

博士学位論文

鉄道車両の三次元弾性振動解析モデルの構築と
振動低減手法に関する研究

A Numerical Model for Three-dimensional Elastic
Vibration of Railway Vehicle Carbody and
Application for Vibration Reduction Method

東京農工大学 大学院工学府
機械システム工学専攻

秋山 裕喜

Yuki Akiyama

目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.2	車体の弾性振動	2
1.3	弾性振動低減に関する従来の研究	4
1.4	弾性振動を対象とした数値解析モデル	5
1.5	本研究の目的	7
1.6	本論文の構成	9
第2章	新幹線型試験車両	10
2.1	緒言	10
2.2	概要	10
2.3	定置加振試験による車体振動特性の把握	12
2.4	車両試験台における加振試験	17
2.4.1	四軸同相加振	19
2.4.2	実走行模擬加振	22
2.5	結言	22
第3章	三次元弾性体を用いた鉄道車両の振動解析モデル	24
3.1	緒言	24
3.2	振動解析モデルの概要	24
3.3	運動方程式の導出	26
3.3.1	三次元弾性体の運動方程式	26
3.3.2	車体各部のエネルギー式の導出	28
3.3.3	台車各部のエネルギー式の導出	30
3.3.4	車両モデルの運動方程式	36
3.4	実固有値解析	37
3.5	応答解析	37
3.5.1	力入力に対する応答解析	37
3.5.2	車輪への強制変位入力に対する応答解析	38
3.6	結言	39
第4章	最適化手法を用いたパラメータ決定法	40
4.1	緒言	40
4.2	最適化手法	41
4.3	粒子群最適化 (PSO)	43
4.4	三次元弾性振動解析モデルのパラメータ決定	45
4.4.1	パラメータ決定のための加振試験	45
4.4.2	車体と台車枠の剛体としての振動特性の合わせ込み	46

(1)	振動特性の把握.....	46
(2)	評価関数.....	49
(3)	輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の上下方向結合要素のパラメータ決定.....	50
(4)	台車枠・車体間の結合要素のパラメータと車体質量分布の決定.....	52
(5)	輪軸・台車枠間の結合要素のパラメータと台車枠の慣性半径の決定.....	54
(6)	まとめ.....	57
4.4.3	車体各面のヤング率と接続ばねのばね定数の決定.....	57
(1)	概要.....	57
(2)	パラメータ決定手順と評価関数.....	58
(3)	パラメータの探索.....	60
4.5	妥当性の検証.....	62
4.5.1	力入力に対する応答解析.....	62
4.5.2	車輪への強制変位入力に対する応答解析.....	62
4.6	結言.....	67
第5章	アクティブマスダンパ（AMD）を用いた振動低減手法.....	68
5.1	緒言.....	68
5.2	AMDの概要.....	68
5.3	AMDのモデル化.....	69
5.4	AMD設置位置.....	72
5.5	制御器設計のための数値解析モデルの低次元化.....	73
5.6	制御器の設計.....	76
5.7	新幹線型試験車両を用いた振動低減効果の検証.....	79
5.7.1	制御機器の構成.....	79
5.7.2	四軸同相加振による振動低減効果の検証.....	79
5.7.3	実走行模擬加振による乗り心地向上効果の検証.....	81
5.8	パラメータ変動に対する安定性の検討.....	86
5.9	結言.....	90
第6章	結論.....	91
6.1	本研究の成果.....	91
6.2	成果の活用.....	91
文献	92
付録A	三次元弾性体の固有値解析（連続体モデルとFEMモデルの比較）.....	98
付録B	新幹線型試験車両のFEMモデルの固有値解析結果.....	102
謝辞	104

第1章 序論

1.1 研究の背景

日本の鉄道は1872年の新橋・横浜間で開業して以来、そのネットワークを広げ、現在では公共交通機関による旅客輸送の約7割を担っている [1]。利用者は早く、安く、快適に目的地に到達したいと考え、最適な交通機関を選択する。そのため、日本の鉄道は高速化の実現と快適性の向上を目指して技術開発が進められてきた。高速化については、1964年に開業した東海道新幹線が最高速度 210km/h での営業運転を開始して以降、新幹線の最高速度は引き上げられ、2011年にはE5系新幹線が320km/hでの営業運転を実現している。高速走行を実現するためには走行安全性の確保が最も重要な課題であるが、同時に車両の乗り心地を向上する技術も求められる。鉄道車両の乗り心地は振動、音、温度、照明、座席の質感などさまざまな要因の影響を受ける [2]が、本研究では振動に対する乗り心地を対象とする。

鉄道の乗り心地に影響を与える振動は、車体が剛体として5Hz以下の低周波で上下方向、左右方向に動く動揺（剛体振動）と、車体が弾性体として変形する6Hz以上のビビリ振動（弾性振動）が考えられてきた [3]。特に、これまでは高速車両では上下方向の剛体振動や弾性振動に比べて左右動揺が乗り心地に与える影響が大きく、その対策が検討されてきた。1997年に営業運転を開始した500系新幹線では、最高速度300km/hでの走行時の左右動揺を低減するために、台車枠と車体間の左右方向の減衰力を制御するセミアクティブサスペンション [4]と、車両端部の左右を前後方向に結合することで各車両の相対的なヨーイングを低減する車体間ヨーダンパ [5]が採用された。また、2001年にはE2系新幹線、E3系新幹線で台車枠と車体の間に空気圧アクチュエータを設置し、任意の発生力を加え制御するフルアクティブサスペンションが実用化された [6]。これらの振動低減効果は顕著であり、その後に営業運転を開始した新幹線や、在来線の特急車両にも広く採用されており、近年の鉄道車両の左右動揺は大きく低減されている。

車体が剛体として上下方向に動く剛体振動を対象とした研究は、台車・車体間に設置されている空気ばねの最適設計法が提案され [7]、剛性や減衰要素の最適化が行われている。そして、さらなる振動低減を実現するため、車体・台車間に設置したアクチュエータで任意の力を発生させ振動を制御するアクティブサスペンション [8]や、減衰力を制御する可変減衰上下動ダンパ [9]などの制御技術の導入が検討されてきた。2011年に営業運転を開始した観光特急「指宿のたまて箱」では、可変減衰上下動ダンパが実用化され、剛体振動低減による乗り心地向上を実現している [9]。その後、可変減衰上下動ダンパは多くの観光特急やクルーズトレインななつ星 in 九州、TRAIN SUITE 四季島、TWILIGHT EXPRESS 瑞風にも採用されている [10] [11] [12] [13]。

上述のように、左右動揺および上下剛体振動については、その低減技術が実用化され、近年の鉄道車両では乗り心地が大きく向上している。しかしながら、相対的に弾性振動が大きく感じられる傾向があり、その低減策が求められている。

1.2 車体の弾性振動

鉄道車両の車体は、その材料や構造、寸法は様々であり、弾性振動の特性は一様ではない。そこで、鉄道車両の弾性振動特性を把握するためのモード解析手法が提案され [14]、それを用いて多数の実車体を対象として固有振動モード特性を把握する取り組みが行われている [15] [16] [17]。図 1.1～図 1.3 に新幹線車両，特急車両，通勤車両の振動モード形状と固有振動数を示す。

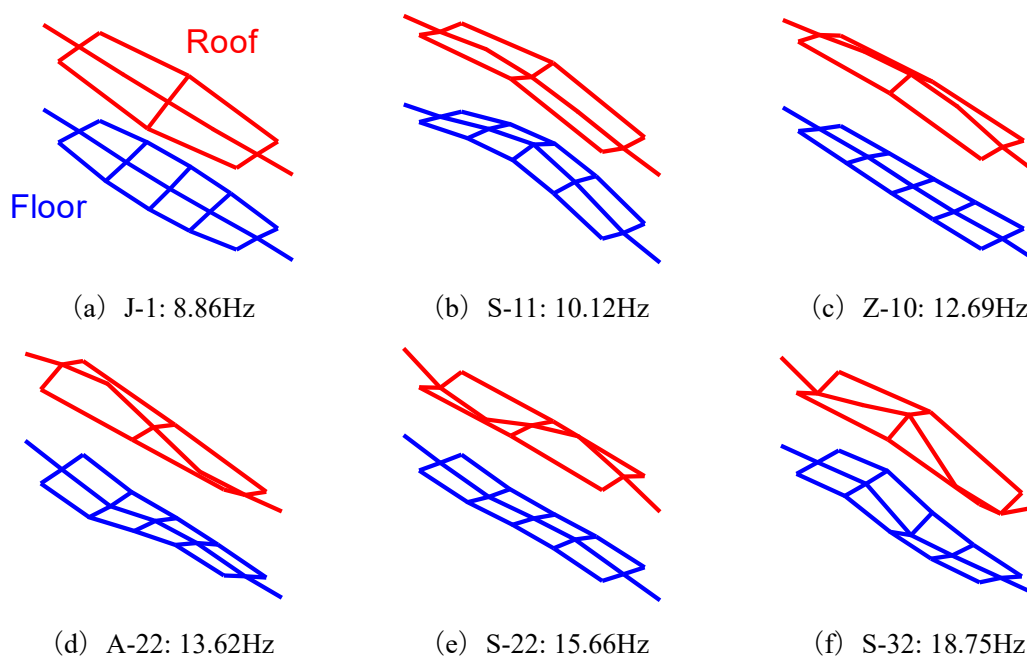


Fig. 1.1 Vibration mode shapes and natural frequencies of Shinkansen vehicle

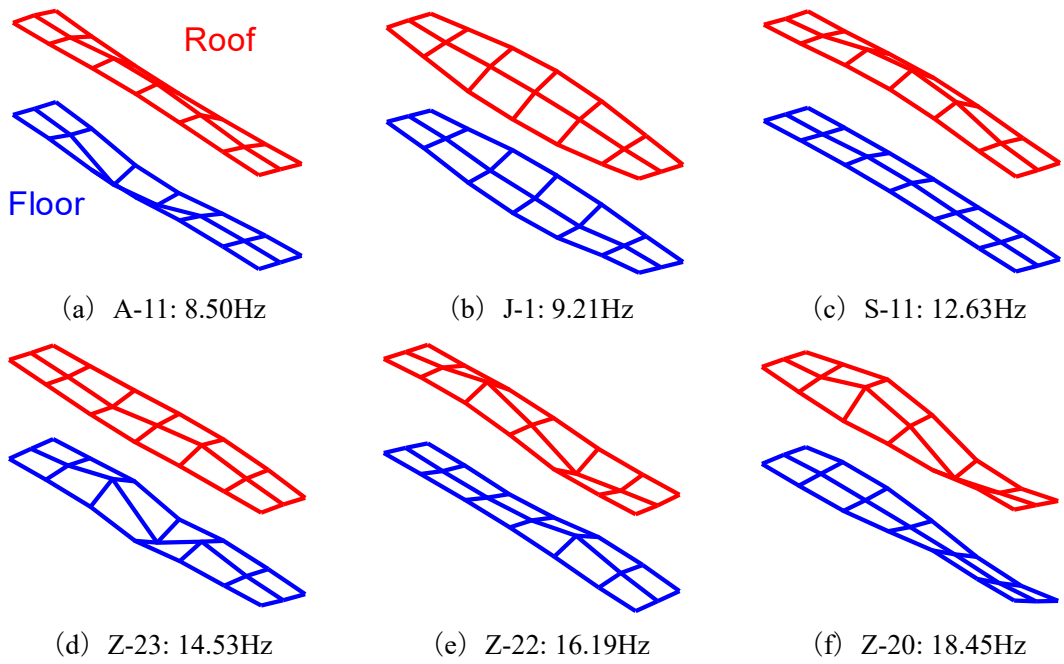


Fig. 1.2 Vibration mode shapes and natural frequencies of express type vehicle

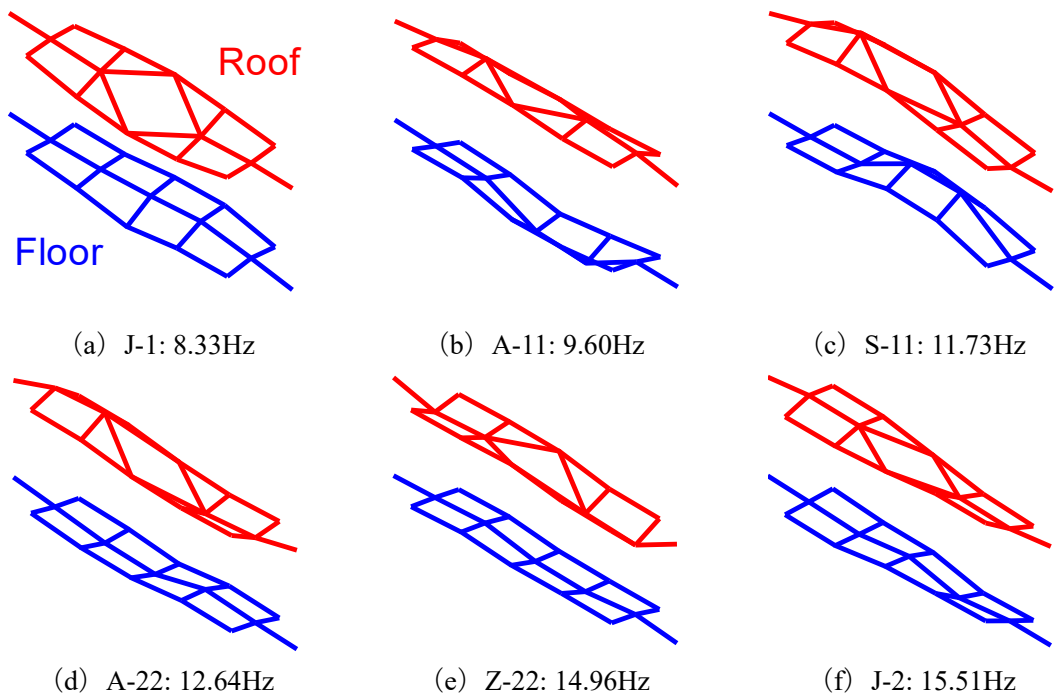


Fig. 1.3 Vibration mode shapes and natural frequencies of commuter type vehicle

振動形状下部の記号と Hz を付した数値は、それぞれモード形状の特徴を表す記号（* - mn ）と固有振動数を表している。「文字（*）は屋根と床の車体中央断面における位相関係を表し、S は同位相、A は逆位相、Z は位相の区別がつかない場合を示している。文字*に

続く 2 桁の数字 mn は m が屋根の腹の数, n が床の腹の数を表し, 腹の数の判断がつかない場合は 0 としている. また, 文字*が J の場合は車体断面のせん断変形を伴うモードを表し, 続く数値は側はり部分における腹の数を表している」 [17].

ここで示した結果は一部の車両のものであるが, 文献 [15] [16] [17]に示されたその他の車両の固有振動モードを考慮すると, 車体断面がひし形にせん断変形し, 左右の側面が逆位相で 1 次の曲げ変形をするせん断変形モード (J-1 モード) や車体床面に着目したときの 1 次の曲げモード (S-11 モード) は多くの車両で観測され, ねじりモード (J-2 モード) や床面の 2 次の曲げモード (A-22 モード, S-22 モード) は複数の車種で観測されている. これら複数の振動モードの固有振動数は人間が上下方向の振動に敏感であるとされる 10Hz 近傍の周波数で観測されており, 走行中にこれらのモードが励起されると乗り心地に影響を与える可能性が高い.

1.3 弾性振動低減に関する従来の研究

前節で示した車体の弾性振動を低減するために様々な手法が検討されている. それらの検討は, 「車体への減衰付与」, 「車体の剛性適切化」, 「動吸振器 (TMD)」, 「台車からの振動絶縁」, 「アクティブサスペンションおよびセミアクティブサスペンション」の 5 つに分類することができる.

車体への減衰付与による弾性振動の低減手法については, 車体の屋根外板に制振材を貼付することで弾性振動を低減できることが示されており [18], 実用化されている. また, ピエゾ素子と分岐回路を用いて車体の曲げ振動により生じた振動を電気エネルギー, ジュール熱と変換して散逸することでエネルギーの損失を発生する手法 [19]や, 積層型ピエゾアクチュエータを用いてアクティブ制御を行う手法 [20]が実物大の試験車両を用いて, その制振効果が示されている.

車体の剛性を適切化する取り組みについては, 非構造部材を活用した車体剛性向上手法として, 戸袋部にリング状に内部骨組みの補強・追加を行ったリング化構造によって車体の各面が独立して変形する振動を抑える手法 [21]や, 吊手棒を活用して車体の剛性を向上する手法が提案され [22], それぞれ実用化されている. これらの手法は直接的には車体の剛性を向上させる手法であるが, 乗り心地向上効果についてもそれぞれ確認されている.

動吸振器効果によって車体の振動を低減する手法としては, 適切にチューニングしたゴムやバネ等により床下機器を支持することでその質量を動吸振器として活用する方法 [23]や, 車体の弾性振動の固有振動数と振動体の固有振動数を同調させて高い制振効果を得るダイナミックダンパが提案され [24], それぞれ走行試験を行い振動低減効果が得られることが示されている. また, 一本リンクやヨーダンパなどの台車・車体間の前後方向の結合要素の剛性を調整することで, 台車の前後振動の固有振動数と車体の弾性振動の固有振動数を同調させ, 動吸振器効果を得られることが示されている [25].

鉄道車両の振動は主に車輪から台車枠を介して車体へと伝えられる。このとき、台車枠の上下方向の振動は空気ばねを介して車体に上下方向の加振力として伝わり、前後やピッチング方向の振動は一本リンクやヨーダンパなどを介して車体に曲げモーメントとして作用する。そこで、台車からの振動を絶縁する方法として、一本リンクやヨーダンパの緩衝ゴムに微小隙間を設けて、その剛性に変位依存性をもたせることで、輪軸の微小な質量アンバランスに起因する強制加振の影響を低減する方法が提案され、走行試験でその振動低減効果が示されている [26] [27]。

アクティブサスペンションおよびセミアクティブサスペンションの技術を活用したものは、台車・車体間に油圧アクチュエータを設置して車体の振動を制御する手法 [8]や、軸箱・台車枠間に設置した可変減衰軸ダンパおよび台車枠・車体間に設置した絞り制御弁内蔵型空気ばねによる制振手法 [28]が提案され、走行試験によって効果が示されている。また、1.1 節に示した台車枠・車体間に設置した可変減衰上下動ダンパによって、車体の剛体振動に加えて弾性振動も同時に抑えられることが示されている [29]。

上述の検討は、剛性の適切化を除き車体床面の振動に着目したときの 1 次の曲げモード (S-11 や A-31 モード) のみを対象としたものであり、図 1.1～図 1.3 に示した複数の弾性振動モードを同時に低減することは難しい。前述のように鉄道車両の車体は複数の固有振動モードを乗り心地への影響が大きい周波数に有しているため、1 つのモードのみを対象とした検討では、十分な乗り心地向上効果を得られない事例も存在する。そこで、複数の弾性振動モードを同時に低減する手法として、幅広い周波数帯域で制振効果を得るため、高減衰部材で床下機器を弾性支持する手法 [30]や、乗客乗車時に車体の弾性振動が低減する効果に着目した、柔軟容器を用いた振動低減手法 [31] [32]が提案され、実車を用いた加振試験によってその有効性が示されているが、検討例はまだ少ない。これは、車体の弾性振動を扱うことができる数値解析モデルとして、車体を 1 本の弾性はりとして考慮したモデルが多く用いられているためであると考えられる。

1.4 弾性振動を対象とした数値解析モデル

振動低減手法を検討するためには、数値解析モデルを用いた基礎検討を行い、効果が期待できるものについて実証実験を行うのが一般的である。そのため、これまでに車体の弾性振動を対象とした様々な数値解析モデルが提案・活用されてきた。その中で一般的に広く用いられているものとしては、図 1.4 に示す「はりモデル」 [33] [34]や図 1.5 に示すような「FEM モデル」 [35] [36] [37] [38]が挙げられる。

はりモデルは、車体を一本のオイラー梁として扱ったモデルで、弾性振動低減手法の検討に多く用いられている。はりモデルは簡易な式で車体が 1 次の曲げ変形をする S-11 モードを扱うことができる点や、設定するパラメータも小規模であるため、実測と計算の結果が合致するパラメータを試行錯誤的に決定することで、精度の良い解析モデルを得られる点が大きなメリットである。しかしながら、はりモデルでは、例えば屋根と床が逆位相で振動す

るような、三次元的な弾性変形を伴う振動を扱うことができないため、これらのモードを考慮するためにはその他のモデルが必要となる。

FEM モデルは、図面の情報から詳細な形状データを作成し、各部材のヤング率などのパラメータを入力することで車体を精緻にモデル化したものである。このモデルは数万～数百万規模の自由度を有しており、適切なパラメータを設定することができれば精度の良い数値解析モデルを得ることができる。しかしながら、精度の良い解析計算結果を得るためには、複雑な形状データの作成や、車体各部を構成する材料の密度やヤング率などのパラメータの調整などに多大なる時間とコストが必要となる。

そこで、計算コストを抑えながら、車体の三次元的な弾性振動を扱うことができる数値解析モデルとして箱形モデルが提案されている [39]。箱形モデルは、図 1.6 に示すように車体を連続体の弾性平板と弾性ばりを組み合わせた箱形の構造物として扱ったモデルである。このモデルは、FEM モデルと比較すると簡易な構造であり、数百規模の自由度で構成されているため、モデル作成や計算にかかるコストが小さいというメリットがある。一方、箱形モデルは車体各面を弾性平板と弾性ばりの組み合わせで表現するため、そのパラメータを図面情報から決定することができないという点、車体床面と屋根については上下（面外）方向の変形のみを考慮しているため、上下と左右方向が連成して変形するモードを正確に表すことができない点が課題であった。

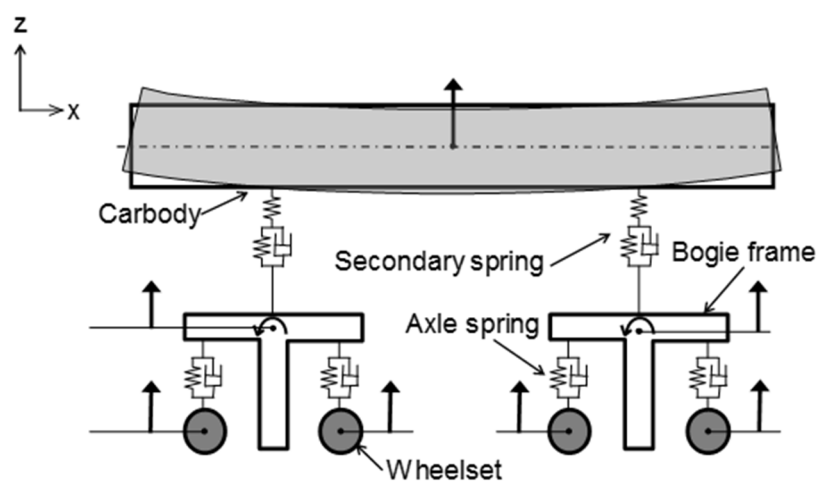


Fig. 1.4 Beam model

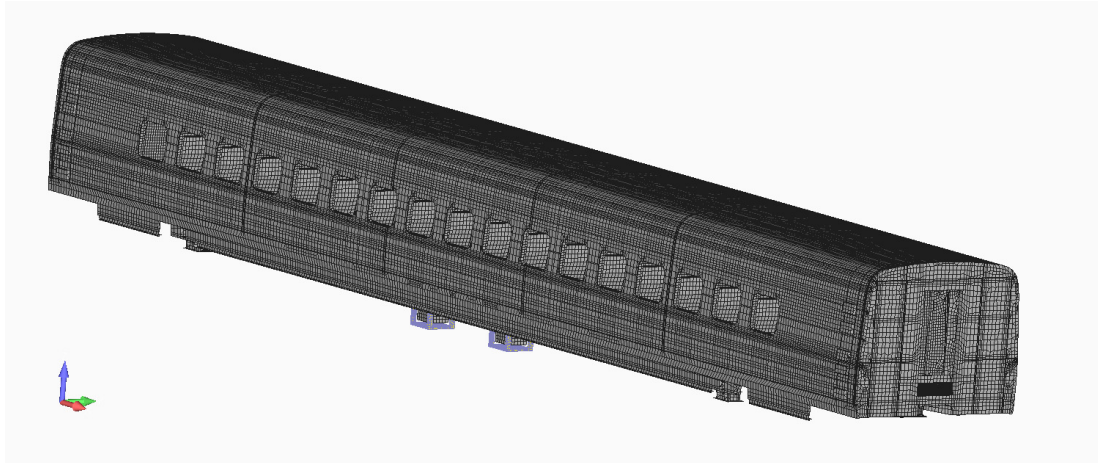


Fig. 1.5 Finite element model

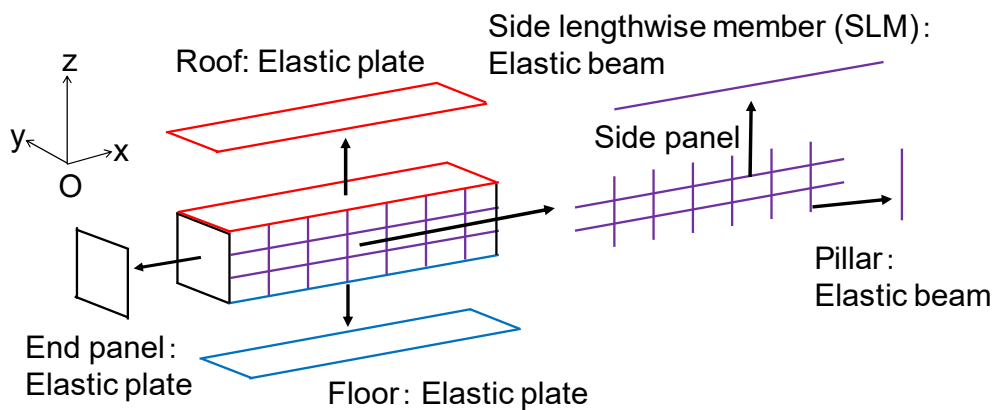


Fig. 1.6 Box type model

1.5 本研究の目的

前述の通り、近年の鉄道車両では、左右動揺と上下方向の剛体振動については、その低減手法が実用化され多くの車両で乗り心地が向上している。一方、車体の弾性振動は、様々なモードが存在しており、それらを同時に低減する手法が求められているが、従来の研究では、ほとんどの事例で床面に着目したときの1次の曲げモードのみが対象とされてきた。これは、車体の弾性振動として、いわゆるはりの1次曲げの影響が大きい事例が多いことと合わせて、弾性振動を扱うことができる数値解析モデルとして広く用いられているはりモデルでは、1次の曲げ以外のモードを扱うことができないことが影響していると考えられる。振動低減手法を検討するためには、はじめに数値解析モデルを用いた基礎検討を行う必要があるため、三次元的な変形を伴う弾性振動を扱うことができる簡易で汎用性のある数値解析モデルを構築することができれば、複数の振動モードを同時に低減する手法に関する検討も大きく進むものと考えられる。

そこで、本研究では三次元的な変形を伴う弾性振動を表現することができる簡易な数値解析モデルとして、車体を三次元弾性体（有限要素法のソリッド要素に相当）で構成した簡易な 6 面体として扱う新しい振動解析モデルを構築し、それを用いて複数の弾性振動モードを同時に低減できる振動低減手法を提案するとともに、その効果を検証することを目的とする。

1.6 本論文の構成

本論文の構成は以下の 6 章から成る.

第1章 序論

序論として, 本論文の研究背景と目的について述べる.

第2章 新幹線型試験車両

本研究で対象とする新幹線型試験車両の概要と, その振動特性を把握するために実施した加振試験結果について述べる. ここでは, 加振試験の結果から同定した固有振動モードが実際の営業車両と同様の振動モードであること, 一般的に車体の弾性振動として考慮されるいわゆるはりの 1 次曲げ振動以外に複数の振動モードが乗り心地に影響を与えていることを示す.

第3章 三次元弾性体を用いた鉄道車両の振動解析モデル

新幹線型試験車両の三次元的な変形を伴う弾性振動の特性を, 精度良く表すことができる新しい数値解析モデルを提案し, その概要と運動方程式を示す.

第4章 最適化手法を用いたパラメータ決定法

前章で提案した数値解析モデルのパラメータは, 図面情報のみでは決定することが難しい. そこで, 最適化手法の 1 つである粒子群最適化 (PSO) を用いて実測結果から機械的に効率よくパラメータを決定する方法を提案する. 提案手法により, 新幹線型試験車両のパラメータを求め, 得られたパラメータを用いた計算結果と実測結果を比較することでその妥当性を示す.

第5章 アクティブマスダンパ (AMD) を用いた振動低減手法

乗り心地に影響を与える複数の振動モードを同時に低減する手法としてアクティブマスダンパ (AMD) を用いた多モード制振手法を提案する. 第 3 章に示した数値解析モデルを制御器の設計に活用するために低次元化し, H^∞ 制御理論に基づいて制御器を作成する. そして, 得られたコントローラを用いて新幹線型試験車両を用いた加振試験を行い, 複数の振動モードを同時に低減可能であることを示す.

第6章 結論

本研究で得られた知見をまとめ, 結論を述べる.

第2章 新幹線型試験車両

2.1 緒言

本章では、本研究で対象とする新幹線型試験車両の概要と、その振動特性を把握するために実施した加振試験結果について述べる。なお、加振試験は2種類実施した。はじめに、車体の振動特性を把握するため、車両を定置した状態で動電型加振器を用いて車体を直接加振する定置加振試験を行う。次に、台車を含めた車両全体としての振動特性を把握するために、車輪に強制変位入力を加えることができる鉄道総研の車両試験台における加振試験結果を示す。

2.2 概要

本研究の供試車両は図 2.1 に示す鉄道総研の所有する新幹線型試験車両を対象とした。この車両は近年の新幹線車両と同様にアルミニウム合金製のダブルスキン構体を有しており、(b) に示すように車内には内装材や腰掛を設置している。床下に搭載されている機器類は省略されているが、図 2.2 に示すように床下機器を模擬したデバイス(以下、模擬床下機器)と鉄のウェイトを取り付けることで車体の質量を営業車両に近づけている。

車両の主要な諸元を表 2.1 と図 2.3 に示す。主要な寸法は現在主流の営業車両と同様であるが、質量については床下機器が省略されているため、10%程度小さくなっている。



(a) Outer view

(b) Interior

Fig. 2.1 Shinkansen type test vehicle

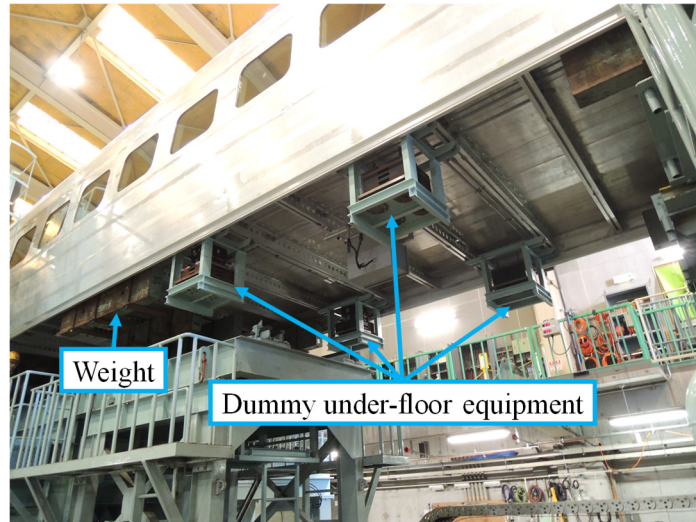


Fig. 2.2 Under floor of Shinkansen type test vehicle

Table 2.1 Specifications of test vehicle and commercial vehicle

	Shinkansen type test vehicle	N700 series Shinkansen [40] [41] (Intermediate car)	E5 series Shinkansen [42] (Intermediate car)
Material and structure	Aluminum double skin	Aluminum double skin	Aluminum double skin
Mass [t]	40.2	44.7 [※]	45.8~46.8
Overall length of car body [mm]	24500	24500	24500
Distance between two bogies [mm]	17500	17500	17500
Wheelbase [mm]	2500	2500	2500
Wheel diameter [mm]	860	860	860

※Calculated from weight of 16 cars (715t).

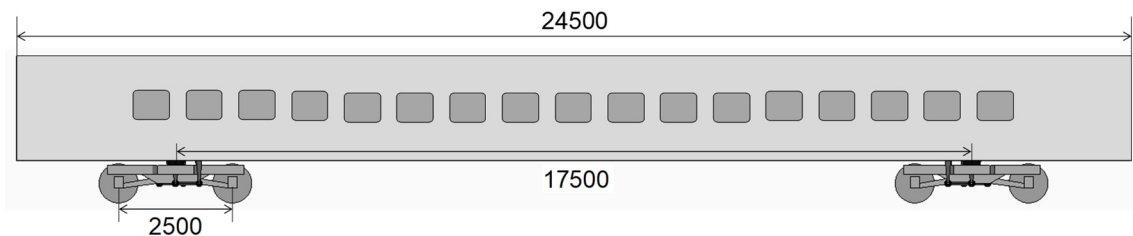


Fig. 2.3 Main dimensions of test vehicle

2.3 定置加振試験による車体振動特性の把握

供試車両の車体の振動特性を把握するため、車両を定置した状態で、車体を地面に設置した動電型加振器（エミック株式会社製：Σ9515-AB/AS）を用いて加振する定置加振試験を実施した。図 2.4 に試験の状況を示す。地面に設置した加振器から加振棒を介して車体を上下方向に加振して、図 2.5 に示す車体の屋根と床面合計 42 点に設置した圧電式加速度センサ（リオン株式会社製：PV-85 および PV-93）により上下方向の加速度を測定するとともに、車体と加振棒の間に取り付けられたロードセル（PCB 製：208B03）により加振力を測定した。加速度センサからの出力はアンプ（リオン株式会社製：UV-05）、ロードセルの出力はシグナルコンディショナ（PCB 製：480E09）を通した後、エイリアス防止のためカットオフ周波数を 80Hz とした 4 次のバターワース型ローパスフィルタを通し、AD 変換ボード（株式会社コンテック製：AIO-163202F-PE）を用いて PC で記録した。なお、サンプリング周波数は 200Hz である。加振信号は、カットオフ周波数が 5Hz と 50Hz の 4 次のバターワース型バンドパスフィルタを通したランダム波（バンドランダム波）とし、120 秒間の加振を行った。

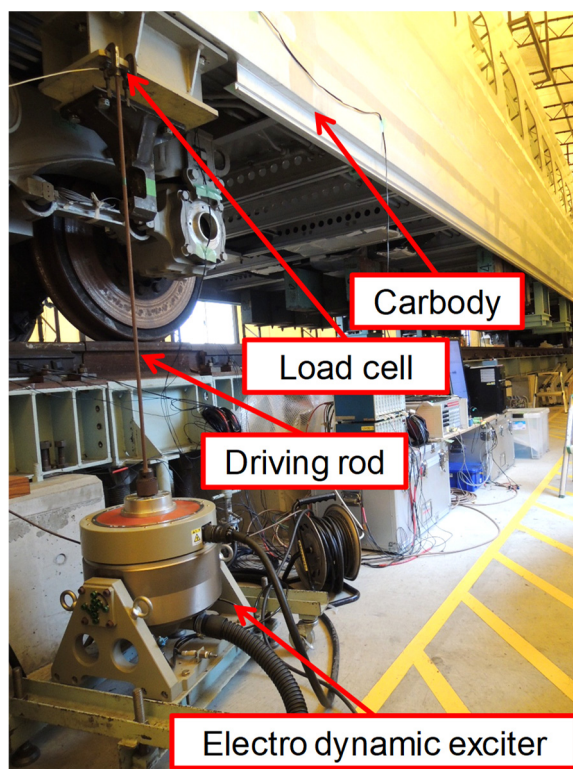
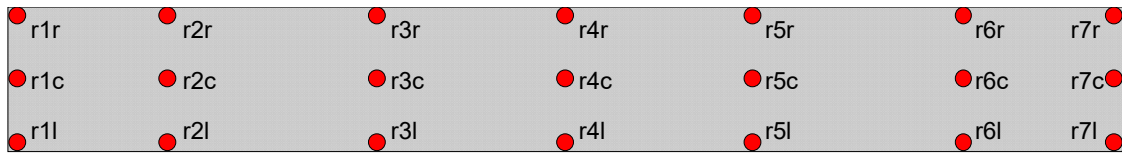
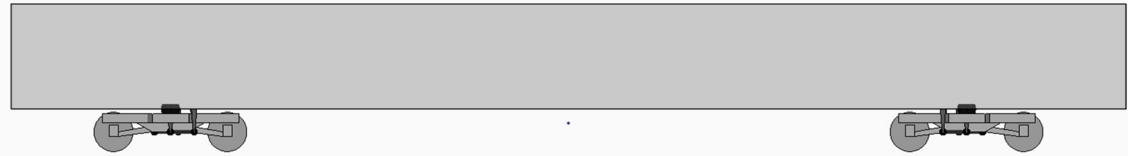


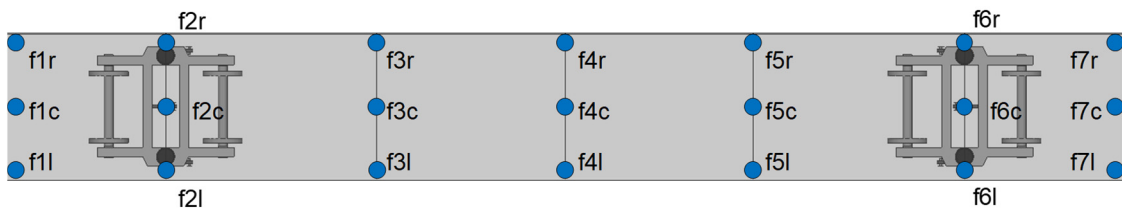
Fig. 2.4 Stationary excitation test



(a) Roof



(b) Side



(c) Floor

Fig. 2.5 Measurement points

加振力から床と屋根の代表点における上下方向加速度までの周波数応答関数（FRF）をそれぞれ図 2.6 と図 2.7 に示す。車体は前後・左右方向には概ね対称であるため、床面については f1l～f4l と f1c～f4c、屋根については r1l～r4l と r1c～r4c の結果を示している。図 2.6 と図 2.7 より、床面の FRF の主要なピークは、10Hz、11Hz、13Hz、16Hz、屋根の主要なピークは 10Hz、11Hz、16Hz、18Hz 近傍に認められる。

