

前輪駆動乗用車の
エンジン振動防振に関する研究

門松 晃司

前輪駆動乗用車のエンジン振動防振に関する研究

目 次

第 1 章 緒論

- 1.1 本研究の背景
- 1.2 従来の研究
- 1.3 本研究の目的
- 1.4 本論文の構成
- 1.5 技術用語の解説

第 2 章 アイドル時のエンジン起振力

- 2.1 緒言
- 2.2 4気筒エンジンの2次ローリングモーメントの同定
- 2.3 エンジンのロール振動低減機構
- 2.4 考察
- 2.5 結言

第 3 章 アイドル時の車体振動

- 3.1 緒言
- 3.2 流体封入マウントによるアイドル振動低減
- 3.3 主成分ベクトル法を用いた評価法
- 3.4 クランクシャフトの回転方向がアイドル振動に与える影響
- 3.5 結言

第 4 章 エンジンマウントに関する加速ショック

- 4.1 緒言
- 4.2 エンジンマウント特性のモデリング
- 4.3 ステップ入力に対する過渡応答解析
- 4.4 衝撃スペクトル
- 4.5 流体封入マウントを用いた加速ショックの低減
- 4.6 結言
- 4.7 考察

第5章 駆動系ねじり振動に関する加速ショック・しゃくり振動

- 5.1 緒言
- 5.2 駆動系ねじり振動のモデリング
- 5.3 周波数応答解析：パラメトリック計算
- 5.4 過渡応答解析の計算法
- 5.5 過渡応答解析-1：パラメトリック計算
- 5.6 過渡応答解析-2：ラジアルタイヤとバイアスタイヤの相違
- 5.7 過渡応答解析-3：クランクシャフト回転方向の影響
- 5.8 結言
- 5.9 考察

第6章 モノコック車体の振動音響特性

- 6.1 緒言
- 6.2 中周波数伝達現象のモデリング
- 6.3 加振点コンダクタンスと振動音響感度との関連
- 6.4 結言
- 6.5 考察

第7章 エンジンマウント概論

- 7.1 エンジンマウントの分類と特徴
- 7.2 基本設計要件

第8章 結論

参考文献

謝辞

第1章 緒論

1.1 本研究の背景

1908年米国で発売されたT型フォードには防振用のエンジンマウントが無かった。始動用クランクアームの軸受け付近とベルハウジングの両脇に取り付けられたブラケットを介してフレームにがっちりとボルトで固定されていた。T型フォードから自動車が大衆化しても、1930年までのエンジンには実用的な防振エンジンマウントは無い。乗員の快適さを損なう振動騒音問題はもとより、シャシー・フレーム・エンジンの破損が多かった⁽¹⁾。イギリスのLanchester, William Frederickが1904年ランチェスタ車の直列4気筒エンジンに初めて防振用のラバーマウントを用いたが、普及するには至っていない⁽²⁾。

1931年にパワープラントの慣性主軸上にエンジンマウントを配置した米国クライスラー社の『フローティングパワー』なる実用的な防振構造がプリムス車に搭載され、低振動・低騒音で一世を風靡した(図1-1)⁽³⁾。このメカニズムは、クランクシャフト周りに発生するトルク変動がパワープラント筐体を回転振動させるため、振動振幅の小さいロール慣性主軸付近にゴム製のエンジンマウントを配置することにある。このフローティングパワーはその後形を変え、米国製航空機の星形レシプロ発動機を非連成支持する方式として、BrowneやTaylorによる基礎理論が1930年代の論文に公表されている^(4,5)。このように、米国において、エンジンマウントの非連成支持理論は自動車のフローティングパワーが原形となり、その後第二次世界大戦中の航空機用星形レシプロ発動機の支持法として成功した(図1-2)。1940年代米国製乗用車のエンジンマウントの多くはこの理論で設計されている⁽⁶⁾。

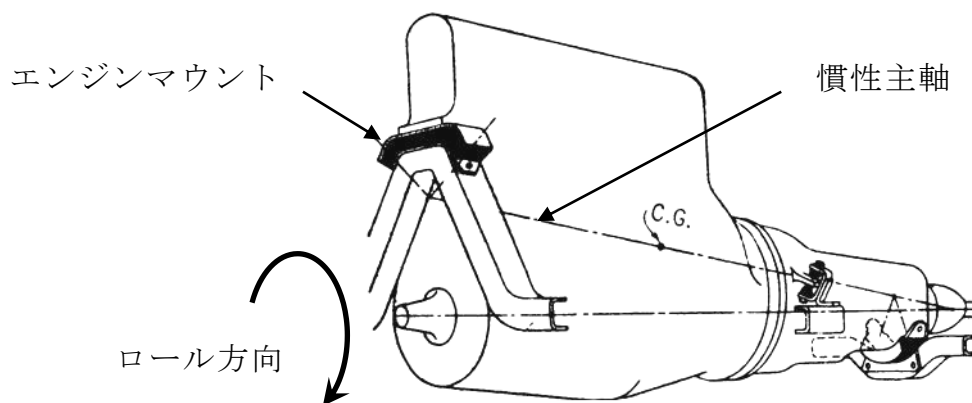


図 1-1 フローティングパワー⁽³⁾

1934年に旧日本海軍が購入したノースロップ社製軽爆撃機『ガンマ』に装備されている発動機架の緩衝式取付け法(防振エンジンマウント)が調査されている^(7,8,9)。その後、海軍航空技術廠の松平精が「星形発動機の非連成型弾性支

持設計図表」を1940年に報告している。さらに、1942年頃、三菱重工業(株)製戦闘機『雷電』の星形レシプロ発動機において、振動問題解決のために非連成支持理論が応用されたが、主原因はプロペラの共振であり、該振動問題の解決には至っていない^(8,9,10,11,12)。その後、『烈風』にて非連成支持の明確な効果を確認したようである⁽¹³⁾。戦後、日本の航空機技術者の多くが自動車業界に転じ、前述のレシプロ航空発動機や米国製乗用車を参考に自動車用エンジンマウントの研究が始まった。それは複数の切り餅型のゴムを内側に傾けてパワープラントを支えた重心支持法である(図1-3)。そして、1950年代、この支持法を基本原理としてトラック、バスのアイドル振動の設計に応用され、成功した。当時、CAEはおろか、パソコンさえ無かった時代であり、計算尺と手回し計算機、そろばんで計算する範囲であったと思われる⁽¹⁴⁾。

1960年代になり、自動車用としての明快な2次元理論と、実用的な設計手法が米国で確立された^(15,16,17)。すなわち、パワープラントのロール剛性を低く、同時に上下剛性を高くし、かつ非連成を成立させる理論である。この米国での理論を元にして、いすゞ自動車の兼重、日産自動車の葭森、東京大学の亘理、など剛体パワープラントの防振支持法について多くの論文が公表されている^(18,19,20,21,22,23,24,25)。現代のFR車のエンジンマウントも当時の理論で設計されている。FRとは、Front Engine Rear Drive の略であり、車体前方にエンジンを前後方向に配置し、プロペラ軸で後輪を回転させる駆動方式のことである。

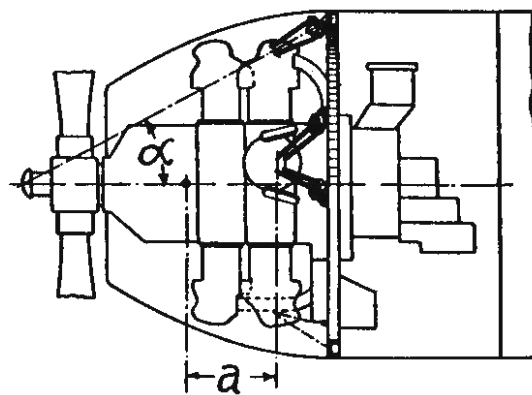


図1-2 星形レシプロ航空発動機マウント(側面視)^(4,5)

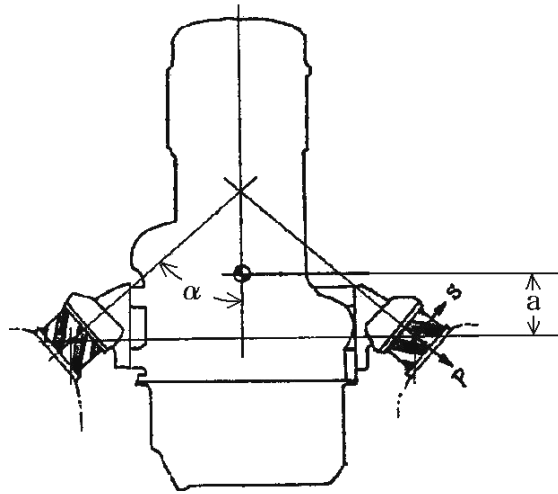


図 1-3 FR 自動車のエンジンマウント(正面視)

1973 年の第一次石油危機，1979 年の第二次石油危機を始めとする原油の高騰により，日本・米国の自動車設計は低燃費への飽くなき追求を始める．1970 年以前，日米乗用車の駆動方式はほとんど FR であったが，1970 年代の後半から FF 化が一挙に進み，高級車やスポーツカーを除き今日では小型乗用車の駆動形式の主流になっている⁽²⁶⁾．FF とは，Front Engine Front Drive の略であり，車体前方にエンジンを配置し，ドライブ軸で前輪を回転させる駆動方式のことである．本研究では，特にエンジンを横向きにレイアウトした形式をテーマとする．

FF 形式の主な利点：

- トランスミッションやプロペラシャフトが室内に張り出さないため，室内容積が広がる．
- 部品点数が FR より少なく，低質量・低コストである．
- 低質量のため，燃費が良い．
- プロペラシャフトやハイポイドギヤを用いた減速装置がないため，駆動力伝達効率が良く，燃費が良い．
- 前輪駆動であり，前輪分担荷重が後輪より大きいため，ファイナルオーバーステアやスピンに陥りにくい．
- 滑りやすい路面でもある程度の駆動力があり，直進性が良い．
- 横風安定性が良い．

しかし、FF車はFR車より不利な振動特徴を持っている。FR車には終減速機がリヤサスペンションに組み込まれており、後輪駆動トルクの約 $\frac{4}{4}$ はリヤサスペンションが負担する。すなわちFR車のパワープラントは駆動トルクの約 $\frac{1}{4}$ を支持すればよい。しかし、FF車の終減速機はトランスミッションに組み込まれ、さらにトランスミッションはエンジン筐体と一体である。したがって、FF車のパワープラントは前輪駆動トルクの $\frac{1}{1}$ 、つまりFR車の約4倍の駆動トルクを支持しなければならない。そのためロール方向のエンジンマウント剛性がFR車より高くなりやすく、エンジン振動の防振に不利である(図1-4)。さらにエンジン起振力のロール方向成分は、車体の曲げ共振モードの方向と一致するため車体共振振幅が大きくなりやすい特徴がある。

FF形式の主な欠点：

- エンジンマウントが支持する駆動トルク反力はFRの約4倍となり、急加速や急減速時にショックが発生しやすい。したがって、エンジンマウントのロール剛性を高くする必要があり、エンジン振動の防振に不利である。
- アイドル時のロール方向エンジン起振力は車体の曲げ共振モードの方向と一致するため、アイドル振動が悪くなりやすい。
- 前輪分担荷重が全質量の約 $\frac{2}{3}$ あり、軽快な操縦性が得られない。又、旋回中の加減速が進行方向に影響を及ぼす(例：タックイン)。
- キングピン回りのタイヤ駆動力モーメントや左右不等長ドライブシャフトの駆動トルク差のため、トルクステア(加速中の偏向)が発生しやすい。
- 急加速時の重心後方移動のため前輪分担荷重が減少し、最大駆動力が小さい。
- パワープラントの左右幅が広いためサスペンションレイアウトが狭くなり、さらに等速ジョイントの折れ角制限のため最小回転半径が大きくなりやすい。

前述の欠点のため1970年代以前においては、FF形式は大衆車用としてのみ受け入れられていた。しかし、1970年代の原油価格の高騰により米国ではCAFE(企業平均燃費規制)が1975年に導入され、低燃費設計は自動車製造の必須項目となった。したがって、FF形式は中型車・大型車の領域まで広がり始め、前述の欠点を放置できなくなってきた。又、日本では国民生活の向上によりそれまで贅沢品であったオートマチックトランスミッション(AT)・エアコン・パワーステアリングが標準装備されるようになり、このようなエンジン補機類の負荷はエンジンの振動起振力を増大させ、アイドル振動は悪化の一途をたどることになる。

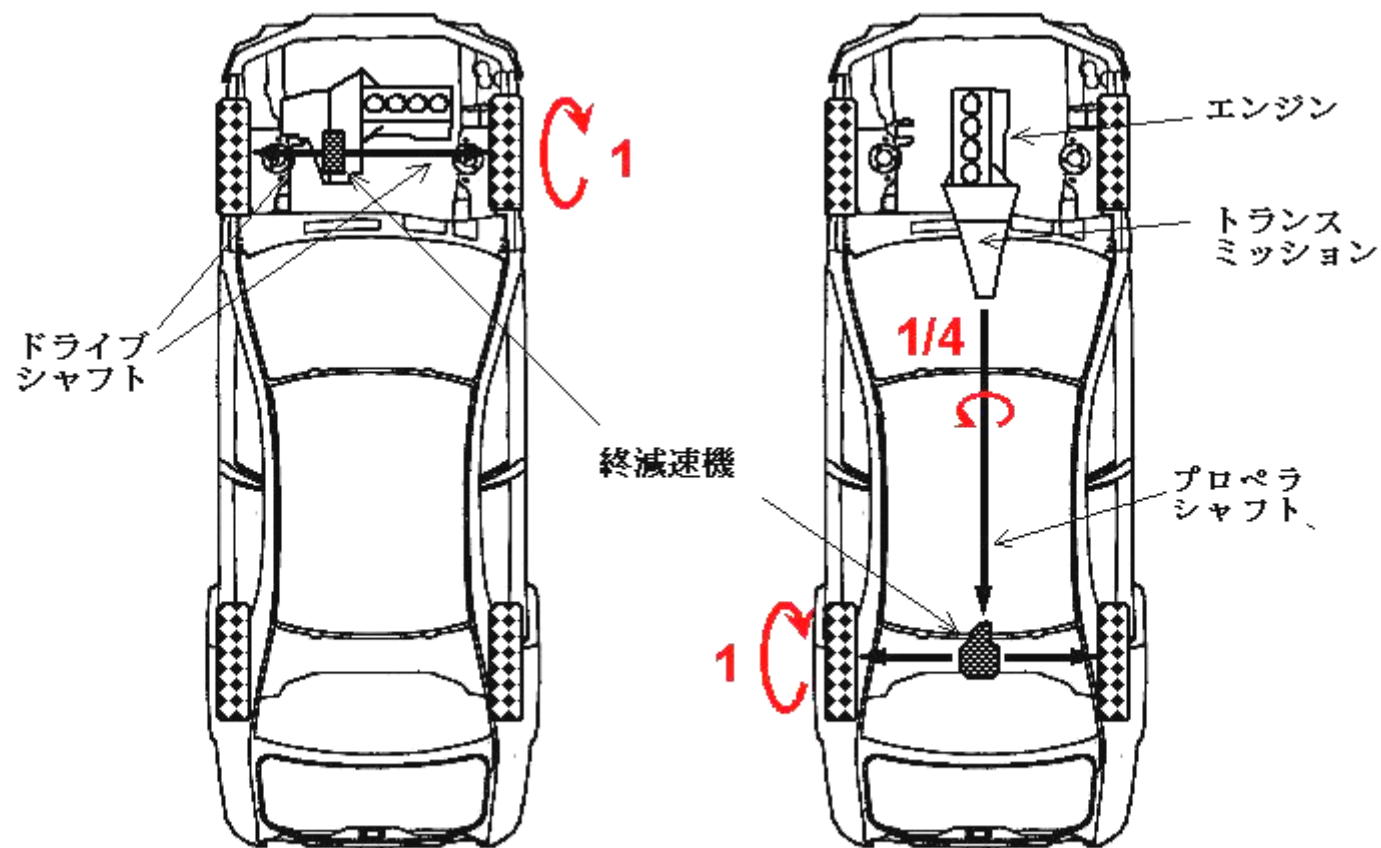


図 1-4 FF 車のパワープラント配置(左)と, FR 車の配置(右)

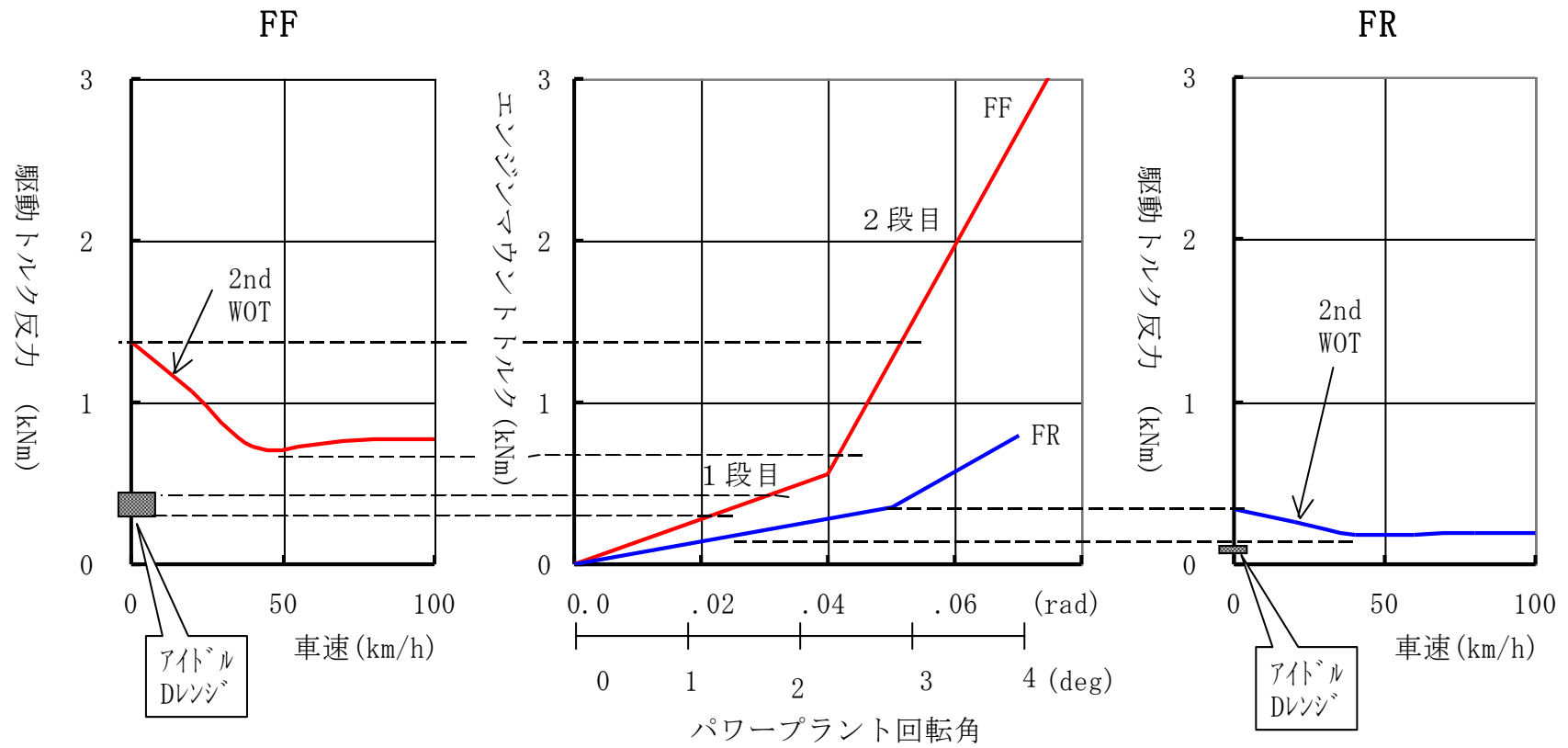


図 1-5 エンジンマウントのロール方向トルク-回転角変位特性 (FF と FR)

1.2 従来の研究

図 1-5 中央図は、FF 車のエンジンマウントのロール方向トルク-回転角変位特性を、FR 車と比較したものである。オートマティックトランスミッションを備えた車両の停車 D レンジアイドル時、及び 2nd ギヤでアクセルペダルを一杯に踏んで加速する条件(WOT)での、車速とパワープラントに負荷される駆動トルク反力を右図および左図に並記してある。すなわち車両が信号待ちなどにおいて、トランスミッションは D レンジでありかつブレーキを踏んで停車しているアイドル時には、トルクコンバータの出力側が停止しているためストールトルクが発生する。前述のように FF 車のストールトルク反力は FR 車の 4 倍程度であるため、エンジンマウントのロール剛性が大きくなっている。さらに、D レンジのアイドル振動防振のためには、エンジンマウント静特性の 1 段目に留まる必要もある。なぜならば、2 段目にかかるエンジンマウント剛性が高い領域となり、アイドル振動が悪化するからである。

又、アイドル時エンジン起振力のロール方向は、FF 車では車体曲げ共振モードの方向と一致するため車体振動が励起されやすい。さらに、直列 4 気筒エンジンのクランクシャフト回転 2 次成分周波数は車体の曲げ共振周波数に近いいため、アイドル振動の設計は注意深い配慮が必要である。例えば、車体骨格、ハンドコラムの剛性を高め共振周波数を増大させて、起振力周波数と離す改良がなされている。又、ステアリングホイール内にダイナミックダンパを装備することや、ラジエータを弾性支持することでダイナミックダンパに用いるなどの工夫がされている⁽²⁷⁾。

又、2nd~3rd ギヤの WOT 条件においては、FR 車の場合はエンジンマウントロール特性の 1 段目で留まっているが、FF 車では 2 段目にかかっているため、エンジン振動の防振に不利で車内騒音が大きくなりやすい。この改良のためにエンジンマウントのエンジン側ブラケットやボディ側取り付け点の共振周波数を高く設計することがなされている。

前述の FR 車に用いられたエンジンマウント形式(図 1-3)は、日本では「重心支持」とか「傾斜支持」と呼ばれており、原語では「Vee Mountings」⁽³⁾や、「Inclined Engine Mounts」⁽¹⁵⁾である。V 型、あるいは傾斜した配置に見えるのでその名がついたのであろう。その基本原理は、ロールと左右方向の非連成である。さらに、上下剛性とロール剛性の比が最大になるようにマウント傾角が約 45° となっている。すなわち、上下剛性が高いほどパワープラントシェイクの固有振動数が高く、乗り心地が良くなる。又、ロール剛性が低いほどアイドル振動が良くなるため、フロントマウントに関して最適なエンジンマウント設計である。又、リヤマウントに関しては、フロントマウント入力に対する打撃中心の位置に配置し、フロントマウント直下にある前輪からの路面入力に対してリヤマウント~ボディへの伝達力が小さくなるように設計されている(但し、この打撃

中心の理論は実験的，又は数値的に確かめられたことがなく，真偽は明らかではない）．これらは，1960年代のSAE論文^(15,16,17)に詳説され，FR車エンジンマウントの基本設計法となった．

非連成支持の利点は下記のとおりである．

- 非連成であれば各共振周波数が独立となり，設定が容易になる．
例えば，ロール方向のみ剛性を低くして，上下・前後・左右剛性を高くできる．すなわち，トルク変動に対する防振性能を向上させ，同時にパワープラント自重支持やブレーキ・操舵などによる外力支持が可能になる．
- 非連成であればトルク変動によるパワープラントのロール振動から，ピッチ・ヨー振動や並進振動を誘発しない．
例えば，ピッチ・ヨー共振周波数がアイドル時のロール起振力周波数と一致しても，非連成であればピッチ・ヨー共振は励起されずアイドル振動は悪化しない．

この重心支持マウント理論はFR車用のパワープラントが前提であり，慣性主軸とトルクロール軸の交差角は小さく，又クランクシャフトと慣性主軸の交差角も小さく，両者の差を無視している．したがって，理論は2次元平面で構築され，計算は容易である．ところが，エンジン横置きのFF車では，トランスミッションの全長がFR車より短く，そのためパワープラント全長も短くなり，パワープラント筐体の異方性が強くなった．つまり，トルクロール軸と慣性主軸の差を無視できなくなった．したがって，FR車用の2次元理論では精度が不足し，3次元で計算する必要が出てきた．パワープラントの非連成支持理論は変わっていないが，非連成条件を成立させる設計パラメータの計算が煩雑になる．2次元であればパラメータが少なく，成立条件は簡単に定式化できる．ところが，3次元の場合は直観的に成立条件を推定することは困難であり⁽²⁸⁾，FF車の非連成設計が難しい理由である．

1970年代になってメインフレーム電子計算機の発達に伴い，詳細な剛体振動モデルが6自由度のまま計算できるようになった．又，有限要素法のNASTRANが販売され，複雑なプログラムを作らなくてもデータを入力するだけで計算結果を手にすることができるようになった．

1984年にGeck,P.E.らが弾性ロール軸の概念を紹介した⁽²⁸⁾．これは，トルクロール軸と静的弾性ロール軸の一致が非連成条件成立の必要十分条件であることを示した．これは動的3次元問題を静的3次元問題に置換えて，コンピュータ計算時間を短縮し又，連成度を定義し最適化計算への応用を容易にしている．又，エンジニアの直観で理解できるという観点でも使いやすい理論である．一

