct injection
Number of cylinders	-	3
Bore×Stoke	mm	84×90
Displacement	liter	1.496
Aspiration	-	Turbocharged

### 2.3.2 実験条件

逆音響解析では、音源の周囲に配置した観測点での音圧を計測する必要がある。図 2.7 に観測点での音圧を計測した際の実験状況、図 2.8 に計測器の構成を示す。エンジンは、機関台で防振ゴムを介して支持されており、エンジンの表面から 100 mm 離れた位置に 22 個のマイクロフォンを 30 mm 間隔で 1 列に配置した。1 列に並んだマイクロフォンを 30 mm 間隔で動かし、エンジンの周囲 6 面に対しエンジン運転時の音圧を半無響室で計測した。観測点の数は、エンジンの上面 308 点、下面 154 点、その他の 4 面は 484 点とした。エンジンの回転数は、定格回転である 2800 rpm とした。また、エンジンの吸気音や排気音を無視するため、排気と吸気を室外に出すことにより消音している。前節で述べたように冷却ファンからの騒音を無視するために、冷却ファンは取り外している。

計測した音圧は、周波数分析器により、周波数領域のデータに変換する。周波

数分析の際の周波数分解能は 1Hz，平均化回数は，60 回とした．エンジンの筒内圧の信号を各信号の位相の基準とした．また，同定した表面速度の精度を確認するために図 2.9 に示すように合計 23 点のエンジン表面の振動を加速度計で計測した．

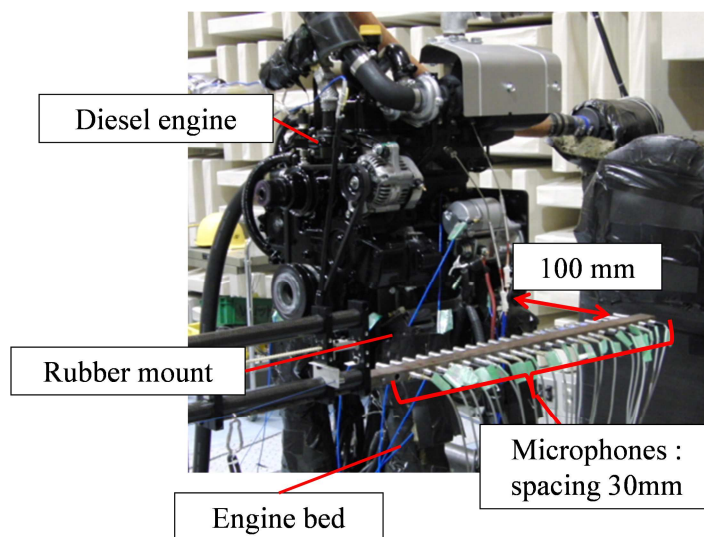


図 2.7 逆音響解析の入力データの計測状況

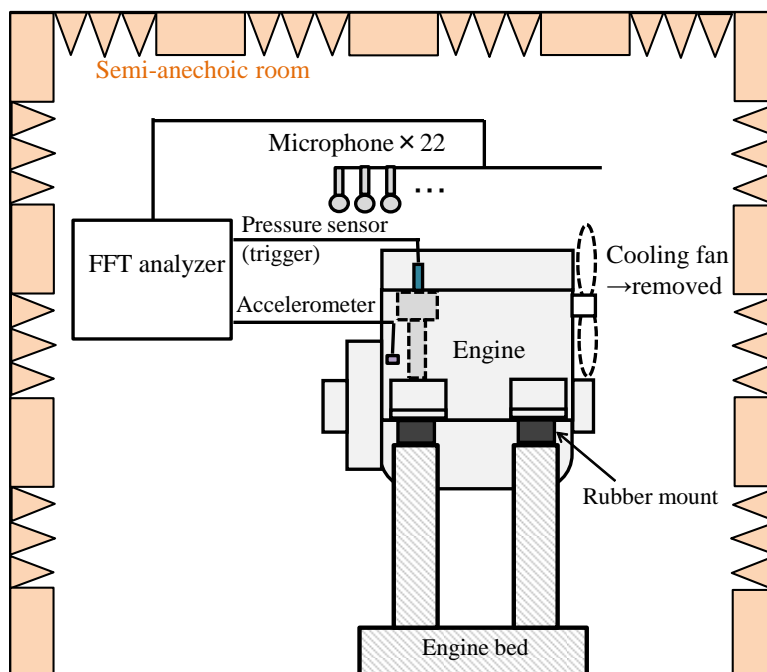


図 2.8 計測器構成

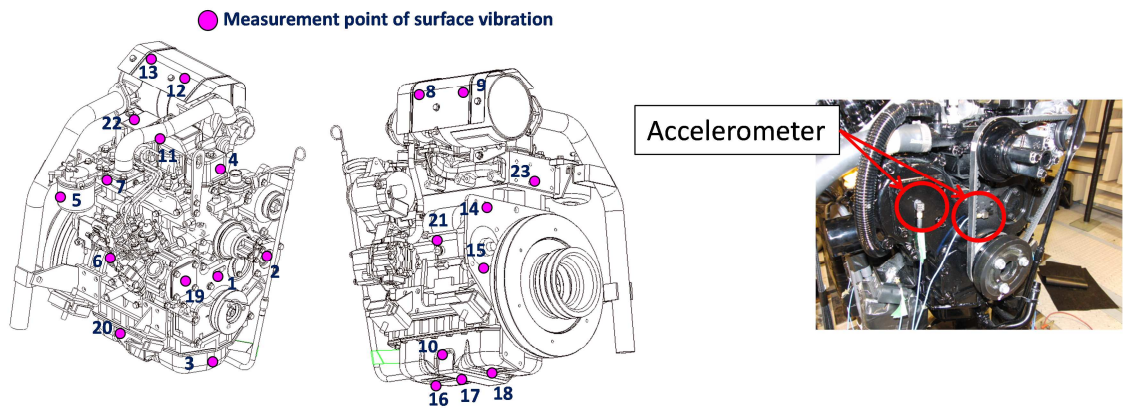


図 2.9 表面振動の計測位置

### 2.3.3 境界要素モデル

逆音響解析では、観測点の音圧と音源表面の振動速度間の音響伝達関数を境界要素法により算出する。図 2.10 に解析で用いた境界要素モデルを示す。境界要素法の数値解析には、Siemens 社の LMS Virtual.lab 12 を用いた。解析対象周波数は、200 から 2000 Hz とした。エンジン表面の要素長は、対象最大周波数 2000 Hz の音波の波長の 1/6 以下とし、20 mm とした。エンジン表面の境界要素モデルの節点数は 5806、要素数は 5800 である。観測点の境界要素モデルは、実測と同様に 30 mm 間隔とした。節点数は、上面 308 点、下面 154 点、その他の 4 面は 484 点である。

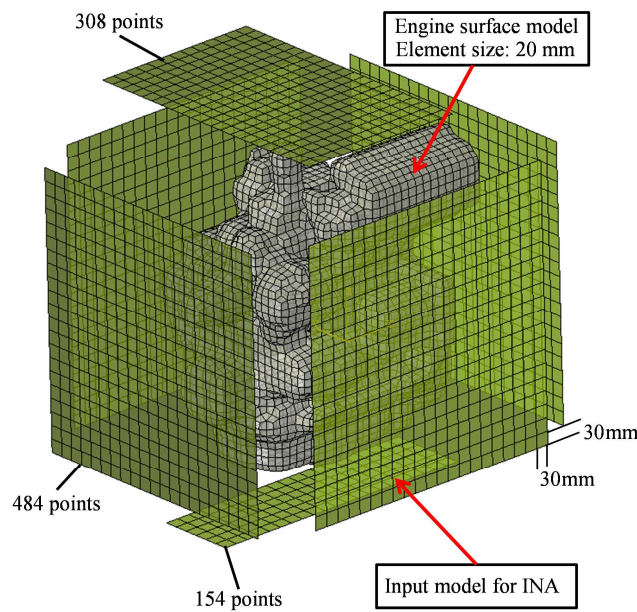


図 2.10 逆音響解析に用いた境界要素モデル

## 2.4 エンジンの表面振動の同定結果

### 2.4.1 Lカーブを用いた許容値の選定結果

特異値分解を用いた逆解析において、解の不安定性が問題となる。本研究では、逆解析の過程で同定解の誤差の拡大につながる小さな特異値を無視し、解の不安定性を抑制した。本節では、特異値を打ち切るパラメータである許容値と同定誤差の関係について述べる。また、Lカーブ手法による許容値の選定結果について述べる。

図 2.11 は、横軸に残差ノルム、縦軸に同定した表面振動の解ノルムおよび許容値を示したものである。許容値を小さくとると、特異値行列の中の小さな特異値の影響で、逆解析の過程で音圧計測結果の誤差が拡大され、同定解が発散する。これは、図 2.11 において、許容値が小さな時は、解ノルムが大きくなっていることよりわかる。また図 2.12 の許容値が  $1.0 \times 10^{-6}$  の時の表面振動分布図からも明らかである。一方、許容値を大きくとると、疑似逆行列のランク数が低下し、伝達関数行列の情報量が不足する。そのため、詳細な表面振動の分布を十分に同定することができない。このことは、図 2.12 に示した許容値が 0.2 の時と Lカーブにより選定した 0.02 の時の表面振動の同定結果よりわかる。このように許容値の選定が同定解の精度に大きく関係することを確認した。また、Lカーブを用いて表面振動同定のための最適な許容値を選択することが可能であることを確認した。

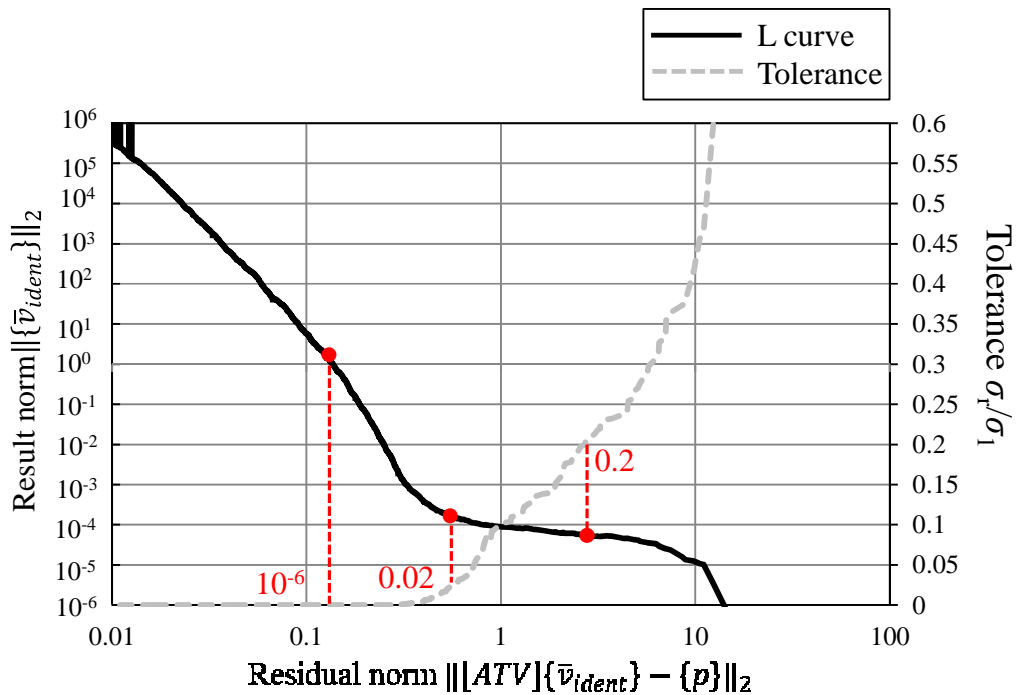


図 2.11 Lカーブによる許容値の選定 (1330 Hz)

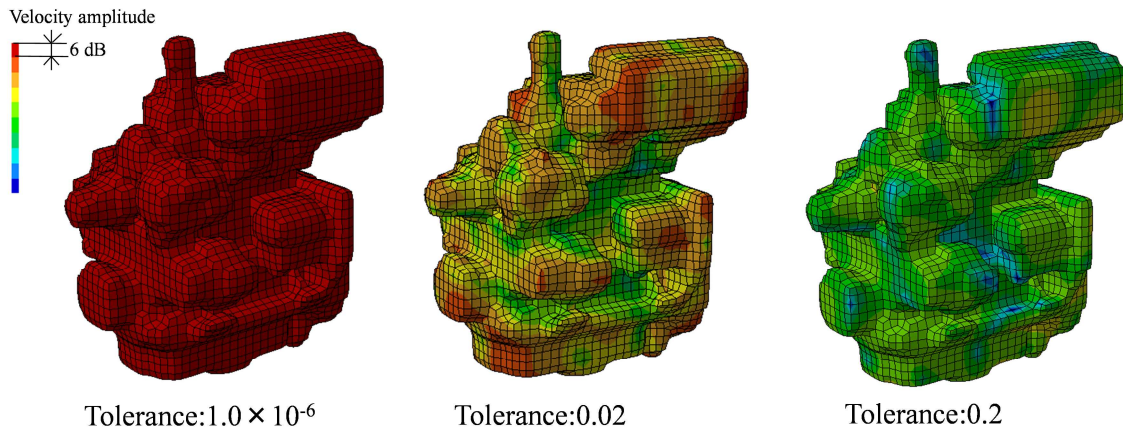


図 2.12 許容値が異なる場合の表面振動の同定結果の比較 (1330 Hz)

#### 2.4.2 表面振動の同定結果

本節では、逆音響解析により構築された音響入力モデルの精度に関して述べる。図 2.13 および図 2.14 は、逆音響解析により同定されたエンジンの表面振動速度と実測値を比較した結果である。図 2.13 は、同定値と実測値のスペクトルを比較した結果であり、図 2.14 は、1/3 オクターブバンドで比較した結果である。比較位置は、ギヤケース位置（計測点 NO.1）である。実測値は計測された加速度のスペクトルを積分し速度に変換している。同定結果と実験結果の差は 1/3 オクターブバンドで 5 dB 以内であり、高い精度で同定できているといえる。さらに、図 2.15 は、すべての振動計測点での実験結果とその位置での同定結果（代表周波数 1330Hz）を示す。すべての計測点において、精度の良い同定結果を得ることができた。このことは、エンジン全体の表面振動の分布を音響入力モデルで表現できていることを示す。図 2.16 は、234 Hz、490 Hz および 677 Hz における同定された表面振動分布図を示す。図 2.16 より 234 Hz では排気サイレンサの遮熱カバー、490 Hz ではオイルパン、677 Hz では燃料フィルタの部位の振動が他の部位の振動に比べ大きいことがわかる。これらの結果が妥当であるか確認するため、有限要素法を用いてエンジンのフルアセンブリモデルの固有値解析をおこなった。有限要素法の解析ソルバーは、NX Nastran ver.7.1 を使用した。有限要素解析の結果では、227 Hz、507 Hz および 670 Hz に振動モードが存在する。227 Hz では排気サイレンサの遮熱カバー、507 Hz ではオイルパン、670 Hz では燃料フィルタが振動する振動モードである。同定した振動分布(234, 490, 677 Hz)と有限要素法で求めた振動モード(227, 507, 670 Hz)は、振動振幅が大きな部位が一致し、逆音響解析で同定した振動分布が妥当であることを示す。これらの結果から、逆音響解析を用いてエンジン表面の振動速度分布を同定し、騒音の放射部位の特定が可能であるといえる。また、実測値に対して 5 dB 以内の精度で表面振動を同定できる

ことを確認した.

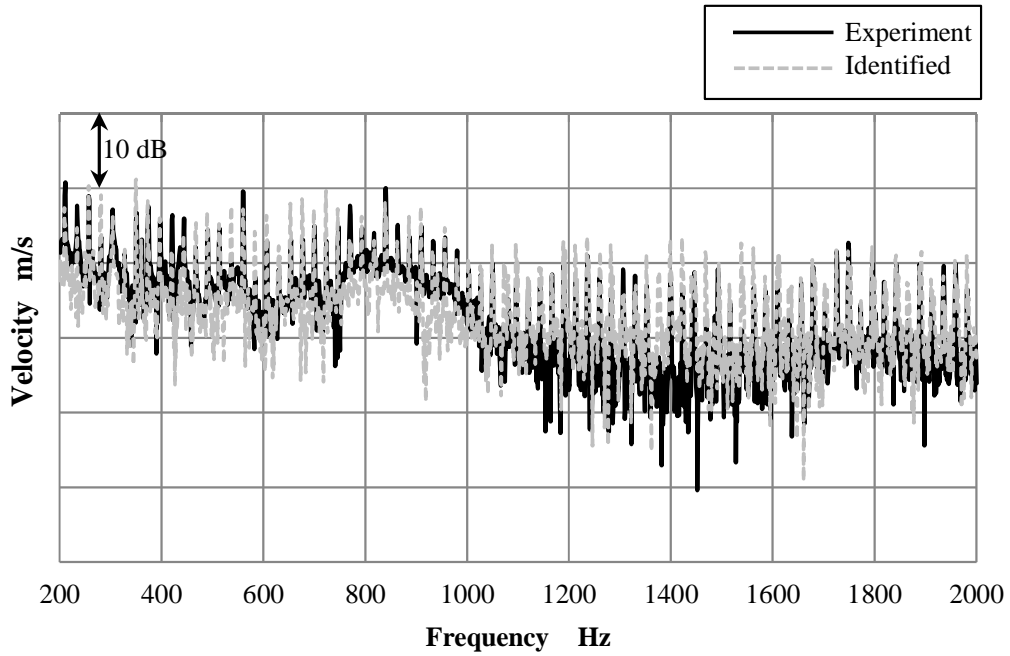


図 2.13 表面振動の同定結果 (ギヤケース位置, NO.1, スペクトル)

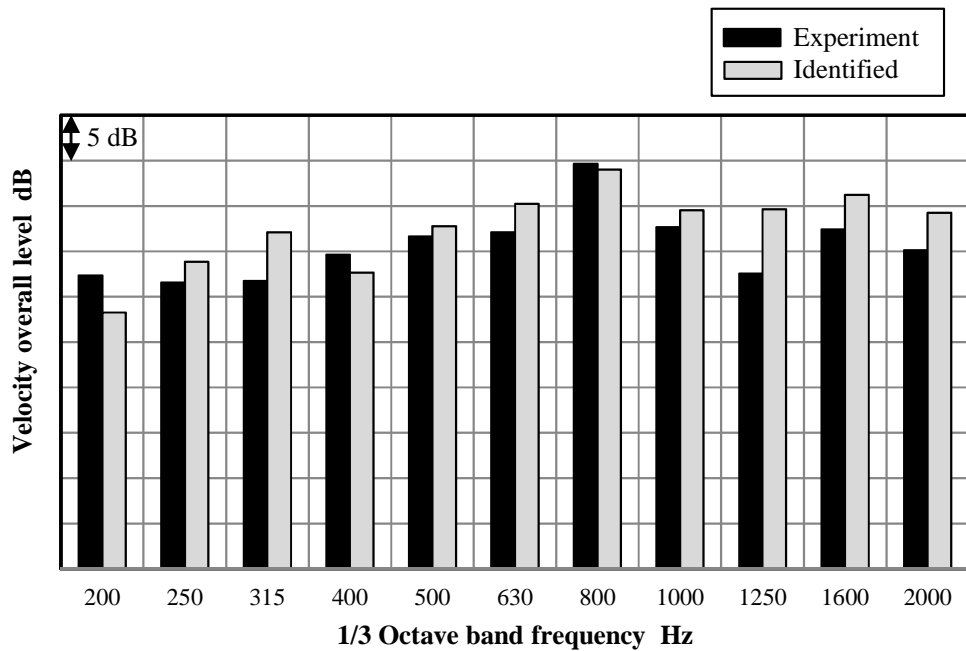


図 2.14 表面振動の同定結果 (ギヤケース位置, NO.1, 1/3 オクターブ)



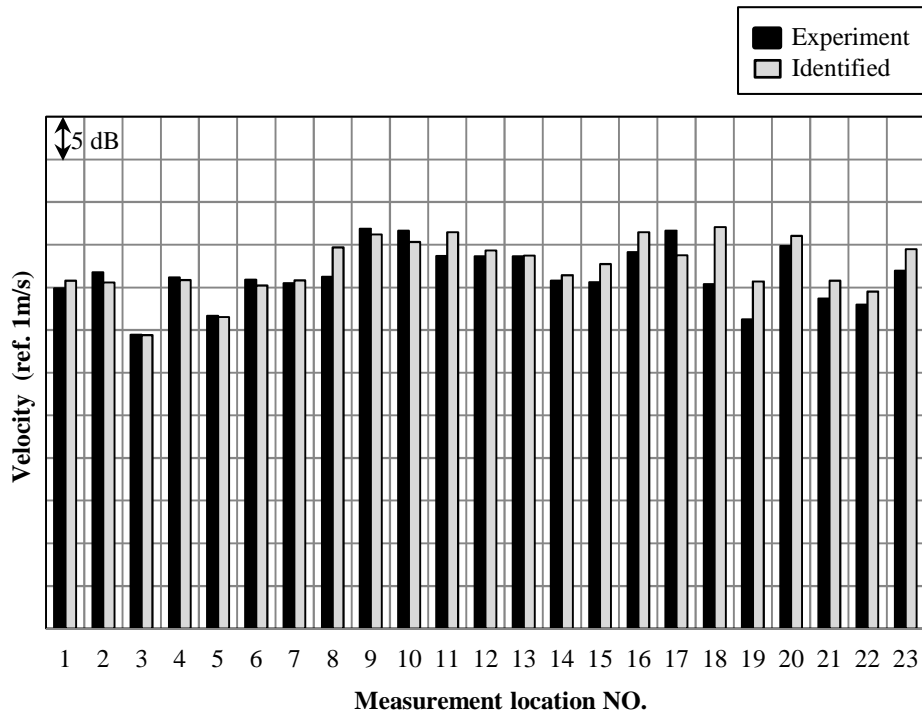
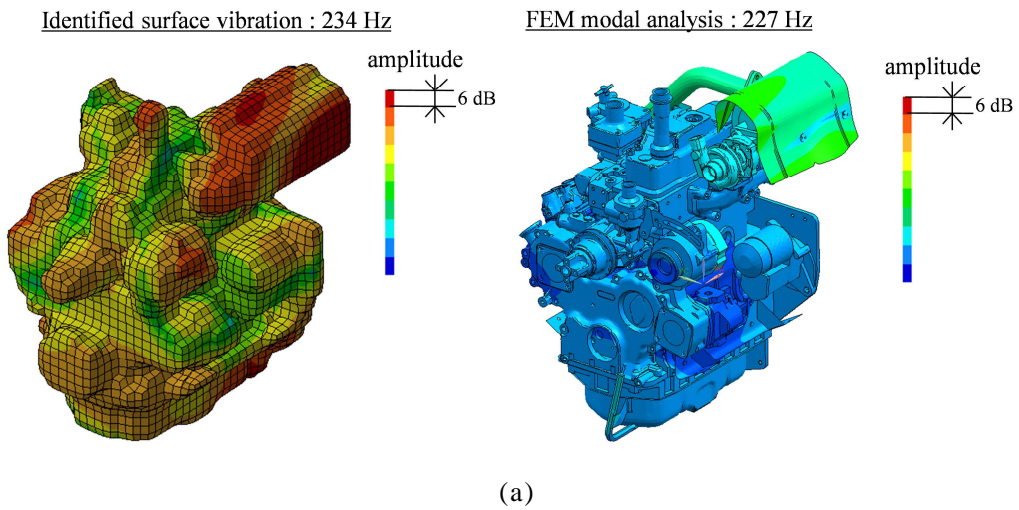


図 2.15 表面振動の同定結果 (1330 Hz)



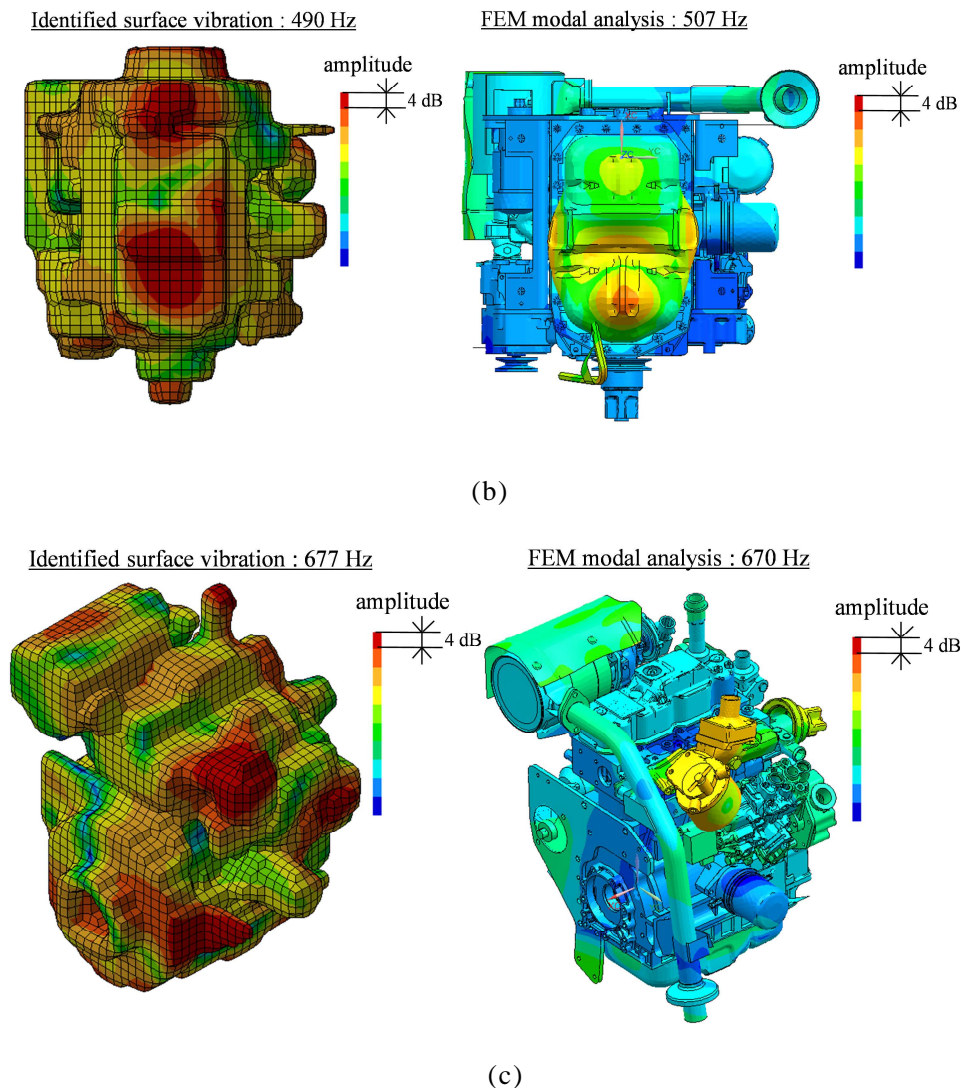


図 2.16 表面振動分布と振動モード  
(a)234 Hz, (b) 490 Hz, (c) 677 Hz

### 2.4.3 観測点間隔の影響

逆音響解析では音源の表面振動と観測点の音圧間の音響伝達関数行列[ATV]を用いて解析するため、観測点を増加させると音響伝達関数行列[ATV]の列数が増加し、解析時間も増加する。そこで、観測点の間隔を 30 mm から 90 mm に変更し、観測点数を 2398 点から 320 点へ減少させ解析をおこなった。実際には 30 mm で計測された観測点の音圧データを一つ置きに使用し、90 mm 間隔の解析をおこなった。図 2.17 に観測点の間隔を変更した時の表面振動の同定結果(計測点 NO.1)を示す。観測点数が 2398 点から 320 点へとおよそ 1/8 に減少しているにもかかわらず、同定精度が悪化していないことがわかる。これは、L カーブ手法を用いて、同定解の発散と観測点の情報量の低下を抑制した許容値を選択したからである。