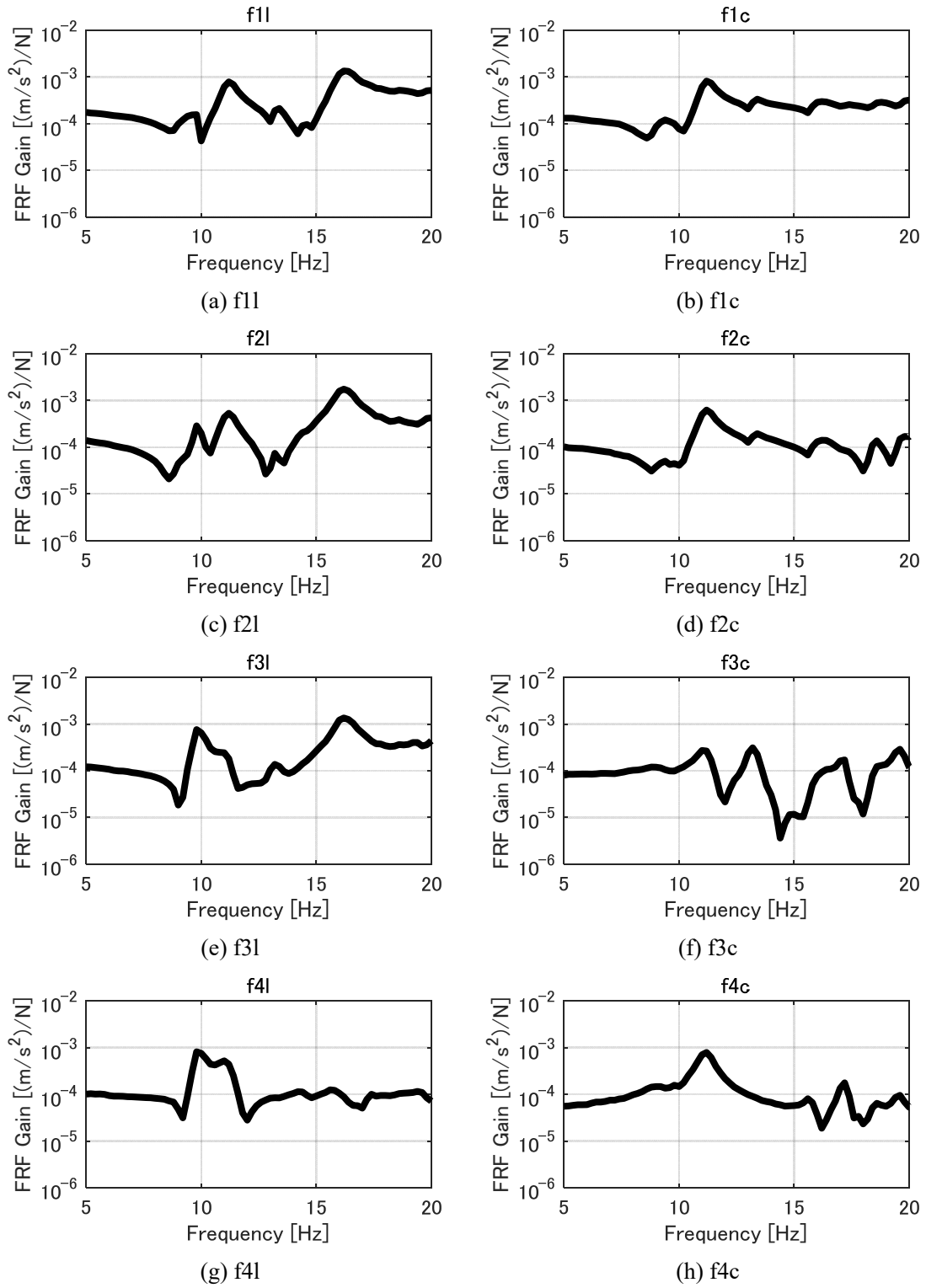


Fig. 2.6 FRFs from the input force to the acceleration of the floor

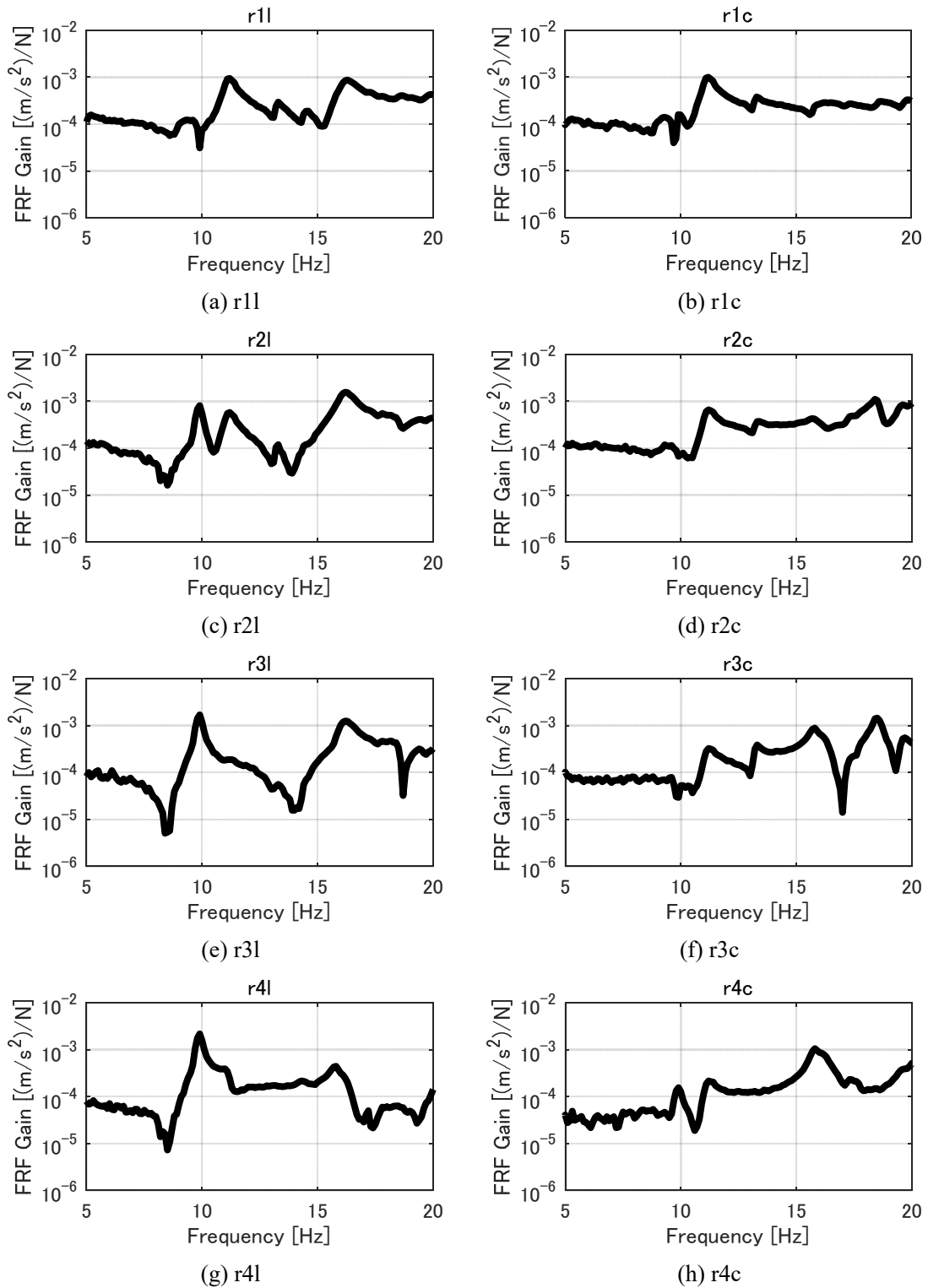


Fig. 2.7 FRFs from the input force to the acceleration of the roof

得られた FRF を用いて実験モード解析を行い、20Hz までの車体の固有振動数とモード形状を同定した結果を図 2.8 に示す。振動形状下部の記号と Hz を付した数値は、それぞれ 1.2 節に示したものと同様に文献 [17] に示された規則に従って記述したモード形状の特徴を表す記号と固有振動数を表している。

今回の試験車両で同定されたモードは図 1.1 と図 1.2 に示した新幹線車両および特急車両の固有振動モードと類似した変形形状を示すものが同定されており、実際の営業車両と同様の振動モードを有していることがわかる。また、図 2.8 (b) に示した S-11 モードがいわゆる「はりの 1 次曲げ」に対応するモードであり、1 章で述べたように鉄道車両の弾性振動としては古くからこのモードを対象にモデル化や振動低減手法が検討されてきたものである。床面の車体中央 (f4c) や台車直上 (f2c) など鉄道車両で乗り心地の評価に広く用いられる測定点の FRF では、このモードに対応するピークが卓越しており、その他の測定点でも影響が認められることから、このモードが重視されてきたと考えられる。しかしながら、それ以外のモードに対応したピークが f4l や f3l などの FRF に認められることから、鉄道車両の乗り心地向上を実現するためには S-11 モード以外のモードにも着目したモデル化や振動低減手法の検討が必要であるといえる。

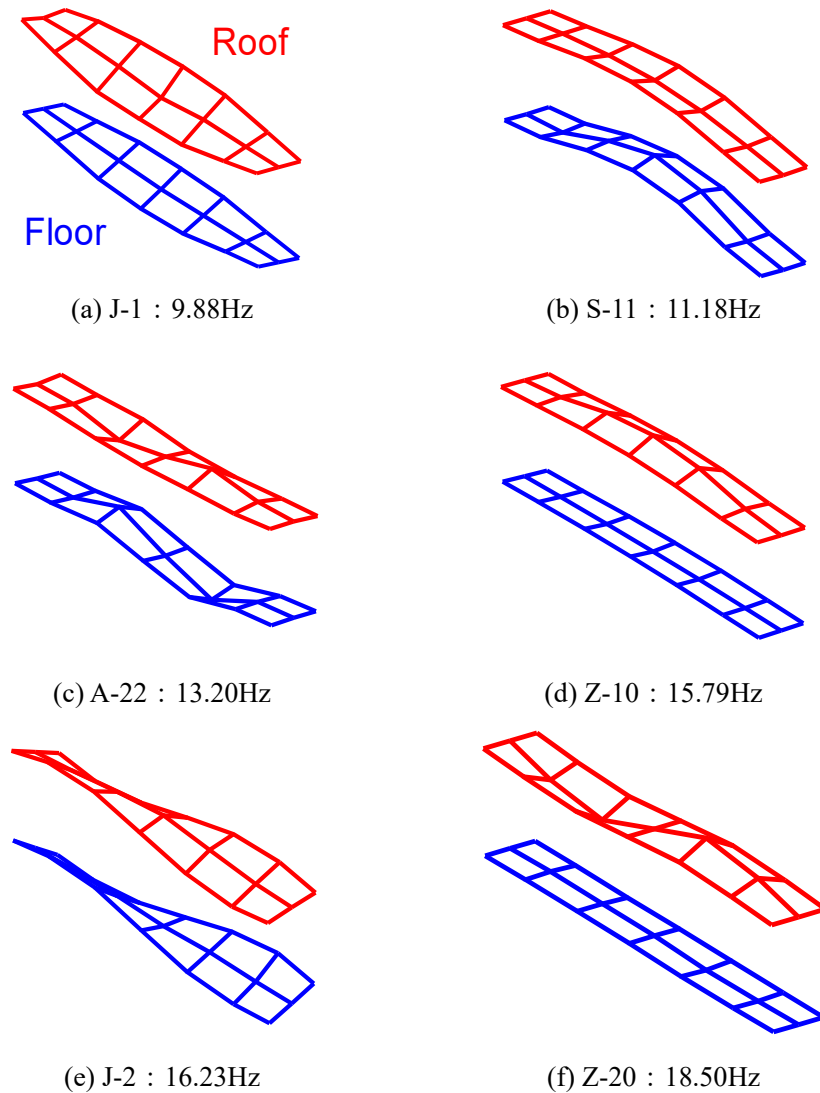


Fig. 2.8 Experimental modal analysis results of Shinkansen type test vehicle

2.4 車両試験台における加振試験

供試車両の台車を含めた振動特性を把握するため、鉄道総研の車両試験台 [43]における加振試験を行った。車両試験台は走行状態を定置で再現するための装置であり、図 2.9 に示すようにレールに相当する位置に軌条輪が設置されている。軌条輪はレールと同じ断面形状を有する回転円盤であり、これを回転させることでレール上を走行している状態を再現する装置である。この軌条輪は上下・左右・ロール方向に変位させることができる構造となっており、実際の軌道の変位に合わせて動かすことで、走行状態を模擬することができる。

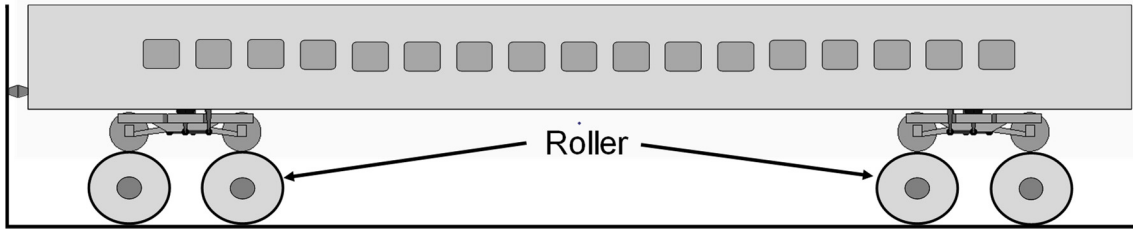
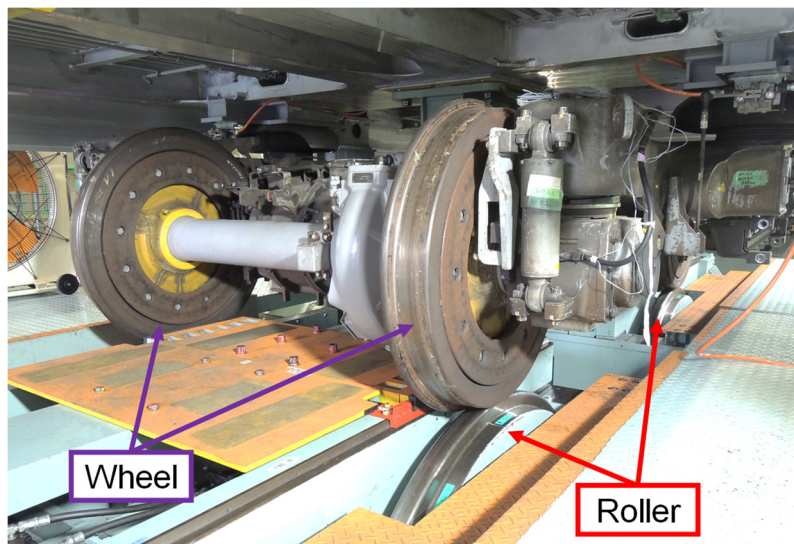


Fig. 2.9 Rolling stock test stand



(a) Overall view



(b) Bogie part

Fig. 2.10 Excitation test on the rolling stock test stand

2.4.1 四軸同相加振

車両の4本の輪軸を上下・ロール・左右方向に同位相で加振する四軸同相加振を行い、車体床面の加速度測定結果からパワースペクトル密度(PSD)を求めた結果を図2.11(上下方向)と図2.12(左右方向)に示す。四軸同相加振は車体の固有振動数に対応したピークが明瞭に現れる加振方法であり、振動特性を評価する際に多く用いられる加振方法である。ただし、実際の走行状態では速度を無限大とした条件に相当するため、実軌道上で実現することはできない。加振信号には、カットオフ周波数が1Hzと20Hzの6次のバターワース型バンドパスフィルタを通したランダム波を用いて、120秒間の加振を行った。なお、ベースとなるランダム波は上下・左右・ロール方向で可能な範囲でそれぞれの相関が小さくなるよう、複数作成したものから相関が小さいものを選択して使用した。測定条件は、サンプリング周波数を200Hzとして、エイリアス防止のため、カットオフ周波数を80Hzとした4次のバターワース型ローパスフィルタを通し、AD変換ボードを用いてPCで記録した。なお、測定に使用する機器は2.3節に示した定置加振試験と同様である。加速度センサの設置位置は、図2.5に示した車体床面21点として、中心線上の測定点については左右方向も測定した。

図2.11より、車体の上下方向の加速度PSDには1.2Hz、9.0Hz、10.4Hz、14.2Hz、15.4Hzにピークが認められた。9.0Hzのピークは図2.8に示したJ-1モード、10.4HzのピークはS-11モードに対応した振動形状であった。ただし、定置加振試験を実施した時期から、台車と床下機器に変更を加えたため、固有振動数については若干の差異がみられる。14.2Hzと15.4Hzのピークは上下方向にのみ着目するとJ-2モードに近い振動形状であった。

図2.12より、左右方向に着目すると8.9Hzと14.2Hzにピークが存在することがわかる。それぞれの周波数で左右方向の振動形状を調べたものを図2.13に示す。この図は、図2.5(c)に示した床面の車体中心線上の測定点(f1c~f7c)の左右方向の加速度から振動形状を推定したものである。8.9HzはJ-1モードに対応しており、台車直上の測定点であるf2cとf6cを節として、車体中央部のf4cが大きく変形している。14.2Hzは左右方向の「はりの1次曲げ」に対応したモード(以下、左右方向の曲げ振動)であり、車体中心に近いf3cとf5cを節として、車端部のf1cとf7cが大きく変形していることがわかる。

以上のように、定置加振試験に比べて実際の走行条件に近い試験が可能な車両試験台における加振試験結果からも、一般的に車体の弾性振動として考慮されるS-11モード以外に、J-1、J-2モードなどが床面の加速度PSDに影響を与えており、上下方向の乗り心地向上を実現するためには、これらのモードについても考慮する必要があることが確認できた。また、J-1モードは上下と左右方向が連成して振動しており、車体床面に着目したときの左右方向の曲げ振動が14.2Hzに存在することがわかった。

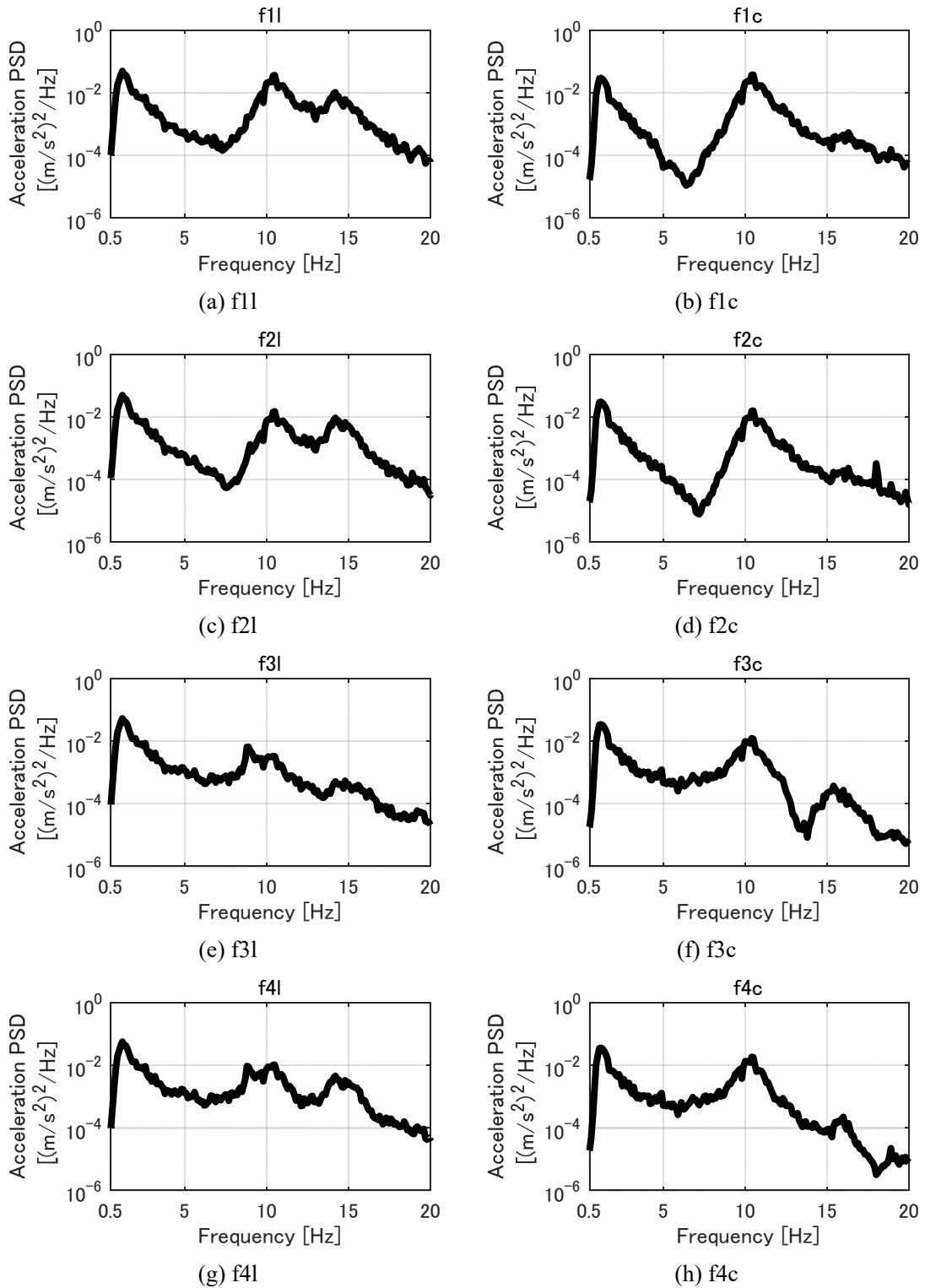


Fig. 2.11 Vertical acceleration PSDs at measurement points on the floor
(Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

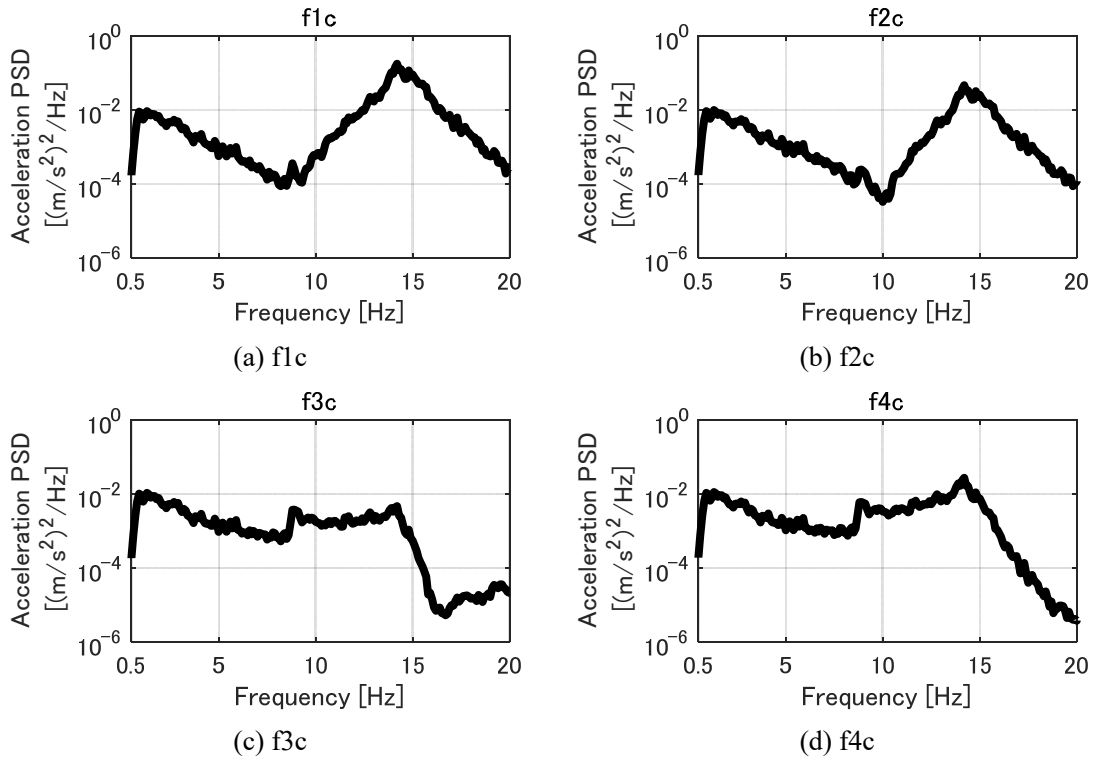


Fig. 2.12 Lateral acceleration PSDs at measurement points on the floor
 (Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

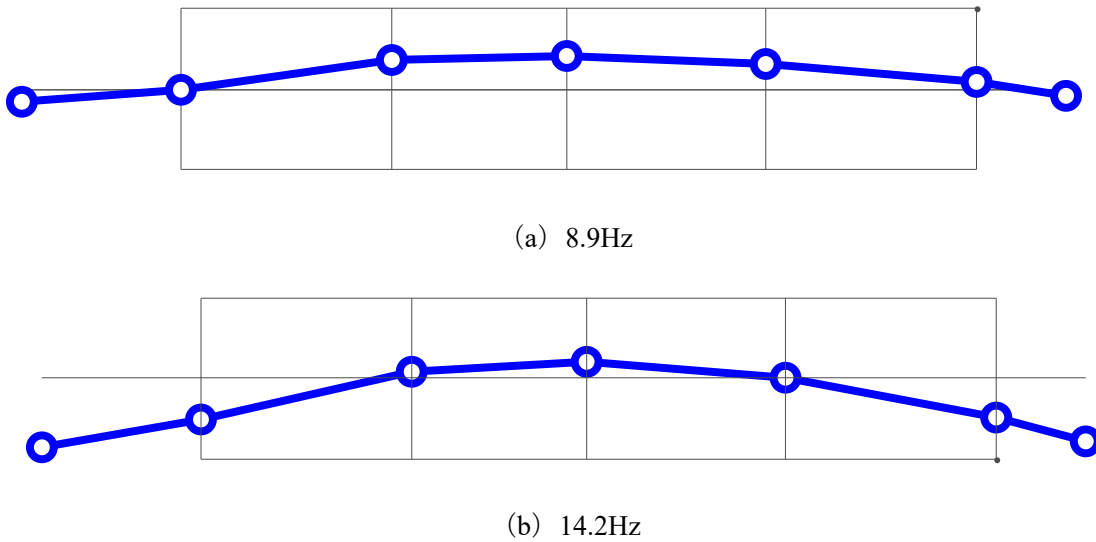


Fig. 2.13 Vibration shapes of floor in lateral direction

2.4.2 実走行模擬加振

次に、実際の走行状態を模擬した加振試験を実施した。鉄道車両の4つの輪軸は同一の軌道上を走行するため、1軸～4軸は走行速度に応じた時間差（位相差）をもって、同一の強制変位を受けながら走行する。ここでは、走行速度 300km/h の条件を模擬した加振試験を行った。得られた車体床面の上下方向の加速度 PSD を図 2.14 に示す。この図から、図 2.11 に示した四軸同相加振の結果とは異なり、車体中央（f4l と f4c）や車端部（f1l と f1c）の測定点で周期的な山谷が生じていることがわかる。これは、図 2.3 に示した軸距と台車中心間隔、走行速度によって決まる周波数に山谷が現れる軌道変位の平均化 [44]と呼ばれるものの影響である。この現象は営業線を用いた走行試験でも観測されるものである。

以上の結果から、車両試験台における実走行模擬加振によって営業線走行時の現象（軌道変位の平均化効果）を再現できることを示した。ただし、試験車両と営業車両では、表 2.1 に示したように質量等が異なるため、加速度 PSD の値そのものを再現するのは困難である。

2.5 結言

新幹線型試験車両の概要とその振動特性を把握するために実施した加振試験結果について示した。得られた結果をまとめると以下ようになる。

- 新幹線型試験車両は実際に営業に用いられている近年の新幹線車両と同等の構造を有していることを示した。ただし、質量については床下機器が省略されているため、わずかに小さくなっている。
- 新幹線型試験車両の固有振動モードを同定した結果、実際の営業車両と同様の振動モードを有していることがわかった。
- 車両試験台における四軸同相加振試験の結果から、一般的に車体の弾性振動として考慮される S-11 モード以外に、J-1、J-2 モードなどが床面の加速度 PSD に影響を与えており、上下方向の乗り心地向上を実現するためには、これらのモードについても考慮する必要があることが確認できた。
- 車両試験台における実走行模擬加振を行い、走行試験時に観測される軸距と台車中心間隔、走行速度によって決まる周波数に山谷が現れる軌道変位の平均化を再現できることを示した。

以降では、この新幹線型試験車両を対象としてモデル化および振動低減手法の検討を行う。

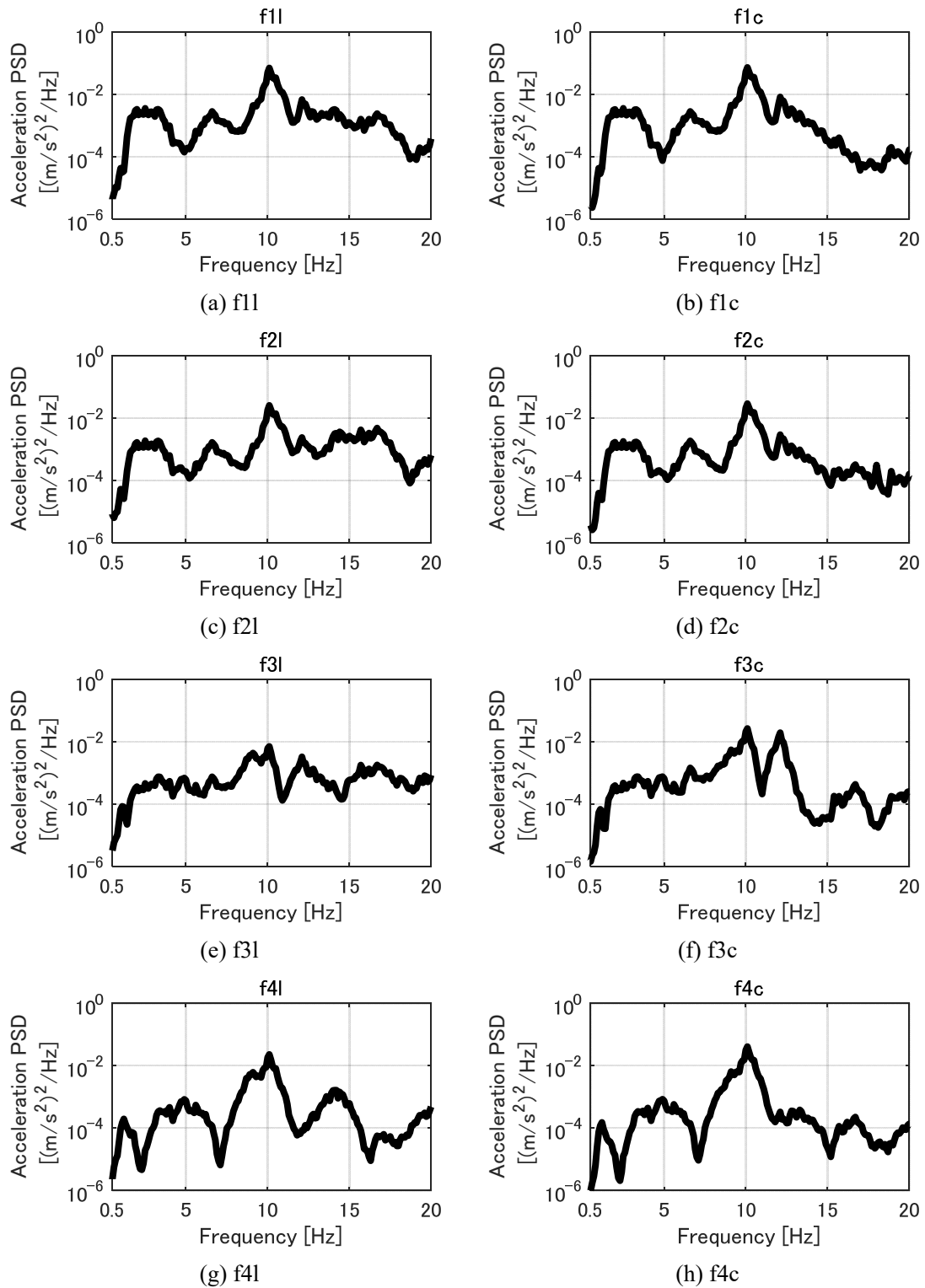


Fig. 2.14 Vertical acceleration PSDs at measurement points on the floor
(Simulated running at 300km/h)

第3章 三次元弾性体を用いた鉄道車両の振動解析モデル

3.1 緒言

本章では，前章で示した新幹線型試験車体の三次元的な変形を伴う弾性振動特性を精度良く表すことができる新しい数値解析モデルについて述べる．特に，上下方向だけでなく左右方向を含めて三次元的な変形形状を扱えるようにすることで，20Hz 程度までの振動モード形状を表現可能とし，従来よりも高周波までの振動特性を精度良く表すことができるモデルを構築する．

3.2 振動解析モデルの概要

図 3.1 に提案するモデルの概要を示す．このモデルは，既に提案されている箱形モデル [39]と同様に，車体を簡易な 6 面体の箱形構造物として扱っていることから，以降では拡張箱形モデルと呼ぶ．このモデルは，車体の各面（屋根・床・側面・妻面）を直交異方性を有する三次元弾性体としてモデル化しており，6 自由度の剛体としての運動に加えて，面内・面外変形を扱うことができる．図 3.2 に各面の断面における接続状態，図 3.3 に屋根と側面，床と側面の長手方向の接続状態のイメージを示す．それぞれの面は断面では 2 列に配置した並進 (x, y, z) 方向を拘束するばねで接続されており，これを長手方向に 0.1m 間隔で配置している．ここでは省略しているが，妻面と屋根・床・側面，床面中央部と床面端部についても同様に接続している．各要素の車外側に位置するばねは十分に剛であると仮定して 10^9N/m とし，車内側のばねは回転剛性を調整するため，後述するパラメータ推定手法を用いて求める．なお，2 列に配置した並進方向を拘束するばねを 1 列に配置した並進・回転を拘束するばねに置き換えることも可能であるが，同一構造のモデルを有限要素法を用いて作成し，マルチボディ・ダイナミクス解析ソフトに取り込むことを想定し，並進ばねを 2 列に配置した構造を採用した．

図 3.4 に台車を含む車両モデルの概要を示す．ここでは，台車枠と輪軸は剛体としてモデル化し，台車枠の前後・左右・上下・ロール・ピッチ・ヨー方向の自由度と輪軸の前後方向の自由度を考慮している．輪軸・台車枠間を結ぶ 1 次ばね（軸ばね）や軸箱の前後支持装置，台車枠・車体間を結ぶ 2 次ばね（空気ばね）や一本リンク，ヨーダンパ，左右動ダンパなど主要な結合要素は全てモデル化をしている．ただし，このモデルは線形モデルとするため，非線形要素である左右動ストッパや車輪・レールの接触力は無視しており，一般的な軌道の変位ではなく，輪軸の上下・左右方向に加速度から求めた変位を入力するモデルとなっており，実測した軸箱の上下・左右方向の加速度 PSD を入力することで台車と車体各部の走行中の応答を計算できる．

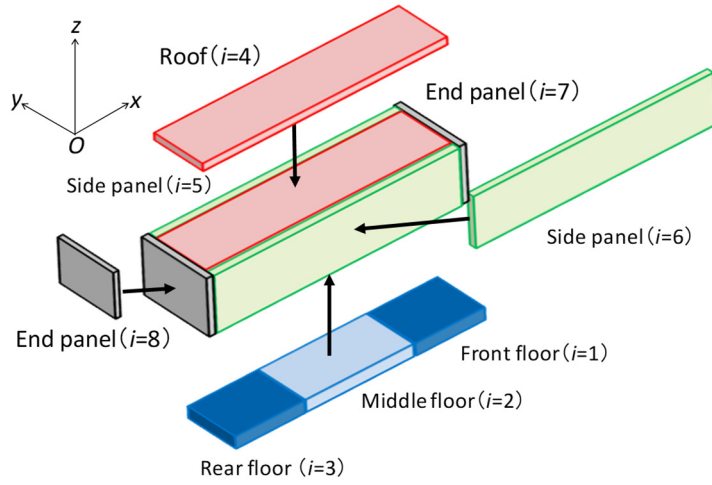


Fig. 3.1 Extended box type model

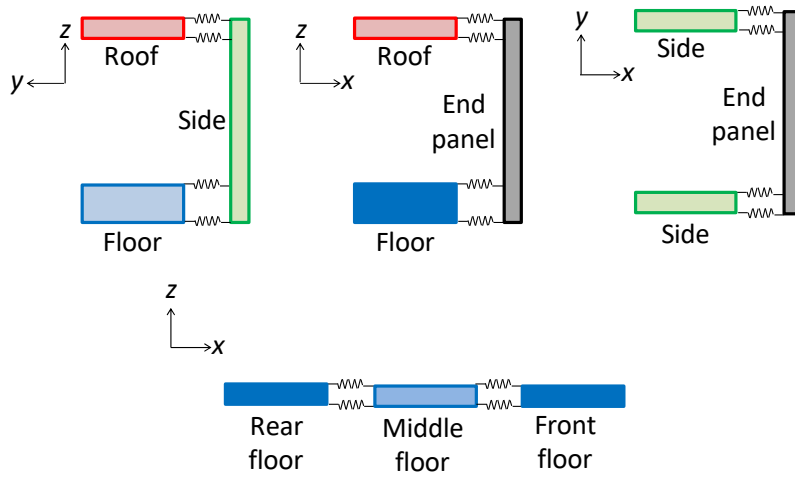


Fig. 3.2 Cross-sectional views of the connecting conditions between each panel

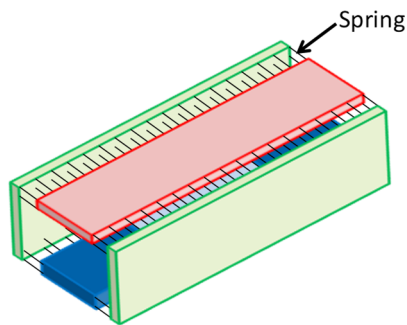


Fig. 3.3 Connecting conditions of the side panels and the roof or floor in the longitudinal direction

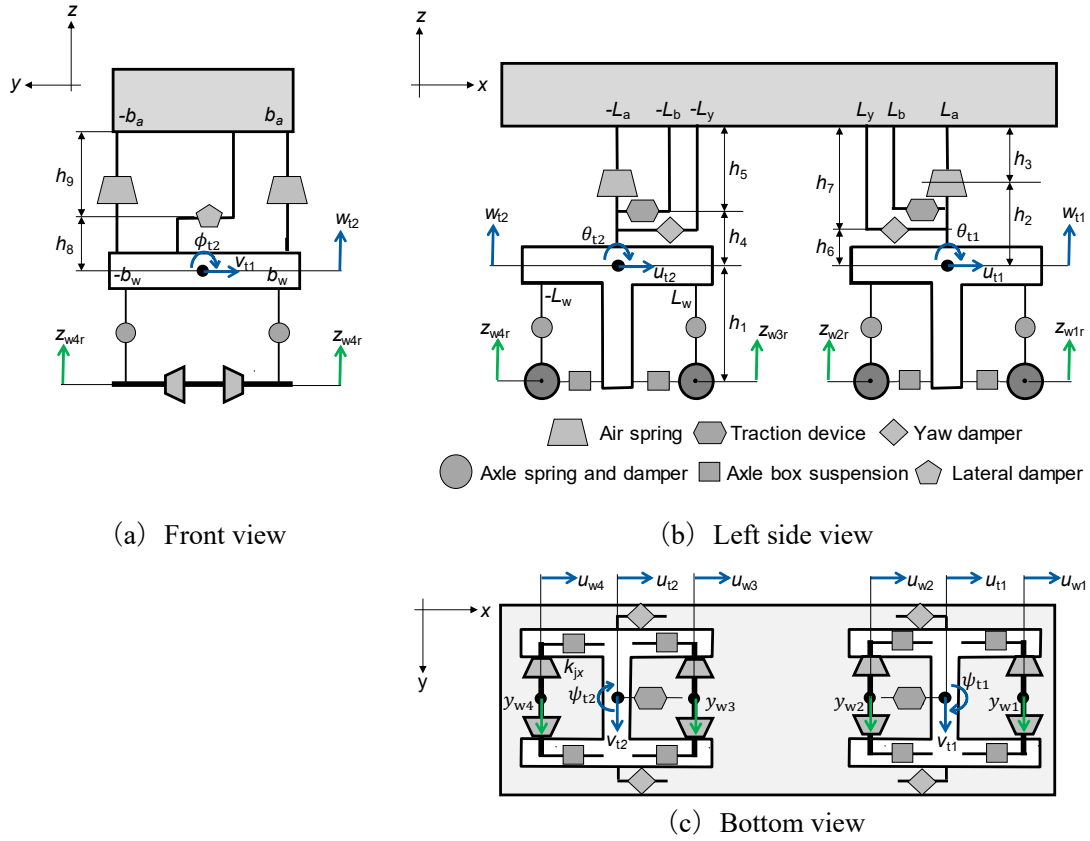


Fig. 3.4 Extend box type model of the vehicle

3.3 運動方程式の導出

前節で示した拡張箱形モデルの運動方程式を導出する．本論文では拡張箱形モデルの車体各面を構成する三次元弾性体を一般的に用いられる有限要素法など離散化する手法でなく，多項式を用いて連続体として解くことで小さな計算負荷で同様の計算を可能とする．そのため，はじめにその解法を示した上で，車体と台車の運動方程式を導出する．なお，運動方程式は，各要素の運動エネルギー，ひずみエネルギー，散逸エネルギーを算出し，ラグランジュ方程式に代入することで導出する．この過程は数式処理ソフトを用いることで自動的に導出できるため，各要素のエネルギーを入力するだけで数値解析モデルを構築可能である．

3.3.1 三次元弾性体の運動方程式

拡張箱形モデルの各面を構成する三次元弾性体の運動方程式を導出する．ここでは，運動方程式をラグランジュ法によって導出するため，はじめに各要素の運動エネルギーとひずみエネルギーを求める．図 3.5 に示す三次元弾性体の運動エネルギー T を以下に示す．

$$T = \frac{1}{2} \rho \int_{-L_z/2}^{L_z/2} \int_{-L_y/2}^{L_y/2} \int_{-L_x/2}^{L_x/2} (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx dy dz \quad (3.1)$$

ここで， ρ は密度， L_x ， L_y ， L_z はそれぞれ x 軸方向， y 軸方向， z 軸方向の長さであり， $\{\cdot\}$

は時間による微分 d/dt を表す. なお, 座標系の原点は三次元弾性体の中心としている. また, u, v, w はそれぞれ x 方向, y 方向, z 方向の変位関数で, 下式で定義する多項式である [45].

$$\left. \begin{aligned} u(x, y, z, t) &= \sum_{dd=1}^{DD} \sum_{de=1}^{DE} \sum_{df=1}^{DF} A_{dd,de,dk}(t) X_{dd}(x) Y_{de}(y) Z_{df}(z) \\ v(x, y, z, t) &= \sum_{dg=1}^{DG} \sum_{dh=1}^{DH} \sum_{dk=1}^{DK} B_{dg,dh,dk}(t) X_{dg}(x) Y_{dh}(y) Z_{dk}(z) \\ w(x, y, z, t) &= \sum_{dp=1}^{DP} \sum_{dq=1}^{DQ} \sum_{dr=1}^{DR} C_{dp,dq,dr}(t) X_{dp}(x) Y_{dq}(y) Z_{dr}(z) \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

ここで, $A_{dd,de,dk}$, $B_{dg,dh,dk}$, $C_{dp,dq,dr}$ は多項式の係数であり, $DD, DE, DF, DG, DH, DK, DP, DQ, DR$ は多項式の次数である. $X(x), Y(y), Z(z)$ はそれぞれ x, y, z に関する関数で, 次の漸化式の関係を用いて変位関数 u, v, w を直交多項式とする役割を有する [46].

$$\begin{aligned} X_2(x) &= (x - a_2)X_1, X_k(x) = (x - a_k)X_{k-1}(x) - b_k X_{k-2}(x), \\ X_1 &= 1, a_k = \frac{\int_{-L_x/2}^{L_x/2} x X_{k-1}^2(x) dx}{\int_{-L_x/2}^{L_x/2} X_{k-1}^2(x) dx}, b_k = \frac{\int_{-L_x/2}^{L_x/2} X_{k-1}^2(x) dx}{\int_{-L_x/2}^{L_x/2} X_{k-2}^2(x) dx} \end{aligned} \quad (3.3)$$

ここで, k は 2 から多項式 $X(x)$ の次数までの数である. 上記の関係から, $X(x)$ は以下に示す直交多項式となる.

$$\int_{-L_x/2}^{L_x/2} X_k(x) X_l(x) dx = \begin{cases} 0 & \text{if } k \neq l \\ a_{kl} & \text{if } k = l \end{cases} \quad (3.4)$$

ここで, k と l は 1 から多項式の次数までの数であり, a_{kl} は 0 ではない数値である. $Y(y)$ と $Z(z)$ についても同様に扱う. 上述の関係を用いて, 変位関数を直交多項式とすることで, 運動方程式の質量に関する項を対角化することができ, 逆行列計算の精度を高めることができる.