方では、浅井は、弾性主軸に関する研究において、弾性主軸が必ずしも存在しないことを指摘している⁽²⁹⁾。1985年にFord,M.Davidは、直列3気筒エンジンのFF車において、前述のGeck,P.E.らが作成したコンピュータで自動的に非連成化するプログラムを適用して、アイドル振動の解決に成功している⁽³⁰⁾。1991年にOh,Tae-IIは、FF用2Lエンジンのエンジンマウントをトルクロール軸上に配置することにより車体への伝達力を低減し、アイドル振動を改善している⁽³¹⁾。1997年Brach,R.Matthewは過去のエンジンマウント設計法を総括し、4つの概念を述べている。すなわち、①トルクロール軸②弾性ロール軸③固有振動数の最適化④打撃中心である。2次元モデルでは完全非連成を成立させることはできるが、3次元モデルではできない。なぜならば、6自由度を持つ3次元の剛体振動系には6行6列の対称剛性マトリクスに15の独立な非対角項があるが、独立な3本の並進座標軸と3本の回転座標軸しか定義できないからである。この制限のため部分非連成が工夫されてきたと述べている。又、打撃中心理論に関して、現実はもっと複雑な現象であり、過去に振動特性を議論されたことがなく、解析例もない。しかし、6自由度のパワープラント剛体モデルは単純化と線形化がなされており多くの自動車開発で使われている有効な振動モデルであることを述べている⁽³²⁾。1997年にSolomon,R.AはFRの軽トラックのエンジンマウントに応用し、パワープラントの左右共振モードを他のモードから非連成にすると、上下逆相路面入力に対するボディの左右シェイクが3.5dB改善された例を報告している⁽³³⁾。2003年には、Lie,Q.Cが固有値・固有モード、強制振動応答、感度解析、自動非連成化を計算するプログラムを作成している。連成度は全運動エネルギーに対する一座標軸の運動エネルギーで定義している。これをジープ型車両に応用し、アイドル振動が改善された例を報告している⁽³⁴⁾。2000年には、酒井らがFRの大型商用車ディーゼルエンジンマウントにおいて、やはりロールと左右の非連成支持が最適であるとの結論に達している。ここでの最適化理論では品質工学(タグチメソッド)が用いられている^(35,36,37,38,39)。

一方1984年に、森村らは路面入力エンジンシェイクの現象に於いては連成支持が非連成支持より優れていることを理論解析で証明している。エンジンシェイクは路面又はタイヤからの起振力がボディを伝達しパワープラントを共振させる現象であり、車体をエンジン振動から防振する現象とは異なる。エンジンシェイクの場合は、バウンス成分をロール又は、ピッチ成分と連成させることにより、最大1/2まで共振振幅を低下できる。シェイクレベルを最小化する条件は、連成を無視した場合のバウンスとロール(又は、ピッチ)の固有値を一致させることであると述べている^(40,41)。又、1993年にはBretl,Johnが直列3気筒エンジンと剛体車体を組み合わせた振動モデルにおいて、アイドル振動と路面入力エンジンシェイクを両立させるには、FF車及びFR車とも連成マウントが最適になる数値解析結果を得ている。但し、得られた最適解においてはアイ

ドル時に共振が発生し，又非連成マウントとの比較結果がないことから，実用的な結果には達していないと考えられる⁽⁴²⁾．2001年には，久世らがパワープラントの6自由度剛体モデルにおける(6行6列)剛性・質量マトリクスから特性行列連成度を直接定義し，前後入力および左右入力に対するエンジンシェイクを乗り心地と関連づけている．これは新しい試みであり，アイドル振動に対してはロール入力に対する非連成が良く，前後・左右入力に対するエンジンシェイクに対しては連成が良いと述べている⁽⁴³⁾．又，2003年には Sachdeva,s.D が，数値解析により FF車のアイドル振動・前輪入力シェイク・後輪入力シェイクに対して，エンジンマウントの最適化を，連成・非連成両面から検討した．上下一車両ピッチ方向の連成が前輪入力では最適，後輪入力では逆に最悪であり，上下一車両ロール方向の連成がアイドル振動には最適となった．全ての現象に対して最適解は存在しなかったが，連成式が最適に近いことを報告している．局所最適解に陥りやすい問題点があるが，今後減衰の考慮，FR車や重心支持への応用可能性を述べている⁽⁴⁴⁾．ただし，剛体車体を前提としている．

1985年に Flower,C.Wallace が流体封入マウントの力学モデル原形を作った⁽⁴⁵⁾．さらに1991年，背戸，長松，石濱らが正確な力学モデルを提案し^(46,47)，これ以前に提案されていた様々な力学モデルの議論に終止符を打った．提案された力学モデルは，動吸振器の伝統的定点理論で明快に説明され，流体封入マウントの最適な振動設計が可能となった．さらにロールとバウンスの二自由度系パワープラントモデルに流体封入マウントを用いた場合，二自由度を同時に最適化する手法を提案している．すなわち仮の付加質量を取り付け，伝達関数の変化から付加質量がゼロとなる伝達関数を外挿することにより等価質量を同定し，二自由度系の最適設計を可能とした．又，電気粘性流体を用いたセミアクティブ振動制御の研究に於いては，最適レギュレータ理論を用いて粘性係数を最適に制御し，パッシブ制御より良好な振動特性を得ている．さらに実時間オブザーバによる可変減衰マウントを試作し，良好なエンジンシェイクの結果を得ている．

さらに石濱らは，位相制御により FF車のアイドル振動を低減する可能性を提案している⁽⁴⁸⁾．すなわち，車体の曲げ共振やねじり共振に対して複数のエンジンマウントからの伝達力のベクトル合成値が小さくなるように伝達力の位相を調整している．この方法は，次のような利点を持つ．防振のために静ばね定数の極端な低下が不要・慣性主軸式マウントなどの特別なマウント配置が不要・減衰の高速切り替えが不要・多数の制御型マウントが不要．又，液体粘性を変化させることにより，エンジンの運転条件に応じた起振力特性の違い，車体振動の個体差や経年変化を吸収できると述べている．

1991年 Resh,F.W は防振ゴムのばね定数に±15%の誤差がある前提で，FF3点式マウント，FF4点式マウント，FR3点式マウントの固有値を解析し，FF4点式

マウントの固有値分布範囲が最も狭い結果を得ている。一般にマウント数が多いと分布範囲が狭いことを報告している⁽⁴⁹⁾。1997年 Vietor,Thomas は、エンジンマウントの動ばね定数のばらつきは静ばね定数の2倍であり、大まかな基礎設計後ロバスト性のあるエンジンマウント解析の必要性を提案している。一つの手法として応答曲面法を用いてばね定数変化に対する感度を解析後、ロバスト性の設計に応用できると報告している⁽⁵⁰⁾。2004年 Wang,Thomas はエンジンマウントばね定数に±10%の誤差を与え、NASTRAN で作成した大規模有限要素モデルに iSIGHT の最適化機能を応用してエンジンマウントの位置やばね定数を最適化している。その結果ハンドル・シートライザ振動の低下、およびばらつき幅の低減を得ている。同時に、アイドル振動への影響の大きなマウントを特定し、ばね定数のばらつきを小さく管理する設計法も提案している⁽⁵¹⁾。このように、安定した品質を得るためのロバスト設計についての研究が1990年代に多く報告されている。

前述のように連成原理を応用する研究はなされているが、森村の連成理論以外には実用的な結論に至っていない。したがって、最初に非連成を実現化した後、希望の方向に連成させる手法が実用的と思われる。つまり、エンジンマウントの『非連成支持理論』を超越する基礎設計理論は未だに現れず、現代でもエンジンマウント基礎設計理論として使われていると考えるのが妥当であろう。今後の課題として、流体封入マウントや弾性車体を前提とした基礎設計理論が必要になるであろう。

FF車に特有な振動問題を下記4項目に示す。

(1) アイドル振動（停車アイドル時の車体・ハンドル振動、20～35Hz）：

アイドル時のエンジン起振力は主としてローリング成分である。4気筒2次バランス無しでは、シリンダ軸方向の並進力も存在する。これらのエンジン起振力は車体の曲げ共振やハンドル共振を誘発し、ハンドルやシート振動が問題になりやすい。又、1970年代以降の日本においては、マニュアルトランスミッション（以下MTと略記）の装着率が減少し、徐々にオートマティクトランスミッション（以下ATと略記）の装着率が増大した。AT車のアイドル時は下記二つの特徴を持つため、MT車よりアイドル振動が悪くなりやすい。

①Dレンジではトルクコンバータの出力側が停止するため、Nレンジよりエンジン負荷が大きい。したがって、エンジンの2次モーメント起振力が大きくなる。

②Dレンジでは、トルクコンバータの出力側に静的なストールトルクが発生する。このストールトルクをエンジンマウントが支持するため、エンジンマ

ウントの十分な低剛性化は困難である。したがって、エンジンマウントの防振性向上には限界がある。

(2) 加速時のショック（加速直後の瞬間的な車体振動）：

アイドル振動を低減させるためのエンジンマウントの低剛性化は、加速ショックが悪化する二律背反性がある。経験的に、あるいはシミュレーションの結果としてエンジンマウントの荷重-変位非線形性(図 1-5)が強いほど、加速ショックが悪化することが分かっている⁽⁵²⁾。FR 車の加速ショックには、終減速機が組み込まれたリヤサスペンションやプロペラシャフトに起因する現象があった⁽⁵³⁾。しかし、FF 車の加速ショックに関しては、エンジンマウントの高剛性化や、エンジンの過渡的トルク変化率を小さくする以外の設計指針はあまり見当たらない。

(3) 加速・減速時のしゃくり振動（MT を備えた車両における、駆動系ねじり共振を主因とする 3～5Hz の車体前後振動）：

しゃくり振動は駆動系ねじり共振が主体のため、FR 車にも存在する現象である。FR 車の場合は、リヤサスペンションを介して駆動力が伝達されるので、リーフスプリング形式を持つリヤサスペンションの場合は、windup 減衰力によりしゃくり振動が減衰し、あまり大きな問題にはならなかったようである。ところが FF 車の場合は、ドライブシャフト駆動力の反力は直接パワープラント筐体へのロールモーメント入力となる。したがって、サスペンションのwindup 減衰力が有効に働かず、しゃくり振動が減衰しない。さらに、エンジンマウントの非連成条件が成立していないと、パワープラントの上下、又は前後振動を誘発し、乗り心地が悪化する⁽⁵⁴⁾。

(4) 加速中のエンジン騒音：

FF 車の加速中においては、ドライブシャフト駆動トルク反力の 1/1 をエンジンマウントが支持する。したがって、エンジンマウント剛性が必然的に高くなり、エンジン振動の防振性が悪化する。すなわち、室内でのエンジン騒音・音質の設計が FR 車より難しくなる。

FF 車、FR 車に共通な振動問題を下記 4 項目に示す。

(1) こもり音

エンジンの燃焼 1 次成分に起因するこもり音は、FF、FR に共通な現象である。こもり音低減のために、振動位相を調節して乗員耳位置での音圧を低下させる「ベクトル合成法」が 1970 年代から盛んに研究されており、現在では伝達経路解析法(TPA)として定着している^(55,56,57,58,59,60)。

(2) エンジンシェイク

舗装路面を走行中、路面スペクトルの優勢な成分がパワープラント上下共振周波数(10Hz程度)と一致するような車速では、パワープラントが上下に共振して乗り心地が悪化する。この現象をエンジンシェイクと呼んでいる。これは、主としてパワープラント質量とエンジンマウント上下剛性で形成される振動系であり、FF車、FR車共に発生する。この問題に対しては、1975年アウディ社の乗用車に世界で初めて流体封入マウントが搭載され、解決している⁽⁶¹⁾。流体封入マウントは1985年頃の高級乗用車には広く使われており^(62,63)、1990年以後は大衆車や軽自動車にも使われるようになった。

(3) エンジン始動中の車体振動（クランクシャフト振動）

スタータモータでクランクシャフトを始動させる回転速度は、200rpm程度である。4サイクルエンジンのシリンダ内で発生する圧縮・膨張行程でのトルク変動は、4気筒の場合7~8Hz程度、6気筒の場合10Hz程度に相当する。パワープラント上下などの並進共振周波数は通常8~12Hzにあり、ロール連成共振が発生すると不快な振動がパワープラントと車体に発生する。この現象もエンジンマウントがロール非連成条件を満たすと振動が小さくなる。

(4) アイドル時ゆさゆさ振動

エンジンの各気筒間に燃焼不均一があると0.5次成分のトルク変動が大きくなる。1200rpmでの、0.5次成分は10Hzであり、パワープラントのロール共振周波数と一致しやすく、パワープラントの共振により車体振動が悪化する。これも、エンジンマウントが非連成条件を満たすと振動が小さくなる。

図 1-6 に, FF 車の慣性主軸式エンジンマウントの配置例, 図 1-7 に FF 乗用車の一例を示す⁽⁶⁴⁾.

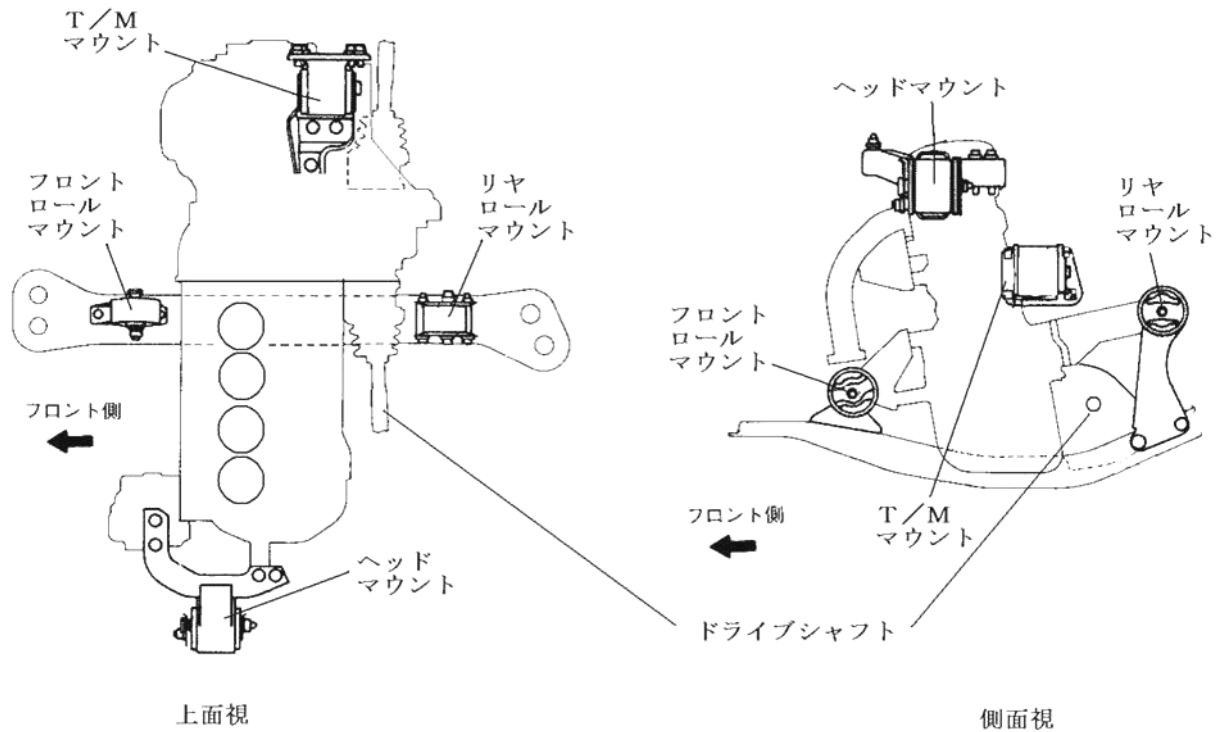


図 1-6 FF 車のエンジンマウント例 (慣性主軸式)

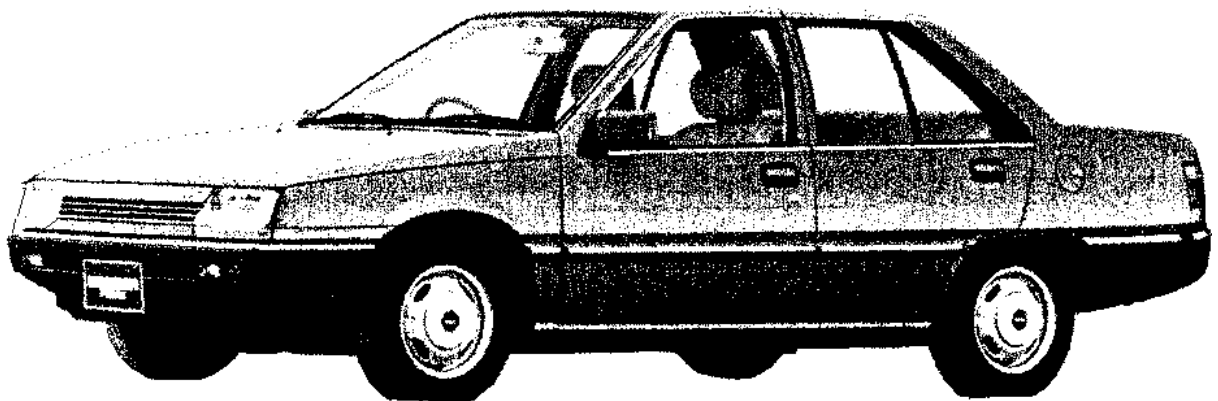


図 1-7 FF 乗用車の一例 (1.5L, 4 気筒エンジン)

1.3 本研究の目的

筆者は、1976年に日産自動車(株)に入社、その後1981年に三菱自動車工業(株)に転じたが、一貫して乗用車の振動騒音開発を30年間担当してきた。三菱自入社当時は、ギャランに代表されるFR車とミラージュに代表されるFF車が混在する時期であり、筆者もギャランの駆動系ねじり振動などを担当した⁽⁶⁵⁾。その後小型乗用車ではパワープラントのFF形式が全盛となり、アイドル振動や加速ショックなどFF車特有の振動問題の解決に取り組んだ。

当初はアイドル振動と加速ショック・しゃくり振動の両立が最大の問題であった。国内の各自動車メーカーにおいても、FR車エンジンマウントの流れをくむ重心支持マウントや、フローティングパワーを原形に持つ慣性主軸式エンジンマウント、あるいは3点支持マウントなど様々なマウント方式が存在し、各社が試行錯誤を積み重ねていた時期である。当時は試作車の問題解決に開発の重点が置かれていた。すなわち、試作車の実稼働試験や加振試験により問題を発見した後、設計変更し改良する。軽量化、低燃費、低コスト、室内空間拡大のために、振動騒音は犠牲になりがちな難しい開発が多かった。例えば低燃費のためのディーゼルエンジンや筒内噴射エンジンは必然的にエンジンの起振力が増大し、振動騒音に悪い影響がある⁽⁶⁶⁾。「まず試作してみて、悪いところを改良する」開発のやり方では良い基本設計はできない。振動問題は往復熱機関が生まれながらに持つ性癖であり、解決には忍耐と時間が必要である。又、振動騒音現象は設計初期段階からの予測が難しいことも十分な基礎設計ができない理由の一つであった。

1980年代から普及してきたCAEは、以前とは比較にならぬ程、精密な計算ができるポテンシャルを持っている。しかし、不正確な振動モデルや、精度の不十分な入力パラメータでは実用的な道具としての機能はなく、高性能なコンピュータで計算しても正しい結果は得られない。すなわち質量・コスト等の制約条件、操縦安定性や動力性能など他性能と両立する良い設計は望めない。CAEを有効に使うために、又正確な振動モデルを作成するためにもまず振動現象を正しく把握することが良い基礎設計のための絶対的な条件である。

その後、今日に至るまでにはFF車特有の振動問題は徐々に改良されつつある。本研究の目的は、車両最大の起振源であるエンジン振動防振の観点から、エンジン・エンジンマウント・駆動系・車体の振動特性を様々な現象を通じて把握、解析し、振動基礎設計に役立てようとするものである。

1.4 本論文の構成

本論文では、FF 乗用車のエンジン振動防振に関して、以下の構成となっている。

- 背景・従来の研究
- アイドル時のエンジン起振力
- アイドル時の車体振動
- エンジンマウントに関する加速ショック
- 駆動系ねじり振動に関する加速ショック・しゃくり振動
- モノコック車体の振動音響特性
- エンジンマウント概論

第1章では、エンジンマウントの歴史を概括した。自動車のエンジンマウントは、慣性主軸上に防振ゴムを配置したフローティングパワーから生まれ、非連成条件を基本理論として発達してきた。現代でもこの非連成性理論を踏襲している。

第2章では、4気筒エンジンのアイドル時起振ローリングモーメントに関して、次の知見を得た。

ローリングモーメント2次成分の予測精度は従来不十分であったが、重回帰分析法を用いてトルクハーモニック係数を正しく同定することにより、図示平均有効圧から精度の良い予測ができる。

パワープラント管体の振動・位相を、同様に図示平均有効圧から十分な精度で予測できることを示した。その結果、2次バランサの無い4気筒エンジンの振動モードは単純な実モードではなく、複雑な複素モードを持つことを実証した。

パワープラント管体のロール振動を低減するトルクバランサ機構を解析し、最適設計のための設計要件を導出した。

トルクバランサの試作機において、2次振動の低減効果の実測値が予測値と一致した。又、2次振動だけでなく、0.5次毎に4次成分までの振動低減効果を確認した。

第3章では、エンジンマウント・車体レイアウトの設計法に関して、以下の知見を得た。

4気筒エンジンを備えた乗用車のアイドル振動に関して、流体封入マウントの位相偏向効果を利用してマウント伝達力の位相を進ませ、車体振動の各成

分ベクトルを互いにキャンセルさせることにより車体振動を低減できる。

アイドル振動に関するベクトル合成法により，ベクトルキャンセルに最適な流体封入マウントの位置・方向・動ばね定数・位相角を予測できる。

車体のアイドル振動を評価・予測する手法として，エンジンマウント及び，車体システムを代表的なロール方向と上下方向に集約し計算する近似解法『主成分ベクトル法』を提案した。この方法により，車体振動の評価・予測が容易になる。

2次バランサの無い4気筒エンジンにおいて，2次成分のアイドル振動を解析し，以下の知見を得た。

クランクシャフトの逆転によりエンジンのローリングモーメントの位相が反転し，エンジン筐体振動の位相が変化する。

さらに，車体の共振周波数領域と起振力の発生周波数領域が略一致する条件に於いては，以下の知見を得た。

クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合，時計回りより車体振動が低くなることを，MT車Nレンジでの実験と計算で実証した。

クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合，ラジエータダイナミックダンパはローリングモーメントによる車体振動応答の位相と，上下並進力による車体振動応答の位相差を拡大させる。したがって，両者の応答ベクトル和である車体振動を小さくすることができる。

AT車のDレンジにおいて解析した結果，エンジンのクランクシャフト最適回転方向は，車両左側面視で反時計回りが最適である。

第4章では，良好な加速ショックを得るための，エンジンマウントに関する以下の知見を得た。

加速ショックは，エンジンマウント1段目剛性と2段目剛性の比 k_2/k_1 の平方根に比例するので， k_2/k_1 が小さいことが望ましい。

エンジンマウント1段目の減衰比 ζ_1 が大きいほど加速ショックは小さい。

エンジンマウント2段目の減衰比 ζ_2 は最適値が存在し，0.2～0.3程度が最も良い。

エンジンマウント 2 段目に発生する衝撃モーメントパルスの持続時間 t_0 と応答振動系の周期 T の比, t_0/T は大きいほど良い. すなわち, エンジンマウント 2 段目剛性が低いほど, 又車体の固有周期は短いほど良い(車体共振周波数は高いほど良い).

第 5 章では, ドライブシャフトのねじり剛性とタイヤのスリップ剛性に関して, 駆動系ねじり振動をモデル化して以下の知見を得た.

タイヤのスリップ剛性を車速で除することにより減衰の次元になる. 加速ショック・しゃくり振動における単純化した駆動系ねじり振動モデルは, フライホイールの慣性モーメント, ドライブシャフトのねじり剛性, タイヤのスリップ剛性を速度で除した減衰の 3 要素が直列に並んだモデルである.

減衰要素と剛性要素が直列に配置されている場合, 粘性減衰係数が大きいほど減衰性が悪い. ラジアルタイヤのしゃくり振動がバイアスタイヤより悪い理由は, ラジアルタイヤのスリップ剛性(減衰の次元)がバイアスタイヤより大きいためである.

クランクシャフトの回転方向の相違により, エンジンマウントから車体に伝達されるモーメントの大きさが異なる. 車両左側面視において反時計回りのクランクシャフト回転の伝達モーメントは, 時計回りの場合より小さい. その理由を, 梃子の支点反力のアナロジーで説明した.

第 6 章では, モノコック構造の自動車車体について, 加振点動特性と振動音響感度を理論・実験値から研究し, 以下の知見を得た.

室内音響パワーと加振点振動パワーのつりあいから理論式を導き, 加振点コンダクタンスの平方根・放射損失係数・全損失係数・室内吸音率などから室内音響パワーを表すことができる.

エンジンマウント取付け部の加振点コンダクタンスの平方根は, 振動音響感度と関連が深いパラメータであることが分かり, 取付け部の設計において定量的な指針を得られる.

エンジンマウント取付け部の加振点コンプライアンスと振動音響感度の相関係数はコンダクタンスの平方根より低く, 取付け部の設計において精度の良い情報は得られない.