図 2.18 に特異値行列の近似逆行列 $[\sigma]^{-1}$ のランク数を示す。観測点の間隔が 30 mm, 90 mm いずれの条件においても周波数が高くなるにつれてランク数が大きくなっていくことがわかる。これは、低い周波数では音波の波長が長いため、表面振動を同定する節点と各観測点間の音響伝達関数が類似したものとなるためである。すなわち、音響伝達関数行列 $[ATV]$ を構成する成分に類似したものが存在し、特異値行列 $[\sigma]$ の中に小さな特異値を持つこととなり、特異値行列を許容値で打ち切る際にランク数が低下したためである。Lカーブ手法は、同定解の発散を抑え、且つ観測点の情報をできるだけ活かす手法である。図 2.18 において観測点の間隔が 30 mm, 90 mm の両者のランク数を比較すると、1000 Hz 以下の周波数では両者のランク数は概ね同じである。これは、1000 Hz 以下では 90 mm 間隔であっても同定するための情報が十分であることを示す。また、1000 Hz より高い周波数では、30 mm 間隔でのランク数が 90 mm 間隔でのランク数に比べ大きいことがわかる。これは、1000 Hz より高い周波数では、30 mm 間隔の方が同定に用いた情報量が多いことを示す。これらの結果は、先に述べたよう音波の波長によって音響伝達関数行列 $[ATV]$ を構成する成分の類似性が変化するためである。したがって、効率良く解析をおこなうためには、解析対象周波数を考慮して観測点の間隔を決める必要があると考えられ、解析対象周波数と観測点の間隔に関しては更なる検討の余地がある。

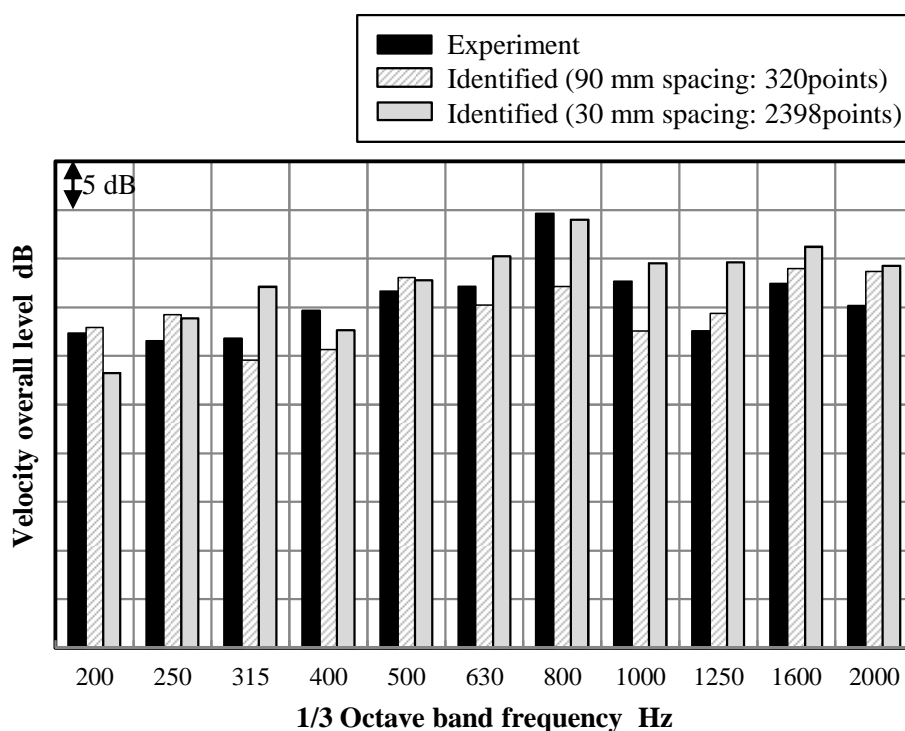


図 2.17 観測点間隔の影響

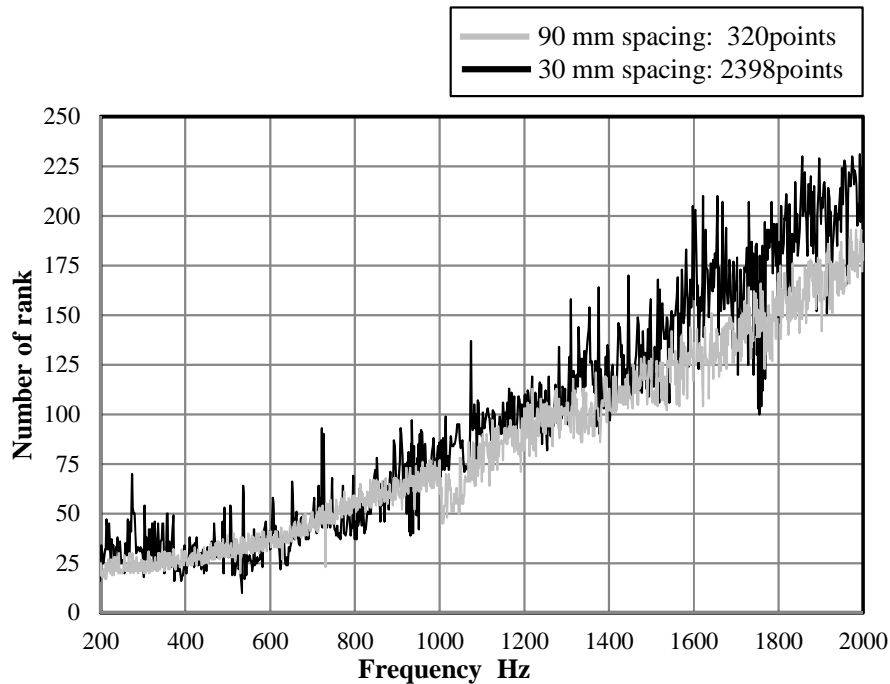


図 2.18 特異値行列の近似逆行列 $[\sigma]^{-1}$ のランク数

## 2.5 結言

本章では，逆音響解析を用いて農業機械に搭載されるディーゼルエンジンの音響入力モデルを構築した．以下の結論を得た．

- (1) 特異値を採用する許容値の選定が同定解の精度に大きく関係することを確認した．また，Lカーブを用いて表面振動同定のための最適な許容値を選択することが可能であることを確認した．
- (2) 逆音響解析を用いて，エンジンの表面振動を 1/3 オクターブバンドのオーバーオールレベルで 5 d B 以内の精度で同定することができることを確認した．また，エンジン全体の表面振動の分布を音響入力モデルで表現することができた．
- (3) 同定した表面振動分布により，エンジン部品の中で表面振動の大きな部品，すなわち騒音の放射部位の特定が可能であることを確認した．
- (4) 観測点の間隔を変更して，逆音響解析を実施した結果，表面振動の同定精度は，観測点間隔 30 mm と 90 mm で同等であった．これは，Lカーブ手法によ

り，同定解の発散と観測点の情報量の低下を抑制した許容値を選択したからである．また，周波数によって音響伝達関数行列を構成する成分の類似性が変化するため，特異値行列の近似逆行列のランク数も変化する．効率よく解析するためには，解析対象周波数と観測点の間隔に関して検討する必要がある．

## 第3章 音響入力モデルを用いたエンクロージャの騒音予測

### 3.1 緒言

ディーゼルエンジンは、建設機械や農業機械の主要な動力源であるが、同時に振動騒音源である。エンジンの表面には、シリンダ内の燃焼圧力やクランク軸系、動弁系、ギヤなどの運動、衝撃に起因する振動が発生する。発生したエンジン表面の振動は、空気を振動させ放射音となり、機械のオペレータや周囲の騒音に影響を与える。

エンジンからの放射音を低減する方法の一つとして、エンクロージャを用いた防音構造がある。エンクロージャを設計する際には、放射される音の周波数と放射面の位置を把握した上で使用する吸音材の特性や開口部の位置を検討する。開口部の位置や吸音材の特性の検討をおこなうには数値シミュレーションを活用することが有効であるが、シミュレーションの予測精度を上げるためには正確な音源を設定する必要がある。これまで、逆音響解析で同定した音源を用いた騒音予測の有効性に関しては、半自由音場や自由音場での検証<sup>(50)(51)(52)</sup>にとどまっており、実際のエンジンのエンクロージャのような反射や回折のある音場、吸音材が貼付された状態での有効性は示されていない。

本章では、2章において構築したエンジンの音響入力モデルを用いて、エンクロージャの周囲騒音を予測した結果について述べる。エンクロージャの設計パラメータである吸音材の特性、開口部の位置を変更した場合の騒音予測精度を確認し、エンクロージャの設計における音響入力モデルの有効性を検証した。

### 3.2 対象物ならびに実験条件

#### 3.2.1 実験対象物

本章では、前章で構築した農業機械用の3気筒立型水冷ディーゼルエンジンの音響入力モデルを用いて、エンジンエンクロージャの周囲騒音を予測した結果について述べる。エンクロージャの設計パラメータに相当する吸音材の特性、開口部の配置の変化を予測モデルで表現できるか検証をおこなった。したがって、以下の6条件で騒音予測をおこなった。

- (1) エンクロージャなしの場合（エンジンのみ）
- (2) エンクロージャの内側に吸音材がない場合（エンクロージャのみ）
- (3) エンクロージャの内側に吸音材がある場合、吸音材厚さ 15 mm
- (4) エンクロージャの内側に吸音材がある場合、吸音材厚さ 35 mm
- (5) エンクロージャの上部に開口部がある場合、吸音材厚さ 35 mm
- (6) エンクロージャの下部に開口部がある場合、吸音材厚さ 35 mm

図 3.1 に騒音予測に用いたエンクロージャを示す。厚さ 1.2 mm の鋼製のパネルでエンジンの周囲を覆った。エンクロージャの外形寸法は、長さ 1000 mm、幅 1200 mm、高さ 1800 mm である。エンクロージャ内部に熱がこもらないように下部を 600 mm 開けている。地面からおよそ 800 mm の位置に機関台でエンジンを支持した。エンジンの支持には、エンジンの振動が機関台に伝わらないように防振ゴムを用いた。吸音材を貼付した条件においては、エンクロージャの内側に難燃性ポリエステル製(PET)の吸音材を貼付した。供試した吸音材は、厚さ 35 mm および 15 mm の 2 種類である。図 3.2 にエンクロージャに開口部がある条件での供試品を示す。エンジンの排気側のパネルに開口部を設けた。開口部の大きさは、高さ 200 mm、幅 300 mm とした。エンクロージャの内部には、厚さ 35 mm の吸音材が貼付されている。開口部の位置の違いの影響を比較するため、開口部がエンクロージャの中央より上部にある場合と開口部が下部にある場合の二つの条件で検証をおこなった。

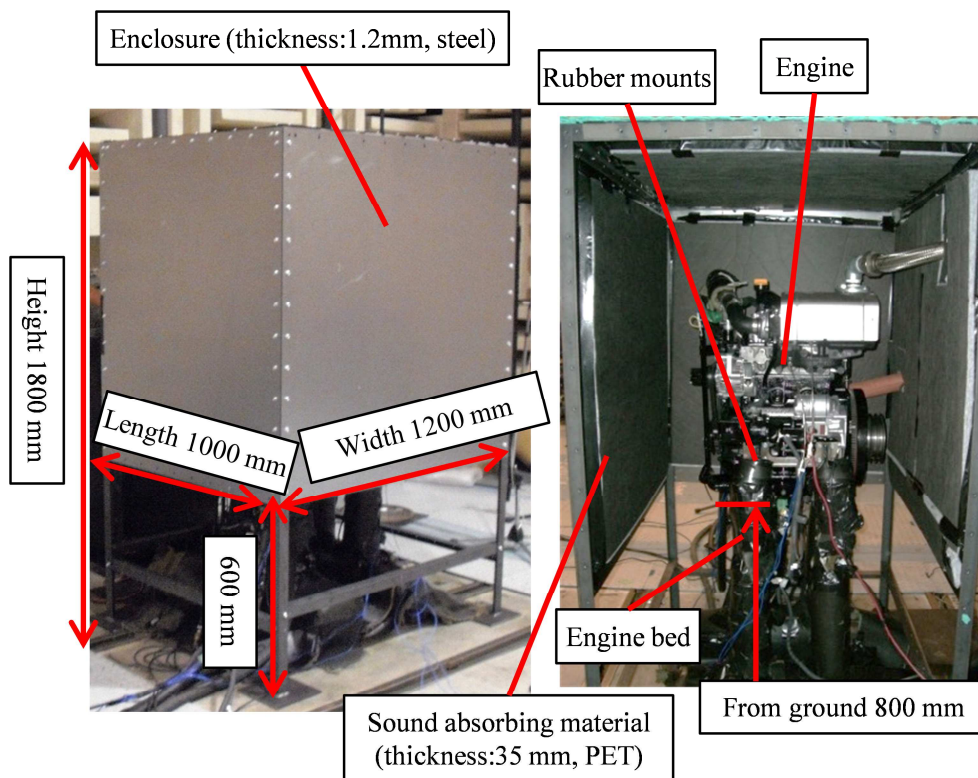


図 3.1 エンジンエンクロージャ

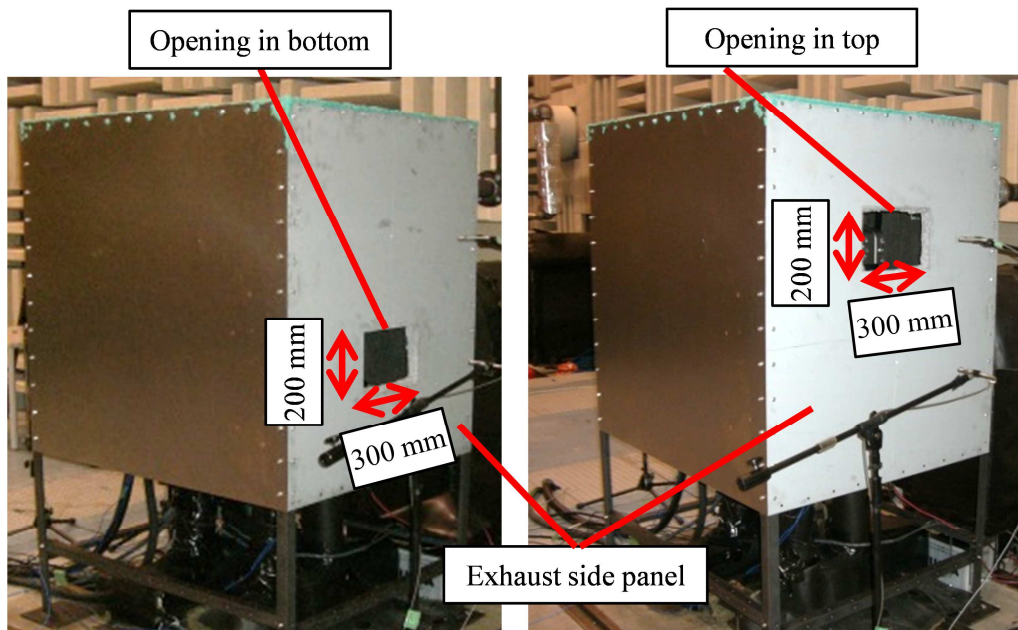


図 3.2 開口部の形状

### 3.2.2 実験条件

音響入力モデルと境界要素法による騒音予測結果と比較するためにエンクロージャ周囲の騒音をマイクロフォンで計測した。実験状況を図 3.3 および図 3.4 に示す。評価点は、エンジンの表面から 1000 mm 離れた周囲 4 点(ギヤケース側, 吸気側, 排気側, 上側)とした。本研究では、エンジン表面からの放射音のみを対象とするため、前章と同じように冷却ファン音, エンジンの吸気音および排気音は消音している。騒音予測をおこなうエンジンの回転数は、定格回転である 2800 rpm, 対象周波数は 200 から 2000 Hz とした。



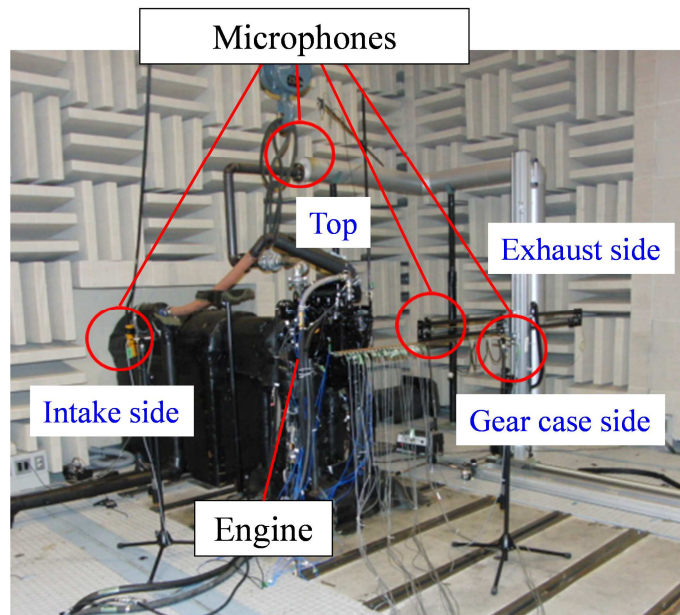


図 3.3 周囲騒音の計測(エンジンのみ)

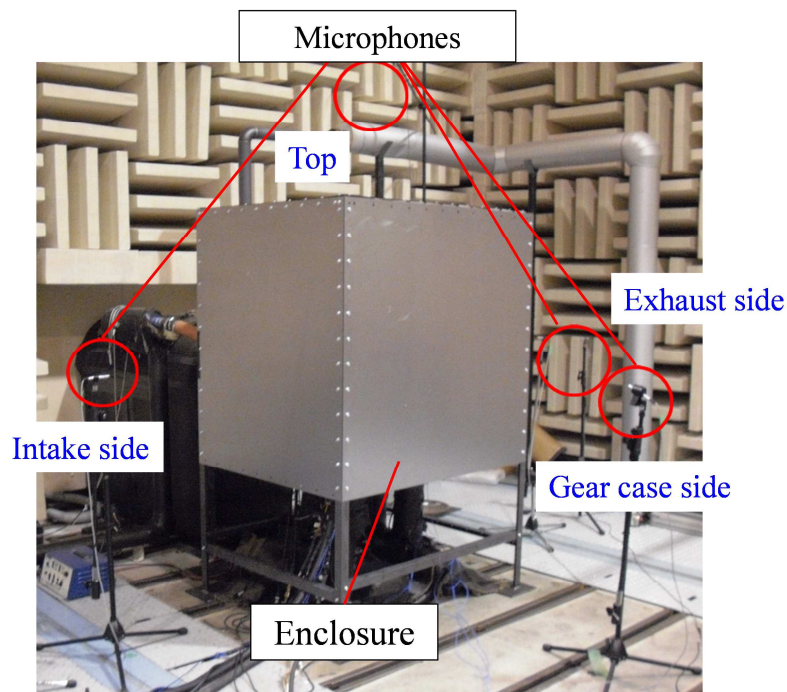


図 3.4 周囲騒音の計測(エンクロージャ有)

### 3.3 騒音予測モデル

#### 3.3.1 騒音予測モデル

図 3.5 に騒音予測に用いる境界要素モデルを示す．前章で同定したエンジンの表面振動をエンジンの境界要素モデルの境界条件として定義する．さらに地面での音波の反射は，完全反射と定義した．吸音材がエンクロージャ内部に貼付され

ていない条件では、エンクロージャのモデルを完全反射面として定義した。また、吸音材を貼付した条件では、吸音材のノーマル音響インピーダンスの値をエンクロージャの内面に境界条件として定義した。吸音材のモデル化および特性の計測方法については、次節にて詳しく述べる。騒音予測をおこなう位置は、実験と同様にエンジン表面から 1000 mm 離れた位置とし、周囲 4 点（ギアケース側、排気側、吸気側、上側）とした。

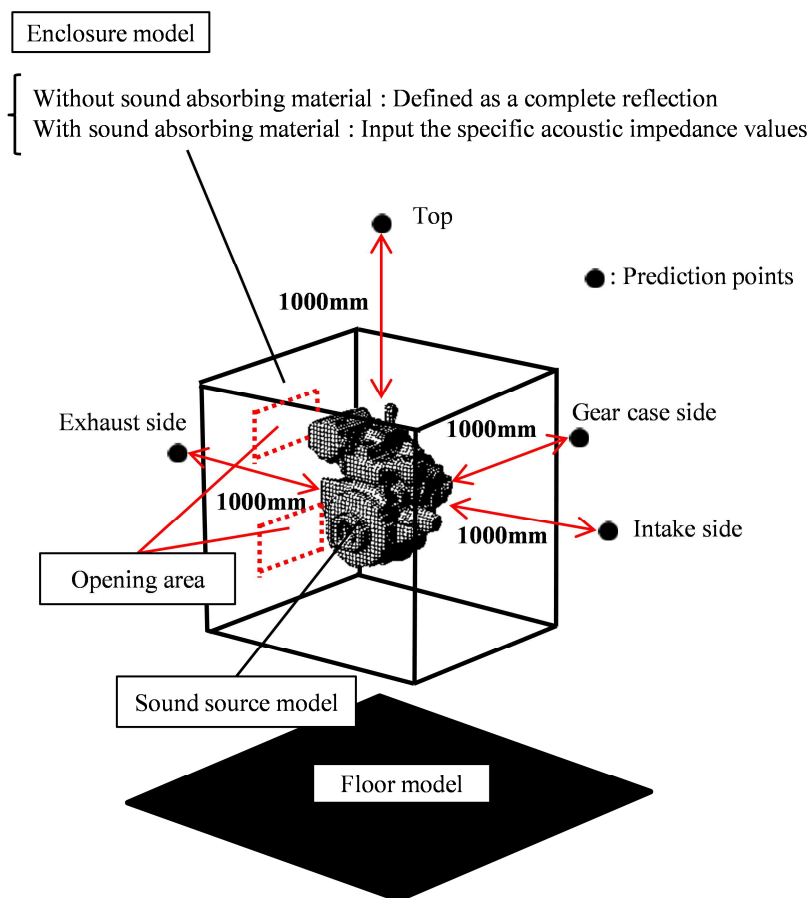


図 3.5 騒音予測モデル

### 3.3.2 吸音材のモデル化と特性試験

スポンジ、グラスウールなどの多孔質吸音材は、吸音材料としてよく用いられる。音波が多孔質材料に当たると、孔の周りや繊維状の材料の部分で音のエネルギーが消費され、吸音される。図 3.6 のように垂直方向と角度  $\theta$  で音波が空気と吸音材の境界面に入射する場合を考える<sup>(74)</sup>。吸音材表面での入射波の音圧  $p_i$ 、反射波の音圧  $p_r$  とするとノーマル音響インピーダンス  $Z_n$  は、材料表面における音圧と吸音材表面に垂直な粒子速度の比として定義され、次式で表現することができる。

$$Z_n = \frac{p_i + p_r}{p_i - p_r} \frac{Z}{\cos\theta} \quad (3.1)$$

ここで、 $Z$ は空気の固有音響インピーダンスであり、 $Z = \rho c$ で表すことができ、空気の密度  $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ 、音速  $c = 340 \text{ m/s}$  とすると、 $417 \text{ N}\cdot\text{s/m}^3$ となる。

平面波においては、 $\cos\theta = 1$  になるため、

$$Z_n = \frac{p_i + p_r}{p_i - p_r} Z \quad (3.2)$$

となる。

式(3.2)より、完全反射面では、 $p_i - p_r = 0$ となるため  $Z_n$  は無限大となる。また完全吸音面では、 $Z_n = Z$ となる。通常、吸音材での音波の反射においては、振幅だけでなく位相も変化する。したがって、 $Z_n$ は複素数で表現し、式(3.2)は次式のように表すことができる。

$$Z_n = Z(r_n + jx_n) \quad (3.3)$$

ここで、 $r_n$ および  $x_n$ は式(3.2)の右辺の実部と虚部を  $Z$ で無次元化したものである。

境界要素法での音響解析では、吸音材の貼付する面に対し、境界条件として吸音材のノーマル音響インピーダンスを与えればよい。

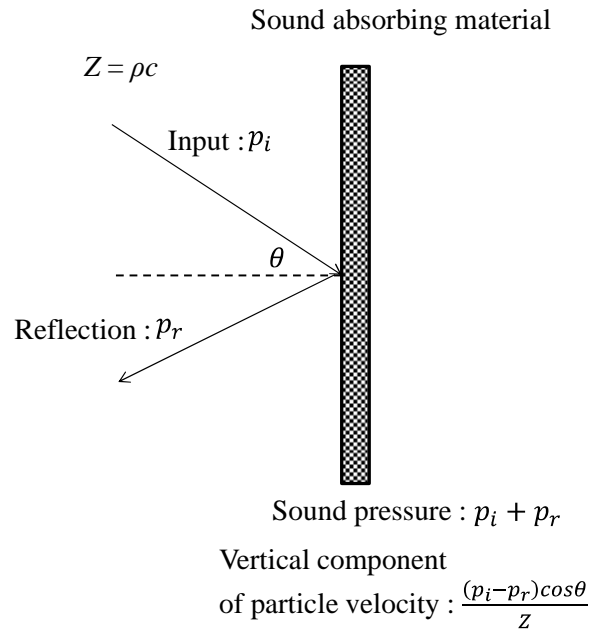


図 3.6 入射波と反射波

ノーマル音響インピーダンスは吸音材の特性を表す値であるが，実用的には特性を吸音率で表現するほうが理解しやすい．そこで吸音率と固有音響インピーダンス，ノーマル音響インピーダンスの関係について述べる．音圧の反射率  $r$  は，式(3.2)より次式で表すことができる．

$$r = \frac{p_r}{p_i} = \frac{Z_n - Z}{Z_n + Z} \tag{3.4}$$

したがって，吸音率  $\alpha$  は，次式で表現することができる．

$$\alpha = 1 - |r|^2 = 1 - \left| \frac{Z_n - Z}{Z_n + Z} \right|^2 \tag{3.5}$$

本研究では，使用する吸音材の特性を垂直入射吸音率試験<sup>(75)</sup>で求め，エンクロージャの境界要素モデルに反映させた．図 3.7 に試験の概略図を示す．図 3.7 のような音響管と二つのマイクロフォンを用いた伝達関数法で計測した．使用する吸音材を加工し，音響管の内径に合うように試験片を取り出した．吸音材の材質は，ポリエチレンテレフタレート(PET)で，厚さは，35 mm と 15 mm である．

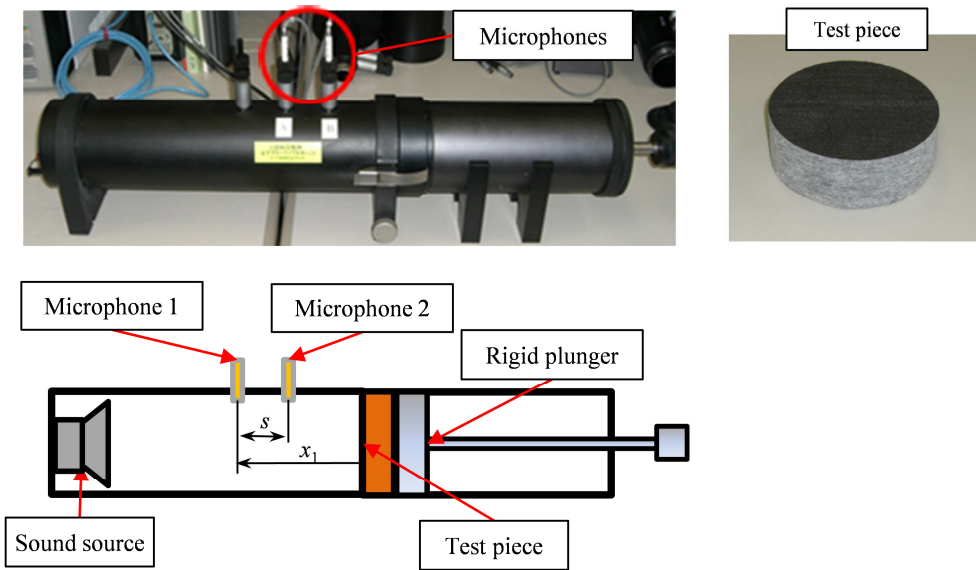


図 3.7 吸音材の特性試験

音響管を用いた伝達関数法における吸音材の特性試験の理論<sup>(75)</sup>について述べる。音波の反射面からの距離  $x$  位置における入射波の音圧  $p_i$  および反射波の音圧  $p_r$  は、次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} p_i &= \widehat{p}_i e^{kjx} \\ p_r &= \widehat{p}_r e^{kjx} \end{aligned} \quad (3.6)$$

ここで、 $\widehat{p}_i$ 、 $\widehat{p}_r$  は基準面における  $p_i$ 、 $p_r$  の振幅、 $k$  は複素波長定数である。