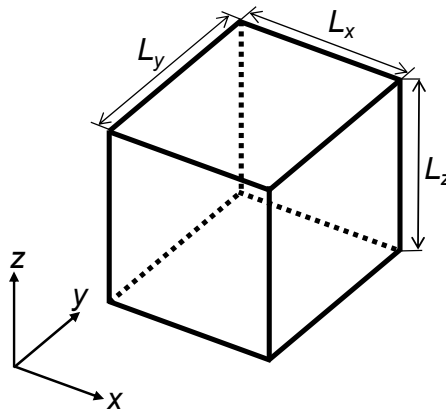


Fig. 3.5 The three-dimensional elastic body

次に、材料力学の理論に基づき導出したひずみエネルギー U [47] を以下に示す。

$$\begin{aligned}
U = \frac{1}{2} \int_{-Lz/2}^{Lz/2} \int_{-Ly/2}^{Ly/2} \int_{-Lx/2}^{Lx/2} & \left\{ D_{11} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + D_{22} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + D_{33} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right. \\
& + 2 \left(D_{12} \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + D_{13} \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial z} + D_{23} \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
& \left. + G_{xy} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + G_{yz} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + G_{zx} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\} dx dy dz \quad (3.5)
\end{aligned}$$

ここで、 G は横弾性係数、 D は下式で表されるヤング率に関する値である。

$$\begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{12} & D_{22} & D_{23} \\ D_{13} & D_{23} & D_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} \\ -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} \\ -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & \frac{1}{E_z} \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.6)$$

ここで、 E はヤング率、 ν はポアソン比を表し、下付の x, y, z は図 3.5 の座標軸に対応する。なお、以下では直交異方性条件を設定し、

$$G_{xy} = \frac{E_x E_y}{E_x + E_y + 2E_y \nu_{xy}}, G_{yz} = G_{zx} = G_{xy} \quad (3.7)$$

としている。

式 (3.1) に示した運動エネルギーと式 (3.5) に示したひずみエネルギーをラグランジュ方程式に代入すると、

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial \mathbf{q}} \right) = \mathbf{Q} \quad (3.8)$$

となる。ここで、 \mathbf{q} は各変位関数の未定係数を並べた一般化座標ベクトル、 \mathbf{Q} は \mathbf{q} に対する一般化力である。この式から以下の運動方程式を得ることができる。

$$\mathbf{T} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{U} \mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (3.9)$$

ここで示した三次元弾性体は FEM のソリッド要素と同一であり、汎用の解析ソフトを用いれば同様の計算を容易に実施することができる。ただし、ここでは式 (3.2) に示したように変位関数を多項式で表すことで、FEM と比べて小さな自由度で同等の計算を可能とした。なお、本報告で用いている多項式で表した連続体モデルと、同一のパラメータを設定した FEM モデルで固有値解析を行った結果を付録 A に示す。

3.3.2 車体各部のエネルギー式の導出

前項で示した三次元弾性体の運動エネルギーとひずみエネルギーを用いると、車体各面の運動エネルギー (T_i) とひずみエネルギー (U_i) は下式で表すことができる。

$$T_i = \frac{1}{2} \rho_i \int_{-Lz_i/2}^{Lz_i/2} \int_{-Ly_i/2}^{Ly_i/2} \int_{-Lx_i/2}^{Lx_i/2} (\dot{u}_i^2 + \dot{v}_i^2 + \dot{w}_i^2) dx_i dy_i dz_i \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned}
U_i = \frac{1}{2}(1 + j\delta_i) \int_{-Lz_i/2}^{Lz_i/2} \int_{-Ly_i/2}^{Ly_i/2} \int_{-Lx_i/2}^{Lx_i/2} & \left\{ D_{11i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 + D_{22i} \left(\frac{\partial v_i}{\partial y_i} \right)^2 + D_{33i} \left(\frac{\partial w_i}{\partial z_i} \right)^2 \right. \\
& + 2 \left(D_{12i} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \frac{\partial v_i}{\partial y_i} + D_{13i} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \frac{\partial w_i}{\partial z_i} + D_{23i} \frac{\partial v_i}{\partial y_i} \frac{\partial w_i}{\partial z_i} \right) + G_{xyi} \left(\frac{\partial u_i}{\partial y_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_i} \right)^2 \\
& \left. + G_{yzi} \left(\frac{\partial v_i}{\partial z_i} + \frac{\partial w_i}{\partial y_i} \right)^2 + G_{zxi} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right)^2 \right\} dx_i dy_i dz_i
\end{aligned} \tag{3.11}$$

ここで、 i は車体各面（前部床台枠 1，床中央：2，後部床台枠 3，屋根：4，左側面：5，右側面：6，前部妻面：7，後部妻面：8）， j は虚数単位， δ は損失係数を表す．式 (3.5) と式 (3.11) は，車体の損失係数 δ を考慮している点が異なるが，それ以外は同一である．

次に，車体各面を結ぶ接続ばねのポテンシャルエネルギーを求めると下式となる．

$$\begin{aligned}
V_{mn} = \sum_{q_i=1}^{Q_{mn}} \frac{1}{2} k_{mnx} & [u_m(X_{q_i} - X_{cm}, Y_{q_i} - Y_{cm}, Z_{q_i} - Z_{cm}) \\
& - u_n(X_{q_i} - X_{cn}, Y_{q_i} - Y_{cn}, Z_{q_i} - Z_{cn})]^2 \\
+ \sum_{q_i=1}^{Q_{mn}} \frac{1}{2} k_{mny} & [v_m(X_{q_i} - X_{cm}, Y_{q_i} - Y_{cm}, Z_{q_i} - Z_{cm}) \\
& - v_n(X_{q_i} - X_{cn}, Y_{q_i} - Y_{cn}, Z_{q_i} - Z_{cn})]^2 \\
+ \sum_{q_i=1}^{Q_{mn}} \frac{1}{2} k_{mnz} & [w_m(X_{q_i} - X_{cm}, Y_{q_i} - Y_{cm}, Z_{q_i} - Z_{cm}) \\
& - w_n(X_{q_i} - X_{cn}, Y_{q_i} - Y_{cn}, Z_{q_i} - Z_{cn})]^2
\end{aligned} \tag{3.12}$$

ここで、 k はばね定数，下付の m と n は接続する車体を構成するパネルの番号， X, Y, Z は x 軸， y 軸， z 軸上の全体座標系における位置を表す．また，下付の c は各パネルの中心， q_i は接続ばねの番号を表し， Q_{mn} は接続ばねの全数を表す．変位関数 u, v, w は時間に関する項を有しているが，ここでは記述を省略している．

以上で車体各部の運動エネルギーとポテンシャルエネルギーを全て導出することができた．

3.3.3 台車各部のエネルギー式の導出

以下に本項で用いる主な記号を示す.

- β : 空気ばね本体と補助空気室の容積比
- $2b_a$: 2次ばね左右間隔
- $2b_w$: 1次ばね左右間隔
- δ_b : 1本リンク緩衝ゴムの損失係数
- δ_{sd} : 左右動ダンパ緩衝ゴムの損失係数
- δ_y : ヨーダンパ緩衝ゴムの損失係数
- h_1 : 軸箱から台車枠重心までの高さ
- h_2 : 台車枠重心から2次ばねまでの高さ
- h_3 : 2次ばねから車体床下面までの高さ
- h_4 : 台車枠重心から一本リンクまでの高さ
- h_5 : 一本リンクから車体床下面までの高さ
- h_6 : 台車枠重心からヨーダンパまでの高さ
- h_7 : ヨーダンパから車体床下面までの高さ
- h_8 : 台車枠重心から左右動ダンパまでの高さ
- h_9 : 左右動ダンパから車体床下面までの高さ
- $i_{tro}, i_{tpi}, i_{tya}$: 台車枠のロール, ピッチ, ヨー方向の慣性半径
- i_w : 輪軸の回転方向の慣性半径
- k_b : 1本リンク緩衝ゴムのばね定数
- k_{jx}, C_{jx} : 軸箱前後支持装置の前後方向のばね定数と減衰係数
- k_{jy}, C_{jy} : 軸箱前後支持装置の左右方向のばね定数と減衰係数
- k_{jz}, C_{jz} : 1次ばねの上下方向のばね定数と減衰係数
- k_{sdx}, C_{sdx} : 左右動ダンパの前後方向のばね定数と減衰係数
- k_{sx}, C_{sx} : 2次ばねの前後方向のばね定数と減衰係数
- k_{sy}, C_{sy} : 2次ばねの左右方向のばね定数と減衰係数
- $k_{s1z}, k_{s2z}, C_{s1z}$: 2次ばねの上下方向のばね定数と減衰係数
- k_y, C_y : ヨーダンパのばね定数と減衰係数
- $2L_a$: 台車中心間距離
- L_{xi}, L_{yi}, L_{zi} : 車体を構成する各要素の前後, 左右, 上下方向の長さ
- $2L_w$: 軸距
- r_w : 車輪半径
- m_s : 空気ばね内の仮想質量
- m_t : 台車枠質量
- m_w : 輪軸質量
- X_{ci}, Y_{ci}, Z_{ci} : 車体を構成する各要素の全体座標系における中心座標

台車枠の運動エネルギーは次のように表される.

$$T_t = \frac{1}{2} m_t \sum_{m=1}^2 (\dot{u}_{tm}^2 + \dot{v}_{tm}^2 + \dot{w}_{tm}^2 + i_{tro}^2 \dot{\phi}_{tm}^2 + i_{tpi}^2 \dot{\theta}_{tm}^2 + i_{tya}^2 \dot{\psi}_{tm}^2) \quad (3.13)$$

ここで, ϕ と θ , ψ はそれぞれロール, ピッチ, ヨー方向の変位関数, 下付の m は台車の番号 (前位が 1, 後位が 2) を表す. 回転慣性の影響を考慮した輪軸の運動エネルギーは次のように表される.

$$T_w = \frac{1}{2} m_w \left\{ 1 + \left(\frac{l_w}{r_w} \right)^2 \right\} \sum_{n=1}^4 (\dot{u}_{wn}^2) \quad (3.14)$$

ここで, 下付の n は輪軸の番号を表す.

空気ばねのモデルを図 3.6 (a) ~ (c) に示す. ここでは, 上下方向のモデルには空気ばねのモデル化に広く用いられている四要素モデル [48] を採用しているが, 仮想的な質量 (m_s) を設定することで, 計算を簡略化している. 空気ばね内の仮想質量の運動エネルギーは次のように表される.

$$T_s = \frac{1}{2} m_s \sum_{m=1}^2 (\dot{w}_{srim}^2 + \dot{w}_{slem}^2) \quad (3.15)$$

ここで, 下付の ri と le はそれぞれ右側と左側の空気ばね内の仮想質量を表す.

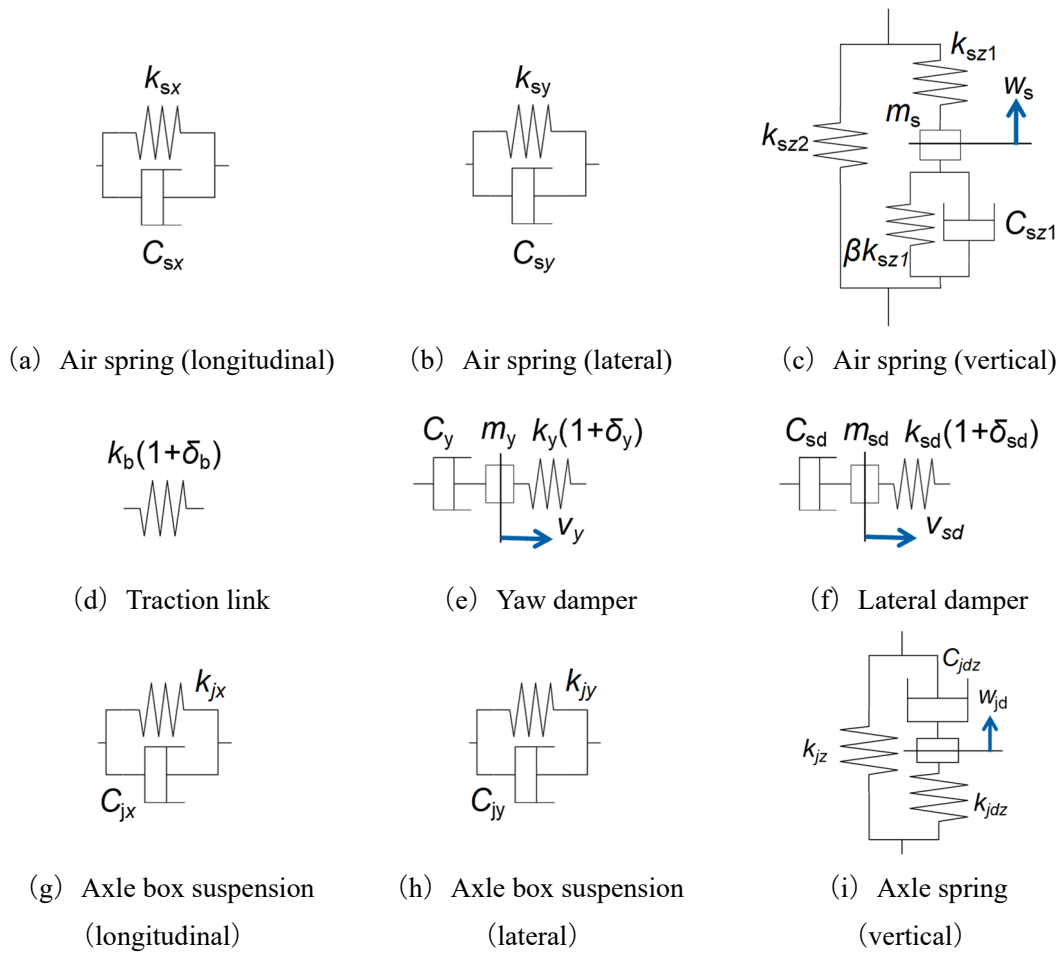


Fig. 3.6 Models of connecting devices

空気ばねの上下・左右・前後方向のばねに蓄えられるポテンシャルエネルギーは次のように表される。

$$\begin{aligned}
V_{sz} = & \frac{1}{2} k_{s1z} \left\{ \left[w_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - w_{sri1} \right]^2 \right. \\
& + \left[w_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - w_{sle1} \right]^2 \\
& + \left[w_3 \left(-L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - w_{sri2} \right]^2 \\
& \left. + \left[w_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - w_{sle2} \right]^2 \right\} \\
& + \frac{1}{2} \beta k_{s1z} \sum_{m=1}^2 [(w_{srim} - w_{tm} + b_a \phi_{tm})^2 + (w_{slem} - w_{tm} - b_a \phi_{tm})^2] \quad (3.16)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{2} k_{s2z} \left\{ \left[w_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - w_{t1} + b_a \phi_{t1} \right]^2 \right. \\
& + \left[w_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - w_{t1} - b_a \phi_{t1} \right]^2 \\
& + \left[w_3 \left(-L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - w_{t2} + b_a \phi_{t2} \right]^2 \\
& \left. + \left[w_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - w_{t2} - b_a \phi_{t2} \right]^2 \right\} \\
V_{sy} = & \frac{1}{2} k_{sy} \left\{ \left[v_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - v_{t1} - h_2 \phi_{t1} \right]^2 \right. \\
& + \left[v_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - v_{t1} - h_2 \phi_{t1} \right]^2 \\
& + \left[v_3 \left(-L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - v_{t2} - h_2 \phi_{t2} \right]^2 \\
& \left. + \left[v_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - v_{t2} - h_2 \phi_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.17)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V_{sx} = & \frac{1}{2} k_{sx} \left\{ \left[u_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - u_{t1} - h_2 \theta_{t1} - b_a \psi_{t1} \right]^2 \right. \\
& + \left[u_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - u_{t1} - h_2 \theta_{t1} + b_a \psi_{t1} \right]^2 \\
& + \left[u_3 \left(-L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - u_{t2} - h_2 \theta_{t2} - b_a \psi_{t2} \right]^2 \\
& \left. + \left[u_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - u_{t2} - h_2 \theta_{t2} + b_a \psi_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.18)
\end{aligned}$$

空気ばねの上下・左右・前後方向のダンパの散逸エネルギーは、次のように表すことができる。

$$D_{s1z} = \frac{1}{2} c_{s1z} \sum_{m=1}^2 \left[(\dot{w}_{srim} - \dot{w}_{tm} + b_a \dot{\phi}_{tm})^2 + (\dot{w}_{slem} - \dot{w}_{tm} - b_a \dot{\phi}_{tm})^2 \right] \quad (3.19)$$

$$D_{sy} = \frac{1}{2} c_{sy} \left\{ \left[\dot{v}_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - \dot{v}_{t1} - h_2 \dot{\phi}_{t1} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{v}_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - \dot{v}_{t1} - h_2 \dot{\phi}_{t1} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{v}_3 \left(L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - \dot{v}_{t2} - h_2 \dot{\phi}_{t2} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{v}_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - \dot{v}_{t2} - h_2 \dot{\phi}_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.20)$$

$$D_{sx} = \frac{1}{2} c_{sx} \left\{ \left[\dot{u}_1 \left(L_a - X_{c1}, b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - \dot{u}_{t1} - h_2 \dot{\theta}_{t1} - b_a \dot{\psi}_{t1} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{u}_1 \left(L_a - X_{c1}, -b_a, \frac{-L_{z1}}{2} \right) - \dot{u}_{t1} - h_2 \dot{\theta}_{t1} + b_a \dot{\psi}_{t1} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{u}_3 \left(-L_a - X_{c3}, b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - \dot{u}_{t2} - h_2 \dot{\theta}_{t2} - b_a \dot{\psi}_{t2} \right]^2 \right. \\ \left. + \left[\dot{u}_3 \left(-L_a - X_{c3}, -b_a, \frac{-L_{z3}}{2} \right) - \dot{u}_{t2} - h_2 \dot{\theta}_{t2} + b_a \dot{\psi}_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.21)$$

軸ばね・軸ダンパと軸箱支持装置の上下・左右・前後方向に蓄えられるポテンシャルエネルギーは次のように表すことができる。

$$V_{jz} = \frac{1}{2} k_{jz} \sum_{n=1}^4 \left[(w_{tm} - b_w \phi_{tm} + (-1)^n L_w \theta_{tm} - z_{wnr})^2 \right. \\ \left. + (w_{tm} + b_w \phi_{tm} + (-1)^n L_w \theta_{tm} - z_{wnl})^2 \right] \quad (3.22)$$

$$+ \frac{1}{2} k_{jdz} \sum_{n=1}^4 \left[(w_{jdnr} - z_{wnr})^2 + (w_{jdnl} - z_{wnl})^2 \right] \\ V_{jy} = \frac{1}{2} k_{jy} \sum_{n=1}^4 \left[(v_{tm} - h_1 \phi_{tm} - y_{wn})^2 + (v_{tm} + h_1 \phi_{tm} - y_{wn})^2 \right] \quad (3.23)$$

$$V_{jx} = \frac{1}{2} k_{jx} \sum_{n=1}^4 \left[(u_{tm} - h_1 \theta_{tm} + b_w \psi_{tm} - u_{wn})^2 + (u_{tm} - h_1 \theta_{tm} - b_w \psi_{tm} - u_{wn})^2 \right] \quad (3.24)$$

軸ダンパと軸箱支持装置の上下・左右・前後方向のダンパの散逸エネルギーは次のように表すことができる。

$$D_{jz} = \frac{1}{2} c_{jdz} \sum_{n=1}^4 \left[(\dot{w}_{tm} - b_w \dot{\phi}_{tm} + (-1)^n L_w \dot{\theta}_{tm} - \dot{w}_{jdnr})^2 \right. \\ \left. + (\dot{w}_{tm} + b_w \dot{\phi}_{tm} + (-1)^n L_w \dot{\theta}_{tm} - \dot{w}_{jdnl})^2 \right] \quad (3.25)$$

$$D_{jy} = \frac{1}{2} c_{jy} \sum_{n=1}^4 \left[(\dot{v}_{tm} - h_1 \dot{\phi}_{tm} - \dot{y}_{wn})^2 + (\dot{v}_{tm} + h_1 \dot{\phi}_{tm} - \dot{y}_{wn})^2 \right]. \quad (3.26)$$

$$D_{jx} = \frac{1}{2} c_{jx} \sum_{n=1}^4 \left[(\dot{u}_{tm} - h_1 \dot{\theta}_{tm} + b_w \dot{\psi}_{tm} - \dot{u}_{wn})^2 + (\dot{u}_{tm} - h_1 \dot{\theta}_{tm} - b_w \dot{\psi}_{tm} - \dot{u}_{wn})^2 \right] \quad (3.27)$$

一本リンクの緩衝ゴムに蓄えられるポテンシャルエネルギーは次のように表すことができる.

$$V_b = \frac{1}{2} k_b (1 + j\delta_b) \left\{ \left[u_1 \left(L_b - X_{c1}, 0, \frac{-L_{z1}}{2} - h_4 \right) - u_{t1} - h_3 \theta_{t1} \right]^2 + \left[u_1 \left(-L_b - X_{c3}, 0, \frac{-L_{z3}}{2} - h_4 \right) - u_{t2} - h_3 \theta_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.28)$$

ヨーダンパの仮想質量の運動エネルギーは次のように表すことができる.

$$T_y = \frac{1}{2} m_y \sum_{m=1}^2 (\dot{v}_{yrim}^2 + \dot{v}_{ylem}^2) \quad (3.29)$$

ヨーダンパの緩衝ゴムに蓄えられるポテンシャルエネルギーは次のように表すことができる.

$$V_y = \frac{1}{2} k_y (1 + j\delta_y) \left\{ \left[u_1 \left(L_y - X_{c1}, b_y, \frac{-L_{z1}}{2} - h_6 \right) - u_{t1} - h_5 \theta_{t1} - b_y \psi_{tm} \right]^2 + \left[u_1 \left(L_y - X_{c1}, -b_y, \frac{-L_{z1}}{2} - h_6 \right) - u_{t1} - h_5 \theta_{t1} + b_y \psi_{tm} \right]^2 + \left[u_1 \left(-L_y - X_{c3}, b_y, \frac{-L_{z3}}{2} - h_6 \right) - u_{t2} - h_5 \theta_{t2} - b_y \psi_{tm} \right]^2 + \left[u_1 \left(-L_y - X_{c3}, -b_y, \frac{-L_{z3}}{2} - h_6 \right) - u_{t2} - h_5 \theta_{t2} + b_y \psi_{tm} \right]^2 \right\} \quad (3.30)$$

ヨーダンパのダンパ部の散逸エネルギーは次のように表すことができる.

$$D_y = \frac{1}{2} c_y \left\{ \left[\dot{v}_{yri1} - \dot{u}_{t1} - h_5 \dot{\theta}_{t1} - b_y \dot{\psi}_{t1} \right]^2 + \left[\dot{v}_{yle1} - \dot{u}_{t1} - h_5 \dot{\theta}_{t1} + b_y \dot{\psi}_{t1} \right]^2 + \left[\dot{v}_{yri2} - \dot{u}_{t2} - h_5 \dot{\theta}_{t2} - b_y \dot{\psi}_{t2} \right]^2 + \left[\dot{v}_{yle2} - \dot{u}_{t2} - h_5 \dot{\theta}_{t2} + b_y \dot{\psi}_{t2} \right]^2 \right\} \quad (3.31)$$

左右動ダンパの仮想質量の運動エネルギーは以下のように表すことができる.

$$T_{sd} = \frac{1}{2} m_{sd} \sum_{m=1}^2 \dot{v}_{sdm}^2 \quad (3.32)$$

左右動ダンパの緩衝ゴムのポテンシャルエネルギーは次のように表すことができる.

$$V_{sd} = \frac{1}{2} k_{sd} (1 + j\delta_{sd}) \left\{ \left[v_1 \left(L_{sd} - X_{c1}, b_{sd}, \frac{-L_{z1}}{2} - h_9 \right) - v_{sd1} \right]^2 + \left[v_3 \left(-L_{sd} - X_{c3}, b_{sd}, \frac{-L_{z3}}{2} - h_9 \right) - v_{sd2} \right]^2 \right\} \quad (3.33)$$

左右動ダンパのダンパ部の散逸エネルギーは以下のように表すことができる。

$$D_{sd} = \frac{1}{2} c_{sd} \left\{ [\dot{v}_{sd1} - \dot{u}_{t1} - h_8 \dot{\phi}_{t1}]^2 + [\dot{v}_{sd2} - \dot{u}_{t2} - h_8 \dot{\phi}_{t2}]^2 \right\} \quad (3.34)$$

以上で台車各部の力学的エネルギーを全て導出することができた。

3.3.4 車両モデルの運動方程式

3.3.2 項, 3.3.3 項に示した車体および台車各部の運動エネルギー, ひずみエネルギー, 散逸関数から運動方程式を導出するために, 車体を構成する各要素の変位関数を以下のように定義する。

$$\left. \begin{aligned} u_i(x_i, y_i, z_i, t_i) &= \sum_{dd=1}^{DD} \sum_{de=1}^{DE} \sum_{df=1}^{DF} A_{dd,de,df}^i(t) X_{dd}^i(x) Y_{de}^i(z) Z_{df}^i(z) \\ v_i(x_i, y_i, z_i, t_i) &= \sum_{dg=1}^{DG} \sum_{dh=1}^{DH} \sum_{dk=1}^{DK} B_{dg,dh,dk}^i(t) X_{dg}^i(x) Y_{dh}^i(y) Z_{dk}^i(z) \\ w_i(x_i, y_i, z_i, t_i) &= \sum_{dp=1}^{DP} \sum_{dq=1}^{DQ} \sum_{dr=1}^{DR} C_{dp,dq,dr}^i(t) X_{dp}^i(x) Y_{dq}^i(y) Z_{dr}^i(z) \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

ここで, i は式 (3.10), (3.11) と同様に車体各面 (前部床台枠 1, 床中央 : 2, 後部床台枠 3, 屋根 : 4, 左側面 : 5, 右側面 : 6, 前部妻面 : 7, 後部妻面 : 8) を表し, それ以外は式 (3.2) に示したものと同一である。

各変位関数の未定係数を並べた一般化座標ベクトルを \mathbf{q} とすると,

$$\mathbf{q}(t) = [\mathbf{A}(t) \ \mathbf{B}(t) \ \mathbf{C}(t) \ \mathbf{u}(t) \ \mathbf{v}(t) \ \mathbf{w}(t) \ \boldsymbol{\phi}(t) \ \boldsymbol{\theta}(t) \ \boldsymbol{\psi}(t)]^T \quad (3.36)$$

と表すことができる。ここで, それぞれのベクトルは対応するアルファベット及びギリシャ文字の未定係数の集めたものである。

各要素の運動エネルギー, ひずみエネルギー, ポテンシャルエネルギー, 散逸関数の総和をそれぞれ T_T , U_T , V_T , D_T として, それらをラグランジュ方程式に代入すると,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \left(\frac{\partial T_T}{\partial \mathbf{q}} \right) + \left(\frac{\partial U_T}{\partial \mathbf{q}} \right) + \left(\frac{\partial V_T}{\partial \mathbf{q}} \right) + \left(\frac{\partial D_T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) = \mathbf{Q} \quad (3.37)$$

となり, この式から最終的に以下の運動方程式を得ることができる。

$$\mathbf{T}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{U} + \mathbf{V})\mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (3.38)$$

ここで, \mathbf{Q} は \mathbf{q} に対する一般化力を表す。上述の方程式の導出は, 数値解析ソフト MATLAB の数式処理ツールボックスである Symbolic Math Toolbox を用いて, エネルギーの式から運動方程式を導出する過程をプログラムにより自動化している。

以下では, 得られた運動方程式から第 2 章で示した固有振動モードや応答解析を行うための手順を示す。

3.4 実固有値解析

減衰項, 外力項, ポテンシャルエネルギーおよびひずみエネルギーの複素数項の影響を無視した実固有値解析を行う. 式 (3.38) から上述の項を除くと以下の式を得る.

$$\mathbf{T}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{U}_{\text{Re}} + \mathbf{V}_{\text{Re}})\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (3.39)$$

ここで, 下付の Re はそれぞれの行列の実部を表す. さらに, 未定係数の時間関数を以下のように仮定する.

$$\mathbf{q}(t) = \hat{\mathbf{q}}e^{j\omega t} \quad (3.40)$$

ここで, ω は角振動数を表し, これを式 (3.39) に代入すると下式を得る.

$$[-\omega^2\mathbf{T} + (\mathbf{U}_{\text{Re}} + \mathbf{V}_{\text{Re}})]\hat{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (3.41)$$

この式に関する固有値問題を解くことで, 拡張箱形モデルの固有値と固有ベクトルを求めることができる.

3.5 応答解析

3.5.1 力入力に対する応答解析

鉄道車両の車体の振動特性を把握するために, 2.3 節に示したように動電型加振器を用いて対象物の上下方向に直接力を加える定置加振試験が行われている. 本節では, これと同様に車体に直接加振力を加えたときの応答を解析する方法を示す.

はじめに, 加振点 (a_{in}, b_{in}, c_{in}) の上下方向に大きさ F_{in} の調和的な外力が加えられ, 局所的に加振対象 i が上下方向に微小変形をすると仮定すると, 加振力のする仕事 W_{in} は以下のように表すことができる.

$$W_{in} = F_{in}w_i(a_{in}, b_{in}, c_{in}, t) = F_{in}w_i(a_{in}, b_{in}, c_{in})e^{j\omega t} \quad (3.42)$$

この外力による仕事から一般化力 \mathbf{Q} は下式となる.

$$\mathbf{Q} = \frac{\partial W_{in}}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{F}e^{j\omega t} \quad (3.43)$$

ここで, \mathbf{F} は外力ベクトルを表す. 式 (3.38) に式 (3.40) および式 (3.43) を代入すると,

$$\{-\omega^2\mathbf{T} + j\omega\mathbf{D} + (\mathbf{U} + \mathbf{V})\}\hat{\mathbf{q}} = \mathbf{F} \quad (3.44)$$

となり, $\hat{\mathbf{q}}$ について解くことで各要素の変位応答を求めることができる. また, 得られた変位応答を用いることで, 外力 F_{in} から車体各面の x 軸方向, y 軸方向, z 軸方向の応答加速度までの周波数応答関数 $(\mathbf{H}_{xi}, \mathbf{H}_{yi}, \mathbf{H}_{zi})$ は以下のようになる.

$$\mathbf{H}_{xi}(\omega) = \frac{-\omega^2\mathbf{u}_i(\omega)}{F_{in}}, \mathbf{H}_{yi}(\omega) = \frac{-\omega^2\mathbf{v}_i(\omega)}{F_{in}}, \mathbf{H}_{zi}(\omega) = \frac{-\omega^2\mathbf{w}_i(\omega)}{F_{in}} \quad (3.45)$$

3.5.2 車輪への強制変位入力に対する応答解析

微小な変位を有する軌道を走行した時の車体各部の応答は、図 3.4 に示した車輪変位 ($z_{w1r} \sim z_{w4r}$, $z_{w1l} \sim z_{w4l}$, $y_{w1} \sim y_{w4}$) を入力として、車体各部までの伝達関数を求めることで計算できる。ここで、4 つの輪軸は同一の軌道上を走行するため、それぞれの輪軸は時間差（位相差）を有する同一の強制変位加振を受けるものと仮定すると、 $z_{w2r} \sim z_{w4r}$, $z_{w2l} \sim z_{w4l}$, $y_{w2} \sim y_{w4}$ は z_{w1r} , z_{w1l} , y_{w1} と走行速度 (V) を用いて以下のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} z_{w2r}(t) &= z_{w1r}\left(t - \frac{2L_w}{V}\right), z_{w3r}(t) = z_{w1r}\left(t - \frac{2L_a}{V}\right), z_{w4r}(t) = z_{w1r}\left\{t - \frac{2(L_w + L_a)}{V}\right\} \\ z_{w2l}(t) &= z_{w1l}\left(t - \frac{2L_w}{V}\right), z_{w3l}(t) = z_{w1l}\left(t - \frac{2L_a}{V}\right), z_{w4l}(t) = z_{w1l}\left\{t - \frac{2(L_w + L_a)}{V}\right\} \\ y_{w2}(t) &= y_{w1}\left(t - \frac{2L_w}{V}\right), y_{w3}(t) = y_{w1}\left(t - \frac{2L_a}{V}\right), y_{w4}(t) = y_{w1}\left\{t - \frac{2(L_w + L_a)}{V}\right\} \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

ここで、輪軸変位の主な入力源となる軌道の微小な変位は不規則な形状であるが、その上を車両が走行する場合、あらゆる周波数を含む変位入力を与えられ考えられるため、 z_{wr} , z_{wl} , y_{wl} を下式で表すことができる。

$$z_{w1r}(t) = z_{wr}e^{j\omega t}, z_{w1l}(t) = z_{wl}e^{j\omega t}, y_{w1}(t) = y_w e^{j\omega t} \quad (3.47)$$

ここで、 z_{wr} , z_{wl} , y_w は軌道不整の大きさを表す。以上の関係を一般化力 \mathbf{Q} を $\mathbf{0}$ とした式 (3.38) に代入することで、下式を得る。

$$\{-\omega^2 \mathbf{T} + j\omega \mathbf{D} + (\mathbf{U} + \mathbf{V})\} \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{Z} \quad (3.48)$$

ここで、 \mathbf{Z} は軌道不整による外力ベクトルであり、 z_{wr} , z_{wl} , y_w に関する項をまとめたものとなる。以上の式より、軌道不整 z_{wr} , z_{wl} , y_w から車体各部の応答加速度までの周波数応答関数を下式のように求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{H}_{zwr,ui}(\omega) &= \frac{-\omega^2 \mathbf{u}_i(\omega)}{z_{wr}}, \mathbf{H}_{zwr,vi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{v}_i(\omega)}{z_{wr}}, \mathbf{H}_{zwr,wi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{w}_i(\omega)}{z_{wr}} \\ \mathbf{H}_{zwl,ui}(\omega) &= \frac{-\omega^2 \mathbf{u}_i(\omega)}{z_{wl}}, \mathbf{H}_{zwl,vi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{v}_i(\omega)}{z_{wl}}, \mathbf{H}_{zwl,wi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{w}_i(\omega)}{z_{wl}} \\ \mathbf{H}_{yw,ui}(\omega) &= \frac{-\omega^2 \mathbf{u}_i(\omega)}{y_w}, \mathbf{H}_{yw,vi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{v}_i(\omega)}{y_w}, \mathbf{H}_{yw,wi}(\omega) = \frac{-\omega^2 \mathbf{w}_i(\omega)}{y_w} \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

ここで、 $\mathbf{H}_{in,out}$ の in は入力、 out は出力に対応する。

走行中の車両の振動特性は主に加速度のパワースペクトル密度 (PSD) で評価される。式 (3.49) で求めた周波数応答関数と入力 x_k と x_r のクロススペクトル密度 (CSD) $C_{x_k x_r}$ を用いると以下の式により車体各面の上下方向の加速度 PSD を求めることができる [49]。

$$P_z = \sum_{k=1}^3 \sum_{r=1}^3 H_k^* H_r C_{x_k x_r} \quad (3.50)$$

ここで、

$$H_1 = H_{zwr,wi}, H_2 = H_{zwl,wi}, H_3 = H_{yw,wi} \quad (3.51)$$

$$x_1 = z_{wr}, x_2 = z_{wl}, x_3 = y_w \quad (3.52)$$

である。なお、 $C_{x_k x_r}$ に実測された軸箱変位から算出した CSD を与えることで、様々な軌道

を走行中の車体各部の振動を求めることが可能となる。上述の式は上下方向に関するものであるが、式 (3.51) の周波数応答関数を変更することで、左右方向や前後方向の加速度 PSD も計算可能である。

3.6 結言

本章では、車体の三次元的な変形を伴う弾性振動を扱うための新しい数値解析モデルとして拡張箱形モデルを提案し、その概要と運動方程式を示した。拡張箱形モデルは車体の各面（屋根・床・側面・妻面）を、直交異方性を有する三次元弾性体としてモデル化しており、各面の 6 自由度の剛体としての運動に加えて、面内・面外変形を考慮することができる。そして、それぞれの面をばねで結合することにより、車体を簡易な 6 面体としてモデル化している。

次に、拡張箱形モデルの実固有値解析や、力入力と車輪への強制変位入力に対する応答解析方法についても定式化を行い、それぞれの解析を可能とした。次章では入力するパラメータの決定方法を示した上で、各計算結果を示す。

第4章 最適化手法を用いたパラメータ決定法

4.1 緒言

鉄道車両の車体は構体と呼ばれるアルミニウム合金やステンレスなどで構成された主構造に、床板や腰掛、荷棚、吊手などの内装、床下や屋根上に搭載される艤装が取り付けられている [50]。前章で提案した拡張箱形モデルでは、車体を簡易な 6 面体として扱うため、車体の各面について構体と内装、艤装を 1 つの三次元弾性体として考える必要がある。そのため、拡張箱形モデルの各面を構成する三次元弾性体のパラメータは、図面情報から一意に決定することは難しい。ここで、拡張箱形モデルの計算に必要な入力パラメータを表 4.1 にまとめる。

車体については、全体の質量や寸法、空気ばねなどの台車枠との結合要素の取り付け位置の情報は図面情報や実測結果をそのまま用いることができる。また、車体各面の質量については、取り付けられている内装や艤装の質量を求めることで図面情報から見積もることができるが、計算精度を高めるためにはその値を基準として調整する必要がある。一方、車体各面を 1 つの三次元弾性体として扱った場合のヤング率と損失係数については、図面情報から決定することは難しく、実測結果と合致するように試行錯誤的に決定する必要がある。

台車については、台車枠の質量や各種寸法、輪軸の質量や各種寸法は図面情報や実測値から決定できる。また、台車枠の慣性半径は図面情報から見積もることはできるが、取り付けられた機器の質量や慣性モーメントを考慮する必要があるため、計算精度を高めるためには見積もった値を基準として調整する必要がある。輪軸・台車枠間、台車枠・車体間を結合する各種ばねやダンパのパラメータは図面からその値を得ることができる。しかしながら、それらの部品は図面の値に対してある程度の誤差が認められていることや、取り付け部位である受けの剛性などの影響により図面の値をそのまま用いても計算精度は高くないことが知られている [51]。

以上のように、拡張箱形モデルでは精度の良い計算結果を得るために調整もしくは試行錯誤的に決定する必要があるパラメータが数多く存在する。そこで、本章ではそれらのパラメータを最適化手法によって機械的に効率よく決定する手法を提案する。

Table 4.1 Parameters needed to calculate the extended box type model

Component		Parameter	Determination method
Carbody	Overall	Total mass and length	A
	Floor	Mass	B
		Young's modulus	C
		Loss factor	C
	Roof	Mass	B
		Young's modulus	C
		Loss factor	C
	Side panel	Mass	B
		Young's modulus	C
		Loss factor	C
	End panel	Mass	B
		Young's modulus	C
		Loss factor	C
Spring connecting each side	Spring coefficient	C	
Bogie	Mass and length	A	
	Radius of inertia	B	
Wheelset	Mass and length	A	
Connecting device between wheelset and bogie frame	Spring coefficient	B	
	Damping coefficient	B	
Connecting device between bogie frame and carbody	Spring coefficient	B	
	Damping coefficient	B	

A: Determined from drawing information or measured result.