第7章では，エンジンマウントを設計・開発の立場から概括した．エンジンマウント形式には多くの種類が存在し，それぞれ長所・短所がある．日本で開発・生産された形式を紹介し，特徴・課題を述べる．

1.5 技術用語の解説

本論文では，下記の定義を用いる．

パワープラント : エンジンとトランスミッションが一体に組み立てられたもの．プロペラシャフトやドライブシャフトなどは除く．

エンジンマウント : 3～5個の防振ゴムから構成されたパワープラント支持装置一式．

駆動系 : エンジンのフライホイールからタイヤまでの駆動力を伝達する回転部分．

パワープラント筐体 : パワープラントからクランクシャフトや駆動系の回転部分を除いたもの．

第2章 アイドル時のエンジン起振力

2.1 緒言

FR車はそもそもアイドル振動が大きな問題ではなかったため、エンジン起振力も不明確なままであった。ところがFRからFF時代になり、アイドル振動の顕在化とともにエンジン起振力を正確に把握する必要性が生じた。又、精度の良いCAE解析のためにも正確なエンジン起振力の同定が必要となった。図示平均有効圧とトルクハーモニック係数により起振力を計算する方法は、1943年富塚らの文献に記載されている⁽⁶⁷⁾。しかし、図示平均有効圧が300kPa以上の範囲に限定されており、圧縮比も現代より小さい6~7程度と推定される⁽⁶⁸⁾。又、圧縮比が8程度の現代に近くなった1970年代の文献においても、図示平均有効圧は500kPa以上であり、エンジン回転速度も1000rpm以上である⁽⁶⁹⁾。すなわちアイドル時、図示平均有効圧が200kPa程度以下でかつ、1000rpm以下のトルクハーモニック係数の精度は不十分なままであった。したがって、本研究は、まず4気筒エンジンの機関回転2次成分トルクハーモニック係数の同定から始めた。

又、4気筒エンジンのバランスシステムとしては、FR時代にサイレントシャフト(三菱製2次バランスの商品名)が開発されている。これはシリンダ軸方向の並進力を常にゼロとし、一定速度走行の負荷条件下でローリングモーメントを最小にする設計である⁽⁷⁰⁾。このサイレントシャフトは、おもに3000rpm以上のこもり音の低減に大きな効果があるが、ローリングモーメントの寄与率が大いFF車特有のアイドル振動にはあまり有効ではない。したがって、エンジンのローリングモーメントをパワープラント筐体でキャンセルするバランスシステム(以下トルクバランス)の研究に着手した。

2.2 4気筒エンジンの2次ローリングモーメントの同定

2.2.1 おもな記号

P_i : 図示平均有効圧

W : 往復運動部質量(1気筒分)

B : シリンダボア

r : クランク半径

L : コネクティングロッド長

λ : ($= r/L$, 連桿比の逆数)

x : クランク軸からピストンまでの距離

a_2 : 2次成分トルクハーモニック係数(cos成分)

$$a_2 = \alpha_2 + \beta_2 P_i$$

b_2 : 2次成分トルクハーモニック係数(sin成分)

$$b_2 = \alpha_2' + \beta_2' P_i$$

$\alpha_2, \beta_2, \alpha_2', \beta_2'$: 定数

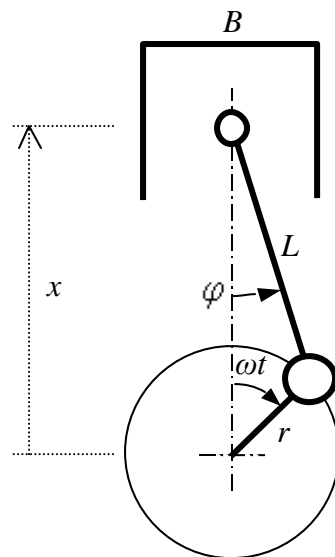


図 2-1 ピストン-クランク機構

ω : クランクシャフト回転角速度

F : 1気筒当たりのピストンに発生する上下並進力

M : 1気筒当たりのクランク軸に発生するローリングモーメント

F_v : シリンダブロックに発生する4気筒分の上下並進力

M_m : シリンダブロックに発生する4気筒分のローリングモーメント

以上の記号を元に、2つのエンジン起振力は以下のように求まる⁽⁷¹⁾。

①往復慣性力による往復部上下並進力： F

図 2-1 におけるコネクティングロッドの幾何学的関係より式(2-1)を得る。

$$L \sin \varphi = r \sin \omega t \quad (2-1)$$

$$\text{式(2-1)より, } \cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t} \quad (2-2)$$

又、クランク軸からピストンまでの距離は式(2-3)で求まる。

$$x = r \cos \omega t + L \cos \varphi \quad (2-3)$$

式(2-2)を代入して

$$\begin{aligned}
 x &= r \cos \omega t + L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t} \\
 &= r \left(\cos \omega t + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t} \right)
 \end{aligned}
 \tag{2-4}$$

これをフーリエ級数展開すると式(2-5)を得る.

$$x = r \left(\cos \omega t + \sum_{n=0}^{\infty} A_{2n} \cos 2n \omega t \right)
 \tag{2-5}$$

1次と2次成分だけ取り出せば,

$$x = r (\cos \omega t + A_2 \cos 2 \omega t)
 \tag{2-6}$$

$A_2 \cong \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{16} \lambda^3$ であるが, λ^3 は小さいので省略して, $A_2 \cong \frac{1}{4} \lambda$ とする.

式(2-6)を2階微分すると, 式(2-7)を得る.

$$\ddot{x} = -\omega^2 r \cos \omega t - 4\omega^2 r \frac{\lambda}{4} \cos 2 \omega t = -\omega^2 r (\cos \omega t + \lambda \cos 2 \omega t)
 \tag{2-7}$$

したがって, 往復運動部の慣性力は, 式(2-7)の加速度に質量 W を乗じて, 式(2-8)を得る.

$$F = W \ddot{x} = -W \omega^2 r (\cos \omega t + \lambda \cos 2 \omega t)
 \tag{2-8}$$

②往復慣性力によるローリングモーメント: M_i

往復運動部分の上下方向慣性力を F とする.
 コネクティングロッドからピストンへの軸方向力 Q は, 図 2-2 の幾何学的関係から式(2-9)で得られる^(72,73).

$$Q = \frac{F}{\cos \varphi}
 \tag{2-9}$$

コネクティングロッドからクランプピンへ負荷される軸方向力 Q の接線力 S は, 式(2-10)となる.

$$S = Q \sin(\omega t + \varphi)
 \tag{2-10}$$

式(2-10)に, 式(2-1), (2-9)を代入し,

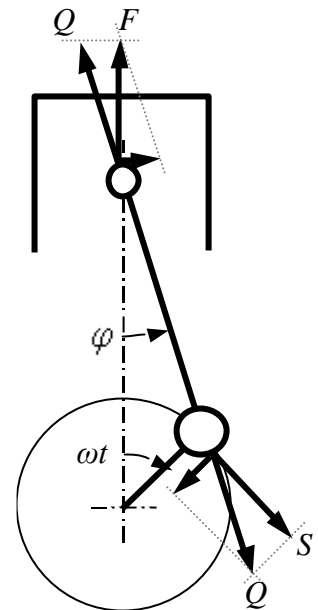


図 2-2 コネクティングロッドの伝達力

さらに、 $\cos\varphi \cong 1$ と近似して φ を消去すると、式(2-11)を得る。

$$\begin{aligned}
 S &= Q \sin(\omega t + \varphi) = \frac{F}{\cos\varphi} (\sin\omega t \cos\varphi + \cos\omega t \sin\varphi) \\
 &\cong F (\sin\omega t + \cos\omega t \lambda \sin\omega t) \\
 &= F (\sin\omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t) \tag{2-11}
 \end{aligned}$$

ここで、式(2-8)の F を式(2-11)に代入し、 $\lambda^2 \cong 0$ と近似する。式(2-11)の左辺にクランク半径 r を乗ずるとトルク変動の式(2-12)を得る。

$$\begin{aligned}
 Sr &= F (\sin\omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t) r \\
 &= -W\omega^2 r^2 (\cos\omega t + \lambda \cos 2\omega t) (\sin\omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t) \\
 &= -W\omega^2 r^2 \left(\cos\omega t \sin\omega t + \frac{\lambda}{4} (2 \cos\omega t \sin 2\omega t + 4 \sin\omega t \cos 2\omega t) + \frac{\lambda^2}{2} \cos 2\omega t \sin 2\omega t \right) \\
 &\cong -W\omega^2 r^2 \left(\frac{1}{2} \sin 2\omega t - \frac{\lambda}{4} (3 \cos\omega t \sin 2\omega t - \cos\omega t \sin 2\omega t + 3 \sin\omega t \cos 2\omega t + \sin\omega t \cos 2\omega t) \right) \\
 &= -W\omega^2 r^2 \left(\frac{1}{2} \sin 2\omega t - \frac{3\lambda}{4} (\sin\omega t \cos 2\omega t + \cos\omega t \sin 2\omega t) + \frac{\lambda}{4} (\sin\omega t \cos 2\omega t - \cos\omega t \sin 2\omega t) \right) \\
 &= -W\omega^2 r^2 \left(\frac{1}{2} \sin 2\omega t + \frac{3\lambda}{4} \sin 3\omega t - \frac{\lambda}{4} \sin \omega t \right) \tag{2-12}
 \end{aligned}$$

式(2-12)から2次成分のみを取り出して、 M_i を式(2-13)で得る。

$$M_i = -W\omega^2 r^2 \frac{1}{2} \sin 2\omega t \tag{2-13}$$

③ 燃焼圧力によるローリングモーメント： M_{comb}

実験的方法により、図示平均有効圧の関数として式(2-14)のように求まる⁽⁷⁰⁾。

$$M_{comb} = \frac{\pi B^2 r}{4} (b_2 \sin 2\omega t + a_2 \cos 2\omega t) \tag{2-14}$$

したがって、燃焼圧による成分と慣性力による成分の和として、式(2-15)を得る。

$$\begin{aligned}
M &\equiv M_i + M_{comb} = -W\omega^2 r^2 \frac{1}{2} \sin 2\omega t + \frac{\pi B^2 r}{4} (b_2 \sin 2\omega t + a_2 \cos 2\omega t) \\
&= -\left(W\omega^2 r^2 \frac{1}{2} - \frac{\pi B^2 r b_2}{4} \right) \sin 2\omega t + \frac{\pi B^2 r a_2}{4} \cos 2\omega t
\end{aligned} \tag{2-15}$$

式(2-8), 式(2-15)から 2 次成分のみ 4 気筒分を合計し, 式(2-16), (2-17)を得る.

$$4F = -4W\omega^2 r \lambda \cos 2\omega t \tag{2-16}$$

$$4M = -(2W\omega^2 r^2 - \pi B^2 r b_2) \sin 2\omega t + \pi B^2 r a_2 \cos 2\omega t \tag{2-17}$$

2.2.2 2 次成分トルクハーモニック係数の同定

現代エンジンの圧縮比に近い条件 (圧縮比 8.1) でのトルクハーモニック係数は, 参考文献⁽⁶⁹⁾に掲載されており, エンジンの諸元値と図示平均有効圧が分かればローリングモーメントを計算することができる. そこで, マニュアルトランスミッション (MT) を備えたエンジンのフライホイール回転角加速度と図示平均有効圧 P_i を, 負荷や回転数を変化させながら測定した. 試験に供試したのは, 1.5L~1.8L の 4 気筒エンジン付き 4 台の車両である. フライホイール回転角加速度の測定値にフライホイール慣性モーメントを乗じてトルク変動を算出した. この実測トルク変動と, 従来トルクハーモニック係数を用いて図示平均有効圧から計算した予測トルク変動を比較したグラフを図 2-3 に示す. すなわち実測値と計算予測値は 2 倍程度の相違を示し(誤差 100%), 精度は不十分であった.

次に, 重回帰分析法(製品名称: JUSE/QCAS-MA1, 及び micro-CDA)を用いて, 実測値と予測値が一致するようにトルクハーモニック係数の定数 α_2 , β_2 , α_2' , β_2' を同定した. 得られた新トルクハーモニック係数を用いて予測したフライホイールのトルク変動は実測値を良く再現でき, 誤差 $\pm 20\%$, 相関係数 0.94 となった(図 2-3)⁽⁷⁴⁾. 従来トルクハーモニック係数がアイドル領域で精度が悪かった理由は, 低い図示平均有効圧と低い回転数であるアイドル時の指圧線図が一般の運転条件とは大きく異なることにより, 高い P_i 値や高い回転数からの外挿精度が悪かったためと推定される.

図 2-3 はトルク変動の絶対値を検証したのみであり, 位相の精度は検証できていない. したがって, 位相の検証を次節で行った.

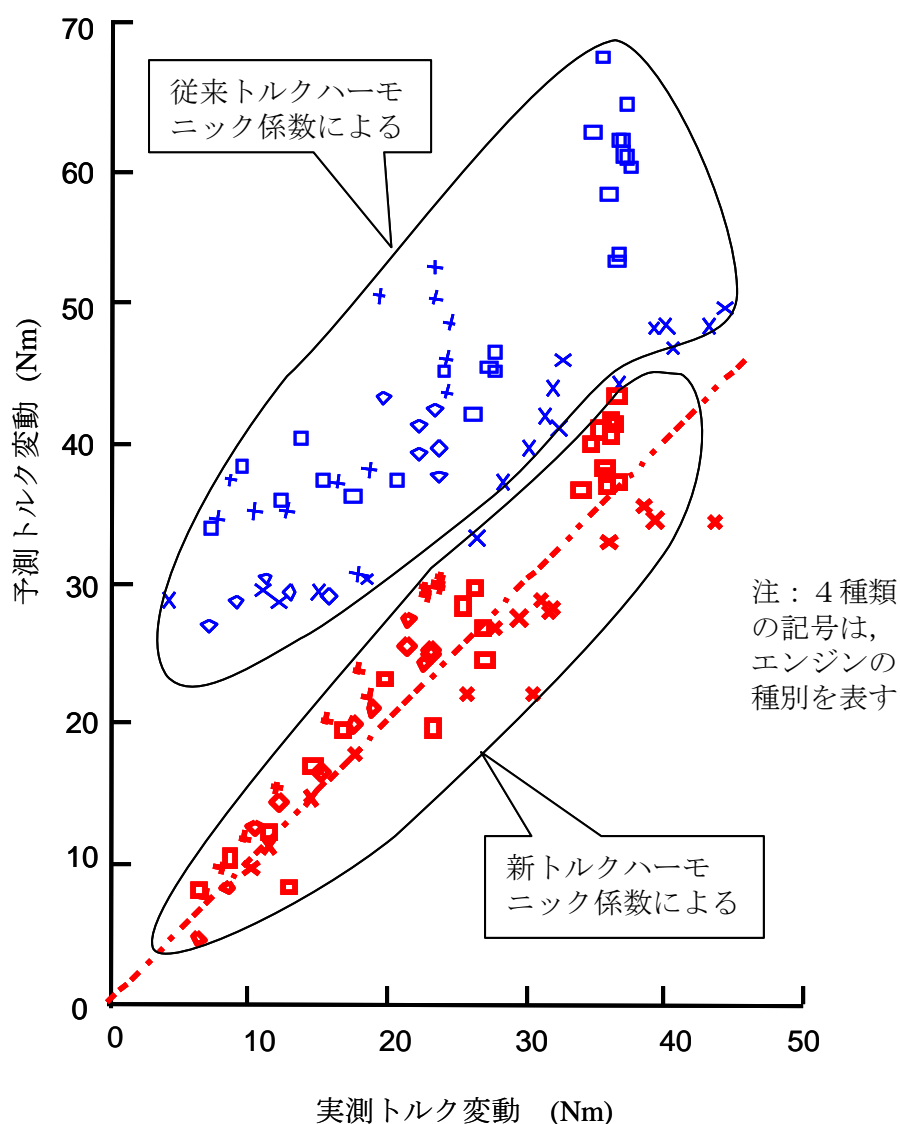


図 2-3 フライホイールのトルク変動

2.2.3 パワープラント筐体振動の実測と予測

試験車両は、2次バランサの無い1.5LのAT車で、T/Mシフトポジションはニュートラル、電気負荷有りの条件である。パワープラントの剛体共振(10Hz程度)の影響を小さくするため、フロントとリヤロールマウントを取り外した。パワープラントの自重はヘッドマウント及びT/Mマウントのみで支持しているためフロントとリヤロールマウントを取り外してもパワープラントの姿勢はほとんど変化しない。又、排気系共振の影響を取り除くため、エキゾーストマニホールド以降の排気系を取り外した。パワープラント振動測定点は4つのエンジンマウント点近傍の上下方向と前後方向とし、ヘッドマウント前後方向を位相基準とした(図 2-4)。

次に、前節で得られた新トルクハーモニック係数及び、エンジン運転中に計測した図示平均有効圧を用いて、エンジンの起振力を計算した。エンジン中心を基点としたシリンダ軸方向に並進起振力 F_v 、およびクランクシャフトに平行なローリングモーメントを M_m とすると、シリンダブロックに発生する力は運動部分の反作用なので、式(2-16)、(2-17)に負号を乗じて式(2-18)、(2-19)を得る。なお、エンジン中心とは、クランクシャフト中心軸上にあり、かつ2番、3番シリンダの中央位置である。

$$F_v = -4F = 4W\omega^2 r\lambda \cos 2\omega t \quad (2-18)$$

$$M_m = -4M = (2W\omega^2 r^2 - \pi B^2 r b_2) \sin 2\omega t - \pi B^2 r a_2 \cos 2\omega t \quad (2-19)$$

エンジンを直方体、T/M を円錐体で表した振動モデルを図 2-5 に示す。市販の振動計算プログラムを用い、パワープラントの慣性テンソル及び、エンジンマウント特性を与えた。加速度の計算点は、実験時の振動測定位置と同じである。その結果、パワープラント振動の実測値と予測値は、大きさ・位相とも良く一致し、機関回転2次成分トルクハーモニック係数の4定数(α_2 , β_2 , α_2' , β_2')及び、予測式の十分な精度を確認できた(図 2-6)。又、位相はゼロ又は 180° ではなく、複素振動モードであることも分かった。エンジン回転速度に対する2つの起振力大きさの一例を、図 2-7 に示す。

2.2.4 結言

4気筒エンジンのローリングモーメント2次成分について、重回帰分析を用いてアイドル時のトルクハーモニック係数を同定し、図示平均有効圧からフライホイールのトルク変動を十分な精度で予測できた。

又、パワープラント筐体の振動・位相を、図示平均有効圧から十分な精度で予測できることを示した。その結果、2次バランサの無い4気筒エンジンの振動モードは単純なロールやバウンスではなく、複雑な複素モードを持つことが分かった。

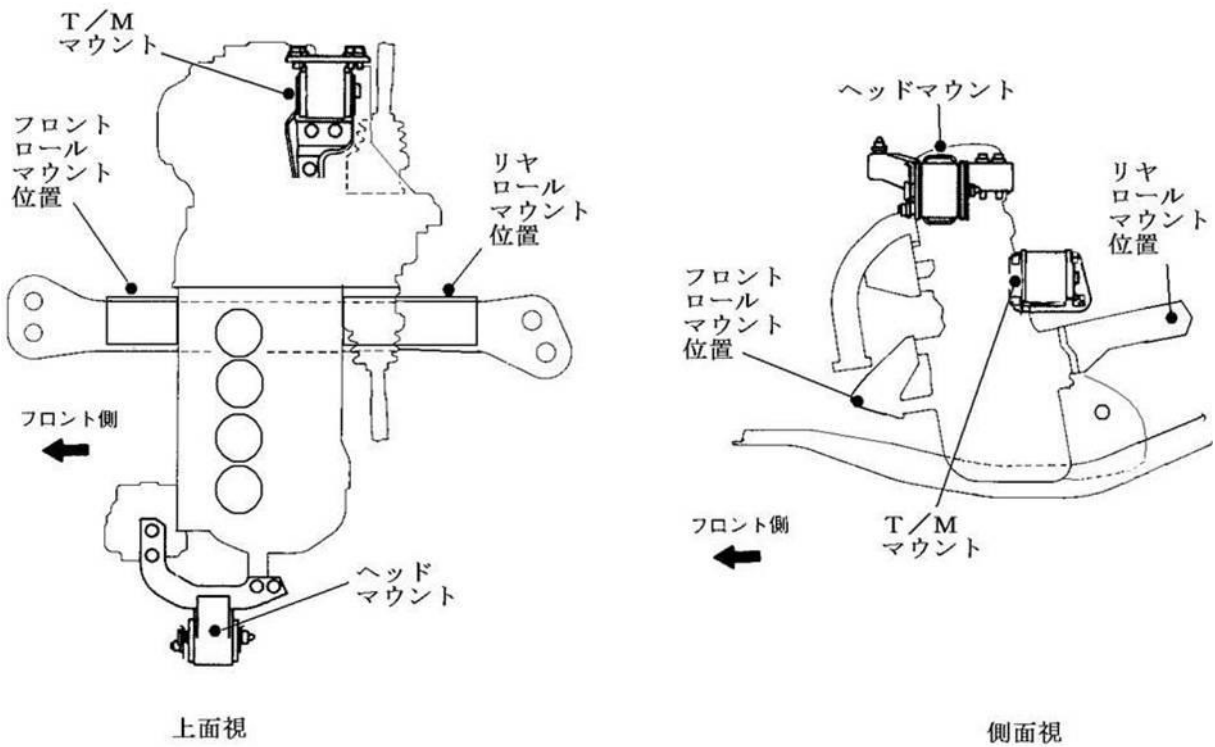


図 2-4 パワープラント振動測定位置(●)