したがって、二つのマイクロフォン位置での音圧を  $p_1$ 、 $p_2$  とすると次式となる。

$$\begin{aligned} p_1 &= \widehat{p}_i e^{kjx_1} + \widehat{p}_r e^{kjx_1} \\ p_2 &= \widehat{p}_i e^{kjx_2} + \widehat{p}_r e^{kjx_2} \end{aligned} \quad (3.7)$$

二つのマイクロフォン間に入射波のみの伝達関数は、マイクロフォン間の距離を  $s = x_1 - x_2$  とすると次式で表すことができる。

$$H_i = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = e^{-jk(x_1 - x_2)} = e^{-jks} \quad (3.8)$$

同様に反射波のみの伝達関数は，次式で表すことができる．

$$H_r = \frac{p_{2r}}{p_{1r}} = e^{jk(x_1-x_2)} = e^{jks} \quad (3.9)$$

また，入射波，反射波からなる伝達関数は，次式となる．

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\widehat{p}_i e^{kjx_1} + \widehat{p}_r e^{kjx_1}}{\widehat{p}_i e^{kjx_2} + \widehat{p}_r e^{kjx_2}} \quad (3.10)$$

反射率  $r$  は， $p_r = rp_i$  であるので，

$$H_{12} = \frac{e^{kjx_1} + r e^{kjx_1}}{e^{kjx_2} + r e^{kjx_2}} \quad (3.11)$$

となる．

反射率  $r$  は，式(3.8)，(3.9)，(3.11)より，次式で表すことができる．

$$r = \frac{H_i - H_{12}}{H_{12} - H_r} e^{2jkx_1} \quad (3.12)$$

以上より，二つのマイクロフォン間の伝達関数を計測することにより反射率  $r$  が求まる．また，式(3.4)，(3.5)より，ノーマル音響インピーダンスと吸音率を求めることができる．

図 3.8 に本研究で使用した吸音材のノーマル音響インピーダンスと吸音率の計測結果を示す．図 3.8b より厚さ 35 mm の吸音材は，厚さ 15 mm の吸音材に比べ吸音率が良いことがわかる．また，厚さ 35 mm の吸音材は，1600 Hz 以上の周波数において吸音率が 1.0 に近く，音を完全に吸音することを示している．図 3.8a に示す吸音材のノーマル音響インピーダンスを境界要素モデルの境界条件として解析モデルに定義した．

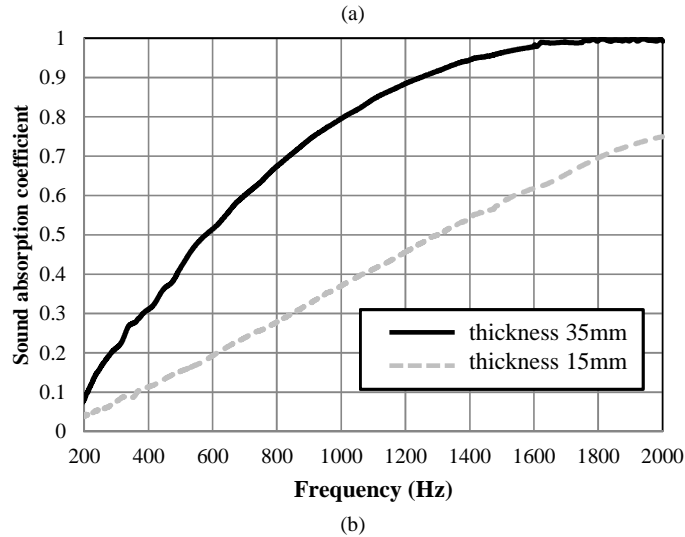
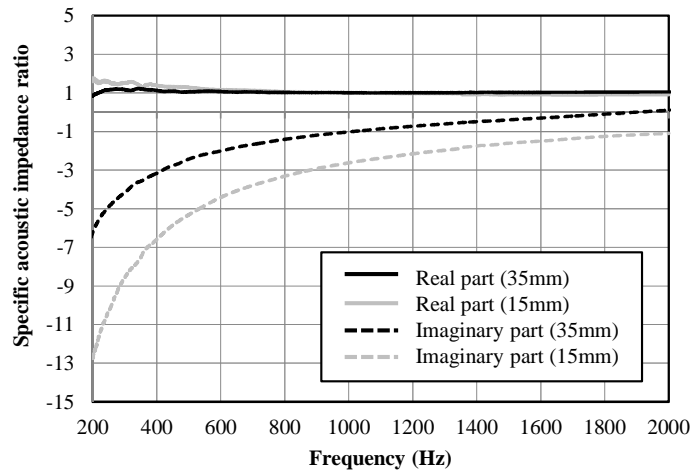


図 3.8 吸音材の特性, (a)ノーマル音響インピーダンス, (b)吸音率

### 3.4 エンクロージャの騒音予測

#### 3.4.1 エンクロージャ有無の騒音予測

エンクロージャ有無の条件における騒音予測結果と実測値を図 3.9 に示す. エンクロージャなしの条件であっても実測と計算で誤差がみられる. これは, 逆音響解析をおこなう際に生じた表面振動の同定誤差の影響である. エンクロージャ有無いずれの条件においても 400 Hz 以上の周波数帯域では, 実測と計算の誤差は, 概ね 3 dB 以内である. この誤差は, 図 2.14 や図 2.15 に示した表面振動の同定結果の誤差 (5 dB 以内) に比べ, 小さい結果であった. 400 Hz より低い周波数帯域では, 400 Hz 以上に比べ誤差が大きいことがわかる. 実験室内の排気管や機関台にエンジンの振動が伝わらないようにエンジンの支持には防振ゴムが使われ, 排気管にもフレキシブルパイプが使われている. しかしながら, 周波数が低いほどこれらの振動絶縁効果は小さい. また, エンジンの起振力成分は, 低次の周波数

成分の方が高次の周波数成分に比べ大きい。したがって、400 Hz より低い周波数帯域での予測値と実測値の誤差は、排気管からの固体音、エンジンを支持する機関台からの固体音の影響であると推測される。

それぞれの評価点における実測の音圧レベルの比較をおこなう。エンジン上側の評価点において、エンクロージャがある場合の音圧は、エンクロージャがない場合に比べ 10 dB 程度減少している。これは、エンクロージャによりエンジンからの音が遮音され、評価点の音圧が減少したためである。予測結果も実測結果と同様に音圧が減少している。エンジンの吸気側の実測における 400 Hz 以上の周波数帯域の騒音レベルに着目すると、630 Hz、1000 Hz および 1250 Hz では、エンクロージャがある場合の方がいない場合に比べ、評価点の騒音レベルが 3~4 dB 程度減少している。しかしながら、その他の周波数帯域ではエンクロージャ有無で、騒音レベルは変わらない、もしくは、増加している。これは、エンクロージャにより回折した音と地面で反射した音の干渉によるものである。また、予測結果も概ね同様の傾向を示す。

エンクロージャ内部および周囲の音圧分布(代表 1330 Hz)を図 3.10 に示す。エンクロージャがない場合、音波がエンジン表面から騒音評価点に直接伝播していることがわかる。一方、エンクロージャがある場合、音波はエンクロージャと地面で反射し、エンクロージャの下部から騒音評価点に伝播していることがわかる。また、エンクロージャの内部では、音圧が増加している。

これらの結果より、逆音響解析で同定した音響入力モデルを用いてエンクロージャ周囲の回折音の予測が可能であるといえる。



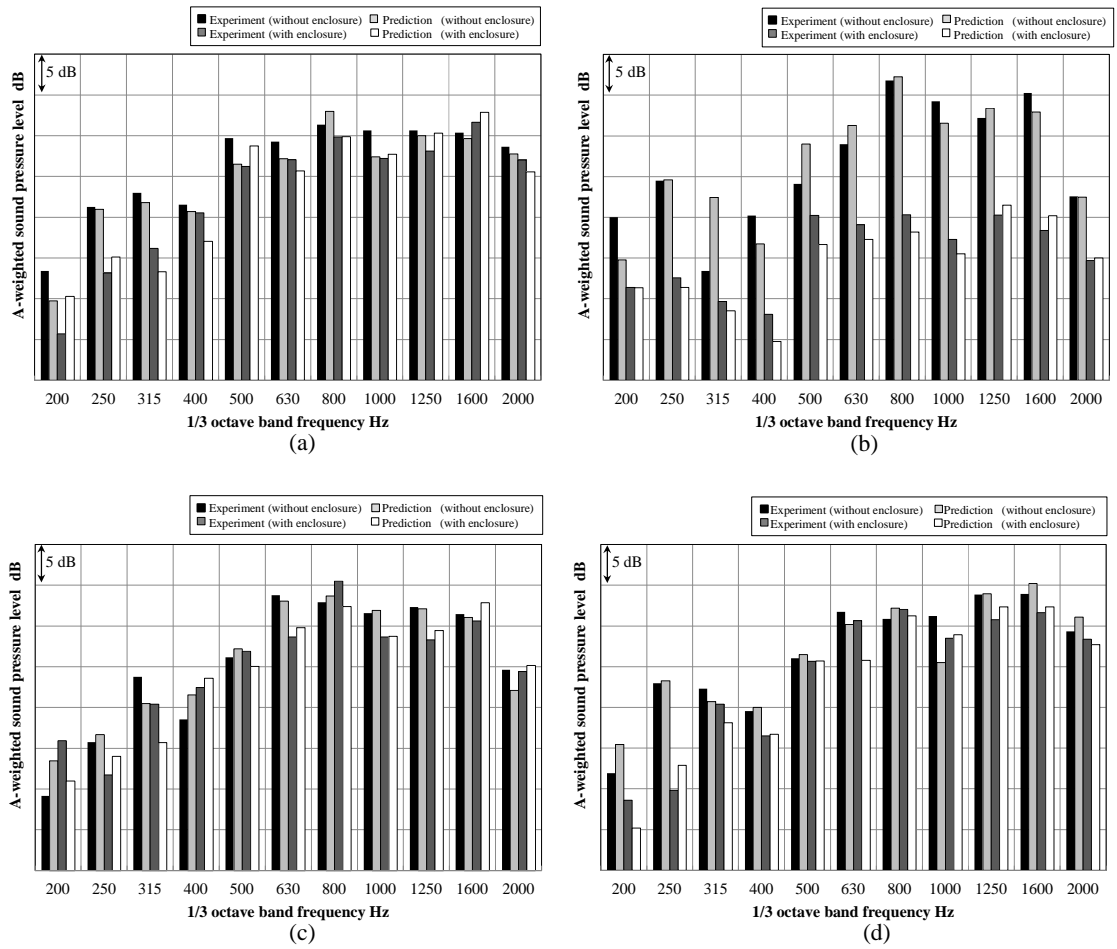


図 3.9 騒音予測結果と実測結果(エンクロージャ有無)  
 (a)ギヤケース側, (b)上側, (c)吸気側, (d)排気側

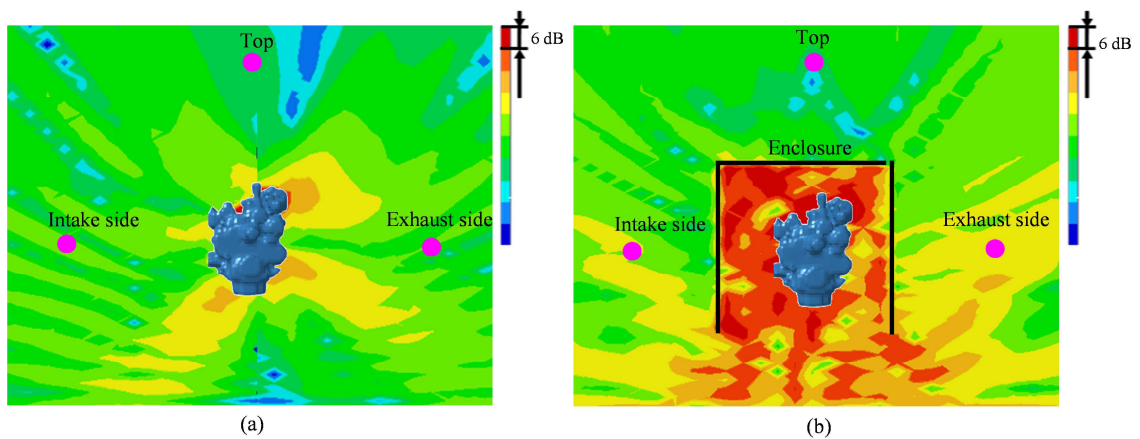


図 3.10 音圧分布(1330 Hz)  
 (a)エンクロージャ無, (b)エンクロージャ有

### 3.4.2 吸音材を持つエンクロージャへの適用

エンクロージャ内部に吸音材を貼付した場合の予測結果と実測結果を図 3.11 に示す。図中には、吸音材がない場合の実測値も併せて示した。吸音材がない場合と同様に 400 Hz 以上の周波数帯域では、実測と計算の誤差は、3 dB 以内である。吸音材の厚み 35 mm と 15 mm の実測結果を比較すると、多くの周波数帯域で 35 mm の方が評価点での騒音レベルが小さいことがわかる。同様に予測結果も 35 mm の方が評価点での騒音レベルが小さい傾向を示す。これは、図 3.8 に示したように吸音材の特性と一致する。

エンクロージャ内部および周囲の音圧分布(代表周波数 1330 Hz)を図 3.12 に示す。図 3.10 と図 3.12 を比較すると、吸音材がある場合は、吸音材がない場合に比べ内部で音が減衰していることがわかる。また、吸音材の厚み 35mm の方が厚み 15 mm に比べ、エンクロージャ内部の音圧が、より小さくなっていることがわかる。

以上より、エンクロージャ内部に吸音材を貼付した場合は、吸音材のノーマル音響インピーダンスを境界条件として定義することでエンクロージャ周囲の騒音を予測できることを確認した。

図 3.13 は、各条件における 200 から 2000 Hz までの騒音レベルのオーバーオールレベルの予測値と実測値を示す。エンジンの上側の騒音レベルは、エンクロージャの遮音効果により吸音材を取り付けなくても 13 dB 程度低下する。さらにエンクロージャに吸音材を取り付けた場合、減音効果が 4 dB 増すことがわかる。エンジンのギヤケース側、吸気側および排気側の騒音レベルは、エンクロージャ下部が開口しているためエンクロージャのみでは減音効果が小さく、吸音材を取り付けると 5 dB の減音効果がある。予測結果と実測結果の差は、いずれの条件においても 2 dB 以内である。以上の結果より、音響入力モデルを用いて、エンクロージャによる遮音、吸音による評価点での減音効果を予測することが可能である。

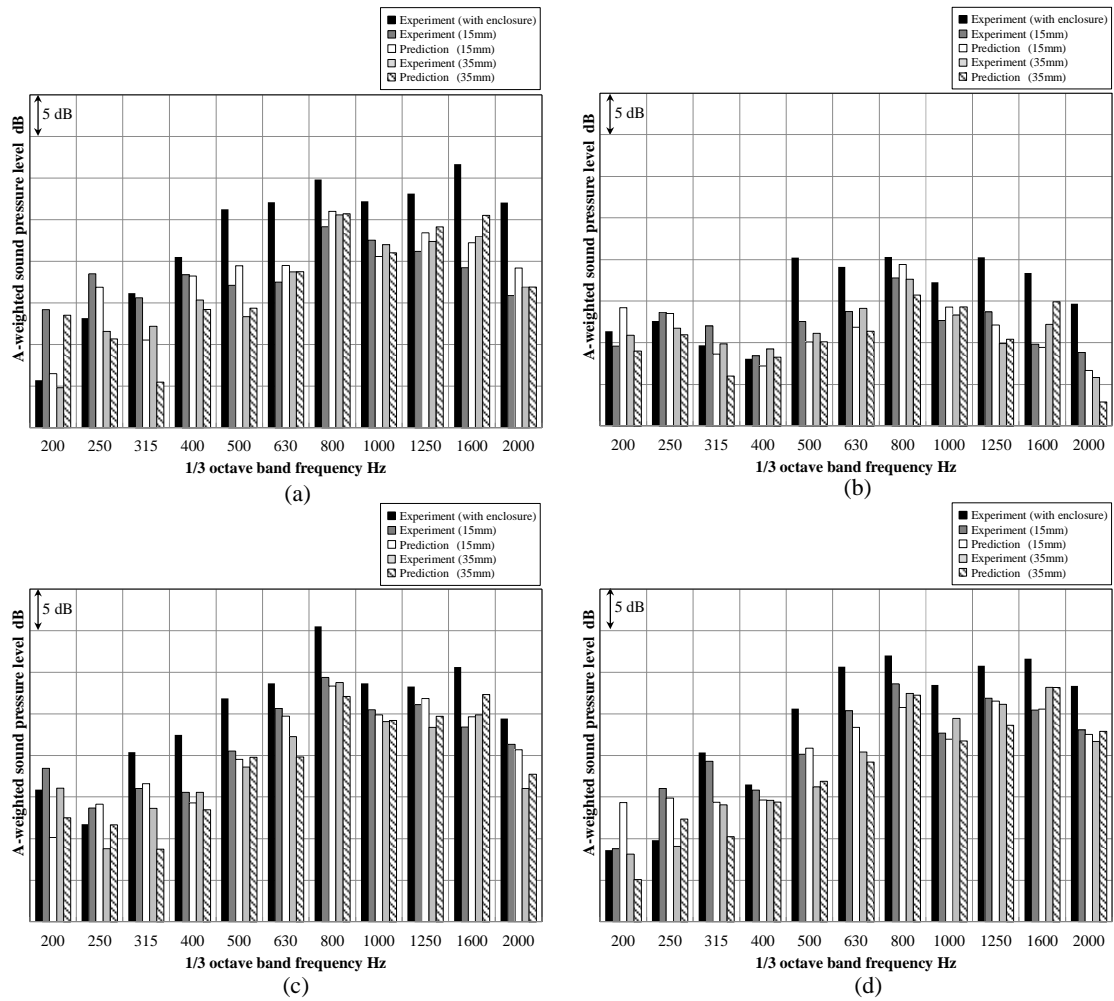


図 3.11 騒音予測結果と実測結果(吸音材の特性の差)  
 (a)ギヤケース側, (b)上側, (c)吸気側, (d)排気側

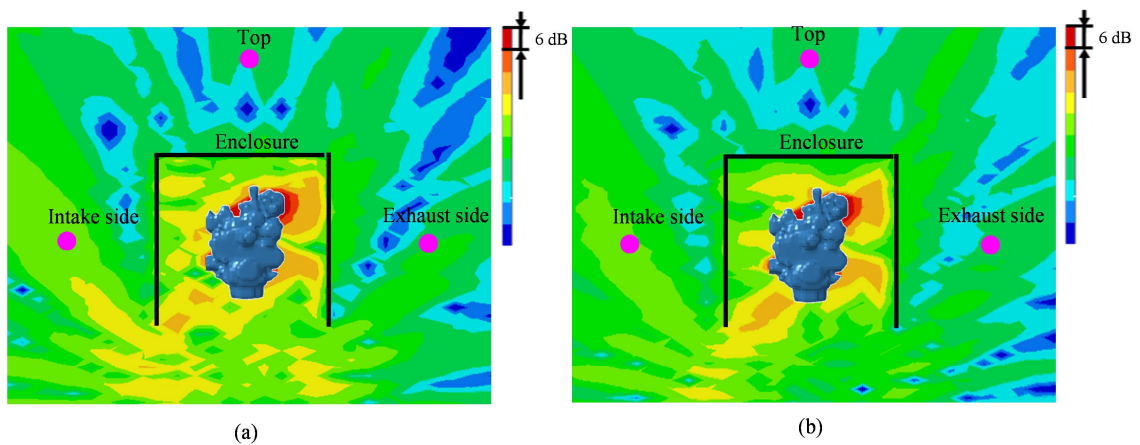


図 3.12 音圧分布(1330Hz)  
 (a)吸音材 15 mm, (b) 吸音材 35 mm

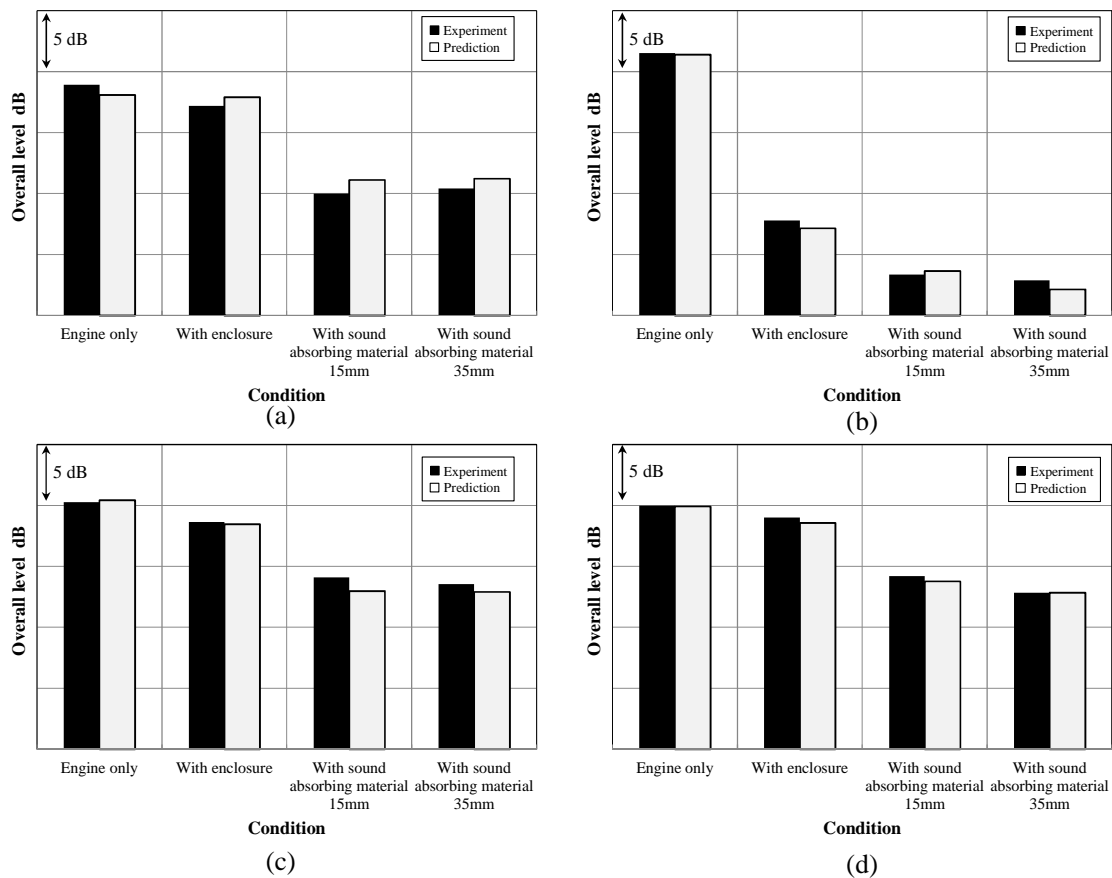


図 3.13 オーバーオールレベルの比較  
(a)ギヤケース側, (b)上側, (c)吸気側, (d)排気側

### 3.4.3 開口部を持つエンクロージャへの適用

エンクロージャの設計において、エンクロージャ内部のヒートバランスと防音性能を両立させることが重要となる。つまり、エンクロージャ内部の冷却を考えると開口面積は大きく、内部から外部への音の伝播のことを考えると開口面積は小さくする必要がある。開口部の位置と開口面積は、設計検討のパラメータとなる。本節では、開口部の位置を変更した場合のエンクロージャ周囲の騒音予測結果について述べる。図 3.14 に開口部が上部にある場合と下部にある場合の時のエンジンの排気側の騒音予測結果と実測結果を示す。いずれの条件においても、開口面積は、200 mm×300 mm であり、開口部の位置のみが異なる。3.4.1, 3.4.2 節での結果と同様に 400 Hz 以上の周波数帯域では、実測と予測結果の差は、3 dB 以内である。予測結果と実測結果いずれにおいても 400 から 630 Hz の帯域で、上部に開口部がある場合の方が下部に開口部がある場合に比べ、評価点の騒音レベルが大きい。この理由は、上部に開口部がある場合、開口部付近に強い音源があ

るためである．図 3.15 に 676 Hz におけるエンジンの表面振動分布を示す．開口部付近に存在する排気サイレンサの遮熱カバーの振動が他の部位の振動に比べ大きく，この部位から音が放射されている．図 3.16 に 676 Hz における各条件の音圧分布を示す．エンクロージャに開口部がある場合，エンジン表面から放射された音波は，開口部から出て評価点に伝播している．特に，開口部が上部にある場合，排気サイレンサの遮熱カバーから放射された音波により，評価点での音圧が大きくなっている．以上の結果より，音響入力モデルと境界要素法を用いて，エンクロージャの設計パラメータである開口部位置の設計検討が可能であるといえることができる．

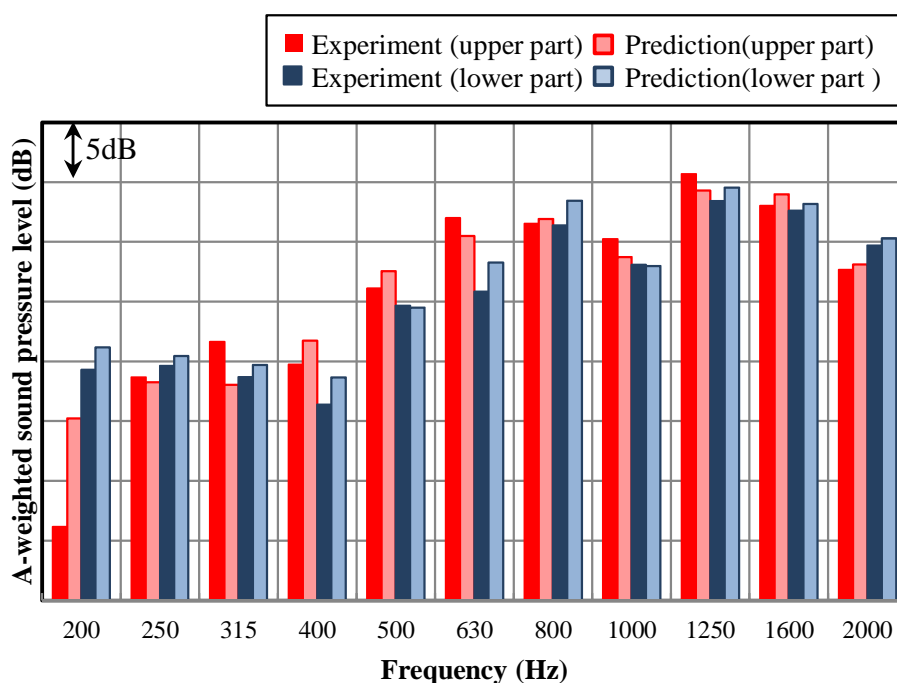


図 3.14 開口部位置の違いの影響

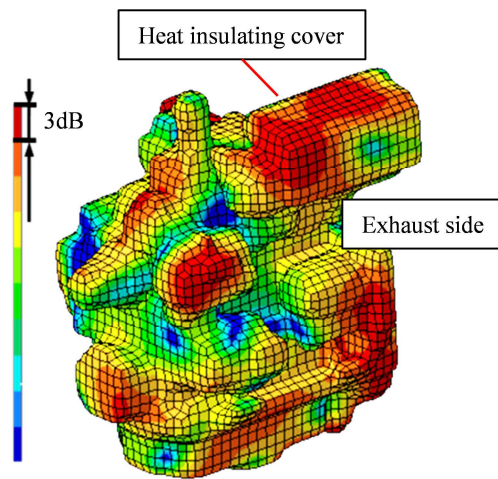


図 3.15 表面振動分布(676 Hz)