B: Estimated from drawing information and tuned by trial and error method.

C: Determined by trial and error method.

4.2 最適化手法

ある制約条件 ($x \in S$) の下で、目的関数 $f(x)$ を最大または最小とする解を求めることを最適化問題という。本研究では、 x は上記のパラメータ、 S はそれらがとりうる値の範囲、 $f(x)$ は後述する評価関数に対応する。これを解く方法は様々な方法が提案されており、線形計画法（単体法 [52]、内点法 [53]）、非線形計画法（最急降下法、ニュートン法）などが多く用いられている。

上記の方法は、基本的には局所的な最適解を求める手法であり、図 4.1 のように局所的な最適解が複数存在する中から真の最適解（大域的最適解）を求めるためには、様々な初期値からはじめて局所的最適解を求めていく必要がある。しかしながら、単純に初期値を選んでい

たのでは時間がかかり、大域的最適解を得られるとは限らない。拡張箱形モデルのパラメータを決定するためには、種々のパラメータの組み合わせを実測結果と合致するように最適化する必要があるため、多数の局所的最適解が存在する。そのため、大域的最適解を得られる手法を適用する必要がある。

そこで、大域的最適解を効率的かつ効果的に求めることができる手法を適用する。代表的な手法としては、アニーリング法 (SA) [54], タブー法 (TS) [55][56], 遺伝的アルゴリズム (GA) [57], 粒子群最適化法 (PSO) [58]などが挙げられ, SA は鋼の焼きなまし, TS は人間の記憶過程, GA は生物の進化, PSO は鳥や魚の群れが集団でうまく生存に適した場所を見つける様子を模擬したもので, 自然界のものがうまく最適解を得る方法を数学的に表現したものである。これらの手法は, よい解の近くではさらによりよい解が見つかる可能性が高いためその周囲を集中して探すアルゴリズムと, 局所的最適解に陥ることを防ぐためにこれまで探索してきた場所とは異なる場所を探索するアルゴリズムが組み込まれている [59].

上述の大域的最適解を得るための手法であれば, いずれの手法でもパラメータの決定が可能であると考えられるが, 本研究では近年多くの最適化問題を解くために用いられている PSO を使用する。

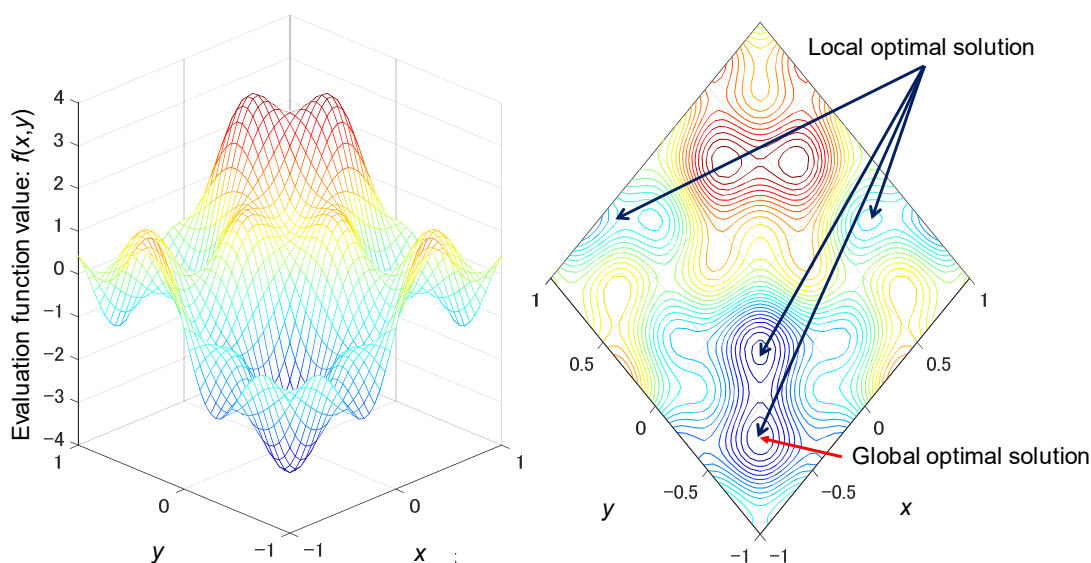


Fig. 4.1 An example with many local optimal solutions

4.3 粒子群最適化 (PSO)

粒子群最適化 (Particle Swarm Optimization) [58]は、粒子 (鳥や魚の個体に相当) の位置 (座標) を x として目的関数 $f(x)$ を最小 (もしくは最大) にする x_{best} を探索することで、最適解を求めるものである。粒子 i の現在の位置を $x_i(t)$ とすると、次の時刻の位置 $x_i(t+1)$ は式 (4.1) で表される。この時、 $v_i(t)$ は式 (4.2) から求めることができる。

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t) \quad (4.1)$$

$$v_i(t+1) = w \cdot v_i(t) + C_1 \cdot \text{rand}1_i \cdot (Lbest_i - x_i(t)) + C_2 \cdot \text{rand}2_i \cdot (Gbest - x_i(t)) \quad (4.2)$$

ここで、 w は慣性係数、 C_1 、 C_2 は最良解に対する重み、 $Lbest_i$ はこれまでにその粒子 i が見つけた最良解 (ローカルベスト)、 $Gbest$ は全ての粒子が見つけたローカルベストの中の最良解 (グローバルベスト) 表している。式 (4.1) と (4.2) は、各粒子は現在の移動速度を考慮した上で、ある確率 (乱数) に基づいてローカルベスト、グローバルベストに近づいていくことを表している。そのため、局所的な最適解を発見したとしてもその場所を通り過ぎてその周辺を探索するため、局所的な最適解に留まらずに大域的な最適解を求めることができる。本研究で PSO を採用した理由は、式 (4.1) と式 (4.2) のように簡単な式だけで計算が可能であるためプログラムが容易で計算コストが低い点や、最適化の過程が人の手によって試行錯誤的に最適解を探索する手順に類似しており、納得感が高い解が得られる点である。

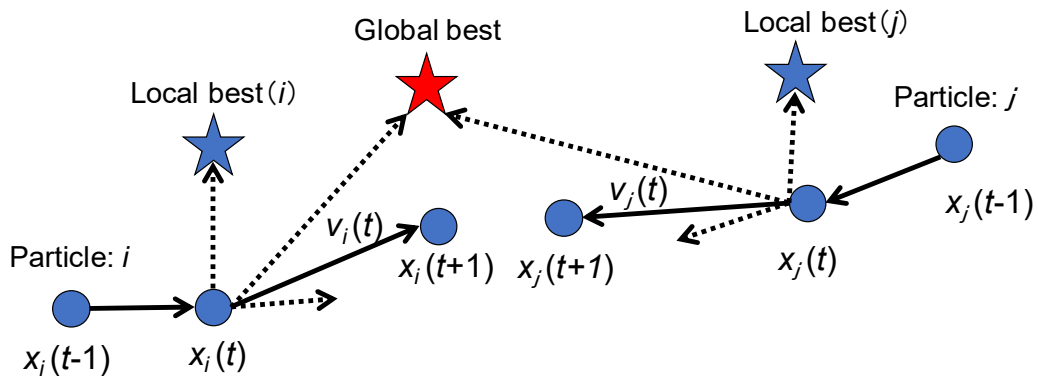


Fig. 4.2 Particle swarm optimization (PSO)

PSO の基本的な手順を図 4.3 に示す. はじめに, 初期の粒子群をランダムに生成し, 各粒子の位置に対して評価を行う. このとき, 評価に用いる関数を評価関数と呼び, この値が最小もしくは最大となる位置 (パラメータの組み合わせ) を探索する. そのため, 評価関数の値が終了条件を満たした場合, 最適化は終了する. 満たさない場合は, 各粒子のこれまでの評価関数の値からグローバルベストとローカルベストを決定し, 式 (4.1) と (4.2) に従って粒子の位置を更新し, 再度評価する. この手順を繰り返すことで大域的最適解を得ることができる. なお, 繰り返し回数を重ねると評価関数の値は収束していくため, 終了判定の条件には評価関数が閾値以下になる条件以外に, 繰り返し回数や評価関数の収束率を用いる場合もある.

PSO の設定条件には, 式 (4.2) に示した w , C_1 , C_2 と粒子群内の粒子数, 終了判定の条件がある. 本研究では, 文献 [60] を参考として w は 0.9, C_1 と C_2 は 1.0, 終了判定の条件は計算回数が指定した回数に達するまでとし, 粒子数と繰り返し回数は問題に応じて設定した.

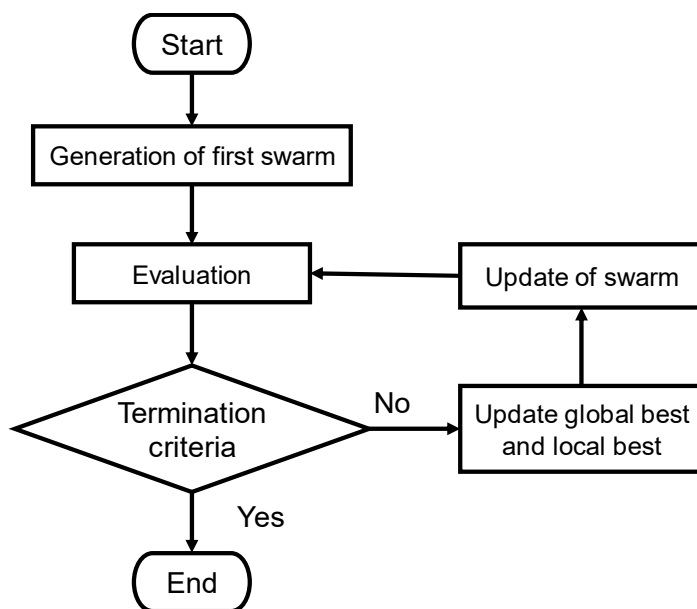


Fig. 4.3 Flow chart of PSO

4.4 三次元弾性振動解析モデルのパラメータ決定

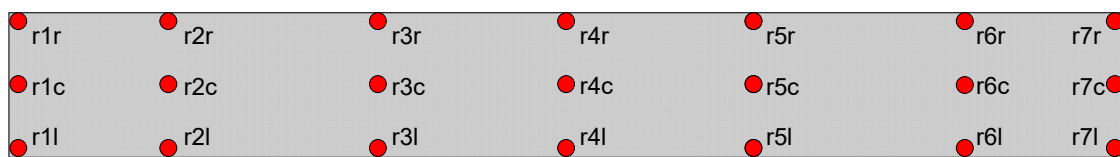
本節では、PSO を用いて拡張箱形モデルの各パラメータを決定する。なお、パラメータは 2 段階に分けて決定する。はじめに、車体を剛体として扱うことで計算負荷を軽減したモデルを用いて車体と台車枠の剛体としての振動特性が一致するように、輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の結合要素のばね定数や減衰係数、車体と台車の慣性半径を決定する。次に、車体各面を三次元弾性体として扱ったモデルを用いて車体の弾性体としての振動特性が一致するように、車体各面を構成する三次元弾性体のヤング率や各面を接続するばねのばね定数を決定する。

4.4.1 パラメータ決定のための加振試験

はじめに、対象とする車両の振動特性を把握するために加振試験を行った。供試車両は、2 章で示した新幹線型試験車両とし、2.3 節に示した定置加振試験と 2.4 節に示した車両試験台における加振試験をそれぞれ実施した。なお、実施期間は 2 章で示した実験と同一であるが、必要な測定点を追加している。

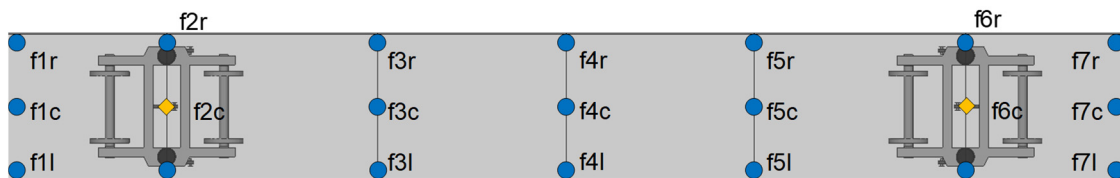
測定点を図 4.4 に示す。車体は、屋根と床をそれぞれ長手方向に 7 列、幅方向に 3 列に分割した交点にあたる 21 点の上下方向の加速度と、それぞれの台車の直上にあたる $f2c$ 、 $f6c$ の左右方向の加速度を測定した。台車は、車輪と車軸が一体となった輪軸を支える軸箱の上下と左右方向の加速度と、その直上の台車枠の上下方向の加速度、車体を支持する空気ばね近傍の左右方向の加速度を測定した。

定置加振試験の加振条件は 2.3 節と同様で、車両試験台における加振試験は 2.4 節に示した四軸同相加振に加えて、走行速度 320km/h に相当する位相差加振を行った。鉄道車両がレール上を走行する場合、4 つの輪軸は同一のレール上を走行するため、車輪には走行速度に応じた位相差（時間差）をもって同一の強制変位が入力される。これを再現したものをここでは位相差加振と呼ぶ。4 つの輪軸を上下・左右・ロール方向に同位相で加振する四軸同相加振では、台車枠および車体の上下・左右・ロール方向の特性を把握するためには理想的な加振条件となる。一方、ピッチ・ヨー方向の運動は四軸同相加振では励起されない。そこで、四軸同相加振と位相差加振の 2 種類の加振を行うことで、車体と台車枠の剛体としての振動特性を把握する。なお、前後方向については、任意の加振を行うことはできないため、ここでは対象外とした。



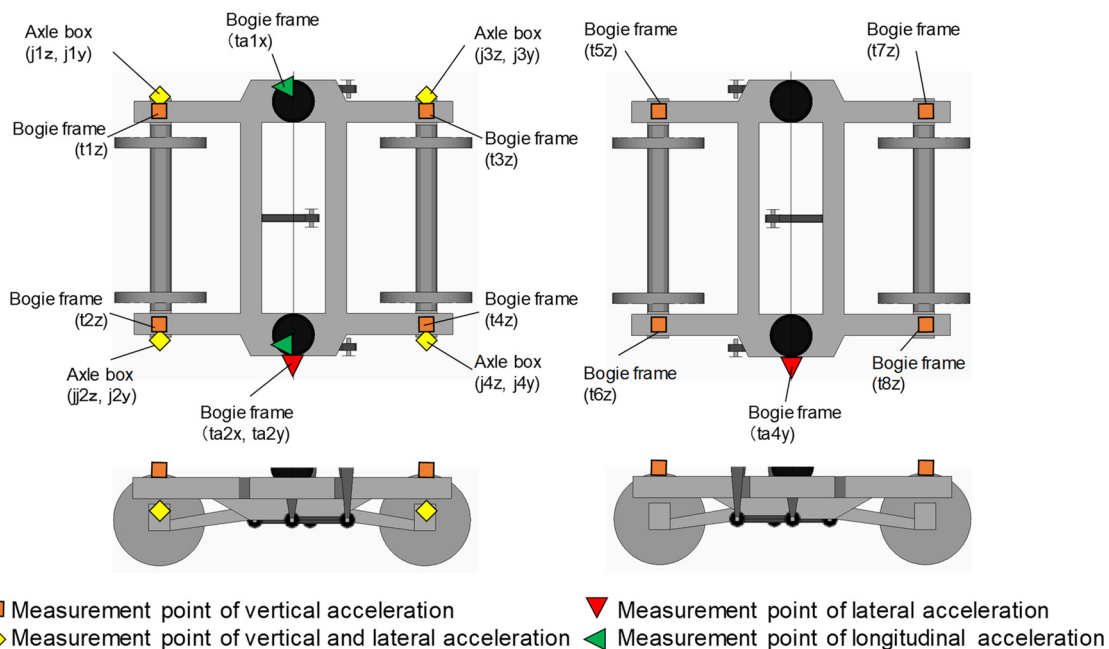
● Measurement point of vertical acceleration

(a) Roof



● Measurement point of vertical acceleration
 ◆ Measurement point of vertical and lateral acceleration

(b) Floor



■ Measurement point of vertical acceleration
 ◆ Measurement point of vertical and lateral acceleration
 ▼ Measurement point of lateral acceleration
 ▲ Measurement point of longitudinal acceleration

(c) Bogies

Fig. 4.4 Acceleration measurement points

4.4.2 車体と台車枠の剛体としての振動特性の合わせ込み

(1) 振動特性の把握

はじめに、車体を剛体として扱ったモデルを用いて車体と台車枠の剛体としての振動特性を合わせることで、輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の結合要素のばね定数や減衰係数、車体と台車の慣性半径を求める。車両試験台での加振試験の結果から、台車枠と車体の上下・左右・ロール・ピッチ・ヨーに関する振動特性を把握するため、それぞれの運動を強調

した周波数応答関数（FRF）を求めた．軸箱の加速度を入力，台車枠の加速度を出力とした FRF の算出に用いた測定点を以下に示す．

$$S_{jz_in} = a_{j1z} + a_{j2z} + a_{j3z} + a_{j4z} \quad (4.3)$$

$$S_{jy_in} = a_{j1y} + a_{j2y} + a_{j3y} + a_{j4y} \quad (4.4)$$

$$S_{jro_in} = a_{j1z} - a_{j2z} + a_{j3z} - a_{j4z} \quad (4.5)$$

$$S_{jpi_in} = a_{j1z} + a_{j2z} - a_{j3z} - a_{j4z} \quad (4.6)$$

$$S_{jya_in} = a_{j1y} + a_{j2y} - a_{j3y} - a_{j4y} \quad (4.7)$$

$$S_{tz_out} = a_{t1z} + a_{t2z} + a_{t3z} + a_{t4z} \quad (4.8)$$

$$S_{ty_out} = a_{ta2y} \quad (4.9)$$

$$S_{tro_out} = a_{t1z} - a_{t2z} + a_{t3z} - a_{t4z} \quad (4.10)$$

$$S_{tpi_out} = a_{t1z} + a_{t2z} - a_{t3z} - a_{t4z} \quad (4.11)$$

$$S_{tya_out} = a_{ta1x} - a_{ta2x} \quad (4.12)$$

ここで， S は FRF の算出に用いる信号を表し，下付きの記号は j が軸箱， t が台車枠， z が上下， y が左右， ro がロール， pi がピッチ， ya がヨー方向を表し，アンダーバーの後に続く in と out はそれぞれ FRF の入力と出力に用いることを表す．また， a は下付き記号で示した測定点における加速度を示す．例えば，式（4.3）の S_{jz_in} は軸箱の上下方向の運動を強調した信号であり，図 4.4 に示した 4 点の軸箱の上下方向の加速度の総和を表す．また， S_{tz_out} は台車枠の上下方向の運動を強調した信号であり，4 点の台車枠の上下方向の加速度の総和を表す．これら 2 つの信号を用いることで，軸箱の上下方向の入力に対する台車枠の上下方向の FRF を求めることができる．同様に台車枠の加速度を入力，車体の加速度を出力とした FRF の算出に用いた測定点を以下に示す．

$$S_{tz_in} = a_{t1z} + a_{t2z} + a_{t3z} + a_{t4z} + a_{t5z} + a_{t6z} + a_{t7z} + a_{t8z} \quad (4.13)$$

$$S_{ty_in} = a_{ta2y} + a_{ta4y} \quad (4.14)$$

$$S_{tro_in} = a_{t1z} - a_{t2z} + a_{t3z} - a_{t4z} + a_{t5z} - a_{t6z} + a_{t7z} - a_{t8z} \quad (4.15)$$

$$S_{tpi_in} = a_{t1z} + a_{t2z} + a_{t3z} + a_{t4z} - a_{t5z} - a_{t6z} - a_{t7z} - a_{t8z} \quad (4.16)$$

$$S_{tya_in} = a_{ta2y} - a_{ta4y} \quad (4.17)$$

$$S_{cz_out} = a_{f2rz} + a_{f2lz} + a_{f6rz} + a_{f6lz} \quad (4.18)$$

$$S_{cy_out} = a_{f2cy} + a_{f6cy} \quad (4.19)$$

$$S_{cro_out} = a_{f2rz} - a_{f2lz} + a_{f6rz} - a_{f6lz} \quad (4.20)$$

$$S_{cpi_out} = a_{f2rz} + a_{f2lz} - a_{f6rz} - a_{f6lz} \quad (4.21)$$

$$S_{cya_out} = a_{f2cy} - a_{f6cy} \quad (4.22)$$

ここで，下付の c は車体を表す．

図 4.5 に台車枠の上下・左右・ロール・ピッチ・ヨーを強調した FRF のゲイン特性, 図 4.6 に車体の FRF のゲイン特性を示す. これらの図から, 上述の信号処理を行うことで, 台車枠と車体の剛体としての各運動の特性を 1 自由度系の応答に近い形で表すことができる. ただし, 車体の左右方向は上心ロールと下心ロール [61] の 2 つの振動モードの影響が現れるため, 0.9Hz に加えてわずかにではあるが, 1.8Hz にピークが認められた.

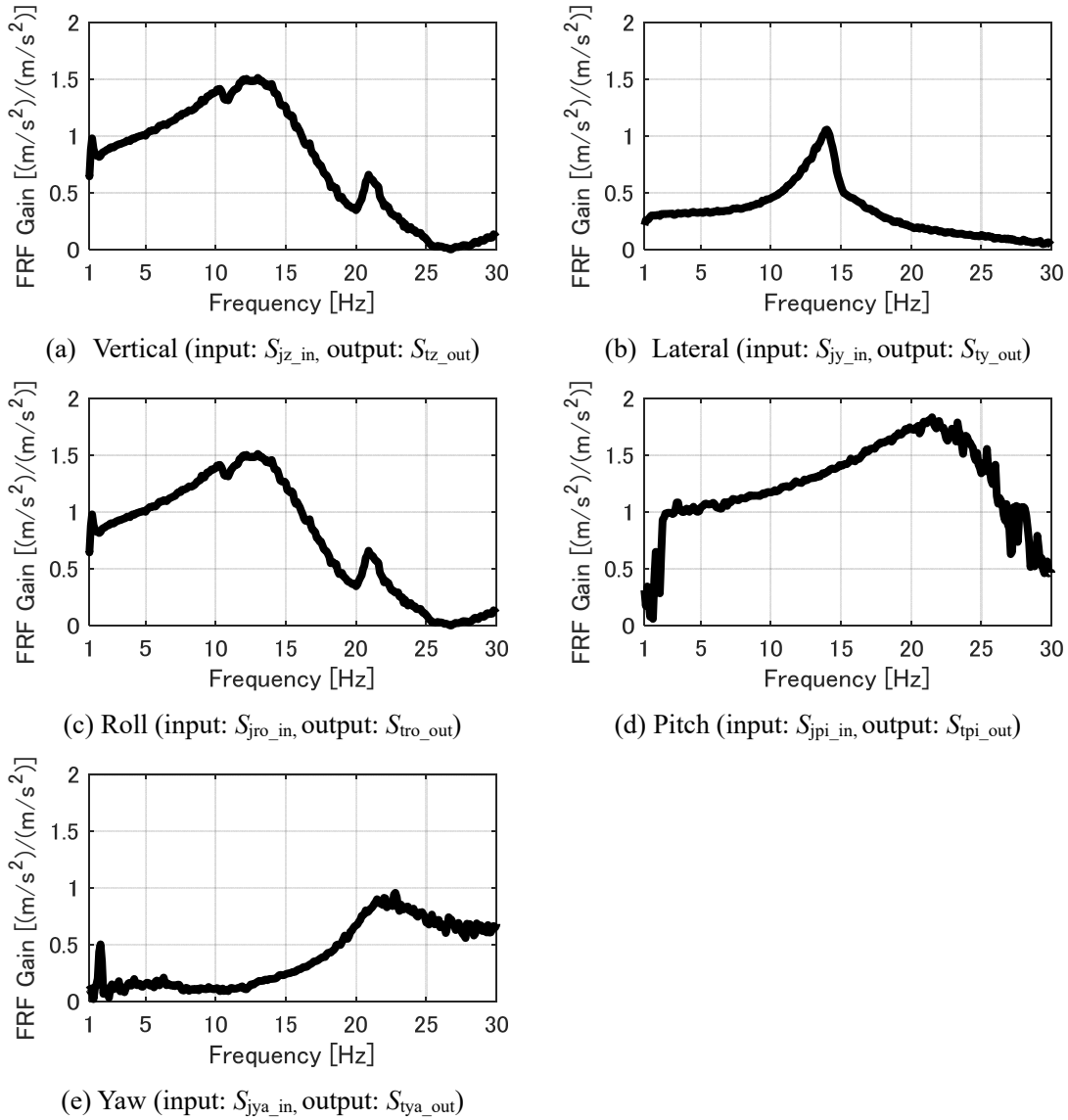


Fig. 4.5 FRFs emphasized in the vertical, lateral, roll, pitch and yaw direction of the bogie frame

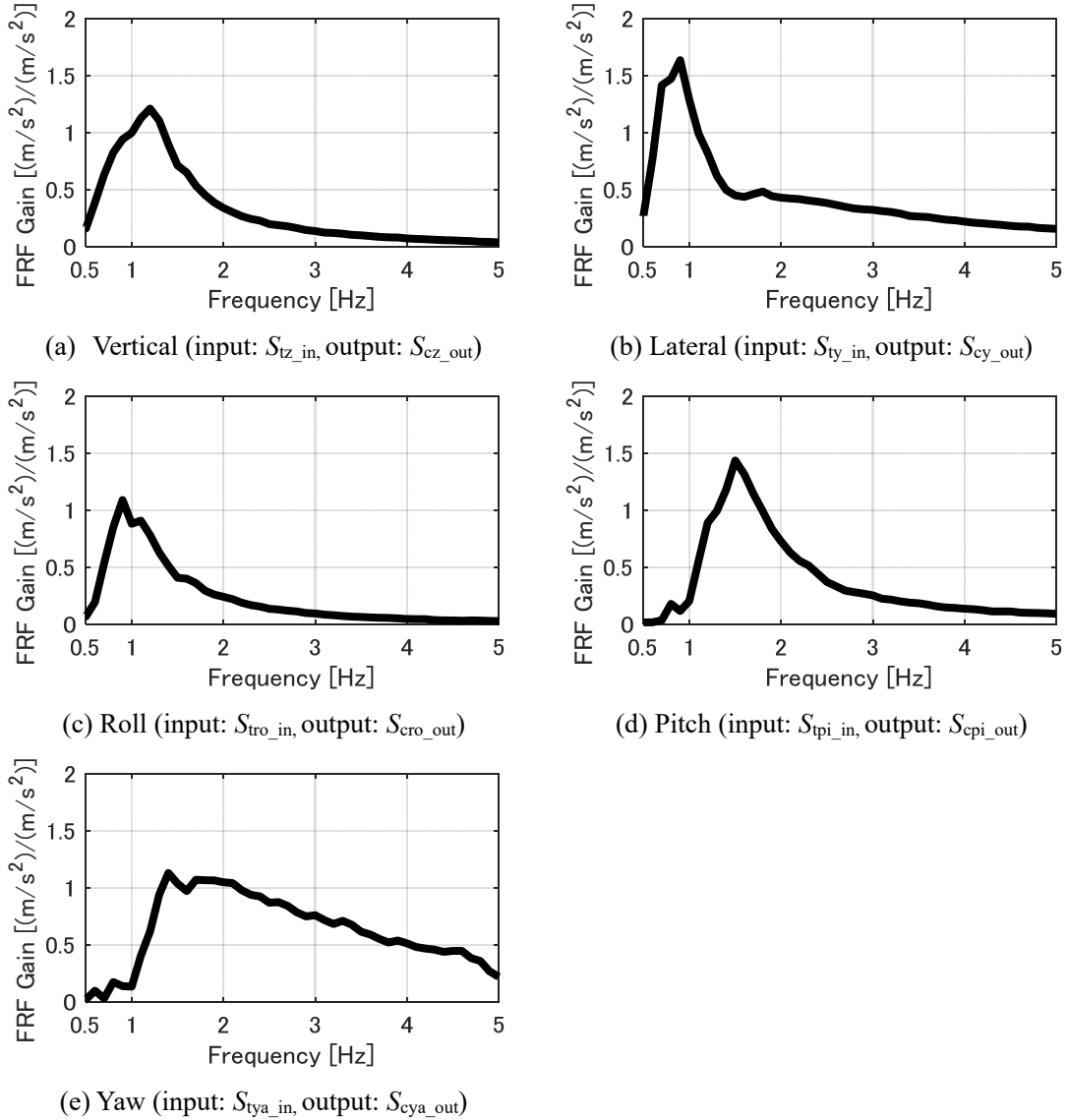


Fig. 4.6 FRFs emphasized in the vertical, lateral, roll, pitch and yaw direction of the carbody

(2) 評価関数

PSO を用いて実測結果から求めた FRF のゲイン特性と計算結果が合致するパラメータを決定する。PSO はある評価関数を最小もしくは最大とする大域的最適解（最適なパラメータ）を探索する手法である。そのため、評価関数の設定は精度の良い結果を得る上で非常に重要である。本研究で用いる評価関数を以下に示す。

$$EF1 = \max_j |c_j (fp_{mea,j} - fp_{cal,j})| \quad (4.23)$$

$$EF2 = \sum_j c_j \sum_i \{ \log_{10} |H_{mea}^{(j)}(f_i)| - \log_{10} |H_{cal}^{(j)}(f_i)| \}^2 \quad (4.24)$$

$$EF = EF1 + EF2 \quad (4.25)$$

ここで、 EF は評価関数を表し、 fp は図 4.5 と図 4.6 に示した FRF のピーク周波数、 H は FRF ゲインの値であり、下付の mea , cal はそれぞれ実測と計算の結果を表す。また、下付の j は評価する FRF のインデックス、 i は測定点に関するインデックスを表す。式 (4.23) は実測と計算結果の FRF のピーク周波数の差異を評価しており、重み付けをした上で誤差が最大のもので評価関数として採用した。また、式 (4.24) は実測と計算の FRF ゲインの対数をとったものの成す面積を表しており、こちらは各測定点における FRF の総和を用いた。

(3) 輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の上下方向結合要素のパラメータ決定

PSO は大域的最適解を求めるための手法であるため、全てのパラメータを一度に求めることも可能であるが、探索するパラメータが膨大となるため、粒子数や繰り返し計算の回数を十分に大きく設定する必要がある。一方、各パラメータは、その値を変更した場合に影響が顕著に現れる FRF とほとんど影響がないものが存在する。そのため、ここでは、「輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の上下方向結合要素」、「台車枠・車体間の結合要素」、「輪軸・台車枠間の結合要素」の 3 段階に分けて、それぞれの要素の影響が大きく現れる FRF を選択してパラメータを効率的に決定していく。

はじめに、輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の上下方向結合要素のパラメータである軸ばね (k_{jz} , k_{jdz} , C_{jdz}) と空気ばねの上下方向のばね定数と減衰係数 (k_{sz1} , C_{sz1}) の 5 つのパラメータを図 4.5 (a) と図 4.6 (a) に示した 2 つの FRF を用いて決定した。探索の範囲を表 4.2 に示す。なお、空気ばねには上記のパラメータ以外に k_{sz2} と β が存在するが、 k_{sz2} は 0 として、 β は図面情報から決定した。評価関数の設定条件を表 4.3 に示す。ここで、インデックスは式 (4.23) と (4.24) の j に対応し、重み係数は c_j である。また、周波数は式 (4.24) の i と f_i の範囲に対応する。PSO の設定は粒子数 120 の粒子群で 1000 回の繰り返し計算を行った。繰り返し回数と評価関数値の推移を図 4.7 に示す。この図から、探索を繰り返すことによって評価関数の値が徐々に小さくなっており、最終的には十分に小さな値となっていることがわかる。

Table 4.2 Target parameters

Index	Component	Parameter	Unit	Range	
				Minimum	Maximum
1	Axle spring	k_{jz}	[N/m]	1.0×10^5	1.0×10^7
2		k_{jdz}	[N/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
3		C_{jz}	[Ns/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
4	Air spring	k_{sz1}	[N/m]	1.0×10^5	1.0×10^7
5		C_{sz1}	[Ns/m]	1.0×10^3	1.0×10^5

Table 4.3 Setting of evaluation function

index	FRF used for evaluation		Weight (c_j)	Frequency [Hz]		
	Input	Output		Minimum	Maximum	Resolution
1	S_{tz_in}	S_{cz_out}	5	0.8	4	0.1
2	S_{jz_in}	S_{tz_out}	1	5	20	0.1

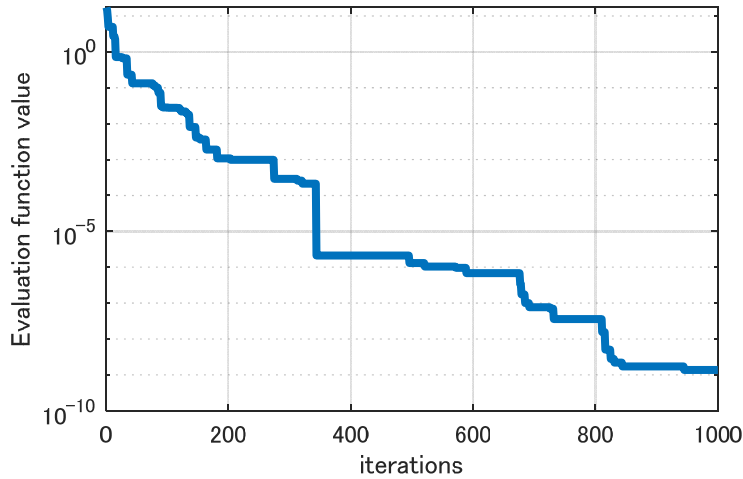


Fig. 4.7 Evaluation function value versus iterations

得られたパラメータを用いて、FRF を求めたものを図 4.8 に示す. この図から、実測と計算結果の FRF のピーク周波数は一致しており、その形状も概ね合致していることがわかる. 以上の結果から、車体と台車枠の上下系のパラメータである軸ばねと空気ばねの上下方向のばね定数と減衰係数を精度よく求めることができたといえる.

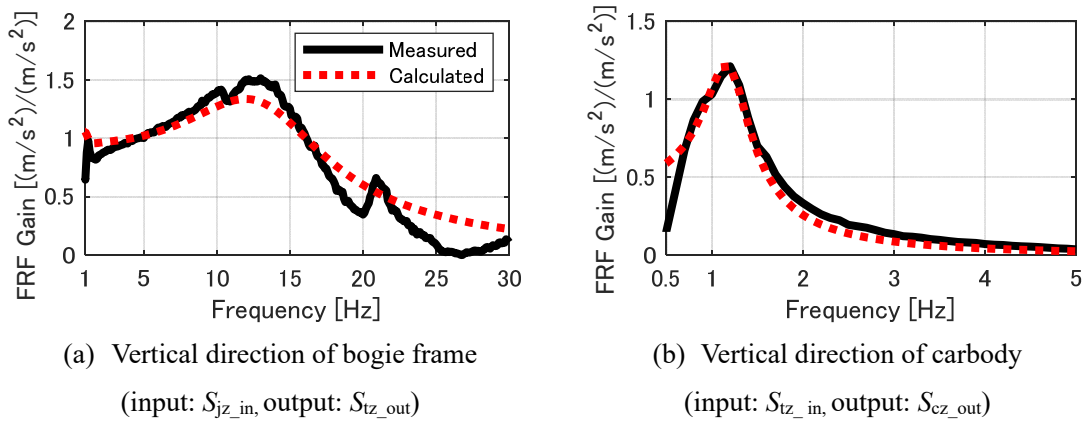


Fig. 4.8 Measured FRF and calculated FRF using determined parameters

(4) 台車枠・車体間の結合要素のパラメータと車体質量分布の決定

次に、台車枠・車体間の結合要素のパラメータと図 3.1 に示した車体の各面の質量（質量分布）を図 4.6 の (b) ~ (d) に示した FRF を用いて決定する。図 3.4 に示した台車枠・車体間の結合要素のうち、空気ばねの上下方向のばね定数と減衰係数は前条で決定しており、台車枠の前後方向は車両試験台での加振試験ではその特性を把握することは難しかったため、一本リンクのばね定数は図面上の値を採用した。また、ヨーダンパについては減衰への影響が大きいため、取り外した状態で試験を行った。そのため、対象とするパラメータは、空気ばねの前後・左右方向のばね定数と減衰係数、左右動ダンパのばね定数と減衰係数、車体の質量分布とした。ただし、空気ばねのばね定数と減衰係数については、前後と左右方向で同一の値とした。探索範囲を表 4.4 に示す。

質量分布は、車体のロール・ピッチ・ヨー方向の慣性半径と車体重心の高さに影響する。一般的には、これらの値は独立した値として入力されることが多いが、本研究では車体各面の質量（質量分布）を入力することで慣性半径と車体重心高さを求めるプログラムを作成し、車体各面の分布を PSO によって決定することを可能とした。なお、車体の総質量は実測値を得ることが可能であり、図面情報から各面の質量のおおよその分布は計算できるため、車体の総質量と各面の質量の最大値と最小値を定め、その制約条件の中で探索を行うことで現実的な質量分布を求めるものとしている。なお、妻面の質量については付加物が存在しないことから図面情報から決定し、中央部の床の質量は総質量から各面の質量を引くことで算出する。

Table 4.4 Target parameters

Index	Component	Parameter	Unit	Range	
				Minimum	Maximum
1	Air spring	k_{sx}, k_{sy}	[N/m]	1.0×10^4	1.0×10^7
2		C_{sx}, C_{sy}	[Ns/m]	1.0×10^4	1.0×10^6
3	Lateral damper	k_{sd}	[N/m]	1.0×10^4	1.0×10^7
4		C_{sd}	[Ns/m]	1.0×10^4	1.0×10^6
5	Front floor	m_1	[kg]	2000	6000
6	Rear floor	m_3	[kg]	2000	6000
7	Roof	m_4	[kg]	1000	5000
8	Side panel	m_5, m_6	[kg]	1000	5000

評価関数の設定条件を表 4.5 に示す. ここでは, 車体左右の FRF は 2 つのピークを合わせるため, 0.8~5Hz と 1.5Hz~5Hz の 2 つの区間のものをそれぞれ評価関数に採用した. PSO の設定は粒子数 1400 の粒子群で 500 回の繰り返し計算を行った. 前条の問題と比べてパラメータが増加したため, 粒子数を増加させて密に探索を行う設定とした. 一方, 計算時間が増加することから繰り返し回数を減らしている. 繰り返し回数と評価関数値の推移を図 4.9 に示す. この図から, 探索を繰り返すことによって評価関数の値が徐々に小さくなっており, 最終的には収束していることがわかる.