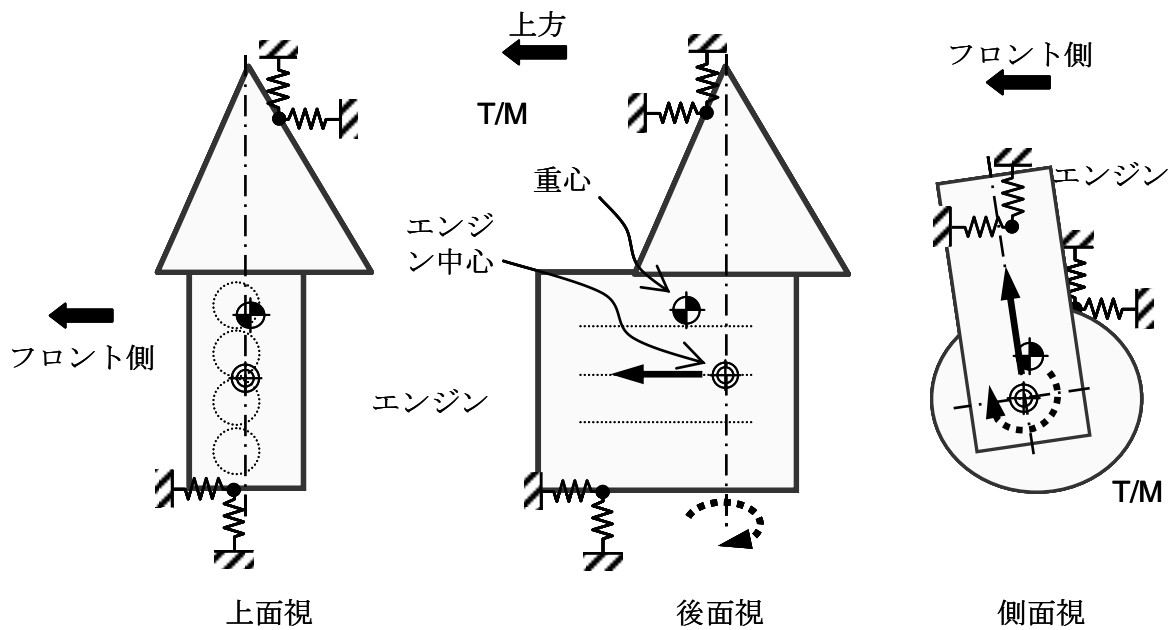


図 2-5 パワープラント振動モデル

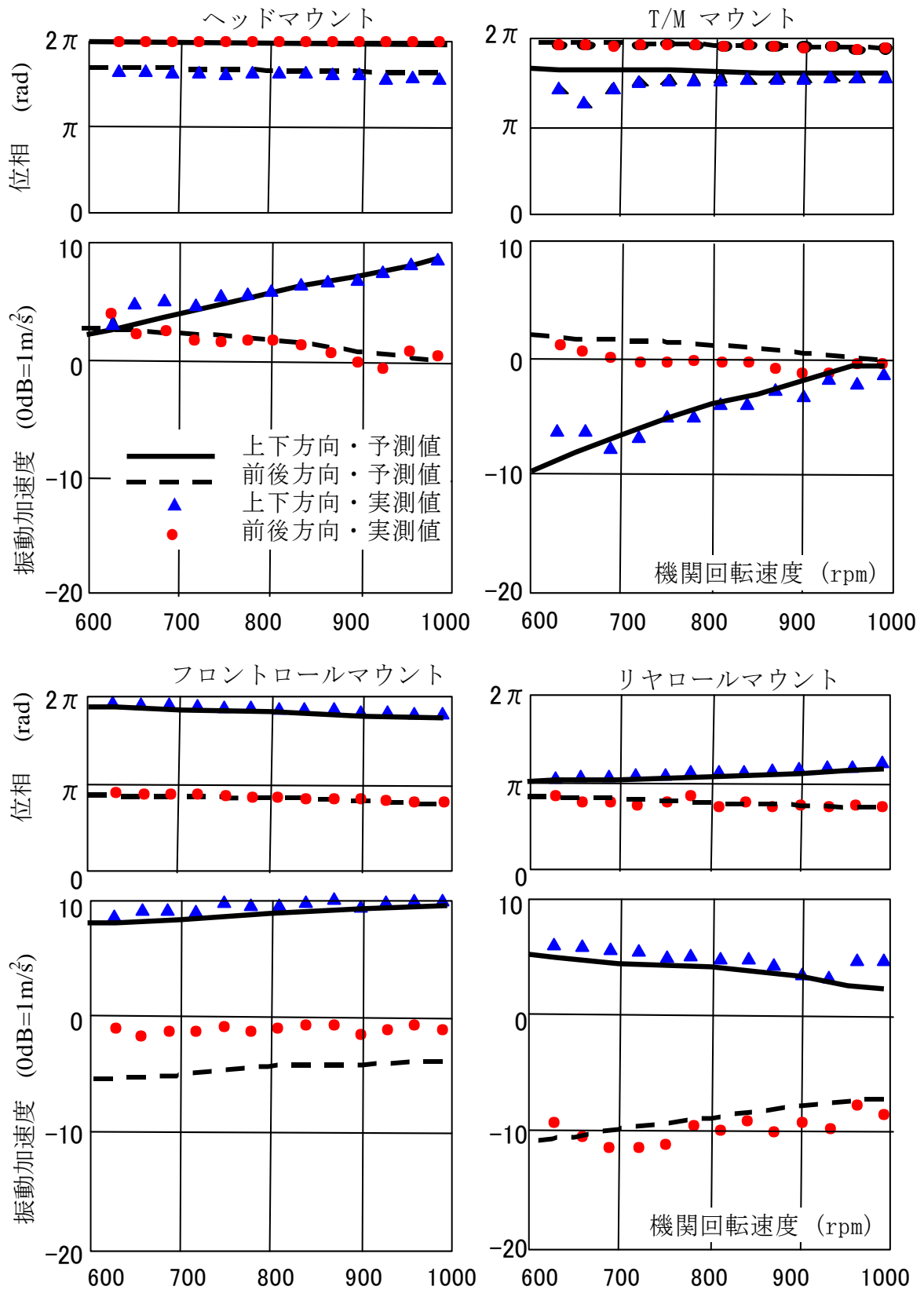
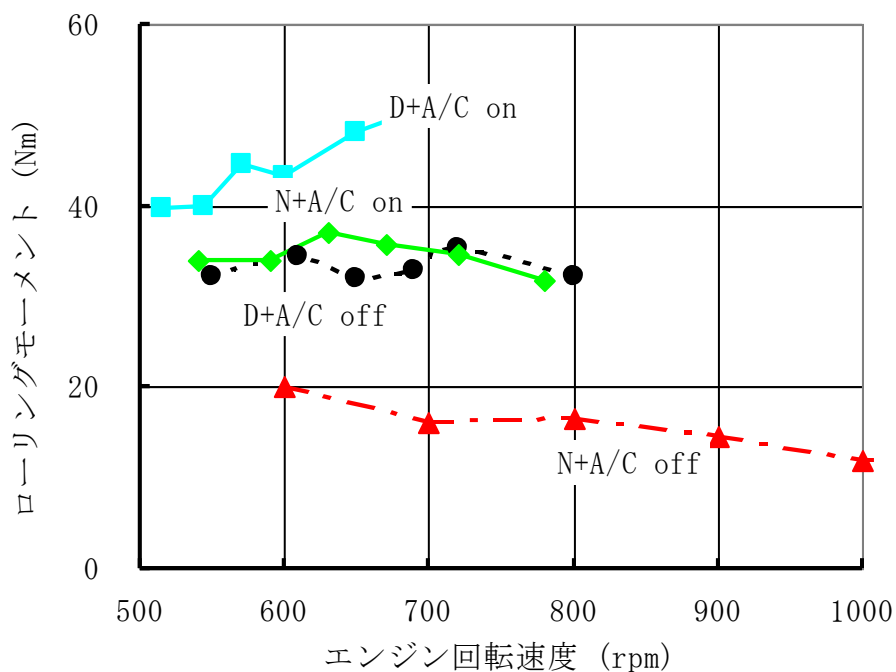


図 2-6 パワープラント振動の実測値と予測値(1.5L AT 車, N-ライト on)



注：D, N：ATのシフト位置がD, 又はNレンジを示す。
A/C on, off：エアコンがon, 又はoffを示す。

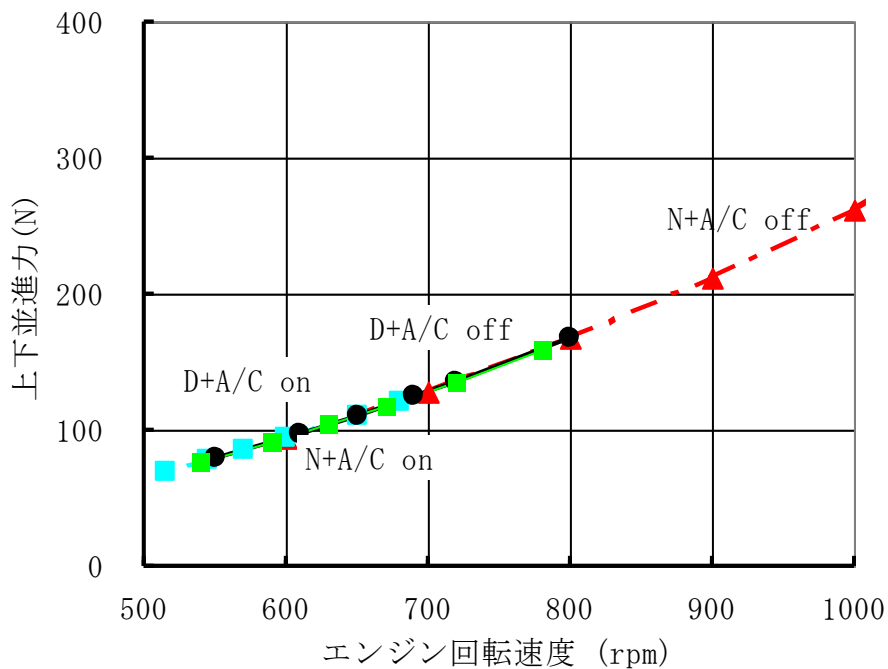


図 2-7 アイドル時のエンジン起振力の一例(1.5L, AT車)
(上下並進力は、シフト位置、エアコン on/off 条件には依存しない)

2.3 エンジンのロール振動低減機構

2.3.1 緒言

エンジンのバランサは一般にクランクシャフトの回転次数成分に同期させたものである。2次バランサの歴史は古く、Lanchester, W, F が互いに逆方向に回転する二本のバランサシャフトを初めて直列4気筒エンジンに装備し⁽⁷⁵⁾、1911年のボグゾール車とウィリス車に搭載した(図 2-8)。又 1940年代、第二次世界大戦中の米国製航空機の星形レシプロ発動機にも使われていた(図 2-10)^(8,76)。

1975年、三菱自動車工業株から、サイレントシャフトの名称で直列4気筒エンジン用の2次バランサが開発された(図 2-9)。これはシリンダ軸方向の並進起振力を常にゼロとし、同時に2本のシャフトが上下にオフセットすることにより一定速度走行時のローリングモーメントを最小にする設計である^(70,77)。このサイレントシャフトは、おもに 3000rpm 以上の走行時に発生するこもり音の低減に大きな効果がある。しかし、FF 車特有の振動問題であるアイドル振動には有効ではない。エンジン回転速度が 1000rpm 以下のアイドル運転条件では、サイレントシャフトが発生するローリングモーメントは、エンジンが発生するローリングモーメントの数分の1であり、はるかに小さいためである。

現代では、上下オフセットの無い2次バランサが、2L~3Lの自動車用直列4気筒エンジンに多く使われている。

1976年には「回転体による反力モーメント平衡装置」の特許が公告されている⁽⁷⁸⁾。本装置は自動二輪車における、急加速時のトルク反力を低減させる効果を持つ。本特許公報には基本原理が掲載されているのみであり、設計に際しての十分な情報は見あたらない(図 2-11)。したがって、特にアイドル振動の改善を目的にして、エンジンのロール振動低減機構の研究に着手した。

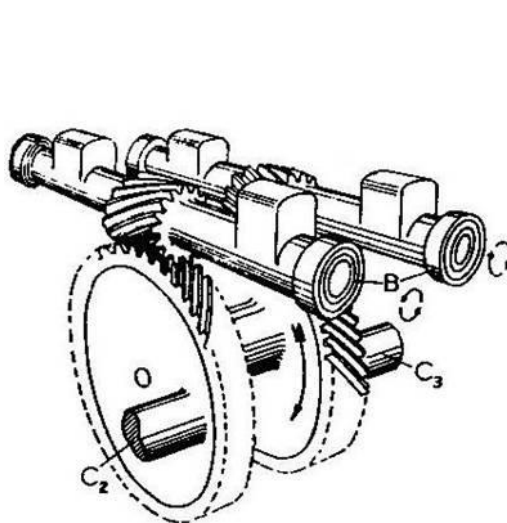


図 2-8 ランチェスタバランサ⁽⁷⁵⁾

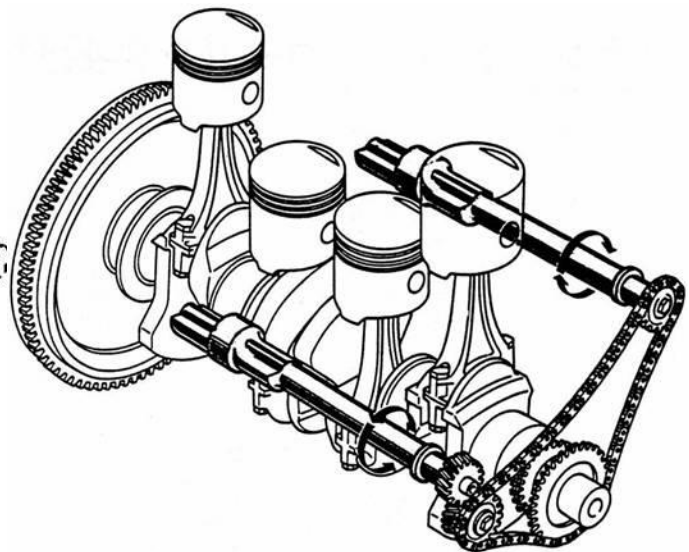


図 2-9 サイレントシャフト⁽⁷⁷⁾

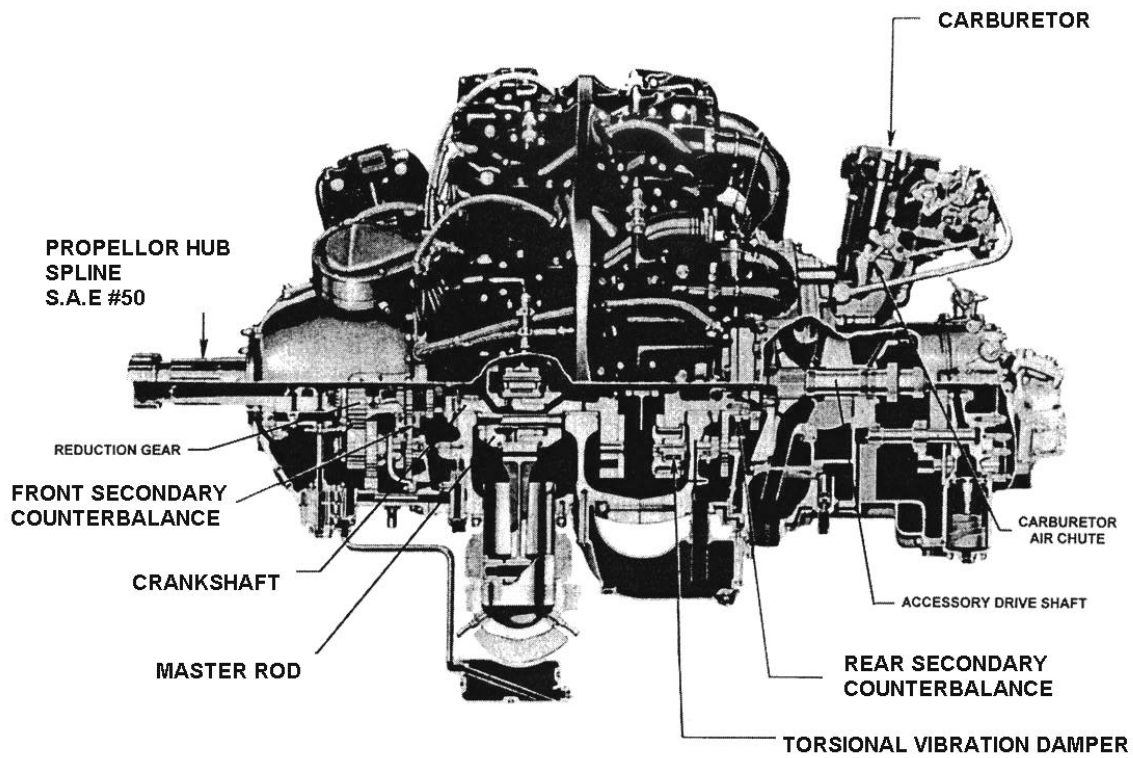


図 2-10 航空用星形レシプロ発動機(Pratt & Whitney R-2800)⁽⁷⁶⁾

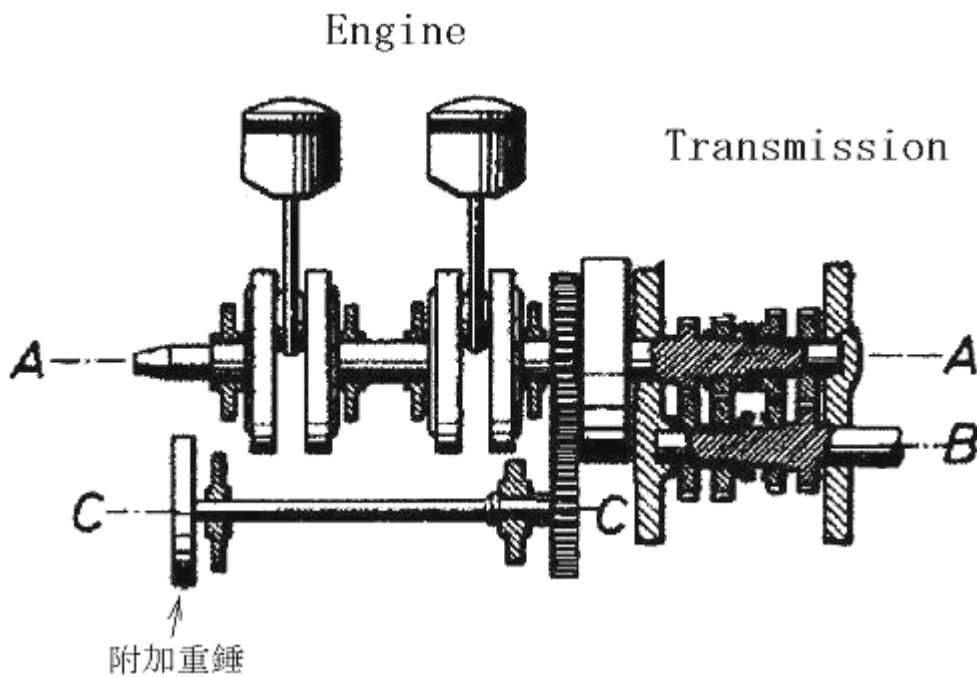


図 2-11 自動二輪車用エンジン⁽⁷⁸⁾

2.3.2 トルクバランサの原理^(79,80)

本節ではパワープラント筐体のロール振動を低下させる低減機構をトルクバランサと称する。図 2-12 にトルクバランサの原理図を示す。シリンダ内の燃焼によってピストンはコンロッドを押し下げ、主フライホイールを時計回りに回転する燃焼モーメントを与える。一方シリンダブロックは、燃焼反モーメントで反時計回りに回転し、これがシリンダブロックのロール振動を引き起こす。次に、主フライホイールの横に逆回転する副フライホイールを追加する。副フライホイールは、主フライホイールと同期し、一体回転する。主フライホイールは、副フライホイールを回すための反力を受けて、ジャーナルベアリングを押し下げる力 N を下向きに発生する。又、副フライホイールはシリンダブロックを押し上げる力 N' を上向きに発生する。したがって、シリンダブロックには両軸間距離 L と N の積、すなわちキャンセルモーメント NL が作用する。キャンセルモーメント NL の方向は時計回りなので、燃焼反モーメントを打ち消すことができる。この原理から、キャンセルモーメントの大きさは燃焼モーメントの大きさに比例することがわかる。燃焼モーメントの大きさは、エアコンのオン/オフ、シフトの D/N などのエンジン負荷やエンジン回転速度に依存する。そのため、振動低減率が一定となる本機構はエンジンのバランサ機構として適している。又、打ち消す周波数成分は全ての次数成分に及び、かつラフ振動などの過渡的なトルク変動も低減することができる。

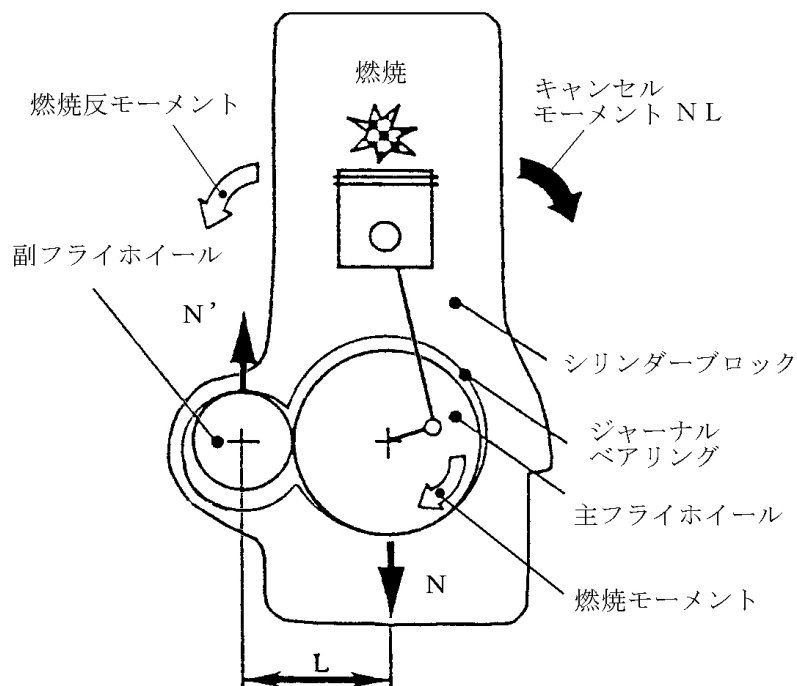


図 2-12 トルクバランサの原理⁽⁷⁹⁾

2.3.3 主な記号

回転自由度のみを考え3自由度とする.

I_1 : 主フライホイール慣性モーメント

I_2 : 副フライホイール慣性モーメント

I : パワープラント筐体慣性モーメント

ϕ_1 : 主フライホイール回転角変位

ϕ_2 : 副フライホイール回転角変位

ϕ : パワープラント筐体回転角変位

R_a : 副フライホイールの増速比 (逆転の場合は負)

M : 燃焼モーメント (パワープラント筐体から主フライホイールへ作用する)

2.3.4 トルクバランサ無しの運動方程式

パワープラント筐体から主フライホイールに燃焼モーメント M が作用すれば, パワープラント筐体には燃焼反モーメント $-M$ が作用する. したがって, 運動方程式は式(2-20), (2-21)となり, $\ddot{\phi}_1$ と $\ddot{\phi}$ はお互いに独立で連成しない.

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{M}{I_1} \quad (2-20)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{-M}{I} \quad (2-21)$$

2.3.5 トルクバランサ有りのラグランジュ運動方程式⁽⁸⁰⁾

ギヤの拘束条件を式(2-22)に示す.

$$\frac{\phi_2 - \phi}{\phi_1 - \phi} = R_a \quad (2-22)$$

次に式(2-22)の両辺を1階, 及び2階微分し, $\dot{\phi}_2$, $\ddot{\phi}_2$ を左辺に移項すれば式(2-23)が得られる.

$$\dot{\phi}_2 = R_a \dot{\phi}_1 + (1 - R_a) \dot{\phi} \quad , \quad \ddot{\phi}_2 = R_a \ddot{\phi}_1 + (1 - R_a) \ddot{\phi} \quad (2-23)$$

トルクバランサ有りのラグランジュアンを式(2-24)で定義する.

$$2L = 2T - 2U = I_1 \dot{\phi}_1^2 + I_2 \dot{\phi}_2^2 + I \dot{\phi}^2 - 0 \quad (2-24)$$

式(2-24)から, $\dot{\phi}$ と $\dot{\phi}_1$ に関するラグランジュの運動方程式を導き, 式(2-23)から $\dot{\phi}_2$, $\ddot{\phi}_2$ を代入して消去すれば式(2-25)を得る.

$$\begin{bmatrix} I_1 + R_a^2 I_2 & R_a(1 - R_a)I_2 \\ R_a(1 - R_a)I_2 & (1 - R_a)^2 I_2 + I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M \\ -M \end{Bmatrix} \quad (2-25)$$

この方程式を解くと式(2-26), (2-27)を得る.

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{\{I + (1 - R_a)I_2\}M}{(1 - R_a)^2 I_1 I_2 + (I_1 + R_a^2 I_2)I} \quad (2-26)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{-(I_1 + R_a I_2)M}{(1 - R_a)^2 I_1 I_2 + (I_1 + R_a^2 I_2)I} \quad (2-27)$$

トルクバランサが無い状態のパワープラント筐体振動レベルを 1.0 と仮定した時, トルクバランサを追加した後の振動レベル Δ (残留振動) は, 式(2-21)と式(2-27)の比で定義でき, 式(2-28)で表される.

$$\Delta \equiv \frac{-(I_1 + R_a I_2)M / \{(1 - R_a)^2 I_1 I_2 + (I_1 + R_a^2 I_2)I\}}{-M / I} \quad (2-28)$$

次に, $I_1, I_2 \ll I$ であるから, $I_1 I_2 / I \cong 0$ を式(2-28)に代入すると, 残留振動 Δ は式(2-29)に近似できる.

$$\Delta \cong \frac{I_1 + R_a I_2}{I_1 + R_a^2 I_2} \quad (2-29)$$

したがって, パワープラント筐体の回転角加速度 $\ddot{\phi}$ がゼロになる条件は, 式(2-29)の右辺がゼロ, すなわち, $I_1 + R_a I_2 = 0$ であることがわかる.

同様に, $I_1, I_2 \ll I$ から, $I_1 I_2 / I \cong 0$, $I_2 / I \cong 0$ を式(2-26)に代入すると, 式(2-30)に近似できる.