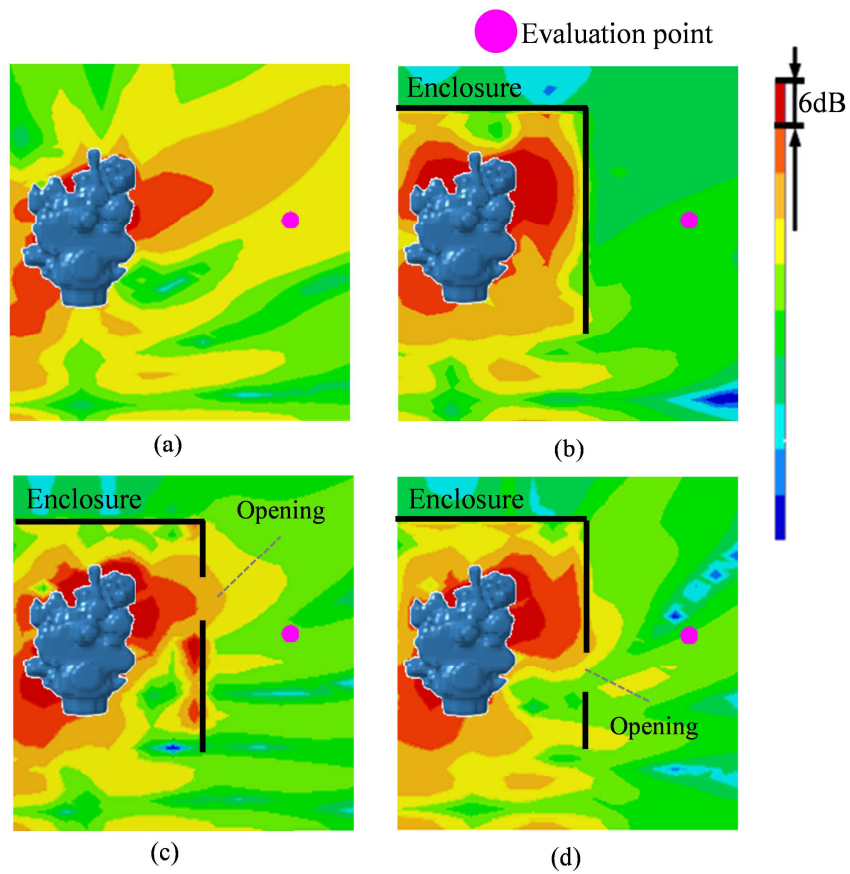


図 3.16 各条件での音圧分布(676 Hz)

(a)エンクロージャ無, (b)エンクロージャ有, (c)上部開口, (d)下部開口

### 3.5 結言

本章では、2章にて構築したディーゼルエンジンの音響入力モデルを用いて、エンクロージャ周囲の騒音を予測し、エンクロージャの設計における音響入力モデルの有効性を検証した。以下に結論を記す。

(1)エンクロージャの内部に吸音材がない場合、400 Hz以上の周波数帯域では、エンクロージャ周囲の騒音を3 dB以内で予測できることを確認した。したがって、エンクロージャ周囲の回折音の予測が可能である。

(2)エンクロージャの内部に吸音材を貼付した場合、吸音材のノーマル音響インピーダンスを境界条件として定義することでエンクロージャ周囲の騒音を3dB以内で予測できることを確認した。また、吸音材の特性の違いも予測モデルで表現することが可能である。

(3)エンクロージャに開口部がある場合も開口部がない場合と同様にエンクロージャ周囲の騒音を3 dB以内で予測できることを確認した。開口部の位置の変化も予測モデルで表現することができ、音響入力モデルを用いた騒音予測モデルの開口部設計への有効性を示した。

## 第4章 音響入力モデルを用いたコンバインの騒音伝達経路解析

### 4.1 緒言

ディーゼルエンジンの表面に発生した振動は、空気を振動させ空気伝播音となり、機械のオペレータや周囲の騒音に影響を与える。オペレータ位置に代表される評価位置での騒音を効率よく低減するためには、騒音源から評価位置までの伝達経路の中で、寄与の高い経路に対し改善をおこなう必要がある。評価位置の応答に対して寄与の高い伝達経路を特定する有効な手法として伝達経路解析が用いられている。

伝達経路解析では、正確な入力同定が必要となる。空気伝播音における入力は、音源の放射面における振動速度と放射面積の積、すなわち体積速度である。体積速度を同定する方法として、放射面の振動速度から算出する方法<sup>(35)</sup>や逆行列法<sup>(38)</sup>などが用いられている。放射面の振動速度から算出する方法では、音源を単一音源の集合として考え、音源の表面を分割し、その分割面の振動を直接計測する。計測した振動を分割面の代表値として、分割面の面積との積から体積速度を算出する。この手法は、計測した振動の値をその面の代表値とするため、複雑な振動分布を持つ音源には適さない。また、回転部や高温部を含む音源の振動を直接計測するのは困難であり、適用範囲が限られる。逆行列法は、音源の近くに配置された観測点の音圧と音源位置と観測点間の音響伝達関数から入力を同定する方法である。この手法では、体積速度音源とマイクロフォンを用いて音響伝達関数を実測する必要がある。したがって、音源の形状やそれを囲むエンクロージャの形状によっては、計測器を設置するためのスペースの確保が問題となることがある。また、音源の放射面の分割方法や観測点の選定方法は、実施者の知見や経験に依存する。2章にて説明した逆音響解析は、同じく音響伝達関数の逆行列を用いる手法である。この手法は、音響伝達関数を境界要素法により算出するので、音源同定の際に音響伝達関数の計測が不要であるという利点を持つ。また、音源単体を自由音場や半自由音場に置き、観測点の音圧を計測することができるため、観測点の配置が容易である。すなわち、音源を囲むエンクロージャの形状などの影響を受けることなく観測点の音圧を計測することができる。さらに、放射面を境界要素モデルで定義することができるので、エンジンなどの複雑な形状の音源に対し詳細な振動分布を求めることができる。

入力の他に伝達経路解析において必要となるものは、入力位置から評価位置までの伝達関数である。音響入力における伝達関数は、音源を囲むエンクロージャやカバーなどの影響を含めた入力位置から評価位置までの伝達特性を表し、先に述べたように体積速度音源とマイクロフォンを用いて計測することができる。

本章では、音響入力モデルを用いた騒音伝達経路解析の有効性について述べる。



2 章において同定したエンジンの表面振動を入力とし、実機で計測された伝達関数を用いて、普通型コンバインのオペレータの耳位置および周囲における騒音伝達経路解析をおこなった。さらに、騒音伝達経路解析の結果をもとに騒音の改善をおこない、本手法の有効性を確認した。

## 4.2 騒音伝達経路解析

### 4.2.1 実験対象物と解析フロー

本研究で用いた普通型コンバイン（ヤンマー社製 GS400）の外観を図 4.1 に示す。エンジンルームは、オペレータの座席の下に位置し、エンジンルーム内には、3 気筒立形水冷ディーゼルエンジンが搭載されている。図 4.2 に騒音の評価位置を示す。騒音の評価位置は、オペレータの耳位置、車体の前側、右側、左側とした。車体の周囲は、車体から 1000 mm、地面から 1500 mm 位置とした。エンジンのみが稼働した定置状態で評価をおこなった。評価するエンジンの回転数は、定格回転数である 2800 rpm とした。音源として次の六つが挙げられる。エンジンの表面から伝わる空気伝播音、エンジンの振動がマウントを介して機械のフレームへ伝わって生じる固体伝播音、吸気音、排気音、冷却ファン音、走行部である油圧伝達装置からの音である。本研究では、エンジン表面からの空気伝播音に着目して、エンジン各部の放射面からの騒音伝達経路解析をおこなった。解析の対象周波数は、エンジン表面からの空気伝播音で問題となることの多い 2000 Hz 以下とした。また、200 Hz 以下では、エンジンの基本次数成分による吸気音および排気音の影響が評価位置の騒音において支配的となる。したがって、対象下限周波数は、200 Hz とした。

騒音伝達経路解析のフローを図 4.3 に示す。2 章にて同定されたエンジンの表面振動速度と分割したエンジンの放射面の面積の積から体積速度を算出する。次に騒音の放射面であるエンジン表面から評価位置までの伝達関数を計測する。最後に算出された各部の体積速度と計測により得られた伝達関数を用いて、評価位置の騒音に対する伝達経路解析をおこなう。

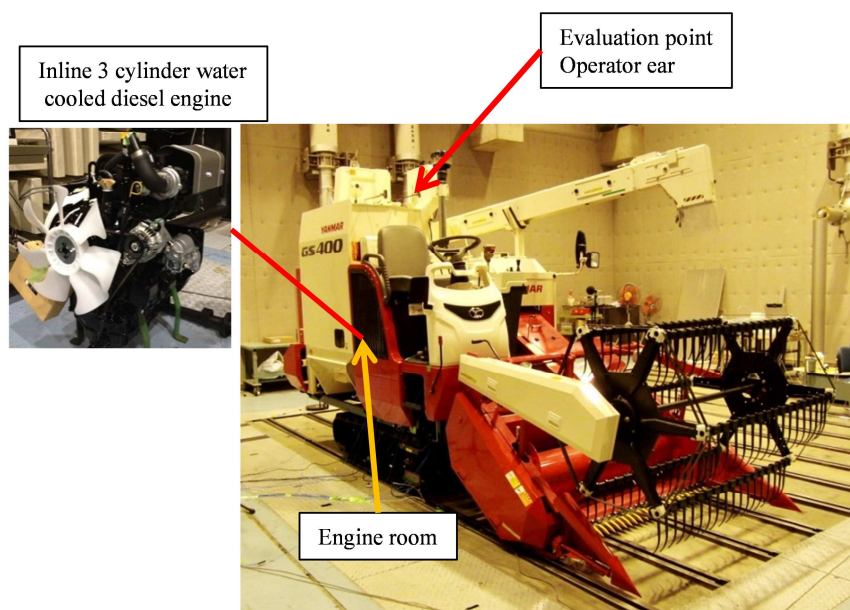


図 4.1 実験対象物，普通型コンバイン

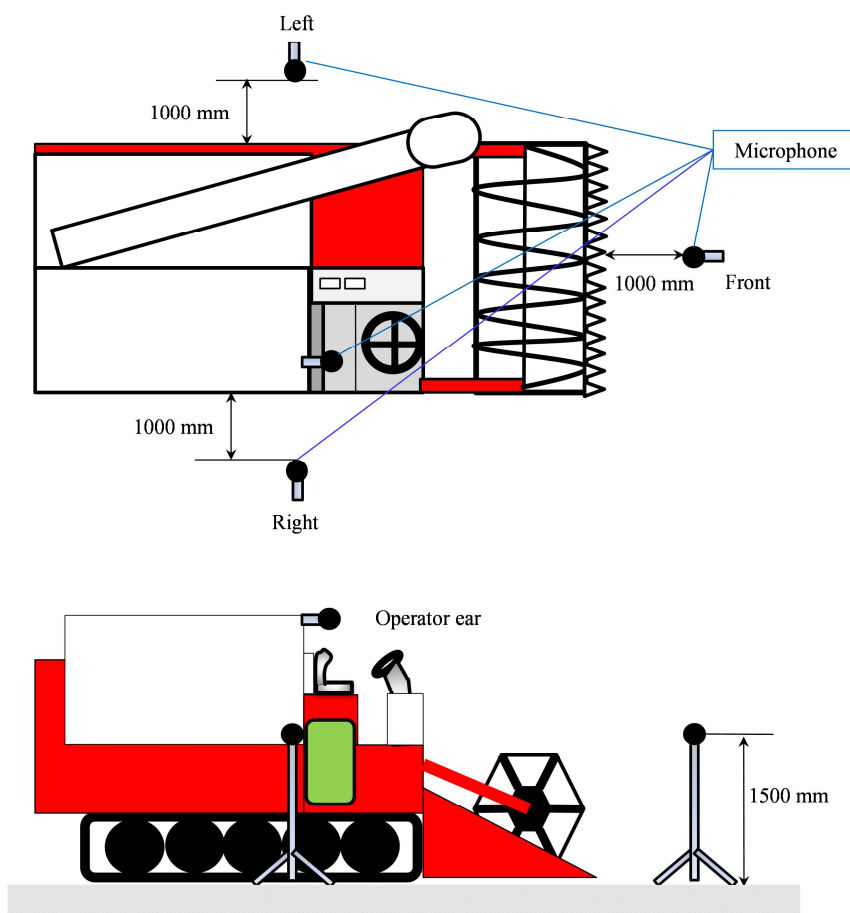


図 4.2 騒音評価位置

Result from Inverse numerical acoustic analysis, chapter 2

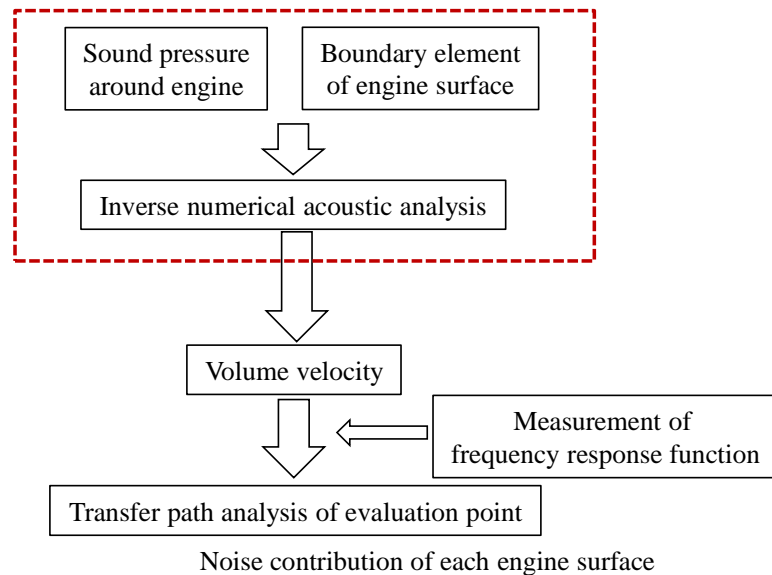


図 4.3 騒音伝達経路解析のフロー

#### 4.2.2 騒音伝達経路解析の理論

伝達経路解析は、評価点の応答に対して、寄与の大きな経路を特定する手法である。騒音伝達経路解析の概念を図4.4に示す。評価点における応答は、各経路からの寄与の総和に等しいと考える。評価点 $k$ の音圧 $P_k(\omega)$ は、次式で表すことができる。

$$P_k(\omega) = \sum_{i=1}^n q_i(\omega) \times H_{ik}(\omega) + \sum_{j=1}^m f_j(\omega) \times I_{jk}(\omega) \quad (4.1)$$

ここで、 $\omega$ は角速度、 $q_i(\omega)$ は音源の体積速度入力、 $H_{ik}(\omega)$ は音源 $i$ から評価点 $k$ までの伝達関数、 $f_j(\omega)$ は加振位置で力入力、 $I_{jk}(\omega)$ は加振位置 $j$ から評価点 $k$ までの伝達関数である。 $i$ 、 $n$ は体積速度入力の入力数(音源数)、 $j$ 、 $m$ は力加振の入力数である。

図4.4に示すように式(4.1)の右辺第1項は、空気伝播音を表わし、第2項は、力加振によって発生する固体伝播音である。右辺の入力 $q_i(\omega)$ 、 $f_j(\omega)$ および伝達関数 $H_{ik}(\omega)$ 、 $I_{jk}(\omega)$ から各経路の寄与を算出することができ、寄与の高い経路を特定することができる。

式(4.1)をマトリクス表示すると次式で表現することができる。

$$\{P\} = \{q\}[H] + \{f\}[I] \quad (4.2)$$

ここで、 $\{P\}$ は評価点の音圧ベクトル( $k$ 行)、 $\{q\}$ は音源の体積速度ベクトル( $i$ 行)、 $[H]$ は加振位置から評価点までの伝達関数マトリクス( $i$ 行 $k$ 列)、 $\{f\}$ は加振位置で力入力ベクトル( $j$ 行)、 $[I]$ は、加振位置 $j$ から評価点 $k$ までの伝達関数マトリクス( $j$ 行 $k$ 列)である。

本研究では、エンジン表面からの空気伝播音のみに着目する。したがって、右辺の第2項目は固体伝播音を示すため無視することができる。また、右辺の第1項において、エンジンの表面振動からの入力以外を除くことができる。以上より、エンジンの表面振動に起因する評価点の音圧 $\{P_{e\_surf}\}$ は、次式で表現することができる。

$$\{P_{e\_surf}\} = \{q_{e\_surf}\}[H_{e\_surf}] \quad (4.3)$$

ここで、 $\{q_{e\_surf}\}$ はエンジン表面での体積速度入力、 $[H_{e\_surf}]$ はエンジン表面から評価点までの伝達関数マトリクスである。

式(4.3)中の $\{q_{e\_surf}\}$ は、エンジン表面の放射面積と振動速度から次式で表現することができる。

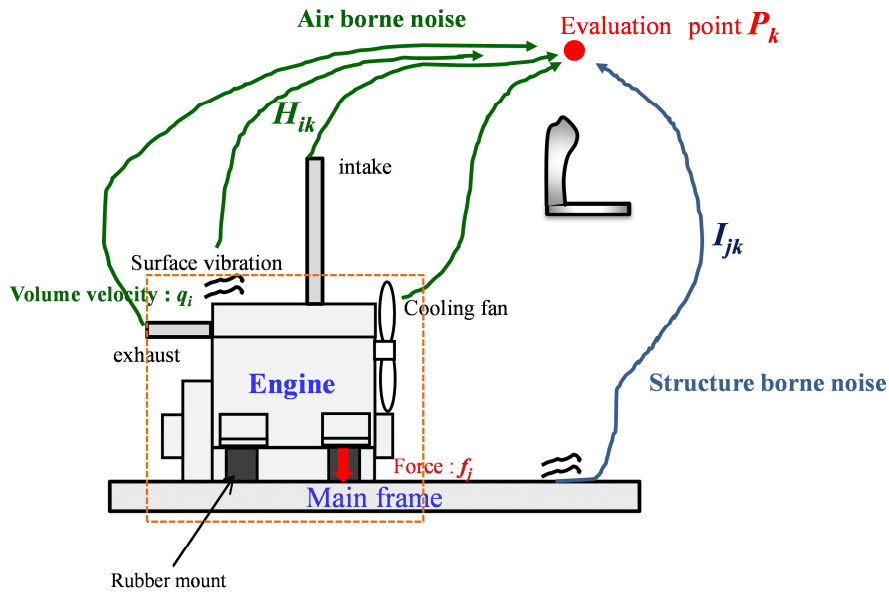
$$\{q_{e\_surf}\} = \{S\}^T \{v_{e\_surf}\} \quad (4.4)$$

ここで、 $\{S\}^T$ は放射面として分割されたエンジンの表面の各部の面積である。

したがって、式(4.3)は、式(4.4)より次式となる。

$$\{P_{e\_surf}\} = \{S\}^T \{v_{e\_surf}\}[H_{e\_surf}] \quad (4.5)$$

$\{v_{e\_surf}\}$ は、2章において同定したエンジン表面振動速度から得ることができる。本研究では、 $[H_{e\_surf}]$ を計測により求め、逆音響解析で得られたエンジンの表面振動速度 $\{v_{e\_surf}\}$ を用いて、各放射面の評価点に対する騒音伝達経路解析を実施する。



Consider only air borne noise from engine surface

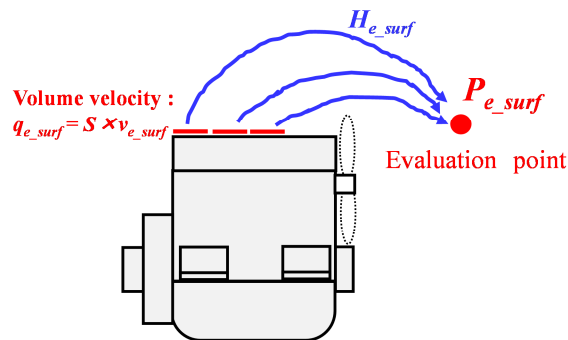


図 4.4 騒音伝達経路解析の概念

#### 4.2.3 伝達関数の計測

本節では、エンジンの表面と評価位置の伝達関数の計測方法について述べる。伝達関数の計測は、相反定理<sup>(76)</sup>を用いた。すなわち、評価位置で体積速度音源を鳴らし、エンジン表面の音圧をマイクロフォンで計測する。図 4.5 に実験の状況を示す。体積速度音源を騒音評価位置で鳴らすと同時にエンジン表面での音圧を計測する。計測された音圧と体積速度を周波数分析器で分析し、伝達関数を算出する。周波数分析の平均化回数は、100 回とした。対象周波数である 200 Hz から 2000 Hz を網羅するために、体積速度音源は低周波用と中高周波用の 2 種類を用いた。入力周波数は、低周波用が 50 Hz から 800 Hz、中高周波用が 400 Hz から 2000 Hz とした。エンジンの騒音放射面の分割間隔は、最大対象周波数 2000 Hz における空気中の音波の半波長 85mm 以下に設定する必要がある。そこで、エンジンの表面を 70 mm 間隔で分割した。エンジン表面の分割された放射面の数は、計 208 面となった。したがって、放射面が 208 面、評価点が 4 点であるので、計

832 の伝達関数を計測した。

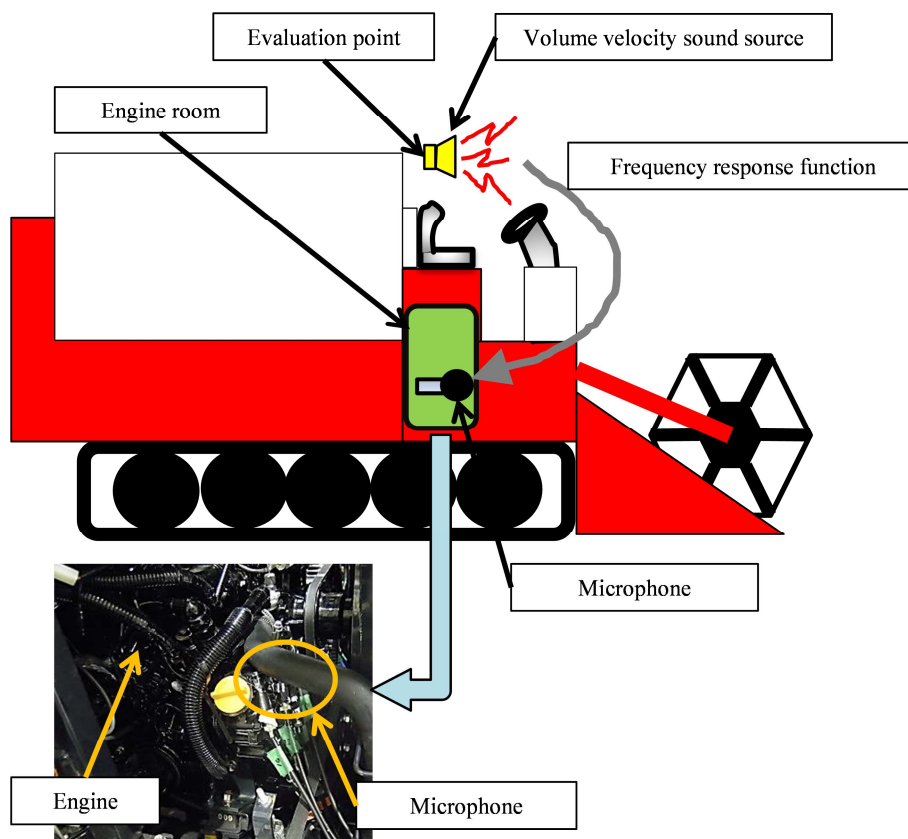


図 4.5 相反定理を用いた伝達関数の計測

### 4.3 騒音伝達経路解析結果

#### 4.3.1 伝達関数の計測結果

伝達関数の計測は、相反定理を用いておこなった。試験の始めに中高周波用の体積速度音源を用いて、相反定理の確認をおこなった。入力スペクトルと相反定理の確認結果を図 4.6 に示す。図 4.6b 中の実線は、入力点をエンジン表面、応答点をオペレータの耳位置とした場合の伝達関数を示している。また、破線は、入力点をオペレータの耳位置、応答点をエンジン表面とした場合の伝達関数を示している。図の縦軸の単位は、体積加速度で示している。両者の伝達関数を比較すると、振幅、位相ともによく一致しており、相反定理が成り立つことを示している。低周波用の体積速度音源は寸法上の問題でエンジンルーム内に置くことができない。したがって、400 Hz 以下の周波数では、相反定理の確認をすることができなかった。図 4.7 に実測された伝達関数とコヒーレンスの一例を示す。コヒーレンスは、概ね 1.0 に近い値をとり、入力と出力の相関が高いことがわかる。騒

音伝達経路解析には、200 Hz から 400 Hz までは低周波用の音源で計測した伝達関数、400 Hz 以上は中高周波用の音源で計測した伝達関数を用いた。

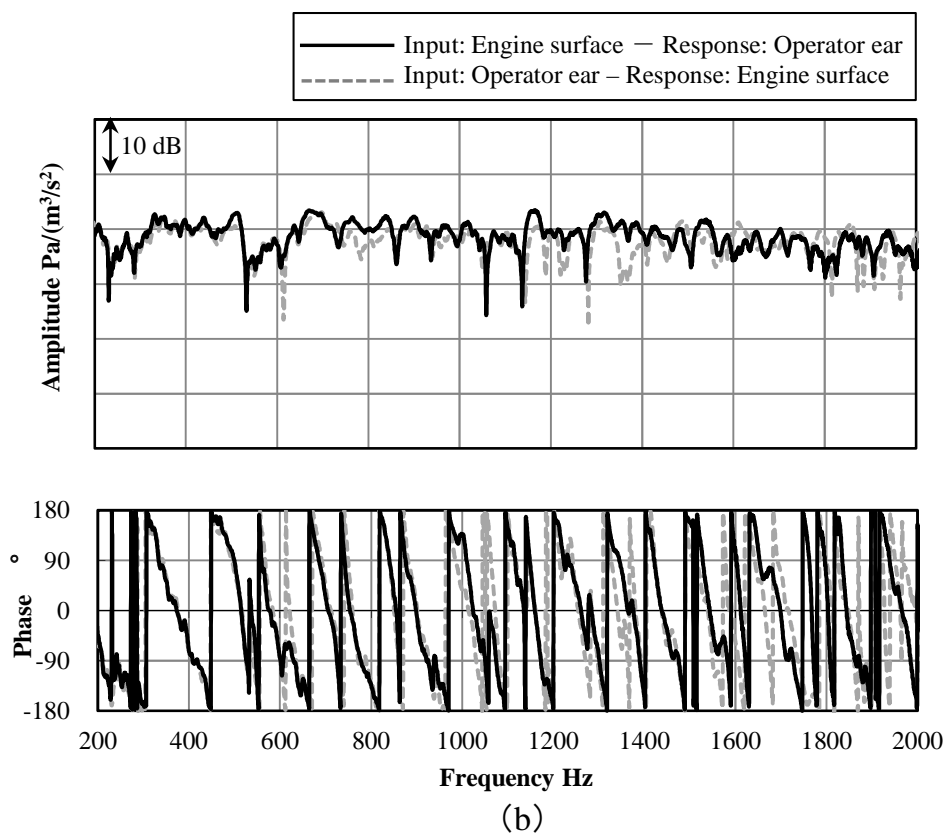
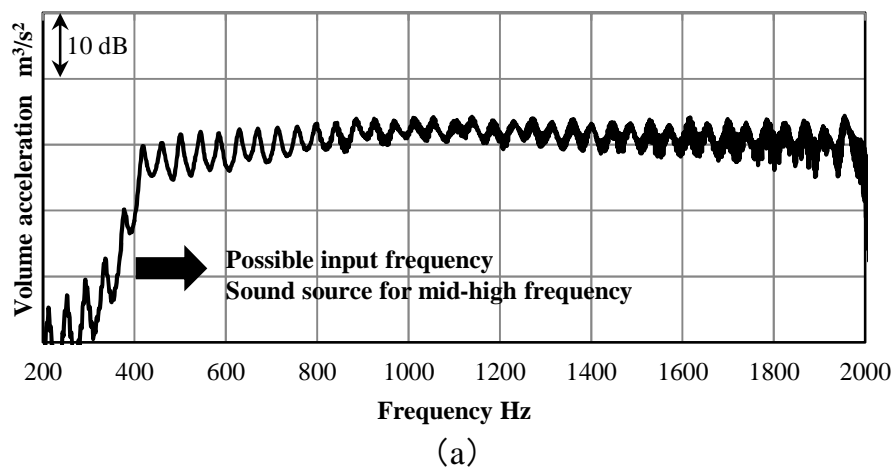