得られたパラメータを用いて, FRF を求めたものを図 4.10 に示す. この図から, 実測と計算結果の FRF のピーク周波数は一致しており, その形状も概ね合致していることがわかる. ここでは, 車体のヨー方向の FRF はパラメータ決定には用いていないが, その FRF のピークの周波数と形状は概ね合致していた. これは, 前後と左右方向を同一とした空気ばねのばね定数と減衰係数, 車体の質量分布から求められるヨー方向の慣性半径が正しく設定されていることを示していると考えている. 以上の結果から, 台車枠・車体間の結合要素のパラメータと車体の質量分布を精度よく求めることができたといえる.

Table 4.5 Setting of evaluation function

index	FRF used for evaluation		Weight (c_j)	Frequency [Hz]		
	Input	Output		Minimum	Maximum	Resolution
1	S_{ty_in}	S_{cy_out}	1	0.8	5	0.1
2	S_{ty_in}	S_{cy_out}	1	1.5	5	0.1
3	S_{tro_in}	S_{cro_out}	1	0.8	20	0.1
4	S_{tpi_in}	S_{cpi_out}	1	0.8	4	0.1

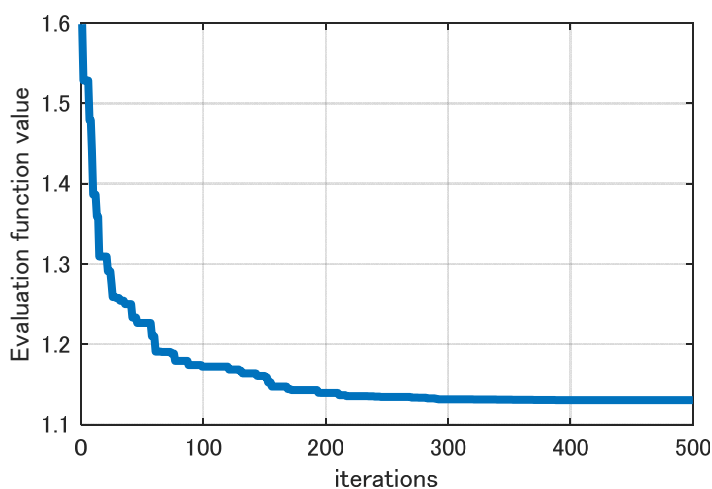


Fig. 4.9 Evaluation function value versus iterations

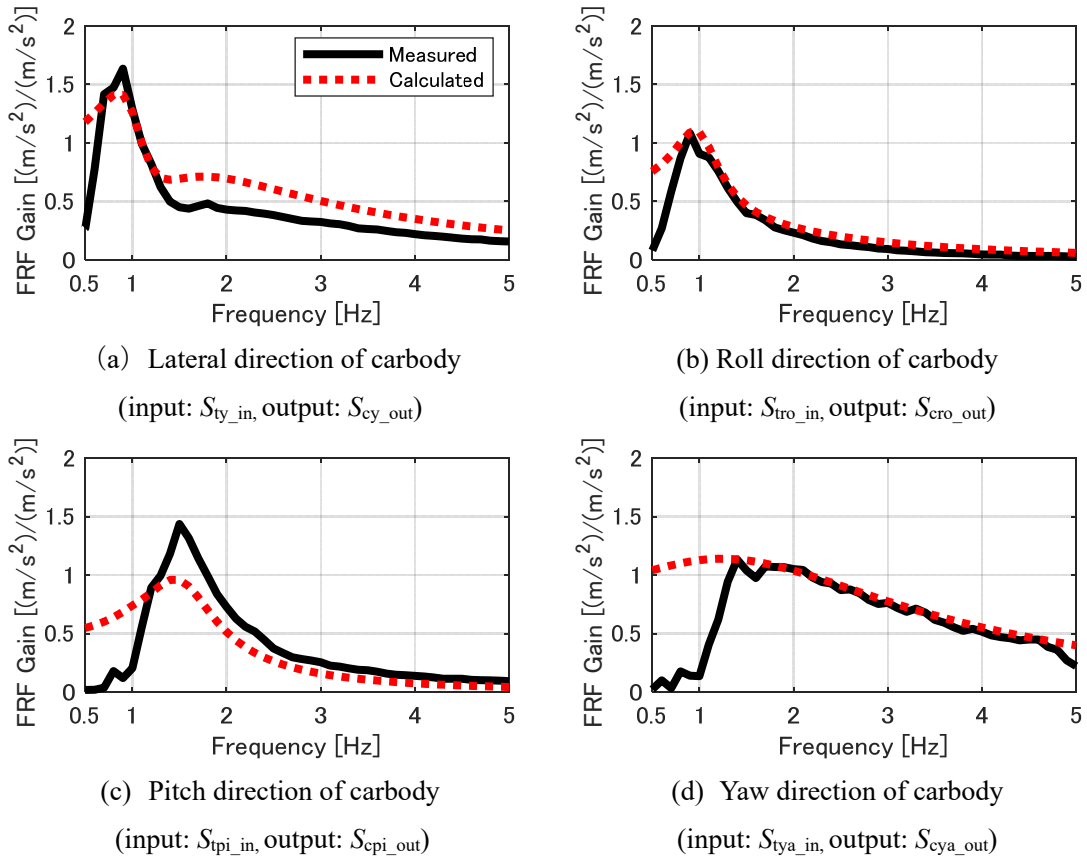


Fig. 4.10 Measured FRF and calculated FRF using determined parameters

(5) 輪軸・台車枠間の結合要素のパラメータと台車枠の慣性半径の決定

次に、輪軸・台車枠間の結合要素のパラメータを図 4.5 の (a) ~ (e) に示した FRF を用いて決定する。ここで、軸箱・台車枠間の上下方向のばね定数と減衰係数は決定済みであるが、台車枠ピッチングへの影響も大きいため、再度探索の対象とする。そのため、軸箱・台車枠間の上下方向のばね定数と減衰係数、前後支持装置の前後方向と左右方向のばね定数と減衰係数、台車枠の慣性半径を対象としてパラメータを探索した。

評価関数の設定条件を表 4.7 に示す。PSO の設定は、粒子数 1100 の粒子群で 1000 回の繰り返し計算を行った。繰り返し回数と評価関数の推移を図 4.11 に示す。この図から、探索を繰り返すことによって評価関数の値は徐々に小さくなり、200 回を超えた辺りでほぼ収束していることがわかる。

Table 4.6 Target parameters

Index	Component	Parameter	Unit	Range	
				Minimum	Maximum
1	Axle spring	k_{jz}	[N/m]	1.0×10^5	1.0×10^7
2		k_{jdz}	[N/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
3		C_{jz}	[Ns/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
4	Axle box suspension	k_{jx}	[N/m]	1.0×10^4	1.0×10^7
5		k_{jy}	[N/m]	1.0×10^4	1.0×10^7
6		C_{jx}	[Ns/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
7		C_{jy}	[Ns/m]	1.0×10^3	1.0×10^6
8	Bogie	i_{tro}	[m]	0	1.0
9		i_{tpi}	[m]	0	1.5
10		i_{tya}	[m]	0	1.5

Table 4.7 Setting of evaluation function

index	FRF used for evaluation		Weight (c_j)	Frequency [Hz]		
	Input	Output		Minimum	Maximum	Resolution
1	S_{jz_in}	S_{tz_out}	1	5	20	0.1
2	S_{jy_in}	S_{ty_out}	1	1	30	0.1
3	S_{jro_in}	S_{tro_out}	1	1	30	0.1
4	S_{jpi_in}	S_{tpi_out}	1	1	30	0.1
5	S_{jya_in}	S_{tya_out}	1	1	30	0.1

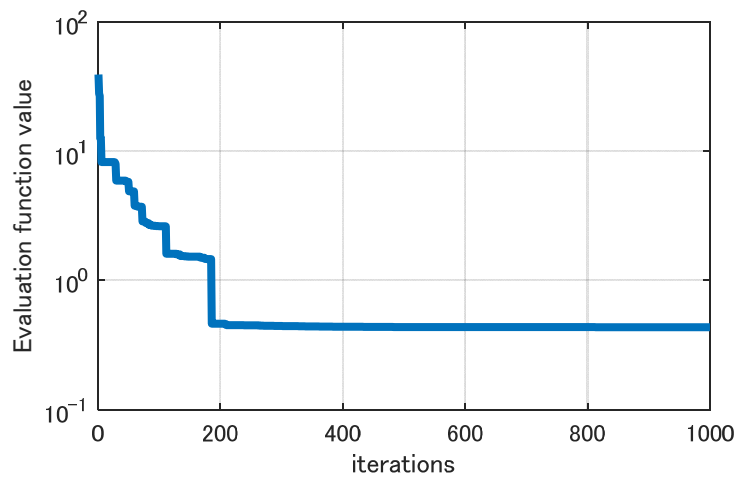


Fig. 4.11 Evaluation function value versus iterations

得られたパラメータを用いて、FRF を求めたものを図 4.12 に示す。これらの図から実測と計算結果の FRF のピーク周波数は一致しており、その形状も上下とヨーで若干の差異は認められるが、概ね合致していることがわかる。以上の結果から、台車枠・車体間の結合要素のばね定数と減衰係数、台車枠の慣性半径を精度よく求めることができたといえる。

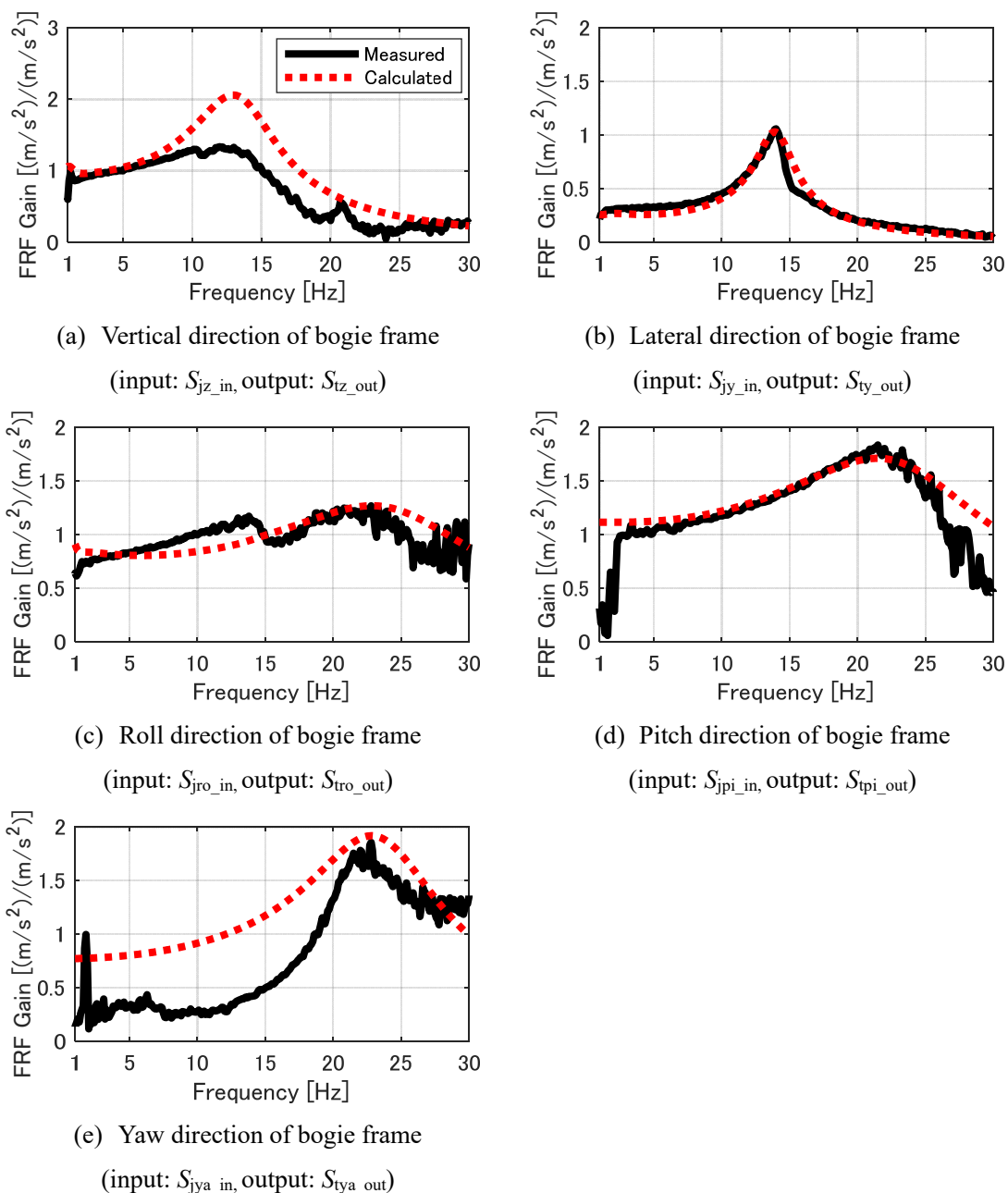


Fig. 4.12 Measured FRF and calculated FRF using determined parameters

(6) まとめ

以上の結果から、輪軸・台車枠間と台車枠・車体間の結合要素のばね定数と減衰係数、台車枠のロール・ピッチ・ヨー方向の慣性半径、車体の質量分布を決定することができた。ここでは、鉄道総研の車両試験台における四軸同相加振と実走行模擬加振の2つの試験結果を用いたが、営業車両における走行試験では四軸同相加振を実現することは難しい。そのため、営業車両では、加速や減速中など車両の走行速度が変化しているときのデータを使用することで、各輪軸間に様々な位相差で強制変位入力加わる条件のデータを取得し、それをもとに前述のFRFを求めることで提案手法が適用可能であると考えている。

4.4.3 車体各面のヤング率と接続ばねのばね定数の決定

(1) 概要

前項で示した手順により、車体を剛体として扱った場合の応答については、精度よく求められる見通しを得た。本項では、車体を弾性体として扱ったときの各面を構成する三次元弾性体のヤング率と車体各面を結ぶ接続ばねのばね定数の決定方法について示す。対象とするパラメータと探索範囲を表4.8に示す。車体各面を結合するばねは、屋根・床・側面と妻面を結ぶばねは十分に剛であると仮定して 1.0×10^9 として、屋根と側面、床と側面を結合するばね定数のみを対象とした。

車体各面を構成する三次元弾性体のヤング率と接続ばねのばね定数についても、前項で示したように、FRFに基づいて合わせ込みを行う方法が考えられる。しかしながら、パラメータの決定に適したFRFを得るためには、測定点ごとに重み付けをする必要があり、これを決定するために試行錯誤が必要であった[62][63][64]。また、FRFについては実測と計算で一致する結果を得られた場合でも、固有値解析の結果、振動モード形状が一致しない事例も存在している。

そこで、本研究では、図2.8に示した定置加振試験の結果を実験モード解析して得られる車体の固有振動モードに基づきパラメータを決定する方法を提案する。

Table 4.8 Target parameters

Index	Component	Parameter	Unit	Range	
				Minimum	Maximum
1	Front floor Rear floor	E_{x1}, E_{x3}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
2		E_{y1}, E_{y3}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
3		E_{z1}, E_{z3}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
4	Middle floor	E_{x2}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
5		E_{y2}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
6		E_{z2}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
7	Roof	E_{x4}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
8		E_{y4}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
9		E_{z4}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
10	Side panel	E_{x5}, E_{x6}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
11		E_{y5}, E_{y6}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
12		E_{z5}, E_{z6}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
13	End panel	E_{x7}, E_{x8}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
14		E_{y7}, E_{y8}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
15		E_{z7}, E_{z8}	[N/m ²]	1.0×10^8	1.0×10^{12}
16	Spring between floor and side panel	k_{15y}, k_{16y} k_{25y}, k_{26y} k_{35y}, k_{36y}	[N/m]	1.0×10^6	1.0×10^9
17	Spring between roof and side panel	k_{45y}, k_{46y}	[N/m]	1.0×10^6	1.0×10^9

(2) パラメータ決定手順と評価関数

本研究で提案するパラメータの決定手法の手順を図 4.13 に示す。はじめに、ベースとなるモデルを作成し、それぞれのパラメータの組み合わせをランダムに決定する。次に、そのパラメータを適用した場合のモード解析を行う。そして、定置加振試験で同定した実測のモード解析結果とモデルの計算によって得られたモード解析結果から、合致するモードを選択する。ここで、合致するモードの選択には下式で示す MAC [65]を用いる。

$$MAC(\boldsymbol{\varphi}_{\text{mea}}, \boldsymbol{\varphi}_{\text{cal}}) = \frac{|(\boldsymbol{\varphi}_{\text{mea}})^H \boldsymbol{\varphi}_{\text{cal}}|^2}{(\boldsymbol{\varphi}_{\text{mea}})^H \boldsymbol{\varphi}_{\text{mea}} (\boldsymbol{\varphi}_{\text{cal}})^H \boldsymbol{\varphi}_{\text{cal}}} \quad (4.26)$$

ここで、 $\boldsymbol{\varphi}$ はモードベクトル（振動モード形状に対応）、下付きの mea , cal はそれぞれ実測と計算、上付きの H は共役転置を表す。MAC は実測と解析のモードベクトルが一致する場

合は1, 無相関となる場合は0となるため, この値が最も大きくなるモードを選択することで, 実測と計算で合致するモードを選択できる. なお, 実測結果からは数多くの振動モードが同定できるが, ここでは, 図 2.8 に示した 6 つの振動モードに着目した.

実測と計算で合致するモードを選択した後, 下式に示す評価関数を求める.

$$EF = \max_{ii} \left| \frac{fn_{mea,ii} - fn_{cal,ii}}{fn_{mea,ii}} \right| \quad (4.27)$$

ここで, fn は固有振動数, 下付の mea と cal はそれぞれ実測と計算の結果, ii はモード番号を表す. ここでは, 図 2.8 に示した 6 つの振動モードに着目し, その固有振動数の誤差率が最も小さくなるパラメータを決定するため, 6 つのモードの固有振動数の実測と計算の誤差率を求め, その中の最大値を評価関数として採用した. なお, 誤差率の総和を評価関数に用いることも検討したが, 1 つのモードの誤差率が大きい場合でも, 総和が小さくなる事例が散見されたため, 対象とする全てのモードの誤差率を小さくするパラメータを決定するため, 最大値で評価することとした.

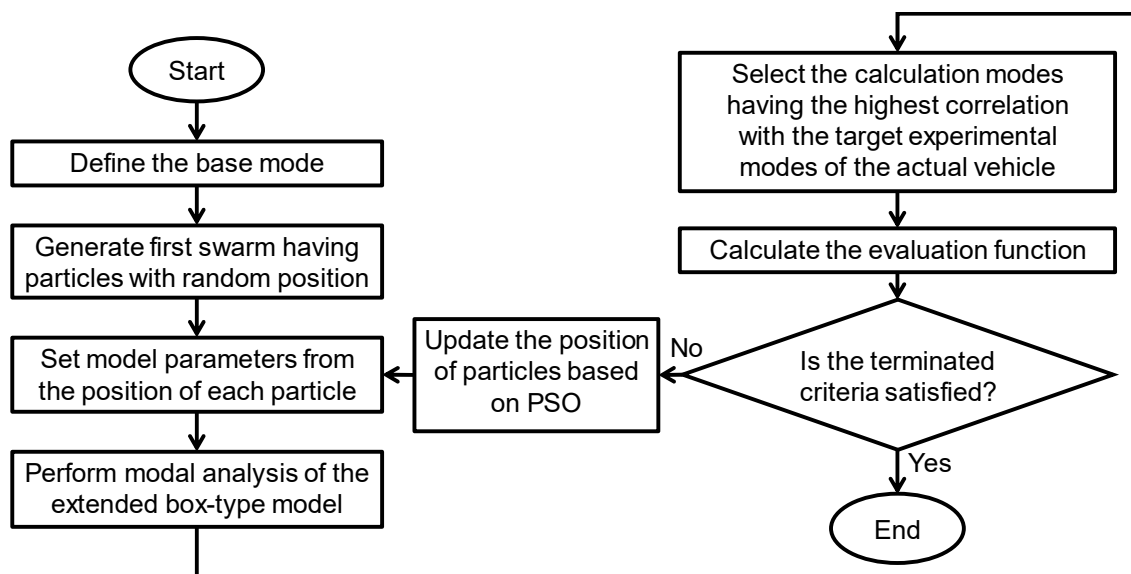


Table 4.13 Flow chart describing the parameter updating procedure

(3) パラメータの探索

前述の手順に従いパラメータを探索する。PSO の設定は粒子数 700, 繰り返し回数 1000 回とした。繰り返し回数と評価関数値の推移を図 4.14 に示す。この図から、探索を繰り返すことによって評価関数値が徐々に小さくなっており、最終的には誤差率が 1%以下となっていることがわかる。なお、初期の粒子群を用いた計算結果では、対象とした 6 つのモードのいくつかを得ることができなかつたため、評価値としては 10^5 という大きな値となっていた。

実験モード解析の結果と、得られたパラメータを用いて固有値解析を行った結果を図 4.15 と図 4.16 にそれぞれ示す。モード形状の下部に図 2.8 と同様の振動形状を表す記号と Hz を付した数値で固有振動数を示している。なお、括弧内に%を付した数値で示したものは実測結果との誤差率を表している。ここで、(c) に示した A-22 モードは、実測結果と比較すると、屋根の変形がわずかに小さいが同一のモードであると判断している。これらの図から、対応するモードの固有振動数が 0.86%以内の誤差となるパラメータを求めることができたことがわかる。これは、精緻にモデル化した様々な FEM モデル [66] [67] [68] [69] [70]と比較しても高い精度を有しており、拡張箱形モデルは車体の三次元変形を伴う弾性振動を精度良く表すことができることが確認できた。

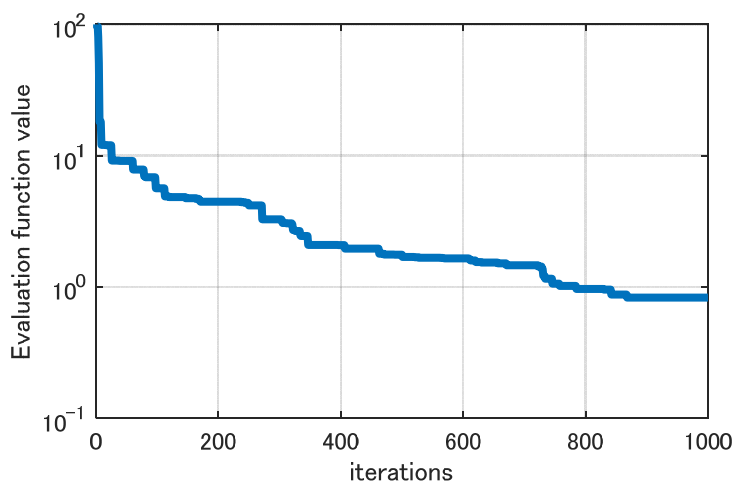


Fig. 4.14 Evaluation function value versus iterations

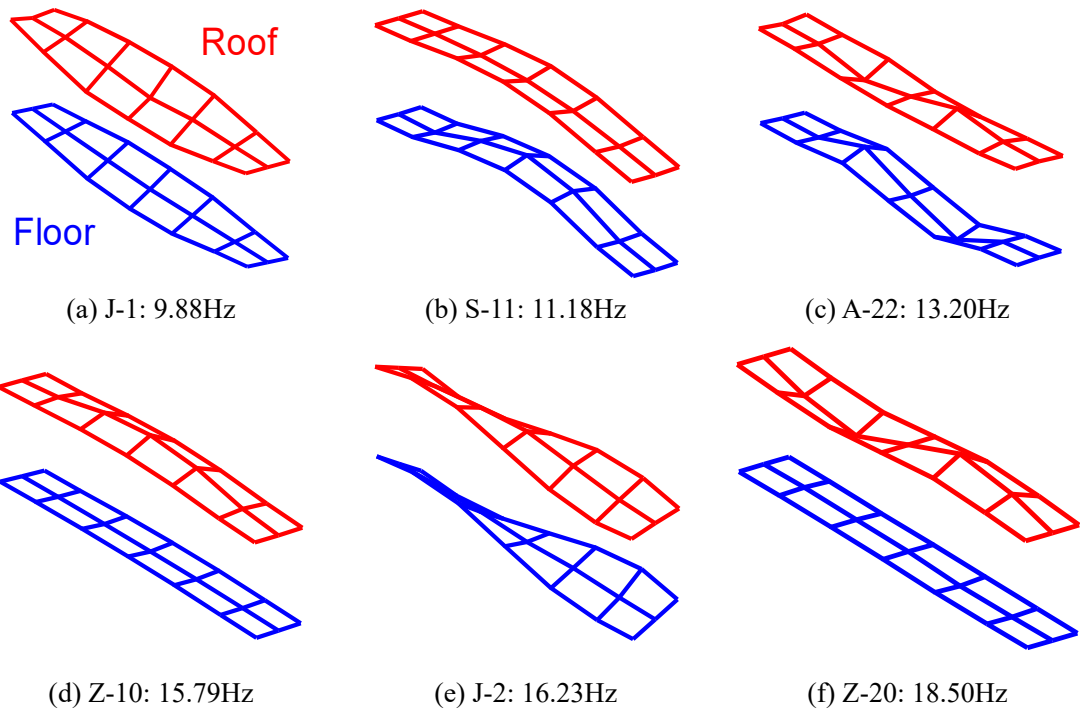


Fig. 4.15 Experimental modal analysis results of Shinkansen type test vehicle

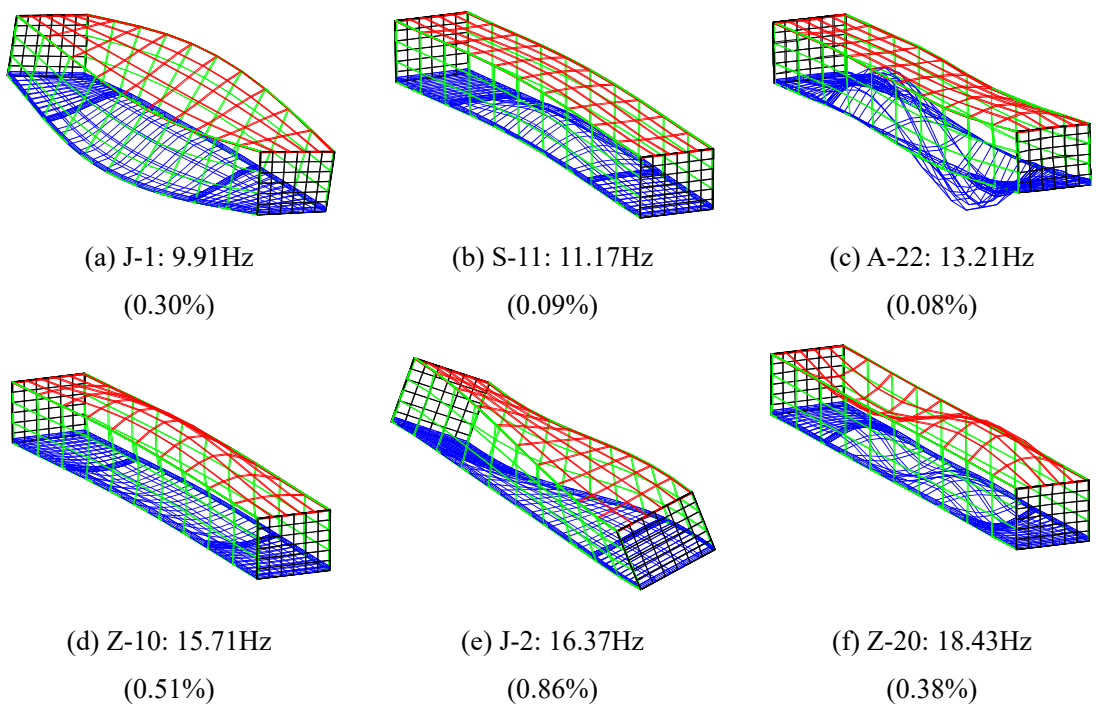


Fig. 4.16 Modal analysis results of the extended box-type model

4.5 妥当性の検証

前節では、固有振動モードをベースとしてパラメータを決定することで、固有値解析の結果がよく一致することを示した。本節では、周波数応答解析を行い、決定したパラメータの妥当性を検証する。

4.5.1 力入力に対する応答解析

2.3 節に示した車体を動電型加振器で直接加振する定置加振試験に相当する、力入力に対する応答を計算した。計算には式 (3.44) を用いて、力入力から車体の上下方向の加速度までの周波数応答関数 (FRF) を求めた。結果を図 4.17 に示す。この図から、実測と計算の結果は 20Hz 程度までよく一致しており、拡張箱形モデルによって車体の応答を精度よく求めることができていることがわかる。

4.5.2 車輪への強制変位入力に対する応答解析

次に、車輪への強制変位入力に対する応答を求めた。2.4 節に示した、鉄道総研の車両試験台における四軸同相加振に相当する条件で、車体の上下・左右方向の加速度 PSD を求めた。具体的には、式 (3.49) に示した周波数応答関数を求め、実測した軸箱の加速度からクロススペクトル密度 (CSD) を算出し、式 (3.50) に代入することで計算した。ただし、上述の定置加振試験時から車体の条件が変更となっているため、パラメータは再度求めたものを使用した。

図 4.18 に上下方向、図 4.19 に左右方向の結果をそれぞれ示す。これらの図から、上下方向の加速度 PSD に認められる主要なピーク (9Hz, 11Hz, 15Hz) と左右方向の主要なピーク (9Hz と 15Hz) の周波数とその高さを精度良く表すことができていることがわかる。この結果から、拡張箱形モデルは車体各面の面内及び面外変形を考慮することで、従来の箱形モデルでは考慮していなかった、上下と左右方向が連成する J-1 モードと左右方向の曲げ振動を正確に表現可能であることが確認できた。

さらに、車両試験台における走行速度 300km/h の実走行模擬加振に相当する条件で、車体の左右・上下方向の加速度 PSD を求めた結果を図 4.20 と図 4.21 に示す。図 4.20 より、左右方向の加速度 PSD は 1~15Hz の範囲で実測と計算の結果はピークの周波数とその高さがよく一致していることがわかる。図 4.21 より、上下方向の加速度 PSD は主要なピークを含む 1~12Hz の範囲で実測と計算の結果はピーク周波数とその高さはよく一致していることがわかる。ただし、15Hz 以上では乖離が大きくなっているため、拡張箱型モデルで精度よく計算可能な周波数は 15Hz 程度までであるといえる。

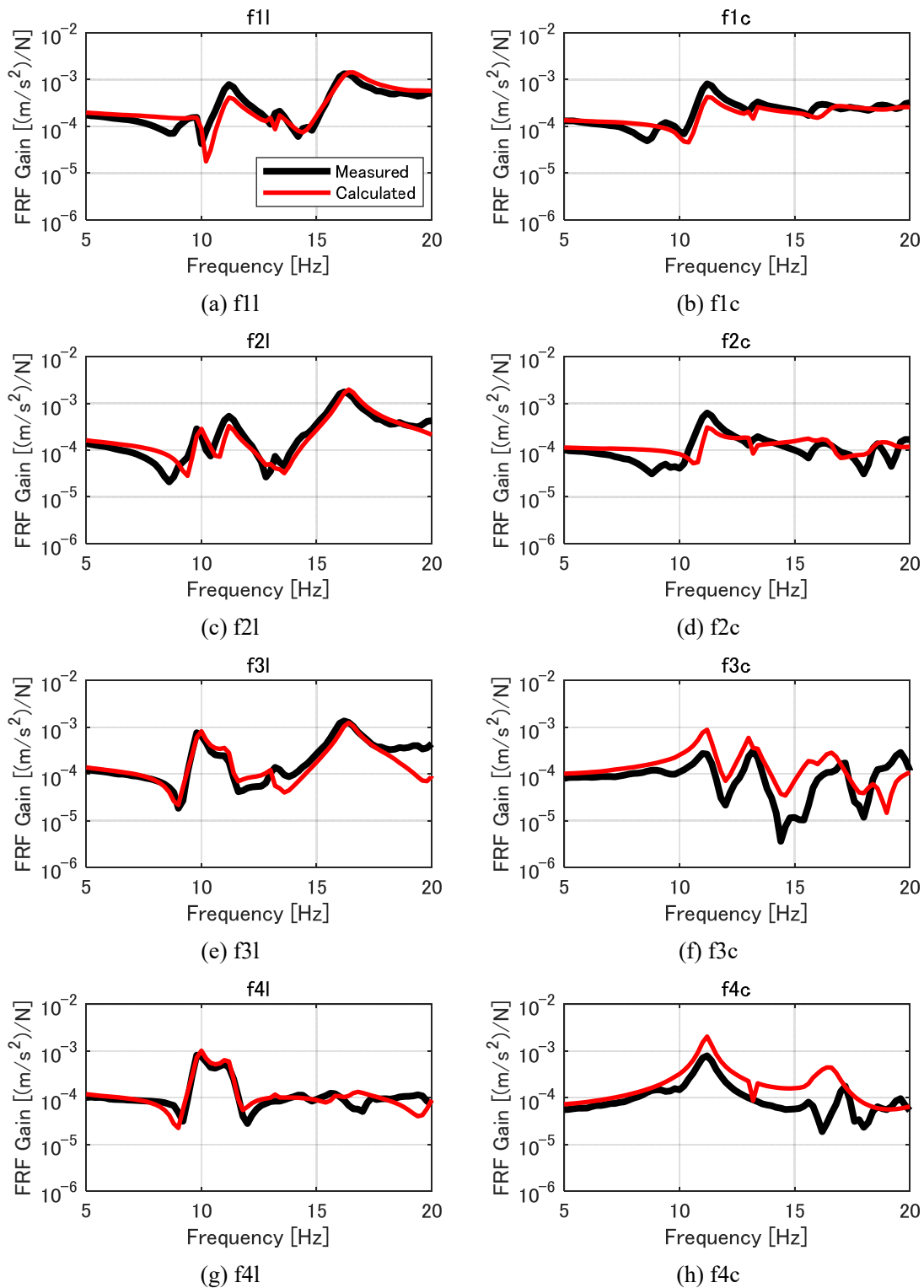


Fig. 4.17 FRFs from the input force to the acceleration of the floor

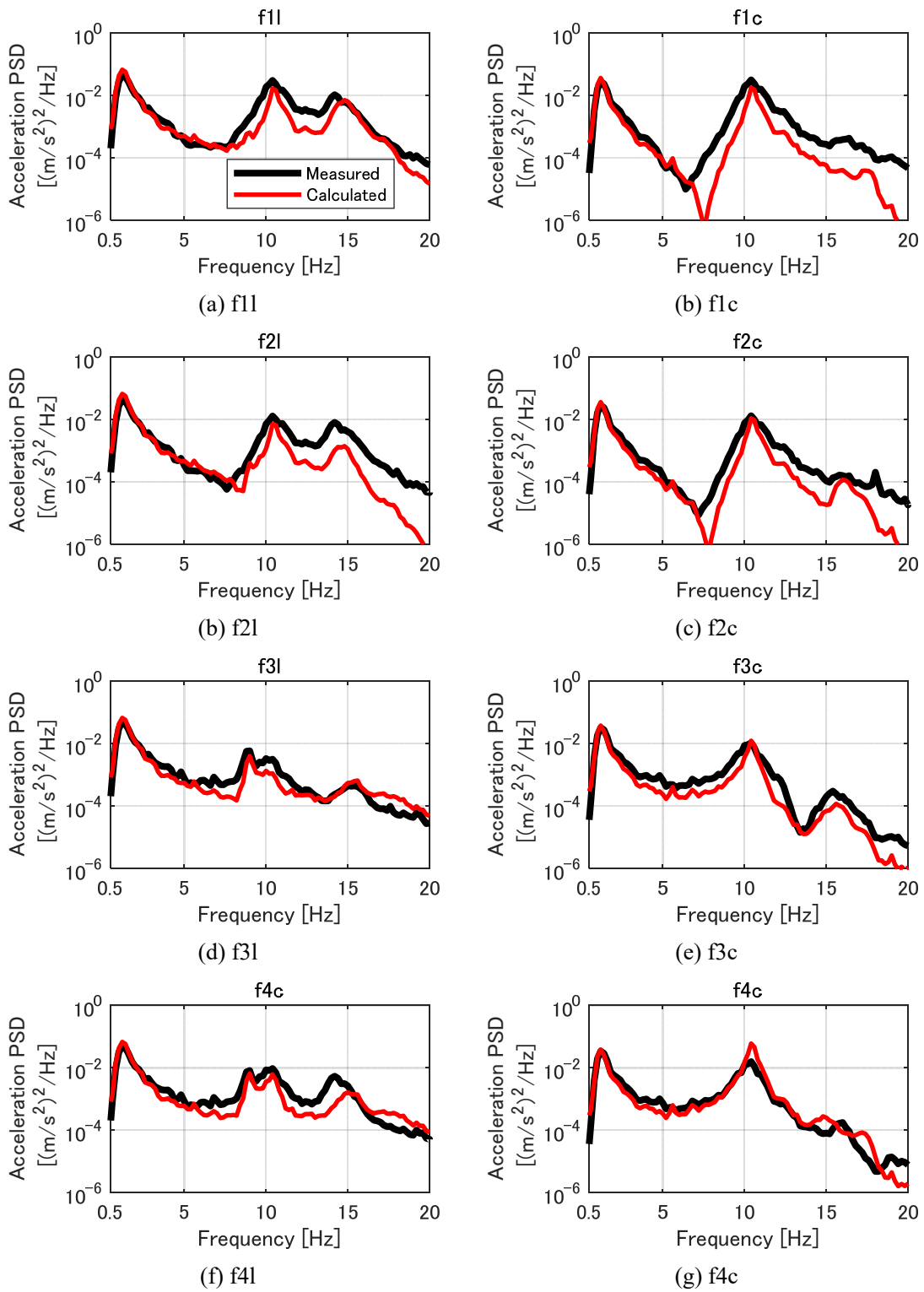


Fig. 4.18 Vertical acceleration PSDs at measurement points on the floor
(Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

