

軽量・低振動フレーム構造の創出に資する
設計評価技術に関する研究

2019年3月

森 辰宗

目次

第1章 緒論	3
1.1. 本研究の背景	3
1.2. 従来手法と課題について	6
1.3. 本研究の構成	7
第2章 伝達経路解析手法を用いた振動応答低減	9
2.1. 緒言	9
2.2. 伝達経路解析手法の基礎理論	9
2.2.1. 関係式の導出	9
2.2.2. 有限要素法における適用手順	10
2.3. バネ-マスモデルでの基礎検討	14
2.3.1. バネ-マスモデルの概要	14
2.3.2. 寄与度の算出	15
2.3.3. 構造変更による応答変化と寄与度の関係に基づいた構造変更指針	17
2.4. 板モデルでの基礎検討	18
2.4.1. 板モデルの概要	18
2.4.2. 伝達力算出結果	21
2.4.3. 対象モードの要素内力	23
2.4.4. 伝達力と要素内力	23
2.5. 結言	25
第3章 建設機械を対象とした伝達経路解析手法を用いた振動応答低減	27
3.1. 緒言	27
3.2. 解析モデルの概要と解析条件	27
3.3. 伝達経路解析手法の適用と課題	30
3.3.1. 寄与度算出結果	30
3.3.2. 寄与度に基づいた構造変更の有効性検討	39
3.3.3. 剛性減少を伴わない構造変更方法の検討	40
3.3.4. 板厚変更による改善検討	45
3.4. 結言	45
第4章 伝達経路解析手法のマクロな自由度成分別評価手法	47
4.1. 緒言	47
4.2. 基礎理論	47
4.3. 建設機械への適用検討	50
4.3.1. 伝達経路解析手法の適用結果	50
4.3.2. 伝達経路解析手法の自由度成分別評価手法の適用結果	53

4.4.	結言	57
第5章	相互平均コンプライアンス手法を用いた振動応答低減	58
5.1.	緒言	58
5.2.	相互平均コンプライアンス手法の基礎理論	58
5.2.1.	相互平均コンプライアンス手法	58
5.2.2.	相互平均コンプライアンス手法の感度解析	60
5.3.	板モデルを用いた有効性の検証	63
5.3.1.	解析概要	63
5.3.2.	感度算出結果	64
5.3.3.	感度に基づく構造変更	67
5.4.	伝達経路解析手法と相互平均コンプライアンス手法の特徴と課題	69
5.5.	結言	72
第6章	建設機械を対象とした相互平均コンプライアンス手法を用いた振動応答の低減	73
6.1.	緒言	73
6.2.	解析方法	73
6.3.	相互平均コンプライアンス手法の適用と課題	75
6.3.1.	相互平均コンプライアンス手法の適用結果	75
6.4.	複数周波数領域の感度解析手法	82
6.4.1.	解析方法	82
6.4.2.	適用検証結果	84
6.5.	結言	90
第7章	結論	91
	参考文献	94
	謝辞	96

第1章 緒論

1.1. 本研究の背景

一般的な機械製品の開発において、生産性や機能性の向上が図られる一方で、原価低減や省エネルギー化を目的とした軽量化が進められる中、性能不良等による耐久性の低下や振動・騒音品質の低下による居住・作業環境の悪化など、背反する問題が顕在化し、これらを改善する効率的な施策・開発手法が求められている。

建設機械は保管地から現場、現場から現場、また現場内と常時移動しながら使用されることが多い。現場内の移動においては自走することもあるが、建設機械が悪路走行を可能とする鉄製クローラを履いている場合、舗装道路を傷つける恐れがあるため公道を走るとは少ない。そのため、トレーラ、トラック、船舶、航空機などで運送されることが多いが、移動地の条件や道路条件によっては、作業状態のままでは質量、寸法の関係で移動出来ない場合がある⁽¹⁾。日本国内においては、特に大型建設機械の道路運送に関する法令として、道路運送車両法、道路交通法、道路法があり、道路を走行できる車両の大きさ、質量の制限値および制限値を超える車両の走行許可について定められている（表 1）。

表 1 道路運送に関する法令

項目	道路運送車両法	道路交通法	道路法
幅の制限値(m)	2.5	車両の幅	積載状態で 2.5
長さの制限値(m)	12	車両の長さの 110%	積載状態で 12
高さの制限値(m)	3.8	3.8	積載状態で 3.8
重量(質量)の制限値(t)	20(最遠軸距値条件及び一部区間で20-25)	道路運送車両法の 値	積載状態で20(最遠軸距値条件及び一部区間で20-25)
制限値を超える車両の走行許可	地方運輸局長の緩和自動車の認定を得て登録。	出発地警察署長の許可を受ける。	通行経路の道路管理者の条件つき許可を受ける。*

* 道路法では、道路管理者が申請に対して車両の大きさ・質量及び申請経路の道路状況に応じてA, B, C, Dの条件を付して許可している。(A条件：特に条件なし。B条件：徐行及び連行禁止。C条件：B条件に前後に誘導車配置。D条件：C条件に他車併走禁止。)

特に大型の建設機械は作業状態で上記の制限値を超えるものが多く、道路運送の際には制限値におさまるよう機械およびフレーム構造を分割する必要がある。大型建設機械の使用者および運送者は運送方法を検討する必要があり、建設機械の製造業者は設計時に性能・安全性を損なうことなく、経済性・利便性を考えた分割法を考慮することが求められている。建設機械を扱う顧客の作業性の観点から、機械およびフレーム構造の組立て・分解の作業性や重量も含めた運送性に関しては、大型建設機械の商品性に大きく関わるものとな

っている。

建設機械の中でも例えば油圧ショベルや移動式クレーンなどの多くは動力源に産業用ディーゼルエンジンを持ち、その動力で油圧ポンプを稼働させ、それにより生み出される油圧を動力として稼働している。ディーゼルエンジンは内燃機械の中で最も熱効率が高く、経済性に優れ、低回転速度域で高トルクを得る事ができるという特徴がある。負荷変動が多く、低回転速度域においても作業精度や作業能率を必要とする建設機械の動力源として適していると言われている。しかし、近年では環境意識への高まりからディーゼルエンジンおよびディーゼルエンジンを搭載する建設機械や農業機械を含むオフロード車に対し、排気ガスに対する法規制が強化されている⁽²⁾。1996年に米国環境保護局（EPA：Environmental Protection Agency）により規制が始まり、先だって日本においては、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年のオフロード法によりオフロード特殊自動車を対象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規制強化が進められ、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、コモンレール噴射システムによる電子制御燃料噴射などのディーゼルエンジン側の技術進歩、また新たにDPF（Diesel Particulate Filter）やSCR（Selective Catalytic Reduction）と呼ばれる排気ガス後処理装置を搭載することで規制対応が進められている⁽³⁾。

建設機械の振動に目を向けてみると、周囲環境やオペレータの健康や快適性の観点から、機械の振動低減の要求が高まっている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。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。オペレータの健康の観点から日本産業衛生学会により振動レベルに関する許容曝露時間が提案されている⁽⁶⁾。表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。

表 2 許容暴露時間と周波数補正後の振動加速度

(a) 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
≤6	25

(b) 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

建設機械は悪路走行を可能とするものがほとんどであり、疲労耐久性の観点から自動車にあるようなサスペンションがなく、ゴムタイヤではなく鉄製のクローラにより走行する。座席での全身振動では、作業環境上において主に悪路や段差乗り越え時などの走行時振動を大きく感じるが、エンジン稼働中の待機（アイドリング）時は、エンジンからの振動伝達を起因とし、ステアリングやレバーなどの手腕振動が感じられる。特に移動式クレーンの場合、エンジン全駆動時間における待機時間の割合は50~75%である場合も多く⁽⁷⁾、アイドリング時の振動は、振動振幅は走行時振動よりも小さいにも関わらず、機械乗車時の顧客の商品に対する評価につながる事が多く、重要な要素の一つとなっている⁽⁸⁾。

一方で、建設機械メーカーの開発事情に触れると、特に動力源となるディーゼルエンジンは社内で開発することはなく、エンジンメーカーから購入することが多い。エンジンメーカーによるエンジンの低振動化の研究開発は進められてはいるものの、エンジン性能向上および排気ガス規制対応のため、燃焼性能の向上および近年のエンジンの高過給、高出力化⁽⁹⁾により、エンジン振動の低減は困難なものとなっている。従ってエンジンを購入する建設機械メーカーはエンジンによる振動入力がある前提のもと、防振マウントによるフレーム構造への振動伝達の低減や、フレーム構造の工夫、高剛性化による振動変位の低減、

振動の伝達特性の低減により、機械自身およびオペレータに対する低振動化の開発を進める必要がある。またこの防振マウントも原価低減の観点において社内開発品ではなく汎用品を採用せざるを得ない場合も多く、エンジンから入力される振動特性に合わせてチューニングされた最適な減衰特性をもった防振マウントの採用は困難となっている。また、一方で排気ガス規制対応のため、搭載するエンジンの変更や排気ガス後処理装置搭載など、これまで以上に搭載物重量が大きくなり、建設機械としての機能性や商品性の向上以外の要件において搭載機器の費用（コスト）および開発工数が大きくなっている。そのため、フレーム構造の開発においては、原価低減と機械重量低減のための軽量化や開発工数削減の要求が大きくなってきている。

以上より、建設機械の軽量化、低振動化を目指すためには、フレーム構造の強度・剛性などの設計要件を満たしながらも軽量化を実現し、エンジンの振動入力を前提に振動の伝達特性の低減を可能とするフレーム構造の開発が重要であり、これらを満足するような設計評価技術の確立が必要となっている。

1.2. 従来手法と課題について

昨今の自動車や建設機械などの機械構造物の開発では、CAE（Computer Aided Engineering）を用いたNVH（Noise, Vibration and Harshness）性能の予測が行われ⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾、問題発見と対策の早期実現が可能となり、開発期間の短縮が図られている。さらなる開発の効率化およびフレーム構造の軽量化と振動低減の相反する要求の実現のための対策案を効率的に見出すことのできる解析手法が必要である。従来では歪エネルギーを指標とした検討が良く用いられている。しかしながら固有値解析にもとづく歪エネルギーは固有振動数に対する寄与を表し、卓越した固有モードが存在する場合には有効であるが、モード密度が密で卓越した固有モードが存在しない場合には適用が困難である⁽¹²⁾。また周波数応答解析における歪エネルギーは加振点と応答評価点が一致する場合の応答に対する寄与を表すが、振動伝達問題のように加振点と応答評価点が異なるような場合には必ずしも適当な指標とはならない。さらに歪エネルギーを指標とした場合、振動低減を構造系で実現するには歪エネルギーが集中する箇所を補強（高剛性化）することが一般的なため、これはコストダウンや軽量化の要求と相反するもので効率的な方法ではないことが多い。

また、フレーム構造の伝達特性の改善指針を把握するための手法として、伝達経路解析手法（TPA, Transfer Path Analysis）⁽¹³⁾がある。従来から用いられている伝達経路解析手法は、作用する外力と伝達関数の掛け合わせにより複数ある経路の中から応答への寄与が大きい対策すべき経路を特定することが可能な実験的手法である。本手法の概念はエンジンからの入力と乗用車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⁽¹⁴⁾。伝達経路解析手法では、入力同定と伝達特性（伝達関数）の計測の2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用いた加振試験により計測される。エンジンから車体への入力は、フォースセンサーなどを用いた直接計測や、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⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。また、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実稼働伝達経路解析手法も提案されており⁽¹⁷⁾、近年では、この実稼働伝達経路解析手法の精度を改善する手法も提案されている⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾。これら実験的な伝達経路解析手法は自動車開発への適用事例⁽²¹⁾⁽²²⁾もあり、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、実機を用いた膨大な実験とデータ取得が必要なため、振動の伝達特性の把握および対策の検討は容易ではなく、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。

それに対し、小泉らは有限要素法に基づく伝達経路解析手法を適用することを提案している⁽²³⁾。有限要素法を用いれば実機を用いた膨大な実験データを必要とすることなく節点間の伝達力および伝達関数が算出できるため、各節点における評価点への寄与度が算出可能であり、変形モードが支配的でない構造領域に対しても評価点の応答に対して寄与の高い箇所の特定が可能である。先行研究ではある任意の周波数において寄与度の高い経路に対する構造変更により評価点の振動応答低減に有効であることが報告されている。しかし、寄与度に対する構造の改善指針は不明確であり、複数経路に寄与が分散した場合の改善に対する検討手段が示せていないという課題がある。

以上の従来手法の課題を踏まえ、本研究では有限要素法に基づく伝達経路解析手法に対し、フレーム構造の改善指針が得られる手法の構築と、また経路の寄与度評価だけではなく、経路外の構造部位の評価を可能とし、改善指針が得られることを目的に相互平均コンプライアンス手法を取り入れ併用することで、建設機械のフレーム構造に対する強度・剛性要件を満足し、軽量化・低振動化構造の開発に活用できる設計評価技術の開発を目的とする。

1.3. 本研究の構成

以上のように、強度・剛性要件を満足し、軽量化・低振動化を実現する建設機械のフレーム構造の開発に活用できる設計評価技術の確立を目的とし、本論文は、緒論、本編 5 章および結論の全 7 章で構成されている。

第 1 章では、建設機械における法規制に関連して運送性や排気ガス規制、低振動化やそれら規制や性能に対する開発における状況と先行研究の事例について述べた。建設機械においては、フレーム構造の強度・剛性要件を満足しながら軽量化・低振動化構造の開発に活用できる設計評価技術の必要性と研究目的を示した。

第 2 章では、建設機械に対する強度・剛性要件を満足し、軽量化・低振動化を実現するフレーム構造の開発に活用できる設計評価技術の確立を目的として着目した、有限要素法にもとづく伝達経路解析手法について述べる。伝達経路解析手法の基礎理論から記述し、有効性の検証のため、自由度の小さなバネ-マスモデルおよび板モデルに適用し、その結果からの考察により、伝達経路解析手法で算出する伝達力や寄与度の特徴について述べる。

第 3 章では、建設機械のフレーム構造を対象とし伝達経路解析手法を用いた振動応答の

低減に対する有効性の検証について述べる。ここでは振動応答の低減を目的とし、実問題として建設機械のフレーム構造へ適用することで、伝達経路解析手法の特徴を活かした改善と有効性の検証と、抽出した課題について述べる。

第 4 章では、フレーム構造に対する振動の伝達経路と伝達する方向の解明を目的とした伝達経路解析手法のマクロな自由度成分別評価手法について述べる。第 3 章で説明した課題に対する解決手法とし、マクロな自由度成分別評価手法を提案する。その提案手法の理論および建設機械のフレーム構造での適用性の検証について述べる。

第 5 章では、振動の伝達経路だけではなく改善すべき構造部位と改善指針の明確化を目的とした相互平均コンプライアンス手法について述べる。第 4 章までは伝達経路解析手法の特徴を活かし、主には寄与度の高い経路の伝達力を抑制する手段にて低振動化構造の検討を進めてきた。ここでは、寄与度の高い経路の伝達力の抑制ではなく、改善すべき部位の特定と改善指針の明確化を目的に、相互平均コンプライアンス手法の基礎理論から述べ、有効性の検証を目的とした板モデルへの適用とその結果について述べる。

第 6 章では、建設機械のフレーム構造を対象とし、相互平均コンプライアンス手法を用いた振動応答の低減に対する有効性について述べる。ここでは実問題として建設機械のフレーム構造を対象とし、相互平均コンプライアンス手法の有効性の検証と、抽出した課題、その課題に対する解決策について述べる。

第 7 章は本研究の結論である。

第2章 伝達経路解析手法を用いた振動応答低減

2.1. 緒言

本章では建設機械のフレーム構造に対する強度・剛性要件を満足しながら軽量化・低振動化構造の開発に活用できる設計評価技術の確立を目的として着目した，小泉らが提案している有限要素法に基づく伝達経路解析手法の基礎理論についてまず述べる．次に本手法の有効性の検証と特徴を把握するため，基礎的な検討とし自由度の小さなバネ-マスモデルおよび板モデルへ適用することで有効性を検証した．以下にその結果と考察について述べる．

2.2. 伝達経路解析手法の基礎理論

2.2.1. 関係式の導出

伝達経路解析手法の理論を述べるため，まず図 1 の示すような簡単な問題を考える．

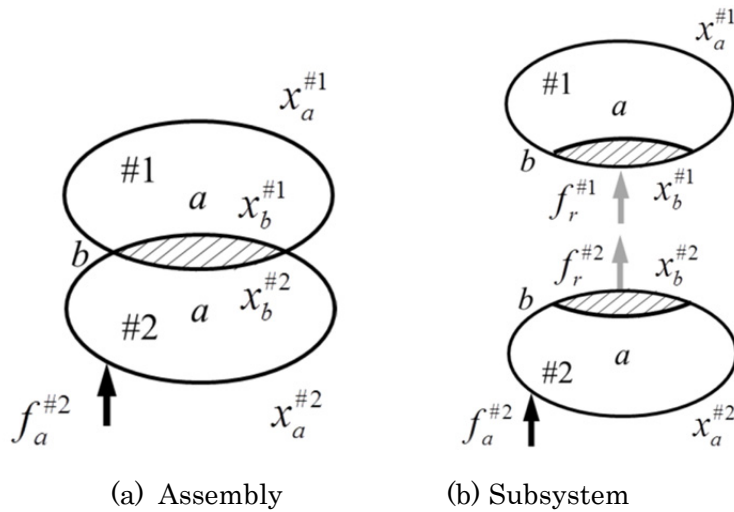


図 1 System of analysis object

いま全系 (図 1(a)) が分系#1 と (図 1(b)) が分系#2) の 2 つに分割され，剛結合されるとする．分系#1 の外力を受ける部分，分系#2 の応答を求める部分を合わせた領域を記号 a とし，結合領域 (図 1 の斜線部) を b で表す．つまり，分系# i ($i = 1, 2$) の変位ベクトル $x^{#i}$ を分系# i の内部領域 a にある点の変位 $x_a^{#i}$ ，結合領域 b にある点の変位 $x_b^{#i}$ に分割し，

$$\{x^{#i}\} = \begin{Bmatrix} x_a^{#i} \\ x_b^{#i} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

と書く．いま，分系#2 の領域 a に時間領域の関数である外力 $f_a^{#2}$ が作用し，これに対する分系の変位 $x_a^{#1}$ ， $x_b^{#1}$ および $x_a^{#2}$ ， $x_b^{#2}$ を求める問題を考える．分系#1，#2 の運動方程式はそれぞれ，

$$\begin{bmatrix} M_{aa}^{\#1} & M_{ab}^{\#1} \\ M_{ba}^{\#1} & M_{bb}^{\#1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a^{\#1} \\ \ddot{x}_b^{\#1} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa}^{\#1} & K_{ab}^{\#1} \\ K_{ba}^{\#1} & K_{bb}^{\#1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a^{\#1} \\ x_b^{\#1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_r^{\#1} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} M_{aa}^{\#2} & M_{ab}^{\#2} \\ M_{ba}^{\#2} & M_{bb}^{\#2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a^{\#2} \\ \ddot{x}_b^{\#2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa}^{\#2} & K_{ab}^{\#2} \\ K_{ba}^{\#2} & K_{bb}^{\#2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a^{\#2} \\ x_b^{\#2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a^{\#2} \\ f_r^{\#2} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

の形で得られる．ここに $M_{aa}^{\#i}$, $M_{ab}^{\#i}$, $M_{ba}^{\#i}$, $M_{bb}^{\#i}$ と $K_{aa}^{\#i}$, $K_{ab}^{\#i}$, $K_{ba}^{\#i}$, $K_{bb}^{\#i}$ は分系 i における領域 a , b で分割された変位に対応する質量行列と剛性行列であり, $f_r^{\#1}$ と $f_r^{\#2}$ は分系 $\#1$, $\#2$ の結合領域を通して作用する内力である．分系 $\#1$, $\#2$ は剛結合されているので, 結合条件は変位に関する条件

$$\{x_b^{\#1}\} = \{x_b^{\#2}\} = \{x_b\} \quad (4)$$

と, 内力に関する条件

$$\{f_r^{\#1}\} = -\{f_r^{\#2}\} = \{f_r\} \quad (5)$$

で与えられる．式(4)と式(5)の条件より, 全系の運動方程式は

$$\begin{bmatrix} M_{aa}^{\#1} & M_{ab}^{\#1} & 0 \\ M_{ba}^{\#1} & M_{bb}^{\#1} + M_{bb}^{\#2} & M_{ba}^{\#1} \\ 0 & M_{ab}^{\#2} & M_{aa}^{\#2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a^{\#1} \\ \ddot{x}_b \\ \ddot{x}_a^{\#2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa}^{\#1} & K_{ab}^{\#1} & 0 \\ K_{ba}^{\#1} & K_{bb}^{\#1} + K_{bb}^{\#2} & K_{ba}^{\#1} \\ 0 & K_{ab}^{\#2} & K_{aa}^{\#2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a^{\#1} \\ x_b \\ x_a^{\#2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_a^{\#2} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

となる．分系 $\#1$ において周波数領域で考えると, 分系 $\#1$ の領域 a の変位 $X_a^{\#1}$ は, 分系 $\#1$ における領域 a , b 間の伝達関数 $H_{ab}^{\#1}$ と結合領域に作用する内力 F_r を用いると, 次式のように表現できる．

$$\{X_a^{\#1}\} = [H_{ab}^{\#1}] \{F_r\} \quad (7)$$

次項では, 上式を基に有限要素モデルにおける伝達経路解析手法の適用手順を述べる．また, 式(7)において内力を同定するためには, 式(6)を解いて $X_a^{\#1}$, X_b , $X_a^{\#2}$ を求める必要がある．

2.2.2. 有限要素法における適用手順

伝達経路解析手法を有限要素モデルに適用する手順を示し, 次にその際に必要になる伝達力および伝達関数の算出方法について述べる．図 2 のように入出力間に存在する振動伝達経路部の一部の断面に着目し, その断面を境界に二つの部分構造に分割する．

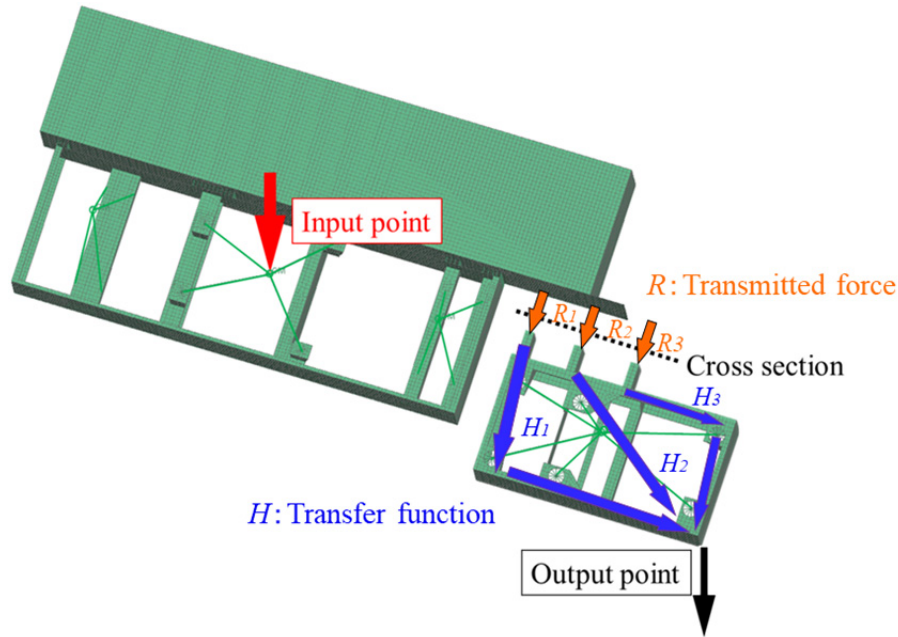


図 2 Outline of Transfer Path Analysis

次に着目断面を伝達する内力と着目断面から応答点までの伝達関数を経路ごとに算出する。その伝達力 R と着目断面から応答点までの伝達関数 H を用いると各周波数における応答 X は次式のように表現できる。

$$\begin{aligned} \{X\} &= \sum_i \sum_j \{H_{ij}\} \{R_{ij}\} \\ &= \sum_i \sum_j \{C_{ij}\} \end{aligned} \quad (8)$$

ここに、添え字 i は各節点番号、 j は各節点の自由度 ($x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$)、 C は各節点の寄与度である。各節点の寄与度を経路ごとに和をとることで、経路間の寄与度を比較することができ、対策すべき経路の特定が可能となる。なお、バネ-マスモデルに適用する場合、自由度 j は一方向のみ考慮することとする。

伝達経路解析手法では精度よく伝達力を算出することが重要であるのに対し、一般的に用いられる逆行列法 (Matrix Inversion Method) や動剛性法 (Mount Stiffness Method) ではそれらの手法の特性上、計算の条件によりその精度が変化する⁽²⁴⁾。このような問題に対し本研究では、有限要素モデルの振動応答計算結果から導かれる要素力を用いて伝達力を算出する。図 2 の応答側の部分構造の一部である着目断面からその断面と一つの要素を介して隣接する断面までの部分構造を考える。

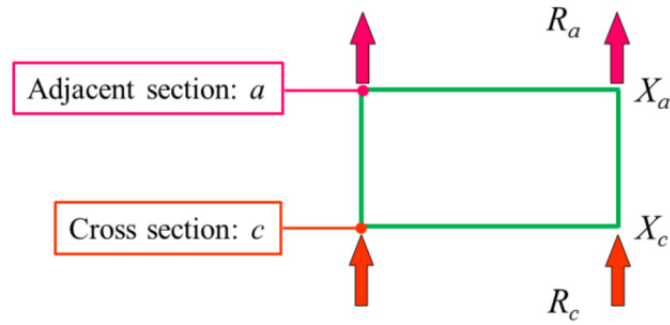


図 3 Subsystem between cross section and adjacent section

着目断面を記号 c 、隣接断面を記号 a で表す。図 3 のように全系から算出した変位ベクトルと境界面に存在する内力ベクトルをそれぞれ X_c 、 X_a と R_c 、 R_a とする。 R_c と R_a は、部分構造系における次の運動方程式から得られる。

$$\begin{Bmatrix} R_c \\ R_a \end{Bmatrix} = \left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{cc} & M_{ca} \\ M_{ac} & M_{aa} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{cc} & K_{ca} \\ K_{ac} & K_{aa} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} X_c \\ X_a \end{Bmatrix} \quad (9)$$

ここに M_{cc} 、 M_{ca} 、 M_{ac} 、 M_{aa} と K_{cc} 、 K_{ca} 、 K_{ac} 、 K_{aa} はそれぞれの断面 c 、 a で分割された変位に対応する質量行列と剛性行列である。各パラメータは有限要素モデルにおいて振動応答計算の過程およびその結果で使用されるデータであり、応答と整合のとれた伝達力 R_c を得ることが可能である。

次に有限要素モデルにおける伝達経路上の任意の断面における各節点、各自由度の応答点に対する伝達関数を算出するための手順を述べる。まず着目断面でモデルを切り離し、応答点のある部分構造側を新たなモデルとする。そして、相反定理に基づき、応答点に単位インパルス入力を与えた際の断面上の各節点の各自由度の周波数応答計算したそのものが各自由度の応答点に対する伝達関数となる。

寄与度解析では扱う物理量が複素数であるため、一般的に図 4 のように複素平面上に応答に対する寄与度をベクトル表示し、寄与度の絶対値と応答との位相差を用いて評価する。

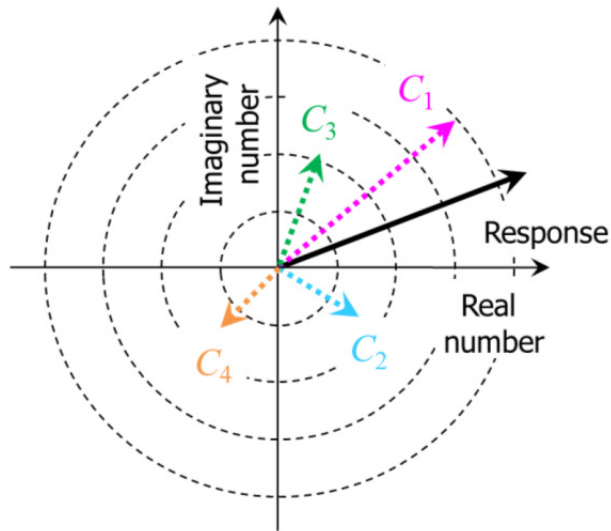


図 4 Image of contribution analysis

寄与度の絶対値が大きく、応答ベクトルとの位相差を評価することで応答に対する影響の大きさが把握可能となる。図 4 の場合、例えば応答ベクトルとの位相差が小さい C_1 の寄与度が大きいと評価でき、振動伝達経路の特定が可能となる。また、図 5 のように寄与度、および位相を周波数軸に沿って描画することにより、各ピークに関して各経路の寄与度を比較することが可能である。

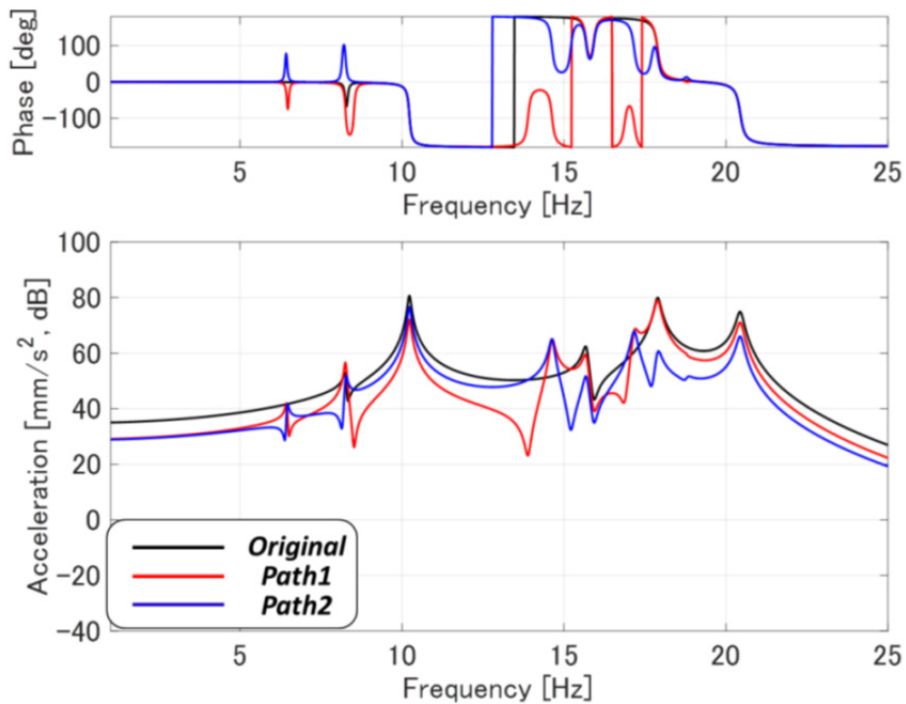


図 5 Contribution to output response

2.3. バネ-マスモデルでの基礎検討

2.3.1. バネ-マスモデルの概要

伝達経路解析手法を適用して得られる寄与度と寄与度結果を基とした構造変更による評価点応答の変化に対する影響をモード形状の変化から考察する．ここでは，モード形状を把握しやすい低自由度のバネ-マスモデルを用いて起振源のある系と受振体の系が接続されているモデルを作成し，接続部における寄与度を算出し検証する．ここで対象とするモデルを図 6 に示す．

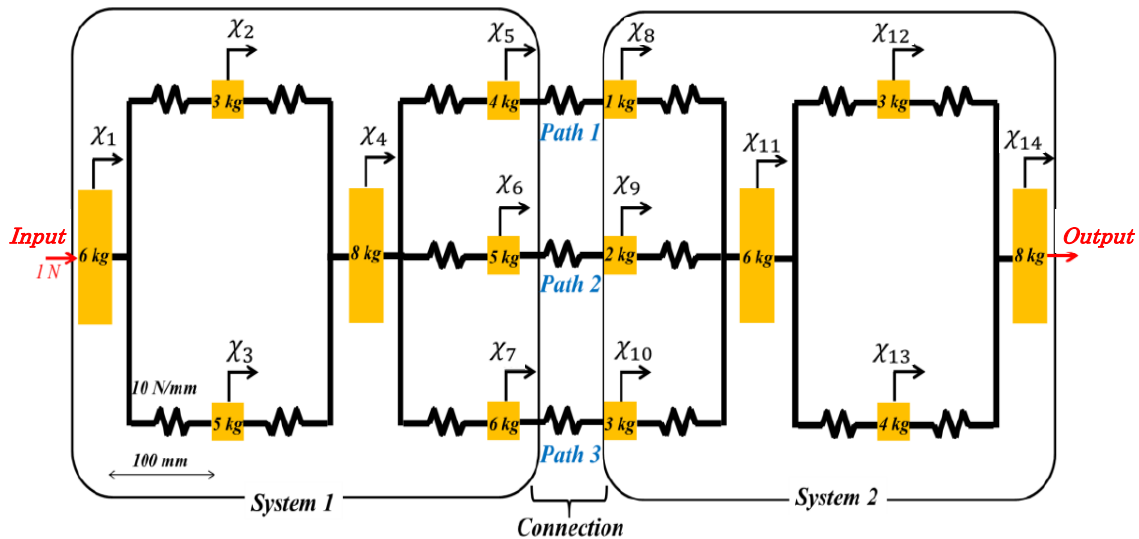


図 6 Calculation condition on mass point and spring model

本モデルはバネ定数 10 N/mm，長さが 100mm のバネ 17 本と，異なる質量の質点 14 個から構成されており，自由度はバネの変形方向のみとする．図 6 に示すように，このモデルは入力点を含む系 1 と出力点を含む系 2 が 3 つの経路で接続されている状態を模している．本モデルはすべての質量が一方方向のみに変位を制御することにより力の伝達が一経路あたり 1 自由度方向となるようにし，寄与度との比較を容易にした．また， χ_4 や χ_{11} の接続部における変位を 1 自由度方向に拘束することで，特徴的なモード形状が χ_4 と χ_{11} が囲まれる寄与度解析対象箇所に現れるようにし，モードの特徴と寄与度の比較が容易になるようにした．さらに，対象経路は図 6 に示す Path1, Path2, Path3 の 3 つとし，接続部に現れるモード形状において，各経路で同位相と逆位相以外の特徴も得られるようにし，より多様なモードを寄与度と比較できるようにした．バネ要素は要素構造減衰定数を 1% とした．また，検討周波数範囲を 1-20Hz，分解能周波数を 0.01Hz とし，入力点，出力点を図 6 に示す．入力は 1 N のインパルス入力とする．なお，本研究のモデルの取り扱いにはプリ・ポスト・プロセッサ NX 9.0 を用い，解析には NX Nastran 9.0 を用いた．図 7 に応答点の加速度の周波数応答関数を示す．

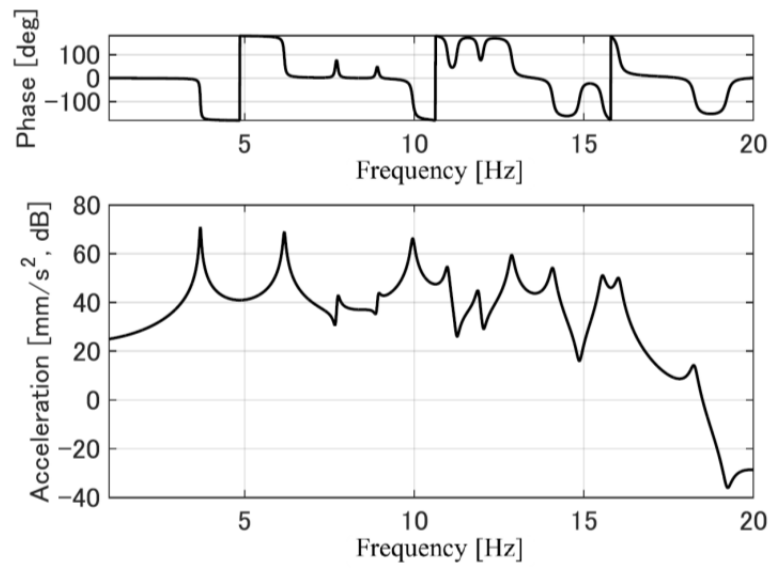


図 7 Response at output point

2.3.2. 寄与度の算出

図 8 に寄与度の総和と応答を比較したものを示す.