図 4.6 相反定理の確認結果  
(a)入力スペクトル, (b)相反定理の確認結果

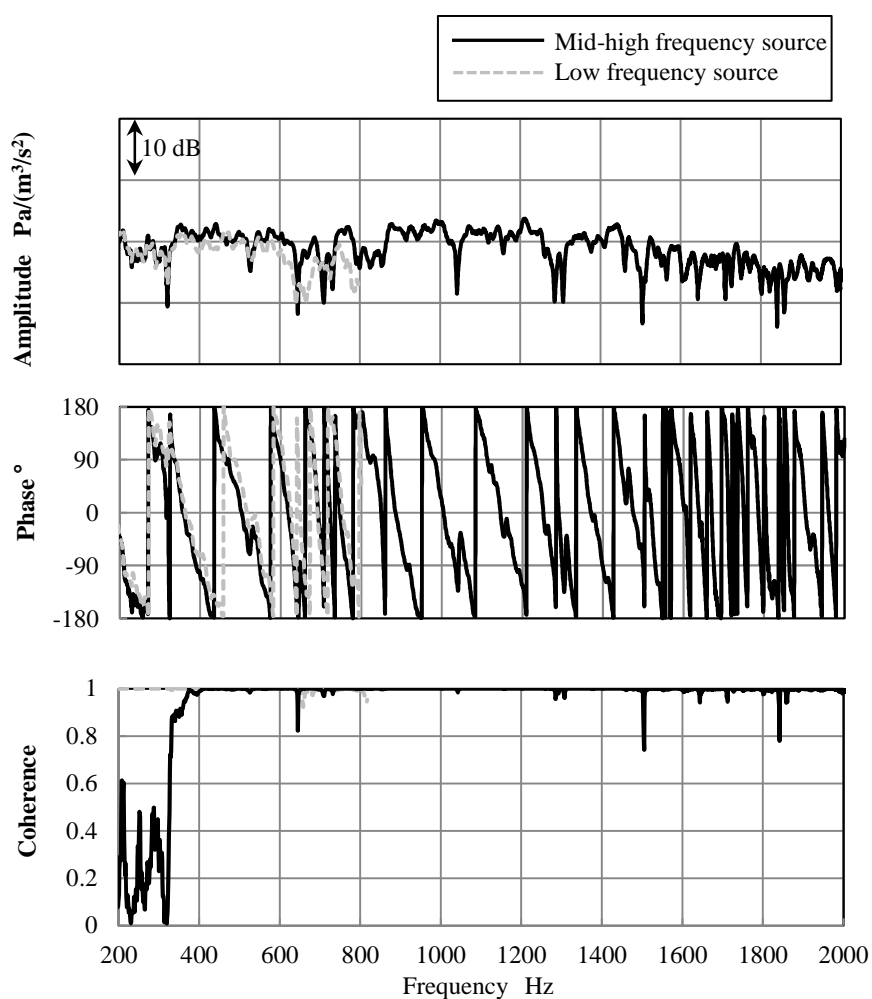


図 4.7 伝達関数の計測結果

#### 4.3.2 寄与解析の結果

本節では、エンジンの放射面の騒音伝達経路解析の結果を示す。エンジンの放射面は合計 208 の面に分割したが、騒音の改善部位が判断しやすいように各部品の寄与を算出した。図 4.8 に示すように 208 の放射面を 14 の部品に集約した。各部品には、分割された複数の放射面が存在する。したがって、各部品の寄与は、式(4.5)に示したようにその部品に属する面の寄与をそれぞれ足し合わせたものである。図 4.9 にオペレータの耳位置、車体の周囲の評価点における騒音伝達経路解析の結果を示す。全 14 部品の寄与を 1/3 オクターブバンドで表している。図中には、騒音レベルの実測値と騒音伝達経路解析で合成された騒音レベルを併せて示した。実測の際、エンジンの吸気音および排気音は、吸気口、排気口をダクトにつなぎ半無響室の室外に出すことにより消音した。ファン音はファンを取外すことにより消音し、油圧伝達装置の音はエンジンと油圧伝達装置をつなぐ V ベルトを取外すことにより消音している。したがって、実測値はエンジンの振動がマ



ウントを介して機械へ伝わって生じる固体伝播音とエンジン表面からの空気伝播音のみを音源とした騒音レベルである。実測値と合成された騒音レベルの両者には、差が見られるものの傾向は一致している。これらの差は、表面振動同定の誤差、実測の騒音レベルには消音をしていない固体伝播音が含まれていること、実測時における他の音源の消音精度による影響であると推測される。オペレータの耳位置の解析結果では、実測値および伝達経路解析で合成された騒音レベルの両者で 800 Hz 帯域の騒音レベルが最も大きいことがわかる。したがって、オペレータの耳位置での騒音レベルを効率よく改善するには、800 Hz 帯域の騒音に対し改善を試みる必要がある。800 Hz 帯域の各部品への寄与に着目すると、排気サイレンサと遮熱カバー、フライホイール、吸気マニホールドと燃料フィルタからの放射音の寄与が高いことがわかる。他の周波数帯域においてもこれらの部位への寄与が大きい。したがって、オペレータの耳位置の騒音レベルを改善するためには、これらの部位を優先的に対策する必要があるといえる。

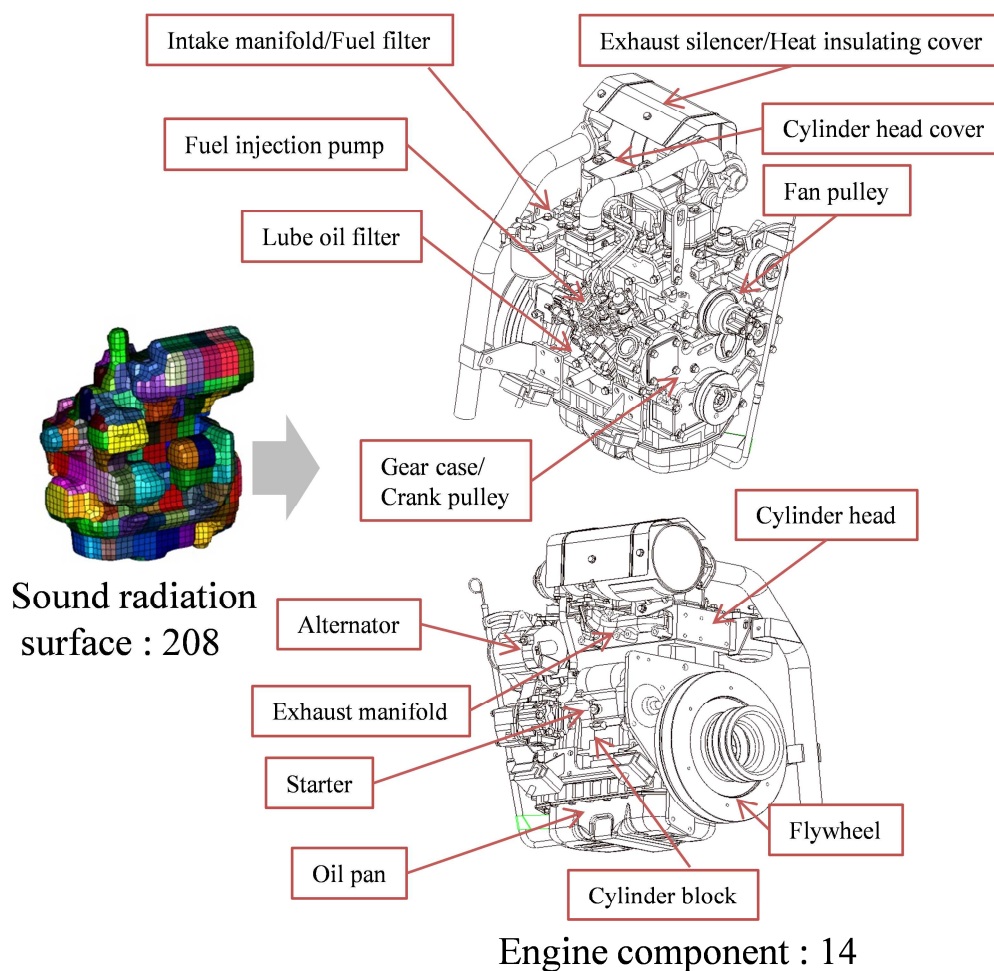
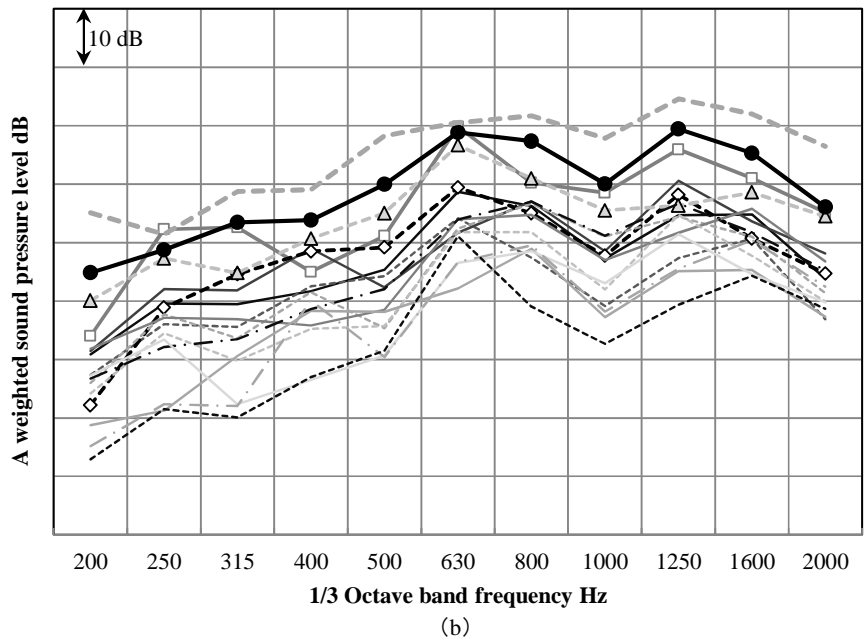
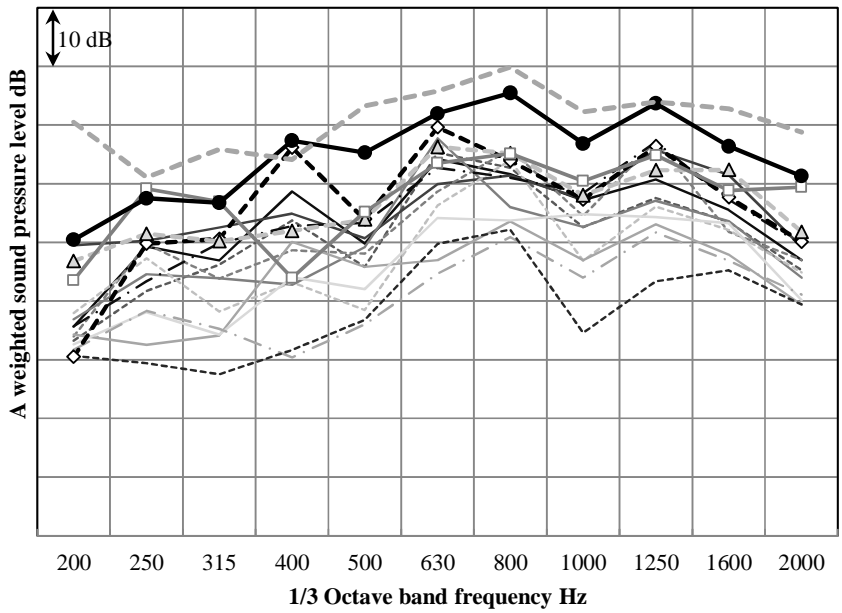
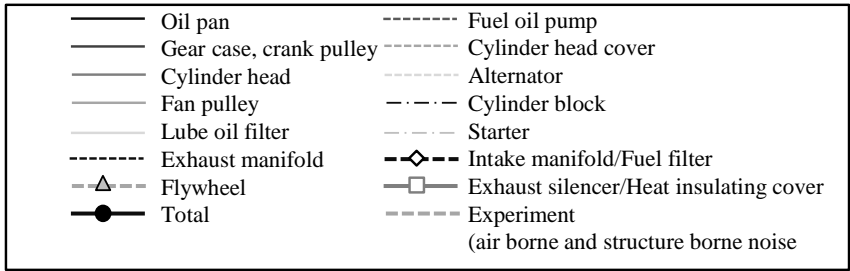


図 4.8 放射面の集約



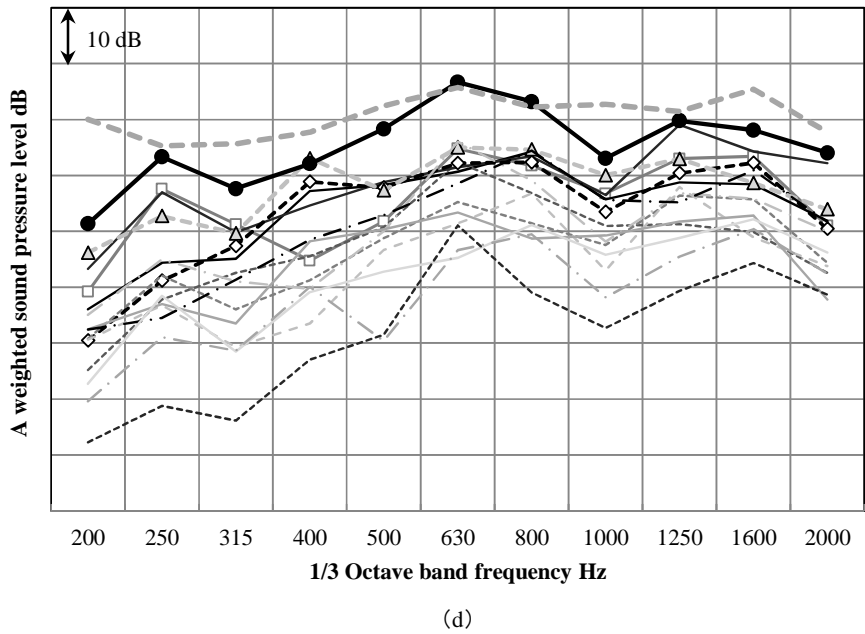
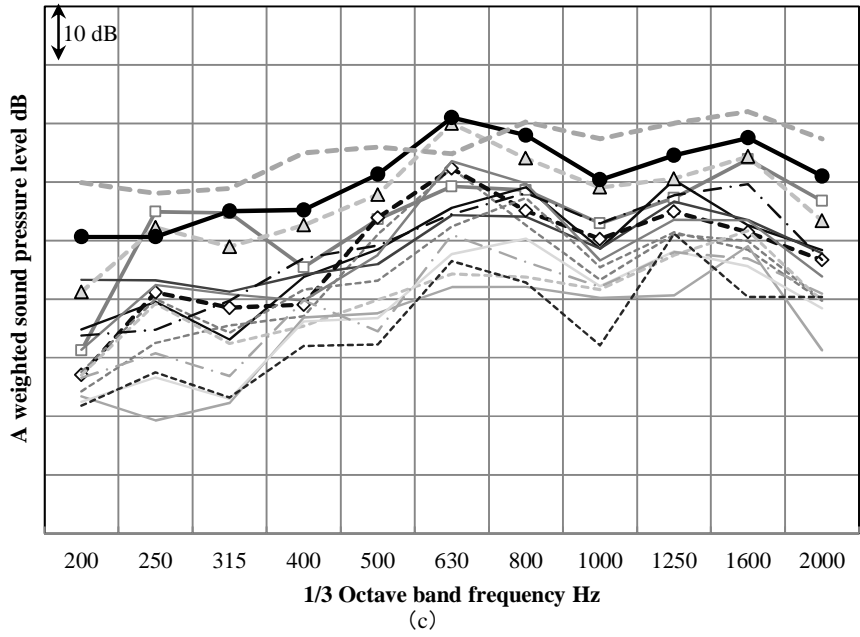
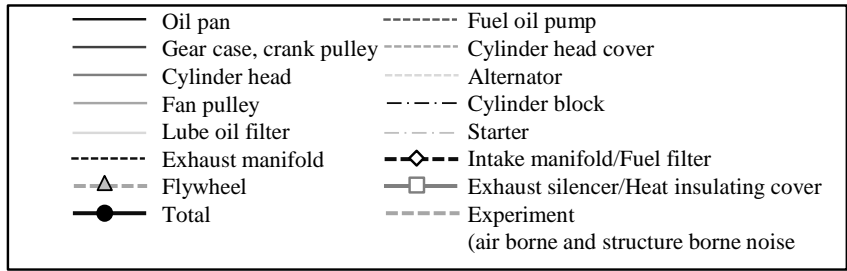


図 4.9 騒音伝達経路解析結果

(a)オペレータの耳位置, (b)車体前, (c)車体左, (d)車体右

### 4.3.3 騒音改善の結果

前節で述べた騒音伝達経路解析の結果に基づきオペレータの耳位置での騒音を対象に騒音の改善を試みた。騒音の改善内容を図 4.10 に示す。騒音伝達経路解析により、排気サイレンサと遮熱カバーからの放射音の寄与が高いことが判明したため、遮熱カバーの取付け構造をバネ構造に変更し、エンジン本体から遮熱カバーに振動が伝わらないようにした。また、フライホイール、吸気マニホールドからの寄与が高いことが判明したため、吸気マニホールドとフライホイール付近に多孔質吸音材を張り付けたパネルをエンジンルーム内に追加した。使用した多孔質吸音材の吸音率を図 4.11 に示す。これは、騒音改善試験の前に伝達関数法<sup>(75)</sup>で計測し、得たものである。

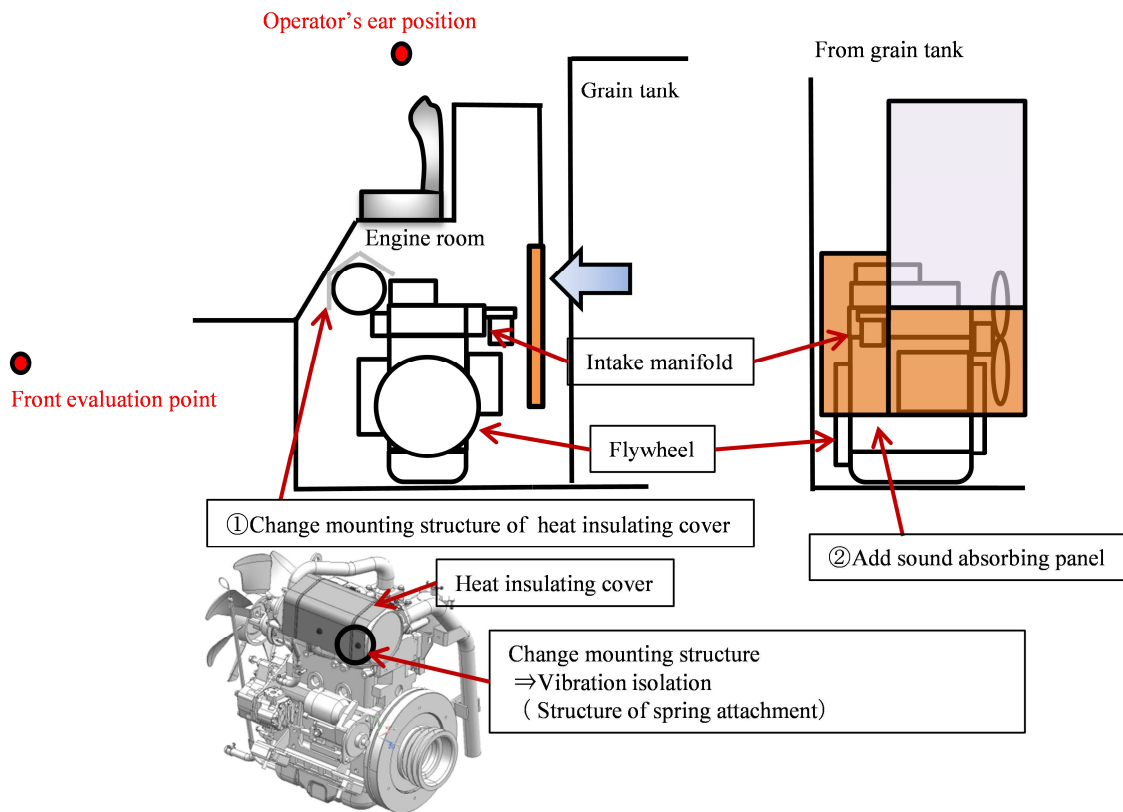


図 4.10 騒音改善の内容

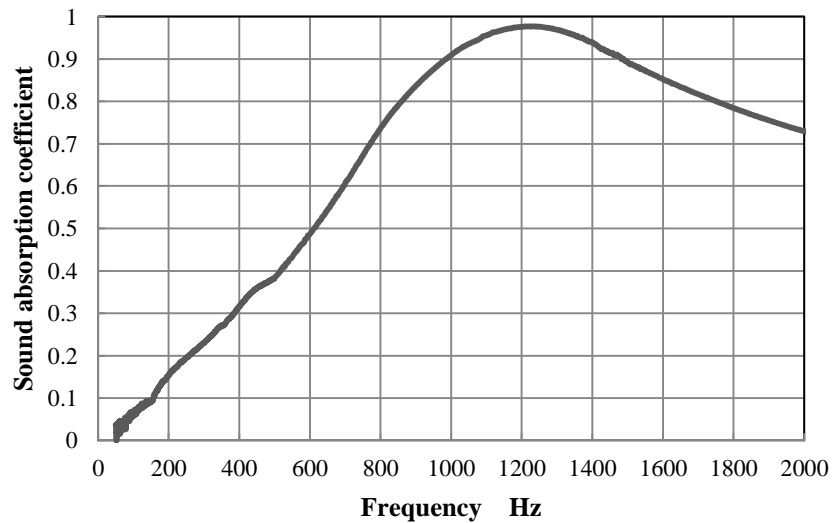


図 4.11 吸音材の吸音率

図 4.12 に遮熱カバーのみを変更した時と遮熱カバーを変更し、吸音パネルを追加した時の騒音レベルの計測結果を示す。遮熱カバーを変更すると、400 Hz、1000 Hz 帯域を除いたすべての帯域で、オペレータの耳位置の騒音レベルが低減していることがわかる。400 Hz 帯域において、遮熱カバーの寄与が低いことは、図 4.9 で示した騒音伝達経路解析の結果と一致する。一方、1000 Hz 帯域に関しては、騒音伝達経路解析の結果と一致しない。これは、1000 Hz 帯域においては、変更した遮熱カバーから放射音が発生しているためであると推測される。さらに、吸音パネルを追加すると、800 Hz 以上の帯域で騒音レベルが低減していることがわかる。これらの結果も同様に騒音伝達経路解析の結果と一致している。一方、400 Hz および 630 Hz において吸気マニホールドと燃料フィルタの寄与が高かったものの騒音レベルは低減されていない。これは、図 4.11 に示すように 800 Hz より低い周波数において、使用した吸音材の吸音率が 800 Hz 以上の周波数に比べ小さいことに起因する。他の評価位置においても、今回改善をおこなった遮熱カバー、吸気マニホールド、フライホイール付近の寄与音圧が他の部位に比べると大きいため、騒音レベルが低減している。特に車体の前側では、顕著に騒音レベルが低減されている。

これらの結果より、音響入力モデルと伝達関数を用いて、寄与の高い部位を特定し、効率良く騒音改善をおこなうことができるといえる。

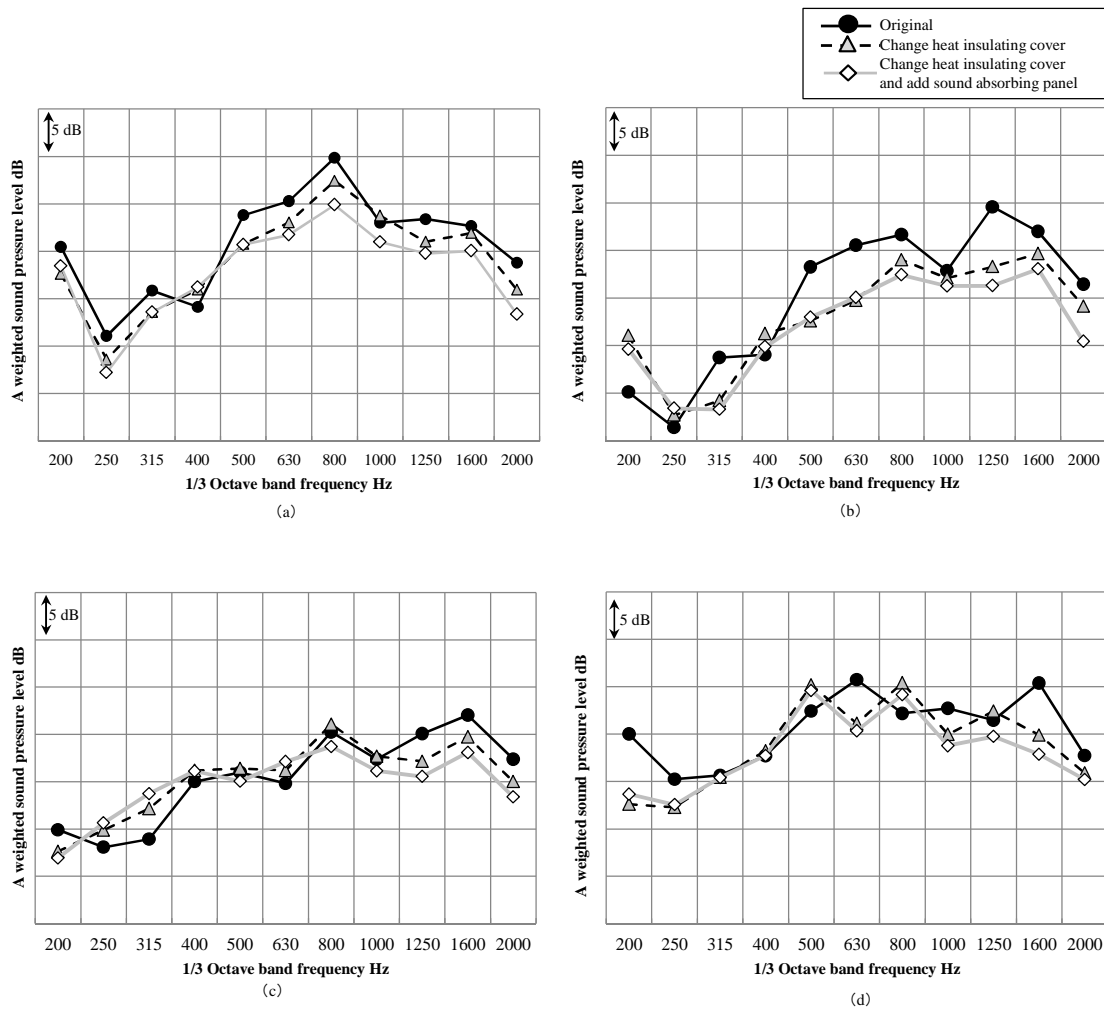


図 4.12 騒音改善結果

(a)オペレータの耳位置, (b)車体前, (c)車体左, (d)車体右

#### 4.4 結言

本章では，逆音響解析を用いて同定したエンジンの表面振動と実測で得られた伝達関数を用いて普通型コンバインのオペレータの耳位置および車体周囲の騒音伝達経路解析をおこない，音響入力モデルの有効性を検証した．以下に結論を記す．

(1)相反定理を用いて，エンジン表面と評価点間の伝達関数を計測した．エンジン表面とオペレータ耳位置の入力と出力を入れ替えて伝達関数を計測した結果を比較し，相反定理が成り立つことを確認した．また，コヒーレンスは，概ね 1.0 に近い値をとり，入力と出力の相関が高いことを確認した．

- (2) 逆音響解析で構築した音響入力モデルと実測で得られた伝達関数を用いて、オペレータの耳位置および車体周囲での騒音伝達経路解析をおこなった結果、評価点の騒音に対し寄与の高いエンジン部品の放射面を特定することができた。
- (3) 騒音伝達経路解析の結果に基づきオペレータの耳位置での騒音を対象に騒音の改善を試みた。騒音伝達経路解析により特定された寄与の高い放射面に対策をおこなった結果、オペレータの耳位置で騒音レベルを低減することができた。これらの結果より逆音響解析により構築された音響入力モデルの有効性を示した。

## 第5章 エンジンの機構解析を用いたコンバインの振動伝達経路解析

### 5.1 緒言

シリンダ内の燃焼圧力やクランク軸系の運動などにより発生したディーゼルエンジンの振動は，エンジンマウントを介し機械に伝わり，車体全体の振動に影響を与える．オペレータ位置に代表される評価位置での振動を効率良く低減するためには，振動源から評価位置までの振動伝達経路の中で最も寄与の高い経路に対策を実施することが重要である．振動伝達経路の寄与を分析する手法として，振動伝達経路解析が用いられている．