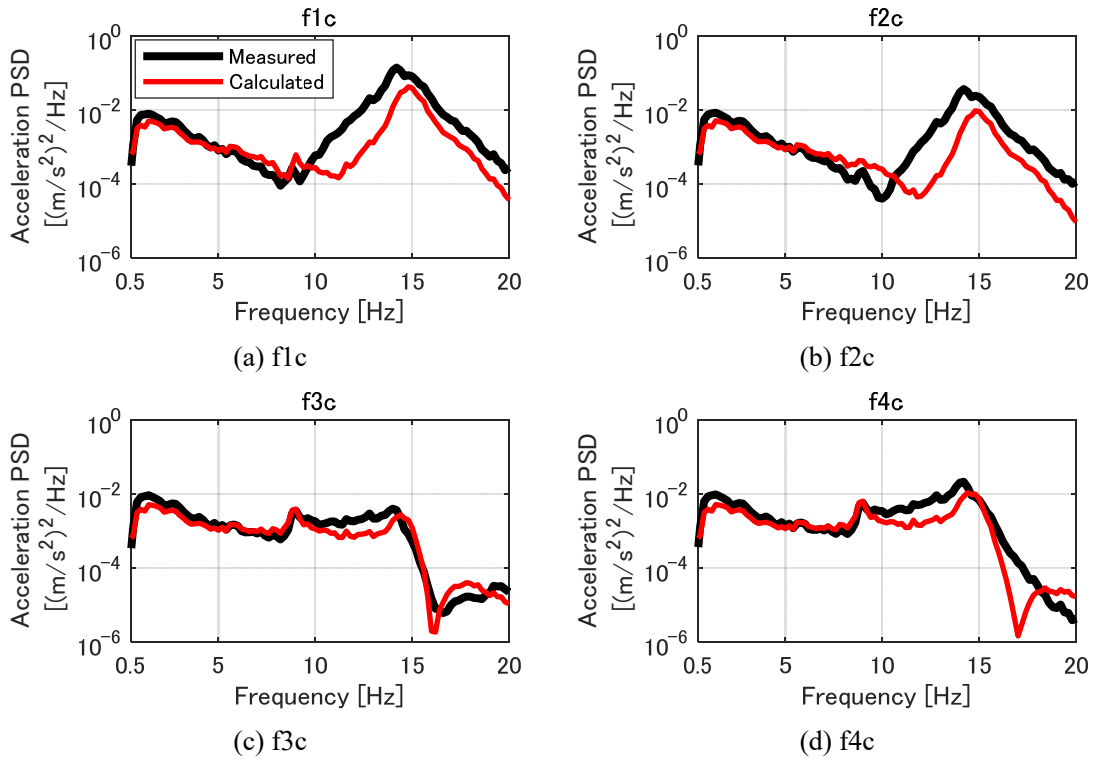


Fig. 4.19 Lateral acceleration PSDs at measurement points on the floor
(Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

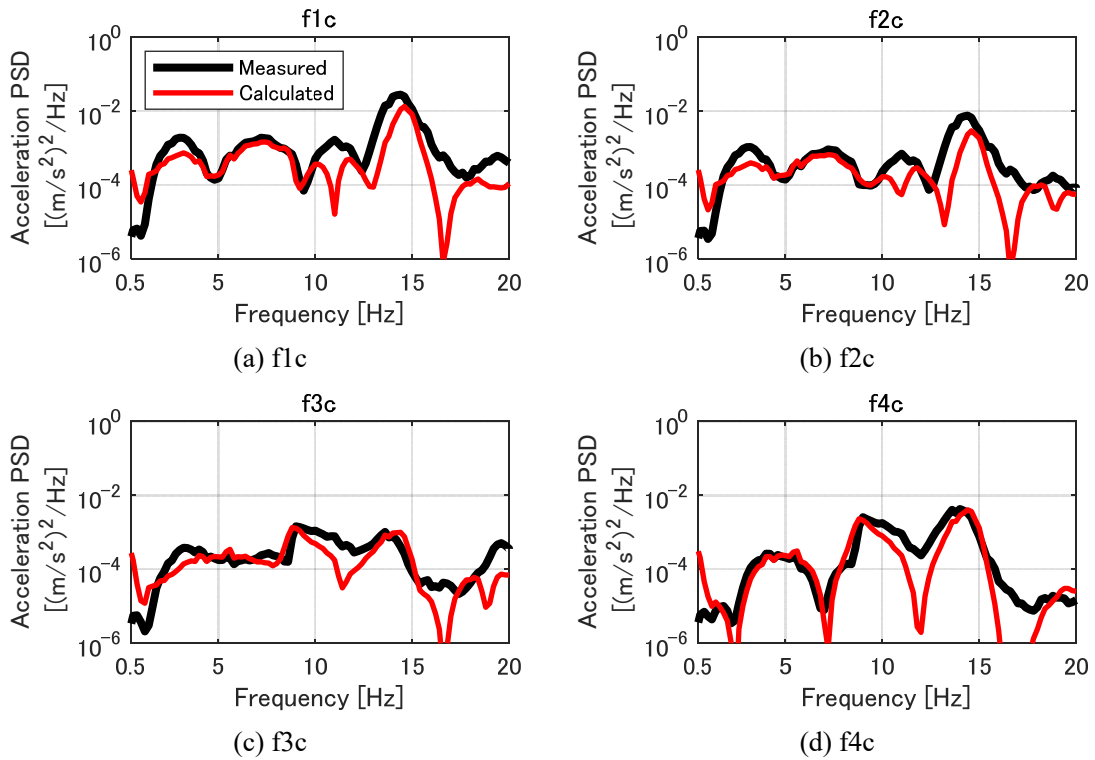


Fig. 4.20 Lateral acceleration PSDs on the floor (Simulated running at 300km/h)

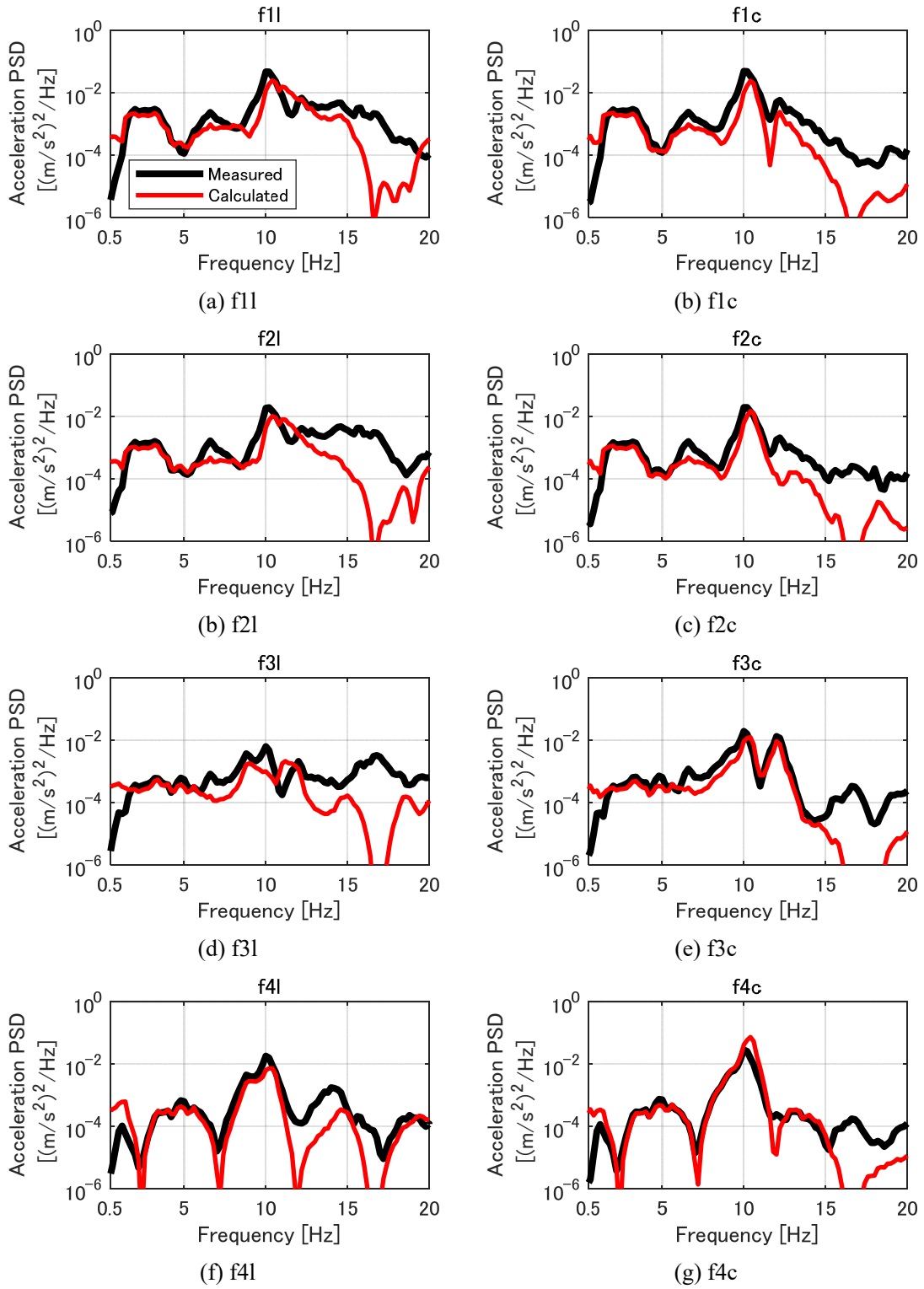


Fig. 4.21 Vertical acceleration PSDs on the floor (Simulated running at 300km/h)

4.6 結言

本章では、提案した振動解析モデル(拡張箱形モデル)のパラメータを粒子群最適化(PSO)を用いて機械的に効率よく決定する方法を提案し、第2章に示した新幹線型試験車両を対象として、各種パラメータを求めた。そして、得られたパラメータを用いて固有値解析と応答解析を行い、妥当性を検証した。得られた結果をまとめると以下のようになる。

- 1) 固有値解析の結果、拡張箱形モデルは新幹線型試験車両の6つの振動モードを誤差率0.86%以内の高い精度で表すことができた。これは、精緻にモデル化したFEMモデルと比較しても高い精度であり、拡張箱形モデルは車体の三次元変形を伴う弾性振動を扱うモデルとして他のモデルに比べて優位であるといえる。
- 2) 力入力に対する車体床面のFRFのゲイン特性を求めた結果、実測と計算の結果は20Hz程度までよく一致しており、拡張箱形モデルによってFRFのゲイン特性を精度よく求めることができることがわかった。
- 3) 四軸同相加振と実走行模擬加振に相当する解析の結果、車体床面の上下方向と左右方向の加速度PSDに認められる主要なピークの周波数とその高さを精度良く表すことができていたことがわかった。この結果から、拡張箱形モデルは車体各面の面内及び面外変形を考慮することで、上下と左右方向が連成するJ-1モードと左右方向の曲げ振動を正しく表現可能であり、15Hz程度までの応答を精度良く求めることができることが確認できた。

第5章 アクティブマスダンパ（AMD）を用いた振動低減手法

5.1 緒言

近年の鉄道車両では、複数の弾性振動モードが乗り心地に影響を与えていることが示されている。これら複数の弾性振動モードを同時に制振する手法としては、動吸振器の原理を活用して、高減衰部材で床下機器を弾性支持する手法 [30]や、柔軟容器を用いた振動低減手法 [31][32]が提案され、実車を用いた加振試験によってその有効性が示されている。しかしながら、動吸振器はその特性が変化すると制振性能が低下することが示されており、実際に活用するためには長期間使用に対するロバスト性の検証が必要とされる。

そこで、本研究ではアクティブマスダンパ（AMD）を用いた多モード制振手法を提案する。AMDは高層建築物の風による振動を低減する手法として、多くの建物で用いられており [71]、複数の振動モードを低減することも可能である [72]。AMDはセンサからの出力に応じて制御を行うため、長期間の使用に対しても良好な制御系を実現することができる [73]。また、動吸振器と比べて小さな質量増加で振動低減効果を得られるため、軽量化が進められている鉄道車両に対しても適用可能性が高いといえる。これまでに、鉄道車両への適用も検討されている [74] [75] [76]が、複数の振動モードを同時に制振する多モード制振を行った事例は報告されていない。

本章では、第3章で示した振動解析モデルに別途1自由度系とみなしたAMDを2台組み込み、それを低次元化することで制御器の設計に活用できるモデルを作成する。そして、新幹線型試験車両を用いた加振試験を実施し、設計した制御器によって多モード制振が実現可能であることを示す。

5.2 AMDの概要

本研究でAMDとして用いるリニアアクチュエータの外観と構成の概要を図5.1と図5.2に示す。この装置は、空気ばねで支持された振動体（質量）と、永久磁石とコイルで構成されたリニアアクチュエータで構成されており、リニアアクチュエータで上部の振動体を加振することで、その慣性反力を制振対象に加えるものである。AMDの諸元を表5.1に示す。振動体の質量は58kg、総質量は70kgであり、概ね人間1人分の質量である。ここでは、この装置を2台用いて多モード制振を実現する。なお、対象車両の車体質量はおおよそ28200kgであるため、総質量の増加は0.5%程度である。

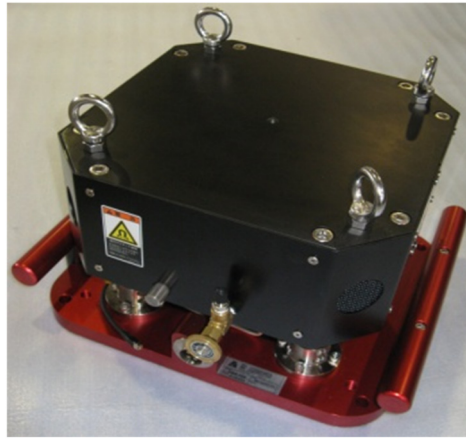


Fig. 5.1 Active mass damper (AMD)

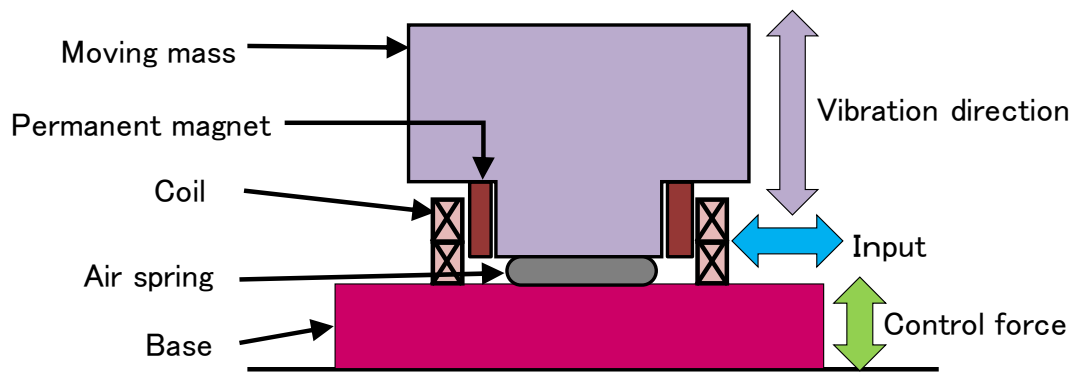


Fig. 5.2 Schematic view of AMD

Table 5.1 Specifications of AMD

Mass of moving part [kg]	58	Height [mm]	226
Total mass [kg]	70	Width [mm]	390
Maximum force [N]	630	Depth [mm]	300
Maximum displacement [mmp-p]	40		

5.3 AMD のモデル化

前述の AMD のモデルを図 5.3 に示す。ここでは、AMD を質量とばね・ダンパによって構成された 1 自由度系にリニアアクチュエータを加えたものとしてモデル化した。このモデルのパラメータは図 5.4 に示す 2 つの試験条件で振動特性を調べることで決定した。はじめに図 5.4 (a) に示すように AMD のパッシブ特性を把握するため、電源断の状態の AMD を載せたベースを加振して、その時のベースの加速度とベース・振動体間の相対変位（以下、AMD の変位）を測定した。これらの結果から、ベースの加速度に対する AMD の変位までの周波数応答関数（FRF）を求め、その特性をもとに AMD のばね定数と減衰係数を決定し

た. 得られたばね定数と減衰係数を表 5.2 に, FRF の実測結果と数値モデルの計算結果を図 5.5 に示す. この図から, 数値モデルはゲイン特性, 位相特性ともに実測結果を精度良く表すことができおり, 妥当なパラメータを得られたことがわかる.

次に, 図 5.4 (b) に示すように AMD を地面に固定した状態で, アクチュエータに指令電圧を入力し, その時の指令電圧と振動体の加速度を測定した. ここで, 指令電圧からアクチュエータが発生する力までの伝達関数を $H_1(s)$, アクチュエータの発生力から振動体の加速度までの伝達関数を $H_2(s)$ とすると, 指令電圧から振動体の加速度までのシステムは, 図 5.6 に示すブロック線図のようになる. ここで, $H_2(s)$ は前述の数値モデルより計算可能である. そのため, 指令電圧から振動体までの加速度の実測結果から, 伝達関数 ($H_2(s) \cdot H_1(s)$) を求めることで, 指令電圧から AMD に加えられる力までの伝達関数 $H_1(s)$ を近似的に求めることができる. 得られた $H_1(s)$ を数値モデルに組み込み, 指令電圧から振動体の加速度までの FRF を求めた結果と実測結果を比較したものを図 5.7 に示す. この図から 5Hz 以下ではわずかに差異が認められるが, 5~30Hz では精度良くその特性を再現していることがわかる.

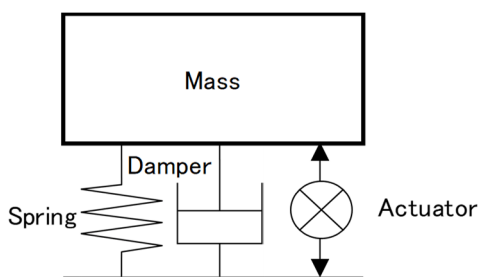


Fig. 5.3 Calculation model of AMD

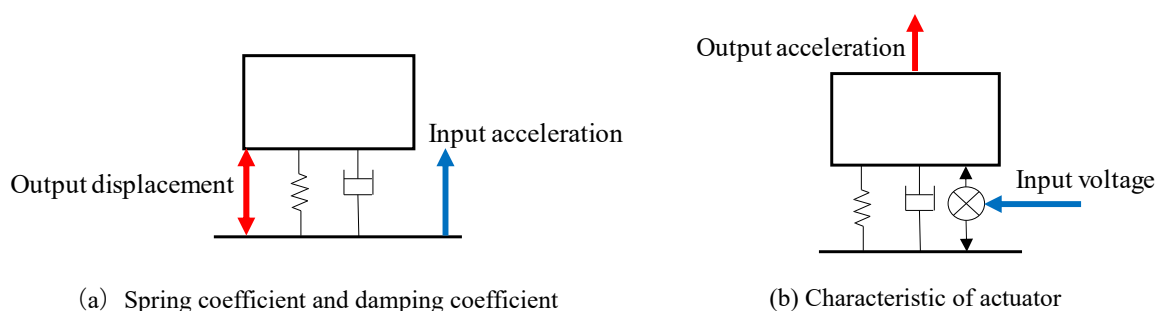
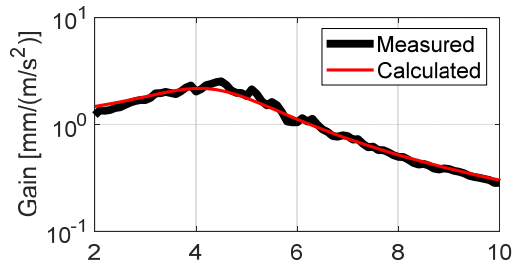


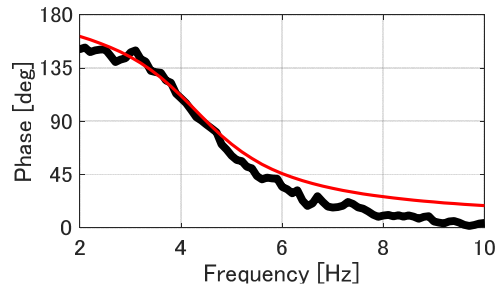
Fig. 5.4 Test conditions to determine parameters of AMD

Table 5.2 Parameters of AMD

Spring coefficient [N/m]	46367
Damping coefficient [Ns/m]	984



(a) Gain



(b) Phase

Fig. 5.5 FRF from acceleration on base to displacement

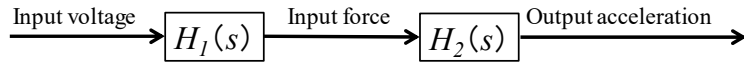
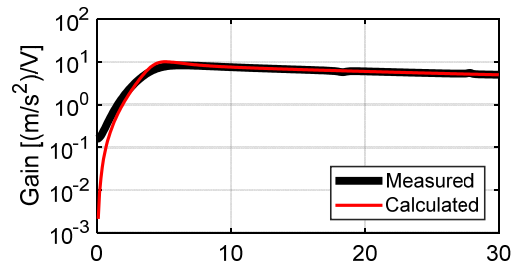
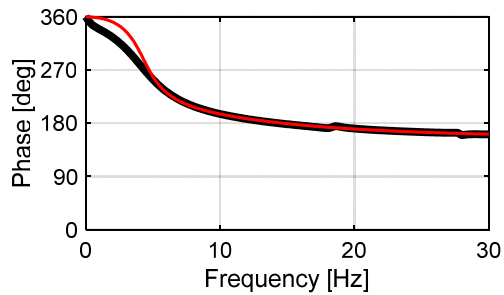


Fig. 5.6 Block diagram from input Voltage to acceleration of moving mass



(a) Gain



(b) Phase

Fig. 5.7 FRF from input Voltage to acceleration of moving mass

5.4 AMD 設置位置

AMDは動吸振器と同様に制振対象とする振動モードの振幅が最大となる位置(振動の腹)に設置することで最大の効果を発揮することができる。本研究では、図 5.8 に示す 2 つの振動モードを対象とするため、これらのモードの振動の腹となる車体中央部の左右に配置するのが理想的である。実際の設置位置を図 5.9, 設置状況の写真を図 5.10 に示す。ここでは、車両の床下機器として AMD を取り付けたため、車両の床下構造の影響から AMD の位置は車体の中央から 1m 程度長手方向前側にオフセットした位置とした。過去の検討では、客室内の床の上に設置して効果を検証している [77][78]が、新幹線車両の場合、床板が根太と呼ばれる車体の長手方向に渡されたはりの上に載せられている構造となっており、AMD の発生力を車体全体に十分に伝達できない事例が存在した [78]。そのため、ここでは床下機器として車体の構体(構造体)に固定した。

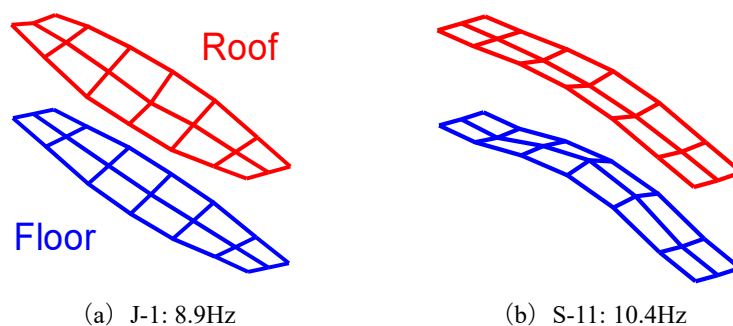


Fig. 5.8 Target modes

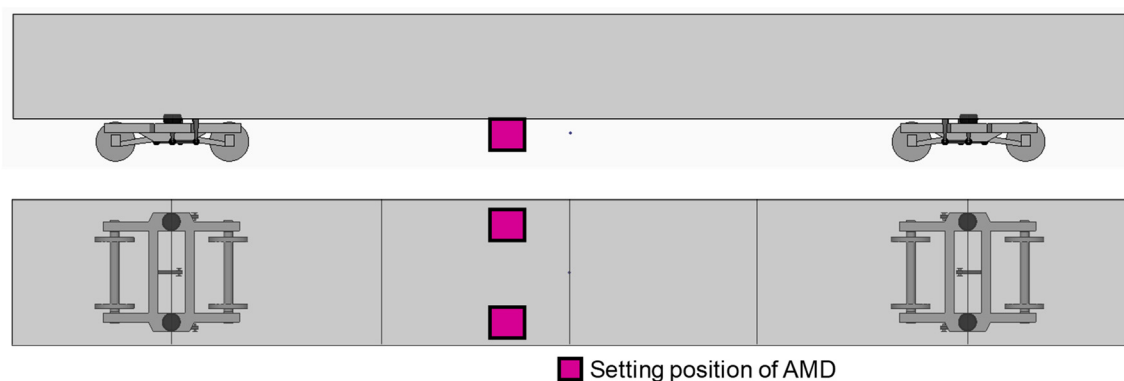


Fig. 5.9 Setting positions of AMDs

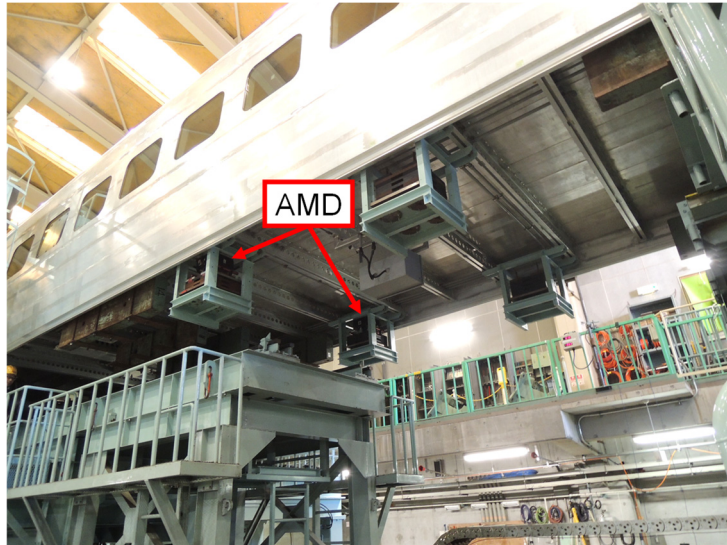


Fig. 5.10 Setting condition of AMDs

5.5 制御器設計のための数値解析モデルの低次元化

制御器設計に用いる車両モデルは式 (3.38) に示した運動方程式で表され、これに図 5.3 に示した AMD のモデルを追加した。ただし、アクチュエータ部は制御器設計時に追加するため、ここでは省略している。このモデルの運動方程式は 3488 自由度であり、状態方程式の次数は 6976 となる。そのため、このままでは制御器の設計に用いることは難しい。本研究では図 5.8 に示した 10Hz 前後の周波数に固有振動数を有する 2 つのモードを対象とするため、対象周波数における振動への影響が小さなモードを取り除くことで低次元化を行う。式 (3.38) に AMD モデルを追加した運動方程式を以下に示す。

$$\mathbf{T}_A \mathbf{q}_A + \mathbf{D}_A \dot{\mathbf{q}}_A + (\mathbf{U}_A + \mathbf{V}_A) \mathbf{q}_A = \mathbf{Q}_A \quad (5.1)$$

ここで、下付文字で示した A は AMD 付加後を表す。式 (5.1) を一般的な運動方程式の形に置き換えると、以下のように表すことができる。

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{c}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{k}\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (5.2)$$

式 (5.2) のラプラス変換を行うと、下式を得る。

$$(\mathbf{m}s^2 + \mathbf{c}s + \mathbf{k})\mathbf{x}(s) = \mathbf{F}(s) \quad (5.3)$$

ここで、 s はラプラス演算子である。 $s=j\omega$ とすると、式 (5.3) は

$$(-\omega^2 \mathbf{m} + j\omega \mathbf{c} + \mathbf{k})\mathbf{x}(j\omega) = \mathbf{F}(j\omega) \quad (5.4)$$

となる。ここで、 j は虚数単位、 ω は角振動数である。 \mathbf{k} の項には実部と虚部が存在するため、式 (5.4) は以下のようなになる。

$$(-\omega^2 \mathbf{m} + j\omega \mathbf{c} + j\mathbf{k}_{\text{Im}} + \mathbf{k}_{\text{Re}})\mathbf{x}(j\omega) = \mathbf{F}(j\omega) \quad (5.5)$$

ここで、下付の Im は虚部、Re は実部を表す。 \mathbf{k}_{Im} はこのままでは扱いにくいので、下式のように変形することで、粘性減衰の項として近似する。

$$\left\{-\omega^2 \mathbf{m} + j\omega \left(\mathbf{c} + \frac{\mathbf{k}_{Im}}{\omega_0}\right) + \mathbf{k}_{Re}\right\} \mathbf{x}(j\omega) = \mathbf{F}(j\omega) \quad (5.6)$$

ここで、 ω_0 は基準とする角周波数であり、 $\omega = \omega_0$ のとき式 (5.6) は式 (5.5) と一致するが、それ以外の場合には誤差を含む。本研究では、図 5.8 に示した 2 つの振動モードを対象に制御を行うため、10Hz (63rad/s) を基準として近似した。このとき、

$$\bar{\mathbf{c}} = \mathbf{c} + \frac{\mathbf{k}_{Im}}{\omega_0} \quad (5.7)$$

とすると、式 (5.6) は下式のように表すことができる。

$$(-\omega^2 \mathbf{m} + j\omega \bar{\mathbf{c}} + \mathbf{k}_{Re}) \mathbf{x}(j\omega) = \mathbf{F}(j\omega) \quad (5.8)$$

ここで、 $j\omega = s$ として、逆ラプラス変換すると、

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \bar{\mathbf{c}}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{k}_{Re}\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (5.9)$$

となる。これを状態空間表現に変換すると下式のようにになる。

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{X}(t) + \mathbf{B}\mathbf{U}(t) \\ \mathbf{Y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{X}(t) + \mathbf{D}\mathbf{U}(t) \end{aligned} \quad (5.10)$$

これは、固有ベクトルを用いて座標変換することでモード分解が可能であり、対象とするモードを選択することで、低次元化できることが知られている [79]。そこで、制御対象周波数 (10Hz 前後) を含む 0.5~30Hz のモード以外の状態を除去することで、低次元化モデルを作成した。低次元化モデルの次数は 72 であり、制御器設計に十分に活用できる大きさとなった。

式 (5.1) より求めた通常の拡張箱形モデルの車体床面の上下方向の加速度 PSD の計算結果と、低次元化モデルの計算結果を図 5.11 に示す。なお、加振条件は鉄道車両の 4 本の輪軸を同位相で上下・左右・ロール方向に加振する四軸同相加振とした。この図から、15Hz 近傍では \mathbf{k} の複素数項の扱いを近似したため差異がみられるが、制御対象としている 10Hz 近傍では両者は一致していることがわかる。

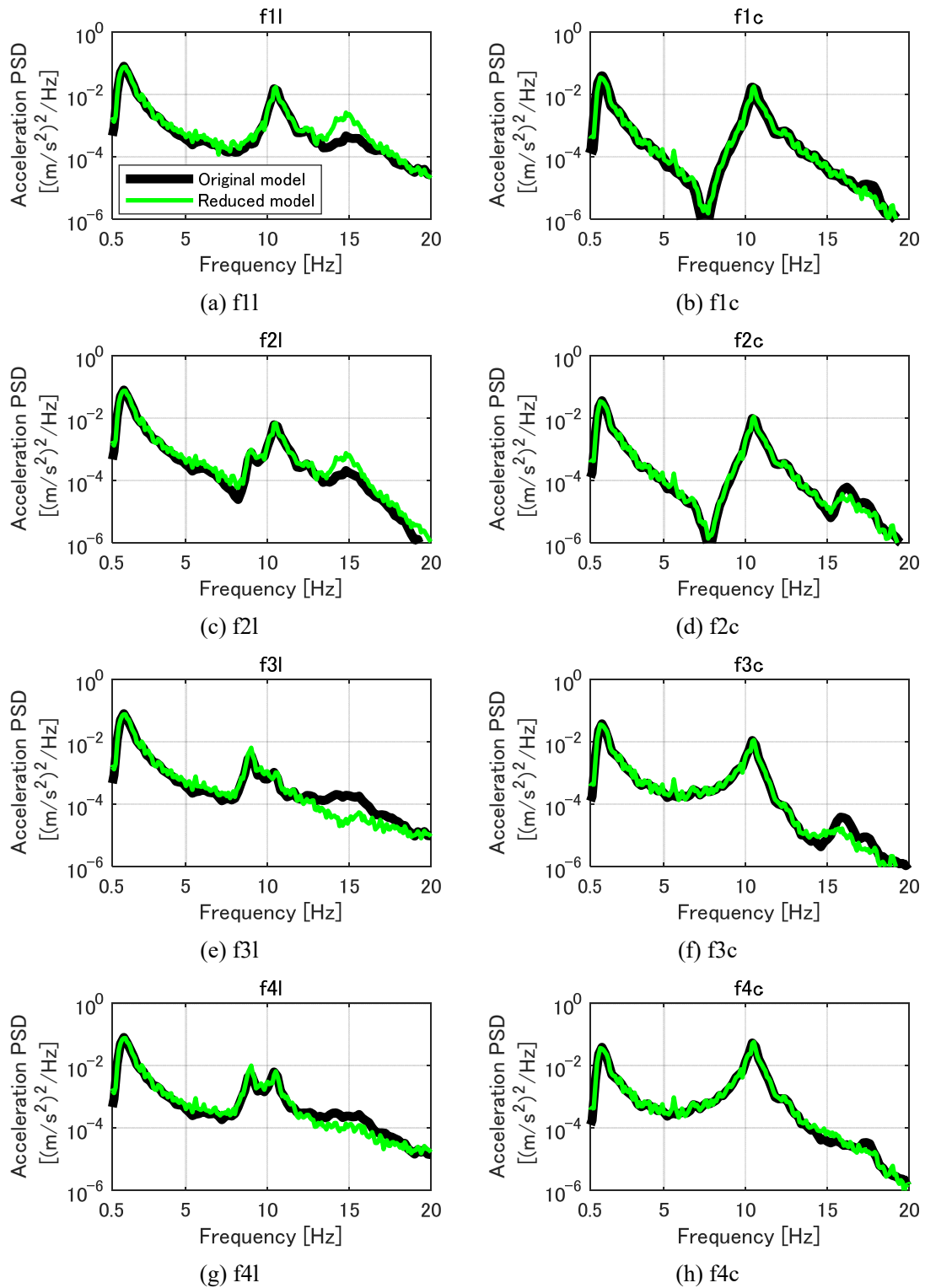


Fig. 5.11 Acceleration PSDs of original model and reduced model
 (Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

5.6 制御器の設計

前章で示した低次元化モデルを用いて制御器の設計を行う．ここでは，制御対象とするモードが存在する周波数を重視したコントローラを設計するため，外乱から制御量までの閉ループ伝達特性を重みによって周波数整形できる H^∞ 制御理論を適用する．

はじめに，前節で作成した低次元化モデルから，図 5.12 に示す閉ループシステムを構築する．ここでは，輪軸の変位によって励起される図 5.8 に示した 2 つの振動モードの影響を抑えるコントローラを設計するため，外乱 (w) は鉄道車両の 4 つの輪軸の上下・左右・ロール方向の加速度 (12 入力)，制御量 (z) は床面の測定点 $f4r$ と $f4l$ の加速度 (a_{f4r} , a_{f4l}) から生成する制御対象とする 2 つの振動モードの影響を強調した信号 (z_{11} , z_{12}) と，制御入力の信号 (z_{11} , z_{12}) とした．なお， z_{11} と z_{12} は下式に基づき生成する．

$$z_{11} = a_{f4r} + a_{f4l} \quad (5.11)$$

$$z_{12} = a_{f4r} - a_{f4l} \quad (5.12)$$

低次元化モデルの入出力関係を伝達関数の形で表すと以下のようなになる．

$$\begin{bmatrix} z_0 \\ y \end{bmatrix} = \mathbf{G}(s) \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{11}(s) & \mathbf{G}_{12}(s) \\ \mathbf{G}_{21}(s) & \mathbf{G}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

次に，重み関数 $\mathbf{W}(s)$ を付加して一般化プラント $\mathbf{P}(s)$ を構成する．重み関数を次式のように定義する．

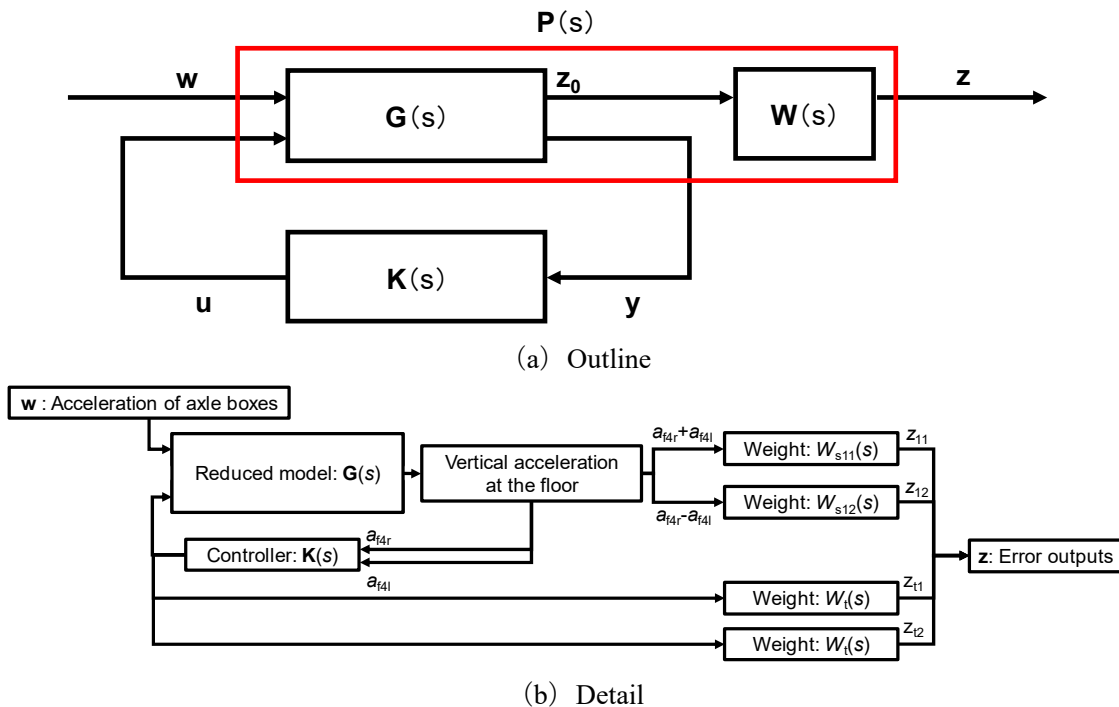


Fig. 5.12 Closed loop system

$$\mathbf{W}(s) = \begin{bmatrix} W_{s11}(s) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{s12}(s) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_t(s) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_t(s) \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

ここで、 W_{s11} 、 W_{s12} 、 W_t は安定かつプロパーな伝達関数であり、前述の z_{11} 、 z_{12} 、 z_{11} 、 z_{12} に対する重みである。それぞれの重みは以下のように設定した。

$$W_{s11}(s) = \frac{4422s^2}{s^4 + 35.54s^3 + 6711s^2 + 1.080 \times 10^5s + 9.241 \times 10^6} \quad (5.15)$$

$$W_{s12}(s) = \frac{0.1s^2 + 35.14s + 312.7}{s^2 + 8.784s + 3127} \quad (5.16)$$

$$W_t(s) = \frac{100s^4 + 3553s^3 + 6.711 \times 10^5s^2 + 1.136 \times 10^7s + 1.023 \times 10^9}{s^4 + 710.6s^3 + 1.326 \times 10^5s^2 + 2.272 \times 10^6s + 1.023 \times 10^7} \quad (5.17)$$