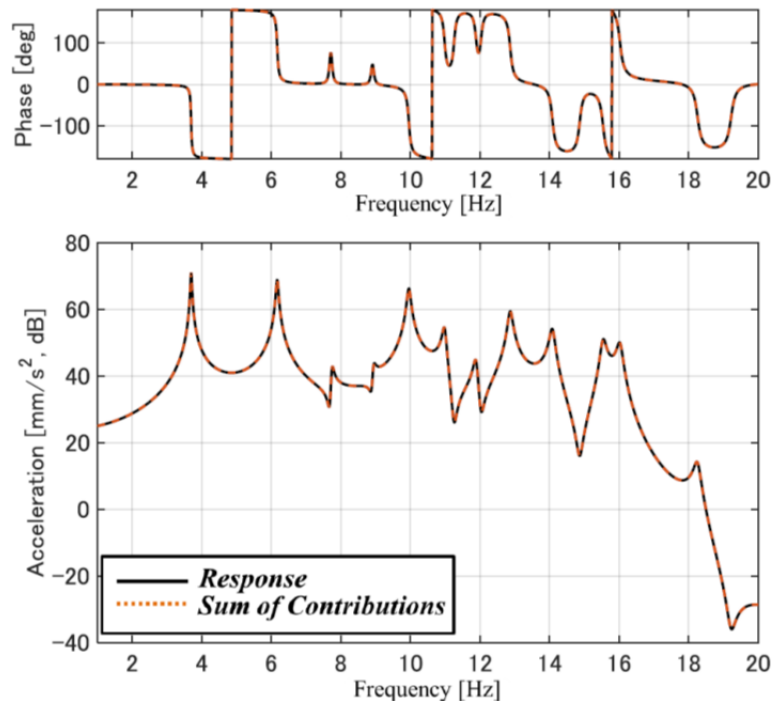


図 8 Sum of contributions and response

図 8 より、寄与度の総和は応答と精度よく一致しており、寄与度解析の精度は十分高いと

言える。接続部における 3 つの経路の寄与度と応答を大きさと位相に分けて比較を図 9 に示す。

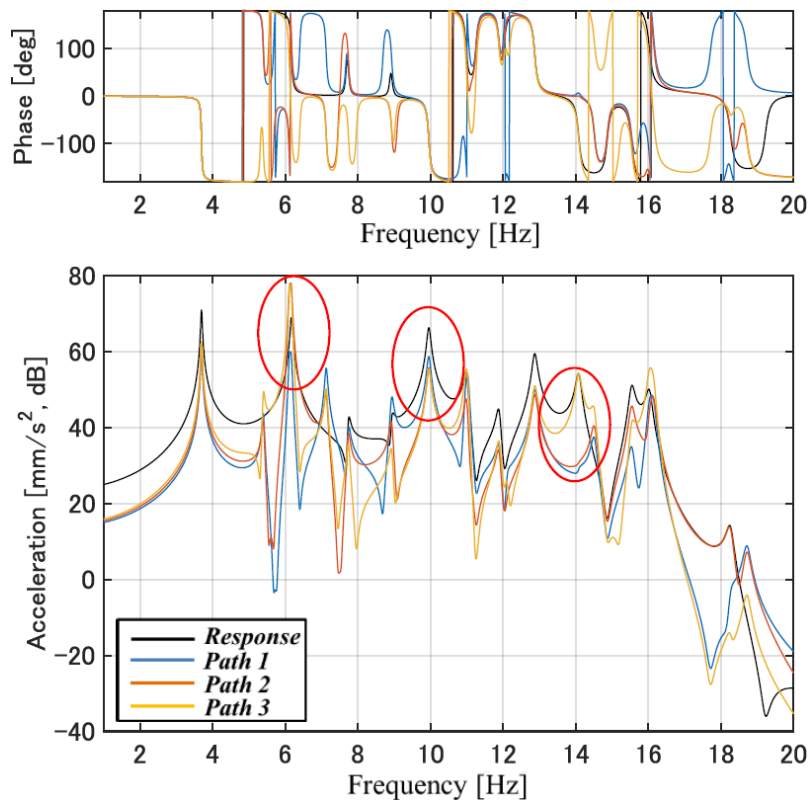


図 9 Contributions to output response

図 9 においては寄与度に特徴のあるピークを丸で囲んだ。6.2Hz のピークは Path2, Path3 の寄与度が大きい。10.0Hz のピークは Path1, Path2, Path3 すべての寄与度が大きい。14.1Hz のピークは Path3 の寄与度のみが卓越している。図 10(a)-(c)に 6.2Hz, 10.0Hz, 14.1Hz のモード形状を示す。

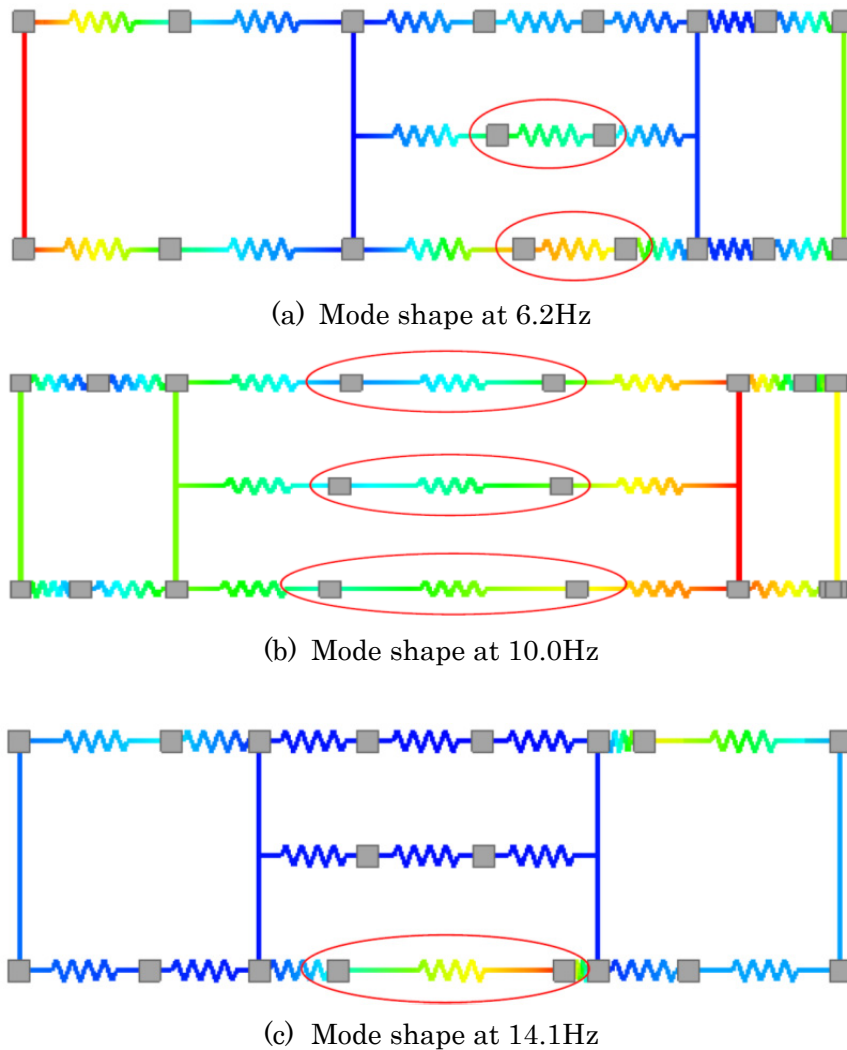


図 10 Mode shape of mass point and spring model

バネの色は質点変位の絶対値が大きい箇所を赤，小さい箇所を青で表しており，バネの両端で色の差が大きいほど変位差が大きく，より変形していることを表す．図中において各経路の中で変形の大きい箇所を丸で示した．6.2HzではPath2とPath3, 10.0HzではPath1, Path2, Path3すべて，14.1HzではPath3の変形が大きいことがわかる．これらの結果より寄与度が大きい経路はその箇所がモードの腹と対応していることがわかる．

2.3.3. 構造変更による応答変化と寄与度の関係に基づいた構造変更指針

寄与度解析の特徴を利用した構造変更方法として，寄与度の高い経路を除去することで，その寄与度分の応答低減が可能となるかを検証する．ここではPath3を除去する構造変更をすることで，Path3の寄与度が卓越する14.1Hzの応答変化に着目した．Path3除去後の周波数応答関数の変化を，Path1とPath2の寄与度の和とともに比較したものを図11に示す．

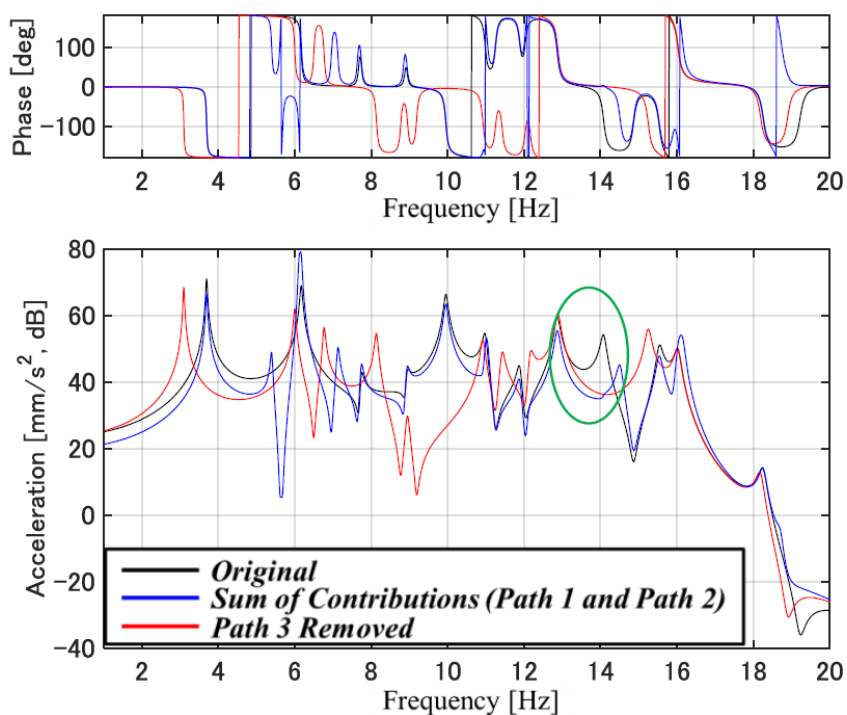


図 11 Comparison of response and sum of contributions (Path1 and Path2)

図 11 の丸で囲んだ箇所の 14.1Hz 付近は Path3 を除去した後の応答と Path1 と Path 2 の和がおおよそ一致していることが分かる。このことから卓越した寄与度を持つピークについては、寄与度の大きい経路を除去する構造変更は他の経路の寄与度を大きく変化させないと考えることができ、その応答低減効果は他経路の寄与度の足し合わせにより予測可能であると考えられる。また、14.1Hz では 3 経路中で唯一モードの腹である Path 3 を除去したことで、共振現象がなくなり、Path 3 の寄与度に相当する大きさの応答が低減したことと対応していると考えられる。一方、6Hz や 10Hz 付近では経路除去後の応答と残す経路の寄与度の和が異なっており、ある経路除去後の構造変更後の応答を予測することはできていない。これは複数の経路が同等の寄与度を持つような場合、各経路の寄与度は相関を持ち、ひとつの経路を除去するという構造変更は他の経路の寄与度を大きく変化させるためと考えられる。

2.4. 板モデルでの基礎検討

2.4.1. 板モデルの概要

有限要素法に基づく伝達経路解析手法では、まず切断面を設定し伝達力と伝達関数を算出する。しかし、切断面の取り方により断面上の節点の質量行列、剛性行列、伝達関数が異なるため、求まる伝達力と伝達関数も異なり、それらの積である寄与度が異なる可能性がある。そこで、切断面の取り方による寄与度の差異を検証するため、図 12 に示す板モデルに対し、伝達経路解析手法を適用する切断面を異なる 2 方向に設定し、伝達力の差異を

比較する。本モデルは拘束条件はなし， $180 \times 180 \text{mm}$ ，板厚 1.0mm の正方形とし，節点数が 100，要素数が 81，で構成されている。材料特性はヤング率 $E=206.8 \text{GPa}$ ，ポアソン比 $\nu=0.29$ ，質量密度 $\rho=7820 \text{kg/m}^3$ で定義し，減衰定数として 1% の構造減衰を考慮した。また，検討周波数範囲を $20\text{-}200 \text{Hz}$ ($\Delta f=0.5 \text{Hz}$) とし，入力点，応答点を図 12 に示す。

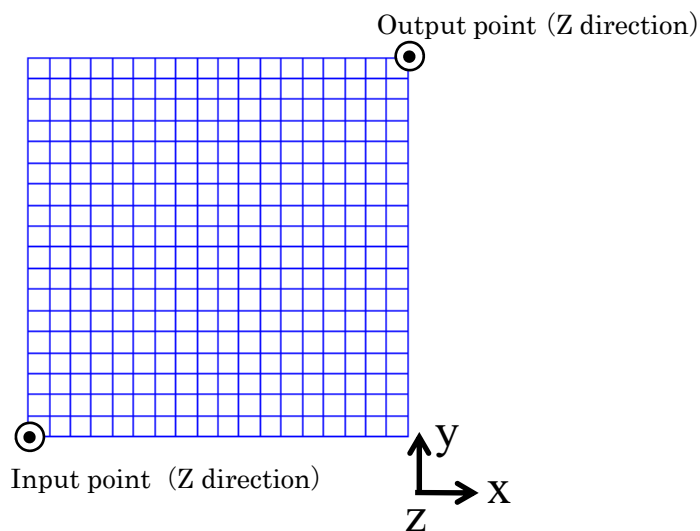


図 12 Calculation condition on the model

ここにモデル左下 Z 方向を入力点，応答点は右上とし寄与度を評価する。切断面を取る方向を x 方向と y 方向の 2 種類とした。切断方向と切断例を図 13 に示す。なお，本研究のモデルの取り扱いにはプリ・ポスト・プロセッサ I-DEAS Ver. 6.1 を用い，解析には NX Nastran Ver. 7.0 を用いた。

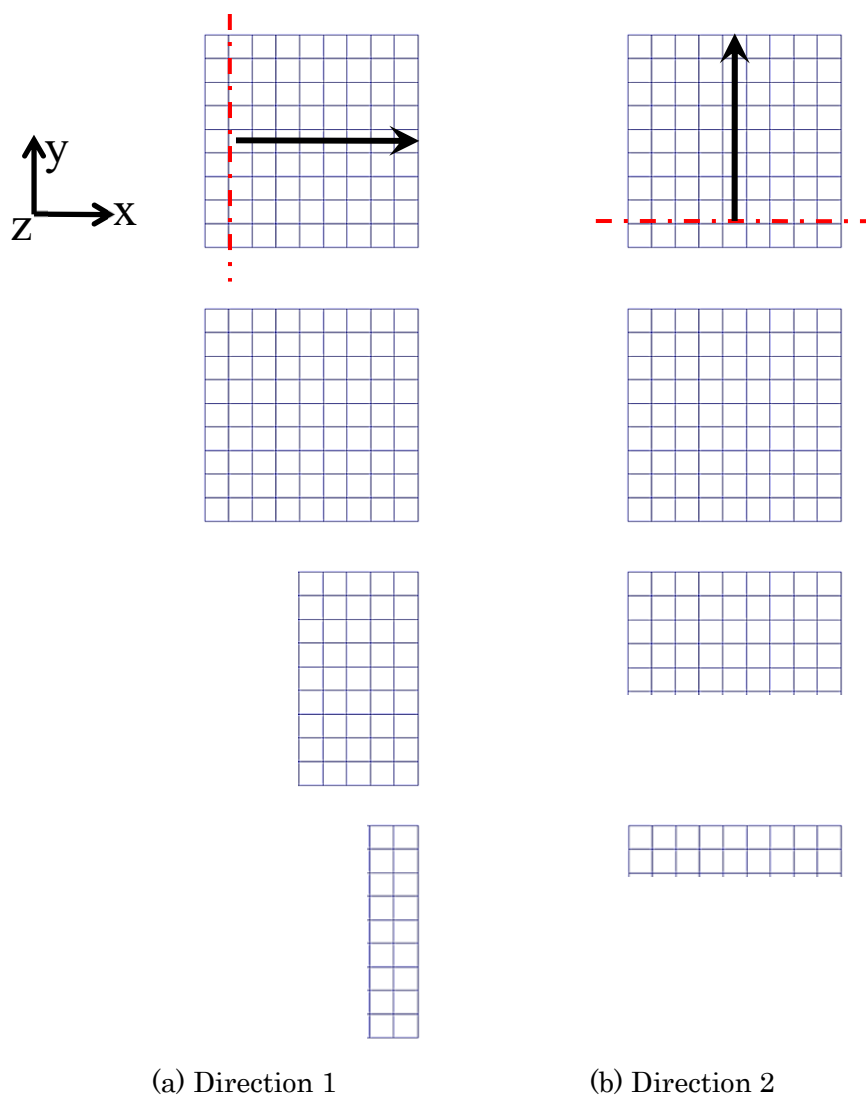


図 13 Two cases of analysis

図 14 に示すように算出した周波数応答から 101Hz で最大の応答レベルとなることがわかる。また図 15 に 101Hz における振動モードを示す。応答のピークである 101 Hz を対象に検討を行う。

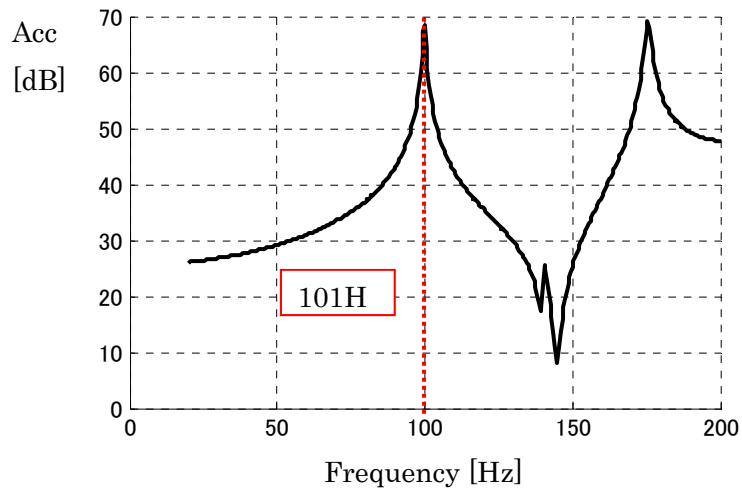


図 14 Response at output point

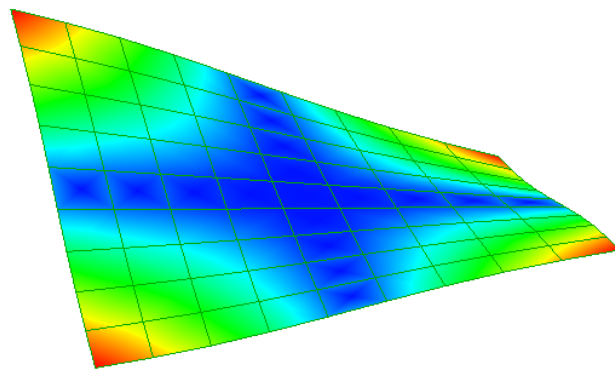
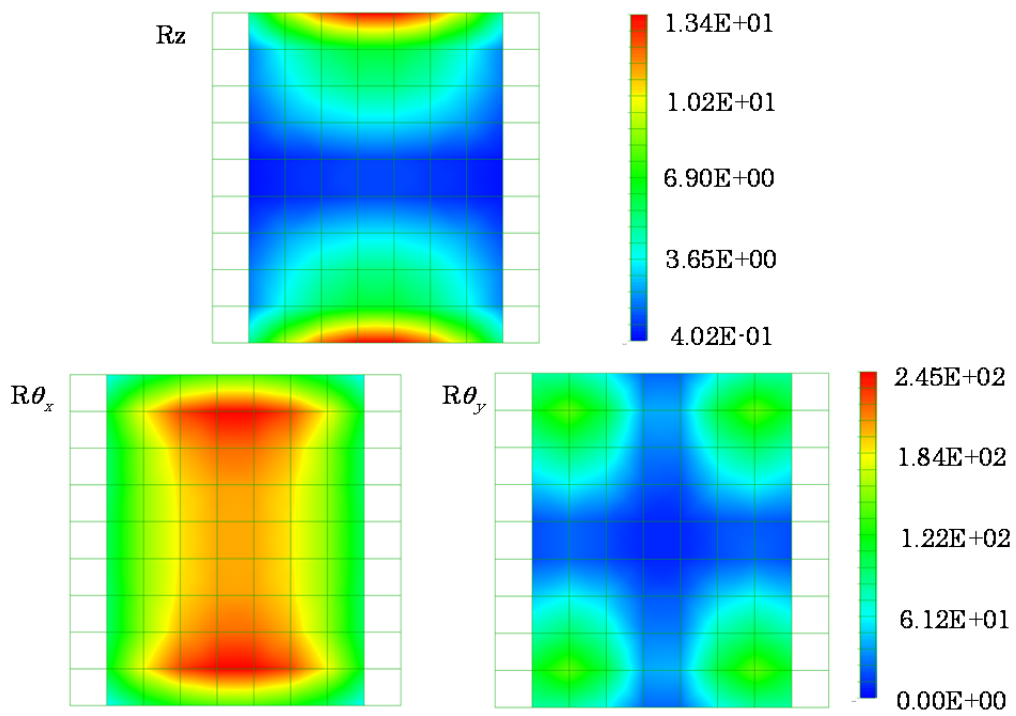


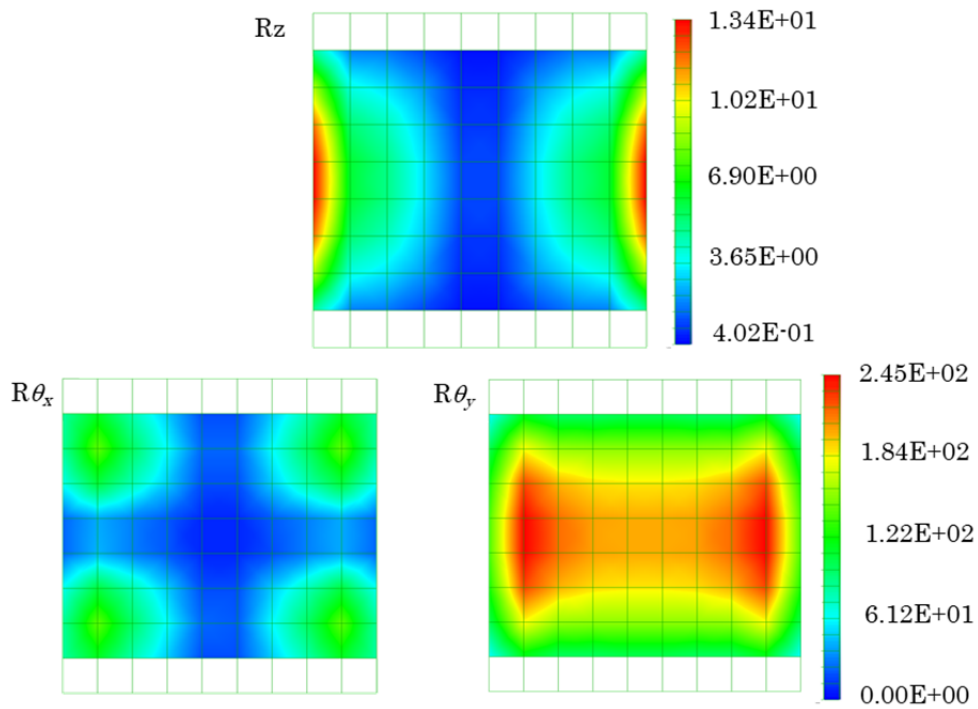
図 15 Mode shape of model at 101Hz

2.4.2. 伝達力算出結果

本手法で算出した板モデルにおける切断方向 1 の伝達力を図 16, 切断方向 2 の伝達力を図 17 に示す. 伝達力は各節点に対し 6 自由度 ($x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$) 求める事ができる. しかし, 今回対象とした解析モデルは 2 次元の平板モデルであり, 拘束条件をフリーとし z 方向への加振と応答に対し伝達経路解析手法を適用していることから, z および θ_x, θ_y の伝達力 $R_z, R_{\theta_x}, R_{\theta_y}$ のみを示す. 切断方向の取り方により, R_z は対角対称な結果および $R_{\theta_x}, R_{\theta_y}$ は対角対称で入れ替わったような結果が現れている.



☒ 16 Transmitted force of direction1



☒ 17 Transmitted force of direction2

2.4.3. 対象モードの要素内力

2.4.2 で示した着目断面による伝達力の差異を検証するために、対象モデルの固有値解析結果より算出した固有モードの要素内力（せん断力と曲げモーメント）を図 18 に示す。

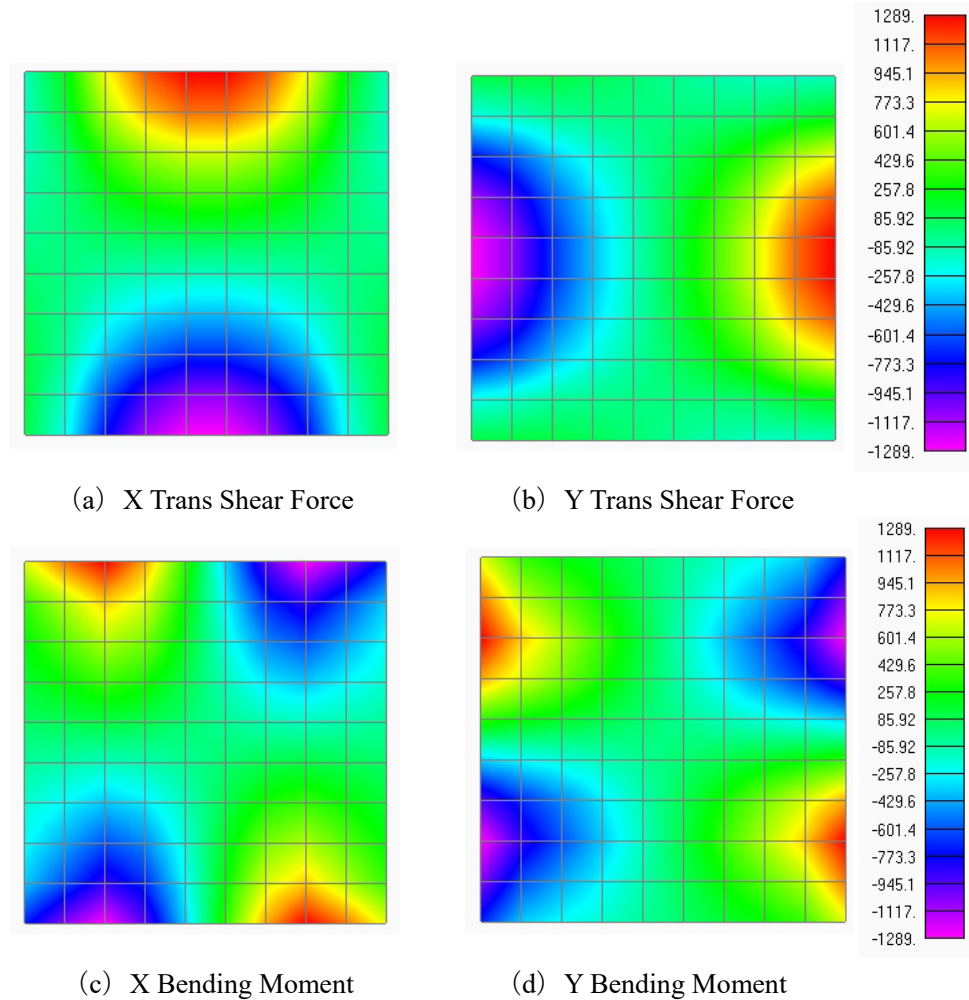


図 18 Shell element internal forces

図 18(a)は x 方向断面のせん断力，(b)は y 方向断面のせん断力，(c)は x 方向断面の曲げモーメント，(d)は y 方向断面の曲げモーメントを示し，せん断力，曲げモーメントと共に，y 方向断面の対角線対称となる結果が得られた。

2.4.4. 伝達力と要素内力

図 16，図 17 の各切断方向の伝達力と図 18 の対象とするモードの要素内力を比較すると伝達力と要素内力は以下の関係性があることが分かる。

- ・切断面 1 (x 軸方向) の伝達力 R_z が，固有モードの要素内力のうち X 軸のせん断力に相当する。

- ・切断面 1 (y 軸方向) の伝達力 R_z が, 固有モードの要素内力のうち Y 軸のせん断力に相当する.

- ・切断面 2 (x 軸方向) の伝達力 $R\theta_y$ が, 固有モードの要素内力のうち X 軸の曲げモーメントに相当する.

- ・切断面 2 (y 軸方向) の伝達力 $R\theta_x$ が, 固有モードの要素内力のうち Y 軸の曲げモーメントに相当する.

また, ここで明らかになったのが, 切断面 1 (x 軸方向) の伝達力 $R\theta_x$ および切断面 2 (y 軸方向) の伝達力 $R\theta_y$ に相当する要素内力が存在しないということである. そこで, これら伝達力が何を示しているのかをモード形状と要素内力から考察した. XZ 平面の変形を図 19, YZ 平面の変形を図 20 に示す. XZ 平面の変形は Z 方向のせん断力と Y 軸まわりの曲げモーメント, YX 平面の変形は Z 方向のせん断力と X 軸まわりの曲げモーメントにより生じており, 各節点間の要素内力は図 21 に示すような関係になっている.