振動伝達経路解析では，振動系を二つの系に分離し，エンジンなどの振動源側を駆動系，オペレータ位置などの評価点を含む伝達経路を受動系として扱う．振動伝達経路解析をおこなうには，駆動系から受動系への入力と入力点から評価点までの伝達関数が必要となる．伝達関数は，インパクトハンマーや加振器を用いた加振試験によって計測することができる．一方，受動系への入力を直接計測することは，困難であることが多い．なぜならば入力点にフォースセンサーを取付ける必要があり実験時のスペースの制約を受けるからである．そこで，入力を間接的に同定する方法として，マウント剛性法や逆行列法が広く用いられている<sup>(58)(59)</sup>．しかしながら，これらの入力同定手法はいずれも実験的な手法であるため，評価点の振動に対する入力側のパラメータスタディをおこなうことができない．

近年のCAEの発展により，機構解析を用いてエンジンの動的挙動を解析することが可能となってきた<sup>(66)(67)(68)</sup>．これにより，エンジンから機械への振動伝達力に関しても数値解析で求めることができる．

本章では，エンジンの機構解析で求めた振動伝達力と実験により得られた伝達関数を用いたハイブリッド振動伝達経路解析手法について述べる．普通型コンバインのオペレータ位置の振動に対し，従来法であるマウント剛性法と本研究で提案するハイブリッド手法を適用し，提案手法の有効性を示す．

### 5.2 振動伝達経路解析

#### 5.2.1 振動伝達経路解析の理論

伝達経路解析は，評価点の応答に対して寄与の大きな経路を特定する手法であり，騒音問題だけでなく振動問題においてもよく用いられる．評価点 $j$ における応答振動 $a_j(\omega)$ は，各経路の寄与振動の総和で表され，経路 $i$ への加振入力を $f_i(\omega)$ とすると次式で表すことができる．



$$a_j(\omega) = \sum_i H_{ij}(\omega) \cdot f_i(\omega) = \sum_i a_i(\omega) \quad (5.1)$$

ここで、 $\omega$ は角速度、 $H_{ij}(\omega)$ は経路  $i$  の入力点から評価点  $j$  までの伝達関数、 $a_i(\omega)$ は経路  $i$  の寄与振動である。

評価点に対する各伝達経路の寄与は、応答振動  $a_j(\omega)$  に対する寄与振動  $a_i(\omega)$  の射影成分で定義することができ、次式で表すことができる。

$$C_i(\omega) = \text{Real} \left( \frac{a_i(\omega) \cdot a_j^*(\omega)}{|a_j(\omega)|} \right) \quad (5.2)$$

ここで、 $C_i(\omega)$ は評価点に対する経路  $i$  の寄与、 $a_j^*(\omega)$ は  $a_j(\omega)$  の共役複素数である。

### 5.2.2 従来の入力同定手法

これまでマウント剛性法や逆行列法が入力同定手法として広く用いられてきた<sup>(58)(59)</sup>。本節では、これらの手法について述べる。

マウント剛性法は、入力点での駆動系側と受動系側の変位の差と入力点での動剛性を用いて入力を同定する方法である。マウント剛性法における入力は、次式で表すことができる。

$$f_i(\omega) = k_i(\omega) \{x_{i1}(\omega) - x_{i2}(\omega)\} = k_i(\omega) \frac{\{a_{i1}(\omega) - a_{i2}(\omega)\}}{\omega^2} \quad (5.3)$$

ここで、 $k_i(\omega)$ は入力点での動剛性、 $x_{i1}(\omega)$ は経路  $i$  における入力点での駆動系側の変位、 $x_{i2}(\omega)$ は経路  $i$  における入力点での受動系側の変位、 $a_{i1}(\omega)$ は経路  $i$  における入力点での駆動系側の加速度、 $a_{i2}(\omega)$ は経路  $i$  における入力点での受動系側の加速度である。

逆行列法では、始めに受動系側に観測点を配置し、評価点および観測点の実稼働時の振動加速度を計測する。次にインパクトハンマーなどの加振試験により、入力点と評価点および観測点間の伝達関数を計測する。これらの計測データに関して式(5.1)を用いて、マトリクス表示すると、次式で表すことができる。

$$\begin{Bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1i} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{j1} & \cdots & H_{ji} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_i \end{Bmatrix} \quad (5.4)$$

ここで、 $\{a_j\}$ は評価点および観測点での実稼働時の加速度ベクトル、 $[H_{ji}]$ は入力点から評価点および観測点の伝達関数マトリクス、 $\{f_i\}$ は、入力ベクトルである。

式(5.4)を整理すると、

$$\{a\} = [H]\{f\} \quad (5.5)$$

伝達関数マトリクス $[H]$ の疑似逆行列 $[H]^+$ を用いることにより、入力ベクトルは、

$$\{f\} = [H]^+\{a\} \quad (5.6)$$

となる。

マウント剛性法は、駆動系と受動系の結合の変位の差が大きい場合、すなわち結合剛性が柔らかい場合に用いられる。一方、逆行列法では、駆動系と受動系の結合の変位の差が小さい場合、結合剛性が固い場合に用いられる。本研究では、提案手法と比較するための入力同定方法としてマウント剛性法を用いた。

### 5.3 実験対象物と振動伝達経路

#### 5.3.1 実験対象物

図 5.1 に本研究で用いた普通型コンバイン（ヤンマー社製 GS400）の外観を示す。振動の評価点は、オペレータの快適性に関わるシート取付け部、フロア部、ステアリング部とした。振動の評価条件は、脱穀部や刈取り部を停止したアイドル時の振動とした。エンジンルームはオペレータの座席の下に位置し、エンジンルーム内には 3 気筒立形水冷ディーゼルエンジンが搭載されている。エンジンは、4 点でメインフレームにエンジンマウント（防振ゴム）を介して取付けられている。

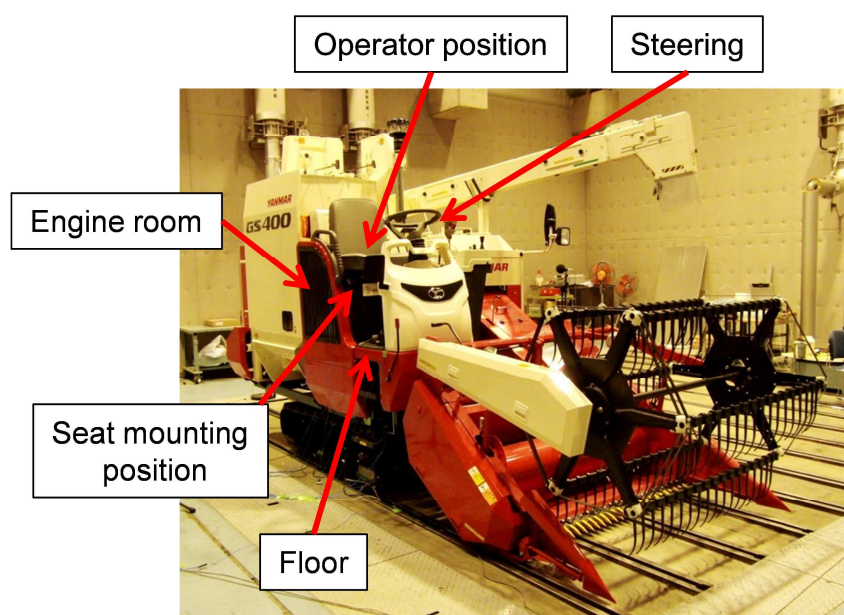


図 5.1 実験対象物（普通型コンバイン）

### 5.3.2 振動伝達経路

本研究では，振動源であるエンジンを駆動系とし，各評価点を含む車体フレームを受動系と考え振動伝達経路解析をおこなった．図 5.2 にエンジンの搭載レイアウトを示す．エンジンと車体フレームは，四つのエンジンマウントで支持されている．各エンジンマウントに対し，X，Y，Z 方向の計 12 の経路を振動伝達経路として想定した．X 方向をクランク軸方向，Z 方向をエンジンマウントの圧縮方向とし，Y 方向を X 方向と Z 方向に直交する方向とした．四つのエンジンマウントは，すべて同じ種類のものが用いられている．せん断方向（X 方向および Y 方向）の剛性は，圧縮方向（Z 方向）の剛性の 1/4 である．各エンジンマウントの名称は，以下とした．

- ・マウント 1：ファン－吸気側
- ・マウント 2：フライホイール－吸気側
- ・マウント 3：ファン－排気側
- ・マウント 4：フライホイール－排気側

エンジンマウント以外に車体とエンジンが結合されている部品は，吸気ホースと冷却水ホースである．これらの部品はエンジンマウントに比べ十分に剛性が低い．よって，これらの振動伝達経路は考慮していない．また，エンジンからの振動のみを対象とするため，エンジンと油圧伝達装置をつなぐ V ベルトは取り外して実験をおこなった．

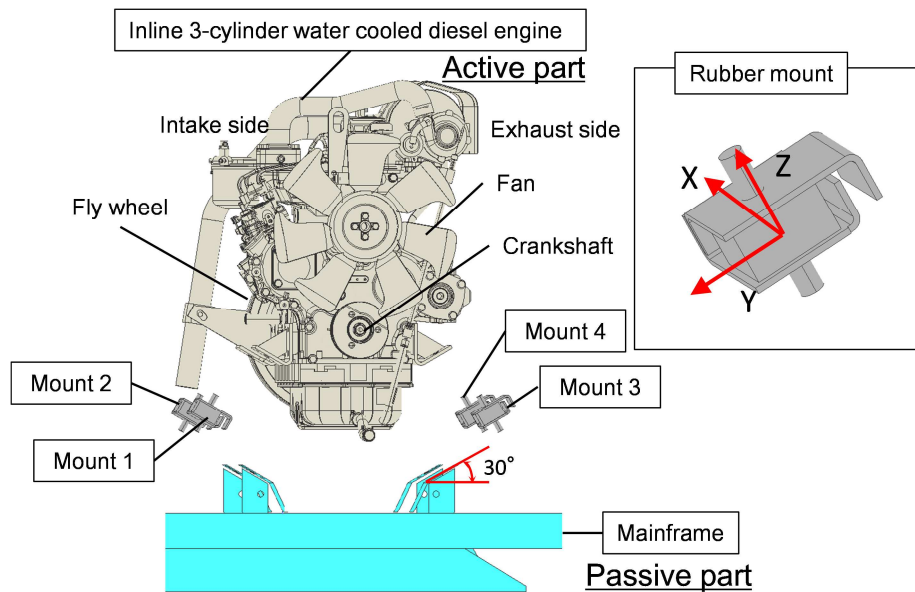


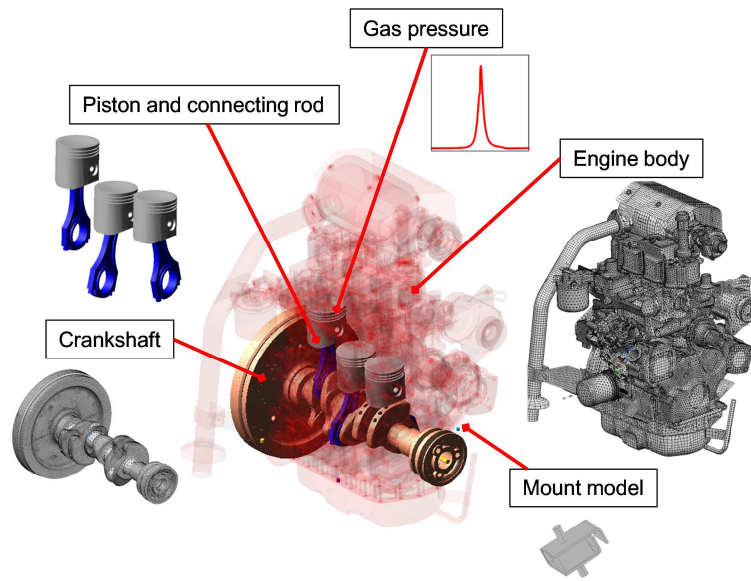
図 5.2 エンジンの搭載レイアウトと伝達経路

## 5.4 エンジン機構解析モデル

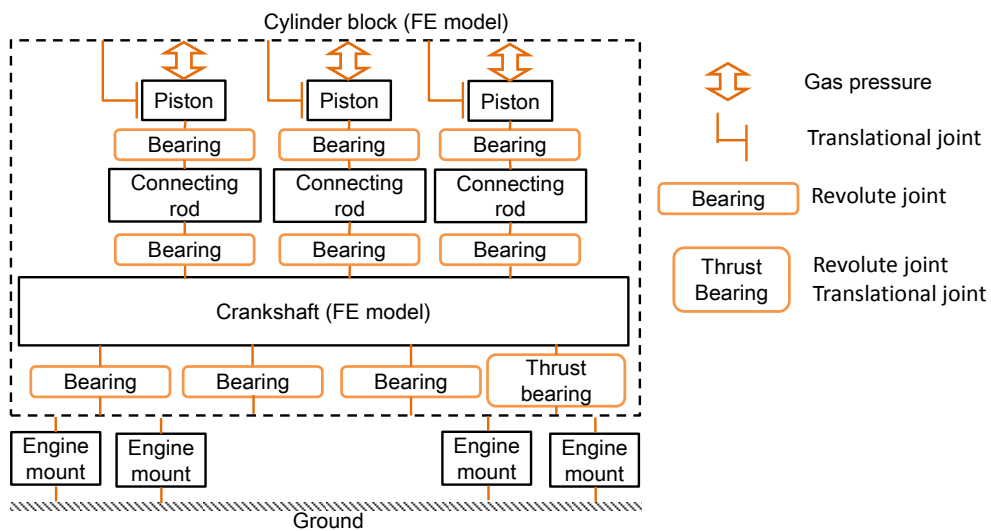
### 5.4.1 機構解析モデルの概要

本節では、エンジンからコンバインのメインフレームへの振動伝達力を計算する機構解析モデルに関して述べる。図 5.3a に機構解析モデルの概要を示す。エンジンの各要素や要素間を結合するジョイントは、以下のように定義した。それぞれの要素を 3D 上に配置し、図 5.3b のように各要素間をジョイントで結合している。

- ・クランク軸，エンジン本体：Crag Bampton 法<sup>(77)</sup>により自由度を減らした弾性体モデル
- ・ピストン，コンロッド：3D モデルから得られた質量特性，重心位置
- ・筒内圧：実験データ
- ・メインベアリング，クランクピンベアリング：回転ジョイント
- ・スラストベアリング：クランク軸方向のみ拘束
- ・ピストン-シリンダブロック：並進ジョイント
- ・エンジンマウント：周波数依存特性と振幅依存特性を考慮したモデル
- ・メインフレーム：無（グラウンドパート）



(a)



(b)

図 5.3 機構解析モデル

(a) モデルの概要, (b)要素とジョイントの定義

#### 5.4.2 エンジンの起振力<sup>(78)</sup>

エンジンの起振力は、ピストンとコンロッドの慣性力に起因するものとシリンダ内の圧力変動に起因するものの二つに分類される。

図 5.4 にピストン・クランク機構の概略図を示す。ピストンとコンロッド小端部の往復動部による慣性力  $F_{inertia}$  は、6 次以降の項を消去すると次式で表現することができる。

$$F_{inertia} = M_{rec} \cdot r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{1}{\lambda} \cos 2\omega t - \frac{1}{4\lambda^3} \cos 4\omega t \right) \quad (5.7)$$

ここで、 $M_{rec}$  は往復動部の質量、 $r$  はクランクアームの長さ、 $\lambda$  は連桿比である。

回転部による慣性力は、次式で表すことができるが、通常クランク軸のバランスウエイトにより打ち消される。

$$F_{rotz} = M_{rot} \cdot r\omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (5.8)$$

$$F_{roty} = M_{rot} \cdot r\omega^2 \cdot \sin \omega t \quad (5.9)$$

ここで、 $F_{rotz}$ 、 $F_{roty}$  は回転部の慣性力を表わし、 $F_{rotz}$  は、ピストンの運動方向成分、 $F_{roty}$  は、ピストンの運動方向とクランク軸方向に直交する方向成分である。

本研究で用いた直列3気筒エンジンのクランク軸のレイアウトを図5.5に示す。直列3気筒エンジンの各気筒のクランクアームは、軸方向に対し等間隔に、回転軸方向から見ると120°の位相で配置されている。式(5.7)に示す往復動慣性力は、各気筒間の位相を考慮して和をとると次式で表現することができる。

$$F_{inertia} = M_{rec} \cdot r\omega^2 \left[ \left\{ \cos \omega t + \cos \left( \omega t + \frac{2\pi}{3} \right) + \cos \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} + \frac{1}{\lambda} \left\{ \cos 2\omega t + \cos 2 \left( \omega t + \frac{2\pi}{3} \right) + \cos 2 \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} + \frac{1}{4\lambda^3} \left\{ \cos 4\omega t + \cos 4 \left( \omega t + \frac{2\pi}{3} \right) + \cos 4 \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} \right] = 0 \quad (5.10)$$

となる。

しかしながら、クランク軸上に慣性偶力が発生する。慣性偶力 $M_i$ は、次式で表現することができる。

$$M_i = M_{rec} \cdot r\omega^2 d \left[ \left\{ \cos \omega t - \cos \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} + \frac{1}{\lambda} \left\{ \cos 2\omega t - \cos 2 \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} + \frac{1}{4\lambda^3} \left\{ \cos 4\omega t - \cos 4 \left( \omega t + \frac{4\pi}{3} \right) \right\} \right] \quad (5.11)$$

ここで、 $d$  はシリンダーピッチである。

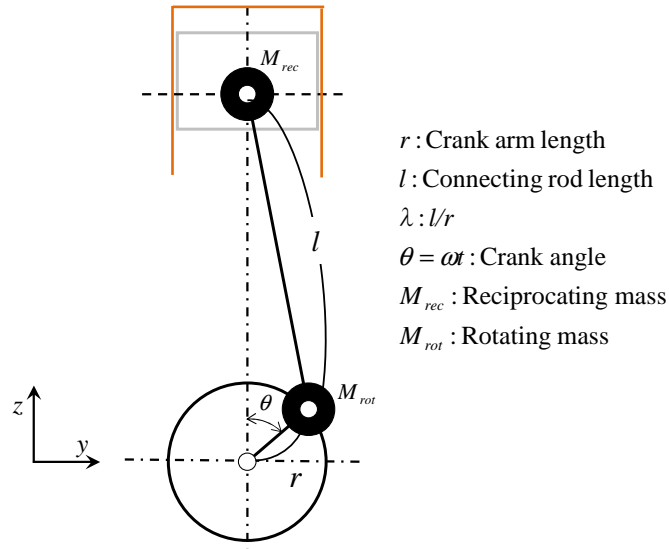


図 5.4 ピストンクランク機構（慣性力）

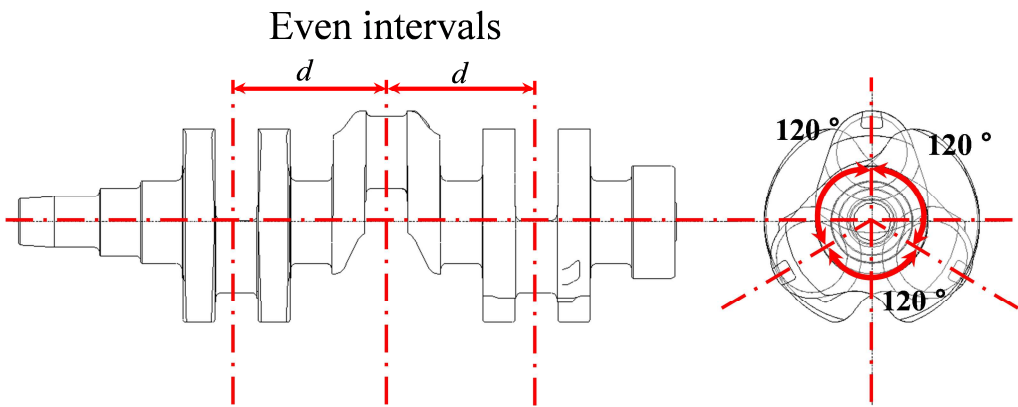


図 5.5 クランクシャフトの各気筒の位相

さらに、エンジンの起振力として、シリンダ内の圧力変動に起因する力(ローリングモーメント)が挙げられる。図 5.6 は、ピストンに圧力が作用した時の力の作用を表わしている。ピストンに作用する力  $F_{piston}$  は、次式で表すことができる。

$$F_{piston} = F_{gas} + F_{inertia} \tag{5.12}$$

ここで、 $F_{gas}$  はシリンダ内のガス圧力による力、 $F_{inertia}$  は往復動部の慣性力であ

る。

図 5.6 に示すようにピストンに作用する力  $F_{piston}$  は、水平方向  $R$  とコンロッドの方向  $Q$  の力に分解することができる。さらにコンロッドの方向に分解された力  $Q$  は、クランク軸中心への方向の力  $G$  と接線方向への力  $H$  に分解することができる。したがって、トルク変動  $T$  は、次式で表現することができる。

$$T = F_{piston} \cdot r \sin \omega t \left\{ 1 + \frac{\cos \omega t}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \omega t}} \right\} \quad (5.13)$$

3 気筒エンジンの場合、各気筒の位相を考慮して、

$$T = T(\omega t) + T\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right) + T\left(\omega t + \frac{8\pi}{3}\right) \quad (5.14)$$

となる。

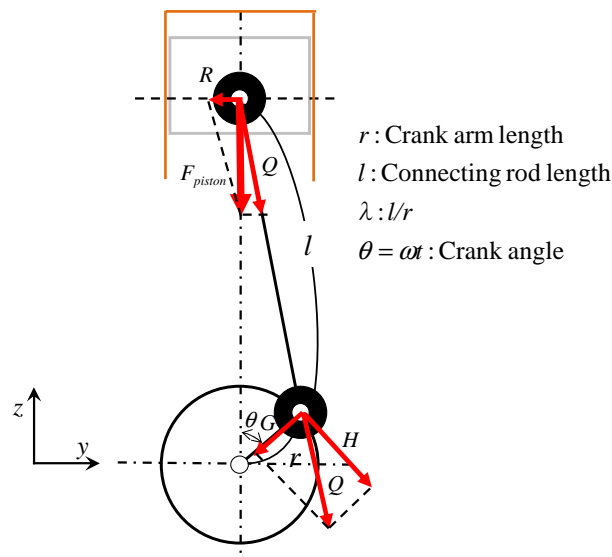


図 5.6 ピストンクランク機構 (トルク変動)

### 5.4.3 エンジンマウントモデル

産業用エンジンでは、エンジンマウントとして防振ゴムがよく使用される。5.3.2 節で述べたように本研究で用いた普通型コンバインも防振ゴムによりエンジンが支持されている。ゴム材料は、粘弾性体であるため周波数依存特性や振幅依存特性などの動的特性を持つ。



粘弾性体のモデルとして Maxwell モデル<sup>(79)(80)</sup>がよく用いられる。Maxwell モデルは、図 5.7 に示すようにバネ要素とダッシュポット要素を直列に結合したモデルである。このモデルにおいて、ダッシュポット要素に作用する力は両端の速度と減衰係数の積となり、速度依存の剛性を表現することができる。すなわち、定常振動において、周波数を考慮した特性を表現することができる。

角振動数  $\omega$  の定常振動を考え、図 5.7 のように Maxwell モデルに力  $F$  が作用した時を考える。モデルの両端の変位を  $x$  とすると、動剛性  $K_{dy}(\omega)$  は、

$$K_{dy}(\omega) = \frac{F}{x} = \frac{F}{x_1 + x_2} \quad (5.15)$$

となる。ただし、 $x_1$  はバネ両端の変位、 $x_2$  はダッシュポットの両端の変位である。

また、バネ要素とダッシュポット要素にかかる力は、各要素が直列に結合されているので、次式で表すことができる。

$$F = K_1 x_1 \quad (5.16)$$

$$F = C_1 \dot{x}_2 \quad (5.17)$$

ここで、 $x = X e^{j\omega t}$ 、 $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$ 、 $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$  とおくと、式(5.15)は、式(5.16)および式(5.17)より、

$$K_{dy}(\omega) = \frac{F}{(X_1 + X_2) e^{j\omega t}} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{j\omega C_1}} \quad (5.18)$$

となる。

したがって、動剛性  $K_{dy}(\omega)$  は、次式で表すことができる。

$$K_{dy}(\omega) = \frac{j\omega K_1 C_1}{K_1 + j\omega C_1} \quad (5.19)$$

実部と虚部に分けて整理すると式(5.19)は、

$$K_{dy}(\omega) = \frac{\omega^2 C_1^2 K_1}{K_1^2 + \omega^2 C_1^2} + j \frac{\omega C_1 K_1^2}{K_1^2 + \omega^2 C_1^2} \quad (5.20)$$

となる。

この要素を複数個並列に組み合わせ、さらに、バネ要素を並列に加え一般化すると、動剛性は、

$$K_{dy}(\omega) = K_0 + \sum_{k=1}^n \left( \frac{\omega^2 C_k^2 K_k}{K_k^2 + \omega^2 C_k^2} + j \frac{\omega C_k K_k^2}{K_k^2 + \omega^2 C_k^2} \right) \quad (5.21)$$

となる。ここで、 $n$  は並列配置した Maxwell モデルの数、 $K_0$ 、 $K_k$ 、 $C_k$  は一般化 Maxwell モデル内のバネ要素のバネ定数とダッシュポット要素の減衰係数である。

本研究では、さらにエンジンマウントの振幅依存特性をモデル化するために、一般化 Maxwell モデルに非線形バネを追加し、拡張モデルを構築した。拡張モデルの模式図を図 5.8 に示す。振幅依存特性を考慮した拡張モデルの動剛性  $K_{dy}(\omega)$  は、次式により表すことができる。

$$K_{dy}(\omega) = K_{Nl} + K_0 + \sum_{k=1}^n \left( \frac{\omega^2 C_k^2 K_k}{K_k^2 + \omega^2 C_k^2} + i \frac{\omega C_k K_k^2}{K_k^2 + \omega^2 C_k^2} \right) \quad (5.22)$$

ここで、 $K_{Nl}$  は変位によって値が変化する非線形バネのバネ定数である。

この拡張した一般化 Maxwell モデルをエンジンマウントのモデルとして、機構解析モデル内で使用した。各要素のバネ定数や減衰係数は、エンジンマウントの単体試験結果を元に算出した。また、並列配置した Maxwell モデルの数は 3 とした。図 5.9 に単体試験により得られたエンジンマウントの動剛性と機構解析でモデル化をおこなった結果を示す。このようにエンジンマウントの周波数依存特性と振幅依存特性を考慮したモデルを用いた。



図 5.7 Maxwell モデル

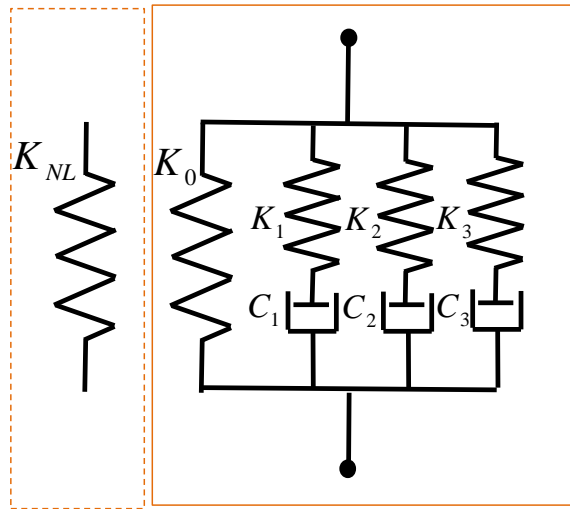


図 5.8 エンジンマウントのモデル化

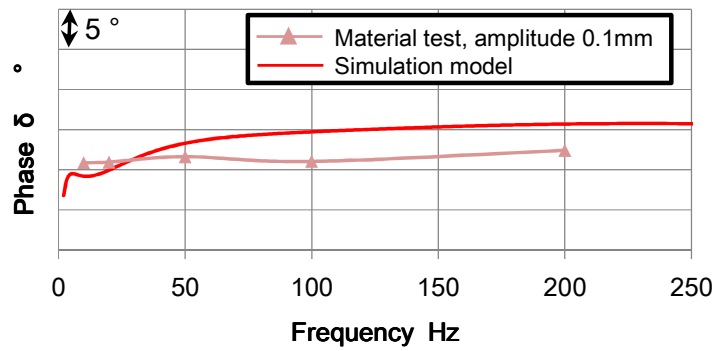
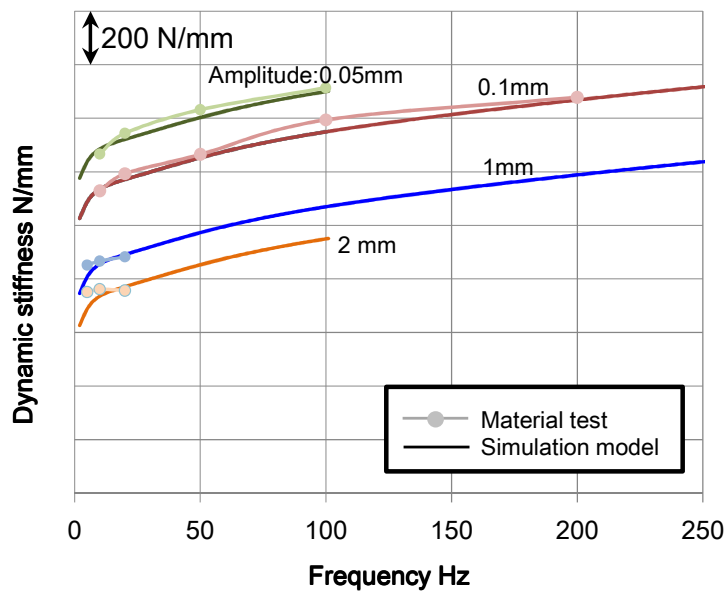