このとき、一般化プラントの伝達関数表現は、

$$\begin{bmatrix} \mathbf{z} \\ \mathbf{y} \end{bmatrix} = \mathbf{P}(s) \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{11}(s) & \mathbf{P}_{12}(s) \\ \mathbf{P}_{21}(s) & \mathbf{P}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}(s)\mathbf{G}_{11}(s) & \mathbf{W}(s)\mathbf{G}_{12}(s) \\ \mathbf{G}_{21}(s) & \mathbf{G}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

である。このとき、外乱 \mathbf{w} から制御量 \mathbf{z} までの伝達関数行列 $\boldsymbol{\phi}(s)$ は、

$$\boldsymbol{\phi}(s) = \mathbf{P}_{11}(s) + \mathbf{P}_{12}(s)\mathbf{K}(s)\{\mathbf{I} - \mathbf{P}_{22}(s)\mathbf{K}(s)\}^{-1}\mathbf{P}_{12}(s) \quad (5.19)$$

となる。ここで、閉ループシステムの内部安定性が保証され、伝達関数行列 $\boldsymbol{\phi}(s)$ の H^∞ ノルムを最小化する制御器 $\mathbf{K}(s)$ を求める。なお、本研究では制御器 $\mathbf{K}(s)$ を求める過程は数値計算ソフトウェア MATLAB の Robust Control Toolbox を援用した。作成した制御器の次数は 94 となった。得られた制御器により閉ループを構成したときの、外乱 \mathbf{w} から制御量 z_{11} と z_{12} までの周波数応答の特異値を図 5.13 に示す。この図から、重みによって制御ありの伝達特性を周波数整形できることが確認できる。

次に、得られた制御器を用いて低次元モデルで制振効果を検証した結果を図 5.14 に示す。ここでは、上下・ロール・左右方向に 4 つの輪軸を同位相で加振する (4 軸同相加振) 条件での測定点 f1c から f4c, f1r から f4r における加速度 PSD の計算結果を示す。ただし、各加振方向 (上下・ロール・左右) への入力信号は互いに無相関のランダム波としている。

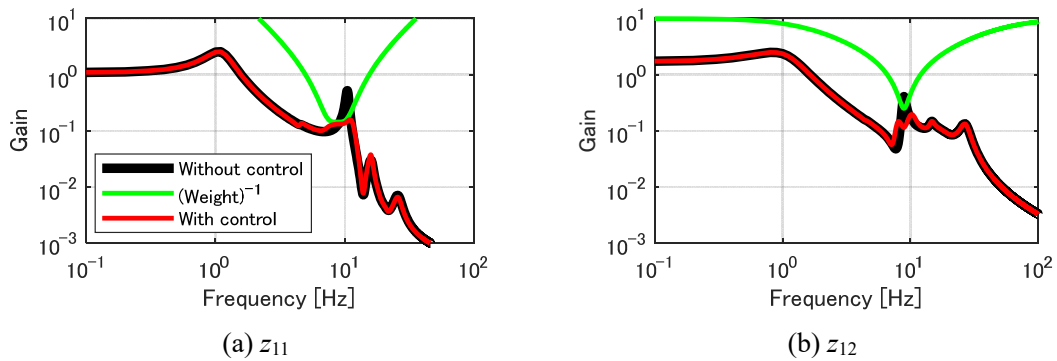


Fig. 5.13 Singular values of frequency response from disturbance to control value

この図から、8.9Hz と 10.5Hz の 2 つのモードに対応するピークに対する多モード制振が期待できることがわかる。また、 f_{1c} と f_{2c} の 5~10Hz、 f_{3c} の 12Hz 付近で加速度 PSD が増加しているが、低減量と比べると増加量は十分に小さいことから、影響は小さいと判断した。

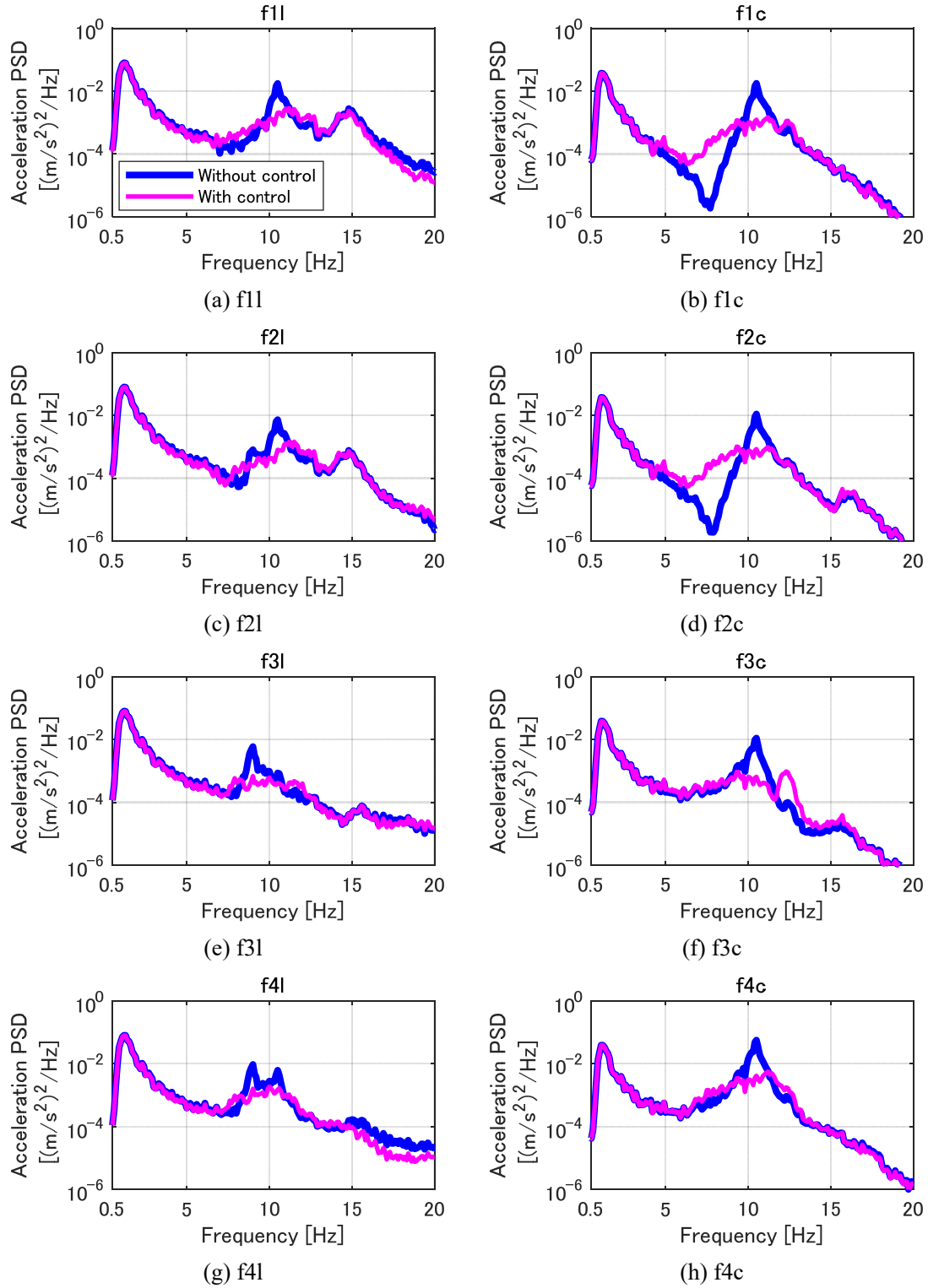


Fig. 5.14 Calculation results of vertical acceleration PSDs on the floor

5.7 新幹線型試験車両を用いた振動低減効果の検証

前章で設計した制御器によって実際に振動低減効果を得られることを確認するため、鉄道総研の車両試験台にて新幹線型試験車両の加振試験を行った。

5.7.1 制御機器の構成

AMD を制御する機器の構成を図 5.15 に示す。床面に設置した加速度センサ（リオン株式会社製：PV-85）からセンサアンプ（リオン株式会社製：UV-05）、アンチエイリアスフィルタ（カットオフ周波数 80Hz の 4 次のバターワース型ローパスフィルタ）、AD 変換ボード（株式会社コンテック製：AIO-163202F-PE）を通してデジタル信号として信号処理を行うための Target PC に入力する。Target PC では Host PC で作成した制御器に従い制御信号を生成し、DA 変換ボード（株式会社コンテック製：AO-1616L-LPE）からアナログ信号を出力する。出力された信号は、2 台の AMD のドライバへと入力されそれぞれの AMD を駆動する。なお、リアルタイムの信号処理には、数値計算ソフトウェア MATLAB のツールボックスのひとつである Simulink Real-Time を使用し、振動解析モデルを用いて設計した制御器をそのまま使用できる環境とした。ターゲット PC は、制御対象周波数（10Hz 前後）に対して十分に高い、1000Hz で駆動しており、コントローラもそれに合わせて離散化している。

5.7.2 四軸同相加振による振動低減効果の検証

次に、四本の輪軸を上下・ロール方向に加振する四軸同相加振を行い、振動低減効果を検証した。図 5.16 に床面代表点の加速度 PSD を示す。この図から、測定点 f3r と f4r の結果では、9.0Hz に認められる J-1 モードに対応するピークと 10.4Hz に認められる S-11 モードの対応するピークを同時に低減できており、多モード制振効果が得られていることがわかる。また、その他の測定点でもピークを低減することができており、車体床面の広い範囲で振動低減効果が得られていることがわかる。一方、測定点 f1c, f1r, f2c, f2r では 5~10Hz で振動が増加する現象が認められる。この周波数は、車体が剛体として振動するモードと B モードの間で反共振の谷が生じている周波数であり、B モードを制御することで、そのバランスが変化したため、振動が増加したものと考えられる。また、測定点 f3c の 12Hz 近傍では振動が増加しているが、制御前の 10.4Hz のピークと同レベルであり、乗り心地への影響については、改善効果の方が大きくなると思われる。この影響については、次項で示す実走行模擬加振試験結果で乗り心地を大きく悪化させないことを確認する。

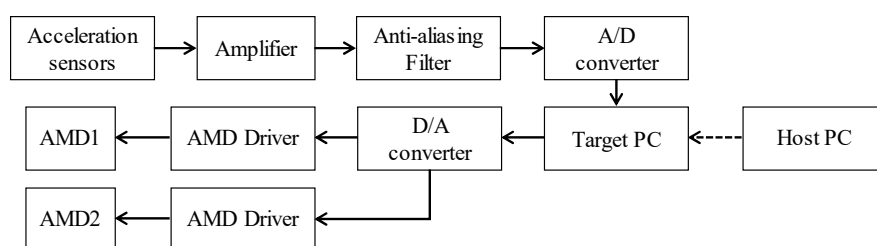


Fig. 5.15 Devices to control AMD

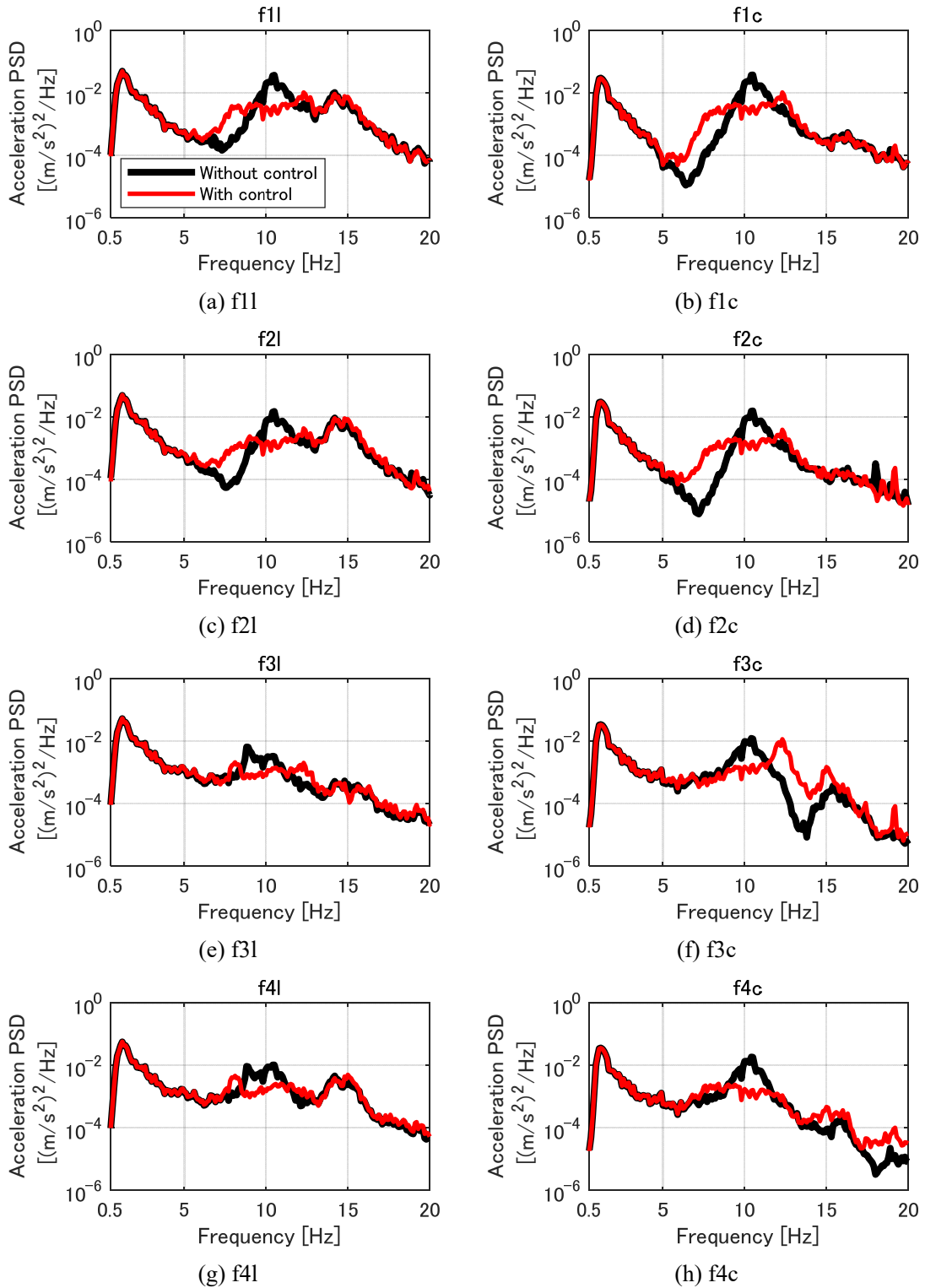


Fig. 5.16 Measurement results of vertical acceleration PSDs on the floor
 (Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

5.7.3 実走行模擬加振による乗り心地向上効果の検証

1軸～4軸までの間に300km/h走行時に相当する位相差（時間差）を設けて加振し、得られた車体床面の加速度からPSDを求めた結果を図5.17に示す。この図から、実際の走行を模擬した加振条件でも図5.8に示したS-11モードとJ-1モードに対応したピークを低減することができていることがわかる。また、振動が大きく増加する周波数は認められず、良好な制御効果が得られているといえる。鉄道車両の乗り心地評価に多く用いられている乗り心地レベル [80] (L_T) の制御なしの結果と制御あり結果、そしてそれらの差を求めた結果を図5.18に示す。タイル状のパターンは図2.5に示した床面21点の測定点を上から見た位置に相当し、y軸に示した記号とx軸に示した数値を組み合わせることで各測定点記号の場所を示している。なお、制御なしと制御ありの差を示したものはその数値が小さいほど（寒色系の色が濃いほど）乗り心地が向上していることを表している。この図から車両全体で乗り心地が向上する効果を得られており、特にS-11モードとJ-1モードの影響が大きな車体中央部では2.8dB～3.6dBと高い乗り心地向上効果が得られていることがわかる。

次に、320km/h走行時に相当する位相差を設けて加振試験の結果を図5.19に示す。この図から、300km/hの条件と同様にS-11モードとJ-1モードに対応するピークを低減できていることがわかる。乗り心地レベル L_T の制御なしの結果と制御あり結果、そしてそれらの差を求めた結果を図5.20に示す。この図から車両の広い範囲で乗り心地が向上する効果を得られており、特にS-11モードとJ-1モードの影響が大きな車体中央部では2.4dB～3.7dBの乗り心地向上効果が得られていることがわかる。ただし、f5cでは L_T の値が0.4dBであるが増加した。f5cにおける加速度PSDを図5.21に示す。この図から、10Hz付近では加速度PSDは低減しているが、12Hz近傍で増加したため、 L_T の値が増加したことがわかる。ただし、 L_T の増加量はその他の測定点の低減量と比べて十分に小さく、体感上の影響はないレベルである。

以上の結果から、速度320km/hに相当する実走行模擬加振ではf5cの測定点で L_T の値が0.4dB増加したが、AMDによる制御を行うことで、速度300km/h、320km/hともに車体床面の広い範囲で大きな乗り心地向上効果を得られることを実証した。

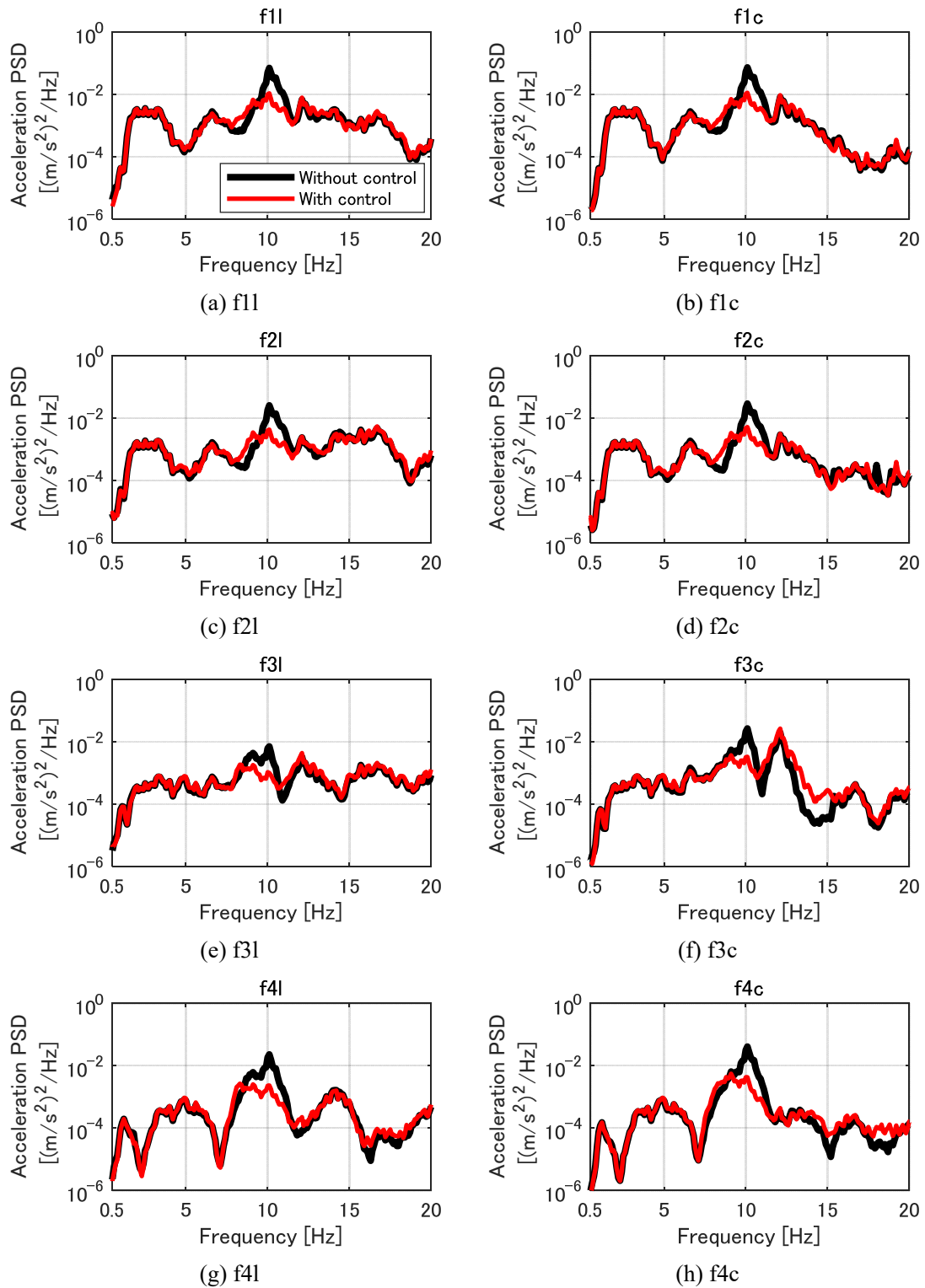
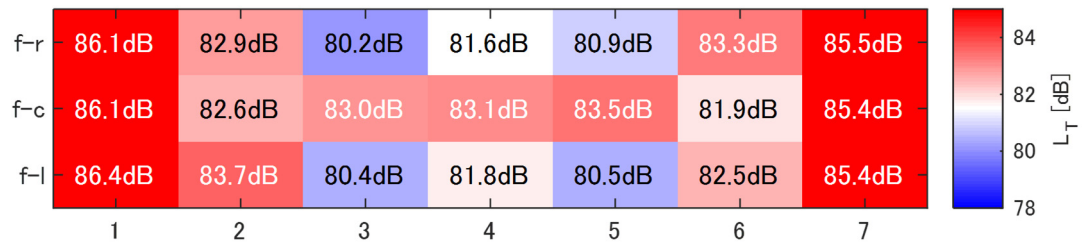
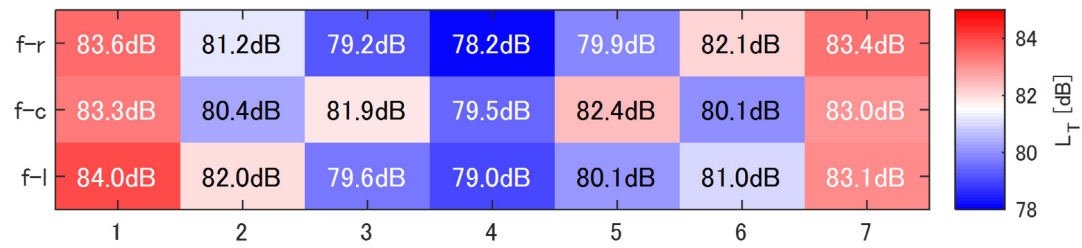


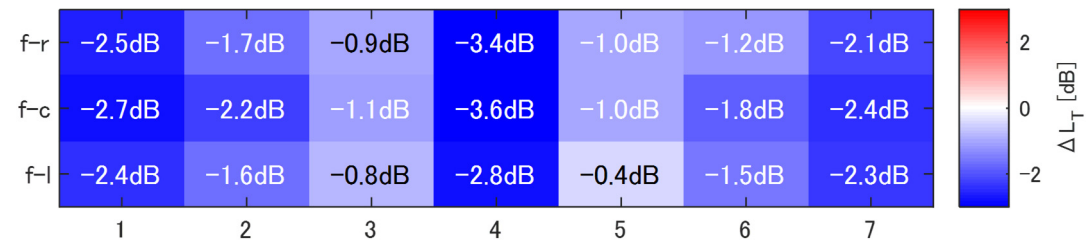
Fig. 5.17 Measurement results of vertical acceleration PSDs on the floor
(Simulated running at 300km/h)



(a) Without control



(b) With control



(c) Difference between with and without control

Fig. 5.18 Ride quality level on floor (Simulated running at 300km/h)

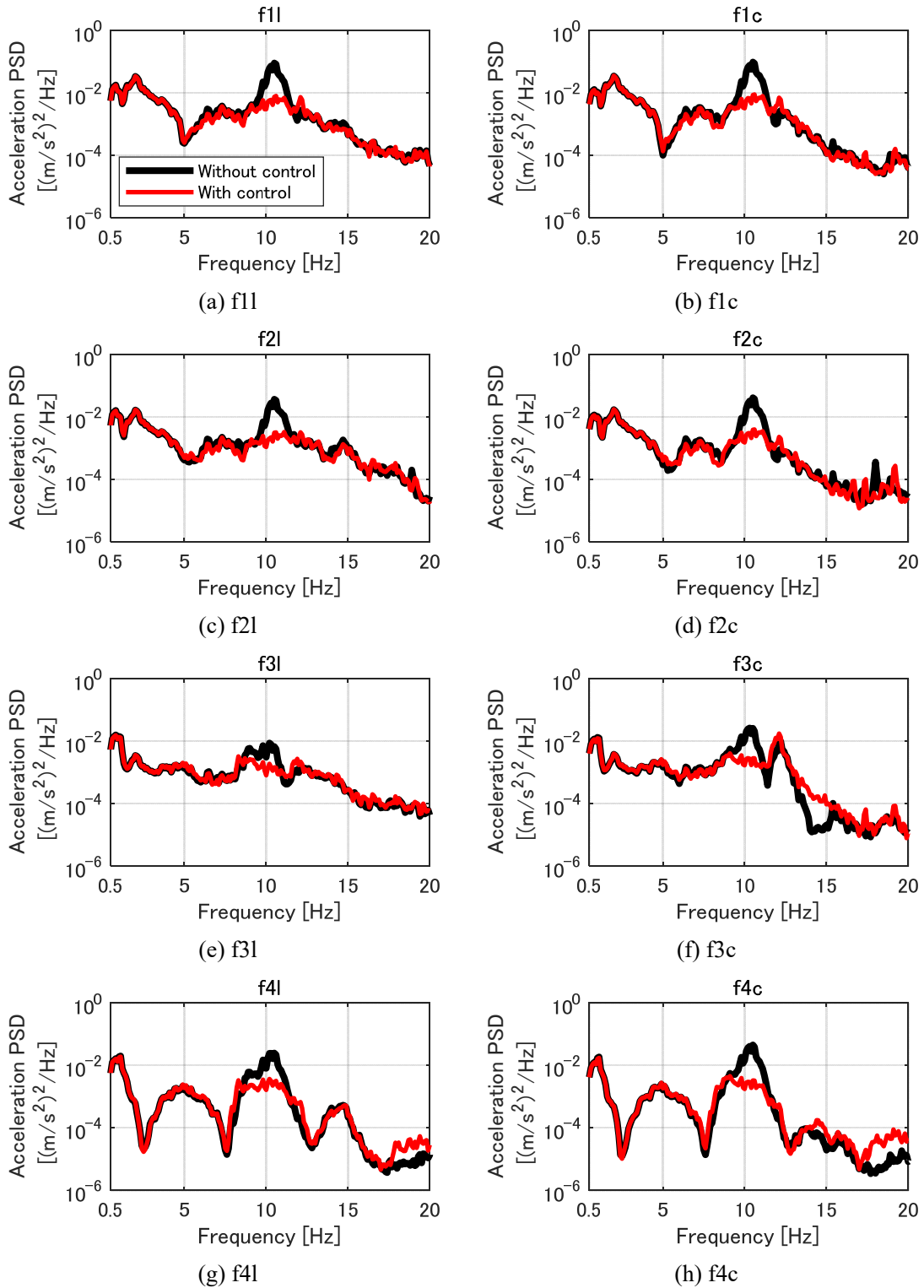
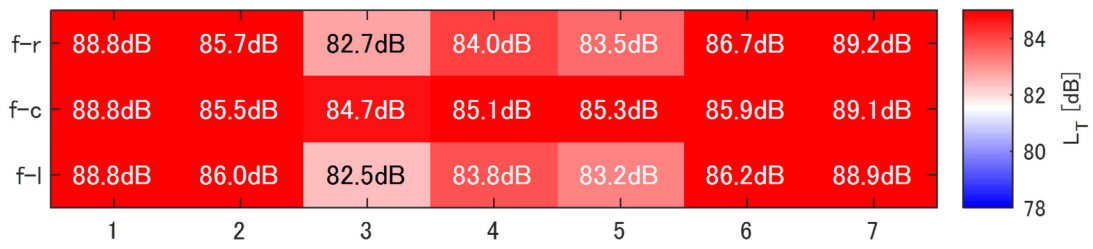
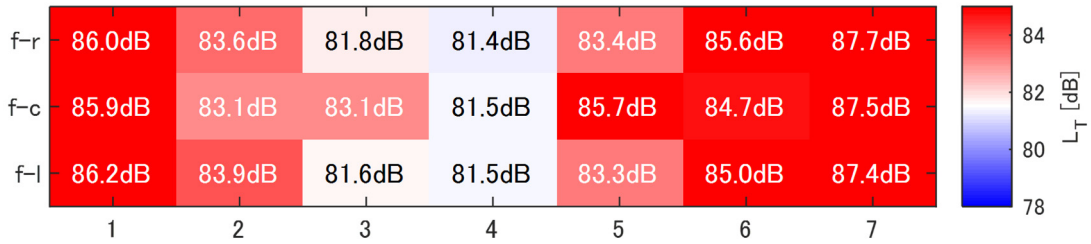


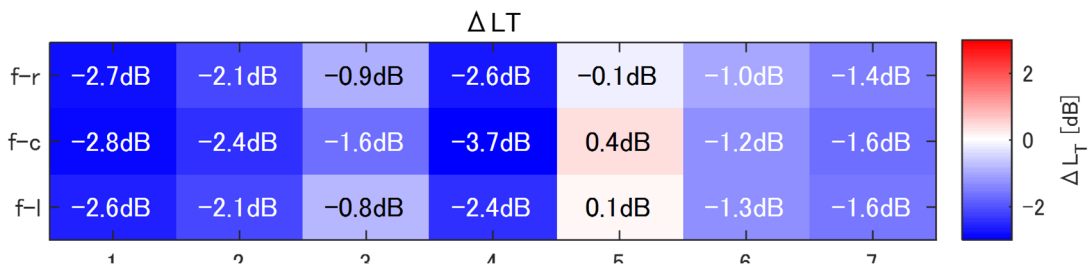
Fig. 5.19 Measurement results of vertical acceleration PSDs on the floor
(Simulated running at 320km/h)



(a) Without control



(b) With control



(c) Difference between with and without control

☒ 5.20

Fig. 5.22 Ride quality level on floor (Simulated running at 320km/h)

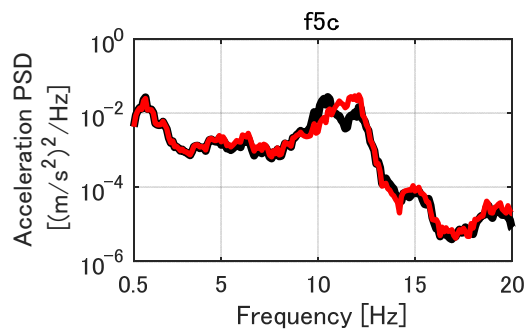


Fig. 5.21 Measurement result of vertical acceleration PSD at f5c (Simulated running at 320km/h)

5.8 パラメータ変動に対する安定性の検討

前節では、AMDによって多モード制振が実現できることを実証した。このとき、車両の条件は空車状態での検証を行ったが、鉄道車両は乗客が乗車した状態で走行するため、乗客乗車時の制御効果の検討が必要となる。一般的に、乗客が乗車すると車体の質量が増加するため、車体の固有振動数が変化すると考えられるが、近年の研究により乗客による質量増加は、おもりのような単純な質量を積載したときとは異なり、ばねとダンパで支持された1自由度の付加物として作用することが加振試験や [81] [82]、走行試験 [83] [84]によって示されている。そのため、単純な質量を付加した条件では乗客が乗車したときの状況を再現することはできない。一方、新幹線の定員は車両によって異なるが、おおよそ100人であり、この人数の被験者を集めて実験を行うのは困難である。そこで、本章では人体を模擬した1自由度系を付加した数値解析モデルを構築し、そのモデルを用いて制御器の安定性と制御性能について検討する。

乗客のモデルは、1自由度のばね・マス・ダンパ系で表現したモデルを使用した。このモデルの質量は65kgとして、固有振動数、減衰比は文献の値 [81]とした。パラメータをまとめたものを表5.3に示す。上述の1自由度系モデルを図5.22に示す位置に設置した。この条件は一般的な新幹線車両の腰掛配置と比べて乗客の密度が高い条件となっており、AMDで制御対象としているS-11モードとJ-1モードに対しては、通常よりも乗客乗車の影響が大きく現れる条件としている。また、対象とした新幹線型試験車両の質量は28200kg、乗客モデル追加時の質量増加は6500kgであるため、約23%の質量変化が生じている。

乗客モデルの有無による加速度PSDの差異を図5.23に示す。この図から、乗客モデルを付加することで11Hzのピークが鈍くなり高周波側へシフトしていることがわかる。これは、文献の実験結果 [84]と近い傾向を示しており、妥当な結果であると考えている。

乗客モデルを追加した状態で5.6節に示したものと同一の制御器で制御したときの加速度PSDを求めたものを図5.24に示す。この図から、制御をすることで、 f_{3c} と f_{4c} の7~10Hzでは若干加速度PSDが増加しているが、11Hz近傍のS-11モードのピークを大きく低減できており、振動低減効果を得られることがわかる。なお、この結果は時刻歴応答解析を行って求めた加速度を周波数解析した結果であり、時刻歴応答解析が発散しないことを併せて確認している。

以上の結果から、設計した制御器は乗客モデルを付加した場合でも応答は発散せず、振動低減効果を得られることが確認できた。乗客乗車時の応答は単純な質量増加とは異なるため、乗車人数の変動に対して安定性を保証し、制御性能を確保する制御器を直接的に設計することは難しい。そのため、上述のように空車相当のモデルで設計した制御器に対して、乗客乗車時の応答を確認しながらコントローラ設計をする方法が有効であると考えている。

Table 5.3 Parameters of passenger model

Mass [kg]	65
Natural frequency [Hz]	5.37
Damping ratio	0.22

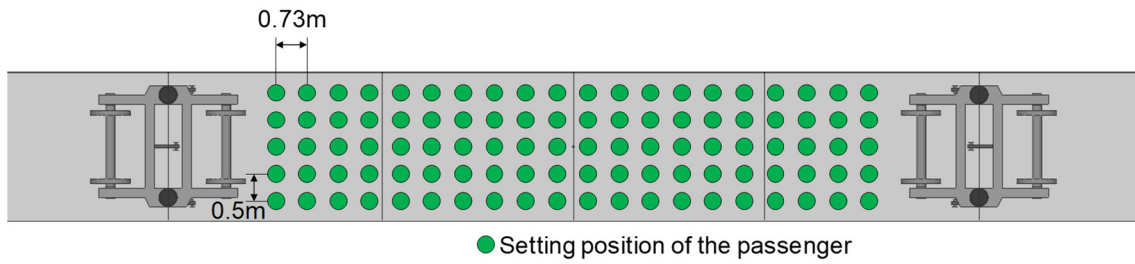


Fig. 5.22 Setting position of passenger model

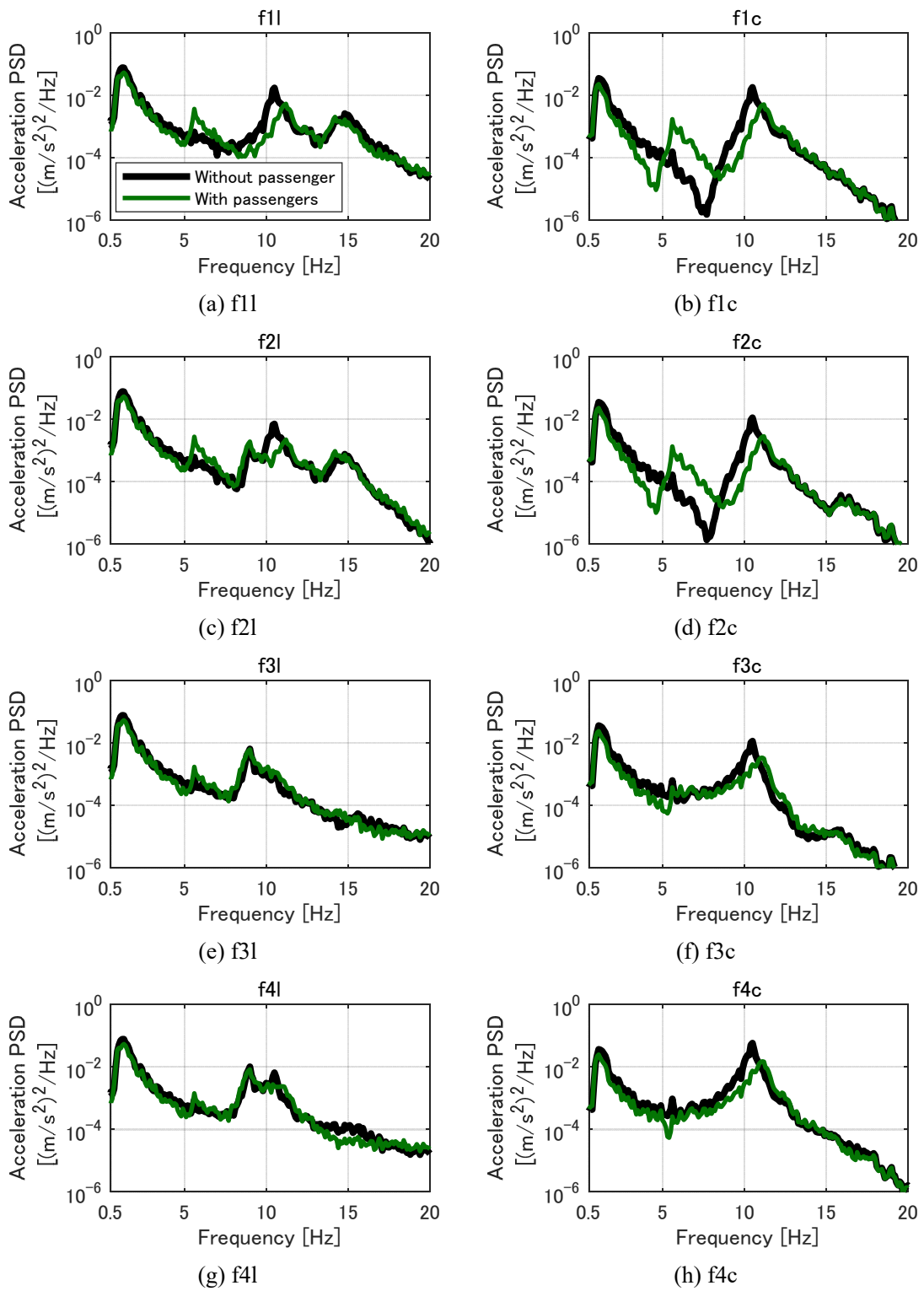


Fig. 5.23 Calculation results of vertical acceleration PSD on the floor
 (Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