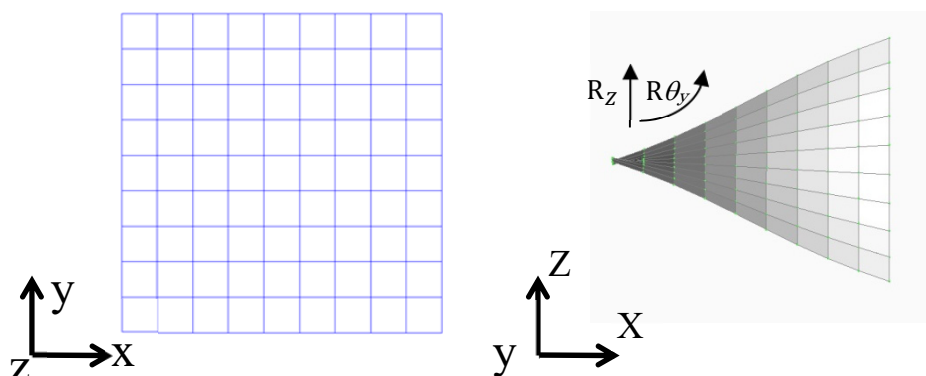


図 19 Deformation in the XZ plane

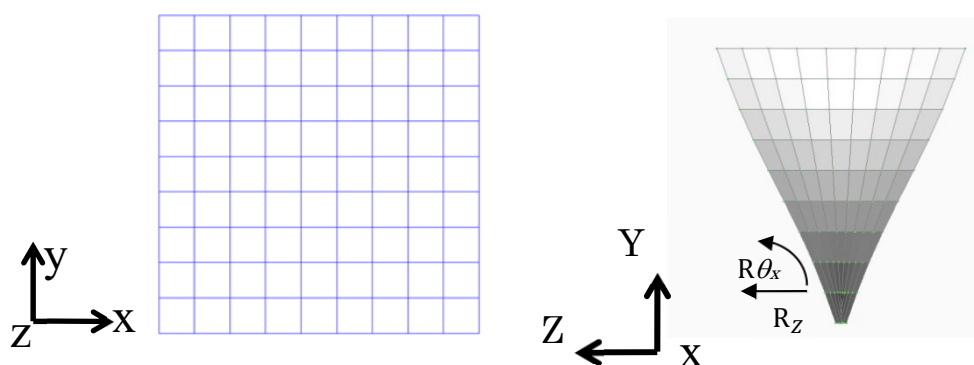


図 20 Deformation in the YZ plane

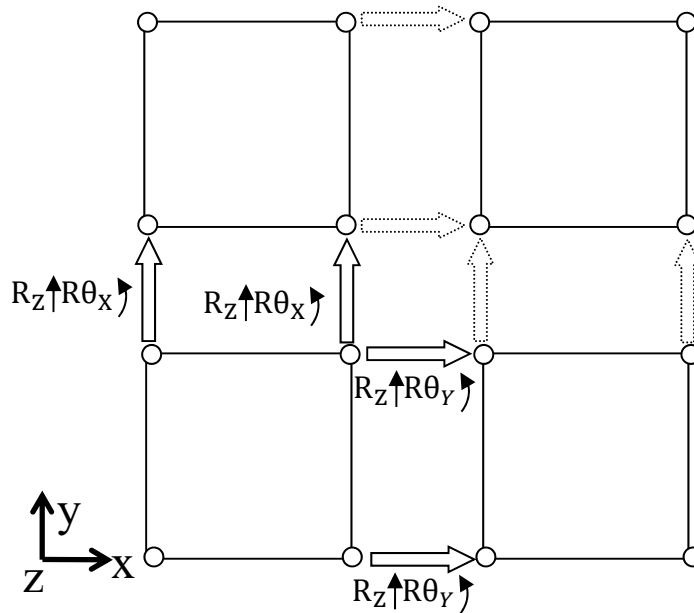


図 21 Transmitted force

以上のモード形状と要素内力, 伝達力の関係性より, シェル要素を XY 平面で形成するとき, 本手法が求める伝達力は切断方向と Z 平面での変形に作用するせん断力と曲げモーメントに関する伝達力を求めている事となる. よって, 対象とするモード形状の変形方向を考慮して切断方向を設定しなければ, そのモード形状に対し影響の大きな伝達力を求めることができない可能性がある. よって, 対象が複雑なモード形状の場合は切断面を 2 方向から取る事により全方向の伝達力, 最終的には影響度を算出することが適当であると考えられる.

2.5. 結言

本章では, 有限要素法に基づく伝達経路解析手法を簡易モデルへの適用検証により, 以下, 本手法の特徴と考察を得た.

- (1) 有限要素法に基づく伝達経路解析手法にて算出する寄与度が大きな部位は, 対象モード形状の腹に対応し, その経路を除去することで, 評価点の振動応答の低減が可能である. またその応答低減効果は他経路の寄与度の足し合わせにより予測可能である.
- (2) 複数の経路に寄与度が分散する場合, 各経路の寄与度は相関関係を持ち, ひとつの経路を除去する構造の変更は他の経路の寄与度を大きく変化させるため, 応答の低減効果が期待できない場合がある.
- (3) 伝達経路解析手法はある切断面を設定し, 切断面の経路内で寄与度を評価するため, 切断面の変更は算出する寄与度を変化させ, 算出する伝達力は選択する切断面に大きく影響される.

- (4) 伝達方向を正しく知るためには切断面の設定方向に注意が必要であり，伝達経路解析手法を適用する際，振動伝達の経路が明らかでない場合は，複数切断面を設定する必要がある。

第3章 建設機械を対象とした伝達経路解析手法を用いた振動応答低減

3.1. 緒言

建設機械メーカーでは、特に動力源となるディーゼルエンジンは社内で開発することはなく、エンジンメーカーから購入することが多い。そのため建設機械メーカーはエンジンから振動が入力される前提のもと、防振マウントによる振動入力に対するフレーム構造への振動伝達の低減や、フレーム構造側の工夫、高剛性化による振動変位の低減、振動の伝達特性の改善により、機械自身およびオペレータに対する低振動化を進める必要がある。またこの防振マウントも原価低減の観点において社内での開発品ではなく汎用品を採用せざるを得ない場合も多く、エンジンから入力される振動特性に合合わせた最適な減衰特性のチューニングは困難となっている。また、一方で排気ガス規制対応のために搭載するエンジンの変更や排気ガス後処理装置搭載のための対応など、これまで以上に搭載物重量が大きくなり、建設機械としての機能性・商品性向上以外の要件で搭載機器の費用（コスト）および開発工数が大きくなっている。そのため、フレーム構造の開発においては、原価低減と機械重量の低減のための軽量化や開発工数削減の要求が大きなものとなってきている。従って、建設機械のフレーム構造の設計開発において、軽量化および低振動化の実現が可能な手法として、フレーム構造の伝達特性を把握でき、効率よく改善案を創出することが可能な設計手法が求められている。

本章では、第2章で示した寄与度の高い経路の除去による振動応答の低減という伝達経路解析手法の特徴を活かした改善案の創出について、建設機械のフレーム構造へ適用することにより有効性を検証し、抽出される課題について述べる。

3.2. 解析モデルの概要と解析条件

本研究で対象とするフレーム構造を図22に示す。

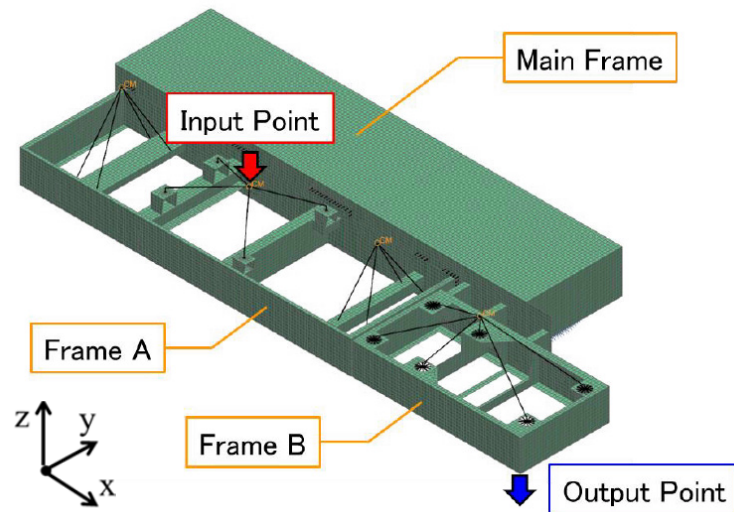
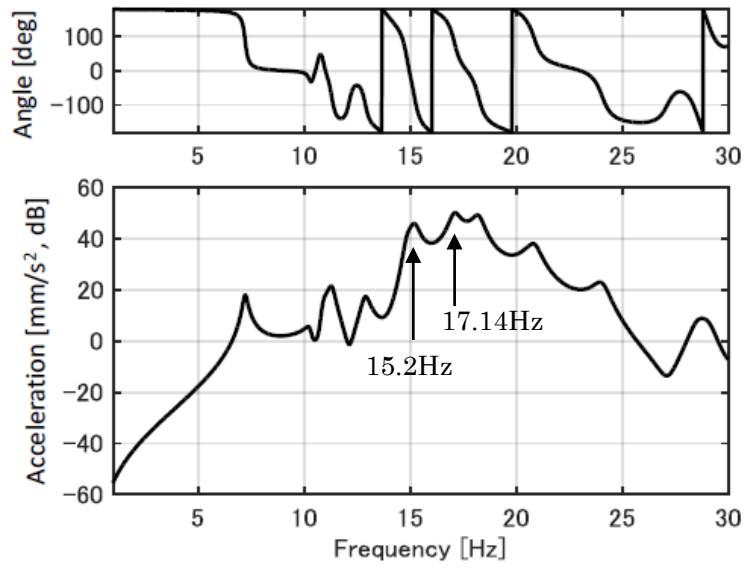


図 22 Analysis model

このフレーム構造は中央部が広い範囲で拘束された剛性の高い主要構造物（メインフレーム）を持ち、その長手方向片側に主に動力源を搭載するフレーム A と評価点を持つフレーム B を有する。フレーム A には中央部に防振ゴムを介して加振源と、その加振源の前後に重量のある 2 つの搭載物がフレーム A に剛体結合で搭載されており、フレーム B には防振ゴムを介してある重量物が搭載されている。各搭載物は質点にて重量と慣性モーメントを入力し、その質点を剛体要素で各防振ゴムと結合し、搭載物自身の弾性変形(剛性)は考慮していない。各防振ゴムはあるバネ定数とある減衰比を入力したバネ要素でモデル化している。節点数が 30630、要素数が 30395 で構成されており、3%のモード減衰を考慮している。本解析では、入力荷重は鉛直方向 (Z 方向)、検討周波数範囲を 1-30Hz、周波数分解能を 0.01Hz、98N の単位加振力で周波数応答解析を行い、振動応答の評価点をフレーム B 先方 (Z 軸正方向) 外側の Z 方向加速度として寄与度評価を行った。なお、本研究のモデルの取り扱いにはプリ・ポスト・プロセッサ NX11.0 を用い、解析には NX Nastran11.0 を用いた。図 23 には応答評価点の加速度の周波数応答関数を示す。



☒ 23 Response at output point

3.3. 伝達経路解析手法の適用と課題

3.3.1. 寄与度算出結果

本節では、図 23 示す 15.2Hz および 17.14Hz を対象に伝達経路解析手法を用いて入力点から応答点までの振動伝達経路の特定を行う。図 24 に評価する経路グループを示す。

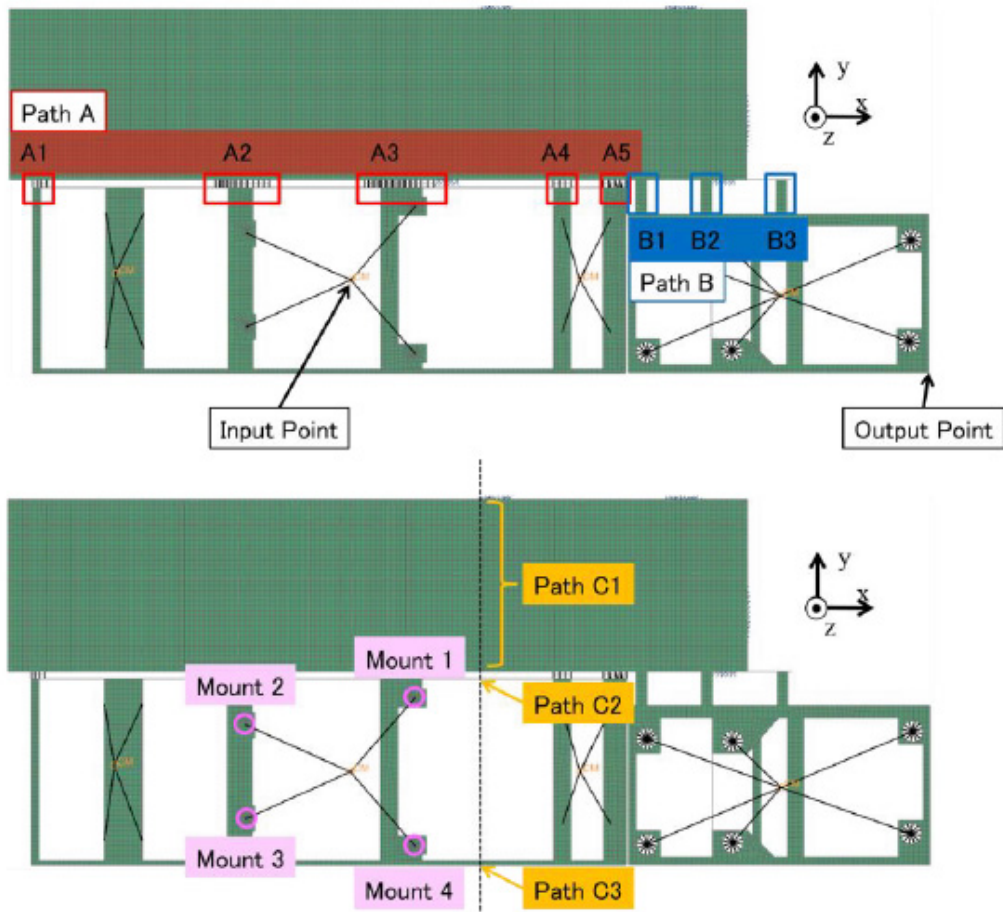


図 24 Analyzed paths

1つ目のグループは入力源とする集中質量に接続されている4つの防振ゴム(以降, Mount), 2つ目のグループはメインフレームとフレームAが接続される5つの経路(以降, PathA), 3つ目のグループはメインフレームとフレームBが接続される3つの経路(以降, PathB), 4つ目のグループは入力点と応答点間のメインフレームとフレームA上の構造(以降, PathC)とする。先述の4つのグループにおける伝達経路解析手法の寄与度の算出精度を確認する。図 25 にグループごとの寄与度の総和と応答との比較を示す。なお、図 25 は各経路から得られる6自由度の寄与度の総和の比較を示している。

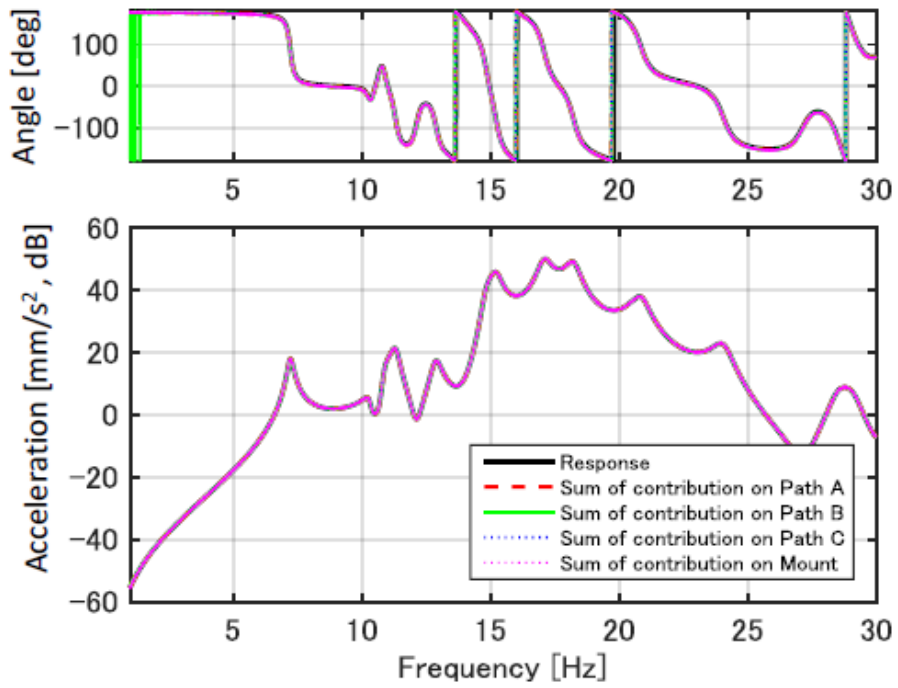
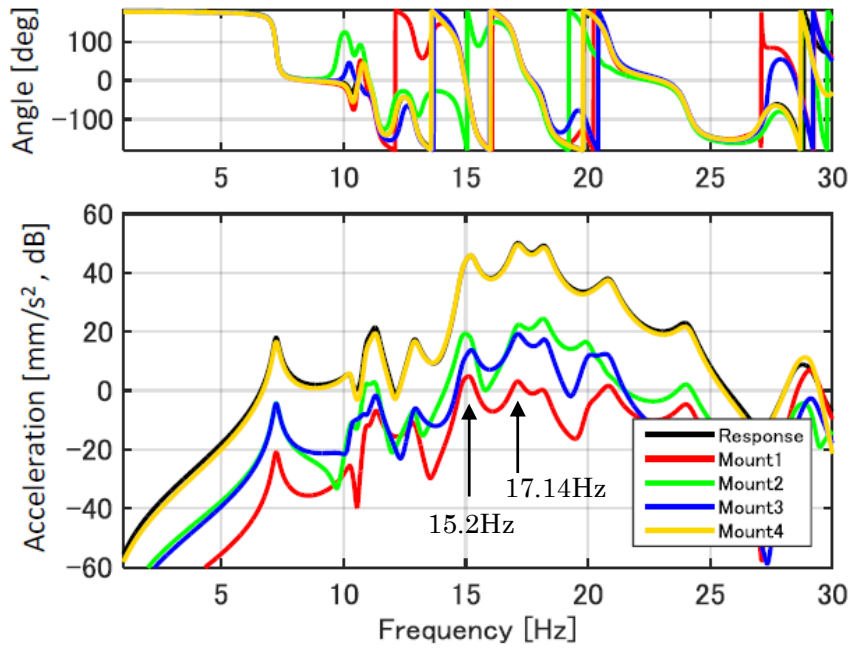
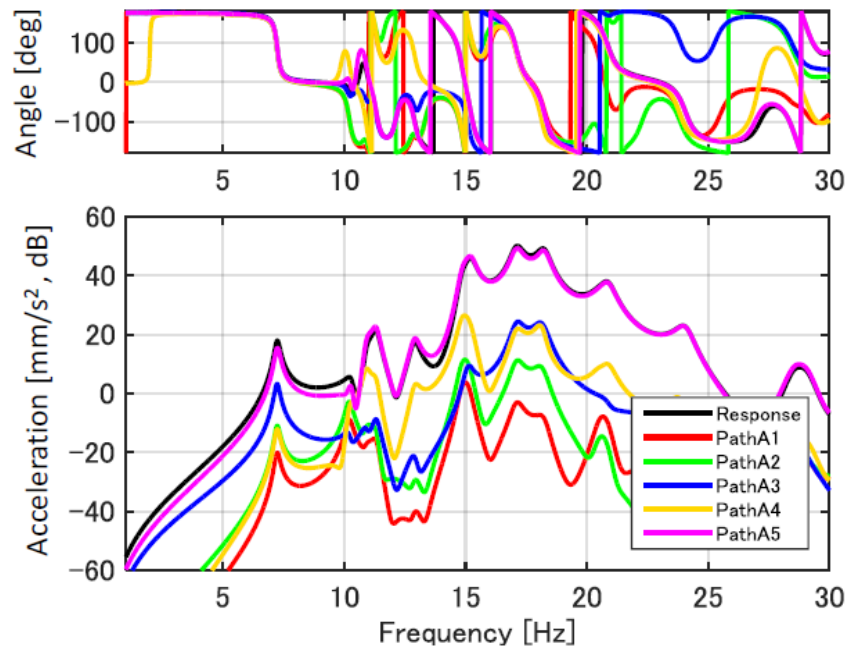


図 25 Sum of contributions response

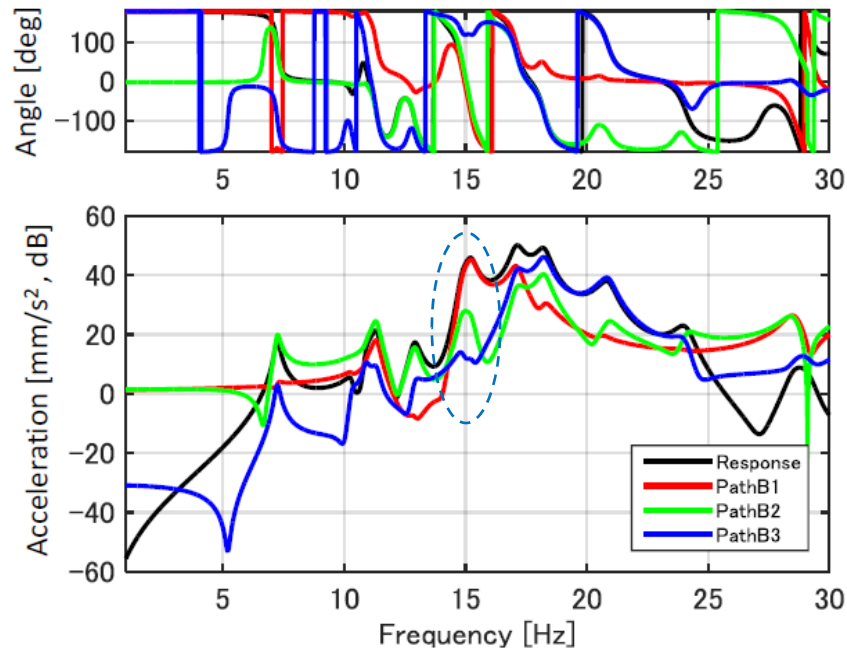
図 25 よりすべてのグループにおいて寄与度の総和は応答と精度よく一致しており、伝達経路解析手法の精度は十分に高いと考えられる。次に各グループにおける寄与度を位相と大きさに分けて図 26 に示す。



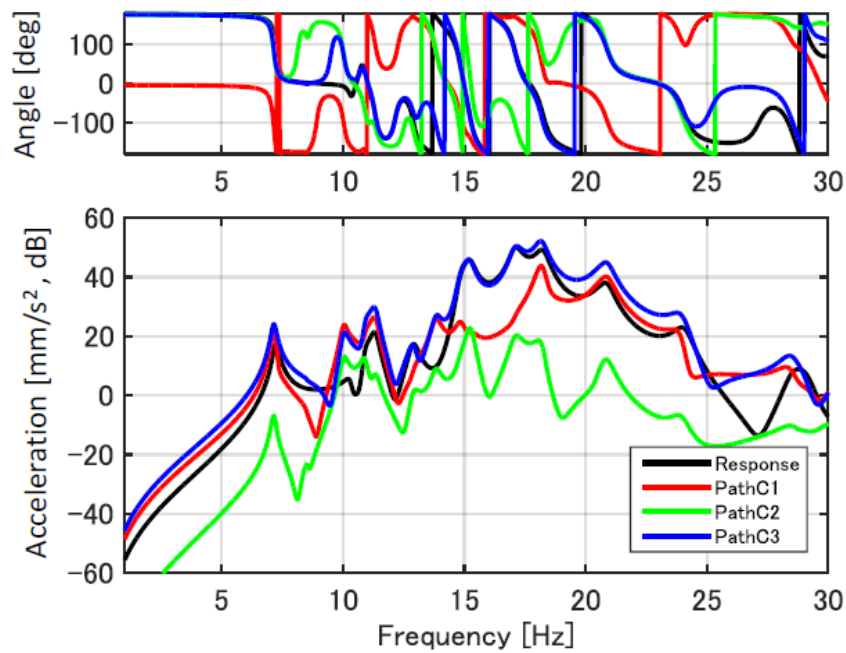
(a) Mount



(b) PathA



(c) PathB

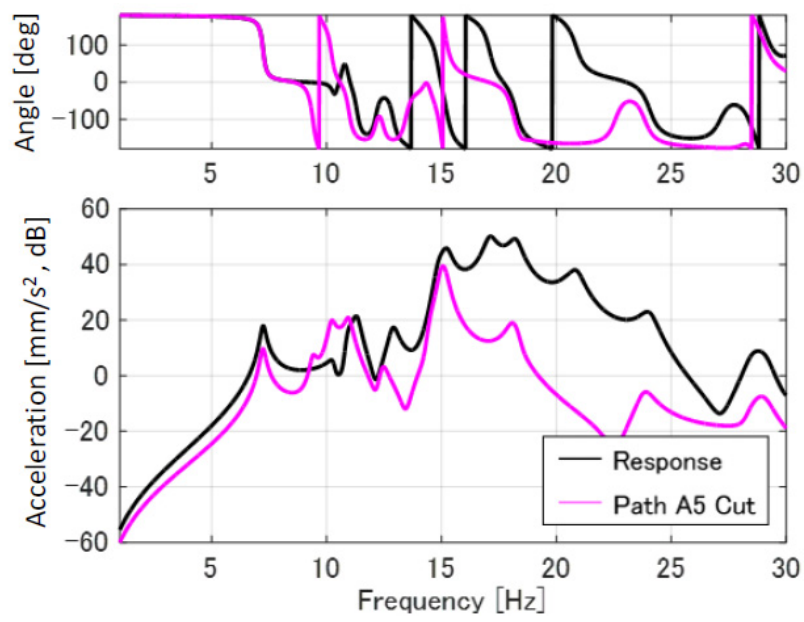
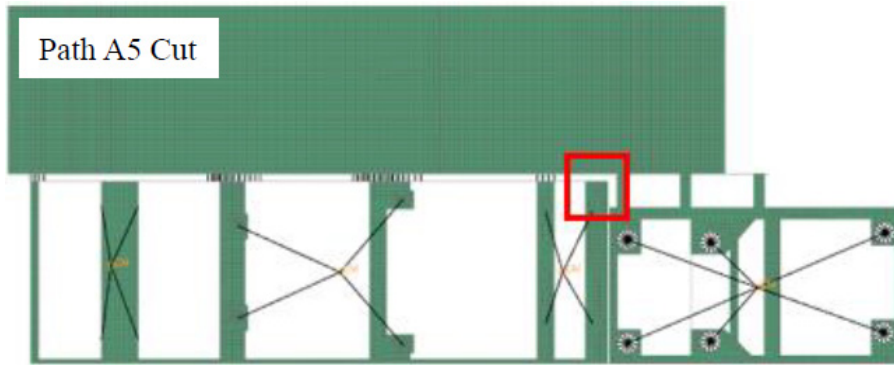


(d) PathC

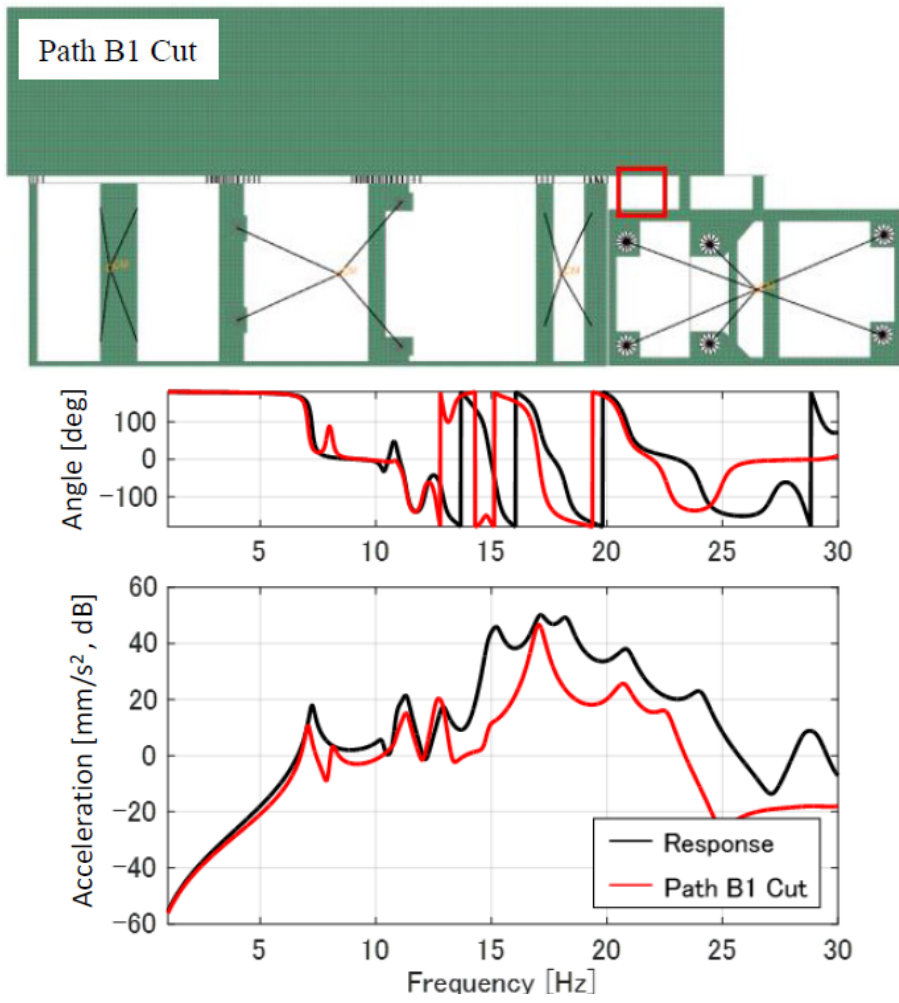
図 26 Contribution of each path

応答と寄与度の位相差が零に近いほど相関が強く、応答へ大きく寄与していると評価し、各グループについて、対象周波数における寄与度分布を確認する。図 26 (a) より Mount に関しては対象周波数 (15.2 Hz, 17.14 Hz) 付近では Path C3 に最も近い Mount 4 が支

配的な寄与を有していることが分かる。図 26 (b) より PathA に関しては対象とする周波数では PathA5 が支配的な寄与を有する結果、図 26 (c) より PathB に関しては 15.2 Hz では PathB1 が支配的であり、17.14 Hz は PathB1 と PathB3 が同程度の寄与を有する結果、図 26 (d) より PathC に関しては対象とする周波数では PathC3 が支配的な寄与を有する結果となっている。ここで、寄与度の大きい経路が対策すべき経路となる理由を述べる。第 2 章にて伝達経路解析手法から得られる寄与度の物理的意味は、評価対象とする切断面に作用する内力が評価点へ伝達するために生じる振動を表すと述べた。そのため、寄与度の大きい経路は他の経路よりも評価点の振動応答を引き起こした割合が大きいことを意味する。そこで、各グループにおいて寄与度の支配的な経路を除去したときの振動応答の変化を図 27 では PathA に関し PathA5 を、図 28 では PathB に関し PathB1 を、図 29 では PathC に関し PathC3 を除去した結果を示す。また図 29 については、PathC3 の評価対象とした切断面を除去した Ver.1 に併せて、異なる位置を除去した Ver.2 の応答変化を示す。