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_1 &= \frac{\{I + (1 - R_a)I_2\}M}{(1 - R_a)^2 I_1 I_2 + (I_1 + R_a^2 I_2)I} \\ &= \frac{\{1 + (1 - R_a)I_2 / I\}M}{(1 - R_a)^2 I_1 I_2 / I + (I_1 + R_a^2 I_2)} \\ &\cong \frac{M}{I_1 + R_a^2 I_2} \end{aligned} \quad (2-30)$$

すなわち主フライホイールの回転角加速度の式(2-30)は、あたかも主フライホイールの慣性モーメントが $I_1 + R_a^2 I_2$ であることを示唆している。式(2-20)とのアナロジーによりこれを等価慣性モーメント I' と呼ぶことにする。

$$I' \equiv I_1 + R_a^2 I_2 \quad (2-31)$$

2.3.6 最適設計

副フライホイール装着により、等価慣性モーメントは $I_1 + R_a^2 I_2$ に増大する。したがって、予め、主フライホイールの慣性モーメント I_1 を、 $R_a^2 I_2$ だけ減らしておかなければならない。等価慣性モーメントが過大の場合は、加速性能が悪化する。又過小の場合は、駆動系トルク変動増大によるこもり音の発生や、クラッチ接合時の発進性が悪化することになる。さらに、残留振動 Δ が小さくならないとトルクバランサの実有効性が乏しく、経験的には 10dB 程度が必要である。もし Δ が負になると逆効果となり、残留振動は増加し始めるので効率の悪い無駄な設計となる。

これらを考慮し、必要なパワープラント筐体回転振動の低減量、及び等価慣性モーメントの最適値を設定する。増速比 $R_a = -2.5$ の場合の計算例を図 2-13 に示す。フライホイール慣性モーメント I_1 と、副フライホイール慣性モーメント I_2 を座標軸にとり、等価慣性モーメントを I' 、残留振動を Δ で表す。図中、残留振動目標値(-10dB)と等価慣性モーメントが両立するような I_1 、 I_2 の最適範囲を示している。すなわち、 $I_1 = 0.05 \text{kgm}^2$ 、 $I_2 = 0.01 \text{kgm}^2$ 程度である。

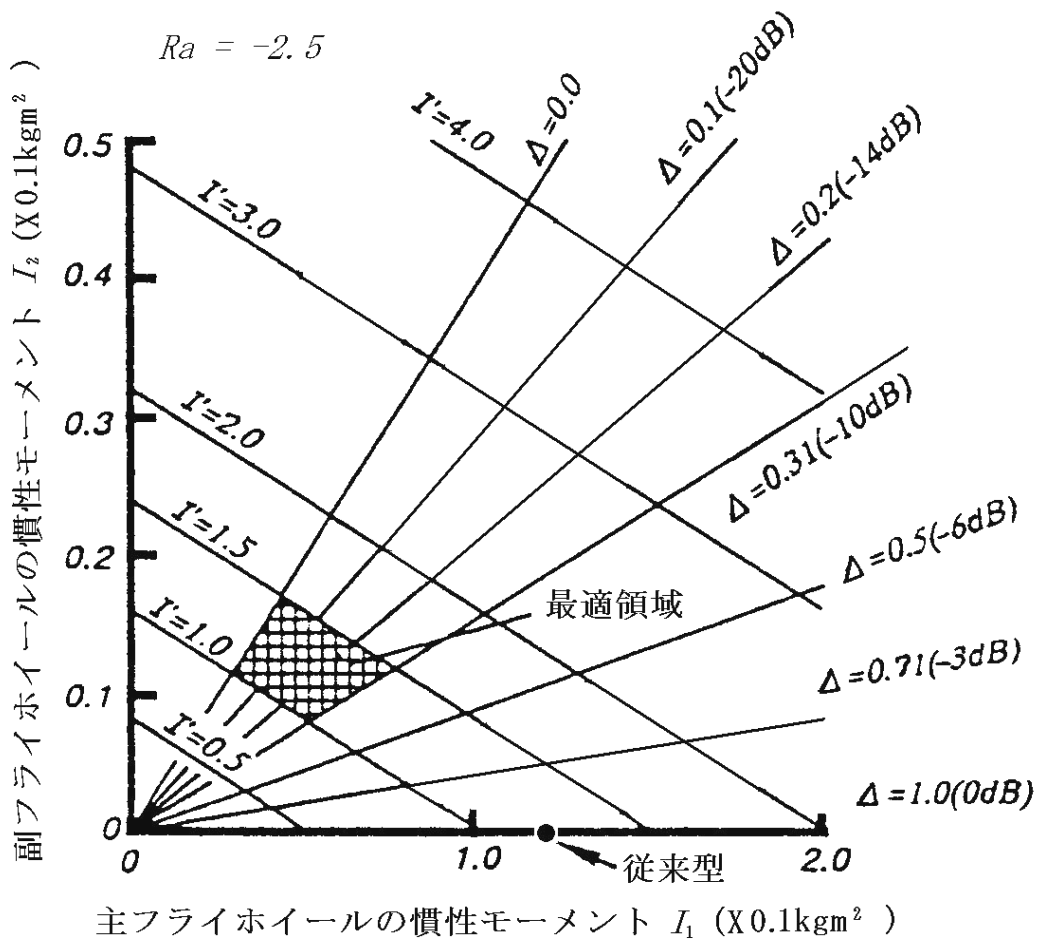
2.3.7 実験用トルクバランサの構造

小型軽量化のため、副フライホイールはオルタネータを利用し、両面Vリブドベルトを介して、クランクプーリより逆転駆動する。又、オルタネータ背面に小型のフライホイールを追加し、 $I_2 = 0.01 \text{kgm}^2$ 程度に増大させている(図 2-14)。主フライホイールはアルミ合金で製作し、慣性モーメントを従来型鉄製の約 1/2 としている。増速比は、 $R_a = -2.23$ である。残留振動 Δ は、0.32(-10dB) である。

2.3.8 実験結果

図 2-15 に、2 次成分に関するトルクバランサ効果を示す。パワープラント筐体のローリング振動及び、車体振動の回転 2 次成分が約 10dB 低下した。

又、0.5, 1.0, 1.5, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0 次成分のパワープラント筐体振動も約 10dB 低下した(図 2-16)。すなわち、計算結果と一致している。



I_1 と I_2 に対する最適設計条件

図 2-13 慣性モーメントの最適諸元値

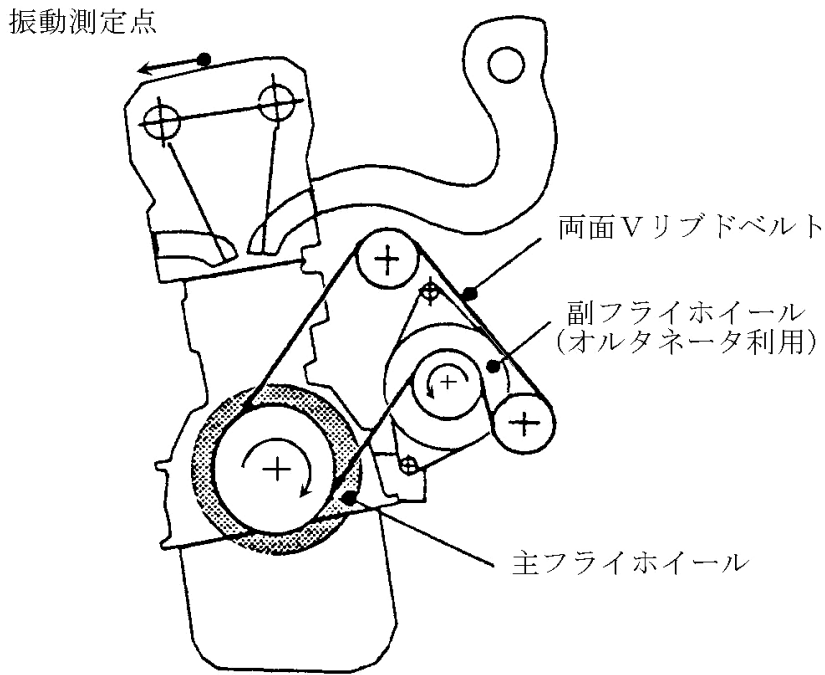


図 2-14 トルクバランサの構造

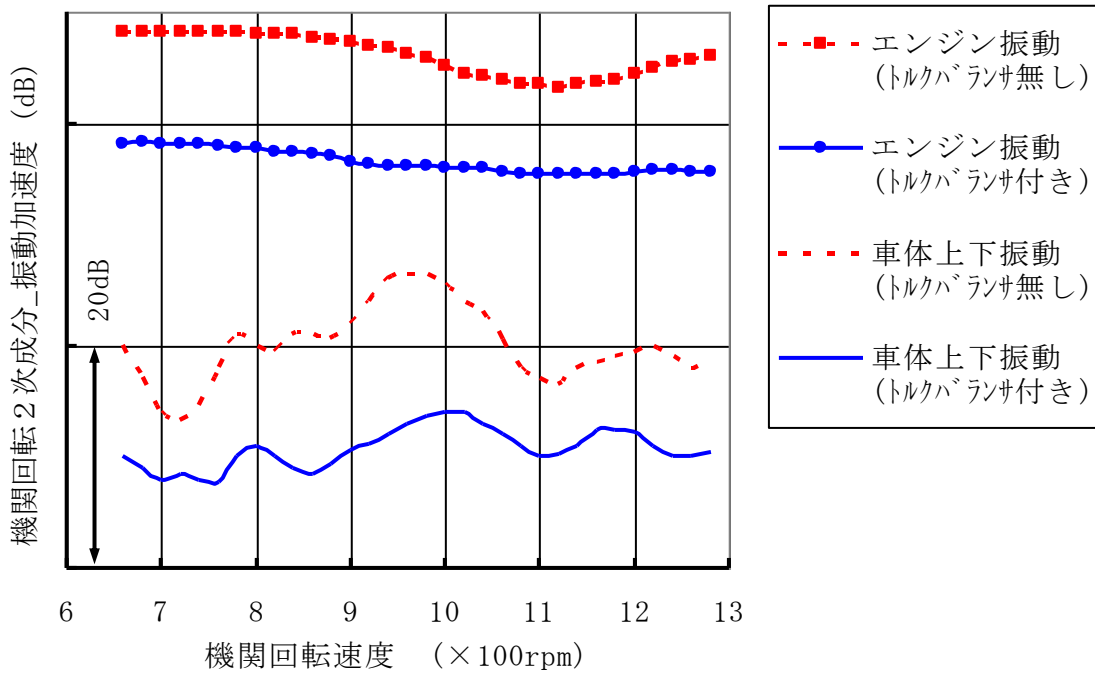


図 2-15 パワープラント筐体振動と車体振動の低減(2次成分)

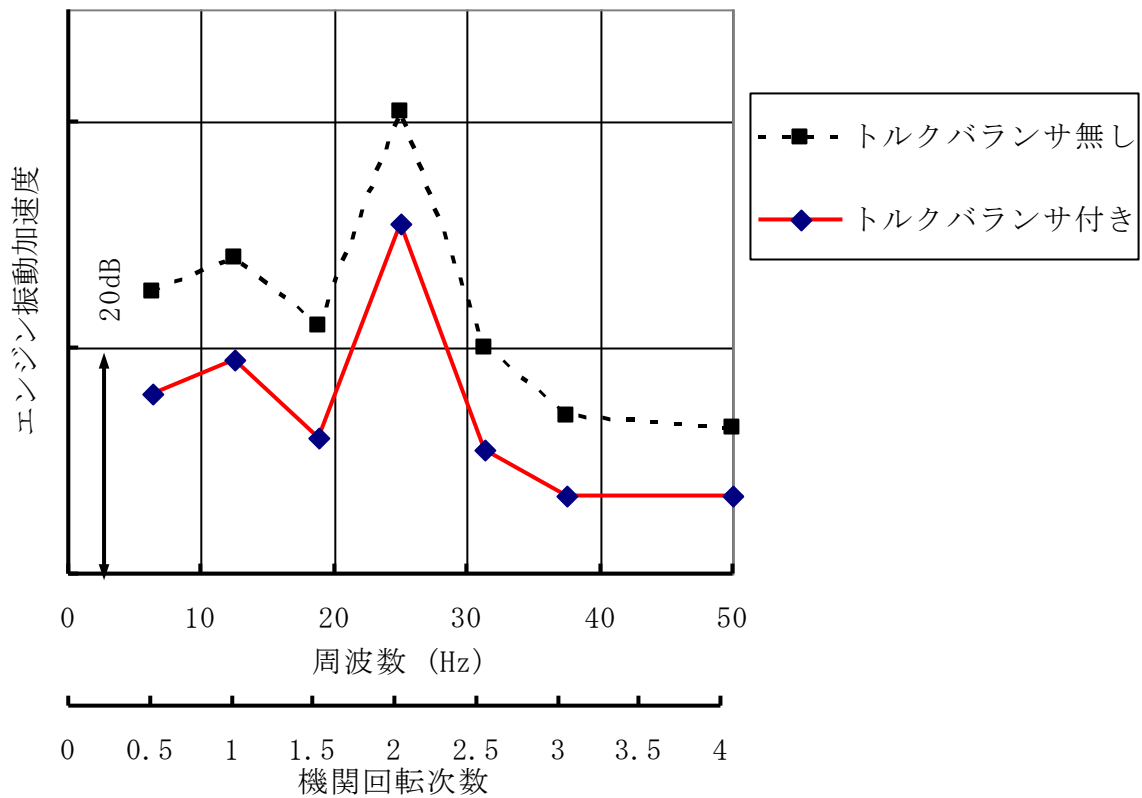


図 2-16 パワープラント筐体振動の低減(750rpm)

2.4 考察

今回研究したトルクバランサの特徴を，サイレントシャフトと比較して下表に示す。

	サイレントシャフト	トルクバランサ
低減できる振動成分	・ 2次成分のみ	・ 全次数成分
シリンダ軸並進方向	・ 可	・ 不可
ローリング方向	・ 一定速度走行時のみ	・ 全運転条件

2.5 結言

アイドル時のエンジン起振力ローリングモーメントに関して以下の知見を得た。

- (1) 4気筒エンジンのアイドル時ローリングモーメント2次成分の予測誤差は従来100%程度であったが、重回帰分析法(製品名称: JUSE/QCAS-MA1, 及び micro-CDA)を用いてトルクハーモニック係数を正しく同定することにより、誤差 $\pm 20\%$ 程度の良い精度で予測できる。

アイドル時のトルクハーモニック係数は1000rpm以上のトルクハーモニック係数と異なることが分かった。今後、直噴ガソリンエンジンやコモンレールディーゼルエンジン、アルコール燃料、水素エンジンなどが多数出現してくると、その度にトルクハーモニック係数を同定する必要がある。同定作業は時間と費用のかかる実験であり、効率のよい方法が必要である。アイドル時も含めたエンジンの性能試験から起振力マップが得られるシステムの構築が望まれる。これは今後の課題と考える。

- (2) パワープラント筐体の振動・位相を、図示平均有効圧から十分な精度で予測できることを示した。その結果、2次バランサの無い4気筒エンジンの振動モードは単純な実モードではなく、複雑な複素モードを持つ。

- (3) トルクバランサの試作機において、2次振動低減効果の実測値は予測値と一致し、解析の妥当性を確かめた。又、2次振動だけでなく、0.5次毎に4次成分までの振動低減効果も実測値から確かめた。

ゴムベルトには伸縮性があり、ベルト伸縮剛性と副フライホイール慣性モーメントで構成される共振系がどのような副作用をするか確かめておかなければならない。これは今後の課題と考える。

- (4) パワープラント筐体のロール振動を低減するトルクバランサ機構を解析し、最適設計のための設計要件を導出した。

トルクバランサは、トルク変動の反力を打ち消す魅力的な機構であり、アイドル時の起振モーメントが大きいディーゼルエンジンや直噴エンジン、又は起振周波数の低い休筒エンジンなどのバランサとして適していると考えられる。実用化には補助フライホイールのレイアウトや逆転機構などの研究を待たねばならないが、将来の省エネルギーと快適性を両立させる機構として期待される。

第3章 アイドル時の車体振動

3.1 緒言

アイドル振動は、FR形式からFF形式へのパワープラントレイアウト変化に伴って問題が大きくなった現象である。FR車のパワープラント筐体はプロペラシャフト駆動トルクの反力を負担するが、FF車のパワープラント筐体はその約4倍程度（最終減速機のギヤ比倍）を負担せねばならない。したがって、駆動トルク反力を支持するエンジンマウント剛性はFR車より大きくなり、必然的に防振性能は低下する。これを避けるため、エンジンマウントの静的変位-荷重特性において、荷重が小さい範囲は剛性を小さく、荷重が大きくなるにしたがって剛性が大きくなるような非線形特性を持たせる場合が多い。4章で後述するように、急加速時の駆動トルク反力によるパワープラント筐体の過大なロール変位を防止するために、この非線形特性が瞬間的な衝撃を発生させ、乗員に不快な振動を与える。これを加速ショックと呼んでいる。したがって、極端な非線形特性は与えられず、なめらかに変化する荷重-変位特性が必要となる。さらに、AT車のトランスミッションをDレンジに保持するアイドル条件(信号待ちなど)では、トルクコンバータにストールトルクが発生し、静的トルクがドライブシャフトに負荷される。すると、エンジンマウントにはストールトルクの反作用が負荷されるので、ある程度の1段目マウント剛性を保ちながら、アイドル振動を低減する設計が必要となる(図1-5)。本章では、振動位相に注目した設計方法を2つ述べる。

3.2 流体封入マウントによるアイドル振動低減

現代の自動車では、振動騒音問題を解決するために流体封入マウントが多く使われている。流体封入マウントの三大特徴として、特定周波数領域においての①大減衰力、②低動ばね特性、③位相偏向がある。大きな減衰力を利用してエンジンシェイクによる乗り心地の悪化を防ぎ、又低動ばね定数を利用してこもり音やアイドル振動を低減している^(61,62,63,81)。同時にこの大きな減衰力は、強制振動変位に対して、伝達力の位相が進む効果をもたらす。この位相前進効果は、過去応用された例が無い。筆者はこれを位相偏向と名づけ、この効果を利用してアイドル振動を低減することを試みた。

本節は、4気筒エンジンを搭載したFF小型乗用車のアイドル振動の例である。ベクトル合成法による寄与率分析の後、フロントマウントに流体封入マウントを用い、合計ベクトルがゼロになるようにばね定数と位相角を設定すれば、シート取付け部の車体振動が低減できることを示す。さらに開発した流体封入マウントの構造と特性を示し、実車試験で予測通りの結果が得られることを示す。

3.2.1 流体封入マウントの位相偏向^(82,83)

流体封入マウントの振動モデルを、貯蔵ばねと減衰が並列に組み入れられた Voigt モデルとする (図 3-1)。パワープラント側の振動変位を x 、振動速度を \dot{x} で表すと、複素伝達力 F は式(3-1)で表される。

$$F = kx + c\dot{x} \quad (3-1)$$

$$k^* = |F/x| \quad (3-2)$$

$$\delta = \tan^{-1}(c\dot{x}/kx)$$

但し、

F : パワープラント側からボディ側に伝達される複素伝達力

k : 貯蔵ばね定数(周波数の関数)

c : 粘性減衰係数(周波数の関数)

k^* : 絶対ばね定数(周波数の関数)

δ : 位相角(周波数の関数)

式(3-1)を複素平面上で図 3-2 に表す。

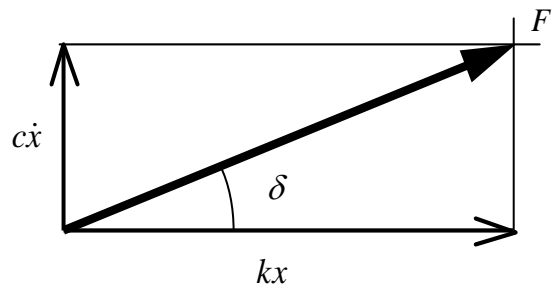
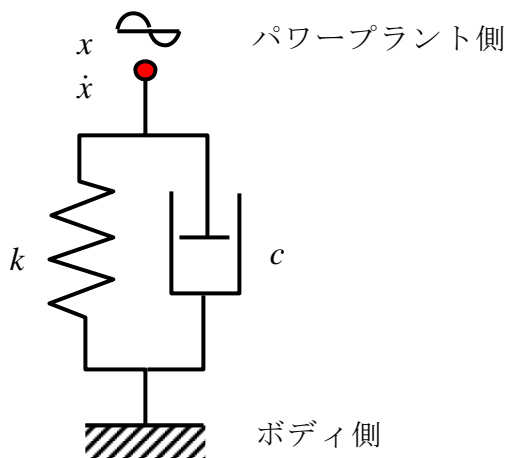


図 3-1 流体封入マウントの振動モデル

図 3-2 複素平面上での伝達力

なお、防振ゴムのばね定数については特有の名称があり、以下の関係となっている。詳細な説明は、JIS 規格 K6394:1998⁽⁸⁴⁾を参照されたい。

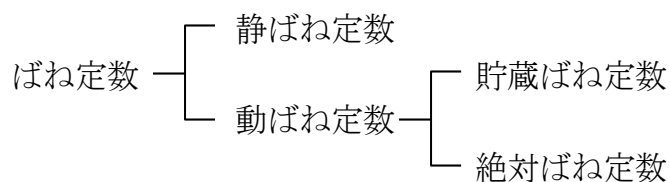


図 3-2 において、複素伝達力 F の位相角はパワープラント筐体側振動変位 x より δ 進んでいる。この位相角 δ は損失角 (loss angle) に等しい。通常の総ゴムマウントでは、 δ は $5\text{deg} < \delta < 10\text{deg}$ 程度である。しかし流体封入マウントでは、オリフィスの長さや断面積、ゴム壁の剛性などにより決まる特定の周波数範囲で位相角 δ が数十 deg と非常に大きくなる特徴がある(図 3-3)。

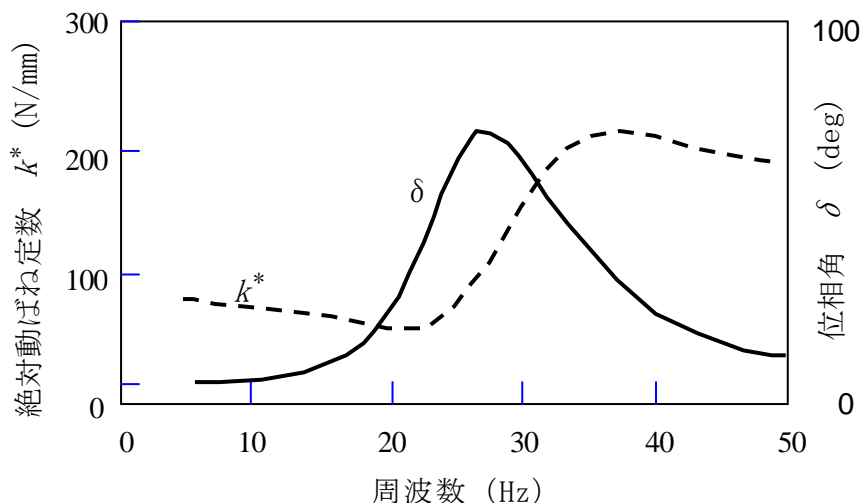


図 3-3 流体封入マウントの絶対動ばね定数と位相角の一例

3.2.2 総ゴムマウントでのベクトル合成

慣性主軸式のエンジンマウントを備えた 4 気筒エンジン搭載の FF 小型乗用車において、機関回転 2 次成分についてベクトル合成法を用いた実験解析を行った。振動モデルは、パワープラント・エンジンマウント・車体で構成される。エンジンマウントは 1 2 要素 (4 個 \times 3 方向) の並進ばねから構成され、第 i 番目のばねから車体に伝達される伝達力を $F_i(f)$ とし、各ばねのエンジン側と車体側の振動振幅差と動ばね定数を乗じ、位相を考慮して算出した(図 3-4)。

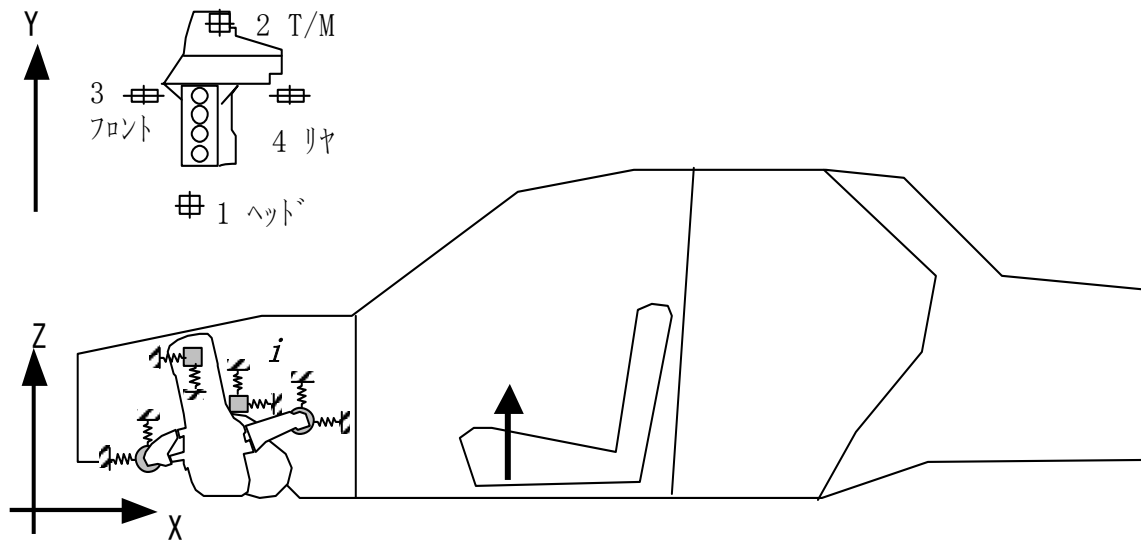


図 3-4 アイドル振動モデル

車体側入力点 i から, シートライザ上下加速度応答への周波数応答関数を $H_i(f)$ とすると, 応答ベクトル和 $A(f)$ は次式で表される.

$$A = \sum_{i=1}^{12} A_i = \sum_{i=1}^{12} F_i H_i \quad (3-3)$$

一例として, 25Hz (750rpm) の F_i , H_i , A_i を各々図 3-5 に示す.

図中の添字は, 図 3-4 に示すエンジンマウント番号, 英字は方向を示す. 但し, 絶対値が小さな成分は省略してある. 応答ベクトル和 A を小さくする方法としては, エンジンマウント動ばね定数を小さくして伝達力 F_i を下げる. 又は, 車体剛性増大等により周波数応答関数 H_i を小さくすることが一般的である. 本節では応答の各成分ベクトル A_i が互いにキャンセルすれば合計ベクトル A が小さくなることに注目する. 既述のように, 流体封入マウントは位相が大きく進むことが分かっているので, 図 3-5 の応答図(Resp)においてフロントマウント上下成分(3Z)を反時計方向に進ませれば応答ベクトル和 A が小さくなると予想される(図 3-6).

すなわち, 3Z を除いた他成分の応答ベクトル和と逆方向で大きさが等しいベクトルをフロント流体封入マウントで生成するとよいことがわかる. したがって, 25Hz では図 3-6 のベクトルを読み取り, 最適なフロント流体封入マウントの特性は, 総ゴムマウントより位相角を+93deg 増大させ, 絶対ばね定数は 1.7 倍となった.