図 5.9 エンジンマウントの動剛性 (圧縮方向)

## 5.5 振動伝達力と伝達関数の計測

### 5.5.1 振動伝達力の計測

機構解析で求めた振動伝達力と比較するために，エンジン運転時の振動伝達力をマウント剛性法により同定した．図 5.9 に示すようにエンジンマウント部のエンジン側とメインフレーム側の両側の加速度を計測した．計測した加速度信号を高速フーリエ変換(FFT)により時間領域から周波数領域に変換した．周波数分析の際の周波数分解能は 1 Hz，平均化の回数は 30 回とした．平均化の過程での各信号の位相の基準は，マウント 1 の Z 方向とした．式(5.3)に示したように計測された加速度を周波数領域で 2 回積分し，エンジンマウントの動剛性を乗じることでより振動伝達力を同定した．動剛性は，前節で示したようにエンジンマウントの単体試験により得られた値を用いた．

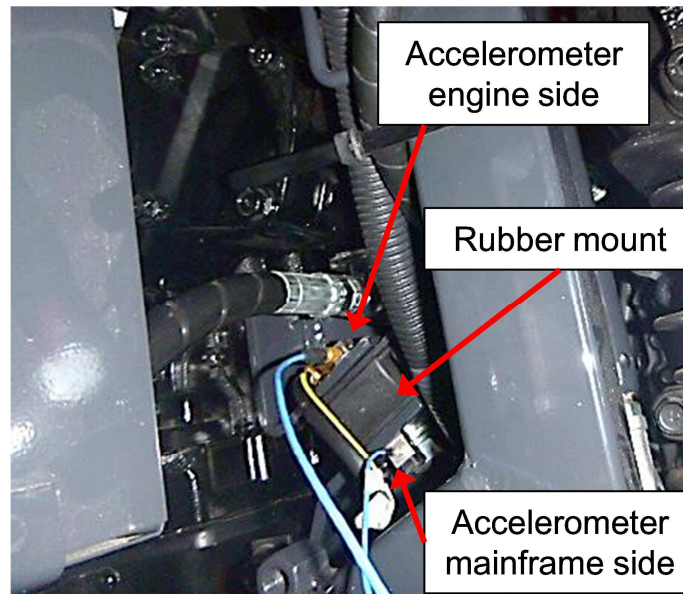


図 5.9 振動伝達力の計測（マウント剛性法）

### 5.5.2 伝達関数の計測

図 5.10 に示すように伝達関数の計測には，インパクトハンマーと加速度計を用いた．今回はエンジンマウント部を直接加振することができないので相反定理を用いて計測した．入力点から評価点までの伝達関数 $H_{ij}(\omega)$ は，相反定理を用いて次式で表すことができる．

$$H_{ij}(\omega) = \frac{a_j(\omega)}{f_i(\omega)} = \frac{a_i(\omega)}{f_j(\omega)} = H_{ji}(\omega) \quad (5.23)$$

ここで、 $a_j(\omega)$ は、 $i$ 点を力 $f_i(\omega)$ で加振した時の $j$ 点での応答加速度、 $a_i(\omega)$ は、 $j$ 点を力 $f_j(\omega)$ で加振した時の $i$ 点での応答加速度である。

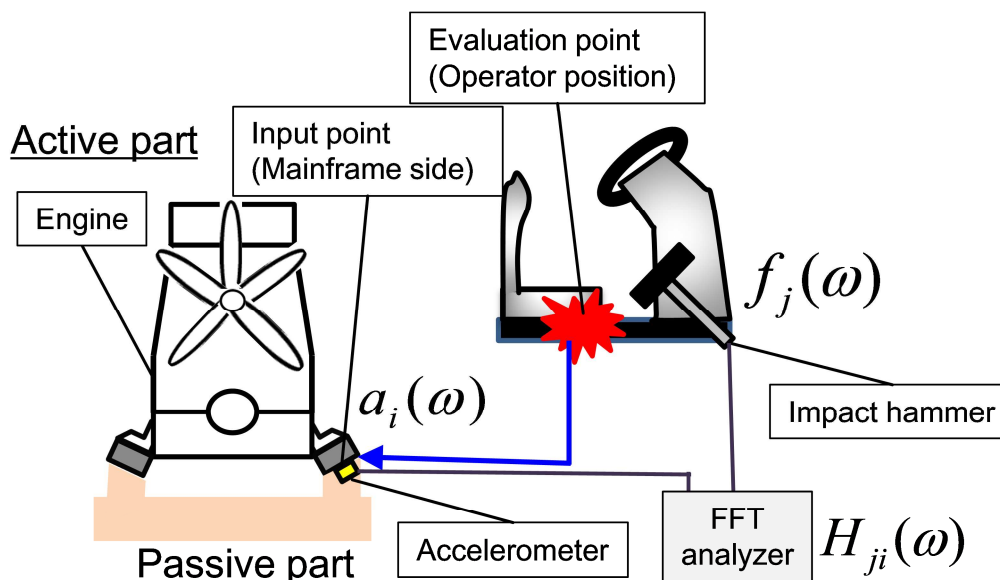


図 5.10 相反定理を用いた伝達関数の計測

## 5.6 コンバインの振動伝達経路解析

### 5.6.1 振動伝達力の予測

本節では、機構解析で求めた振動伝達力の精度に関して述べる。図 5.11 は、機構解析より求めた振動伝達力の結果と実験で同定した結果(マウント NO.3)を比較したものである。機構解析で得られた結果は時間領域の結果であるので、FFTにより周波数領域に変換をおこなった。エンジン回転数は、アイドリング時の回転数である 1500 rpm である。振動伝達力のピークは、エンジンの回転数のハーフ次数毎に現れている。特に 1 次成分である 25 Hz, 1.5 次成分である 37 Hz のピークが大きいことがわかる。この傾向は、解析結果と実験結果いずれにおいても同様である。ピーク値を比較すると、解析結果と実験結果は、よく一致している。

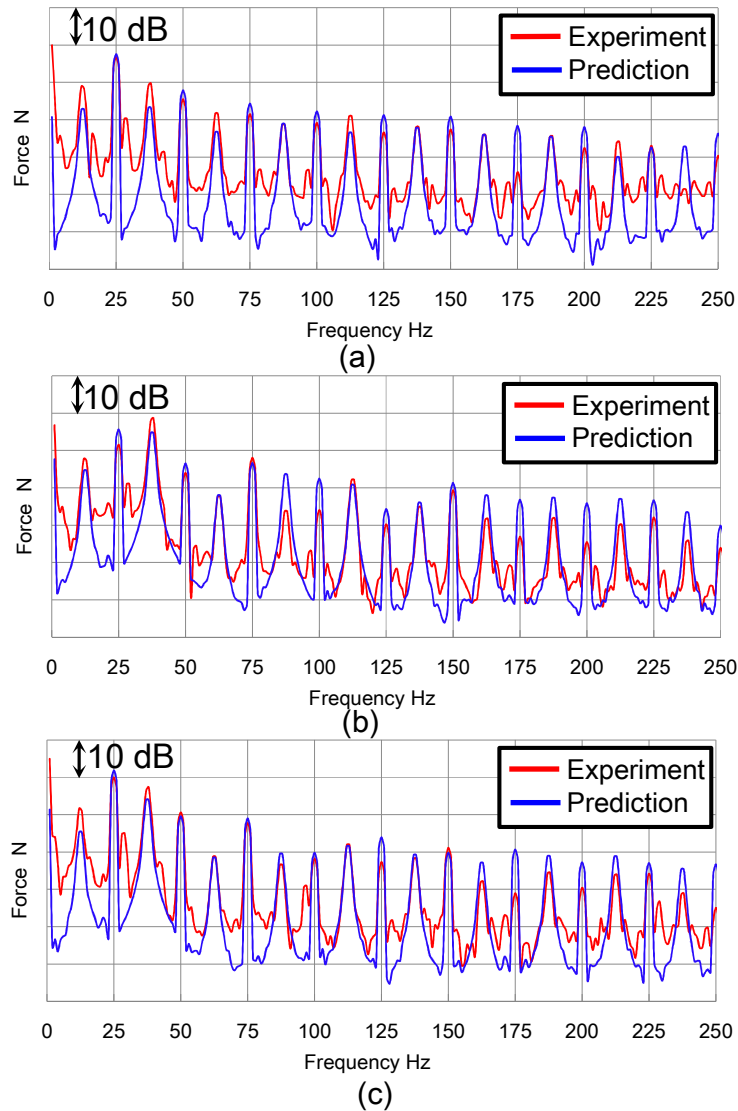


図 5.11 振動伝達力の予測結果(マウント NO.3)  
 (a)X 方向, (b)Y 方向, (c)Z 方向,

### 5.6.2 伝達関数の計測結果

伝達関数の計測には相反定理を用いた。まず、相反定理が成り立つことを確認した。エンジンマウント位置を直接加振することができなかったため、マウント近傍のフレームを加振し相反定理を確認した。図 5.12 にエンジンマウント近傍位置からフロア位置までの伝達関数の計測結果を示す。図中の実線は、入力点をエンジンマウント近傍、応答点をフロア位置とした場合の伝達関数である。また、図中の破線は、入力点をフロア位置、応答点をエンジンマウント近傍とした場合の伝達関数を示している。両者の伝達関数を比較すると、150 Hz 以下では 振幅、位相ともによく一致しており、相反定理が成り立つことを示している。図 5.13 に

相反定理を用いて計測した伝達関数の一例を示す．図 5.13a, 図 5.13b は，それぞれ振幅，位相を表しており，図 5.13c はコヒーレンスを示している．コヒーレンスは 10 Hz 以下と反共振点以外では概ね 1.0 に近い値をとり，入力と出力の相関がよいことを示している．コヒーレンスが悪化した原因は，反共振点では応答信号が小さいこと，10 Hz 以下では加振力が不十分であったことなどが挙げられる．

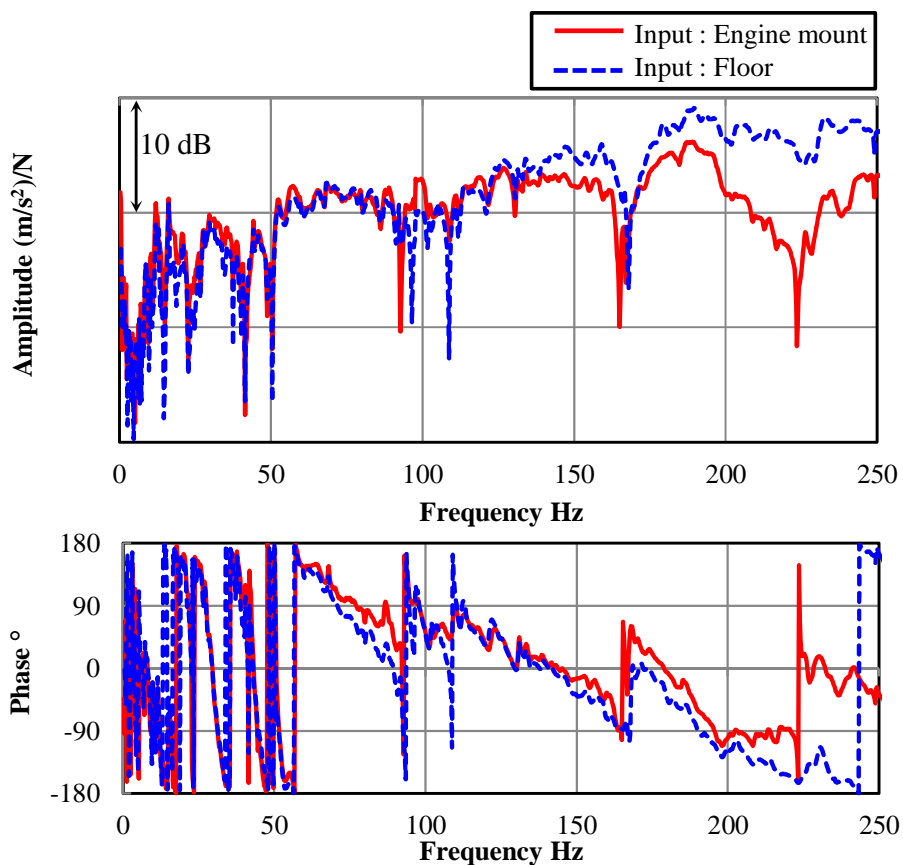


図 5.12 相反定理の確認結果

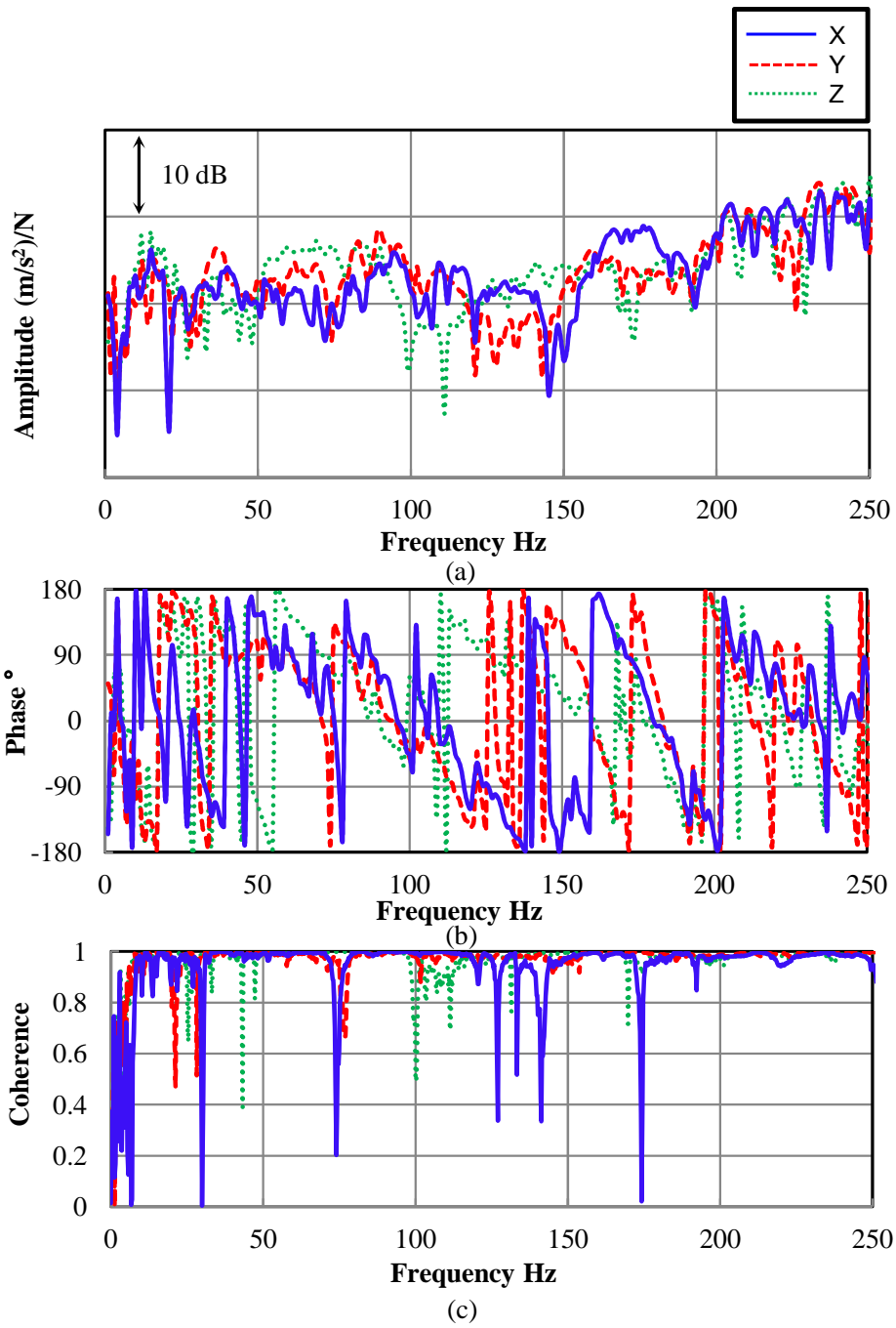


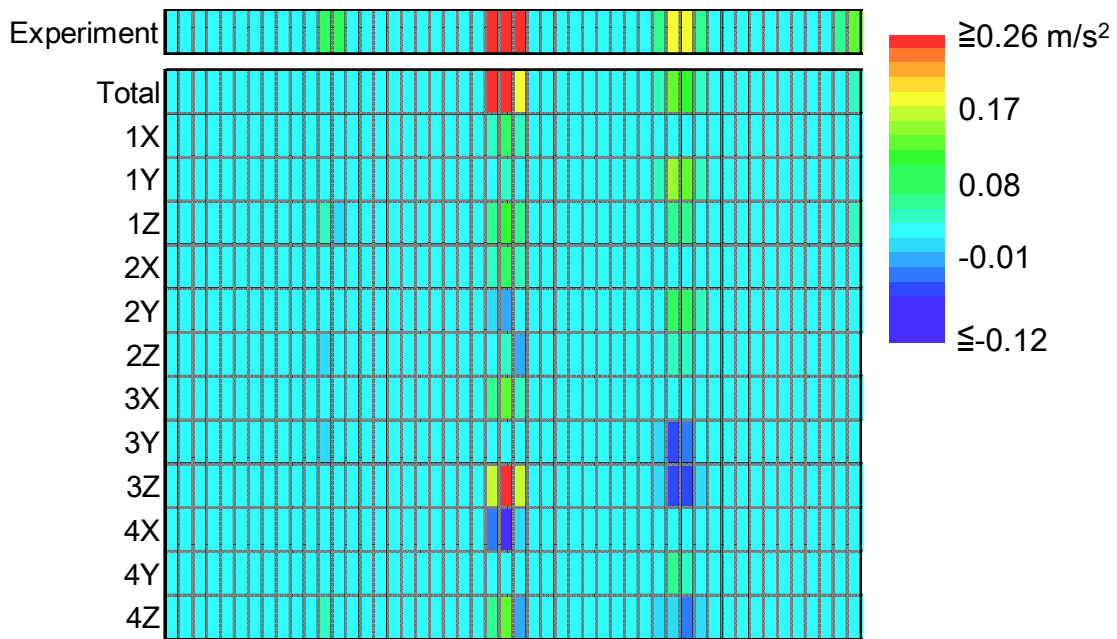
図 5.13 伝達関数の計測結果  
(a)振幅, (b)位相, (c)コヒーレンス



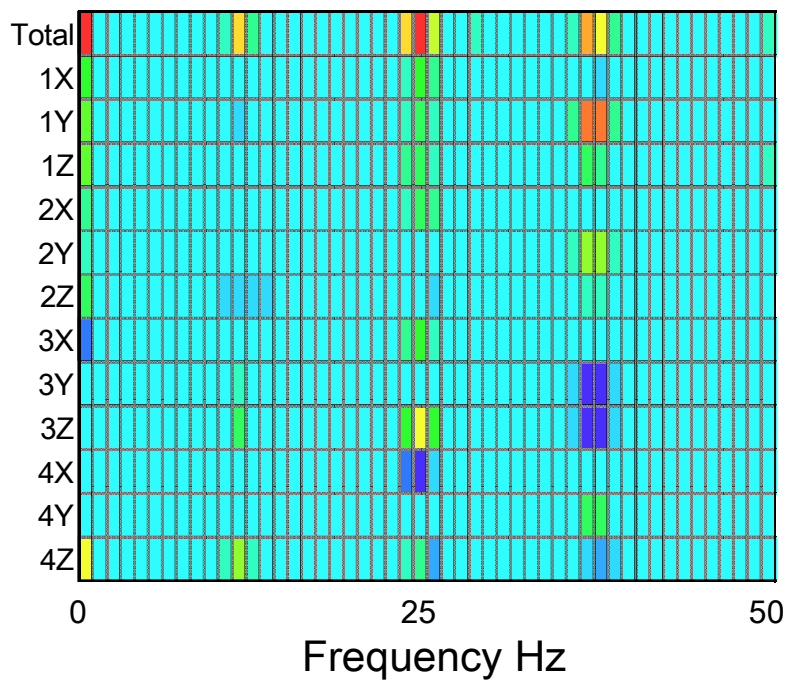
### 5.6.3 オペレータ位置での振動伝達経路解析

本節では，オペレータ位置の振動伝達経路解析の結果について述べる．図 5.14 は，フロア位置の振動に対する各経路の寄与を示したものである．図 5.14a は，機構解析で求められた入力に基づいて得られた寄与であり，図 5.14b は，マウント剛性法で同定した入力に基づいて得られた寄与である．また，実稼働時の振動振幅を経路図の上部に示している．実稼働時の振動のメインの周波数は，エンジン回転数の 1 次成分である 25 Hz である．同様に伝達経路解析により合成された振動振幅も 25 Hz の成分が大きい．25 Hz の振動に着目すると，最も寄与の高い経路は，マウント 3 の Z 方向である．また，マウント 4 の X 方向は，負の寄与を示す．エンジン回転数の 1.5 次成分である 37 Hz の振動に関しては，マウント 1 の Y 方向が最も寄与が大きく，マウント 3 の Y，Z 方向は負の寄与を示す．これらの傾向は，マウント剛性法，提案手法いずれにおいても同様である．図 5.15 および図 5.16 は，それぞれ 25 Hz，37 Hz における各経路の寄与振動を複素平面上で表現したものである．各経路の位相の基準は，マウント 1 の Z 方向とした．図 5.15a，図 5.15b より，25 Hz における各経路の寄与振動は，それぞれの手法で振幅，位相共によく一致している．37 Hz においても同様に各経路の寄与振動は，それぞれの手法で振幅，位相共によく一致している．また，図 5.15c より 25 Hz における各経路を合成したベクトルと実稼働時の振動ベクトルは，振幅，位相共によく一致している．一方，37 Hz では各経路を合成したベクトルと実稼働時の振動ベクトルの位相は  $45^\circ$  の差がある．合成前の各経路のベクトルに着目すると，25 Hz では，寄与の大きなベクトルの多くが一方向に向いているが，37 Hz では，寄与の大きなベクトル同士が逆方向に向いているために打ち消しあっている．したがって，37 Hz では，合成したベクトルの位相は，入力同定の誤差や伝達関数の計測誤差の影響を受けやすいため位相の誤差が 25 Hz より大きくなったと考えられる．

機構解析で求めた入力による伝達経路解析と従来法であるマウント剛性法による伝達経路解析は，同様の傾向を示した．これらの結果は，機構解析で求めた入力による振動伝達経路解析が有効であることを示す．



(a)Simulation



(b)Mount stiffness method

図 5.14 伝達経路解析の結果(フロア位置)  
 (a)機構解析, (b)マウント剛性法

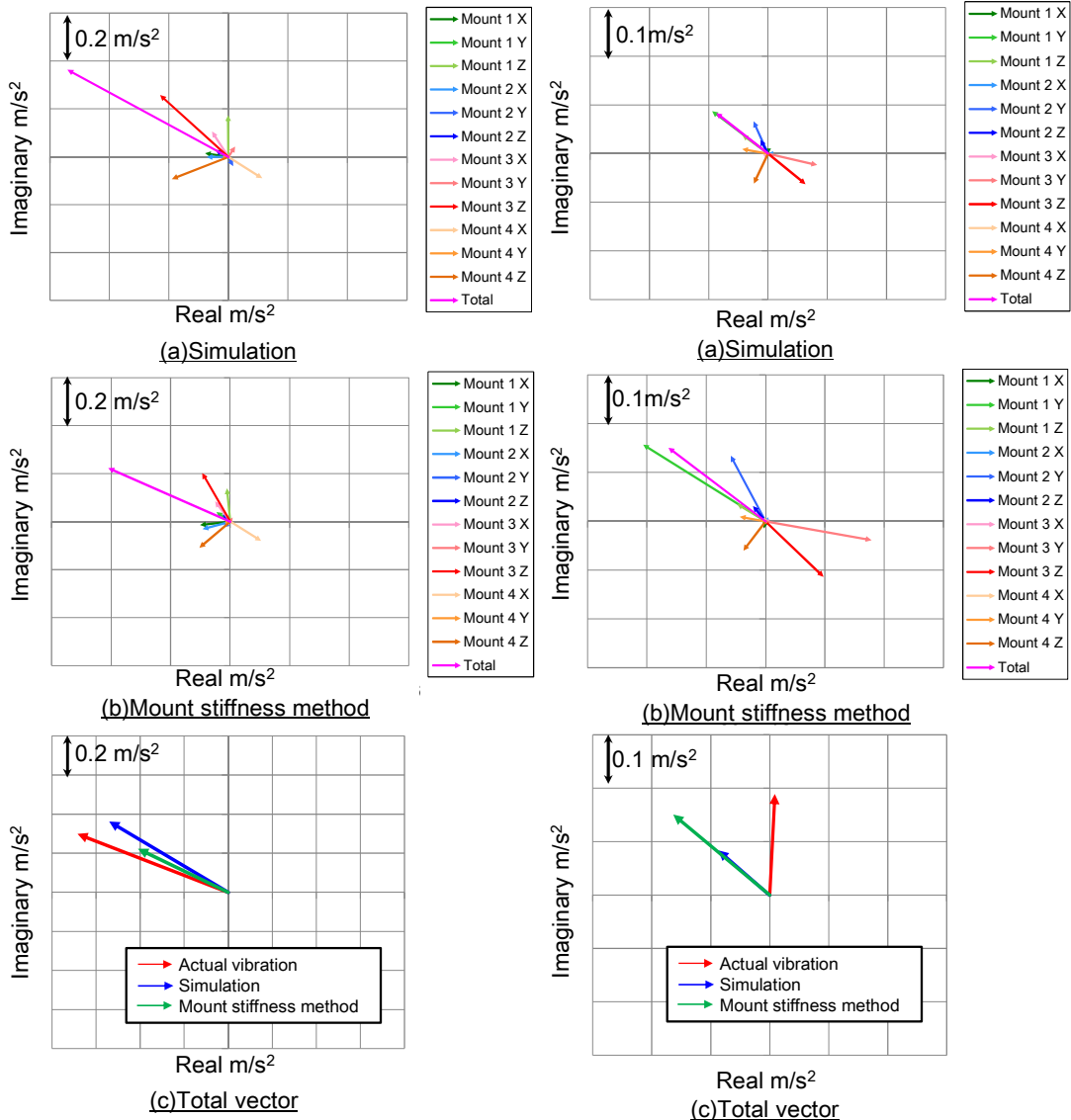


図 5.15 各経路の寄与(1次成分:25 Hz)  
 (a)機構解析, (b)マウント剛性法, (c)Total

図 5.16 各経路の寄与(1.5次成分:37 Hz)  
 (a)機構解析, (b)マウント剛性法, (c)Total

### 5.6.4 オペレータ位置での振動予測

機構解析により求めた振動伝達力と実測した伝達関数を用いてオペレータ位置での振動レベルの予測をおこなった. 図 5.16 に振動レベルの実測値と予測値を比較した結果を示す. ステアリング部の振動レベルには, 手腕系の感覚補正<sup>(81)</sup>を用いている. また, シート取付け部とフロア部の振動レベルには, 全身振動の感覚補正<sup>(82)</sup>を用いている. 実測値と予測値の差は, 概ね 3 dB 以内であり, よく一致している. これらの結果より, エンジンの機構解析と実測した伝達関数を用いて, オペレータ位置の振動レベルの予測が可能であるといえる.