☒ 27 Response before and after PathA5 removal



☒ 28 Response before and after PathB1 removed

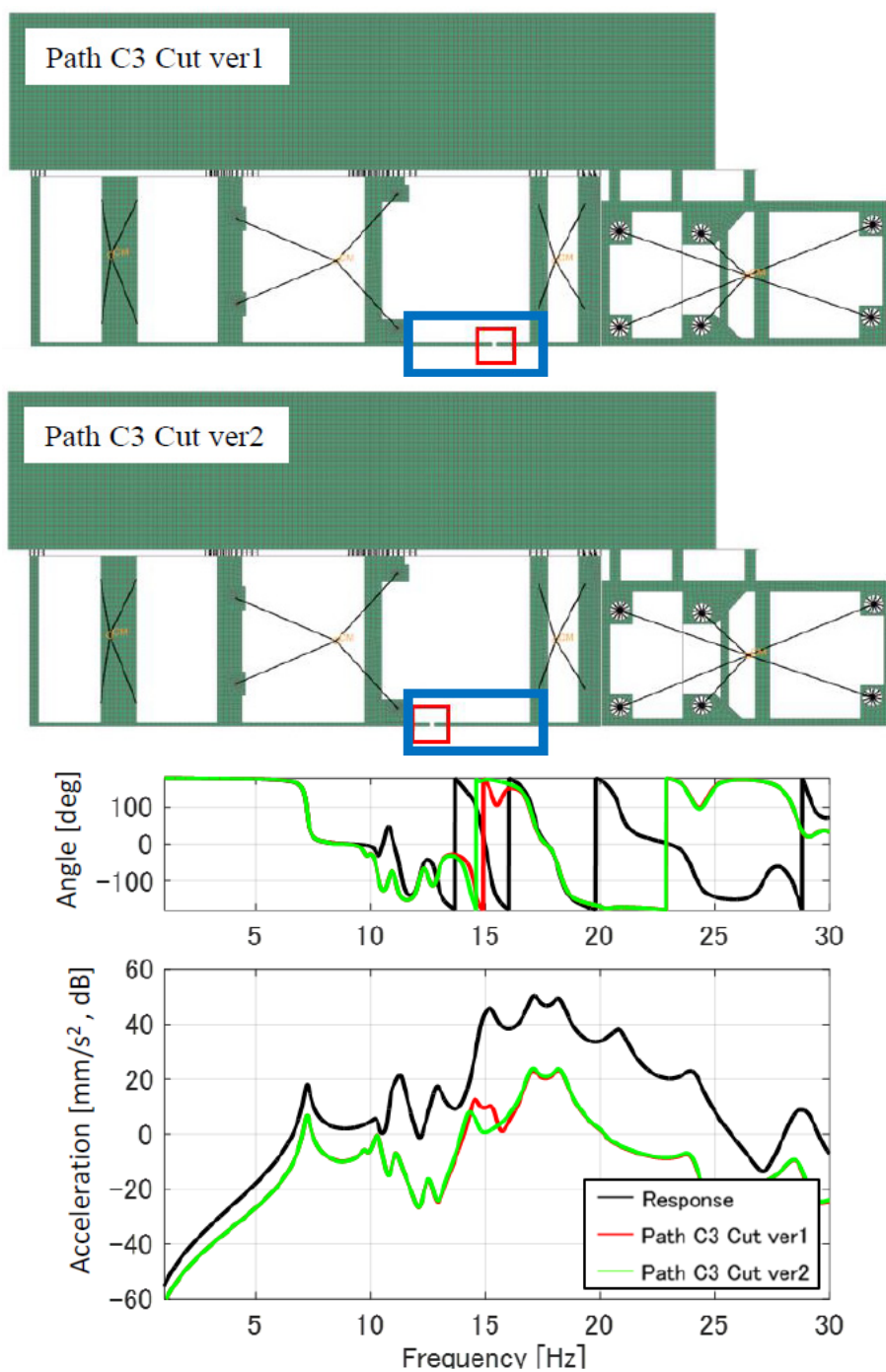
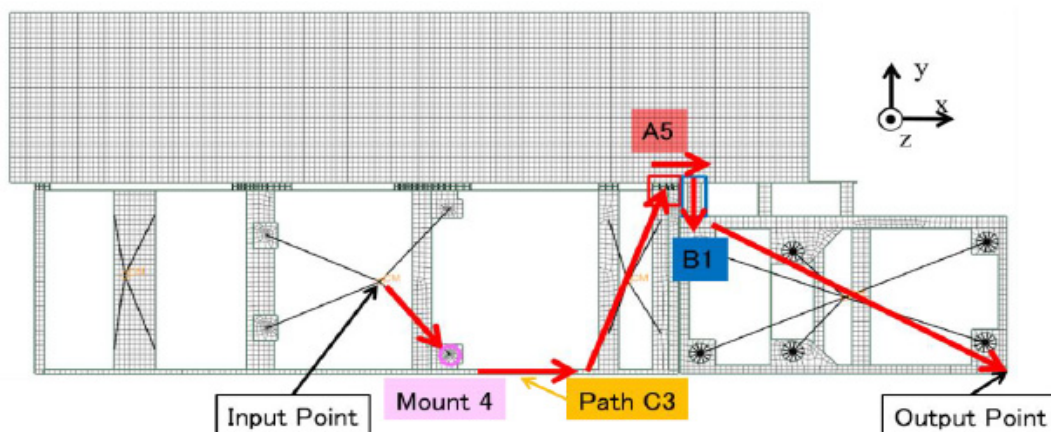


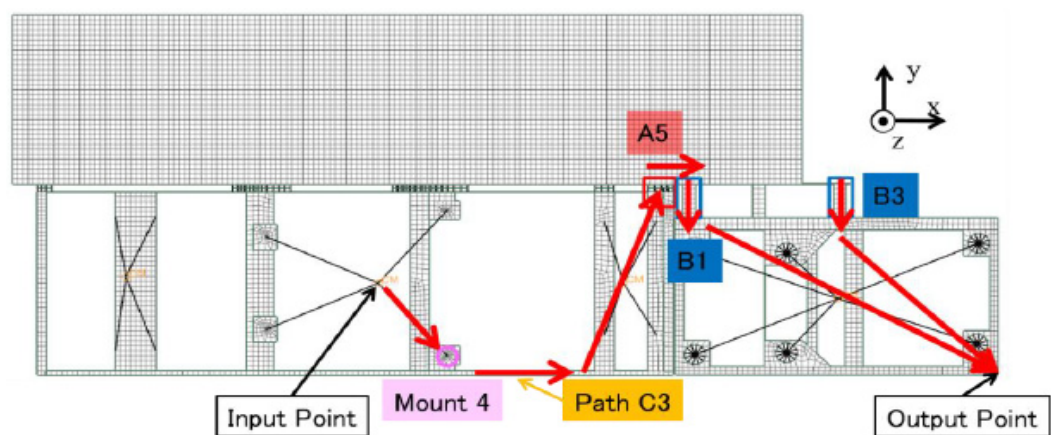
図 29 Response before and after PathC3 removed

寄与度の大きい経路を除去することは評価点へ伝達される力を除去することを意味し、評価点の応答に大きく影響すると考えられる。図 27～図 29 より寄与度の支配的な経路を除去することにより対象とした周波数において大きな振動応答の低減効果がみられ、寄与度の大きい経路は主要な振動の伝達経路であることが分かる。また、図 29 より伝達経路解析手法における評価対象とする切断面でない箇所を除去した場合でも振動応答の低減効果が

確認でき、図 29 に示す青枠部分の骨格構造が主要な振動の伝達経路であり、評価対象とした切断面特有の結果ではないと考えられる。図 30 に対象とした周波数において、各経路グループの寄与度より推定する振動の伝達経路を示す。



(a) 15.2Hz



(a) 17.4Hz

図 30 Vibration transmission path

また、ここではPathBに着目する。図 26(c)の丸で囲んだ箇所の 15.2Hz のピークが大きく、PathB1 の寄与度が支配的であることがわかる。ここで固有モードを確認したところ、14.8 Hz、15.2 Hz に固有モードがあり、図 31(a), (b)にそのモード形状を示す。

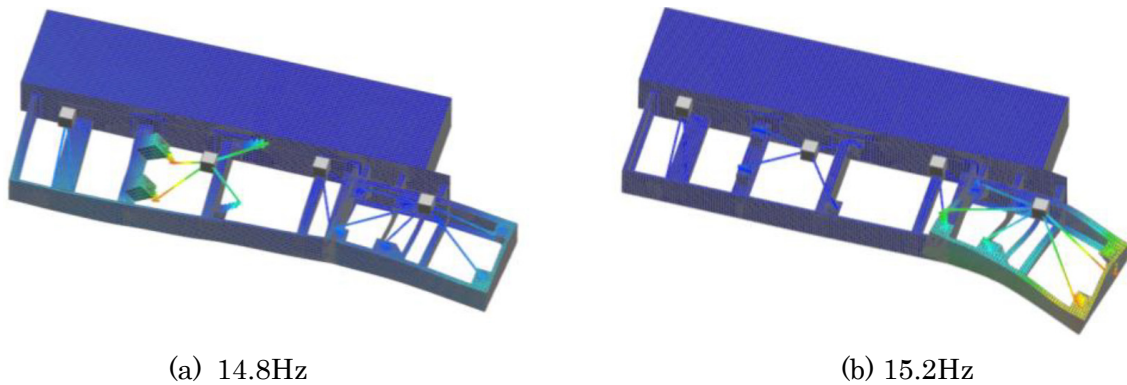


図 31 Mode shape at 14.8Hz and 15.2Hz

15.2 Hz のモード形状において運転室側のフレームが大きく変形しており、このような変形が PathB1 の寄与度を大きくしていると考えられる。このようなピークを低減するために主要経路を除去する構造変更が有効であるか次節にて検証する。

3.3.2. 寄与度に基づいた構造変更の有効性検討

3.3.1 にて、15.2Hz の応答では PathB1 の寄与度が支配的であることを述べた。そこで寄与度が支配的である PathB1 を除去する構造変更をした際の評価点の振動応答への影響を評価する。PathB1 を除去した場合の周波数応答関数の変化を、PathB2 と PathB3 の寄与度の和とともに比較したものを図 32 に示す。

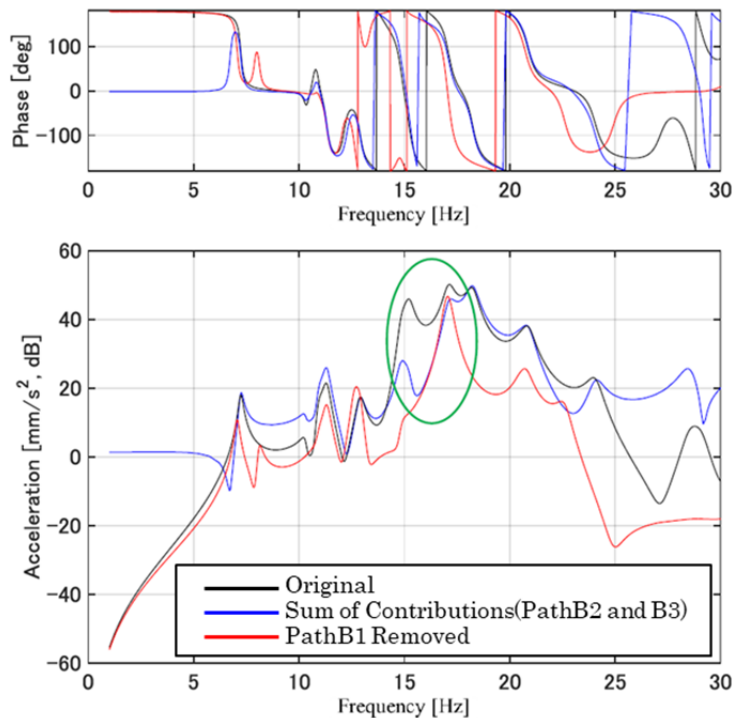


図 32 Comparison of responses and sum of contributions

図内の丸で囲んだ箇所の 15.2 Hz の振動応答は PathB1 を除去した後の応答は PathB2 と PathB3 の寄与度の和とおおよそ一致するように低減しており，PathB1 の構造変更が振動応答の低減に有効であることが示された．他のピーク周波数については構造変更後の応答と PathB2 と PathB3 の和が一致していないことから，卓越したひとつの経路の寄与度があるときのみ有効であることが示された．

3.3.3. 剛性減少を伴わない構造変更方法の検討

寄与度の高い経路を除去する場合，剛性が低下する問題がある．そこで，接続部の経路を追加して寄与度解析を行い，追加した経路の数分の経路を除去することで，全体として経路の数は変えないこととする．3.3.2.では 15.2Hz において PathB1 の寄与度が支配的であったことから，この経路周辺の構造変更による応答の低減効果について検証する．図 33 に示すように，PathB1 と PathB2 の間に PathB4 を追加して寄与度解析を行う．

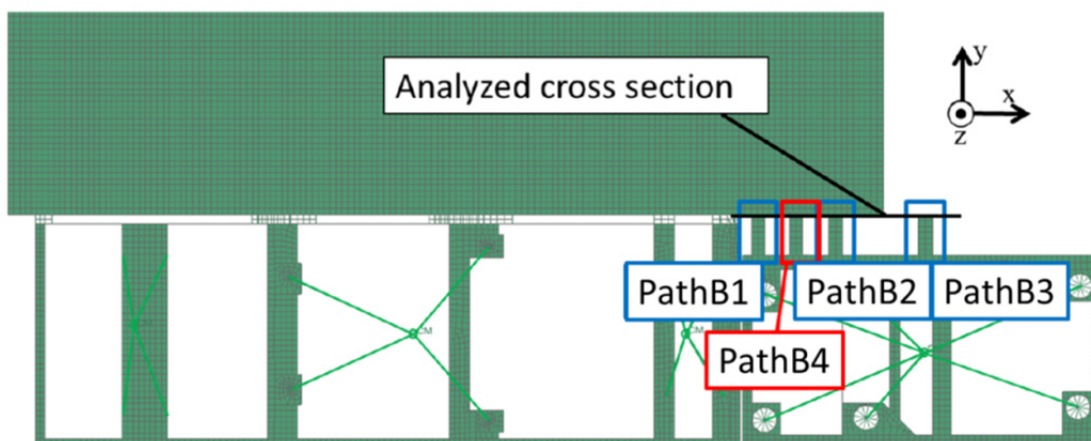


図 33 Analyzed part

PathB4 を追加する前後の周波数応答関数の比較を図 34 に示す．

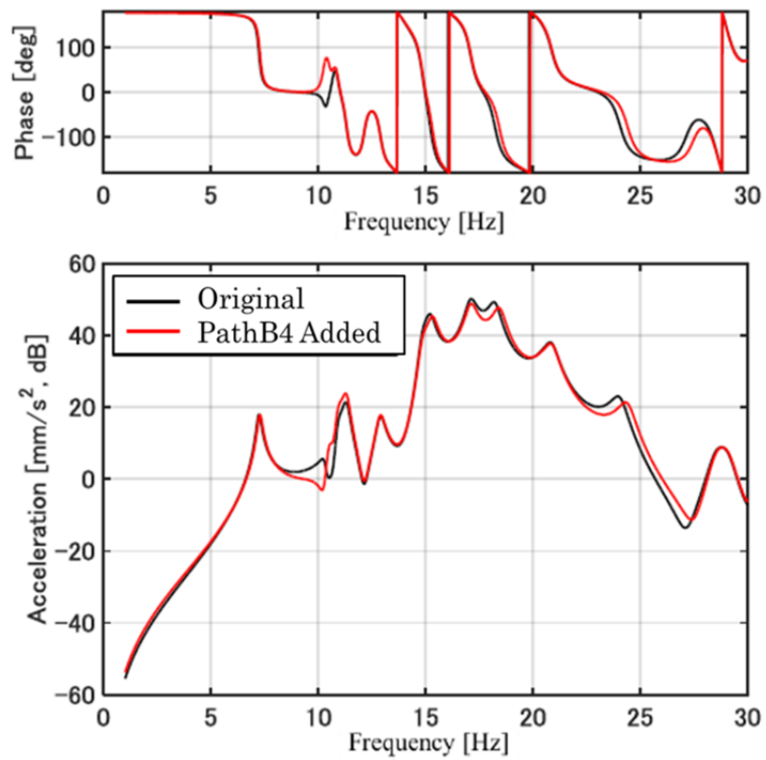


図 34 Comparison of response before and after adding PathB4

この図より PathB4 を追加しても応答はほとんど変化していないことが分かる。寄与度の総和と応答の比較を図 35 に示す。

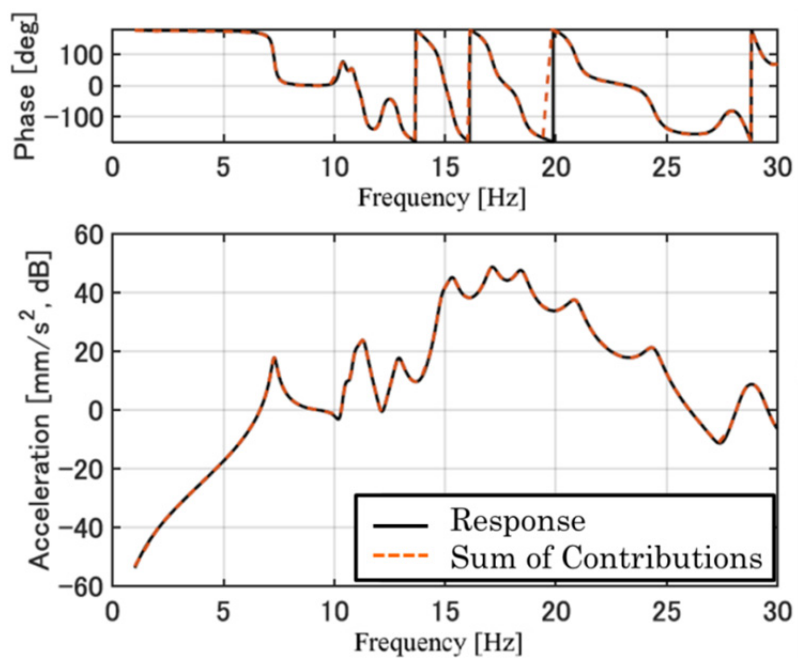


図 35 Sum of contributions and response

この図より、寄与度の総和は応答と精度よく一致しており、寄与度解析の精度が十分高いと考えられる。接続部における4つの経路の寄与度と位相を図36に示す。

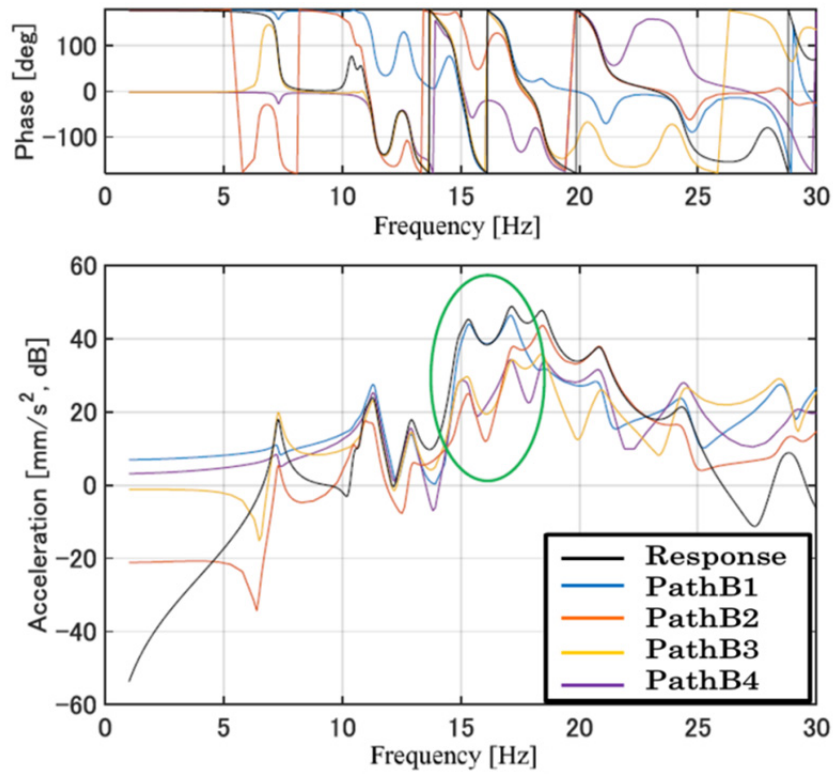


図 36 Contributions to output response

3.2.1.と同様に丸で囲んだ箇所の 15.2Hz では PathB1 の寄与度が卓越している。そこで PathB1 を除去する構造変更を適用した。PathB1 除去後の周波数応答関数の変化を、PathB2, PathB3, PathB4 の寄与度の和の比較を図 37 に示す。

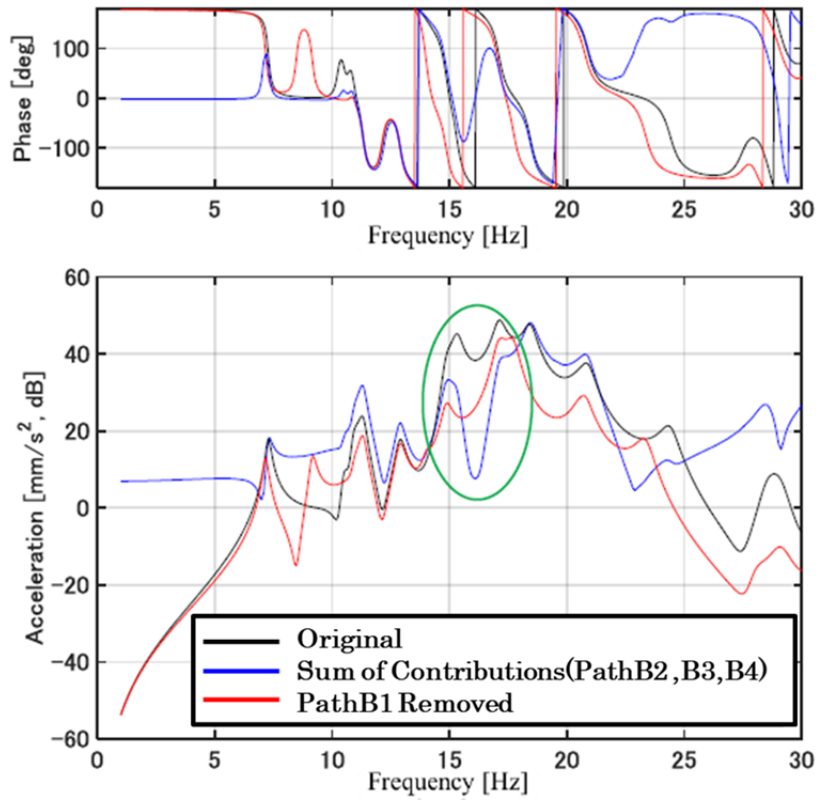


図 37 Comparison of responses and sum of contributions (PathB2, PathB3 and PathB4)

図の丸で囲んだ箇所の 15.2 Hz の応答は低減しており，提案するフレーム構造の改善案が振動応答の低減に有効であることが示された．図 38 に構造変更前後での 15 Hz 付近のモード形状の変化を示す．図 38(a)については構造変更前の 14.9Hz のモード形状，図 38(b)については構造変更の 14.9Hz のモード形状，図 38(c)については構造変更前の 15.2Hz のモード形状，図 38(d)については構造変更後の 14.0Hz のモード形状を示す．

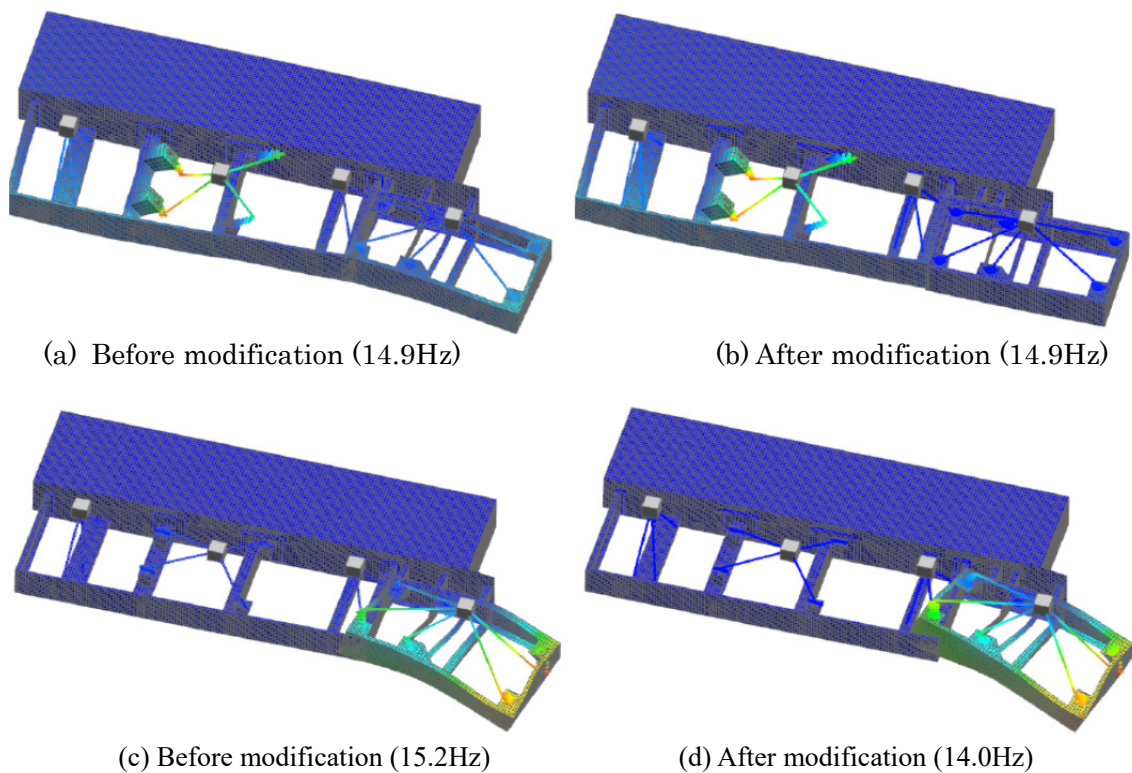


図 38 Comparison of mode shape

14.9 Hz の固有振動数は変化していないが，加振源の振動振幅に対する評価点側フレームの振動振幅が小さくなるようにモード形状が変化している．変更前は加振源における加振により評価点側のフレームが振動振幅するモード形状であったが，変更後は評価点を持つフレームが節となるようなモード形状になっているため，加振源を加振しても評価点を持つフレームの振動振幅は起こりにくい．このようなモード形状の変化が 15.2 Hz の応答低減へ寄与していると考えられる．また，15.2 Hz のモード形状は固有振動数が 14.0 Hz へと大きく移動し，加振源を節とするモード形状に変化している．この変化により，評価点を持つフレームを大きく振動させていたモードが 15.2 Hz から離れることにより 15.2 Hz の応答は小さくなり，移動した 14.0 Hz においては加振源が節となるモード形状のため，加振源を加振しても評価点を持つフレームの振動応答が励起されにくくなったと考えられる．図 39 に構造変更前後での 15.2 Hz のピーク周波数における強制振動応答の変形形状を示す．この図より，評価点を持つフレームの振動応答が抑えられていることが分かる．

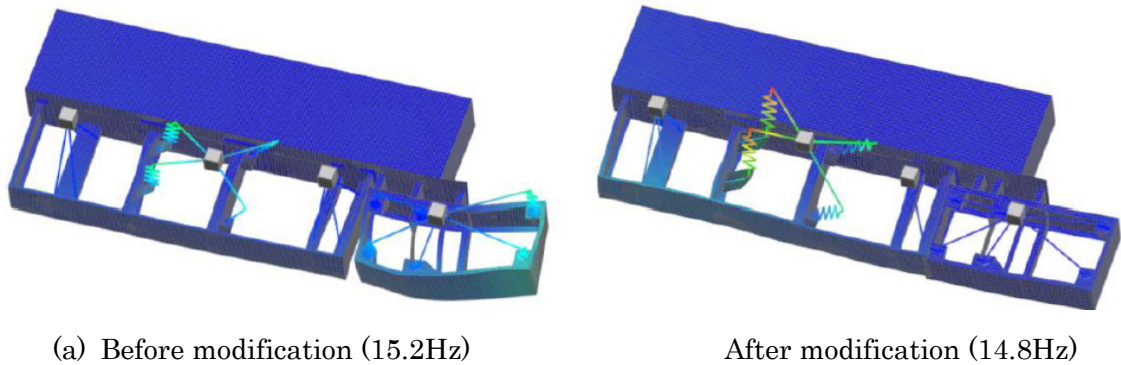


図 39 Comparison of forced displacement

3.3.4. 板厚変更による改善検討

次に PathB の各経路の板厚を 1/2 倍にしたときの応答変化を図 40 に示す。図より寄与度の高い PathB1 や、寄与度の低い PathB2 や PathB3 の板厚を 1/2 倍にしても応答にほとんど影響がないことが分かる。このことから伝達経路解析手法から得られる寄与度結果は、評価点応答に対する着目断面の寄与の高い経路の特定は可能だが、必ずしもその断面上の構造部位が評価点応答の低減に寄与しているとは限らないといえる。

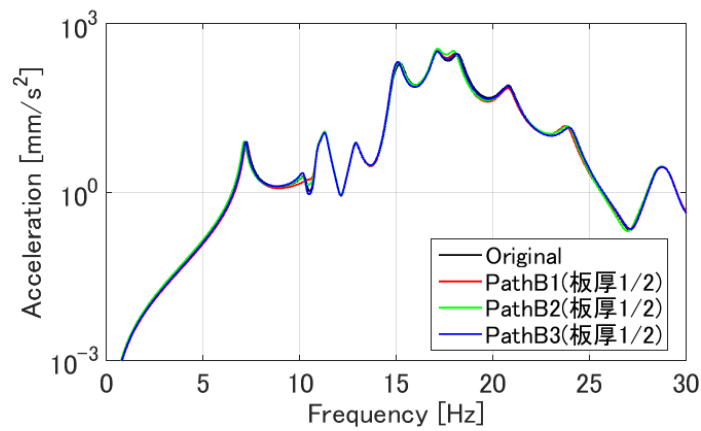


図 40 Response result of thickness change of each path of PathB

3.4. 結言

本章では実問題として建設機械のフレーム構造を対象として伝達経路解析手法を適用し、振動応答の低減を目的とした改善案を検討した結果、下記のような特徴と課題を抽出した。

- (1) 入力点から応答評価点までの間で複数の断面を設定し、伝達経路解析手法にて断面内の経路の寄与度評価することで、入力点から応答評価点までの伝達経路の推定が可能である。
- (2) 改善前後の固有モードを比較することで、振動発生および振動低減に至るメカニズム

の推定が可能である。

- (3) 伝達経路解析手法により算出した寄与度の高い経路に対し、伝達経路を遮断する目的で対象経路の構造の一部を除去することで、評価点応答の大幅な低減効果が得られる。
- (4) 上記のような寄与度に基づきフレーム構造の改善手段を検討する場合、経路を切断するような変更が可能な場合は大きな応答低減効果は得られるが、経路途中がフレームの支持構造の場合、強度や剛性などフレーム構造の設計要件を満たさない可能性があり、経路の除去以外に改善案を創出する手法が必要である。

第4章 伝達経路解析手法のマクロな自由度成分別評価手法

4.1. 緒言

本章では、第3章で述べた課題に対する解決手法を提案する。伝達経路と伝達する方向の明確化を目的とした伝達経路解手法析のマクロな自由度成分別評価手法の理論を述べ、建設機械のフレーム構造へ適用することで有効性を検証し、その結果について述べる。

4.2. 基礎理論

ここからは開発フェーズの上流において、対象とするフレーム構造の全体系における伝達特性や現象を直感的に把握することができ、応答低減に資するフレーム構造の改善案の創出を可能とするため、入力源と応答評価点間にフレーム構造部材のある断面に対し、応答評価点に対するマクロな伝達寄与度を自由度成分別に評価する手法を提案する。先行研究では、伝達経路解析手法から得られる各節点自由度の寄与度を総和することで、着目断面の要素毎、部位毎に寄与度を評価し、フレーム構造の改善案に対して応答の低減効果の検証を行ってきたが、寄与度は明らかとなるものの力の伝達方向が不明なため、現象が捉えにくく、具体的な改善構造の検討が困難であった。そこで本章では、複数の伝達経路を有するフレーム構造に対し、有限要素モデルを用いて各伝達経路の対象断面のマクロな伝達力の6自由度成分（断面の合力・合モーメント）とそれに対する伝達関数を算出することで、このマクロな伝達力の6自由度成分別の寄与度評価を可能とする方法を提案する。評価対象とする*i*番目の伝達経路の切断面におけるマクロな伝達力と評価点応答*U*が式(10)のように表現できると仮定する。

$$U = F_x G_x + F_y G_y + F_z G_z + M_x G_{Mx} + M_y G_{My} + M_z G_{Mz} + E = \sum_{i=1}^6 F_i G_i + E \quad (10)$$

ここで F_i ($i = 1 \sim 6$)はそれぞれ断面内に設定した任意の点（例えば断面の図心）におけるx,y,z方向のマクロな伝達力 F_x, F_y, F_z 及びx,y,z軸まわりの伝達モーメント力 M_x, M_y, M_z であり、 G_i ($i = 1 \sim 6$)はこれに対する評価点応答へのマクロな伝達関数 $G_x, G_y, G_z, G_{Mx}, G_{My}, G_{Mz}$ を、 E は補正項を表している。マクロな伝達力・モーメントは数値解析により求めた各節点力から任意点における各自由度成分の合力・合モーメントを算出することで一意に定めることができる。一方マクロな伝達関数は各節点力の分布状態により異なるものとなるため、一意に定めることができない。そこで、本研究では伝達経路の切断面の断面形状が変化しないと仮定した節点力分布を用いた際の伝達関数を採用する。これは材料力学における梁理論と類似する考え方で、合理性があるものとする。このとき補正項 E はこの仮定が成立しない状況、すなわち伝達経路自体の断面形状変形等による寄与度を表すものとする。次にこの伝達経路断面の断面形状が変化しない場合の断面上の任意点における伝

達関数の算出方法について述べる。図 41 に示すように各経路荷重伝達方向に 1 要素分の断面を切り取り，片側を完全拘束し，もう片側は切断面上の任意点と各節点を剛体要素で結合した有限要素モデルを用意する。

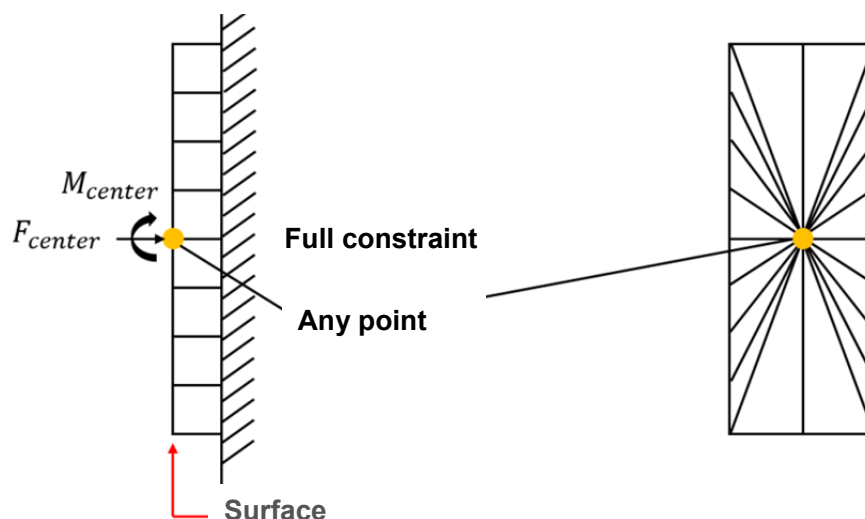


図 41 Section model for calculation of reaction force of node.