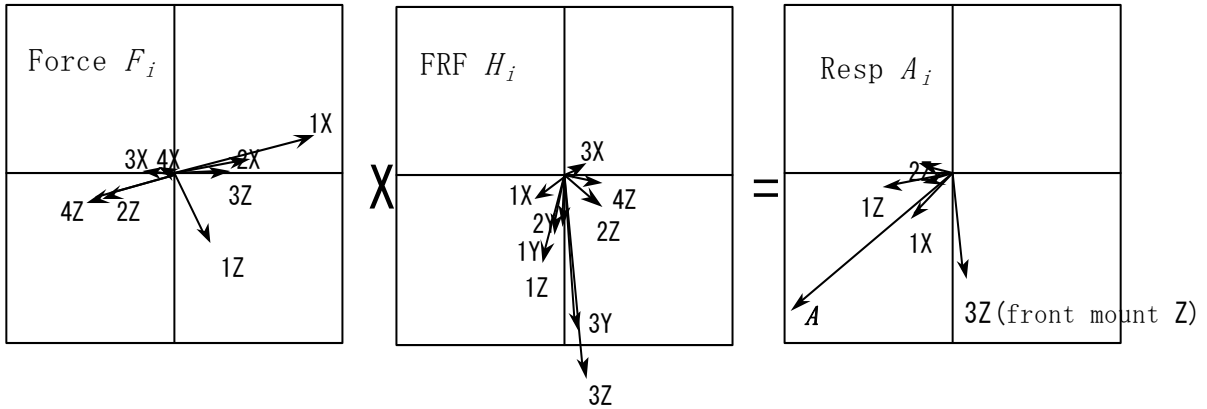


図 3-5 アイドル振動のベクトル合成 ($\Sigma \text{Force} \times \text{FRF} = \text{Resp}$, at 25Hz)

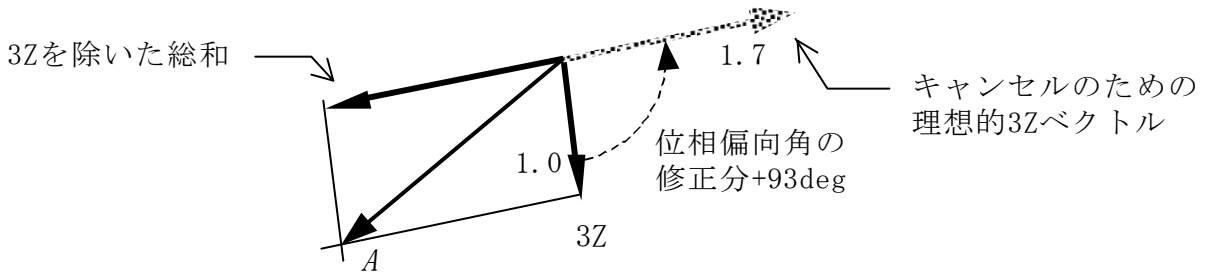


図 3-6 流体封入マウントによるベクトルキャンセル予測

3.2.3 フロントマウント 3Z の最適特性

3.2.2の方法を周波数 20~30Hz 間、2Hz 刻みで解析し、フロントマウントの最適特性(k^* , δ)を求めた(図 3-7)。周波数により最適特性が変化するのは、エンジン伝達力 F_i と車体の周波数応答関数 H_i の大きさや位相が周波数とともに変化するからである。なお、3Z を変化させても、3Z 以外のベクトルはほとんど変わらない。なぜならば、パワープラントのロール共振周波数は 10Hz 程度であり、エンジン起振力周波数が 20Hz 以上の領域ではパワープラントは質量としての役割しかないのである。さらに、ボディ側振動振幅はパワープラント側振動振幅より 10~20dB 小さいため、ボディ側振動振幅が変化しても伝達力 F_i に大きな変化がないためである。

3.2.4 流体封入マウント試作品の構造と特徴

k^* , δ は、最適特性と完全に一致するのが理想であるが、位相角が最大になる周波数の前後で絶対ばね定数が大きく変化する特性を避けられないため、一致には限界がある。したがって、アイドル設定回転数 750rpm(25Hz)でほぼ一致するようにした(図 3-7)。試作した流体封入マウントの構造を、図 3-8 に示す。

内筒と外筒から構成される内部にゴム製の液室が上下に2つある。液室は水を主体とする液体で満たされ、内筒と外筒に相対変位が発生すると、液体がオリフィスを通じて移動する仕組みになっている。

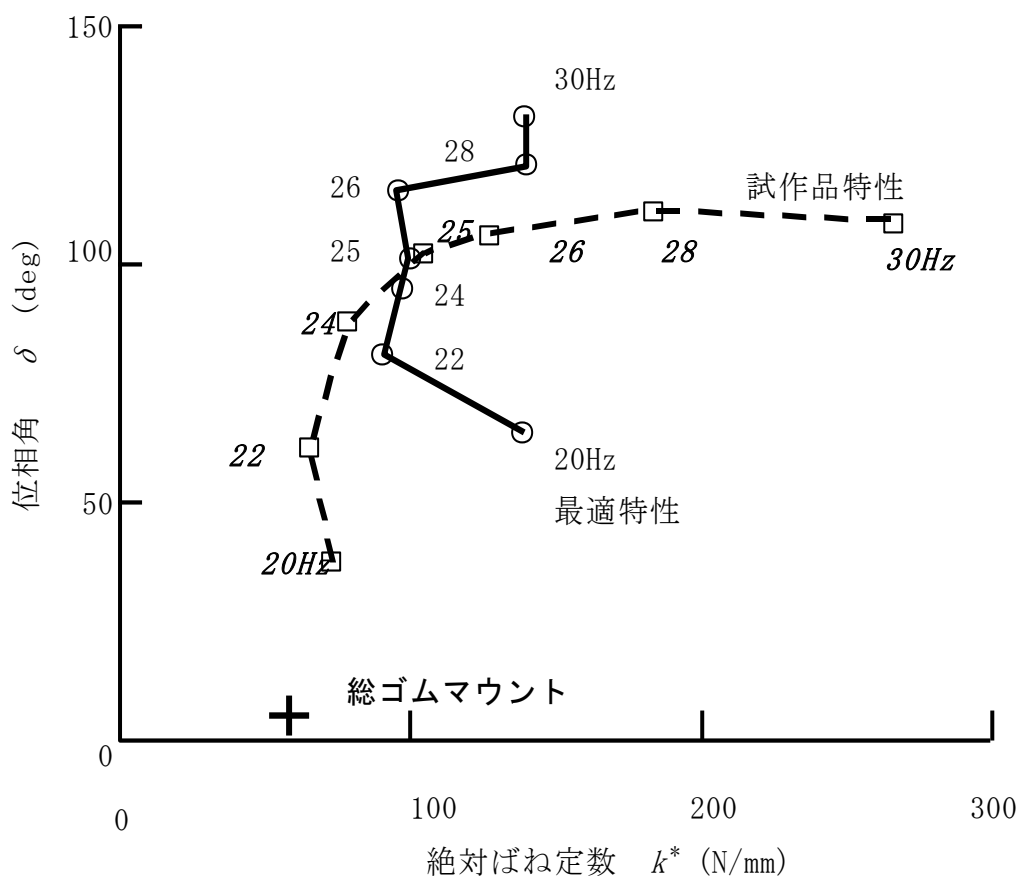


図 3-7 流体封入マウントの最適特性と試作品特性の比較

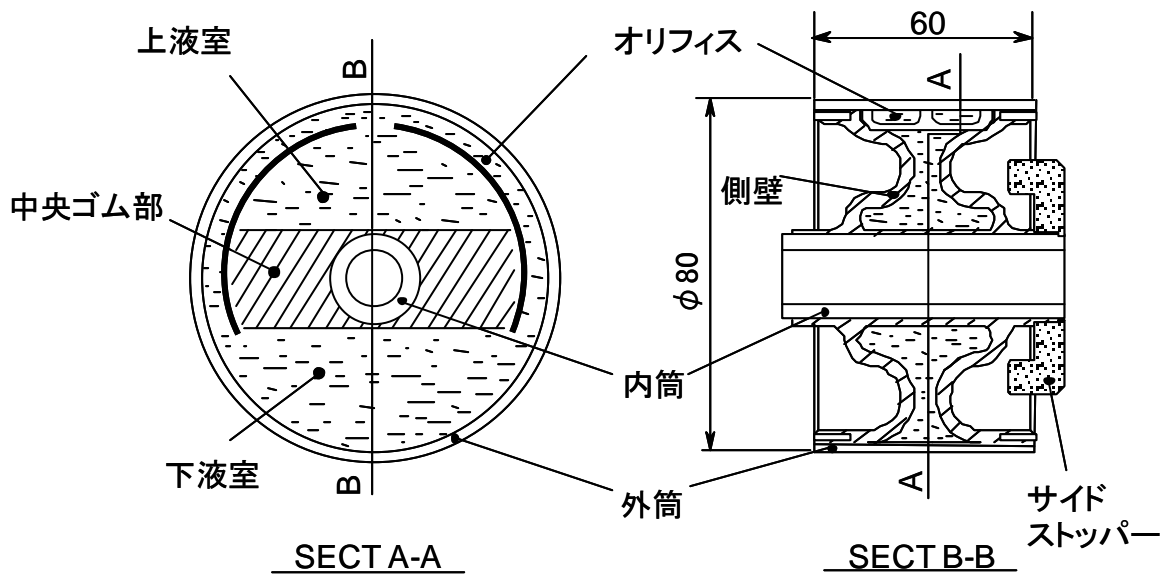


図 3-8 円筒型流体封入マウント

3.2.5 実車試験結果および考察

車体のシートライザ上下振動の機関回転 2 次成分を測定した (図 3-9) . 流体封入マウント付きでは 25Hz で加速度振幅が極小となり, 位相偏向によるベクトルキャンセルが達成されている. 又, 前述のベクトル合成法による予測結果 (Δ) とも良く一致している. フロントマウントを除去した場合より加速度振幅が低下している, 単に動ばね定数を低下させる以上の効果がある.

アイドル時エンジン回転数の安定度は, 従来の機械式キャブレタでは設定回転数 $\pm 50\text{rpm}$ 程度であり, 図 3-9 中シートライザ振動が極小になる回転数範囲を超える不安がある. しかし, 最近の燃料噴射ガソリンエンジン及び, 電子制御ディーゼルエンジンでは $\pm 20\text{rpm}$ 程度であり, この位相偏向フロントマウントは十分実用的と考えられる.

フロントマウント (3Z) の寄与率は絶対値から見ても他のマウントより大きい (図 3-5) . アイドル振動低減のためには, 一般的にフロントマウントの動ばね定数は低いことが望ましい. しかし, 総ゴムマウントでは動ばね定数を低下させると静ばね定数も低くなりがちであり, 駆動トルク反力支持との両立が難しくなる. 位相偏向型流体封入マウントは駆動トルク反力の支持機能を保ちながら, 車体振動を低減できるロールマウントである.

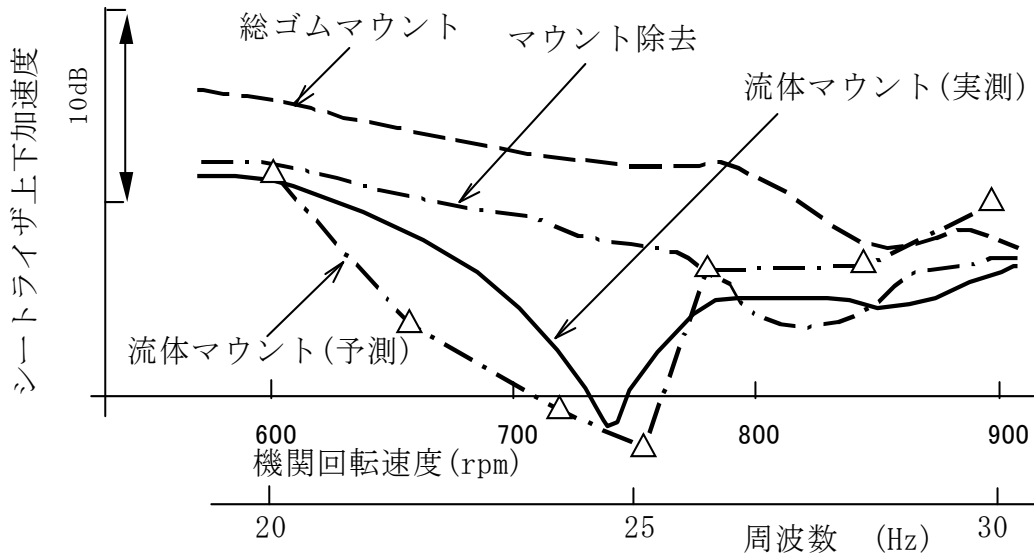


図 3-9 流体封入マウントの車体振動低減効果

3.2.6 流体封入マウント動特性の設計

Flower, 背戸, 井手らにより, 流体封入マウントの力学モデルが作成された. 図 3-8 のマウント構造から作成した動特性の力学モデルを図 3-10 に示す^(46,85).

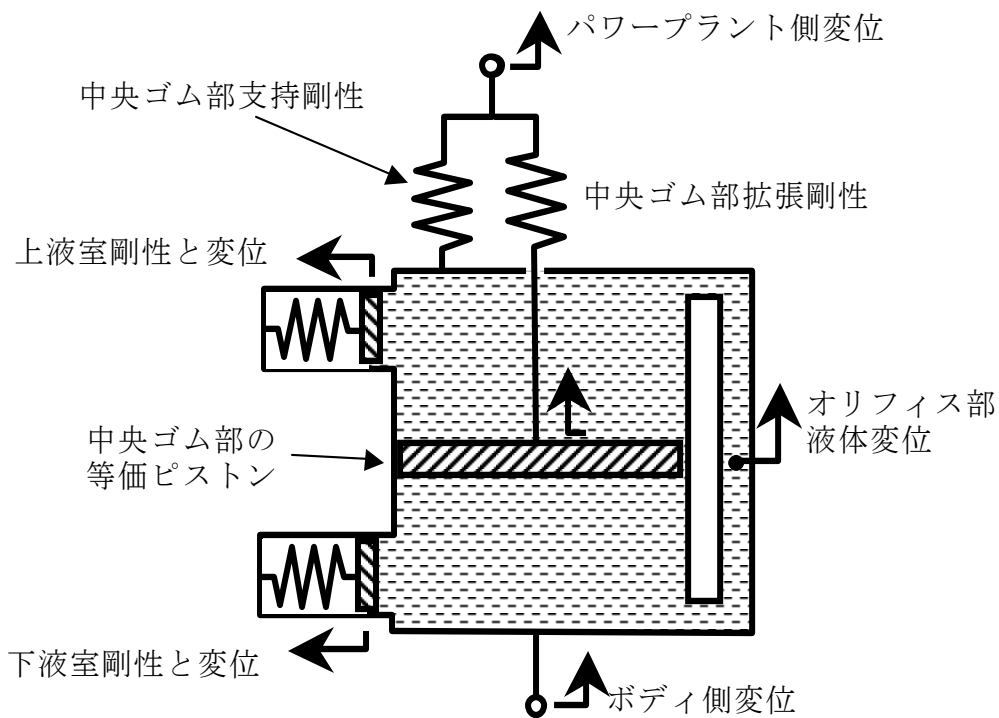


図 3-10 流体封入マウントの力学モデル

さらに、この力学モデルを、振動モデルに書き表す(図 3-11). この梘子モデルで予測した絶対動ばね定数と位相角を図 3-12 に示す. 実測値と予測値は概略一致し、流体封入マウント特性の最適化に応用できる. 但し、粘性減衰係数 c はオリフィスを通る液体の粘性抵抗であり、形状から精度良く予測することは困難である. 今回は実験値と予測値がおよそ一致するように試行錯誤で決めた.

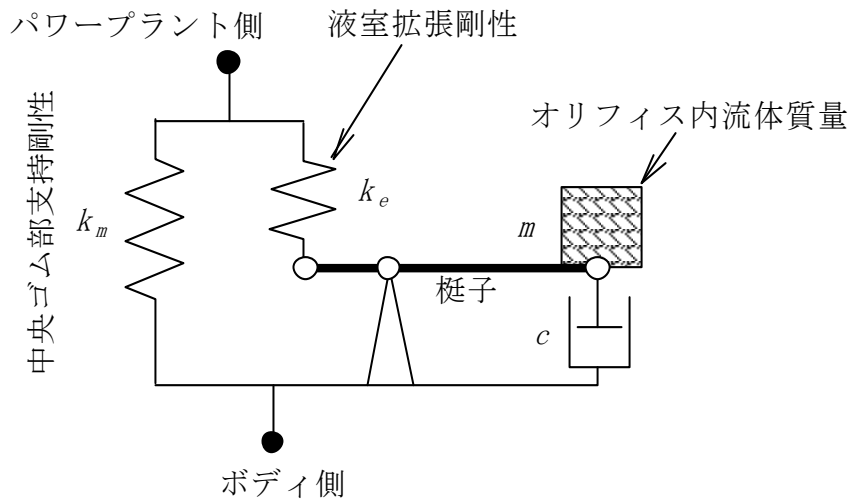


図 3-11 流体封入マウントの振動モデル (梘子モデル)

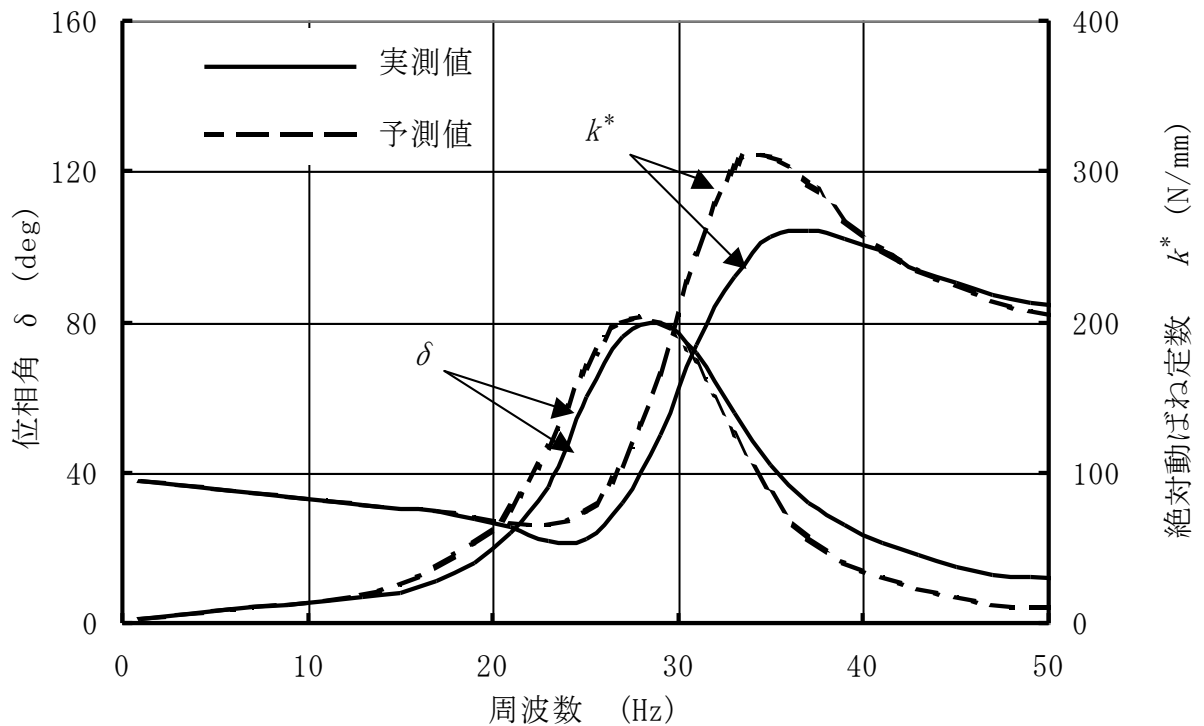


図 3-12 実測値と予測値

本節での試作品特性は、最適特性に完全に一致させることはできなかった(図 3-7). 一致させるには、動ばね定数の変化を少なくし位相角が大きくなる周波数範囲を広くすれば良い. 井手他の論文⁽⁸⁵⁾によれば、図 3-11 の粘性減衰係数 c を大きくすれば損失角が大きい周波数領域を拡大できる(図 3-13). しかし、位相角の最大値は小さくなってしまう. k_e , k_m によっても特性は異なってくるため、流体封入マウントの全体設計を最適化していく必要がある. この最適設計は今後の課題と考える.

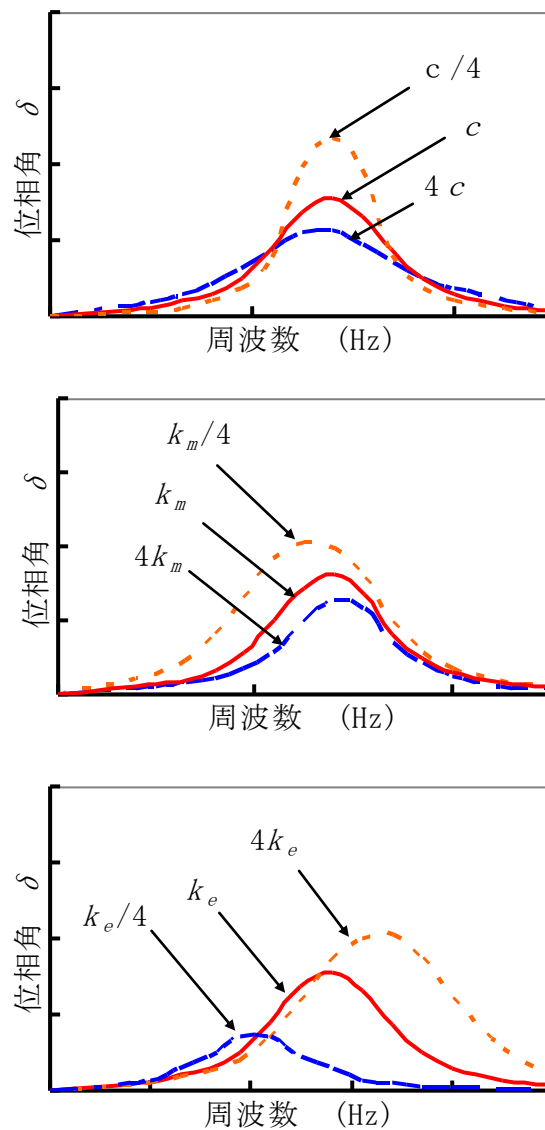


図 3-13 流体封入マウントの設計パラメータによる特性変化

3.2.7 結言

流体封入マウントを4気筒エンジン付き車のアイドル振動低減のために応用することを研究し、以下の知見を得た。

- (1) 流体封入マウントの位相偏向効果を利用してマウント伝達力の位相を進ませ、他のエンジンマウントからの成分ベクトルが互いにキャンセルすることにより車体振動が低減する。
- (2) ベクトル合成法により、ベクトルキャンセルに最適な流体封入マウントの位置・方向・動ばね定数・位相角を予測できる。

なお、本研究では梘子モデル中の粘性減衰係数 c の予測には至っていない。流体力学などから予測する手法が必要と考えられ、振幅依存性も予測できる手法に関する柴山らの研究⁽⁸⁶⁾、小泉らの研究⁽⁸⁷⁾がある。また、He Song らによる過渡応答に関する研究報告もある⁽⁸⁸⁾。これらの振幅依存性や過渡応答に関する問題は今後の研究課題である。

3.3 主成分ベクトル法を用いた評価法

3.3.1 エンジンマウント

一台の車両にはエンジンマウントの防振ゴムが3～5個程度あり、その位置・剛性・傾きのパラメータで総合的なエンジンマウント特性を形成している。車両のサブシステムすなわち車体振動特性・エンジンマウント特性・エンジン起振力を単独に把握し、各々の詳細設計の評価関数を設定することは、無駄のない設計・開発時間と費用の最小化のために必要なことである。又、競合車とのベンチマークを設定するにも有効である。しかし、エンジンマウントには、慣性主軸式・重心支持式・3点式、及びその派生形式も含めれば相当な種類のマウント形式が存在する。したがって、3～5個ある各マウントの個々の特性のみではエンジンマウント形式の全体特性を評価することができない。全体特性は各マウント位置・ばね定数・傾きの総合関数だからである。そこで、エンジンマウントをエンジンマウント形式に依存しないパラメータで表現することが必要となる。一般に4気筒エンジンの起振力はロール方向のモーメントとシリンダ軸方向の上下並進力の2つである。したがって、エンジンマウント・車体振動特性も2つの起振力と対応すると都合が良い。エンジンマウントの非連成条件が成立している場合は、上下方向とロール方向の2自由度を考慮すればよい。一方、車体振動特性の定義は一般には並進方向のみである。したがって、新たにエンジンのロール方向に対応したモーメント外力に対する車体振動応答を直接定義できれば取り扱いが易くなる。

3.3.2 モノコック車体のモーメント感度⁽⁸⁹⁾

乗用車におけるモノコック車体の共振周波数は、一般に20～25Hzである。その振動モードは、単純曲げ一次・剪断曲げ一次が一般的である。この曲げモードにおいては、エンジンコンパートメントの局所的弾性変形量は小さいので、エンジンコンパートメントを剛体と近似できれば都合が良い。そこで、まずエンジンコンパートメント内部の数点を加振し、車体振動応答を計測して上下方向の並進感度を得る(図3-14, 3-15左図)。一例として、図3-14における2番・4番を加振した上下並進感度を式(3-4)に示す。 F 、 h_v の添え字は加振点番号を表す。

$$h_{v2} \equiv A/F_2 \quad h_{v4} \equiv A/F_4 \quad (3-4)$$

次に、得られた2つの上下並進感度から、式(3-5)にてモーメント感度 h_m を定義する。括弧内の数字は、2つの加振点番号を表す。

$$h_{m(2,4)} \equiv \frac{A}{FL} = \frac{1}{L} \{h_{v2} - h_{v4}\} \quad (3-5)$$

式(3-5)で表されるモーメント感度は，一対の加振点組み合わせを任意に変えても±3 dB程度の範囲に収まった．これは，エンジンコンパートメントがほぼ剛体と見なしてもよいことを示唆している(図 3-15 右図)．