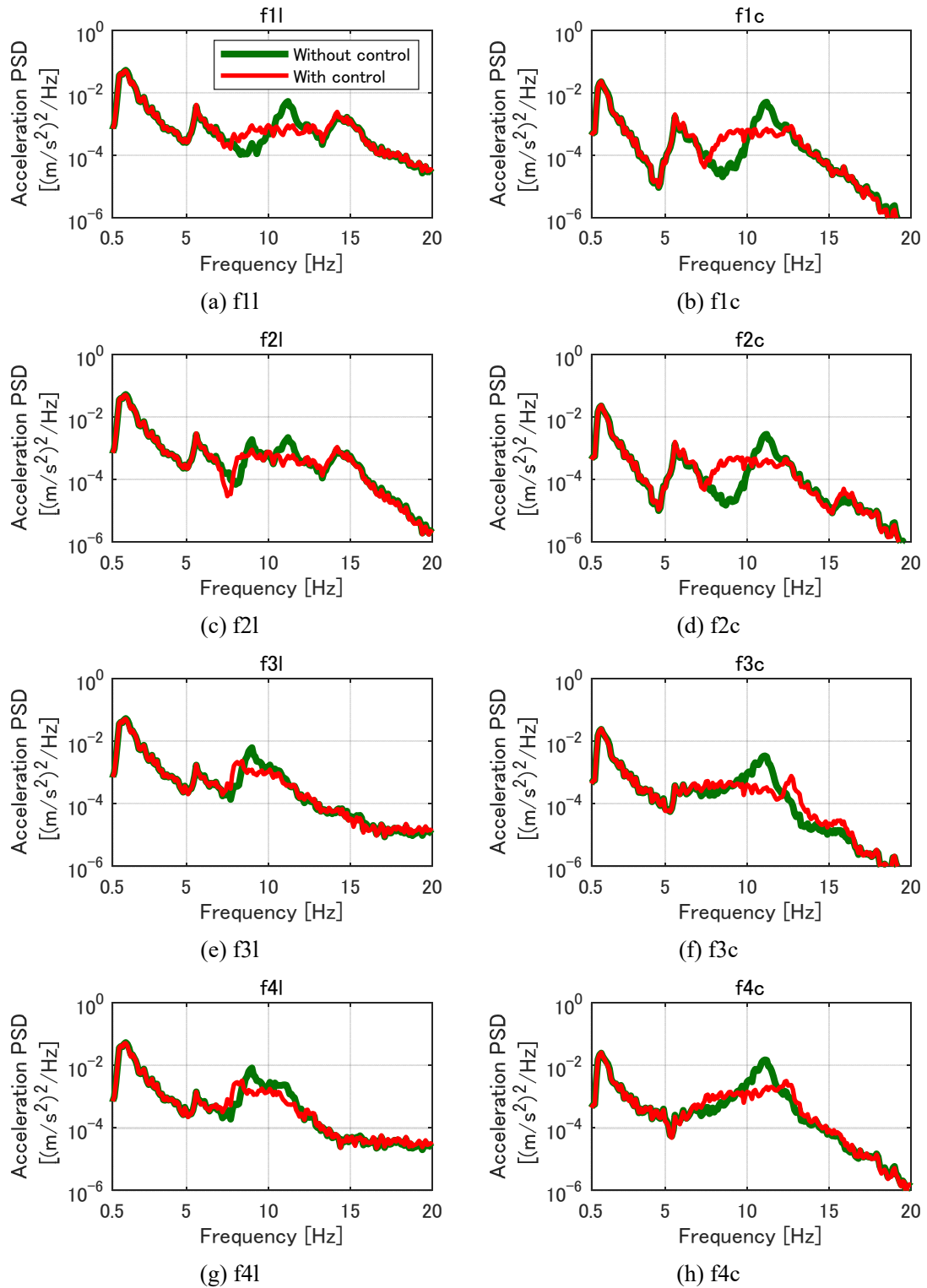


Fig. 5.24 Calculation results of vertical acceleration PSD on the floor with passenger (Vertical, roll and lateral displacement are added into all wheelsets without time delay)

5.9 結言

本章では、鉄道車両の乗り心地に影響を与える複数の振動モードを同時に制振する手法としてアクティブマスダンパ（AMD）を適用し、第3章で提案した数値解析モデルを活用して制御器設計を行い、新幹線試験車両を用いた加振試験によって制振効果を検証した。得られた結果をまとめると以下のようなになる。

- 1) 数値解析モデルを低次元化することで、対象とした2つの振動モードを同時に制振することができる制御器を設計できることを示した。
- 2) 四軸同相加振試験の結果、対象とした2つの振動モードに対応する加速度 PSD のピークを同時に低減できることを確認した。
- 3) 320km/h, 300km/h の2種類の走行条件を模擬した加振試験を行い、車体床面の広い範囲で大きな乗り心地向上効果が得られることを実証した。
- 4) 乗客乗車時の制御効果を検討するため、乗客モデルを付加した数値解析モデルにより実験に用いたものと同じの制御器で制御した際の応答を計算した。その結果、設計した制御器は乗客モデルを付加した場合でも応答は発散せず、振動低減効果を得られることを確認した。

以上の結果より、AMDによる多モード制振が実現可能であり、乗り心地向上効果が得られることを実証することができた。本手法は車体の質量増加を抑えながら乗り心地を向上する有効な手法であると考えている。

第6章 結論

6.1 本研究の成果

本研究では、鉄道車両の車体弾性振動を対象に、汎用性のある簡易な数値解析モデルとして、車体を三次元弾性体で構成した簡易な 6 面体として扱う新しい振動解析モデルを提案した。そして、アクティブマスダンパ (AMD) による多モード制振手法を提案し、新幹線試験車体を用いた加振試験を行い制振効果を得られることを実証した。得られた結果をまとめると以下のようなになる。

第 2 章では、本研究で用いる新幹線型試験車両の概要と、その振動特性を把握するための加振試験結果を示した。その結果、この車両は営業車両と同様の固有振動モードを有していること、一般的に車体の弾性振動として考慮されるいわゆるはりの 1 次曲げ振動以外にも乗り心地向上を実現するために考慮すべき振動モードが複数存在することを示した。

第 3 章では、車体の三次元的な変形を伴う弾性振動を扱うための新しい数値解析モデルとして拡張箱形モデルを提案し、その概要と運動方程式を示した。さらに、実固有値解析や力入力と車輪への強制変位入力に対する応答解析方法についても定式化を行った。

第 4 章では、提案モデルのパラメータを対象車両の加振試験結果から最適化手法のひとつである粒子群最適化 (PSO) を用いて機械的に効率よく決定する手法を提案した。得られたパラメータを用いた固有値解析の結果は、実験モード解析の結果との固有振動数の誤差率は最大で 0.86% であり、力入力および車輪への強制変位入力に対する周波数応答についても実測結果と計算結果がよく一致することを実証した。

第 5 章では、アクティブマスダンパ (AMD) を用いた多モード制振手法を提案し、第 2 章で提案した数値解析モデルを低次元化したものを活用して設計した制御器によって、乗り心地に影響を与える複数の振動モードを同時に低減する多モード制振が可能であることを、新幹線型試験車両を使用した加振試験結果から示した。また、走行状態を模擬した加振試験の結果、車体床面の広い範囲で乗り心地向上効果が得られることも確認した。

以上のように、本研究では鉄道車両の車体弾性振動を対象とした汎用性のある数値解析モデルを構築し、それを用いて AMD による振動低減手法を提案した。

6.2 成果の活用

提案した拡張箱形モデルは、物理的なパラメータを有する汎用性の高いモデルであるため、例えば、車体各面のヤング率や輪軸・台車枠間、台車枠・車体間を結合するばねやダンパのパラメータの最適化などに活用できると考えている。また、制振デバイスの設置位置検討や効果予測などへの活用も期待できる。パラメータ決定手法は、提案モデル以外にも適用できるため、高精度なモデルが必要となる様々な場面で活用できると考えている。

アクティブマスダンパ (AMD) による振動低減手法は、基本的な検証を完了することができたため、低コスト化やセンサに異常が発生した場合などのフェール検知機能など、実用化に向けた検討を進めていく。

文献

- [1] 国土交通省鉄道局, 数字でみる鉄道 2017 年度版, 一般財団法人運輸総合研究所, 2017.
- [2] 公益財団法人鉄道総合技術研究所, 第 3 版 鉄道技術用語辞典, 丸善出版株式会社, 2016.
- [3] 鈴木浩明, “車両の乗り心地と快適性,” *日本船舶用機関学会誌*, Vol. 35, No. 6, pp. 352-360, 2000.
- [4] 佐々木君章, 鴨下庄吾, 下村隆行, “鉄道車両用セミアクティブサスペンション,” *鉄道総研報告*, Vol. 10, No. 5, pp. 25-30, 1996.
- [5] 藤本裕, 宮本昌幸, 島本洋一, “新幹線後尾車の左右振動とその低減対策 (車体間ヨーダンパによる後尾車振動の低減),” *機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 59, No. 560, pp. 1016-1022, 1993.
- [6] 小泉智志, “理想の乗り心地を目指して (鉄道車両用アクティブサスペンション・世界初の実用化への道のり),” *日本機械学会 第 25 回交通・物流部門大会 講演論文集*, No. 16-36, 2016.
- [7] 小柳志郎, “空気ばね防振系の最適設計法,” Vol. 49, No. 439, pp. 410-415, 1983.
- [8] 上林賢治郎, 白井俊一, 大塚智広, 松嶋博英, 段畑和哉, “上下系アクティブ制振制御装置の開発 (300X 新幹線電車での走行試験結果),” *鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'98) 講演論文集*, pp. 499-502, 1998.
- [9] 菅原能生, 小島崇, 中川千鶴, 榎田正春, 松永智, “可変減衰上下動ダンパを用いた制振制御システムの開発と実用化,” *鉄道総研報告*, Vol. 27, No. 5, pp. 23-28, 2013.
- [10] 公益財団法人鉄道総合技術研究所, 日立オートモティブシステムズ株式会社, “上下制振制御システムがクルーズトレインに相次いで搭載,” 2017 年 6 月 15 日. [オンライン]. Available: https://www.rtri.or.jp/press/2017/is5f1i000000251x-att/20170615_01.pdf. [アクセス日: 2019 年 4 月 27 日].
- [11] 松尾英典, “「ななつ星 in 九州」の運行,” *R&M*, pp. 17-20, 2014.1.
- [12] 竹田真, 菅原能生, 赤見裕介, “「TRAIN SUITE 四季島」のテクノロジーV 上下動揺抑制技術,” *鉄道車両と技術*, No. 251, pp. 21-23, 2017.8.
- [13] 鍋谷武司, 田邊尚紀, “TWILIGHT EXPRESS 瑞風のテクノロジー,” *鉄道車両と技術*, No. 252, pp. 2-10, 2017.9.
- [14] 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 相田健一郎, “鉄道車両の振動モード解析への線形予測モデルの適用,” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 75, No. 753, pp. 1295-1303, 2009.

- [15] 瀧上唯夫, 富岡隆弘, “最近の軽量車両の固有振動モード特性,” *鉄道総研報告*, Vol. 16, No. 5, pp. 23-28, 2002.
- [16] 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “車体構造の違いによる在来線車両の車体固有振動モード特性の比較,” *第14回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2007)*, pp. 143-146, 2007.
- [17] 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 谷口宏次, 今岡憲彦, “様々な鉄道車両の車体固有振動モード特性の比較,” *第17回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2010) 講演論文集*, pp. 325-328, 2010.
- [18] Y. Suzuki, K. Akutsu, E. Maebashi and M. Sasakura, “Method for Flexural Vibration Damping of Rolling Stock Carbody,” *QR of RTRI*, Vol. 38, No. 3, pp. 123-128, 1997.
- [19] 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 宮田修司, 中野幸人, “ピエゾ素子を用いた鉄道車両の車体曲げ振動低減 (通勤形車両による実車加振試験),” *日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2006 CD-ROM 論文集*, No. 06-7, 講演番号 416, 2006.
- [20] 小築芳彰, 鎌田崇義, 永井正夫, “積層型ピエゾアクチュエータによる実大鉄道車両の弾性振動のアクティブ制御,” *日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2007 CD-ROM 論文集*, No. 07-8, 講演番号 402, 2007.
- [21] 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 相田健一郎, “非構造部材を活用した車体剛性向上手法,” Vol. 22, No. 9, pp. 11-16, 2008.
- [22] 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 相田健一郎, 秋山裕喜, 佐藤裕之, 今岡憲彦, “車体剛性と乗り心地を向上する吊手棒の開発,” *鉄道総研報告*, Vol. 28, No. 7, pp. 23-28, 2014.
- [23] 石川龍太郎, 佐藤興志, “ダイナミックダンパによる車体曲げ振動の低減,” *日本機械学会第68期通常総会講演会講演論文集*, Vol. C, No. 910-17, pp. 531-533, 1991.
- [24] 佐々木君章, 鴨下庄吾, 菅原能生, “自動同調ダイナミックダンパの開発,” *鉄道総研報告*, Vol. 18, No. 5, pp. 5-10, 2004.
- [25] 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “台車との相互作用を利用した鉄道車両の車体上下曲げ振動低減法,” *日本機械学会論文集 (C編)*, Vol. 70, No. 696, pp. 2419-2426, 2004.
- [26] 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “台車からの振動伝搬を抑制する牽引リンク緩衝ゴムの開発,” *鉄道総研報告*, Vol. 25, No. 1, pp. 5-10, 2011.
- [27] 相田健一郎, 富岡隆弘, 秋山裕喜, 瀧上唯夫, “車体上下振動抑制のためのヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴムの開発,” *鉄道総研報告*, Vol. 30, No. 11, pp. 11-16, 2016.
- [28] 菅原能生, 風戸昭人, 小金井玲子, 富岡隆弘, “軸ダンパと空気ばねの減衰制御を併用した車両の上下振動低減,” *鉄道総研報告*, Vol. 22, No. 2, pp. 17-22, 2008.
- [29] 菅原能生, “油圧ダンパを用いた鉄道車両用上下制振システムの開発,” *計測と制御*, Vol. 54, No. 9, pp. 668-671, 2015.

- [30] 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 秋山裕喜, 佐藤裕之, “床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減,” *鉄道総研報告*, Vol. 29, No. 2, pp. 35-40, 2015.
- [31] 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 相田健一郎, “乗客による鉄道車両走行時の車体弾性振動減衰効果,” *日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2010 CD-ROM 論文集*, No. 10-8, 講演番号 542, 2010.
- [32] T. Tomioka, S. Tachikawa and Y. Akiyama, “Development of torus-shaped elastic body as a vibration absorber for flexural vibration in railway vehicle carbody and its experimental validation using commuter-type vehicle,” *Mechanical Engineering Journal*, Vol. 4, No. 1, pp. 1-12, 2017.
- [33] 谷藤克也, 永井健一, “ボギー車の車体上下曲げ振動解析における高次モードの影響と単一モード近似法の適用性,” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 56, No. 526, pp. 1364-1370, 1990.
- [34] 鈴木康文, 長南征二, “鉄道車両の車体曲げ振動制振法に関する理論解析,” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 62, No. 598, pp. 2132-2139, 1996.
- [35] G. Diana, F. Cheli, A. Collina, R. Corradi and S. Melzi, “The Development of a Numerical Model for Railway Vehicles Comfort Assessment Through Comparison With Experimental Measurements,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 38, No. 3, pp. 165-183, 2002.
- [36] G. Schandl, P. Lugner, C. Benatzky, M. Kozek and A. Stribersky, “Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45, No. 9, pp. 835-847, 2007.
- [37] T. Tomioka, S. Tachikawa, Y. Akiyama, “Multimodal reduction of flexural vibration in railway vehicle carbody using elastic torus,” *Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015)*, pp. 967-974, 2015.
- [38] 岩波健, 堀畑勝利, 長松昭男, “鉄道車両の振動低減に関する研究 (上下振動の予測と検証),” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 65, No. 630, pp. 658-665, 1999.
- [39] T. Tomioka, T. Takigami and Y. Suzuki, “Numerical analysis of three-dimensional flexural vibration of railway vehicle car body,” *Vehicle System Dynamics*, No. 44, Supplement, pp. 272-285, 2006.
- [40] 臼井俊一, 則直久, “JR 東海・JR 西日本 N700 系新幹線電車 (量産車),” *車輛技術*, pp. 3-21, 2008-3.
- [41] 近畿車輛株式会社, “N700 系新幹線電車,” *近畿車輛技報*, No. 15, pp. 42-46, 2008-11.
- [42] 遠藤知幸, 田中修司, 齋藤裕之, “JR 東日本 E5 系新幹線電車 (量産車),” *車両技術*, No. 241, pp. 3-28, 2011.
- [43] 宮本昌幸, “鉄道車両試験台,” *車両と電気*, Vol. 43, No. 12, pp. 16-19, 1992.

- [44] 谷藤克也, 永井健一, 長屋幸助, "高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動 (台車間隔による軌道不正量平均化の影響)," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 56, No. 529, pp. 9-16, 1990.
- [45] A. W. Leissa and M. S. Qatu, *Vibration of Continuous System*, McGraw-Hill Education, 2011.
- [46] R. B. Bhat, "Natural frequencies of rectangular plates using characteristic orthogonal polynomials in Rayleigh-Ritz method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 102, No. 4, pp. 493-499, 1985.
- [47] S. G. Lekhnitskii, *Theory of elasticity of an anisotropic elastic body*, Holden Day, 1963.
- [48] N. Oda and S. Nishimura, "Vibration of Air Suspension Bogies and Their Design," *Bulletin of the JSME*, Vol. 13, No. 55, pp. 43-50, 1970.
- [49] J. S. Bendat and A. G. Piersol, *Random Data: Analysis and Measurement Procedures*, Wiley Interscience, 1971.
- [50] 近藤圭一郎, 編, *鉄道車両技術入門*, 株式会社オーム社, 2013, p. 27.
- [51] 石田弘明, 宮本昌幸, "試験台上試験による車両諸元の同定," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 56, No. 528, pp. 2123-2131, 1990.
- [52] G. B. Dantzig, *Linear Programming and Extensions*, New Jersey: Princeton University Press, 1963.
- [53] N. Karmarkar, "A New Polynomial-Time Algorithm for Linear Programming," *Combinatorica*, Vol. 4, No. 4, pp. 373-395, 1984.
- [54] S. Kirkpatrick, C. D. Gelatt and M. P. Vecchi, "Optimization by Simulated Annealing," *Science*, Vol. 220, No. 4598, pp. 671-680, 1983.
- [55] F. Glover, "Tabu Search—Part I," *ORSA Journal on Computing*, Vol. 1, No. 3, pp. 190-206, 1989.
- [56] F. Glover, "Tabu search—part II," *ORSA Journal on Computing*, Vol. 2, No. 1, pp. 4-32, 1990.
- [57] D. E. Goldberg, *Genetic Algorithms in search, Optimization & Machine Learning*, Addison-Wesley, 1989.
- [58] J. Kennedy, R. Eberhart, "Particle swarm optimization," *Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks*, pp. 1942-1948, 1995.
- [59] 穴井宏和, *数理最適化の実践ガイド*, 第2編, 株式会社 講談社, 2013, p. 83.
- [60] 相吉英太郎, 安田恵一郎, *メタヒューリスティクスと応用*, 電気学会, 2017.
- [61] 宮本岳史, 松本信之, 曾我部正道, 下村隆行, 西山幸夫, 松尾雅樹, "大変位軌道振動による実物大鉄道車両の加振実験," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 71, No. 706, pp. 1849-1855, 2005.

- [62] Y. Akiyama, T. Tomioka, Y. Suzuki and T. Takigami, "Parameter Updating of Three-dimensional Vibration Model for Railway Vehicle Carbodies Using Measured Data," *The Proceedings of 5th Asian Conference on Multibody Dynamics 2010*, 2010.
- [63] 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, "アクティブマスダンパを用いた鉄道車両の車体弾性振動の多モード振動制御 (解析モデルの作成と実車による基礎試験)," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 77, No. 777, pp. 1836-1849, 2011.
- [64] 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 鈴木康文, 秋山裕喜, "実測データに基づく車体 3 次元弾性振動解析モデルの精度向上," *鉄道総研報告*, Vol. 25, No. 8, pp. 11-16, 2011.
- [65] R. Allemang, "The modal assurance criterion—twenty years of use and abuse," *Sound and Vibration*, August 2003, pp. 14-21.
- [66] 富岡隆弘, 阿久津勝則, 笹倉実, 鈴木康文, "FEM モデルを用いた車体曲げ振動低減対策の検討," *日本機械学会 Dynamics and Design Conference '99 講演論文集*, Vol. A, No. 99-7, pp. 99-102, 1999.
- [67] 安達瑛二, 伊藤智広, "鉄道車両構体の弾性振動解析," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 62, No. 597, pp. 1685-1690, 1996.
- [68] 岩波健, 堀畑勝利, 長松昭男, "鉄道車両の振動低減に関する研究 (上下振動の予測と検証)," *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 65, No. 630, pp. 658-665, 1999.
- [69] 佐藤裕之, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 相田健一郎, 秋山裕喜, 朝比奈峰之, "鉄道車両の床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減 (新幹線相当車両における数値的検討と実車加振試験)," *日本機械学会 第 22 回交通・物流部門大会 講演論文集*, No. 13-63, pp. 63-66, 2013.
- [70] 林伸明, 島宗亮平, 長谷川晋一, 秋山裕喜, 相田健一郎, "設計時の乗り心地向上検討に用いる車両振動解析モデルの構築," *日本機械学会 第 22 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集*, No. 15-63, 講演番号 1710, 2015.
- [71] B. F. Spencer and M. K. Sain, "Controlling Buildings: A New Frontier in Feedback," *Special Issue of the IEEE Control Systems Magazine on Emerging Technology*, Vol. 17, No. 6, pp. 19-35, 1997.
- [72] 日本鋼構造協会, 編, 構造物の耐風工学, 東京電機大学出版, 1997.
- [73] 背戸一登, 構造物の振動制御, コロナ社, 2006.
- [74] 宮島歩, 西垣戸貴臣, 檜垣博, 牧野和宏, 戸取征二郎, 平石元実, 吉田和夫, "鉄道車両用車体上下曲げ振動制御装置の開発," *日本機械学会第 7 回交通・物流部門大会講演論文集*, No. 98-37, pp. 353-354, 1998.

- [75] 牧野和宏, 宮島歩, 吉田和夫, 戸取征二郎, 平石元実, “鉄道車両用車体上下曲げ振動制振装置の開発 (H_{∞} 振動制御系の設計),” *日本機械学会第7回交通・物流部門大会講演論文集*, No. 98-37, pp. 355-356, 1998.
- [76] 吉田和夫, 竹田優子, 柳澤友紀, “アクティブ動吸振器を用いた鉄道車両の弾性振動のロバスト制御,” *日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2000 CD-ROM 論文集*, No. 00-6, 講演番号 554, 2000.
- [77] 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “車体弾性振動低減のためのアクティブマスダンパの開発,” *鉄道総研報告*, Vol. 27, No. 5, pp. 17-22, 2013.
- [78] 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “小型アクティブマスダンパによる車体弾性振動の多モード制振効果,” *鉄道総研報告*, Vol. 27, No. 12, pp. 29-34, 2013.
- [79] 汐月哲夫, 線形システム解析, コロナ社, 2011.
- [80] 三芳功達, “乗心地管理基準の研究経緯,” *鉄道技術研究資料*, Vol. 38, No. 3, pp. 127-134, 1981.
- [81] 遠竹隆行, 吉田秀久, 永井正夫, “乗客質量と弾性車体との連成振動を考慮した鉄道車両の運動解析,” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 72, No. 716, pp. 1115-1121, 2006.
- [82] M. Nagai, H. Yoshida, T. Tohtake and Y. Suzuki, “Coupled vibration of passenger and lightweight car-body in consideration of human-body biomechanics,” *Vehicle System Dynamics*, Vols. 44, Supplement, pp. 601-611, 2006.
- [83] T. Tomioka, T. Takigami, K.-I. Aida, “Damping Effect by Passengers on Flexural Vibrations of Railway Vehicle Carbody and Basic Study to Simulate the Effect with Simple Substitutions,” *Proceedings of the 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2011)*, 2011, Paper No. 21.3.
- [84] T. Tomioka and T. Tadao, “Experimental and numerical study on the effect due to passengers on flexural vibrations in railway vehicle carbodies,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 343, pp. 1-19, 2015.
- [85] 齊藤忍, “複素モード法によるモード別不釣りあい振動の解析,” *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol. 46, No. 401, pp. 8-16, 1980.
- [86] 宮本慎一, 有永真司, “積分特性を有する制御対象に対する H_{∞} 制御の設計,” *計測自動制御学会論文集*, Vol. 30, No. 10, pp. 1165-1171, 1994.

付録A 三次元弾性体の固有値解析（連続体モデルと FEM モデルの比較）

本研究で用いた三次元弾性体の変位関数を多項式として表現した連続体モデルと、汎用の有限要素解析ソフトウェア（Femap with NX Nastran）で作成した FEM モデルで固有値解析を行い、その結果を比較した。対象は図 A.1 に示す 1 辺が 1m の立方体として、密度 1000kg/m^3 、縦弾性係数 10^5N/m^2 、ポアソン比 0.3 とした。連続体モデルでは多項式の次数を変化させて図 A.2 に示す 1 次から 5 次モードの固有振動数を求めた結果を表 A.1 に示す。この表から多項式の次数を大きくしていくと固有振動数が収束していくことがわかる。次に、FEM モデルの 1 辺の分割数を 5~50 まで変化させて固有振動数を求めたものを表 A.2 に示す。この表から分割数を大きくしていくと固有振動数が収束していくことがわかる。

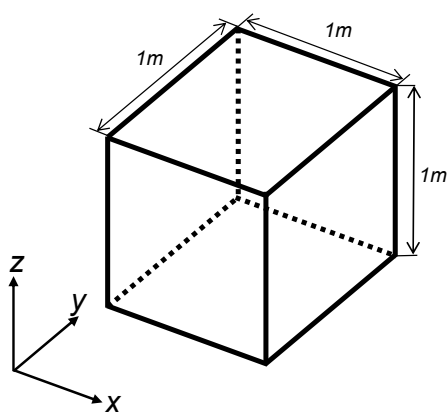


Fig. A.1 Three-dimensional elastic body

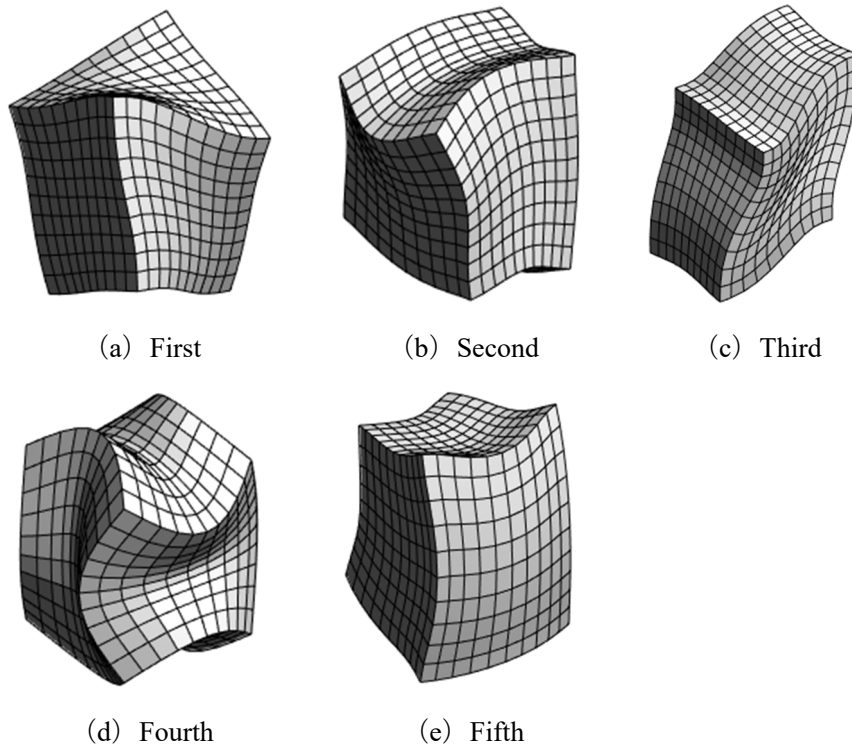


Fig. A.2 Vibration mode shapes

Table A.1 Polynomial order and natural frequency (continuous system)

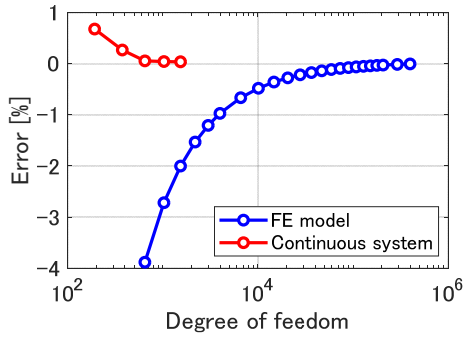
Polynomial order	Degree of freedom	Natural frequency [Hz]				
		First	Second	Third	Fourth	Fifth
4	192	2.837	3.921	3.967	4.395	4.797
5	375	2.826	3.804	3.878	4.387	4.536
6	648	2.820	3.798	3.862	4.385	4.519
7	1029	2.819	3.796	3.861	4.385	4.514
8	1536	2.819	3.796	3.861	4.385	4.514

Table A.2 Number of division and natural frequency (FE model)

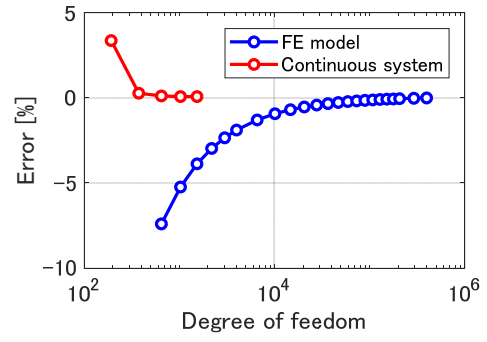
Number of division	Number of node	Degree of freedom	Natural frequency [Hz]				
			First	Second	Third	Fourth	Fifth
5	216	648	2.708	3.512	3.843	3.711	4.203
6	343	1029	2.741	3.594	3.851	3.890	4.295
7	512	1536	2.761	3.646	3.855	4.009	4.352
8	729	2187	2.775	3.680	3.857	4.091	4.389
9	1000	3000	2.784	3.704	3.858	4.150	4.415
10	1331	3993	2.791	3.721	3.858	4.192	4.434
12	2197	6591	2.799	3.744	3.859	4.250	4.458
14	3375	10125	2.804	3.758	3.860	4.285	4.473
16	4913	14739	2.808	3.767	3.860	4.308	4.482
18	6859	20577	2.810	3.773	3.860	4.324	4.489
20	9261	27783	2.812	3.777	3.860	4.336	4.494
22	12167	36501	2.813	3.781	3.860	4.344	4.497
24	15625	46875	2.814	3.783	3.860	4.351	4.500
26	19683	59049	2.815	3.785	3.860	4.356	4.502
28	24389	73167	2.815	3.787	3.860	4.360	4.503
30	29791	89373	2.816	3.788	3.860	4.363	4.505
32	35937	107811	2.816	3.789	3.860	4.366	4.506
34	42875	128625	2.817	3.790	3.860	4.368	4.507
36	50653	151959	2.817	3.790	3.860	4.370	4.507
38	59319	177957	2.817	3.791	3.860	4.371	4.508
40	68921	206763	2.817	3.791	3.860	4.373	4.509
45	97336	292008	2.818	3.792	3.860	4.375	4.510
50	132651	397953	2.818	3.793	3.860	4.377	4.510

FEM モデルの 1 辺を 50 分割したモデルの固有振動数を基準として、固有振動数の誤差率を評価したものを図 A.3 に示す。この図から、同じ自由度の連続体モデルと FEM モデルの固有振動数の誤差率を比較すると、連続体モデルの誤差率が小さいことがわかる。

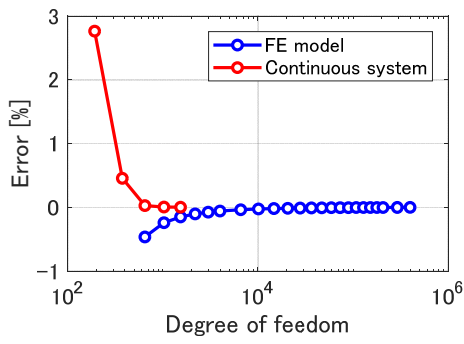
以上の結果から、本論文で提案した三次元弾性体を連続体として扱う手法は、FEM に比べて小さな自由度で精度の良い解析を行うことができることがわかる。ただし、連続体として扱う手法は、立方体や直方体のような単純な形状を扱う場合には有効であるが、複雑な形状を扱うことは難しい。そのため、形状による影響が大きなものについては有限要素法が有効であり、簡易な形状に置き換えられるものについては、連続体として解く手法が有効であるといえる。



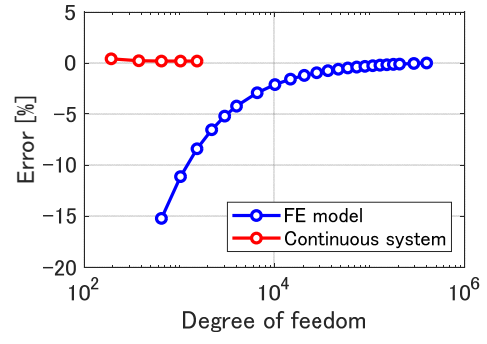
(a) 1次



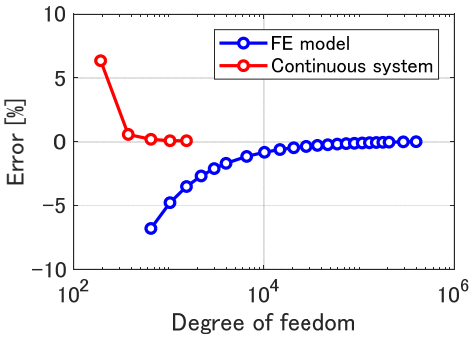
(b) 2次



(c) 3次



(d) 4次



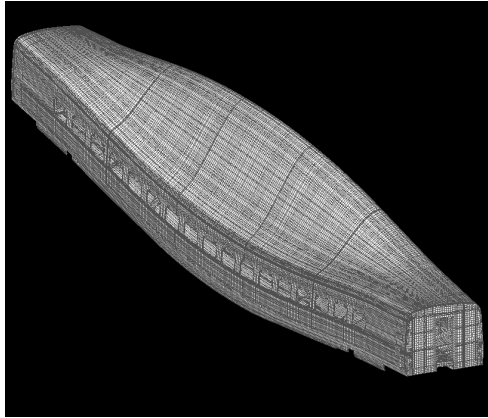
(e) 5次

Fig. A.3 Degree of freedom and error of natural frequency based on 50 division of FE model

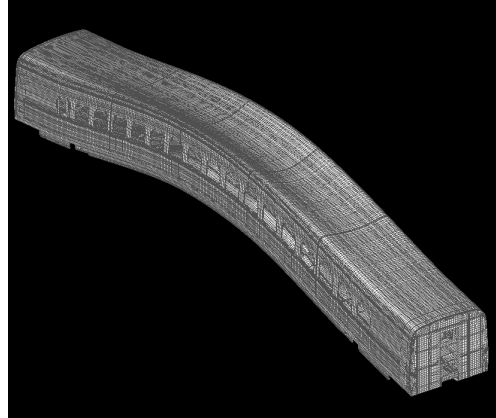
付録B 新幹線型試験車両の FEM モデルの固有値解析結果

本研究で対象とした新幹線型試験車両の詳細な FEM モデルの固有値解析結果を図 B.1 に示す。この図では、各モードの変形形状を示すとともに、Hz を付した数値で固有振動数、% を付した数値で Fig. 2.8 に示した実験モード解析の結果得られた固有振動数との誤差率を表している。この図から、J-1 モード、S-11 モード、Z-20 モードは固有振動数の誤差率が 1% 以内であるが、それ以外のモードについては、最大で 10% 程度の誤差が生じていることがわかる。このモデルは他の FEM モデルと比較しても形状データや各種パラメータについては、詳細に設定しており精度の高いモデルとなっている。

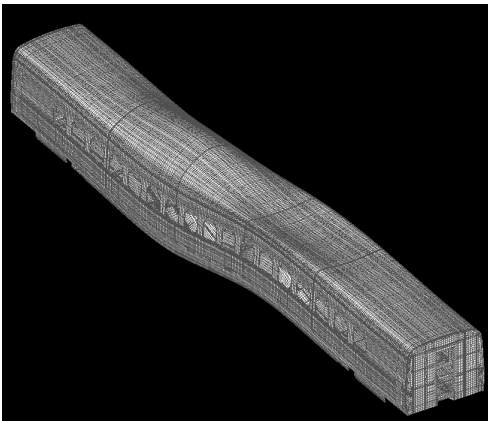
本研究で提案した数値解析モデルは、すべてのモードで固有振動数誤差率がここで示した FEM モデルと比べて小さくなっており、実測結果に基づくパラメータ決定手法によって精度の高いモデルが構築できていることがわかる。



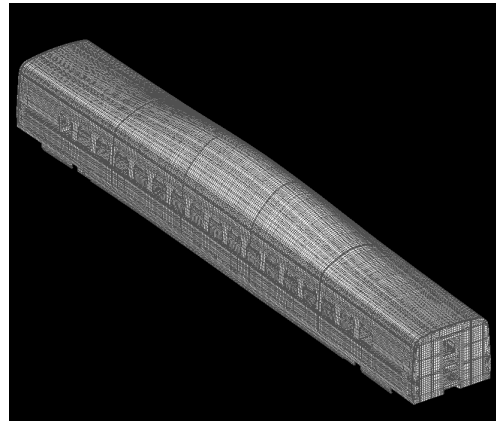
(a) J-1 9.94Hz
(0.61%)



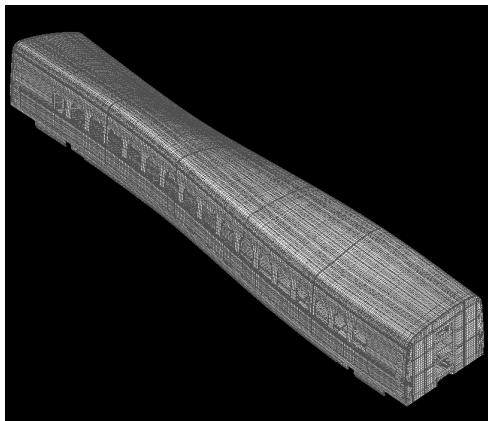
(b) S-11 11.15Hz
(0.27%)



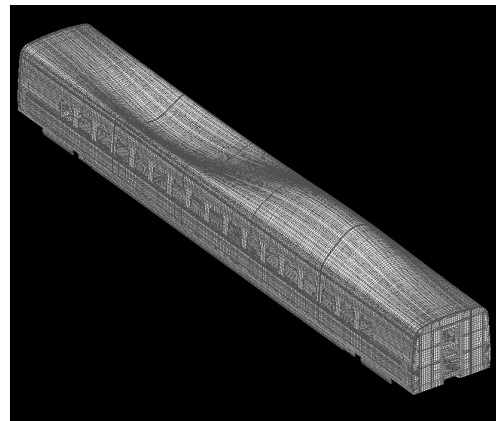
(c) A-22 13.86Hz
(5.00%)



(d) Z-10 14.22Hz
(9.94%)



(e) J-2 16.63Hz
(2.46%)



(f) Z-20 18.33Hz
(0.92%)

Fig. B.1 Vibration mode shapes and natural frequencies of the detailed FE model

謝辞

本論文をまとめるにあたり、東京農工大学工学府機械システム工学専攻の鎌田崇義教授には、懇切丁寧なご指導をいただきました。月に2回の輪講に向けて資料を作成し、それに対して細やかなご指導をいただけたことが、研究の進展に最も重要であったと感じております。心より感謝申し上げます。同専攻の田川泰敬教授、毛利宏教授、ポンサトーン・ラクシンチャランサク教授、和田正義准教授には副査として、貴重なご助言をいただきました。感謝申し上げます。

本研究は、筆者が東京農工大学工学府機械システム工学専攻博士前期課程在籍時から取り組み、公益財団法人鉄道総合技術研究所入社後に発展させたものです。博士前期課程在籍時には主査として、入社後は上長として、秋田県立大学システム科学技術学部機械工学科の富岡隆弘教授には、数値解析モデルの基礎からご指導をいただきました。厚く御礼を申し上げます。感謝の意を表します。同研究所車両構造技術研究部車両振動研究室の瀧上唯夫室長、相田健一郎副主任研究員には、車体弾性振動を対象とした研究グループとして実験・計測から振動制御の細かな部分までご協力・ご助言をいただきました。また、車両構造技術研究部の石毛真部長、車両振動研究室の各位には、様々な場面でご助言をいただきました。感謝申し上げます。

鎌田研究室の学生の皆様には、年の離れた筆者を温かく迎えていただきました。輪講後に研究についていろいろと議論をさせていただき、とても刺激を受けました。また、研究室のイベントにも数多く誘っていただき、充実した学生生活を送ることができました。感謝申し上げます。

最後に、これまでの学生生活を支えてくれた両親と家族に感謝いたします。特に、妻の百合花には、立ち止まりそうになったとき、幾度となく背中を押していただきました。改めて感謝いたします。

これからも、鉄道の乗り心地向上に貢献する技術を開発するため、精進してまいります。