任意点に各自由度方向に単位荷重を入力した際の断面上の各節点の応答変位ベクトル $\{u\}$ を算出すれば，断面上の節点力ベクトル $\{P\}$ は式(11)により算出される。

$$\{P\} = [K]\{u\} \quad (11)$$

ここで $[K]$ は剛体要素で自由度縮小される前の剛性マトリクスである。 $\{P\}$ の成分を添え字 i は各節点番号， j は節点自由度 ($x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$) として P_{ij} と表すと，3章で求めた伝達関数 H_{ij} を乗ずることでマクロな断面伝達力に対する伝達関数が求まる。例えば x 方向のマクロな伝達関数 G_x は x 方向に単位静荷重を与えたときの節点力を用いて式(12)で求めることができる。

$$G_x = \sum_i \sum_j H_{ij} P_{ij} \quad (12)$$

一方，マクロな伝達力は全体構造での応答解析から算出する各節点の伝達力を用いて，以下の式(13)~(18)から求めることができる。ここで， $l_{i,x}, l_{i,y}, l_{i,z}$ はそれぞれ断面内任意点に対する節点 i の各座標軸方向のオフセット距離， m は断面内の節点数である。

$$F_x = \sum_{i=1}^m P_{i,x} \quad (13)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^m P_{i,y} \quad (14)$$

$$F_z = \sum_{i=1}^m P_{i,z} \quad (15)$$

$$F_{Tx} = \sum_{i=1}^m P_{i,Tx} + \sum_{i=1}^m (P_{i,y} \times l_{i,y}) + \sum_{i=1}^m (P_{i,z} \times l_{i,z}) \quad (16)$$

$$F_{Ty} = \sum_{i=1}^m P_{i,Ty} + \sum_{i=1}^m (P_{i,x} \times l_{i,x}) + \sum_{i=1}^m (P_{i,z} \times l_{i,z}) \quad (17)$$

$$F_{Tz} = \sum_{i=1}^m P_{i,Tz} + \sum_{i=1}^m (P_{i,x} \times l_{i,x}) + \sum_{i=1}^m (P_{i,y} \times l_{i,y}) \quad (18)$$

このように算出した対象断面上の任意点における伝達関数と伝達力を用いて対象経路の各自由度の寄与度が2章と同様に式(19)で求めることができる。

$$\begin{aligned} I_i &= |C_i| \cos \theta_i \\ &= |G_i F_i| \cos \theta_i \end{aligned} \quad (19)$$

ここで従来の伝達経路解析手法、および提案手法についての算出フローを図42に示す。

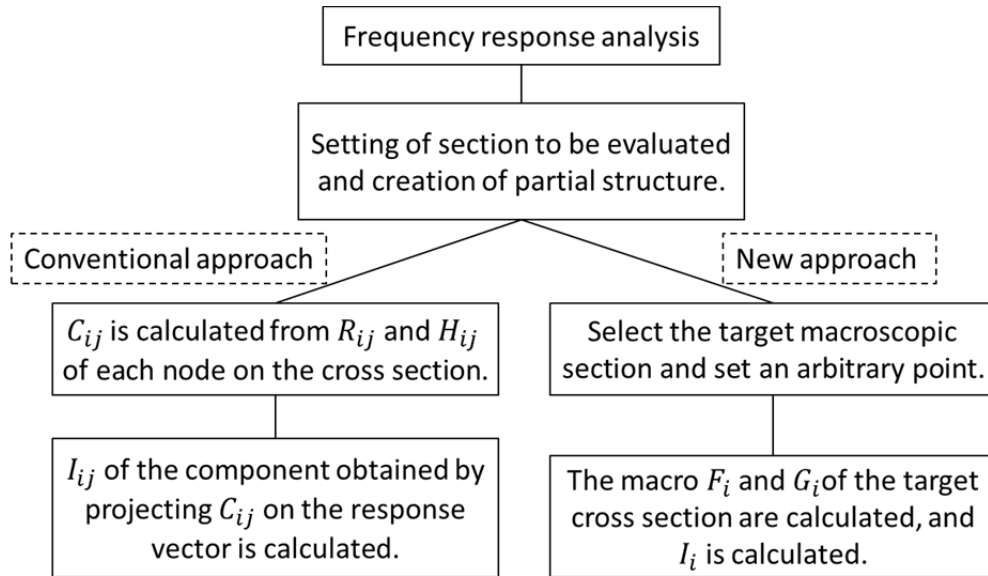


図 42 Calculation flow on conventional and proposed method

4.3. 建設機械への適用検討

4.3.1. 伝達経路解析手法の適用結果

評価する経路として図 43 に示す 3 グループを対象とした。

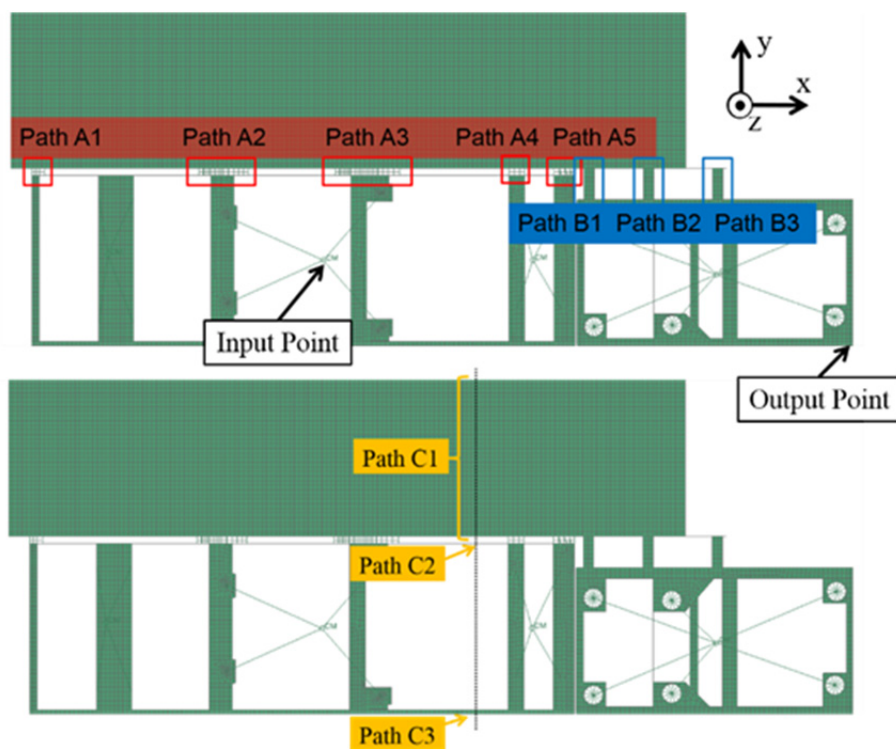


図 43 Analyzed paths

1 つ目のグループはメインフレームとフレーム A が接続される 5 つの経路(以降, Path A), 2 つ目のグループはメインフレームとフレーム B が接続される 3 つの経路(以降, Path B), 3 つ目のグループは入力点と評価点の間のメインフレームとフレーム A (以降, Path C) とする. 代表例として Path B の寄与度の総和と評価点応答の比較を図 44 に示す. 図より評価点応答とよく一致しており伝達経路解析手法による寄与度の算出精度は十分高いと考えられる.

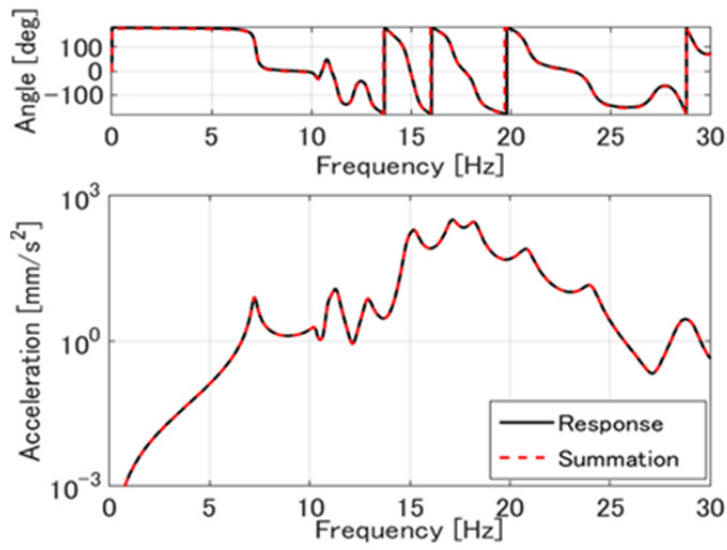
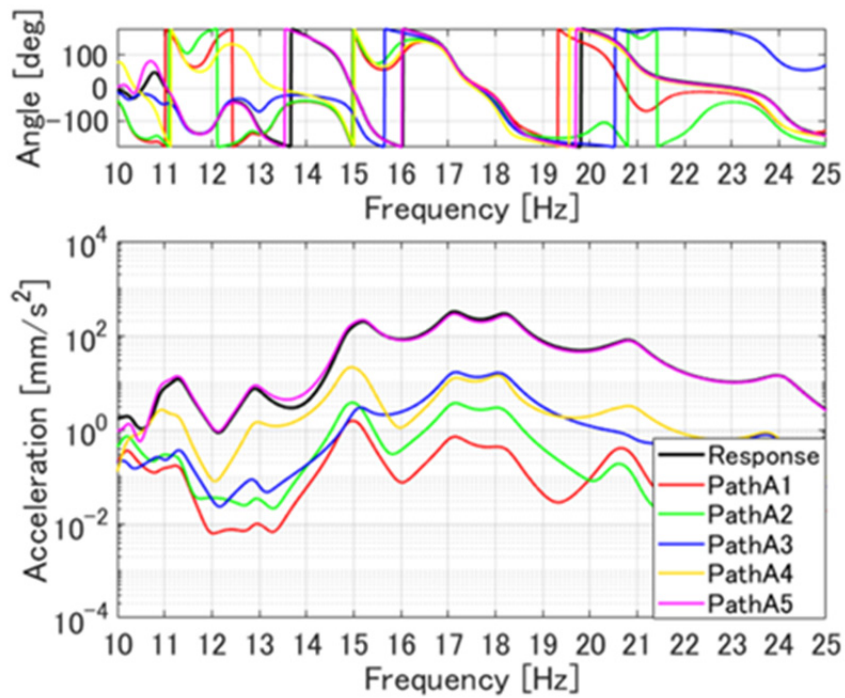
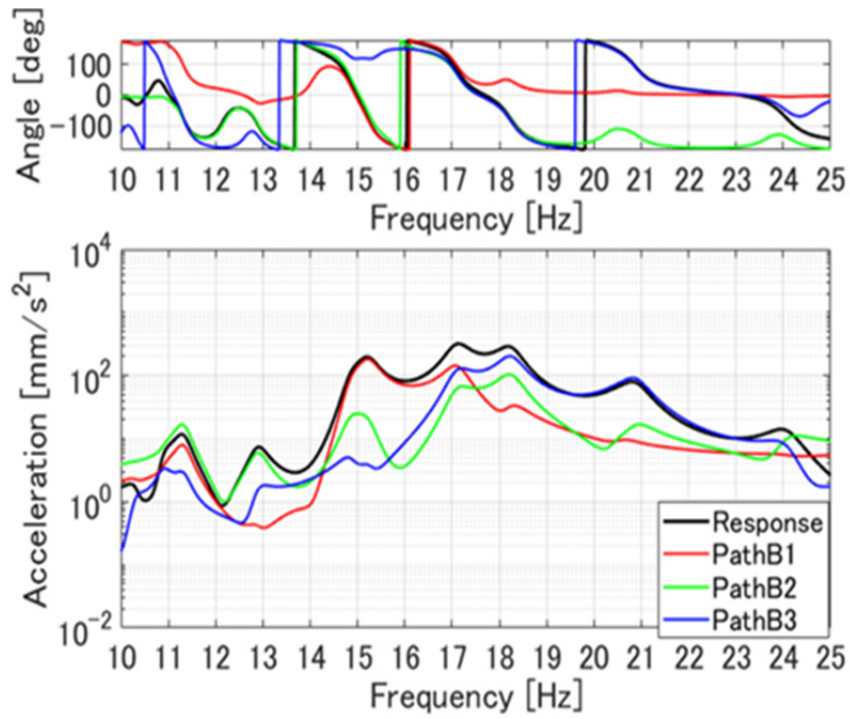


図 44 Sum of contributions and response

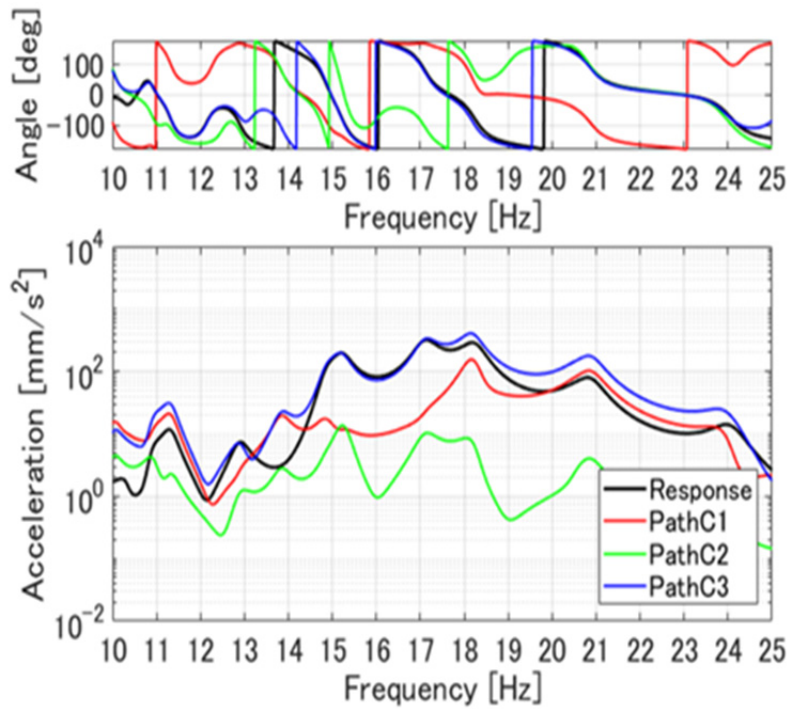
次に前述の3グループに対し各伝達経路断面の寄与度の和を位相と大きさに分けて図 45 に示す.



(a) PathA



(b) PathB



(c) PathC

図 45 Sum of contribution of three paths

評価点の応答と寄与度には位相差があるため、位相差がゼロに近いほど相関が強く評価点
 応答へ大きく寄与しているといえる。図 45(a)より Path A に関して検討周波数全域で Path

A5の寄与度の位相および絶対値が評価点の応答と一致しており支配的であることが分かる。図 45(b)より PathB に関して 15Hz 付近では PathB1 が支配的、17Hz 付近では PathB1、PathB2 が同程度の寄与度を有している。図 45(c)より PathC に関して 15-17Hz にかけて PathC3 が支配的であることが分かる。

ここで PathB1 の寄与が高い 15Hz 付近を対象に振動応答の低減を目的としたフレーム構造の改善案の検討を行った。伝達経路解析手法より得られた寄与度に基づき、15Hz 付近の寄与が大きい PathB1 の接続部の構造を取り外した際の振動応答を図 46 に示す。評価対象とした 15.2Hz において振動応答加速度が大きく低減し、本結果より断面上の各経路の寄与度を評価できることが伝達経路解析手法の特徴であることが示された。しかし、フレーム間の接続部位の切断はフレーム支持構造の剛性や強度要件を満たさないなど、改善案としては現実的ではないという課題が残る。

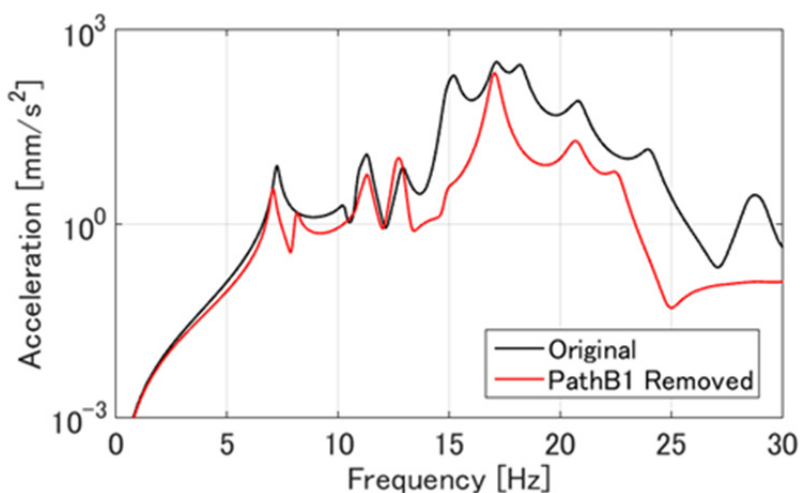


図 46 Response of PathB1 removed

4.3.2. 伝達経路解析手法の自由度成分別評価手法の適用結果

ここまでは従来の伝達経路解析手法の寄与度に基づいたフレーム構造の改善案の創出により応答の低減効果に対し検証を行ってきた。次に提案手法によるマクロな寄与度の自由度成分別評価により、対象とするフレーム構造の全体系における入力点から評価点までの伝達特性の把握と評価点の応答の低減が可能かを検証する。図 47 に 15.2Hz において対象とした経路の図心位置におけるマクロな寄与度の自由度成分別評価の結果を示す。2・2 節にて応答と寄与度に位相差があるため、寄与度の応答に対する射影成分が各経路の応答に実質的に及ぼす影響を表すことを述べた。図 47 より PathA に関しては PathA5 の y 自由度が支配的、PathB に関しては PathB3 の y 自由度と z 自由度の寄与度が打ち消し合い PathB1 の y 自由度が支配的、PathC に関しては PathC3 の x 自由度が支配的であることが分かり、対策すべき経路および自由度成分を特定した。

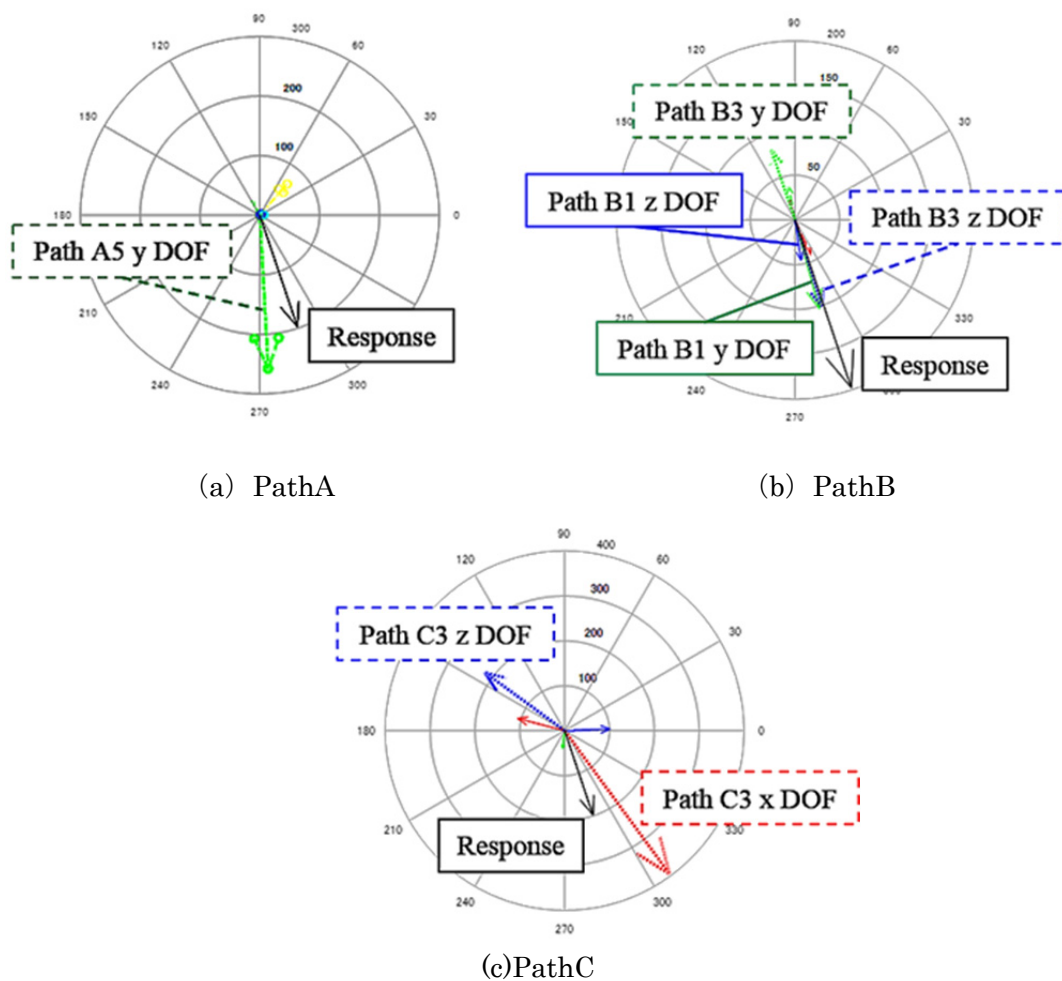


図 47 Results of evaluation of degree of freedom component of macro contribution in centroid position of each path at 15.2Hz

そこで寄与度の自由度成分別評価に基づき特定の自由度成分の力の伝達を抑制し、その寄与度を除去することにより振動応答の低減が可能かを検証する。対象とした経路は振動伝達の観点においては剛性部材として機能しており、解析モデル上においては対象断面を 6 方向バネ要素に置換し、指定した自由度成分の剛性をゼロとすることで寄与度の高い自由度成分の力の伝達を抑制する。図 47 に示す PathA はメインフレームとフレーム A の間をバネ要素に置き換え y 方向剛性を、PathB はメインフレームとフレーム B の間をバネ要素に置き換え y 方向剛性を、PathC は指定断面上をバネ要素に置き換え x 方向剛性をゼロとすることで力の伝達を抑制した。指定方向の伝達力を抑制した後の周波数応答関数を図 48 に示す。

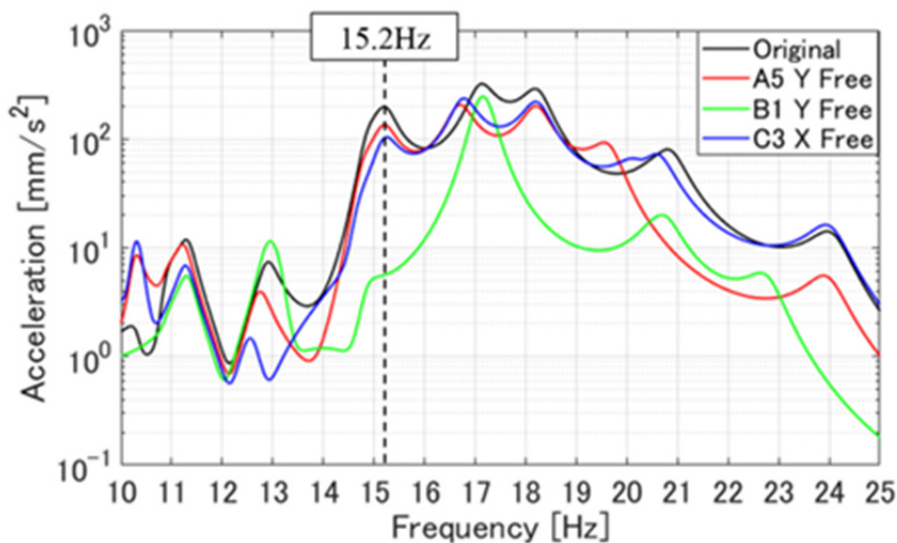


図 48 Frequency response function after suppressing transmitted force in specified direction

提案手法により寄与度の大きい自由度成分を明らかにし、その伝達力およびその寄与を抑制したことにより、対象周波数の 15.2Hz における振動応答の低減効果を確認できた。

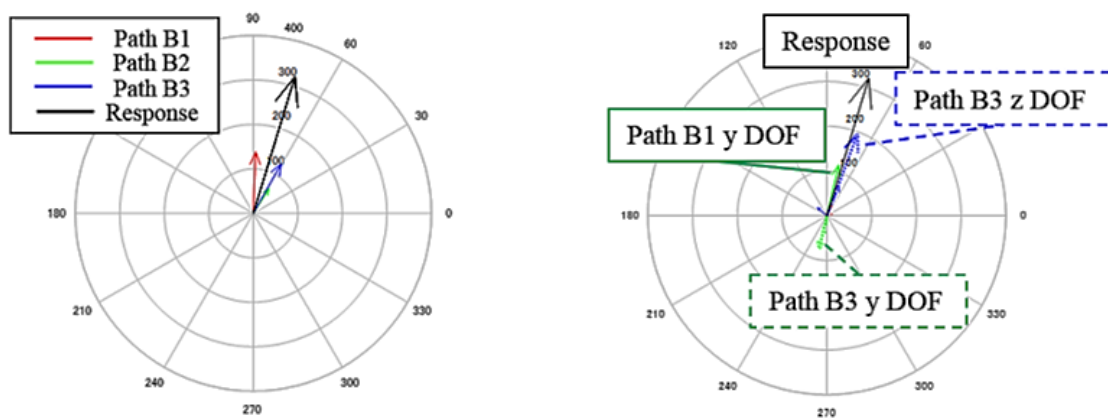
ひとつの経路の寄与度が支配的な場合において、寄与度の自由度成分別評価に基づく伝達力の抑制は評価点の振動応答の低減に有効であることを示した。次に、複数経路が同程度に寄与する場合における提案手法の有効性を検証する。寄与度が分散している PathB について、17.1Hz における寄与度解析結果を図 49 に、影響度の値を表 3 に示す。また、影響度の考え方により、評価点の応答と逆位相の寄与度の成分を除去することにより応答が増加するかを検証する。図 49(a) より、6 自由度の総和として評価すると PathB1 と PathB3 が同程度に寄与していることが分かる。これらを自由度別に評価すると、図 49(b) より PathB1 は y 自由度の寄与度が大きい。PathB3 については z 自由度の寄与度は PathB1 の y 自由度より大きい、PathB3 の y 自由度の寄与度が逆位相であるため打ち消し合い、結果的に PathB1 と PathB3 が同程度に寄与していることが分かる。ここでは、寄与度の自由度成分別評価に基づき以下の伝達力抑制を実施する。

条件 1 : PathB1 の y 自由度の伝達力を抑制する (PathB1 の 6 方向バネ要素の y 自由度の剛性をゼロ)

条件 2 : PathB3 の y 自由度の伝達力を抑制する (PathB3 の 6 方向バネ要素の y 自由度の剛性をゼロ)

条件 1 では評価点の応答が低減し、条件 2 では応答が増加すると予測され、図 50 に伝達力の抑制前後の応答の変化を示す。影響度が大きい成分を抑制することによる応答低減、および影響度が小さい(寄与度として逆位相の)成分を抑制することにより応答の増加を確認した。したがって提案手法を用いて寄与度を自由度成分別に、また応答に対して位相情報によって影響度を評価することにより、評価点の応答低減に資する効果的な改善案の創出

が可能であることが示された。



(a) Sum of contribution at each path (b) Contribution divided into degree of freedom

図 49 Contribution analysis result at 17.1 Hz

表 3 Influence of Path B at 17.1Hz.