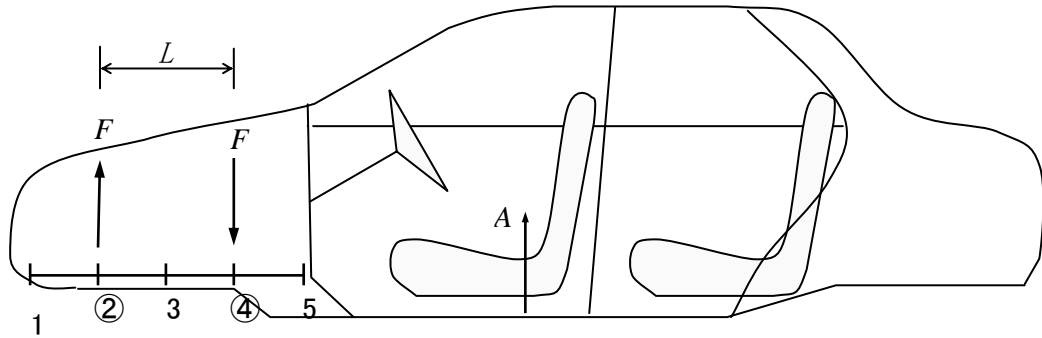


図 3-14 エンジンコンパートメントのモーメント感度の測定

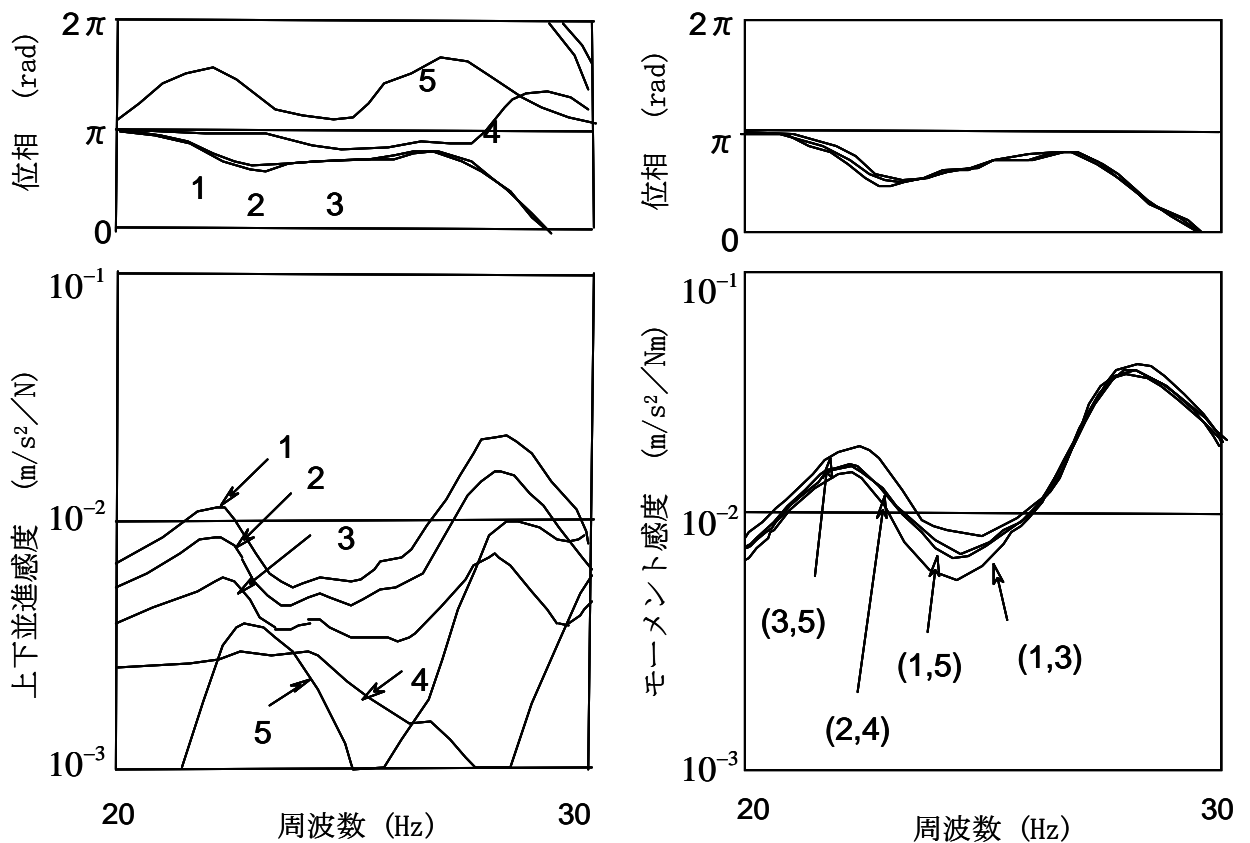


図 3-15 エンジンコンパートメントの局所剛体性

3.3.3 主成分ベクトル法の定式化⁽⁸⁹⁾

Lim, T.C. 他.^(90,91), 長松⁽⁹²⁾, 鎌田^(93,94)らにより, 部分構造合成法が定式化されている. これに倣い, 車体振動モデルを, パワープラント+エンジンマウント系と車体系の2つの部分構造に分ける. すると, パワープラント+エンジンマウント系への外力 F_1 に対する車体系の応答 X_4 は式(3-6)で表される.

$$\begin{aligned}
 X_4 &= \left(H_{34} H_{33}^{-1} \right) \left(H_{22}^{-1} + H_{33}^{-1} \right)^{-1} \left(H_{22}^{-1} H_{12} \right) F_1 \\
 &= \left(H_{34} H_{33}^{-1} \right) \left(H_{22}^{-1} + H_{33}^{-1} \right)^{-1} \left(F_2 / F_1 \right) F_1 \\
 &= H_{34} H_{33}^{-1} H_{s33} \left(F_2 / F_1 \right) F_1
 \end{aligned}
 \tag{3-6}$$

式(3-6)において, H は周波数応答関数を表す.

添え字 ij の i は, 加振点番号を表し, j は, 応答点番号を表す.

添え字 s は, 全系状態を表す. 添え字の無い場合は, 部分構造を表す.

加振点と応答点の関係を図 3-16a, 3-16b に表す.

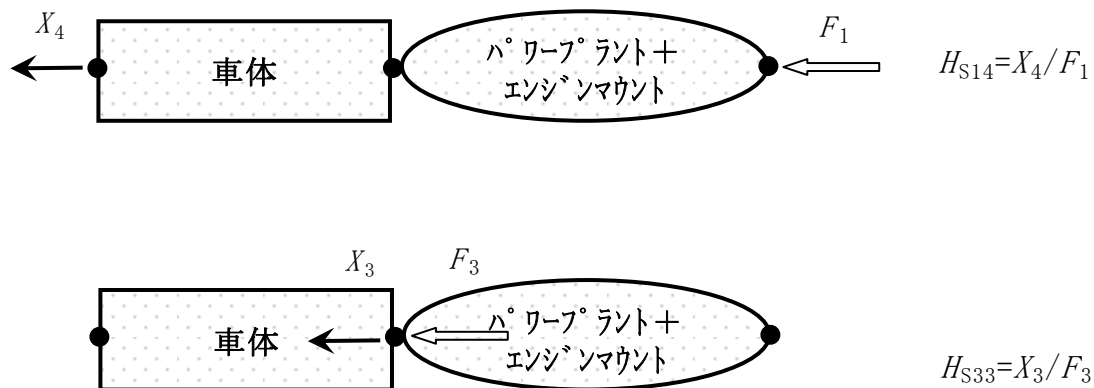


図 3-16a 部分構造合成法による定式化

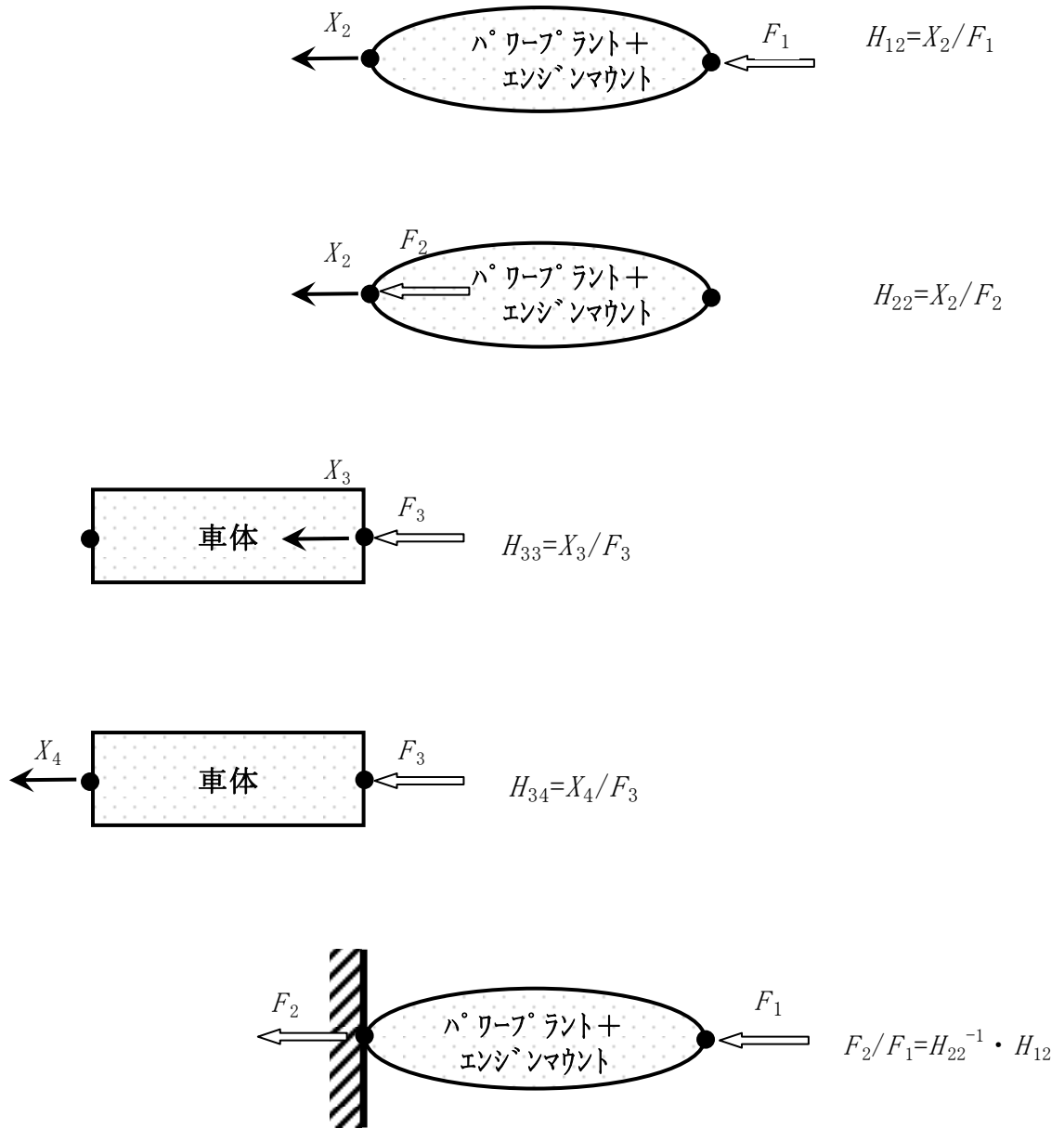


図 3-16b 部分構造合成法による定式化

次に式(3-6)をアイドル振動モデルに当てはめて、分かりやすく記述する。すなわちシートライザ位置での振動応答を Y とし、エンジン起振力を F とすると、部分構造合成式は式(3-7)となる。

$$Y = \{h\}^T [H_B]^{-1} [H_s] \{\tau\} F \quad (3-7)$$

但し、

Y : シートライザ位置での振動応答

$\{h\}$: エンジンコンパートメントからシートライザ位置への車体感度

$[H_B]$: パワープラントなし状態のエンジンコンパートメントの加振点コンプライアンス

$[H_s]$: パワープラント付き状態のエンジンコンパートメントの加振点コンプライアンス

$\{\tau\}$: パワープラントを単位力で加振した時の基礎への伝達力(伝達率)

F : エンジン起振力

ここで、パワープラント+エンジンマウント系と車体系の振動連成が小さい場合は、 $[H_B] \cong [H_s]$ と近似できるので、式(3-8)を得る。

$$[H_B]^{-1} [H_s] \cong [I] \quad (3-8)$$

式(3-8)を式(3-7)に代入すると、次式に簡略化される。

$$Y = \{h\}^T \{\tau\} F \quad (3-9)$$

4気筒エンジンの起振力は、ロール方向と上下並進方向の2つあり、エンジンマウントの非連成条件がこの2方向の自由度に対して成立していると仮定すれば、2自由度の定式化が可能となる。

ここで、添字 m をモーメント自由度、 v を上下並進自由度として、4気筒エンジンの起振力、伝達率を次式で定義する。

M_m : ローリングモーメント

F_v : 上下並進力

τ_{mm} , τ_{vm} , τ_{mv} , τ_{vv} : パワープラントの各自由度毎の伝達率

さらに, Y_v を上下並進力による車体振動応答ベクトル, Y_m をローリングモーメントによる車体振動応答ベクトルと記すと, 式(3-9)から, Y は Y_m と Y_v のベクトル和として次式で表される.

$$Y = Y_m + Y_v = \begin{Bmatrix} h_m \\ h_v \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} \tau_{mm} & \tau_{mv} \\ \tau_{vm} & \tau_{vv} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_m \\ F_v \end{Bmatrix} \quad (3-10)$$

式(3-10)が主成分ベクトル法を表し, 模式的に記述すれば図 3-17 となる.

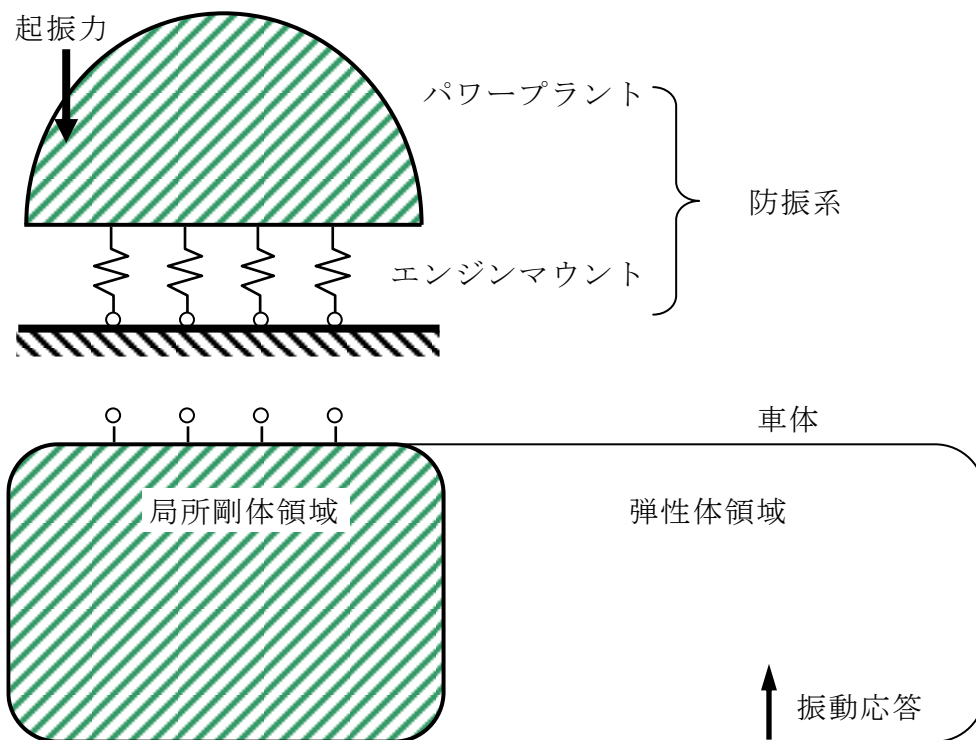


図 3-17 主成分ベクトル法のアイドル振動モデル

3.3.4 主成分ベクトル法の精度検証⁽⁸⁹⁾

実車の諸元に基づいて作成した有限要素法による振動モデルを用いて、主成分ベクトル法の精度を確かめた。図 3-18 に車体振動モデルを示す。

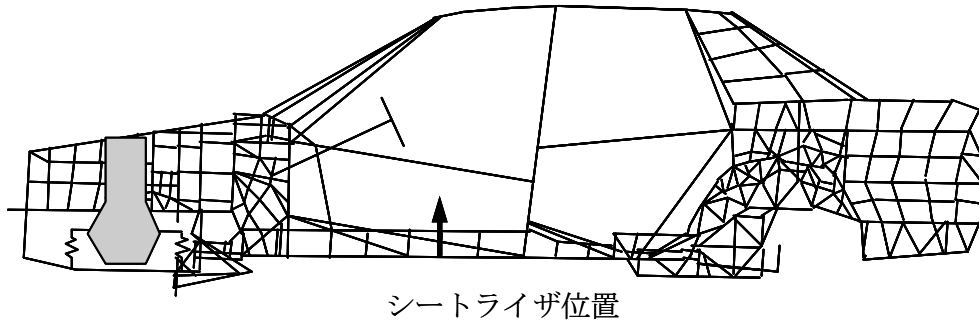


図 3-18 有限要素法による車体振動モデル

主成分ベクトル法{式(3-10)}を用いた車体振動計算結果と全体振動モデルを直接計算した結果を比較して図 3-19 に示す。アイドル振動の周波数領域である 20~30Hz での振動応答レベルは 2~3dB の誤差範囲で一致した。すなわち、主成分ベクトル法の精度は実用上十分である。

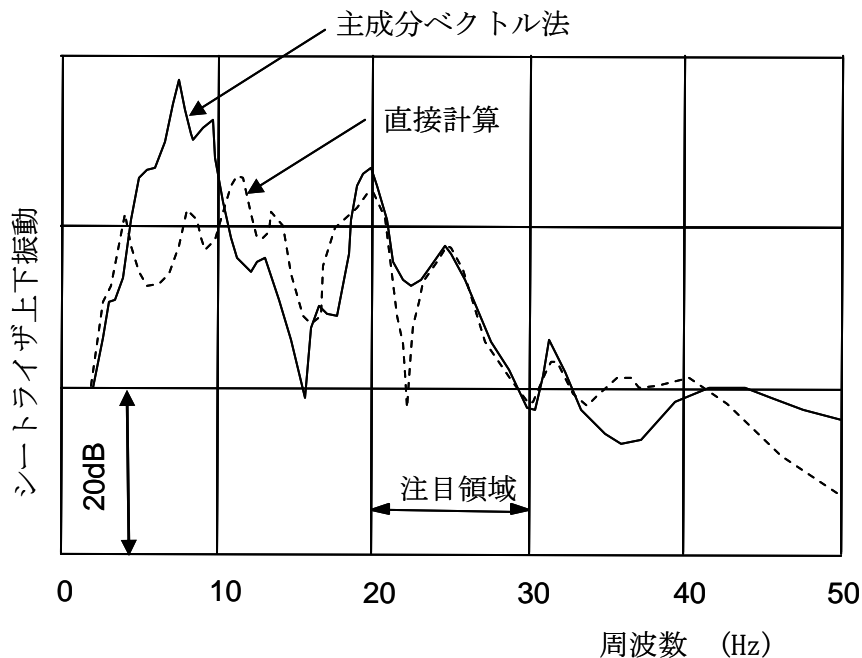


図 3-19 車体振動の計算値

注：シートライザとは、乗員が座るシートを取り付ける部分である。

3.4 クランクシャフトの回転方向がアイドル振動に与える影響⁽⁹⁵⁾

3.4.1 緒論

本節では、エンジンの2次起振力特性に注目し、クランクシャフトの回転方向やラジエータダイナミックダンパ(以下 DD と略記)が車体振動特性に与える影響について論ずる。本節の研究に用いた FF 乗用車のレイアウトを図 3-20 に示す。2次バランスのない直列4気筒ガソリンエンジンを横置きに搭載している。車両を左側から見て、クランクシャフトは時計回りに回転している。

エンジン2次起振力は2つあり、クランクシャフト回りのローリングモーメントとシリンダ軸方向の上下並進力である。上下並進力は往復運動部質量、クランク半径、連桿比で定まる。一方、ローリングモーメントは燃焼圧力が支配的であり、クランクシャフト回転角加速度の実測値から同定した2次成分トルクハーモニック係数を用いる(第2章参照)。

エンジン起振力が2つあるため、乗員が座るシートライザ位置での車体振動 Y はエンジン上下並進力による車体振動応答と、ローリングモーメントによる車体振動応答のベクトル和となる。本節では、クランクシャフトの回転方向が反時計回りの場合は、2つの振動応答の位相差が広がり、ベクトル和である車体振動 Y が小さくなることを述べる。

又、20~25Hzにある車体曲げ共振の振動応答レベルを下げるためにラジエータを DD として使う場合、この DD は伝達関数のゲインを下げるだけではなく、位相も変化させる。反時計方向に回転するクランクシャフトとラジエータ DD の併用は、2つの起振力による2つの車体振動応答が打ち消し合って、ベクトル和 Y が非常に小さくなることを述べる。

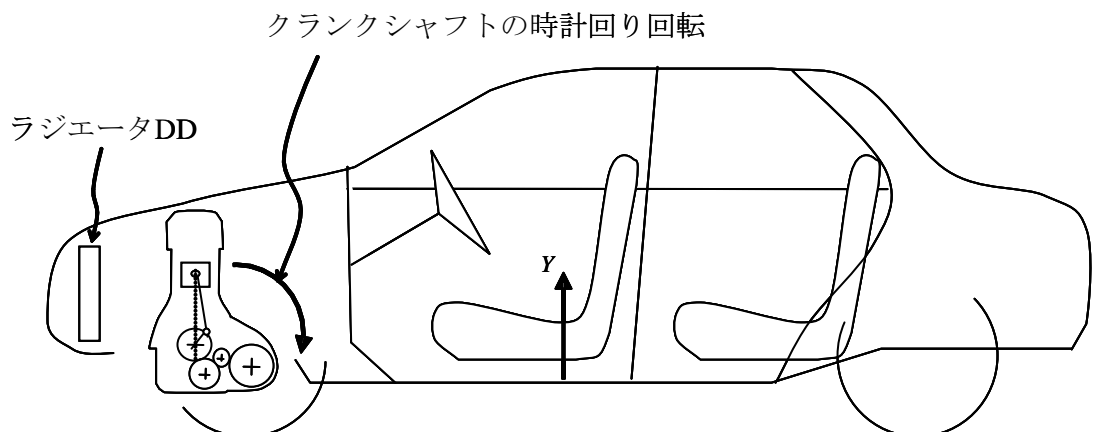


図 3-20 FF 乗用車の構成

3.4.2 4気筒エンジンの2次起振力

3.4.2.1 おもな記号

(2.2節と同じ内容であるが再度掲載する)

P_i : 図示平均有効圧

W : 往復運動部質量(1気筒分)

B : シリンダボア

r : クランク半径

L : コネクティングロッド長

λ : ($= r/L$, 連桿比の逆数)

a_2 : 2次成分トルクハーモニック係数(cos成分)

$$a_2 = \alpha_2 + \beta_2 P_i$$

b_2 : 2次成分トルクハーモニック係数(sin成分)

$$b_2 = \alpha_2' + \beta_2' P_i$$

α_2 , β_2 , α_2' , β_2' : 定数

ω : クランクシャフト回転角速度

以上の記号を元に, シリンダブロックに発生する2つのエンジン起振力は第2章の式(2-18), (2-19)で表わされる.

上下並進力 :

$$F_v = 4W\omega^2 r \lambda \cos 2\omega t \quad (2-18)$$

ローリングモーメント :

$$M_m = (2W\omega^2 r^2 - \pi B^2 r b_2) \sin 2\omega t - \pi B^2 r a_2 \cos 2\omega t \quad (2-19)$$

3.4.2.2 クランクシャフト逆転時の起振力

クランクシャフトを逆転させるとローリングモーメントの位相が反転するので, 既出の M_m に負号を追加しておく.

逆転時のローリングモーメント :

$$M_m = -(2W\omega^2 r^2 - \pi B^2 r b_2) \sin 2\omega t + \pi B^2 r a_2 \cos 2\omega t$$

なお逆転しても上下並進力は変化しない.