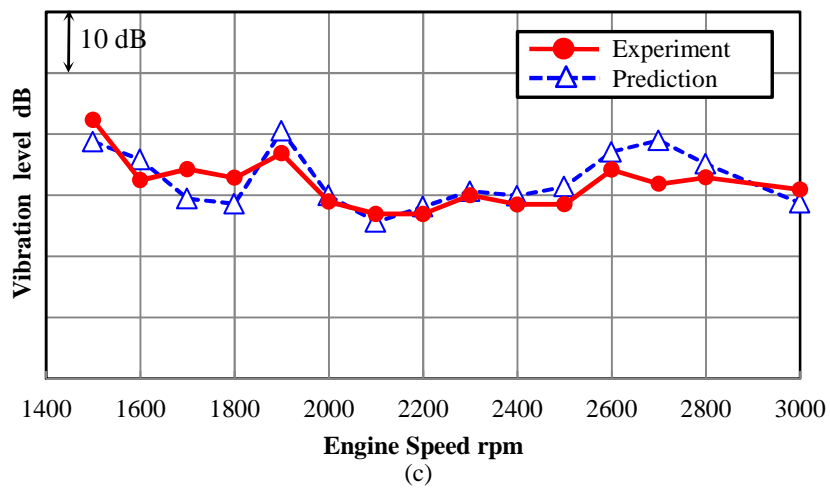
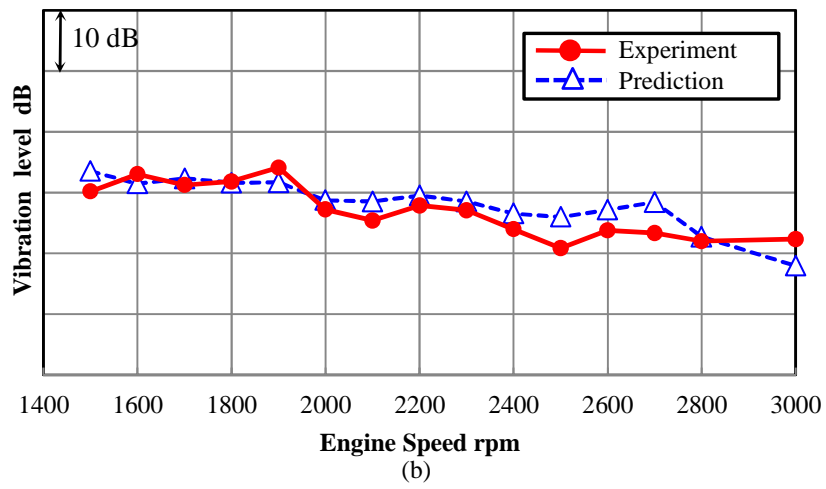
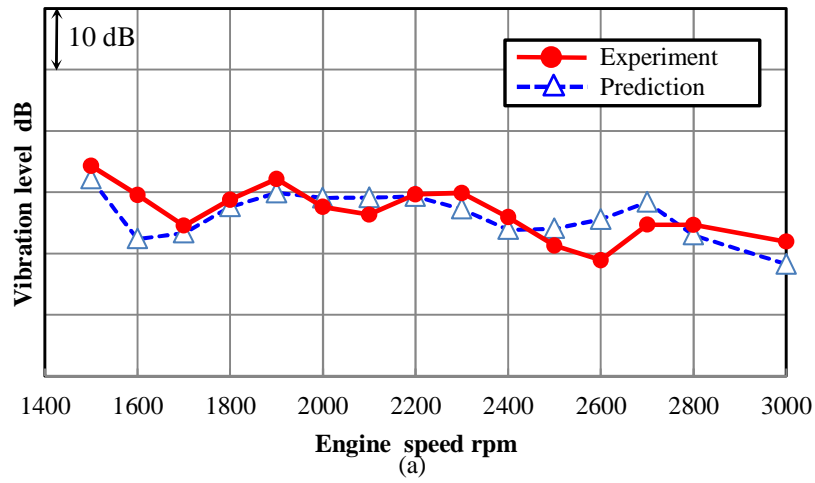


図 5.16 オペレータ位置の振動レベルの予測結果  
 (a)フロア部, (b)シート取付け部, (c)ステアリング部

## 5.7 結言

本章では，エンジンの機構解析によりエンジンから普通型コンバインのフレームに伝わる振動伝達力を求めた．さらに得られた振動伝達力と実験により得られた伝達関数を用いたハイブリッド振動伝達経路解析手法を提案し，提案手法の有効性を確認した．以下に結論を示す．

- (1)エンジンからコンバインのフレームに伝わる振動伝達力を機構解析モデルで予測し，マウント剛性法で同定された振動伝達力と比較した．その結果，エンジン回転数のハーフ次数毎に現れる振動成分を機構解析モデルで精度よく予測できた．
- (2)提案手法によって求められたオペレータ位置の振動に対する各経路の寄与は，従来法であるマウント剛性法と同様の傾向を示した．また，提案手法とマウント剛性法で各経路の振幅と位相がよく一致する結果を得た．
- (3)提案手法によりオペレータ位置の振動レベルの予測をおこなった結果，実測値と予測値の差は，概ね 3 dB 以内であった．オペレータ位置の振動レベルに対して入力側のパラメータスタディが可能であるといえる．

## 第 6 章 結論

本論文では、農業機械や建設機械などに搭載される産業用ディーゼルエンジンの音響入力および振動入力モデルを構築し、構築したモデルを車体開発に活用するための技術を確立した。その結果を各章ごとにまとめて記す。

2 章では、逆音響解析を用いてディーゼルエンジンの音響入力モデルを構築した。特異値分解を用いた逆解析において解の不安定性が問題となる。本研究では、同定解の誤差の拡大につながる小さな特異値を無視した近似疑似逆行列を用いることにより解の不安定性を抑制した。特異値を打ち切る許容値を L カーブ手法により選択し、同定解の発散と観測点の情報量の低下を抑制して、逆音響解析をおこなった。その結果、ディーゼルエンジンの表面振動を 1/3 オクターブバンドのオーバーオールレベルで 5 dB 以内の精度で同定することができることを確認した。また、エンジンの表面振動分布を音響入力モデルで表現することができ、エンジンの構成部品の中で表面振動の大きな部品を特定できることを示した。

3 章では、逆音響解析で構築したディーゼルエンジンの音響入力モデルと境界要素法を用いて、エンジンエンクロージャの周囲の騒音を予測した。エンクロージャの設計パラメータである吸音材の特性、開口部の位置を変更した場合の騒音の予測精度を確認し、エンクロージャ設計への音響入力モデルの有効性を示した。その結果、400 Hz 以上の周波数帯域では、エンクロージャ周囲の騒音を実測に対し 3 dB 以内で予測できることを確認した。吸音材の特性に関しては、吸音材のノーマル音響インピーダンスを境界条件として定義することにより、吸音材の特性を予測モデルで表現した。また、開口部の位置の影響を予測モデルで表現できることを明らかにした。これらの結果により、実際のエンジンエンクロージャのような反射や回折、吸音材のある音場での音響入力モデルの有効性を示した。

4 章では、逆音響解析で構築したディーゼルエンジンの音響入力モデルと実測した音響伝達関数を用いた騒音伝達経路解析手法を提案し、その有効性を確認した。有効性の検証のために実際の農業機械（普通型コンバイン）を用いた。逆音響解析により半自由音場で構築した音響入力と実機において計測されたエンジン表面から騒音の評価点（オペレータ耳位置、車体周囲）までの音響伝達関数を用いて、騒音伝達経路解析をおこなった。その結果、評価点における騒音に対し寄与の高いエンジン部品の放射面を特定した。また、騒音伝達経路解析の結果に基づきオペレータ耳位置における騒音の改善をおこない、提案手法の有効性を示した。

5章では、エンジンの機構解析により求めた振動伝達力と実験により得られた伝達関数を用いたハイブリッド振動伝達経路解析を提案した。提案手法を普通型コンバインのオペレータ位置の振動評価に適用し、従来法であるマウント剛性法と比較した。提案手法によって求められたオペレータ位置の振動に対する各経路の寄与は、従来法であるマウント剛性法と同様の傾向を示した。また、提案手法とマウント剛性法において、各経路の振幅と位相がよく一致する結果を得た。さらに、提案手法を用いて、オペレータ位置の振動レベルを予測した結果、実測値と予測値の差は概ね3 dB以内であった。オペレータ位置の振動レベルに対して入力側のパラメータの検討が可能であることを示した。

以上の研究成果より、エンジンの開発段階で構築したディーゼルエンジンの音響入力・振動入力モデルを車体の低騒音、低振動化の検討のために有効活用することが可能となった。これらの技術は、車体の低振動、低騒音化のための設計検討の効率化に貢献できる。一方、本研究で用いた手法の中には、実機を用いた実験から伝達関数を得て、使用するものがあり、商品の試作前に検討することができない。今後は、それら、実験を用いて求めていた部分を数値解析モデルから得ることによって、試作前に検討ができる手法の確立に邁進していきたい。

## 参考文献

- (1) 岡崎達, 田村好美, 日・米・欧の排出ガス対応技術, 建設施工企画, 日本建設機械施工協会, pp.28-32(2011)
- (2) T. Hasegawa, T. Kuno, K. Kita, A. Kai, Y. Takemura, O. Yoshii, T. Okazaki, H. Miyazaki, Technical Concepts on Non-Road Small Direct Injection Diesel Engines with Common Rail System, SAE Technical Paper 2012-32-0035(2012)
- (3) 太田弘, 長坂昇平, 加藤隆志, Tier4Final 規制対応  $\phi$ 125,  $\phi$ 140 エンジンの開発, コマツテクニカルレビュー, Vol 60, No.167(2014)
- (4) 田中泰, 長田耕治, ディーゼルエンジン用 1800bar コモンレールシステムの開発, デンソーテクニカルレビュー, Vol.11, No.1(2006)
- (5) 依田稔之, 燃料噴射制御によるディーゼルエンジンの燃焼音低減, デンソーテクニカルレビュー, Vol.15, No.1(2010)
- (6) M. Franke, S. Bhide, J. Liang, M. Neitz, T. Hamm, Development Trends for Commercial and Industrial Engines, SAE International Journal of Engines, Vol.7, No.4, pp.1629-1636(2014)
- (7) 総務省, 平成 25 年度公害苦情調査, 総務省公害等調整委員会事務局(2014)
- (8) 吉田潔, 低騒音型・低振動型建設機械の指定制度, 騒音制御, Vol.38, No.5(2014)
- (9) DIRECTIVE 2005/88/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 14 December 2005 amending Directive 2000/14/EC on the approximation of the laws of the Member States relating to the noise emission in the environment by equipment for use outdoors, Official Journal of the European Union, Vol.48 (2005)
- (10) 難波義久, 建設機械の規制・規格のグローバル化と安全性の向上, 建設施工企画, 日本建設機械施工協会, pp.14-23(2008)
- (11) 日本産業衛生学会, 許容濃度等の勧告(2014 年度), 産衛誌 56 巻, pp.177-184(2014)
- (12) 29 CFR 1910.95 OCCUPATIONAL NOISE EXPOSURE STANDARD, The Occupational Safety and Health Administration (OSHA)
- (13) DIRECTIVE 2003/10/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 6 February 2003 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (noise), Official Journal of the European Union, Vol.42 (2003)
- (14) 塚本茂善, 機械からみたオペレータへの配慮, 機械化農業, vol.3154, pp.10-14(2014)
- (15) 積栄, 志藤博克, 岡田俊輔, 富田宗樹, 塚本茂善, 農業機械のリスク低減に



- 向けた農業者意識の調査研究, 農業機械学会誌, vol.74(2), pp.156-159(2012)
- (16) Directive 2002/44/EC of the European parliament and of the council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), Official Journal of the European Union, Vol.45(2002)
- (17) A. Kising, H. Göhlich, Dynamic Characteristics of Large Tyres, Journal of Agricultural Engineering Research, Vol.43, pp.11-21(1989)
- (18) 金子貢, 齊藤俊, タイヤラグを考慮した農耕車両振動に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 71巻, 708号, pp.2447-2453(2005)
- (19) 堀尾光広, 後藤隆志, 市川友彦, 杉山隆夫, 牧野英二, 小林智夫, 下村武, 末次和博, 大家輝光, 角野守, 倉田知幸, 鶴栄次, 西村直紀, 小野 義彦, クローラトラクタ高速化技術の開発(第3報):クローラトラクタの履帯ラグ高さが振動・騒音及びけん引性能に及ぼす影響, 農業機械学会誌, Vol.61, pp.41-42(1999)
- (20) 太田博光, 瀬戸邦聰, 音響インテンシティ法によるジェットスクリーチの音源探査, 日本機械学会論文集(B編), 63巻, 605号, pp.216-223(1997)
- (21) 河原瑞将, 堀田英俊, 廣江正明, 加来治郎, 音響インテンシティ法による新幹線の騒音源の可視化, 騒音制御, Vol. 22(1), pp.17-19(1998)
- (22) 金学先, 笹尾彰, 酒井憲司, 農業機械騒音の可視化による低減化に関する研究, 農業機械学会誌, vol.66(3), pp.69-7(2004)
- (23) 半沢幸彦, 北原純, 西村伸一, ビームフォーミングアレイによる車外騒音に対する音源探査技術の適用, Honda R&D Technical Review, vol.16, No.1, pp.179-184(2014)
- (24) S. Ueha, M. Fujinami, K. Umezawa, J. Tsujiuchi, Imaging of Acoustic Radiation Sources with Acoustical Holography, Optics Communications, Vol.22(3), pp.299-300(1976)
- (25) 梅澤清彦, 北條春夫, 歯車の発生音の研究, 日本機械学会文集(C編), 47巻 413号, pp.57-66 (1981)
- (26) 竹田博, 音響ホログラフィに関する研究, 日本機械学会文集(C編), 51巻 468号, pp.1991-1999 (1985)
- (27) 中野光雄, 鈴木浩平, 長松昌男, 吉村卓也, 音響二重ホログラフィ法による音源探査に関する研究, 日本機械学会文集(C編), 59巻 563号, pp.141-145 (1993)
- (28) 田中丈晴, 村上孝行, 中川博, 李克強, 桂直之, 音響ホログラフィを用いた自動車加速走行時のタイヤ騒音の解析, 日本機械学会文集(C編), 69巻 680号, pp.123-129 (2003)

- (29) J.D. Maynard, E.G. Williams, Y. Lee, Nearfield acoustic holography : I. Theory of generalized holography and the development of NAH, The Journal of the Acoustical Society of America, vol.78, No.4, pp.1395-1413(1985)
- (30) W.A. Veronesi, J. D. Maynard, Nearfield acoustic holography (NAH) II. Holographic reconstruction algorithms and computer implementation, The Journal of the Acoustical Society of America, vol.81, No.5, pp.1307-1322(1987)
- (31) 佐藤利和, 山田英美, 石川正臣, 音響ホログラフィと積分方程式による音場の可視化(STSF), 騒音制御, Vol.15, No.4, pp.31-34(1991)
- (32) 高田博, Hallman Darren, Bolton Stuart J, 近距離音場ホログラフィー法に関する研究:室内の音源把握のための拡張, 日本機械学会文集(C編), 61 巻 584 号, pp.232-238(1995)
- (33) J. Hald, Patch Near field Acoustical Holography Using a New Statistically Optimal Method, Brüel&Kjær Technical Review2005, NO.1, pp.40-50(2005)
- (34) P.J.G. van der Linden, T. Keppens, J. Raff, J. Schnur, Determination of the Noise Contributions of Engine Surfaces, SAE Technical Paper, 2001-01-1482(2001)
- (35) W. Hendricx, Y. Choi, S. Ha, H. Lee, Experimental body panel contribution analysis for road induced interior noise of a passenger Car, SAE Technical Paper, 971913(1997)
- (36) 梅澤清彦, 北條春夫, 北野正, 近接音場計測による板の振動と遠距離音場の推定, 日本機械学会論文集(C編), 51 巻 479 号, pp2512-2520(1985)
- (37) 中村政弘, 中野光雄, 音響管を用いた騒音を放射する構造体の振動計測法, 日本機械学会論文集(C編), 66 巻 646 号, pp106-111(2000)
- (38) 西村伸一, 半沢幸彦, 北原純, 中川博, 中島弘史, 逆マトリクス法による車外騒音の音源同定手法の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, pp211-216(2004)
- (39) B.K. Gardner, R.J. Bernhard, A noise source identification technique using an inverse Helmholtz integral equation method, J. Vib., Acoust., Stress, and Reliab, vol.110(1), pp.84-90(1988)
- (40) W.A. Veronesi, J.D. Maynard, Digital Holographic Reconstruction of Sources with Arbitrarily Shaped Surfaces, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.85, No.2, pp.588-598(1989)
- (41) T. Iwatsubo, S. Kawamura, M. Kamada, Identification of Acoustic-Vibratory System by Acoustic Measurement, Shock and Vibration, Vol. 3, No.1, pp. 27-37 (1996)
- (42) 河村庄造, 雲丹亀正記, 岩壺卓三, 音圧測定による機械の振動状態の推定: 音響・振動系逆問題解析における不適切性低減手法の提案, 日本機械学会論文

集 (C 編) Vol. 66 (2000) No. 652

- (43) F. Martinus, D.W. Herrin, A. Seybert, Selecting measurement locations to minimize reconstruction error using the inverse boundary element method, *Journal of computational acoustics*, Vol.15, No.4, pp.531-555(2007)
- (44) 中野陽介, 吉村卓也, 逆音響解析を用いた音源同定の精度向上に関する研究, *日本機械学会論文集(C編)*, 77 巻 801 号, pp.270-279 (2013)
- (45) F. Martinus, D. Herrin, A. Seybert, Practical Considerations in Reconstructing the Surface Vibration Using Inverse Numerical Acoustics, *SAE Technical Paper* 2003-01-1456(2003)
- (46) A. Schuhmacher, J. Hald, K.B. Rasmussen, P.C. Hansen, Sound source reconstruction using inverse boundary element calculations, *Journal of Acoustical Society America*, Vol.113, No.1, pp114-127(2003)
- (47) J. Mørkholt, A. Schuhmacher, J. Hald, A. Omrani, Hotspot Identification Methods for the Derivation of Acoustic Equivalent Source Models, *SAE Technical Paper* 2003-01-1631(2003)
- (48) K. Ando, Y. Kanda, Y. Fujita, M. Hamdi, H. Defosse, J. Hald, J. Morkholt, Analysis of High Frequency Gear Whine Noise by Using an Inverse Boundary Element Method, *SAE Technical Paper* 2005-01-2304(2005)
- (49) H. Uehara, M. Saito, T. Koizumi, N. Tsujiuchi, Application of Inverse Boundary Element Method to Vibration Identification of Co-generation System, *SAE Technical Paper* 2007-32-0103(2007)
- (50) Z. Tao, Y. Ren, Application of Inverse Boundary Element Method for Far Field Sound Pressure Prediction of a Diesel Engine, *SAE Int. J. Commer. Veh.*, Vol.3, No.1, pp.216-220(2010)
- (51) D.W. Herrin, J. Liu, F. Martinus, D.J. Kato, S. Cheah, Prediction of Sound Pressure in the Far Field using the Inverse Boundary Element Method, *Noise Control Eng., J.*, vol.58, No.1, pp.75-82(2010)
- (52) J. Liu, J. Han, D.W. Herrin, Sound Field Reconstruction using Inverse Boundary Element Method, *Proceedings of the IMAC-XXVII*, pp.9-12(2009)
- (53) 富樫千晴, 一柳健, 油圧防振マウントに関する研究, *日本機械学会論文集(C編)*, 69 巻 685 号, pp.78-83(2003)
- (54) 比留間 政雄, 野中繁治, 加藤裕治, 直噴ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音低減技術, *Honda R&D technical review*, vol.16, No.2, pp.121-126(2004)
- (55) 野沢明, 自動車用エンジンマウントの技術紹介:防振ゴムの特徴・エンジン支持系の振動, *ばね論文集*, vol.52, pp.45-64(2007)
- (56) 酒井哲也, 岩原光男, 大型車のエンジンマウントの最適設計:第 4 報, 起振ト

- ルク入力による直列 6 気筒エンジン支持点の最適化, 日本機械学会論文集(C編), 65 巻 639 号, pp.185-192(1999)
- (57) Y. Suzuki, Y. Fujii, A. Watari, Reduction of Interior Car Noise By Using Vector Method, SAE Technical Paper785108(1978)
- (58) P. van der Linden, H. Floetke, Comparing inverse force identification and the mount stiffness force identification methods for noise contribution analysis, Proceedings ISMA2004, pp.2971-2985(2004)
- (59) P. Mas, P. Sas, K. Wyckaert, Indirect force identification based upon impedance matrix inversion:a study on statistical and deterministical accuracy, Proceedings ISMA19, pp.1049-1065(1994)
- (60) 能村幸介, 吉田準史, 実稼働実稼働データによる伝達経路解析手法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.55-06, pp.7-12(2006)
- (61) 吉田準史, 能村幸介, 実稼働データを用いた伝達経路解析手法における精度向上案の基礎検討, 日本機械学会論文集(C編), 77 巻 777 号, pp.1720-1728(2011)
- (62) 吉田準史, 大西洋一, 成田優也, 実稼働 TPA における寄与分離精度評価指標について, 日本機械学会論文集(C編), 78 巻 789 号, pp.1352-161(2012)
- (63) K. Janssens, P. Gajdatsy, L. Gielen, P. Mas, L. Britte, W. Desmet, H. Van der Auweraer, OPAX:A new transfer path analysis method based on parametric load models, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.25(4), pp.1321-1338(2011)
- (64) 太田和秀, 入江良彦, 本田巖, 水早純, 福沢順博, 下河内寛子, 回転クランク軸とエンジンプロックの連成振動応答及び放射騒音の予測, 日本機械学会論文集(C編), 68 巻 671 号, pp.1966-1971 (2002)
- (65) 川本敦史, 稲垣瑞穂, 青山隆之, 森信行, エンジンの構造・機構系の振動予測法 : 第 1 報エンジンの構造・機構系の振動解析システムの開発, 日本機械学会論文集(C編), 67 巻 663 号, pp.3428-3436 (2001)
- (66) J. Raub, J. Jones, P. Kley, M. Rebbert, Analytical Investigation of Crankshaft Dynamics as a Virtual Engine Module, SAE Technical Paper 1999-01-1750(1999)
- (67) T. Ortjohann, M. Rebbert, F. Maassen, M. Robers, 3D-Durability Analysis of Crankshafts via Coupled Dynamic Simulation including Modal Reduction, SAE Technical Paper 2006-01-0823(2006)
- (68) K. Marudachalam, N. Choudhari, P. Chandramouli, V. Krishna Balla, Analytical Prediction and Measurement of Engine Mount Forces SAE Technical Paper 2007-32-0105(2007)
- (69) 一宮亮一, 機械系の音響工学, コロナ社, pp.16-18(1992)
- (70) 田中正隆, 田中道彦, 境界要素解析の基礎, 培風館, pp.161-164(1984)
- (71) 安田仁彦, 機械音響学, コロナ社, pp.210-214(2004)

- (72)岡本良夫, 逆問題とその解き方(第1版), オーム社, pp.134-139(1992)
- (73)小國健二, 2011 応用例で学ぶ逆問題と計測(第1版), オーム社, pp.70-72(2011)
- (74)子安勝, 吸音の基礎事項, 音響技術, No.71, pp2-7(1990)
- (75)ISO 10534-2:1998, Acoustics-determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes, the international organization for standardization (1998)
- (76)木村康正, 坂谷亨, 瀧原広規, 相反定理を用いた音響伝達関数計測法の開発 (防音エンクロージャへの適用), 日本機械学会第15回環境工学総合シンポジウム 2005 講演論文集, pp.31-34(2005)
- (77)T. L. Rose, Creation of and Use of 'Craig-Bampton' Models Using MSC/Nastran, The MSC 1990 World Users Conf. Proc., Vol. II, No51(1990)
- (78)エンジンテクノロジー編集委員会, 自動車エンジン要素技術II, 山海堂, pp.316-318(2005)
- (79)David I. G. Jones, 粘弾性ダンピング技術ハンドブック, 丸善, pp.49-52(2003)
- (80)日本鉄道車輛工業会, 防振ゴム, 現代工学社, pp.19-20(1975)
- (81)ISO Standards 5349-1:2001, Mechanical vibration--Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration, the international organization for standardization(2001)
- (82)ISO Standards 2631-1:1997, Mechanical vibration and shock--Evaluation of human exposure to whole-body vibration, the international organization for standardization(1997)

## 謝辞

本研究を遂行するにあたり，終始懇切なる御指導，御鞭撻ならびに暖かい激励を賜りました本学理工学部 辻内伸好教授に深甚なる感謝の意を表します。本研究を遂行するにあたり，多大なる御指導を賜りました本学理工学部 小泉孝之名誉教授に深甚なる感謝の意を表します。本論文をまとめるにあたり，御指導，御助言を賜りました本学理工学部 廣垣俊樹教授に心より御礼を申し上げます。本研究を遂行するにあたり御指導，御助言を賜りました本学理工学部 伊藤彰人准教授，本学理工学部講師 大島裕子博士に厚く御礼を申し上げます。

学生生活を送るにあたり，研究室の先輩として貴重な御助言を頂きました豊橋科学技術大学機械工学系助教 松原真己博士，福井大学大学院工学研究科助教 吉田達哉博士に厚く御礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり，ともに実験や解析をおこなってきた本学大学院博士課程前期課程修了生 山内貴之氏，ならびに本学大学院生 前田貴志氏，久保田大介氏，本学学部生 蓬田克氏に厚く御礼申し上げます。

学位取得を勧めて頂き社会人留学への御推薦を頂きましたヤンマー株式会社小形エンジン事業本部本部長 吉川滋博士に心より感謝申し上げます。同志社大学大学院への入学の際に研究室を紹介して頂き，また本研究に対し御助言を頂きました中央研究所研究センター基盤技術グループグループリーダー齋藤昌弘博士に心より感謝申し上げます。

ヤンマー株式会社と同志社大学との共同研究の遂行に多大なる御尽力を頂き，本研究に関して御指導，御助言を頂きました中央研究所所長 川建治氏，同所技術企画部主幹研究員 末崎達也氏，同所研究センター基盤技術グループ 主席研究員金子貢博士，同 森田諭氏に厚く御礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり，試験機の御提供など本研究に対し多大な支援を頂きましたアグリ事業本部開発統括部部長 大久保稔博士，同部第二商品開発部部長 佐村木仁氏，同部開発マネジメント部開発サポートグループ 古田東司氏に対しまして厚く御礼申し上げます。

研究の遂行と会社業務の両立につきまして，多大な御助言と御協力を頂きましたエネルギーシステム事業本部本部長 西村章広博士，小形エンジン事業本部開発部部長 道上英二氏，同部エンジン技術部部長 原道彦氏，同部エンジニアリング部長 塩入基之氏に厚く御礼申し上げます。

研究の遂行と会社業務の両立に御協力頂き，また振動騒音問題に関する様々な経験から本研究に対し多大な御助言を頂きましたエンジン技術部第二グループグループリーダー 宇山俊之氏に厚く御礼申し上げます。入社以来，数値解析の基礎を教えて頂き，本研究に対し多大な御助言を頂きましたエンジン技術部第二グルー

プ主幹技師 上里晃一氏に厚く御礼申し上げます。社会人留学や論文作成に関して多大な御助言を頂きました特機エンジン事業本部開発部システム開発部システム技術グループ主幹技師 上原洋志博士に厚く御礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり，試験装置の手配や準備，機材や計測器の利用に御協力いただきましたヤンマー株式会社中央研究所研究センター基盤技術グループの各位，同所テクニカルサポートセンター，小形エンジン事業本部開発部技術管理グループ，同部試験部の各位に対して御礼を申し上げます。国内留学派遣に御支援頂きましたヤンマー株式会社人事部ならびに小形エンジン事業本部総務部の各位に対しまして御礼申し上げます。

2015年11月11日

**明井 政博**