Frequency(17.1Hz)	Degree of freedom					
Path Name	x	y	z	θ_x	θ_y	θ_z
PathB1	30.77	95.35	8.40	12.87	-15.92	7.17
PathB2	24.15	-17.00	66.50	-17.91	4.40	0.01
PathB3	-9.14	-13.08	161.72	-35.04	14.97	0.01

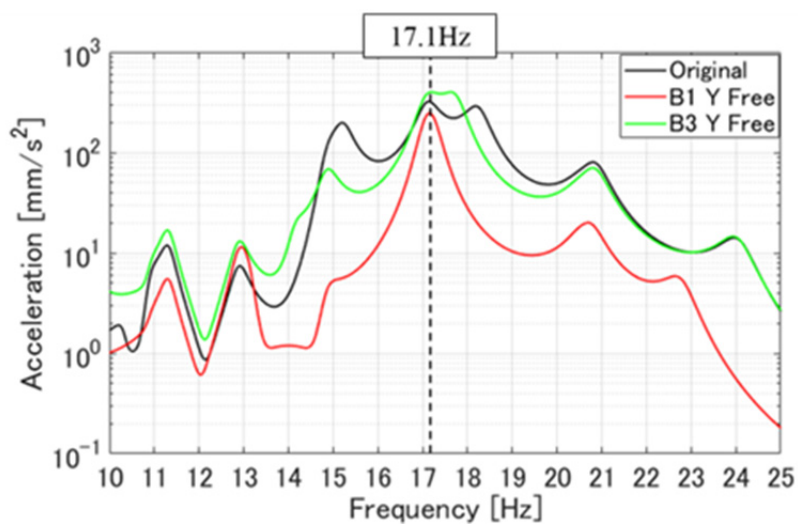


図 50 Change in response before and after transmission force suppression

4.4. 結言

本章では第 3 章で示した課題に対する解決手法として，考案したマクロな自由度成分別評価手法の基礎理論を述べ，建設機械のフレーム構造に対して適用し有効性を検証した結果，下記のような結論が得られた．

- (1) 考案したマクロな自由度成分別評価手法により，対象とした経路のマクロな伝達力の自由度方向の把握が可能となる．
- (2) 提案手法を用いることで，寄与度の高い経路の除去ではなく，寄与度の高い自由度方向の伝達力を抑制することで，強度や剛性などの設計要件を考慮した振動応答を低減できるフレーム構造の創出が可能である．

第5章 相互平均コンプライアンス手法を用いた振動応答低減

5.1. 緒言

第4章では、伝達経路解析手法の特徴を活かし、寄与度の高い伝達経路の伝達力を抑制する手段を用いて低振動化を実現するフレーム構造の改善案の創出を行った。本章では相互平均コンプライアンス手法を用いて、寄与度の高い伝達経路の伝達力の抑制ではなく、改善すべき部位の特定と評価点応答の低減のための改善指針の明確化を目的に有効性の検証を行った。相互平均コンプライアンス手法の基礎理論、および板モデルに適用し得られた結果について述べる。

5.2. 相互平均コンプライアンス手法の基礎理論

5.2.1. 相互平均コンプライアンス手法

ここでは相互平均コンプライアンス手法の基本式⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾を述べる。構造系の運動方程式は、

$$[B]\{x\} = \{f\} \quad (20)$$

ここで、 $\{x\}$ 、 $\{f\}$ はそれぞれ変位、力ベクトルを表す。行列 $[B]$ は動剛性行列であり、次式で表すことができる。

$$[B] = [K + j\omega C - \omega^2 M] \quad (21)$$

K 、 C 、 M はそれぞれ剛性、減衰、質量行列を表し、式(22)にて変位ベクトル x について整理すると

$$\{x\} = [B]^{-1}\{f\} \quad (22)$$

また、評価点 r のみが1、他は全てゼロのベクトルとする、随伴荷重 $\{g_r\}$ を式(23)のように定義する。

$$\{g_r\}^T = \{0, \dots, 1_{i=r}, \dots 0\} \quad (23)$$

このとき、評価点 r の変位を式(24)で表される。

$$\{x_r\} = \{g_r\}^T [B]^{-1} \{f\} \quad (24)$$

ここで、評価点 r を随伴荷重 $\{g_r\}$ で加振したときの構造全体の応答を $\{y\}$ とすると式(25)のように表される。

$$\{y\} = [B]^{-1}\{g_r\} \quad (25)$$

この $\{y\}$ をここでは随伴変位と呼ぶ。随伴変位の物理的な意味は、評価点の着目自由度に単位荷重を与えたときの系全体の変位であり、相反性が成立する系においては系全体の節点自由度から評価点の着目自由度までの伝達関数と考えることができる。また特性行 $[B]$ は対称行列であるため、次式の転置の関係式が成立する。

$$\{y\}^T = \{g_r\}^T [B]^{-T} = \{g_r\}^T [B]^{-1} \quad (26)$$

これより、式(24)は式(27)のように表され、

$$\{x_r\} = \{y\}^T \{f\} \quad (27)$$

式(22)を用いれば、式(28)のように表される。

$$\{x_r\} = \{y\}^T [B] \{x\} = L \quad (28)$$

ここで、 L を相互平均コンプライアンスと定義するが、これは評価点の変位 x_r そのものである。構造をいくつかのコンポーネントに分け、動剛性行列 $[B]$ をそれらの和($j = 1, \dots, N$)として表すと、

$$[B] = \sum_{j=1}^N [B_j] \quad (29)$$

これを式(28)に代入すると式(30)が得られる。

$$\{x_r\} = \sum_{j=1}^N \{y\}^T [B_j] \{x\} = \sum_{j=1}^N L_j \quad (30)$$

また、式(31)の L_j をコンポーネント j の寄与と考えることができる。

$$L_j = \{y\}^T [B_j] \{x\} \quad (31)$$

コンポーネントとは寄与を評価する任意の構造単位であり，最小単位は有限要素分割の一要素となる．全ての寄与の和は応答 x_r に等しい．また，式(32)により寄与を剛性，減衰，質量の寄与に分けて評価することができる．

$$[B_j] = [K_j + j\omega C_j - \omega^2 M_j] \quad (32)$$

すなわち，剛性，減衰，質量の寄与をそれぞれ， $L_{j,K}$ ， $L_{j,C}$ ， $L_{j,M}$ と表すと，式(32)が成り立つ．

$$L = L_{j,K} + L_{j,C} + L_{j,M} \quad (33)$$

5.2.2. 相互平均コンプライアンス手法の感度解析

ここからは相互平均コンプライアンス手法の感度について述べる．ここで $\{G\}$ を式(34)に

$$\{G\} = \{y\}^T [B] \quad (34)$$

と表すと，式(28)より相互平均コンプライアンス L は式(35)のように表される．

$$L = \{G\} \{x\} \quad (35)$$

独立な設計変数 α_j が要素ごとに存在するとし，式(34)を α_j で偏微分すると式(36)のように得られる．

$$\frac{\partial L}{\partial \alpha_j} = \frac{\partial \{G_j\}}{\partial \alpha_j} \{x\} - \{G_j\} \frac{\partial \{x\}}{\partial \alpha_j} \quad (36)$$

$\{G\}$ は α_j に依存しないため，式(37)のように表される．

$$\frac{\partial \{G_j\}}{\partial \alpha_j} = 0 \quad (37)$$

またここで，式(20)を α_j で偏微分すると式(38)のように得られる．

$$\frac{\partial\{f\}}{\partial\alpha_j} = \frac{\partial[B_j]}{\partial\alpha_j}\{x\} - [B_j] \frac{\partial\{x\}}{\partial\alpha_j} \quad (38)$$

{f}は α_j に依存しないため、式(38)で表され、

$$\frac{\partial\{f\}}{\partial\alpha_j} = 0 \quad (39)$$

式(38)と式(39)より、式(40)のように表される。

$$\frac{\partial\{x\}}{\partial\alpha_j} = -[B_j]^{-1} \frac{\partial[B_j]}{\partial\alpha_j} \{x\} \quad (40)$$

よって、式(34)、式(36)、式(40)より評価点の変位に対する要素感度は式(41)のように表される。

$$\frac{\partial L}{\partial\alpha_j} = -\{y\}^T \frac{\partial[B_j]}{\partial\alpha_j} \{x\} \quad (41)$$

設計変数 α_j （パラメータ変化の割合）と部品 j の動剛性は式(42)と仮定する。

$$[B_j]' = (1 + \alpha_j)[B_j] \quad (42)$$

すると式(41)の感度は式(43)のように要素 j の寄与 L_j に-1を乗じたものと等しくなる。

$$\frac{\partial L}{\partial\alpha_j} = -\{y\}^T [B_j] \{x\} = -L_j \quad (43)$$

式(43)より相互平均コンプライアンスと各要素特性感度は、大きさは等しく、異符号であることが分かる。例えば、質量変化については密度 ρ_j をパラメータに取って表すと、質量付加感度は式(44)で表される。

$$\frac{\partial L}{\partial\rho_j} = \frac{\partial L_{j,M}}{\partial\rho_j} = -\frac{1}{\rho_j} L_{j,M} \quad (44)$$

要素 j の体積 V_j とすれば、要素の密度と質量変化の関係は式(45)で与えられる。

$$dm_j = \rho V_j \quad (45)$$

これより、要素 j に対する質量付加感度が式(46)のように表される。

$$\frac{\partial L}{\partial m_j} = -\frac{V_j}{\rho_j} L_{j,M} \quad (46)$$

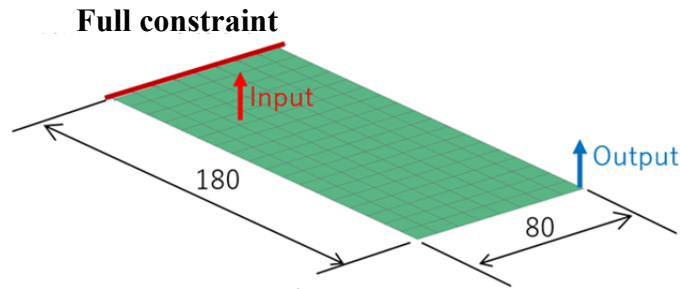
同様に、要素 j の縦弾性係数を（ヤング率） E_j をパラメータにとると、式(47)に示すように相互平均コンプライアンスと要素に対する感度が関連付けられる。

$$\frac{\partial L}{\partial E_j} = \frac{\partial L_{j,K}}{\partial E_j} = -\frac{1}{E_j} L_{j,K} \quad (47)$$

5.3. 板モデルを用いた有効性の検証

5.3.1. 解析概要

相互平均コンプライアンス手法の有効性を検証するために使用した解析モデルを図 51 に示す。解析モデルは長手方向の片側端を完全拘束した 180×80mm の板厚 1mm の鋼板とし、周波数応答解析の入力点は拘束側とし、応答点は拘束と反対側の端とし、図 51 に示す位置とした。



density	7820[Kg/m ³]
Young's modulus	206[Gpa]
Poisson ratio	0.29
Structural damping ratio	0.01
Thickness	1[mm]
Number of node point	171
Number of node element	144

図 51 Analysis model

また、周波数応答解析結果および固有値解析結果を図 52 に示す。

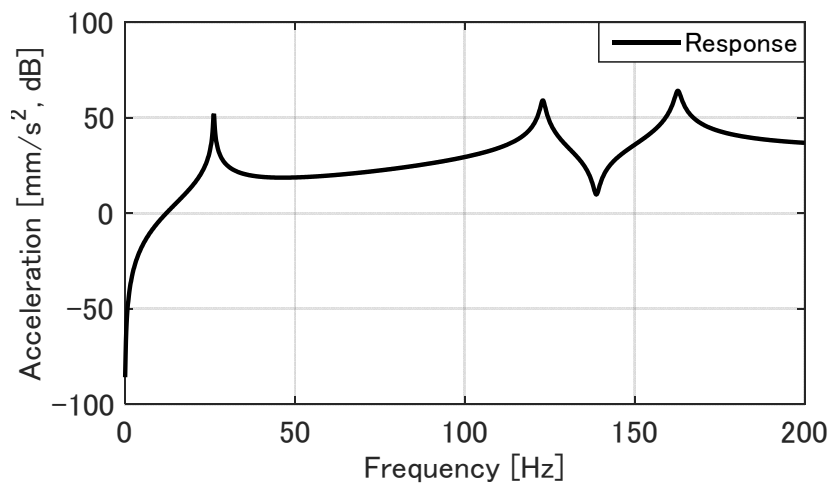
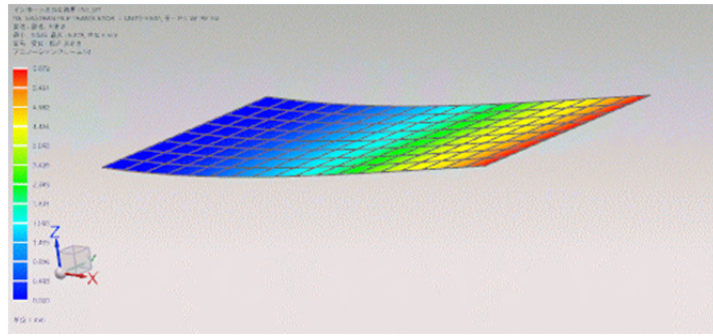
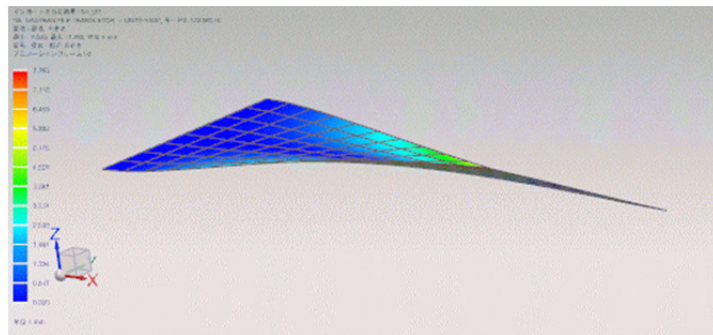


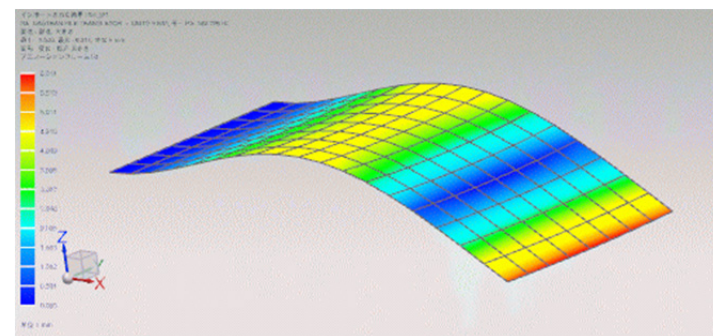
図 52 Response at output point



(a) 26.2Hz



(b) 123Hz



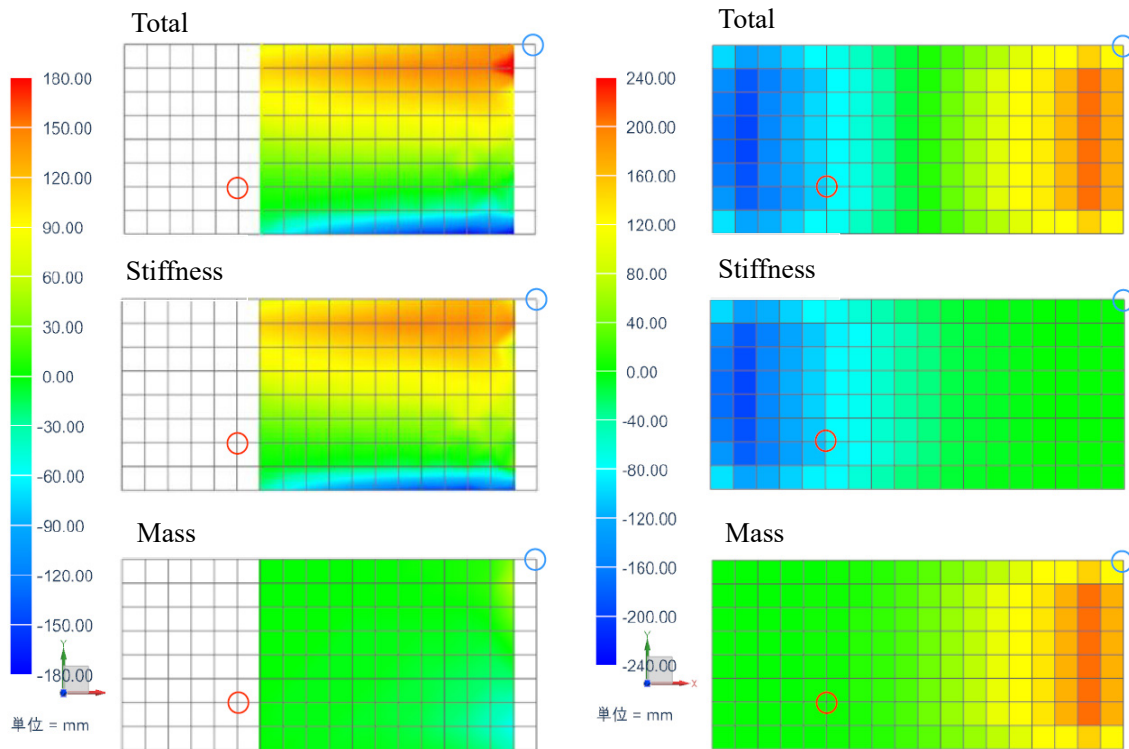
(c) 162.7Hz

図 53 Eigenvalue analysis result

ここでは、図 53(a)に示す 26.2Hz の一次曲げモードを対象に、伝達経路解析手法と相互平均コンプライアンス手法による寄与度を評価することにより両手法を比較する。

5.3.2. 感度算出結果

図 54 に伝達経路解析手法、および相互平均コンプライアンス手法を用いて算出した寄与度分布の比較を示す。赤い丸印は入力点、青い丸印は応答評価点、Total が各手法の算出結果に対し、Stiffness は剛性成分、Mass は質量成分の寄与度分布を示す。



(a) Transfer path analysis

(b) Mutual Mean Compliance

図 54 Result of contribution distribution

図 54(a)は伝達経路解析手法における寄与度分布，図 54(b)は相互平均コンプライアンスの分布であり，それぞれ上から寄与度の合計を示し，次に剛性成分，下に質量成分の寄与度を示す．図中の赤丸印は入力点，青丸印は評価点を示している．両手法ともに各節点において得られた寄与度の評価点の応答に対する射影成分をコンター図として表示している．図 54 より，伝達経路解析手法に関しては系の中央を除き，上部と下部に寄与度の絶対値が大きい部分が見られる．寄与度を質量成分と剛性成分に分けて表示することにより，剛性成分が支配的であることが分かる．一方，相互平均コンプライアンス手法に関しては，拘束側では剛性成分，非拘束側では質量成分が支配的な分布となっていることが分かる．また，図 55 に検討対象の 26.2Hz にける応答解析結果から得られた歪エネルギー分布と運動エネルギー分布を示す．

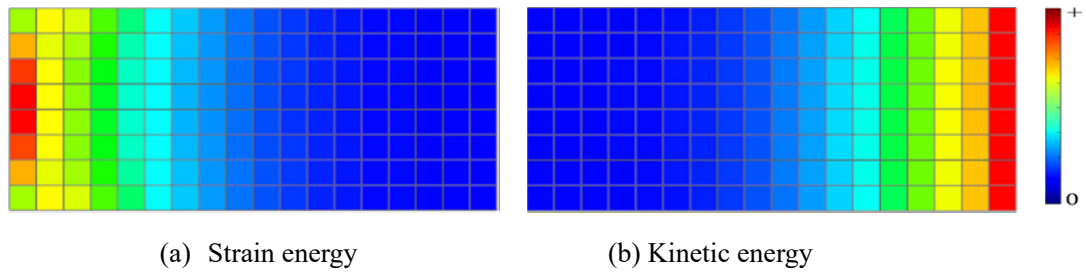


図 55 Energy distribution

26.2Hz は一次の曲げモードが励起されており, 図 55 に示すように拘束側では剛性成分 (歪エネルギー), 非拘束側では質量成分 (運動エネルギー) が支配的であり, モード形状と各エネルギー分布の結果より相互平均コンプライアンス手法の寄与度分布は物理現象を適切に評価できていると考えられる. 一方, 伝達経路解析手法の寄与度解析結果は従来手法では見られない寄与度の分布を示している事がわかる. またここでは, 評価対象とする応答ピークの 26.2Hz を境とし, $\pm 1\text{Hz}$ の 25.2Hz と 27.2Hz の相互平均コンプライアンス手法の感度結果を図 56 に示す

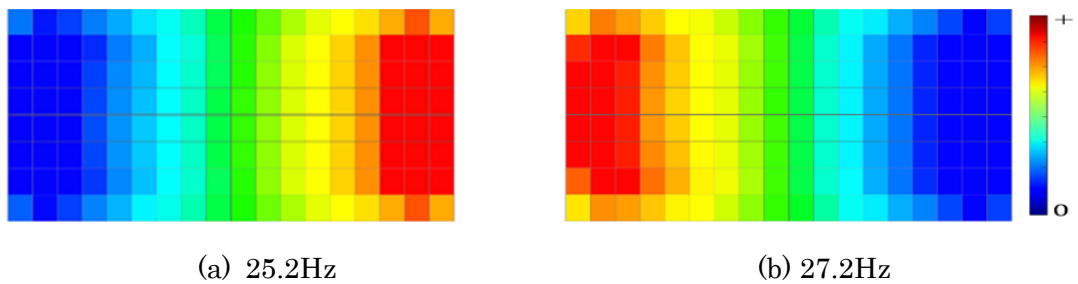


図 56 Sensitivity results

図 56 (a) の 25.2Hz と図 56 (b) の 27.2Hz の感度結果を比較すると感度結果が逆転しているのが分かる. これは図 56 (a) の 25.2Hz の感度結果は 26.2Hz の共振点の周波数を下げる方向の感度を, 図 56 (b) の 27.2Hz の感度結果は 26.2Hz の共振点の周波数を上げる方向の感度を示すためである. このように共振点の応答ピークを低減する対策は感度を評価する周波数の取り方により, 共振周波数を上げる方向, もしくは下げる方向と異なった結果が表れ, 一義的な解が得られない. また, 相互平均コンプライアンス手法は単一周波数での感度を示すため, 感度結果を基とした構造改善により対象周波数では応答低減効果が得られるが, 他の周波数領域では応答が大きくなりえるという課題が考えられる.

5.3.3. 感度に基づく構造変更

ここでは、図 51 の板モデルに対し、伝達経路解析手法および相互平均コンプライアンス手法の両手法から得られた寄与度算出結果に基づいて改善構造を検討し、両手法の応答低減効果を比較する。対象とするピーク周波数は 26.2Hz とする。図 57 に伝達経路解析手法より得られた剛性成分と質量成分の寄与度に基づいた構造変更検討箇所、および相互平均コンプライアンス手法の剛性成分と質量成分に基づいた構造変更検討箇所を示す。

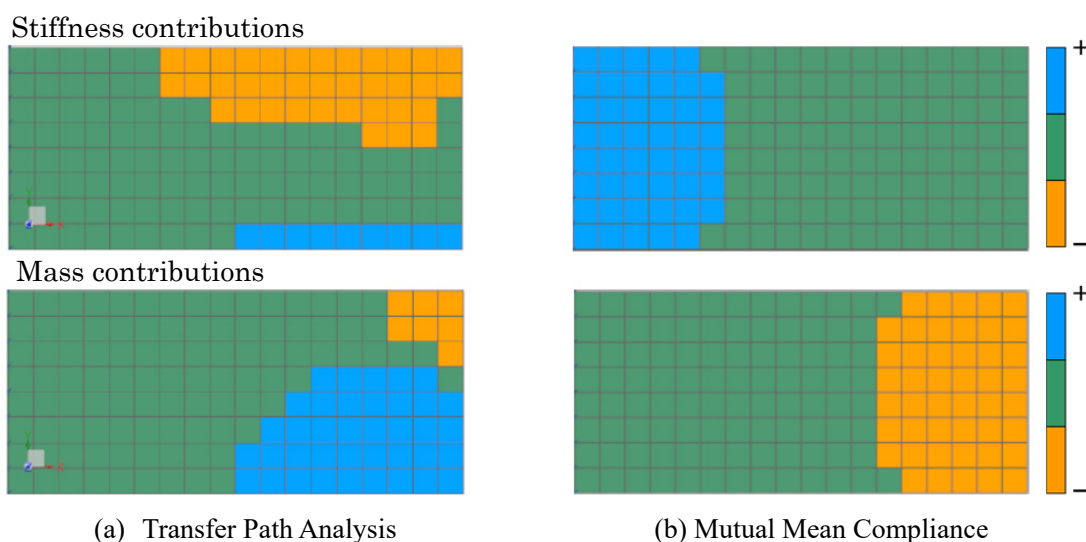


図 57 Modification elements

図 57 では寄与度が正の部分ブルー、負の部分オレンジで示す。これらの改善の対象とした箇所は、それぞれの成分の分布において寄与度の絶対値が大きい方から順に 45 要素ずつ抽出したものである。また、両手法において得られた寄与度の情報を表 4、表 5 に示す。

表 4 Contributions for Transfer Path Analysis

Transfer Path Analysis	
Summation of contributions at all nodal points	4891.1
Number of analysis cross section	12
Average of contributions at every cross section	407.6
Evaluation point response	404.9
Error for evaluation point response	0.67[%]
Summation of stiffness contributions	5272.6
Summation of mass contributions	-381.7

表 5 Contributions for Mutual Mean Compliance

Mutual Mean Compliance	
Summation of dynamic mutual mean compliance	404.9
Evaluation point response	404.9
Error for evaluation point response	0.0[%]
Summation of stiffness mutual mean compliance	-9092.6
Summation of mass mutual mean compliance	9497.5

表 4 に示す伝達経路解析手法から得られた寄与度については、解析対象とした切断面における剛性成分の寄与度の総和が質量成分の総和を大きく上回っていることが分かる。表 5 に示す相互平均コンプライアンス手法の感度については、各要素における質量成分の寄与度の総和が剛性成分の寄与度を少し上回る結果となっている。正の寄与を有する場合、その要素特性の感度は寄与に対し-1 を乗じることで得られるので負となる。つまり、設計変数である剛性（板厚）や質量密度を増加させると、感度は負であるため正の寄与度が減少することを意味する。また、剛性（板厚）や質量密度の減少は、寄与度の絶対値を大きくする構造変更を意味する。伝達経路解析手法の感度結果に基づいた評価点応答を低減させる改善案としては、感度としては剛性成分の正の寄与が支配的なため、板厚の増加することで剛性成分の寄与の絶対値を小さくする、もしくは質量密度を小さくすることで質量成分の負の寄与の絶対値を大きくして剛性成分の寄与を相殺するという改善指針が挙げられる。相互平均コンプライアンス手法の感度結果に基づいた評価点応答を低減させる改善構造としては、質量成分の寄与の絶対値が剛性成分の寄与の絶対値より大きいいため、剛性成分の改善を対象とする箇所の板厚を小さくすることにより剛性成分の負の寄与の絶対値を大きくする、もしくは質量成分の改善を対象とする箇所の質量密度を大きくすることにより質量成分の正の寄与の絶対値を小さくする改善案が挙げられる。今回実施した構造変更の内容を表 6 に示し、構造変更後の周波数応答結果を図 58 に示す。

表 6 Modification information

構造変更まとめ	
m01	質量成分の構造変更検討箇所の質量密度1%増加
m02	質量成分の構造変更検討箇所の質量密度1%減少
k01	剛性成分の構造変更検討箇所の板厚1%増加
k02	剛性成分の構造変更検討箇所の板厚1%減少

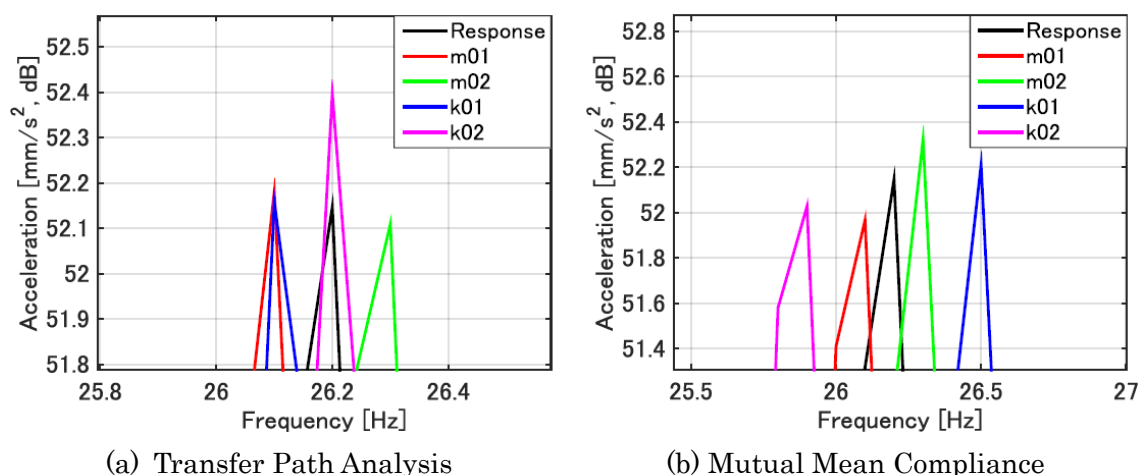
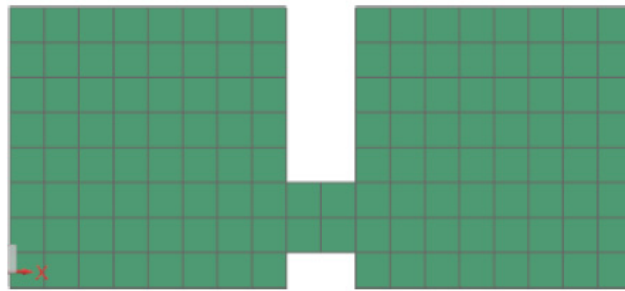


図 58 Frequency Response Function after modification

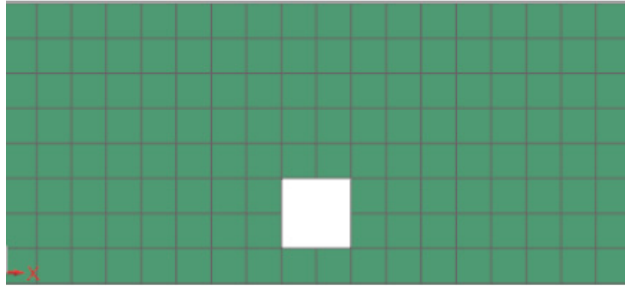
図 58 より，相互平均コンプライアンス手法による感度に基づく改善案により感度の考え方の通りの応答変化を確認できたが，伝達経路解析手法に関しては構造変更による所望の応答変化は得られなかった．次節で伝達経路解析手法における寄与度と相互平均コンプライアンス手法の寄与特性の差異について述べる．

5.4. 伝達経路解析手法と相互平均コンプライアンス手法の特徴と課題

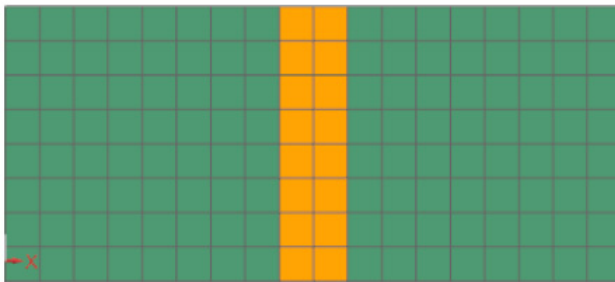
5.3 節において，相互平均コンプライアンス手法の感度結果に基づいた構造変更により応答の低減が可能であり，増減の予測が可能であることを示した．本節では伝達経路解析手法および相互平均コンプライアンス手法の両手法から得られる寄与特性の違いに着目し検証する．検証に用いた構造変更した解析モデルを図 59 に示す．図 57(a)に示すように伝達経路解析手法の寄与度がゼロでない部分であり，図 57(b)に示すように，相互平均コンプライアンス手法の寄与度がゼロに近い部分を改善する対象の部位として，両手法の寄与特性の差異について検証した．



(a) Transfer Path Analysis a01



(b) Transfer Path Analysis 02



(c) Mutual Mean Compliance a01

図 59 Modification Part for verification

構造変更の条件を表 7 に示し，構造変更後の周波数応答関数を図 60 に示す．

表 7 Modification information for verification

構造変更条件	
Transfer Path Analysis a01 (TPA a01)	寄与度の絶対値の大きい部位の除去
Transfer Path Analysis a01 (TPA a02)	寄与度の絶対値の小さい部位の除去
Mutual Mean Compliance a01 (MMC a01)	対象箇所の板厚 10%増加

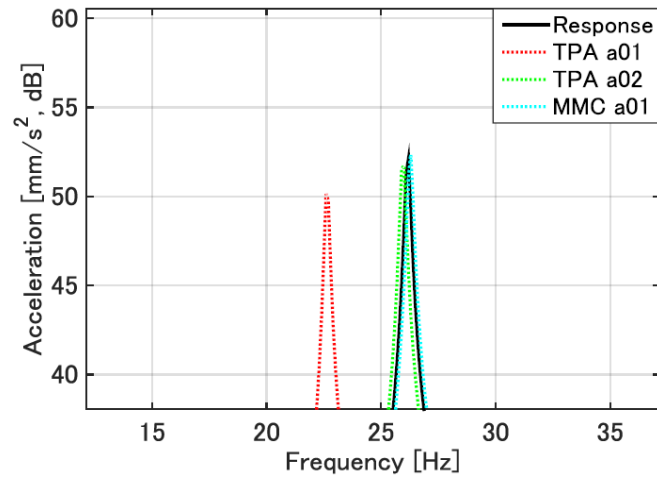


図 60 Frequency Response Function after modification for verification

図 60 に示すように、応答が大きく変動したのは伝達経路解析手法から得られる寄与度の絶対値が大きい部分を除いた構造変更（条件：Transfer Path Analysis a01）のみであった。このことから、伝達経路解析手法から得られる寄与度の物理的意味は、図 61 に示すように着目断面上の節点を最小単位として一つの経路とみなし、その経路上の節点が評価点の振動に寄与している度合いを示すものと考えられる。

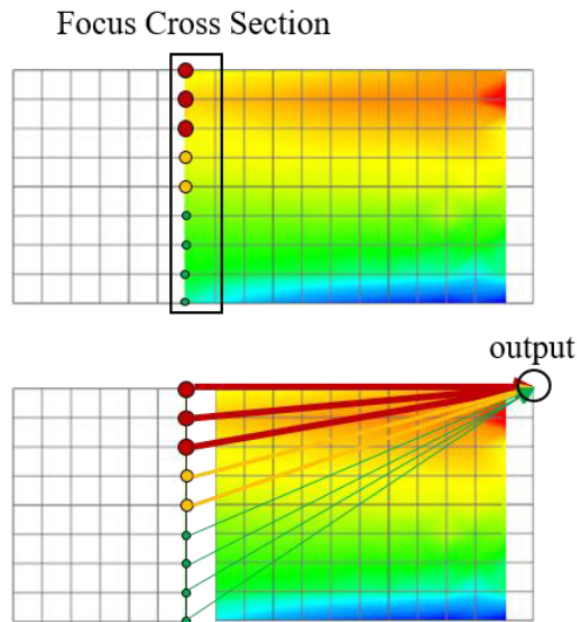


図 61 Image of vibration flow for Transfer Path Analysis

従って、隣接する断面ごとに伝達経路解析手法を用いて寄与度を算出し、コンター表示することで、モデル上で評価点応答に対して振動がどのようにして伝わるのか、すなわち振動の伝達経路の可視化が可能と考えられる。ただし、図 57 に示すように、寄与度として大

きい場所を改善する対象とした場合、実現象として正しくなく、一概に応答低減が得られない場合がある。また、相互平均コンプライアンス手法に関しては、各要素で得られる相互平均コンプライアンスの総和は評価点応答と一致するため、系全体を構成する要素間で寄与度の比較を行うことができ、物理現象に沿った改善指針が得られることが分かった。

5.5. 結言

本章では、寄与度の高い伝達経路に対する伝達力の抑制ではなく、評価点の応答低減を可能とする改善すべき部位の特定と改善指針の明確化を目的に相互平均コンプライアンス手法の基礎理論を述べ、板モデルに適用することで、以下結論を得た。

- (1) 板モデルの単純曲げモードを対象とし、固有値解析により得られる変形モードおよびモードの歪エネルギー・運動エネルギーと相互平均コンプライアンスと比較した結果、相互平均コンプライアンス手法の特徴でもある質量や剛性など成分別の感度は物理現象を適切に評価できていることを確認した。
- (2) 相互平均コンプライアンス手法の特徴でもある質量と剛性に対する成分別の感度に基づき改善した結果、感度結果が示すように評価点の応答の増加、あるいは低減を確認できた。

以上の結果により相互平均コンプライアンス手法の評価点の応答に対する感度の有効性と特徴を明らかにした。

第 6 章 建設機械を対象とした相互平均コンプライアンス手法を用いた振動応答の低減

6.1. 緒言

第 5 章では寄与度の高い振動の伝達経路に対する伝達力の抑制ではなく，改善すべき部位の特定と改善指針の明確化を目的に，相互平均コンプライアンス手法の基礎理論を述べ，板モデルに適用することで相互平均コンプライアンス手法の有効性を示した．本章では実問題として建設機械のフレーム構造を対象とし適用することで，相互平均コンプライアンス手法の有効性を検証し，それにより抽出した課題に対する解決策について述べる．

6.2. 解析方法

第 3 章にて伝達経路解析手法の有効性の検証に利用したフレーム構造を対象とする．このフレーム構造は中央部が広い範囲で拘束された剛性の高いメインフレームを持ち，その長手方向片側に主に動力源を搭載するフレーム A と評価点を持つフレーム B を有する．フレーム A には中央部に防振ゴムを介して加振源と，その加振源の前後に重量のある 2 つの搭載物がフレーム A に剛体結合で搭載されており，フレーム B には防振ゴムを介してある重量物が搭載されている．各搭載物は質点にて重量と慣性モーメントを入力し，その質点は剛体要素で各防振ゴムと結合し，搭載物自身の弾性変形(剛性)は考慮していない．各防振ゴムはあるバネ定数とある減衰比を入力したバネ要素でモデル化している．

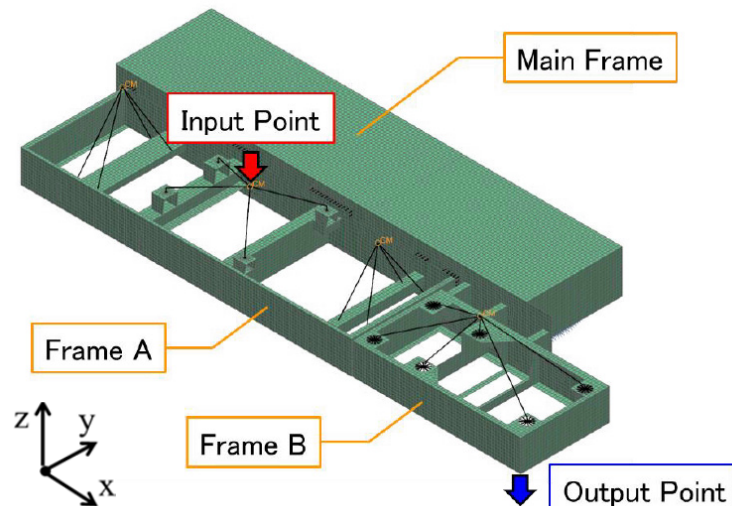


図 62 Overview of the analysis model

節点数が 30630，要素数が 30395 で構成されており，3%のモード減衰を考慮している．本解析では，入力荷重は鉛直方向(Z 方向)，検討周波数範囲を 1-30Hz, 周波数分解能を 0.01Hz,

98N の単位加振力で周波数応答解析を行い、振動応答の評価点をフレーム B 先方(Z 軸正方向)外側の Z 方向加速度として寄与度評価を行った。なお、本研究のモデルの取り扱いにはプリ・ポスト・プロセッサの NX11.0 を用い、解析には NX Nastran11.0 を用いた。図 63 には応答評価点の周波数応答関数を示し、また解析対象とする 15.2Hz のモード形状を図 64 に示す。

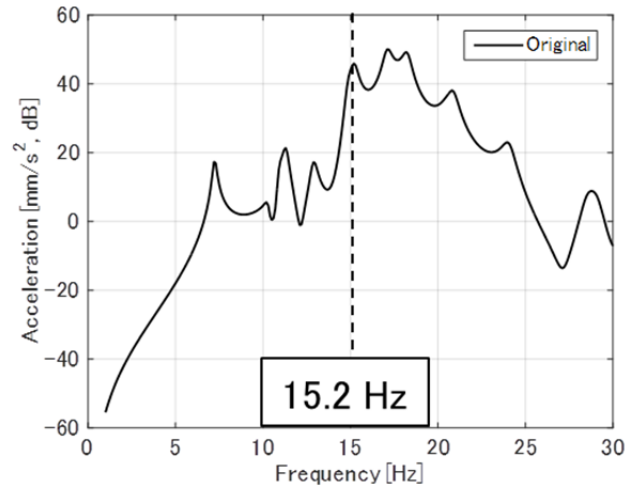


図 63 Frequency response function

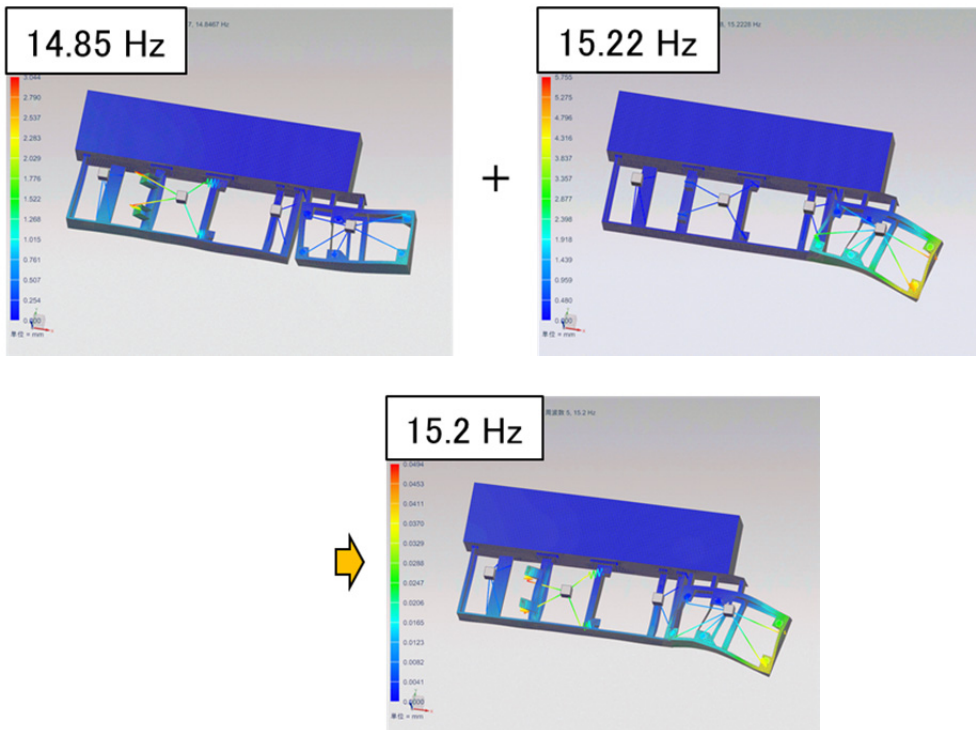


図 64 Mode shape to be analyzed

3.3.1 にて示したように、フレーム A とフレーム B に搭載される加振源が腹となる 14.85Hz とフレーム B が腹となる 15.22Hz の固有モードが重なったモード形状となっている。

6.3. 相互平均コンプライアンス手法の適用と課題

6.3.1. 相互平均コンプライアンス手法の適用結果

相互平均コンプライアンス手法の適用結果を図 65 示す。

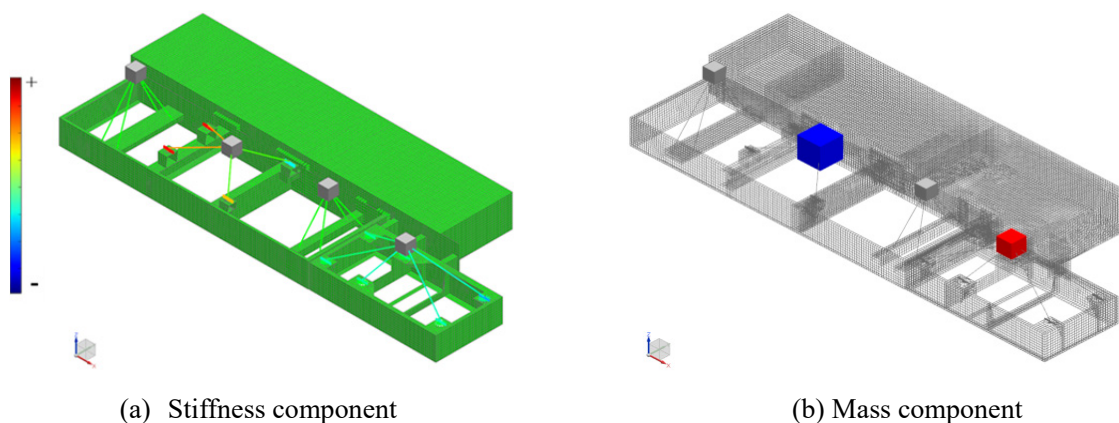
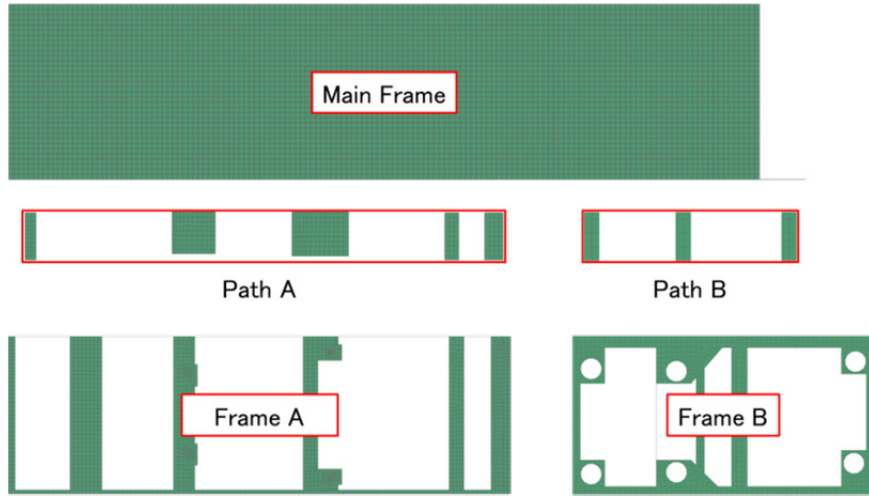
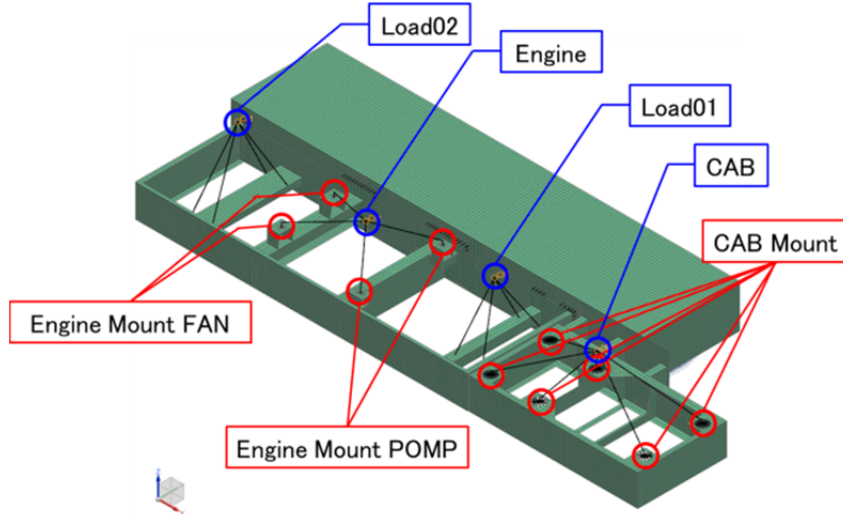


図 65 Sensitivity result

図 65 に示すように、剛性成分についてはフレーム A に搭載される加振源の防振ゴムを模擬したバネ要素が、質量成分についてはフレーム A に搭載される加振源とフレーム B に搭載される重量物を模擬した質点要素の感度が極めて大きく、フレーム構造の感度が大きくない。これは、フレーム構造の各要素に比べてバネ要素や質点要素の剛性や質量といった解析モデル上の要素パラメータが極めて大きく、バネや質量要素に感度が集中するためである。ここからは構造部位毎に感度評価を行うため、図 66 に示すようにフレーム構造分類し、それぞれの感度結果を複素平面上に表したものを図 67 に示す。

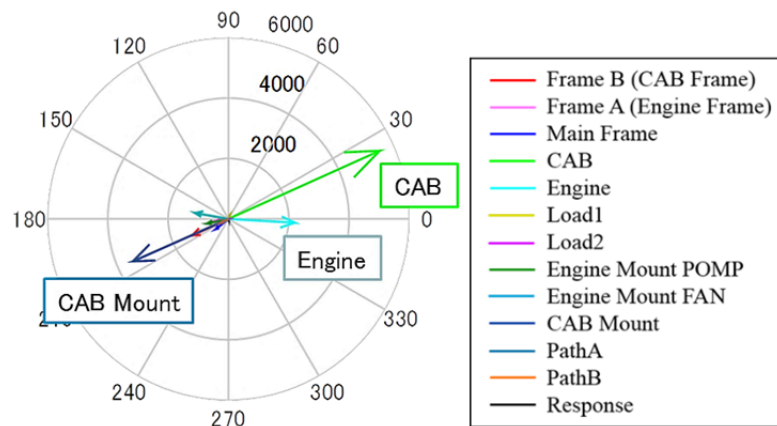


(a) Name of structure parts



(b) Name of mass and spring model parts

☒ 66 Name of each part



☒ 67 Sensitivity result

図 67 の複素平面上での評価においても、バネ要素や質点要素でモデル化した部位の感度が大きいことが分かる。本結果より、例えばフレーム A の加振源の重量を大きく、フレーム B のある重量物の重量を低減することで応答の低減が見込めることが分かる。しかし、本研究ではフレーム構造に対して振動応答の低減に向けた改善構造の検討を進めたいため、これ以降ではバネ要素・質点要素でモデル化した部位の感度は除き、フレーム構造の感度に焦点をあてて評価する。その感度を図 68 に、また評価点の応答との位相差から射影した影響度を表 8 に示す。

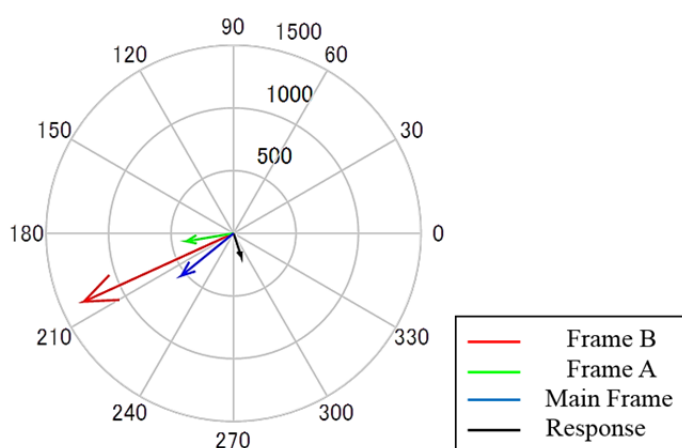


図 68 Sensitivity result of frame structure only

表 8 Influence of frame structure

	Frame B	Frame A	Main Frame
位相差[deg]	84.14	99.04	69.54
影響度 (射影成分)	134.30	-59.94	187.18

図 68 と表 8 の結果より、フレーム B は感度としては大きいですが、応答に対する射影成分をとった影響度で評価した場合メインフレームが大きいことが分かる。また次には各フレームの感度結果を剛性成分と質量成分に分けて評価する。

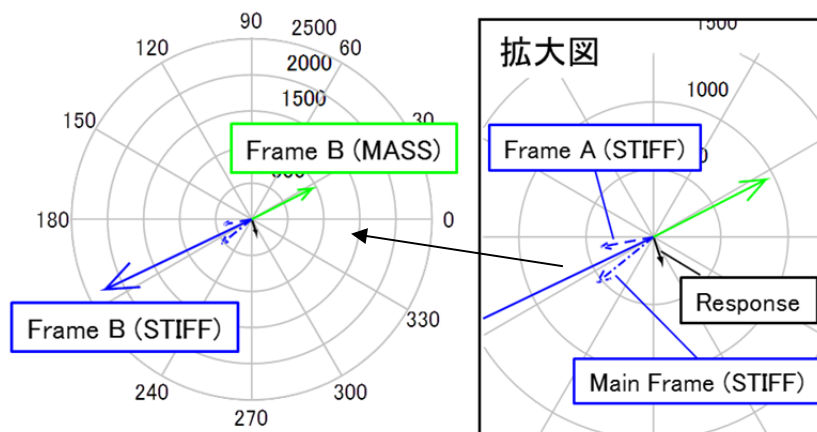


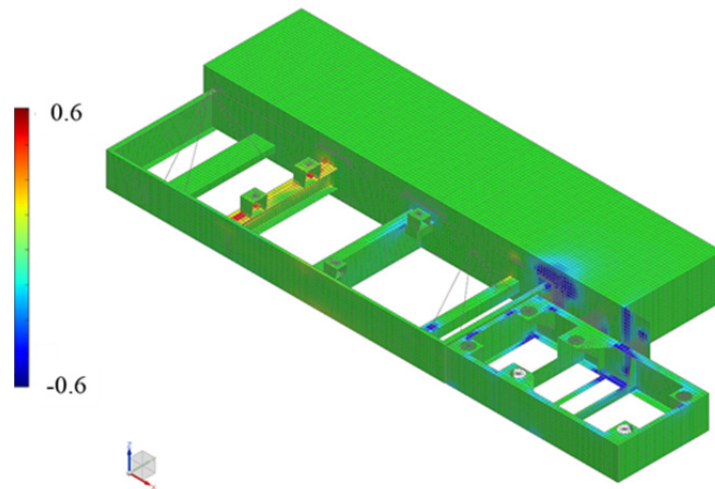
図 69 Sensitivity results of stiffness and mass component of frame structure

表 9 Influence of stiffness and mass component of frame structure

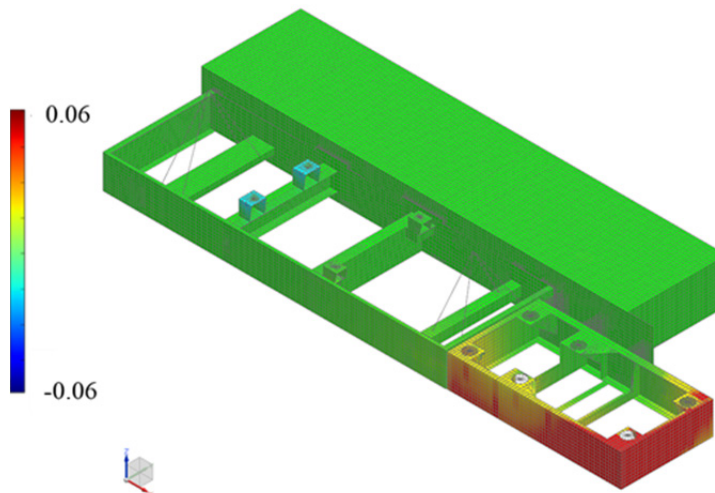
	Frame B		Frame A		Main Frame	
	MASS comp	STIFF comp	MASS comp	STIFF comp	MASS comp	STIFF comp
位相差[deg]	98.47	83.05	109.31	97.99	87.03	69.64
影響度 (射影成分)	-137.89	272.19	-5.03	-54.91	0.12	187.05
総和	134.30		-59.94		187.18	

図 69 と

表 9 の結果より、フレーム B は質量成分よりも剛性成分の感度が大きく、影響度においても剛性成分の感度が大きいことがわかる。また、メインフレームにおいては剛性成分の影響度が高いことが分かる。図 70 にフレーム構造のみの感度をコンターで示す。



(a) Stiffness component



(b) Mass component

図 70 Sensitivity result of frame structure part

剛性成分においてはフレーム B とフレーム B を支持するメインフレームの一部が負の感度を持ち、フレーム A は加振源の防振ゴムを搭載する構造部位が正の感度を持っている。また、質量成分においては、フレーム B が正の感度を持っている。次に、感度の正負について述べる。感度は応答の設計変数に対する勾配を意味するため、下記のように設計変更量の与え方を判断が提案可能である。

- 正の感度 ⇒ 対応する設計変数を減少させることにより評価点の応答低減が可能である。
- 負の感度 ⇒ 対応する設計変数を増加させることにより評価点の応答低減が可能である。

以上の結果より、フレーム B とフレーム B を支持するメインフレームの剛性を増加し、ま

たはフレーム B の質量を低減することにより評価点の振動応答を低減することができる推測される。

次に、算出した感度を基に、感度の最大値から閾値を設けて改善対象要素を抽出し、実際に設計変更を行った場合の応答の低減効果を評価する。ここでは閾値を 10%とし、改善対象とする要素を抽出した結果として、剛性成分を図 71 に、質量成分を図 72 に示す。

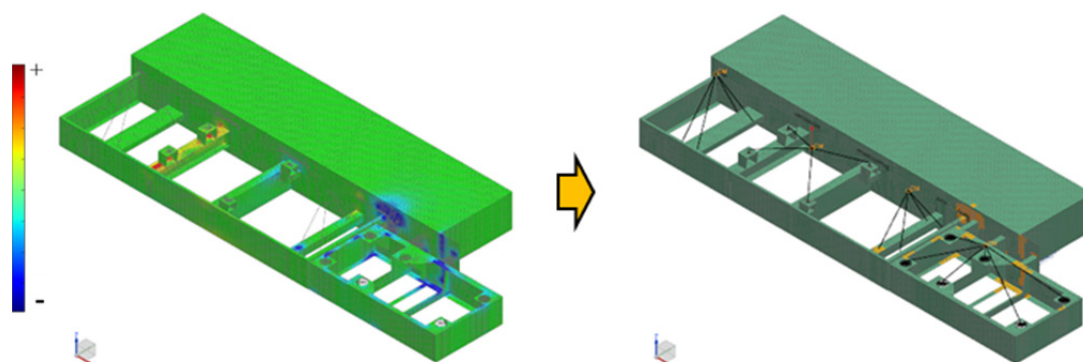


図 71 Extraction result of improvement target element
(negative sensitivity of stiffness component)

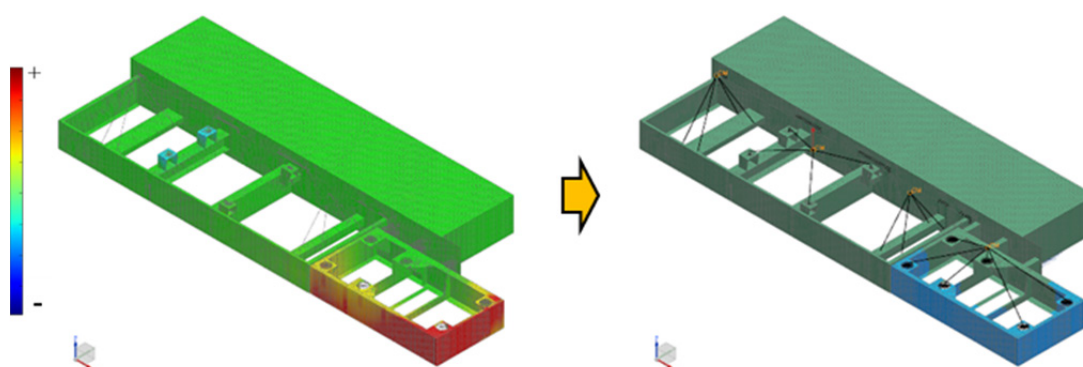


図 72 Extraction result of improvement target element
(positive sensitivity of mass component)

感度の最大値から閾値を 10%として抽出した結果、図 71 のオレンジで示す設計変更量を増加させる剛性成分として 416 要素、図 72 のブルーで示す設計変更量を減少させる質量成分として 2379 要素となった。次に抽出した要素群を対象に設計変更量を与えた際の応答の低減効果を評価する。具体的には剛性成分については図 71 に示す抽出したオレンジで示した要素に対しヤング率を 10%増大、質量成分については図 72 に示す抽出したブルーで示した要素に対し密度を 10%減少させた。変更前後の周波数応答結果を図 73 に示す。

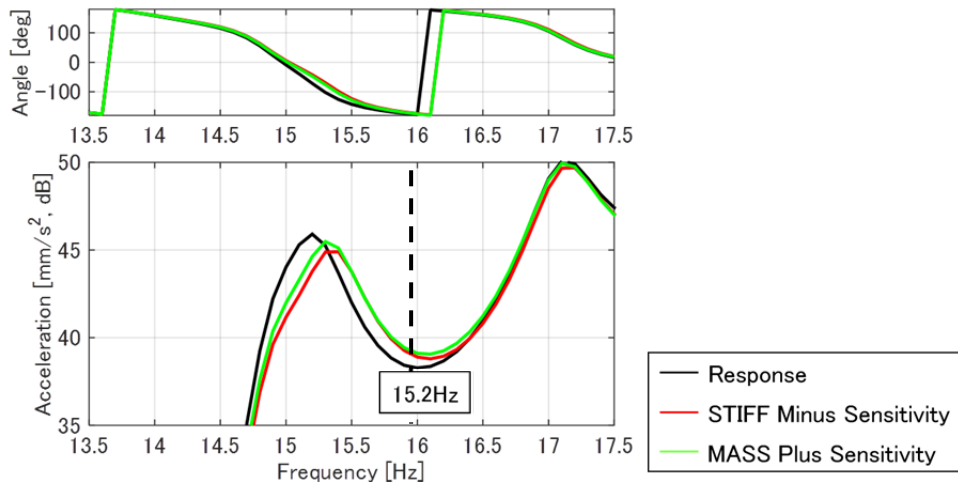


図 73 Frequency response results before and after change

図 73 に示すように、感度を基に剛性成分は感度の最大値から 10%の閾値を基に抽出した 416 要素に対しヤング率を 10%増大、質量成分は感度の最大値から 10%の閾値を基に抽出した 2379 要素に対し密度を 10%減少させた設計変更量を与えることによりそれぞれ応答低減の効果が得られた。次に剛性成分の影響度が卓越したメインフレームを対象に検討する。ここで改めて影響度が大きいメインフレームの感度結果を図 74 に示す。

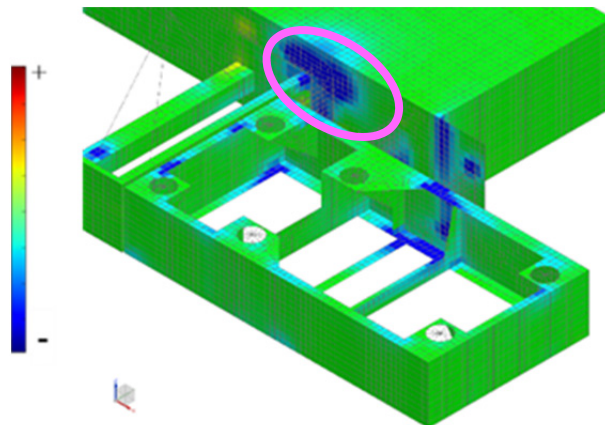


図 74 Sensitivity results

図 74 に示すように、メインフレームではフレーム B の支持部の剛性成分の負の感度が大きいという結果であり、剛性向上により応答の低減が見込める。ここでは対象部位の改善案として、対象部位の裏側にリブ補強を施した。リブ補強後のモデルを図 75 に示す。

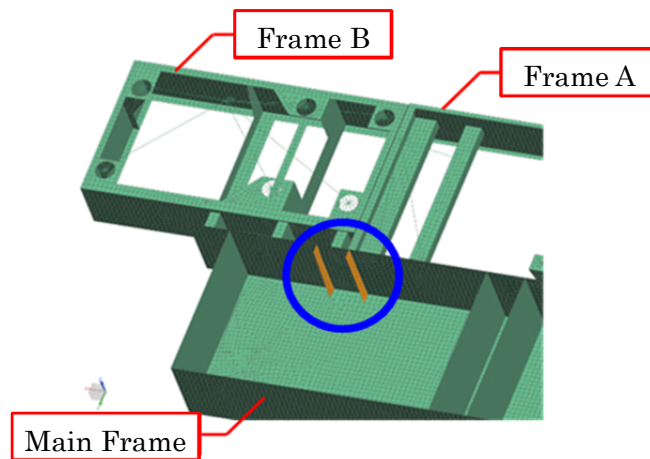


図 75 Analysis model after rib reinforcement

また、リブ補強前後の周波数応答の変化を図 76 に示す。

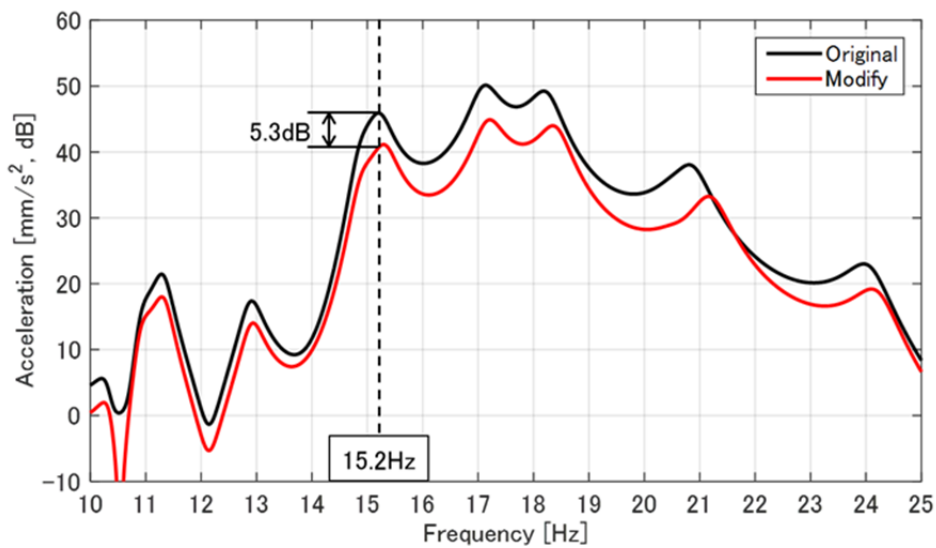


図 76 Frequency response result before and after rib reinforcement

図 76 に示すように、メインフレームではフレーム B の支持部の剛性成分の負の感度が大きい部位に対し、補剛を目的としたリブ補強を施すことにより、対象とした 15.2Hz において応答の低減効果が得られた。

6.4. 複数周波数領域の感度解析手法

6.4.1. 解析方法

相互平均コンプライアンス手法はある周波数における感度を算出しており、5.3.2 で示したように、振動低減の対象を共振点のピークとした場合、共振点を挟んだ周波数で感度が

逆転する現象が生じる。また、相互平均コンプライアンス手法で算出する感度は、ある設定周波数のみの感度を示すため、対象とした周波数の感度に従い構造変更をした場合、その周波数の応答は低減するが他の周波数での応答が増加する可能性がある。これら課題に対し、ある周波数幅にわたって応答を低減することを目的とし、感度を基に微小な設計変更を加え感度を更新する（設計変更範囲探索手法）の検討を行った。これにより、共振点を挟んだ周波数領域における感度が逆転する現象に影響を受けることなく、また対象とした周波数以外の応答増加も考慮し、ある周波数範囲を設けたバンド幅での応答の低減を目的としている。

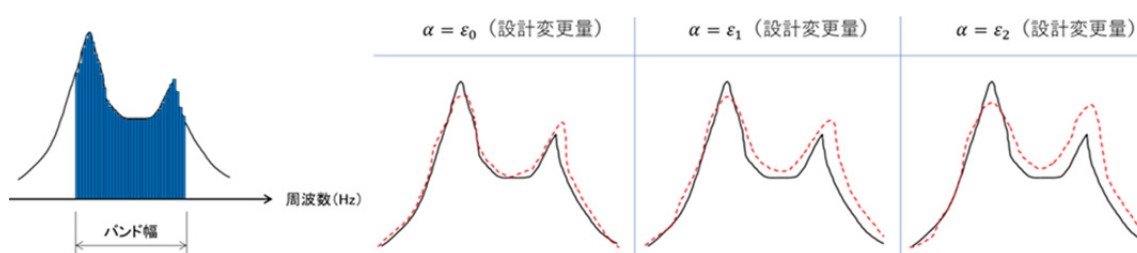


図 77 Image of optimum design change in a certain frequency range

図 77 に提案手法のイメージ図を示すが、対象周波数範囲をバンド幅として設定し、微小な設計変更量を繰り返し加え感度を更新することで、設定した対象周波数範囲において評価点の最大ピークが減少し、他の応答がその低減したピーク以上に悪化しない設計変更量を算出することを目的としている。具体的には以下のような手順で算出する。

- ① 相互平均コンプライアンス手法にて対象周波数範囲の感度を算出
- ② 対象周波数範囲内の最大ピーク周波数の感度結果を基に、閾値を設けて改善対象要素を抽出
- ③ 対象要素に対し、設計変更量 η を逐次変更していき各要素の相互平均コンプライアンスの値を更新 ($L_i \leftarrow L_i + \frac{\partial L_i}{\partial \alpha} \eta$)
- ④ 各要素の相互平均コンプライアンスの総和 ($\sum L_i$) を評価点応答として各設計変更量 η に対する応答を算出
- ⑤ ③～④を対象周波数範囲内の各周波数についても行う

本提案手法は各要素の相互平均コンプライアンスの変化は線形との仮定のもとで算出されるので、特に剛性や質量の付加を行う際は、フレーム構造の軽量化の実現のためには与える設計変更量は小さい方がのぞましい。

6.4.2. 適用検証結果

ここからは本提案手法の有効性を検証した結果を示す。対象要素抽出数と設計変更回数の条件を変更した 2 つの条件を用意し適用することで、提案手法の適用可能範囲や有効性を検証した。適用条件①は対象要素を抽出する閾値を 1%，設計変更回数を最大 100 回，適用条件②は対象要素を抽出する閾値を 10%，設計変更回数を最大 50 回とし，抽出した対象要素に一定量の設計変更を段階的に加えた場合の応答の変化を評価した。また解析モデル上で提案手法と同量の設計変更を加えた際の応答結果と比較する。

適用検討①

条件は以下の通り。

- 対象周波数範囲：10.0～11.5Hz ($\Delta f=0.1\text{Hz}$)
- 対象とする感度：正の剛性成分
- 対象要素を抽出する閾値：1%
- 設計変更量：10%
- 更新回数：10 回

上記条件にて抽出した改善対象要素を図 78 に示す。

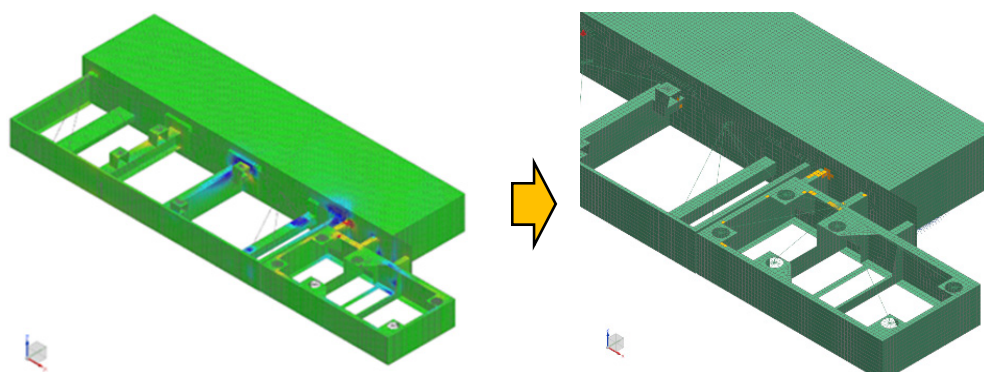


図 78 Result of extraction of improvement target element (11.3Hz)

次に，先述の条件にて提案手法を適用した結果として，設計変更量 10%毎の応答を図 79 に示す。

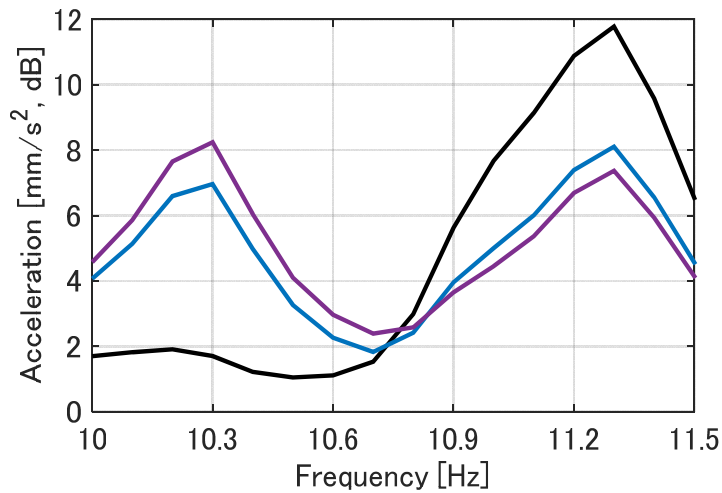
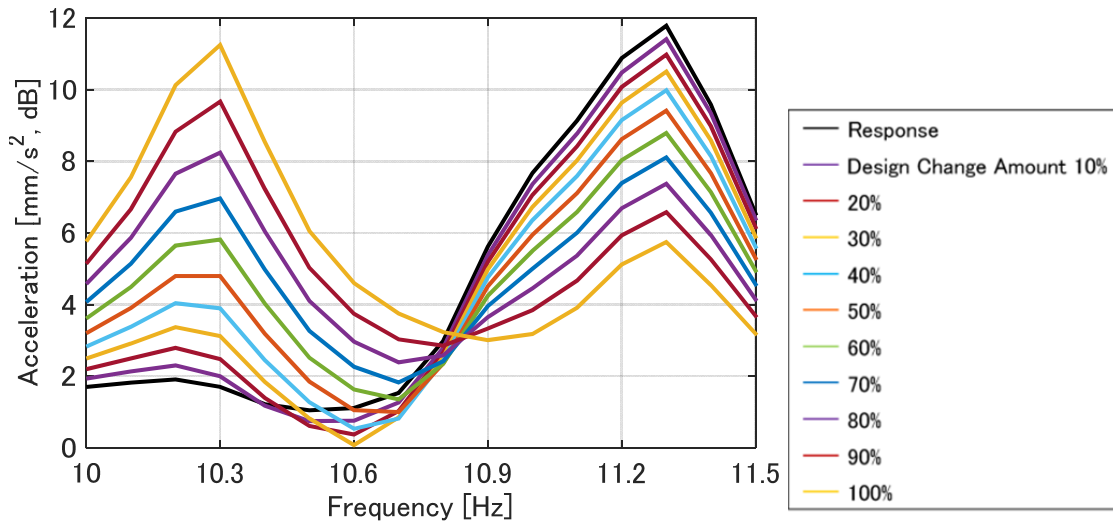


図 79 Frequency response result by proposed method

ここでは最大ピークを持つ 11.3Hz の感度を用いて算出している。図 79 に示すように提案手法の適用により設計変更量の増加に伴い、最大ピークの 11.3Hz の応答は低減し、元より小さかった 10.3Hz の応答は増加する傾向となる。本結果より、設計変更量を 70~80% 与えた場合に対象とした周波数範囲の応答が最小になると考えられる。次に解析モデル上で構造を変更した場合と本提案手法での算出した場合の周波数応答を比較し検証する。図 80 に構造変更前後の周波数応答関数を示す。

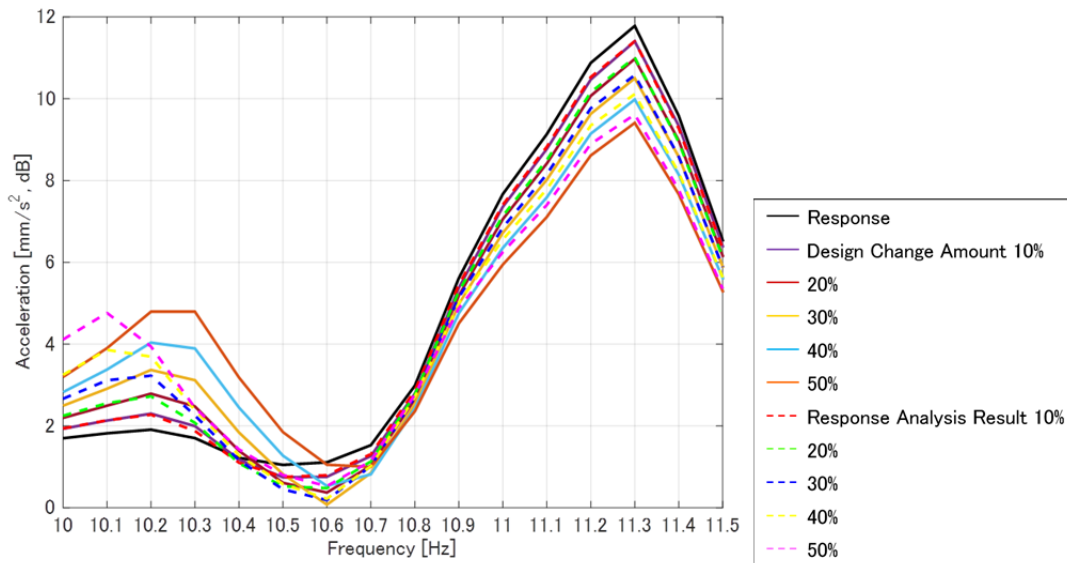


図 80 Frequency response result before and after structure change

図 80 より対象とした周波数範囲において、最大ピークの 11.3Hz に関しては設計変更量を 30%与えた場合は大方一致しており、応答の低減効果と同様の傾向が確認できた。しかし 10.3Hz 付近の応答については、応答の増加は同様の傾向を示しているが、30%以上となると、実際に解析モデル上で構造変更した場合は応答のピークが変化していることが分かる。

適用検討②

条件は以下の通り。

- 対象周波数範囲：10.0～11.5Hz ($\Delta f=0.1\text{Hz}$)
- 対象とする感度：正の剛性成分
- 対象要素を抽出する閾値：10%
- 設計変更量：10%
- 更新回数：5回

上記条件にて抽出した改善対象要素を図 81、提案手法を適用した結果として、設計変更量 10%毎の応答を図 82 に示す。

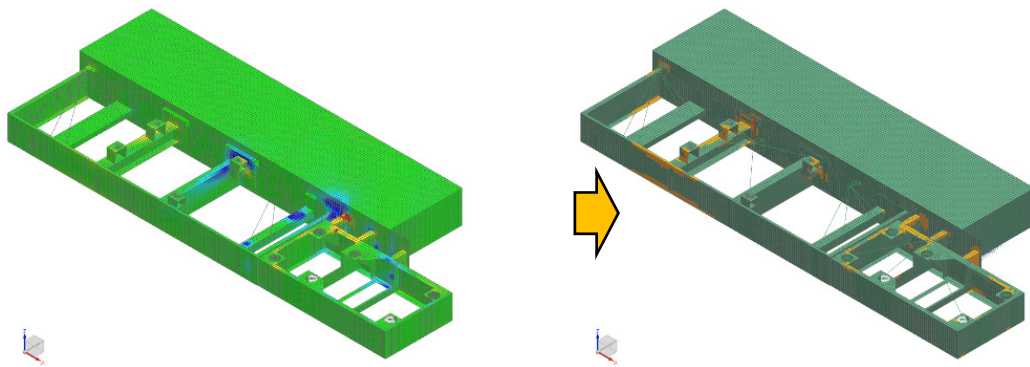


図 81 Result of extraction of improvement target element (11.3Hz)

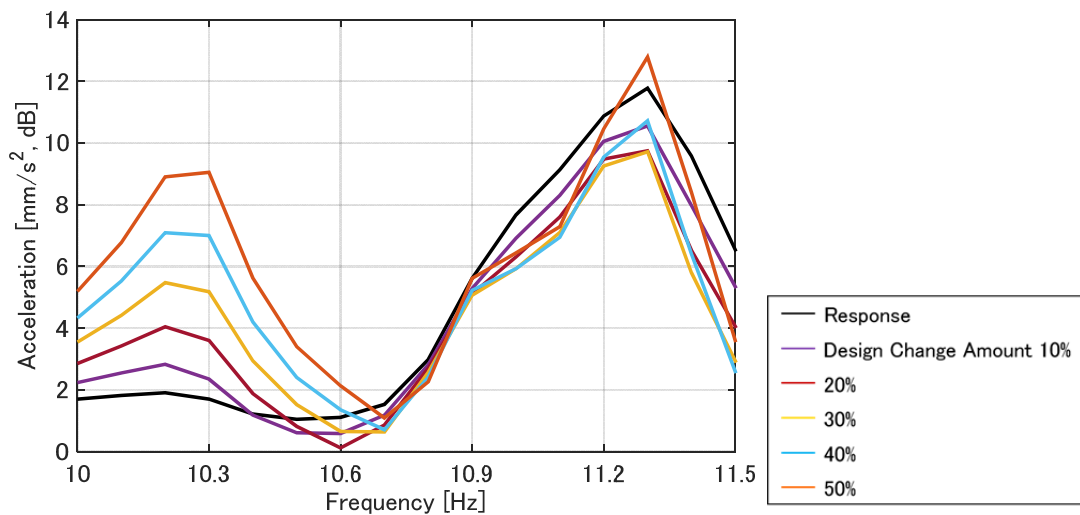


図 82 Frequency response result before and after structure change

図 82 に示すように、提案手法の適用により設計変更量 20%までは最大ピークの 11.3Hz の応答は低減効果を示したが、設計変更量 30%を境に応答が増加する傾向が見られた。10.3Hz については増加する傾向が確認できた。次に実際に解析モデル上で構造変更した結果と本提案手法での算出結果の周波数応答を比較し検証する。図 83 に構造変更前後の周波数応答関数を示す。

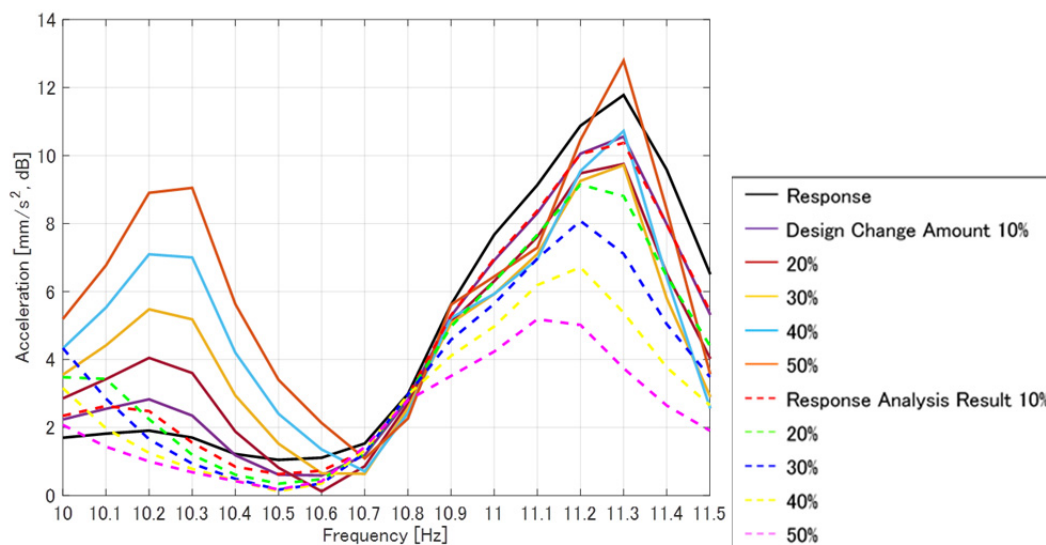


図 83 Frequency response result before and after structure change

図 83 より対象とする周波数の範囲内において、最大ピークの 11.3Hz に関しては設計変更量 10%においては一致しているが、それ以上の設計変更量を与えると差異が大きくなり、提案手法の算出結果で見られた応答の増加減少は、解析モデル上で構造変更した場合には見られず、応答が低減する効果が得られている。また 10.3Hz 付近については、提案手法の算出結果では応答が増加する傾向であったが、解析モデル上で構造変更した場合は応答のピーク周波数が大きく変化し、対象とする周波数の範囲を下回る結果となり、提案手法を適用した結果と大きな差異が確認された。

この提案手法を適用検討②の条件に適用した際の応答の増減について、以下のような考察を得た。本提案手法では、任意の設計変更量を与えて、各要素の相互平均コンプライアンスの値を更新し、その総和をとることで応答変化を評価しているため、設計変更量を与えた成分、および応答成分の位相変化が起こる。また、この位相変化も含めた応答の感度に対し設計変更量を加えており、着目している成分と応答の位相差が変化してしまうことになる。例えば元の感度結果において、剛性成分の感度が応答との位相差が 90 度以上あった場合でも、設計変更量を大きくするに従い感度、応答とも位相変化を起こし、剛性成分の感度が応答との位相差が 90 度未満になり、感度および応答変化の傾向の逆転が起こってしまう。図 84 に提案手法を適用した際の、評価点の応答と各成分の位相変化を説明するイメージ図と、その結果として検討条件②の位相変化を示す。

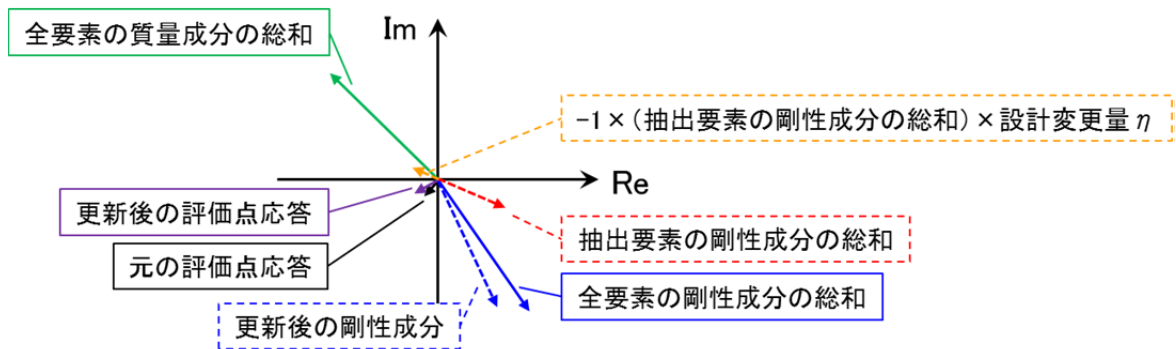
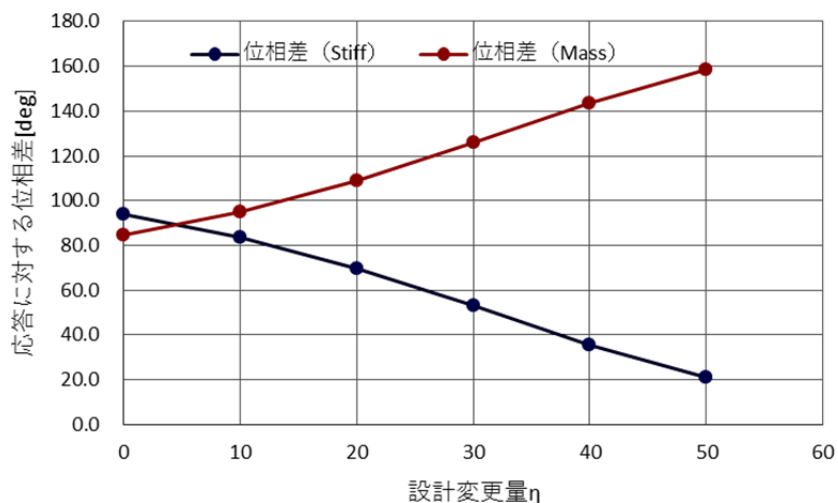
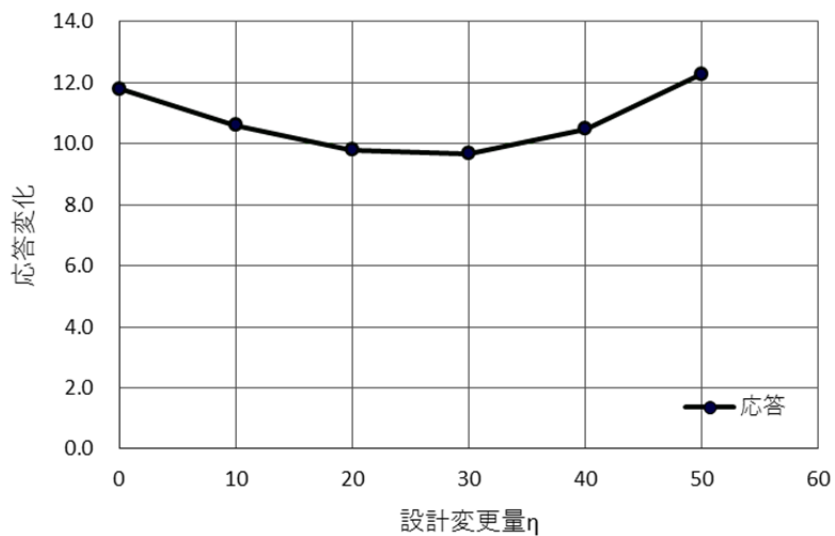


図 84 Image of algorithm



(a) Phase difference with response



(b) Response change

図 85 Phase and response change

図 85 では各成分のベクトルと応答との位相差を示している。剛性成分に関しては設計変更量を更新するごとに応答との位相差が小さくなり、剛性成分の絶対値が少しずつ増加し、応答側の位相も変化することにより設計変更量 30%を境に位相差が逆転することが分かる。よって提案手法は設計変更の対象とする要素が多く、また与える設計変更量が大きくなる場合、応答および着目する成分の位相変化とそれらの位相差の変化を考慮すべきという課題を示した。

6.5. 結言

本章では実問題として建設機械のフレーム構造を対象とし、相互平均コンプライアンス手法の適用検証と、それにより抽出した課題に対する解決策について適用検証を進めた。以下に結論を示す。

- (1) 解析モデル上に質点やバネ要素など、構造メッシュより要素特性が集中したスカラー要素が在る場合、相互平均コンプライアンスで算出される感度はそれらスカラー要素に集中する場合がある。その際には、それら要素を評価対象とせずその要素の感度を除去することで、フレーム構造の感度を評価することができ、振動応答の低減に資する適切なフレーム構造の創出が可能であること示した。
- (2) 相互平均コンプライアンス手法の感度を各部分構造ごとに分け、それら部分構造内の要素の感度を足し合わせる評価手法、および伝達経路解析と同様にベクトル表記による評価手法を提案し、評価点の応答に対する各部分構造の感度に基づいて、補強や軽量化など応答の低減を実現するフレーム構造の改善指針が得られることを示した。
- (3) 提案した設計変更範囲探索手法を用いれば、複数周波数領域における応答低減を実現するフレーム構造の改善指針が得られ、応答の低減効果を確認した。

これら結果により、相互平均コンプライアンス手法の実問題への適用性を示した。

第7章 結論

以上のように、本研究では有限要素法に基づく伝達経路解析手法に対し、低振動化に向けたフレーム構造の改善指針が得られる手法を構築し、また振動の伝達経路の寄与度だけではなく、経路上以外の構造部位の寄与度の評価および改善指針も得られることを目的に相互平均コンプライアンス手法を取り入れた。これらを併用することで、建設機械のフレーム構造に対して強度・剛性などの設計要件を満足し、軽量化・低振動化が可能なフレーム構造の設計開発に活用できる設計評価技術の開発を目指し研究を行った。その結果を各章ごとにまとめて記す。

第2章では、有限要素法に基づく伝達経路解析手法の基礎理論について述べ、簡易モデルであるバネ・マスモデルおよび板モデルに適用することで、伝達経路解析手法の特徴を明らかにした。算出する寄与度が大きな部位は改善の対象とする変形モードの腹となり、その経路を除去することにより評価点の振動応答の低減が可能であること、またその振動応答の低減効果は他の経路の寄与度の足し合わせにより予測可能であることを示した。しかし、複数の経路に寄与度が分散する場合、各経路の寄与度は相関関係を持ち、ひとつの経路を除去する構造の変更は他の経路の寄与度を大きく変化させるため、応答の低減効果が期待できない場合がある。それは、伝達経路解析手法はある切断面を設定し、切断面の経路内で寄与度を評価するため、切断面の変更は算出する寄与度を変化させ、算出する伝達力は選択する切断面に大きく影響されるためである。伝達方向を正しく知るためには切断面の設定方向に注意しなければならない。そのため伝達経路解析手法を適用する際、振動伝達の経路が明らかでない場合は、複数切断面を設定する必要があることを示した。

第3章では、実問題として建設機械のフレーム構造を対象として伝達経路解析手法を適用し、振動応答低減を目的とした改善手段について検討することで、実問題へ適用する際の伝達経路解析手法の特徴と課題を明らかにした。伝達経路解析手法より得られた寄与度に基づきフレーム構造の改善手段を検討する場合、経路を切断するような変更が可能な場合は大きな応答低減効果は得られるが、経路途中がフレームの支持構造の場合、強度や剛性などフレーム構造の設計要件を満たさない可能性がある。また、評価対象とする切断面の寄与度に基づき板厚を変更した場合、応答の低減効果はほとんど得られないという結果が得られた。このことから、伝達経路解析手法から得られる寄与度は、評価点の応答に対して着目した切断面の寄与度の高い経路を特定することは可能だが、必ずしもその切断面上の構造部位が評価点の応答に寄与しているとは限らないという課題が得られた。

第4章では、第3章で示した課題に対する解決手法として考案したマクロな自由度成分別評価手法の基礎理論を述べ、建設機械のフレーム構造に適用し、提案手法の有効性と特徴を明らかにした。考案したマクロな自由度成分別評価手法により、対象とした経路のマクロな伝達力の自由度方向の把握が可能となり、寄与度の高い経路の除去ではなく、寄与度の高い自由度方向の伝達力を抑制することで、強度や剛性などの設計要件を考慮した振

動応答を低減できるフレーム構造の創出が可能であることを示した。

第 5 章では、寄与度の高い振動伝達経路の伝達力の抑制ではなく、改善すべき部位の特定と改善指針の明確化を目的とし、相互平均コンプライアンス手法の基礎理論を述べ、板モデルに適用することで相互平均コンプライアンス手法の有効性と特徴を明らかにした。板モデルの単純曲げモードに対し、固有値解析により得られる変形モードおよびモードの歪エネルギーと運動エネルギーと相互平均コンプライアンスとを比較し、また、相互平均コンプライアンスの特徴でもある質量と剛性に対する成分別の感度に基づきフレーム構造を改善した結果、感度結果が示すように評価点の応答の増加、あるいは低減を確認できた。以上の結果により相互平均コンプライアンス手法の評価点の応答に対する感度の有効性と特徴を明らかにした。

第 6 章では、建設機械のフレーム構造を対象として、相互平均コンプライアンス手法を適用し有効性を明らかにした。解析モデル上に質点やバネ要素など、構造メッシュより要素特性が集中したスカラー要素が在る場合、相互平均コンプライアンスで算出される感度はそれらスカラー要素に集中する場合がある。その際には、それら要素を評価対象とせずその要素の感度を除去することで、フレーム構造の感度を評価することができ、振動応答の低減に資する適切なフレーム構造の創出が可能であることを示した。また、相互平均コンプライアンス結果を各部分構造ごとに分け、それら部分構造内の要素の感度を足し合わせた評価、またそれを伝達経路解析手法と同様にベクトル表記することで評価が可能であり、評価点の応答に対する各部分構造の感度に基づいて、補強や質量の低減など応答の低減を実現するフレーム構造の改善指針が得られる。さらに、提案した設計変更範囲探索手法を用いれば、複数周波数領域における応答低減を実現するフレーム構造の改善指針が得られ、応答の低減効果を確認した。これら結果により、相互平均コンプライアンス手法の実問題への適用性を示した。

結論では、伝達経路解析手法および相互平均コンプライアンス手法の特徴と建設機械のフレーム構造における軽量化、低振動化に対する活用方法について得られた結果を纏めて示した。伝達経路解析手法は、設定切断面にある経路内の寄与度を算出し、入力点から応答点までの構造部材間で複数の設定切断面の寄与度を計算することで、対象とする振動の伝達経路を明らかにすることが可能である。また、相互平均コンプライアンス手法は、振動応答の低減に資するフレーム構造に対する改善すべき部位と改善指針を把握することができる。よって、ある振動問題に直面した際には、まず伝達経路解析手法と提案した自由度別評価手法を適用することで、入力点から応答点までの振動の伝達経路および各経路の伝達力の自由度方向を把握する。それにより、把握した寄与度の高い振動の伝達経路の除去、もしくは寄与度の高い伝達力の自由度方向を抑制するようなフレーム構造の創出が可能となり、振動応答の低減が実現できる。次に伝達経路解析手法にて寄与度を明らかにした経路上での改善が困難な場合、もしくは他構造部位にて改善が可能な場合には相互平均コンプライアンスを適用する。相互平均コンプライアンスの感度に基づき、部分構造ごと

に評価することで部分構造ごとに補強や質量の低減などの改善指針を明らかにすることができ、また解析モデル上であれば要素ごとの感度が明確であるため、感度が高い箇所に着目したフレーム構造の創出が可能である。また、相互平均コンプライアンスは質量や剛性成分を正負の感度として評価することが可能であり、従来手法で課題であった剛性の増加ではなく、質量や剛性の低下による振動応答の低減も可能である。

以上の研究成果により、伝達経路解析手法および相互平均コンプライアンス手法を併用することで、本研究で目的としていた建設機械に対する強度・剛性などの設計要件を満足しながら軽量化・低振動化が可能なフレーム構造の開発に活用できる設計評価技術を開発した。今後は、当社およびグループ会社が抱える振動問題、製品開発への課題に展開し、適用することで新たな課題を抽出し、より有効な設計評価技術として確立することを目指す。

参考文献

- (1) 日本建設機械化協会, 建設機械一輸送用分解仕様書様式, JCMAS F 016, 1999
- (2) 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)
- (3) 太田弘, 長坂昇平, 加藤隆志, Tier4Final 規制対応 ϕ 125, ϕ 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) 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)
- (5) 明井政博, 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, 同志社大学大学院理工学研究科博士論文
- (6) 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)
- (7) 山縣克己, 道田隆治, クローラクレーンの省エネ向上技術, R&D 神戸製鋼技報, 2012, Vol.62, No.1, p45-48
- (8) 朽木聖綱, 細井英彰, 川端將司, 森辰宗, クレーン用キャブの強度・剛性・乗心地の評価技術, R&D 神戸製鋼技報, 2012, Vol.62, No.1, p78-81
- (9) 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)
- (10) Toru Mori, Akira Takaoka, Matthew Maunder, “Achieving a Vehicle Level Sound Quality Target by a Cascade to System Level Noise and Vibration Targets”, SAE Technical Paper, (2005), 2005-01-2394
- (11) M. Blau, “Indirect Measurement of Multiple Excitation Force Spectra by FRF Matrix Inversion: Influence of Errors in Statistical Estimates of FRFs and Response Spectra”, ACUSTICA, Vol.85, No.4 (1999), pp.464-479
- (12) 長松昭男, モード解析入門, (1993), pp.96-98, pp.118-121, コロナ社.
- (13) D. De Vis, W. Hendricx, P. J. G. van der Linden, “TRANSFERPATH ANALYSIS FOR STRUCTURE BORNE NOISE RANKING”, ISMA17 Conference Proceedings, (1992), pp.1391-1403
- (14) Y. Suzuki, Y. Fujii, A. Watari, Reduction of Interior Car Noise By Using Vector Method, SAE Technical Paper785108(1978)
- (15) 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)
- (16) 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)
- (17) 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)
 - (18) 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)
 - (19) 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)
 - (20) 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)
 - (21) 久世正文, 橋康一, 酒井竜英, 低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上, *Honda R&D Technical Review*, Vol.16, No.1, p.197-200 (2004)
 - (22) 能村 幸介, 吉田 準史, 主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法, *Honda R&D Technical Review*, Vol.18 No.1, p.136-141 (2006)
 - (23) 小泉孝之, 辻内伸好, 仲村潔郎, 城戸一郎, 橋岡正人, 多岐伝達経路を有する構造体の振動伝達特性の抽出と可視化, 日本機械学会論文集 (C 編), 76 巻, 772 号, pp3301-3308
 - (24) Juha Plunt, “Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis”, *Sound and Vibration*, Vol.39, No.11, pp.12-16, (2005)
 - (25) 鶴見康昭, 中川稔章, 山川宏, 応答最小化問題の相互平均コンプライアンスによる寄与部位抽出法, 日本機械学会論文集 (C 編), 72 巻, 719 号, pp76-83
 - (26) 古谷耕平, 松村雄一, 多治見大樹, 斎藤浩司, 相澤伸夫, 相互平均コンプライアンスの構造音響連成系への適用, 日本機械学会論文集, 80 巻, 811 号, p. DR0053

謝辞

本研究を遂行するにあたり、終始丁寧かつ熱心にご指導、ご鞭撻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。本論文をまとめるにあたり、ご指導、ご助言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。

本研究を遂行するにあたり、共に解析や実験を行ってきた本学大学院博士課程前期課程修了生 吉村旭史氏、藤本淳志氏、ならびに本学大学院生 新原拓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、および本研究に対し御助言を頂きました株式会社神戸製鋼所開発企画部担当部長 上田宏樹博士に心より感謝申し上げます。

株式会社神戸製鋼所と同志社大学との共同研究の遂行と本研究に多大なるご尽力を頂き、本研究に関してご指導、ご助言を頂きました技術開発本部機械研究所研究首席 本家浩一博士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技術開発本部機械研究所振動音響研究室室長 次橋一樹博士、技術開発本部機械研究所振動音響研究室 山口善三博士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つきまして、多大な御助言と御協力を頂きました技術開発本部機械研究所振動音響研究室 増田京子氏、技術開発本部機械研究所振動音響研究室 篠崎貴宏氏に厚く御礼申し上げます。

森 辰宗