3.4.3 MT車での実験

3.4.3.1 エンジンのタイミングベルト機構

直列4気筒 1.6L バランサなしの OHC ガソリンエンジンを実験に用いた. クランクシャフト・オイルポンプ・オーバーヘッドカムは, タイミングベルトで同一方向に回転している. このまま, エンジンのクランクシャフトを逆転させると,

潤滑機構やバルブ機構が本来の機能を果たせない。したがって、クランクシャフトだけを逆転させるために、オイルポンプをギヤで正転させ、カムシャフトなども正転できる構造とした。パワープラント筐体振動は、フロントエンジンマウント上下方向とリヤエンジンマウント上下方向で測定した（図 3-21）。

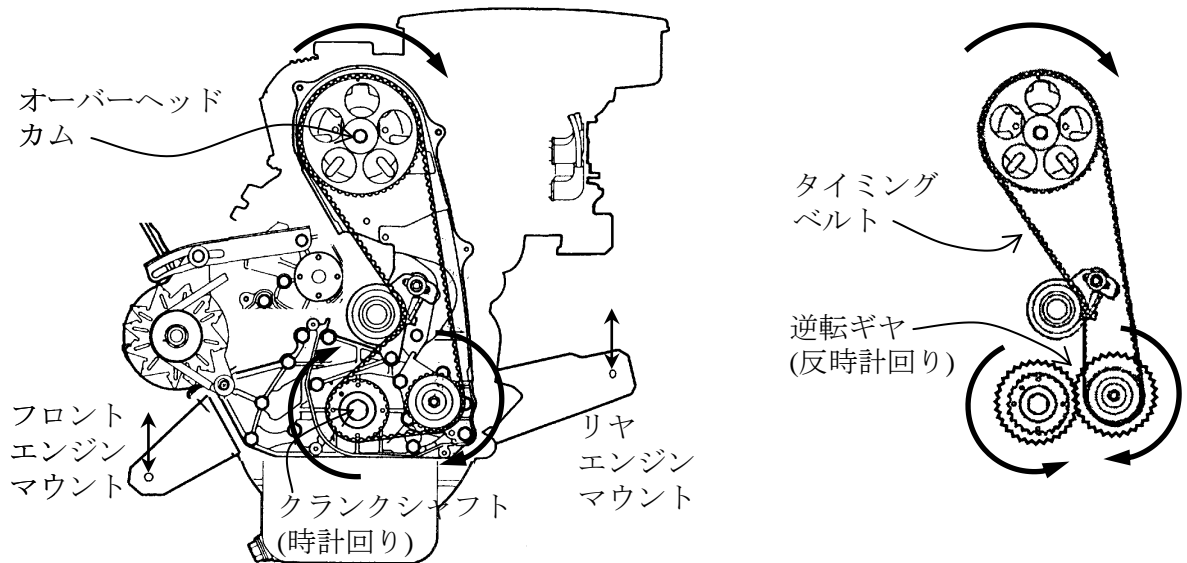


図 3-21 エンジンのタイミングベルト機構(左図)及び、逆転機構(右図)

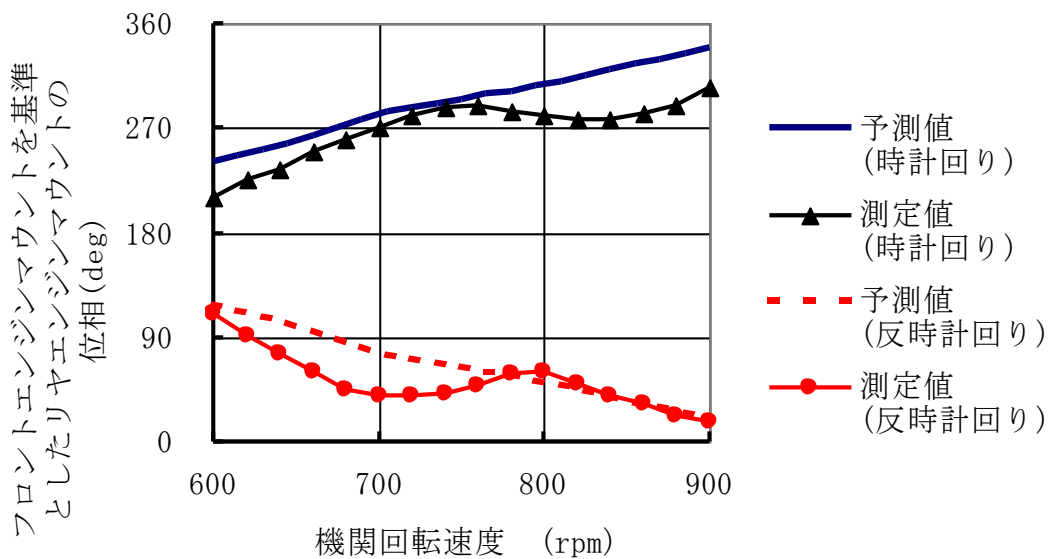


図 3-22 パワープラント筐体振動の位相

3.4.3.2 パワープラント管体振動の予測と測定

パワープラント管体の剛体特性を質量とロール慣性モーメントのみとし、エンジンマウントのばね特性も上下とロールのみに単純化する。この2自由度非連成モデルの重心に、2章2節で同定した上下並進力とローリングモーメントを与える。

このモデルのフロントエンジンマウント振動を位相基準とし、リヤエンジンマウント振動の位相を、正転及び逆転について予測した。予測値と実機測定値の比較を図3-22に示す。すなわちクランクシャフト逆転により180°を対称軸に位相が反転しており、予測値と実測値の傾向は一致している。600rpmではおよそ逆相に近くローリング、900rpmではおよそ同相に近くバウンスに近い振動モードであることがわかる。

3.4.3.3 車体振動の予測法

エンジン起振力が2つあるので、起振力毎に車体振動を考察するのが分かりやすい。車体の振動応答を計算する手法として3章3節で解説した主成分ベクトル法を用いる。エンジンマウントを代表的なロール方向と上下並進方向に集約し計算する近似解法である。この方法では車体も、上下並進感度（ゲイン h_v 、位相 ϕ_v ）とモーメント感度（ゲイン h_m 、位相 ϕ_m ）の2つの関数で表す（図3-23、実測例 図3-24）。又、エンジンマウントの伝達率 τ は、共振周波数10Hzを持つ一自由度振動系の伝達率に等しく、かつ非連成条件を仮定する。したがって、式(3-10)の伝達率行列 $[\tau]$ に $\tau_{mv} = 0$ 、 $\tau_{vm} = 0$ を代入して式(3-11)を得る。

$$Y = Y_m + Y_v = \begin{Bmatrix} h_m \\ h_v \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} \tau_{mm} & 0 \\ 0 & \tau_{vv} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_m \\ F_v \end{Bmatrix} \quad (3-11)$$

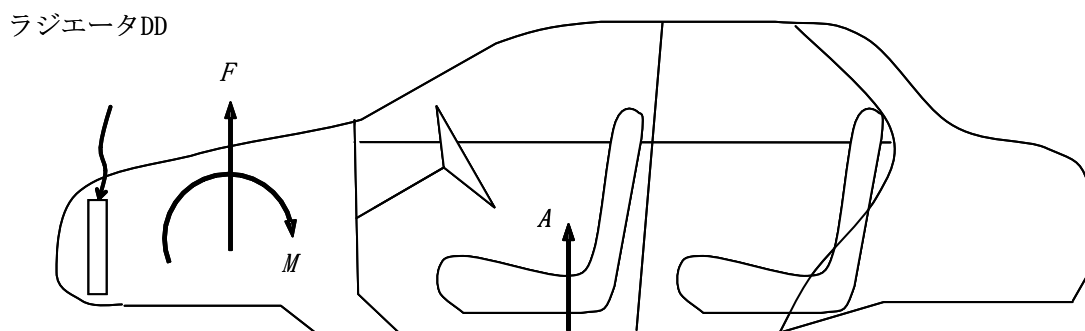


図 3-23 モーメント感度と上下並進感度の定義

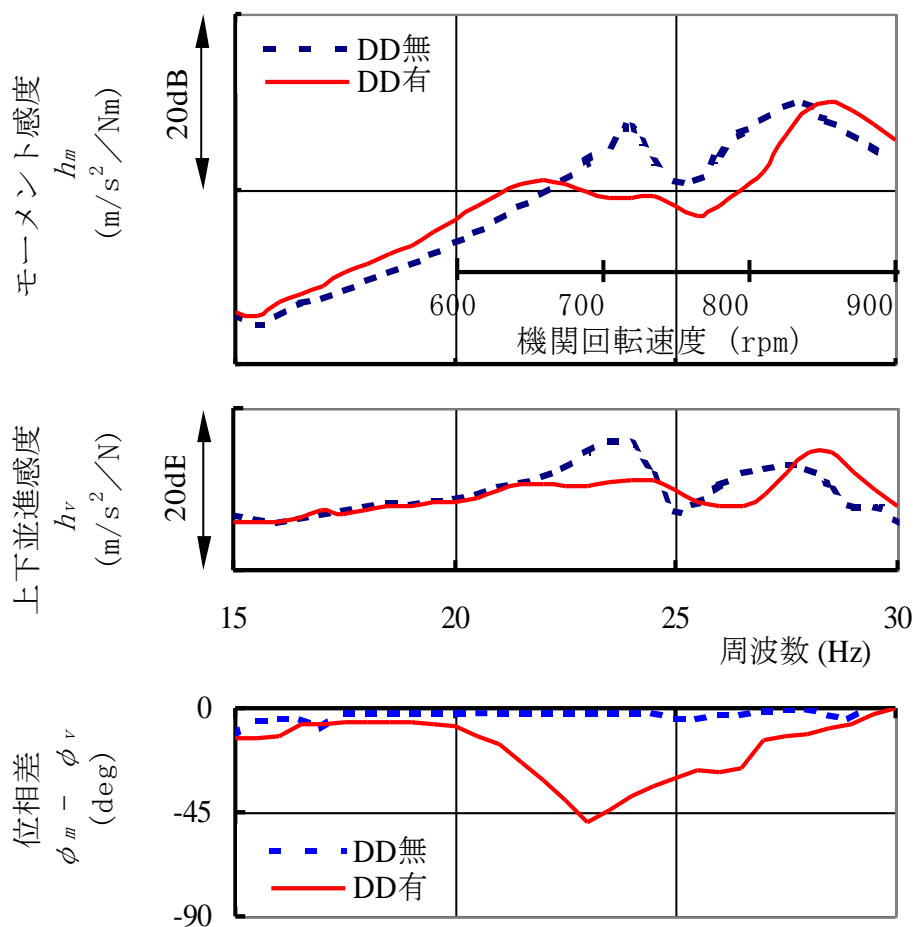


図 3-24 モーメント感度 h_m と上下並進感度 h_v の測定例
(ダイナミックダンパの有無)

3.4.3.4 車体振動の実測値と予測値

エアコンなどの負荷が無く、Nレンジでの条件において、クランクシャフトを逆転させた試験の結果、車体振動 Y の実測値は約 6 dB 低下し、計算値の傾向とほぼ一致した (図 3-25)。

又、690rpm での主成分ベクトルを複素平面上に表記したグラフを、図 3-26, 3-27 に示す。左端のグラフにおいて、反時計回りでは、 Y_m と Y_v のベクトル挟角が広くなり、応答ベクトル和の絶対値が小さくなる様子が見られる。

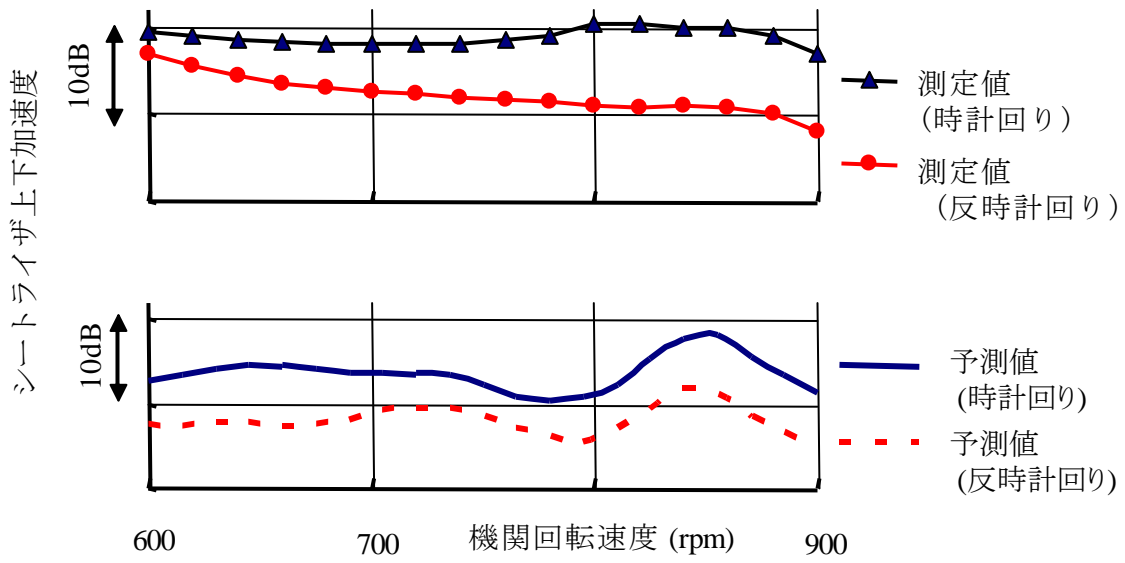


図 3-25 シートライザ位置での車体振動 (Nレンジ, DD有り)

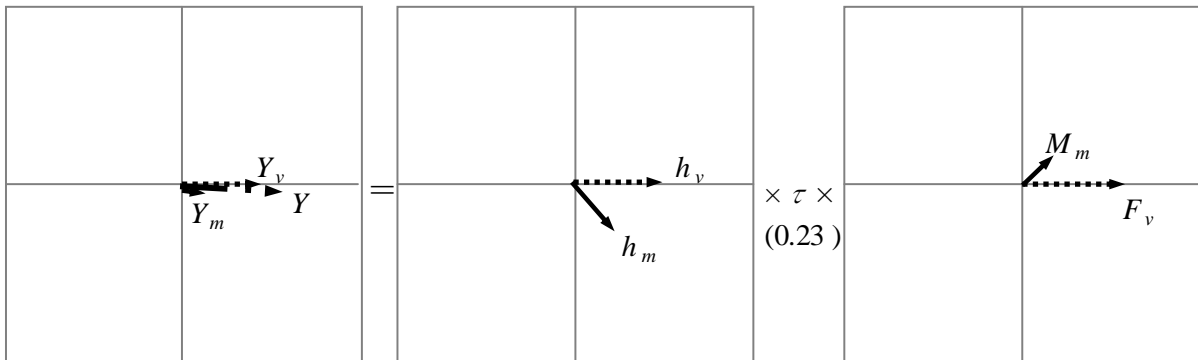


図 3-26 時計回り, DD有り, Nレンジ, 690rpm(23Hz)

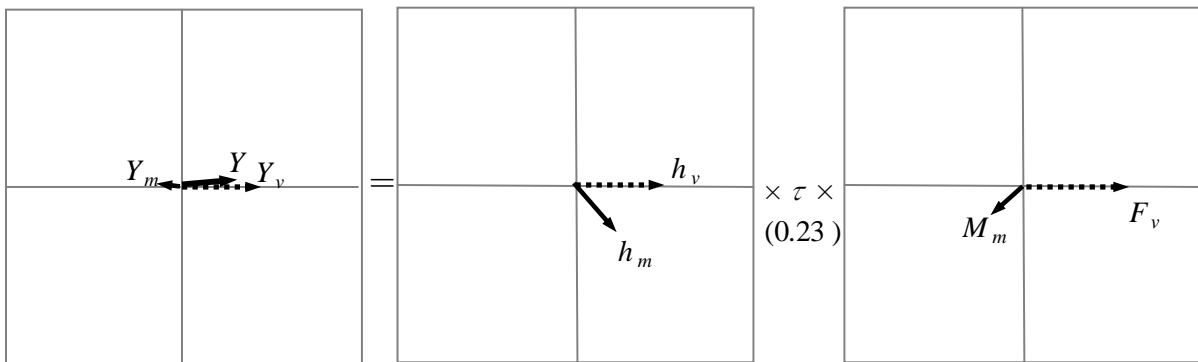


図 3-27 反時計回り, DD有り, Nレンジ, 690rpm(23Hz)

3.4.4 AT車, Dレンジでの予測

3.4.4.1 Dレンジ負荷

DレンジでのローリングモーメントはNレンジの2倍程度大きく(図2-7), 実用上の最も重要な設計条件である. AT車ではトルクコンバータを逆転できないので, クランクシャフト逆転の実車試験はできない. したがって, 正転Dレンジでの図示平均有効圧 P_i を測定しておき, エンジンのローリングモーメント M_m の位相を反転させることによりクランクシャフト逆転時の車体振動を予測することにする(3.4.2.2参照).

3.4.4.2 車体振動特性と予測結果

車体感度の測定例を図3-24に示す. ラジエータDDが無い状態では, 位相差 $\phi_m - \phi_v$ は小さい. 一方, ラジエータDDを23Hzに合わせると, 位相差 $\phi_m - \phi_v$ は最大 -45° 程度になる. ここでは, クランクシャフトの回転方向とラジエータDD有無の4ケースについての車体振動応答を, 主成分ベクトル法で考える. 予測結果を図3-28に示す. すなわち車体振動 Y が最も小さくなるのは, ラジエータDD有りであつ, クランクシャフト回転が反時計方向であることが分かった.

又, 図3-24で測定された車体振動特性に一般性があるかどうかを, 均一梁の有限要素解析で確かめた. 均一梁の一端にラジエータ質量相当のダイナミックダンパを取り付けておき, 実車と同じ方法でモーメント感度と上下並進感度を

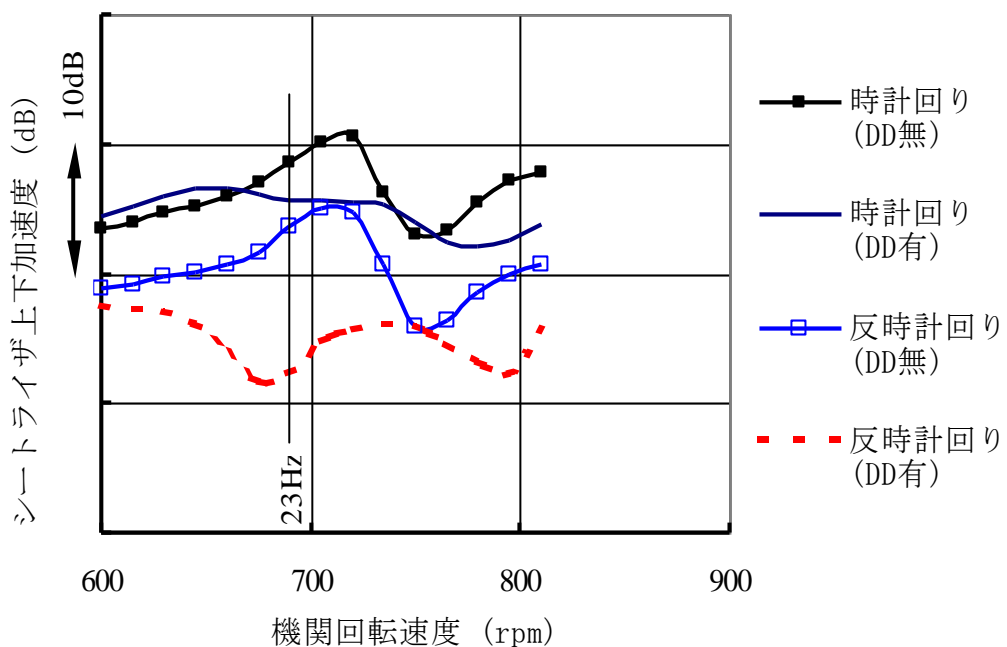


図 3-28 シートライザ点での車体振動予測値(Dレンジ)

計算した。その結果、ラジエータ DD を取り付けると、モーメント感度と上下並進感度の位相差が大きくなることが確かめられ、上記実車加振結果は、一般性を持つことがわかる（図 3-29，図 3-30）。

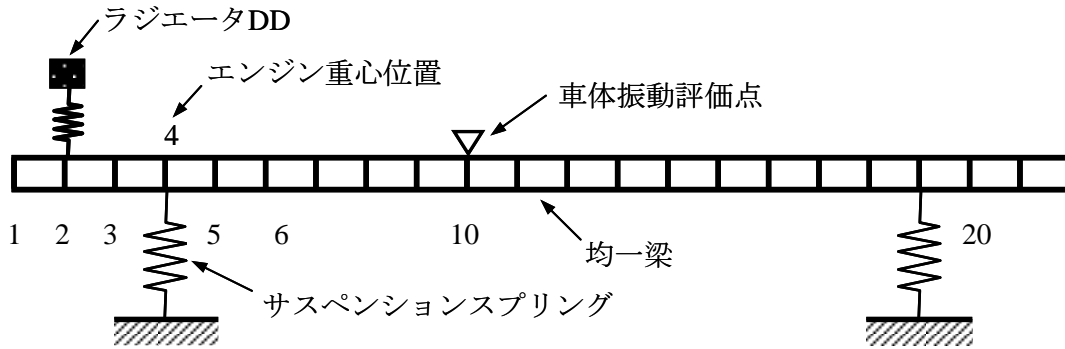


図 3-29 均一梁の振動モデル(NASTRAN)

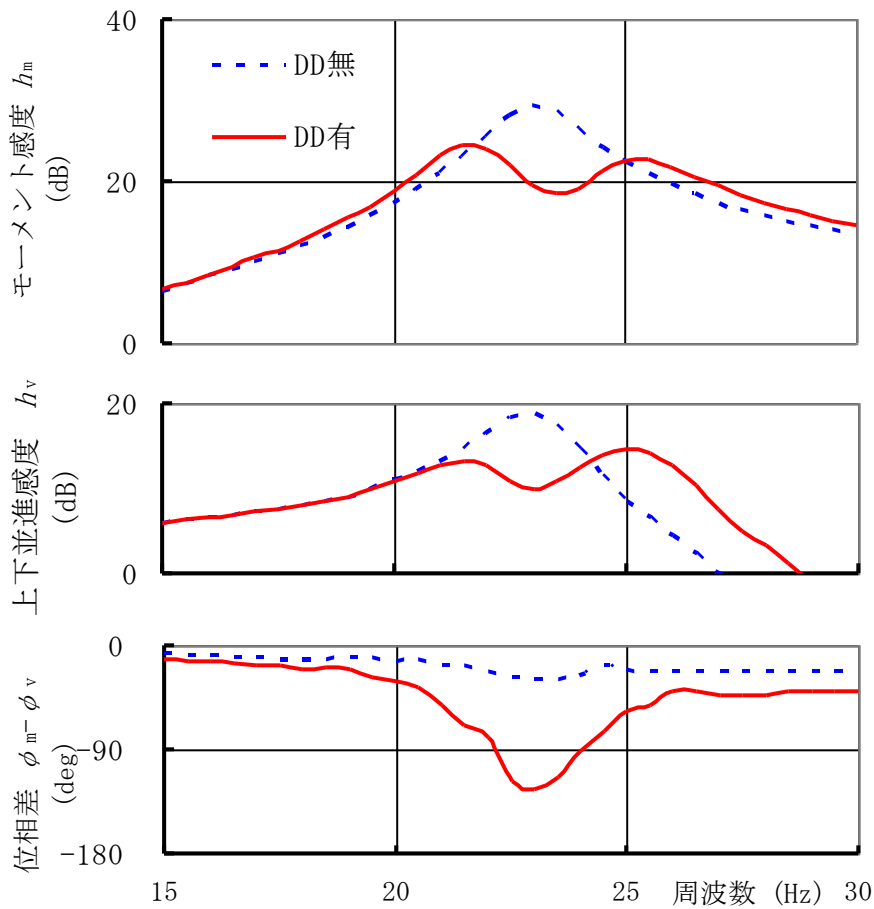


図 3-30 均一梁の振動特性 (DD 有無)

3.4.4.3 クランクシャフト回転方向とラジエータ DD の相乗効果

図 3-28 における主成分ベクトル法の位相を把握するために、複素平面上に表記した 690rpm (23Hz) でのグラフを図 3-31 から図 3-34 に示す。右端図はエンジン起振力 F_v と M_m の位相関係を表す。なお、両者は次元が異なるため、ベクトルの大きさの相対関係は意味を持たない。中央図は、車体の上下並進感度 h_v とモーメント感度 h_m を表す。同様に、各感度の相対大きさには意味がない。左端図は、 F_v による車体振動 Y_v と、 M_m による車体振動 Y_m のベクトル和が Y になる様子を表している。なお、エンジンマウントの伝達率 τ は、共振周波数 10Hz を持つ一自由度系エンジンマウントにおける、23Hz での理論伝達率 0.23 を用いている。

図 3-31 ; 車両の左側面視にて、時計回りのクランクシャフトとラジエータ DD 無しの条件では、上下並進力による車体振動応答 Y_v とローリングモーメントによる車体振動応答 Y_m は同相で、増長する傾向にある。この 4 種の組み合わせでは車体振動 Y が最も大きい。

図 3-32 ; 時計回りのクランクシャフトとラジエータ DD 有りでは、DD 効果により車体の感度 h_v 、 h_m が小さくなる。しかし、ローリングモーメント M_m と車体のモーメント感度 h_m の位相は相殺されるため、結局 Y_v と Y_m は同位相になり、 Y の低減量はわずかである。

図 3-33 ; 反時計回りのクランクシャフトとラジエータ DD 無しでは、エンジンのローリングモーメント M_m が逆相になるため、車体振動応答 Y_v と Y_m の位相差が広がり、両者は打ち消しあう傾向となる。

図 3-34 ; 反時計回りのクランクシャフトとラジエータ DD 有りでは、ローリングモーメント M_m の位相にモーメント感度 h_m の位相が追加され、 Y_v と Y_m がほぼ逆相になっている。したがって、両者は相殺されベクトル和 Y は非常に小さくなる。この 4 条件の中では車体振動 Y が最も小さい。

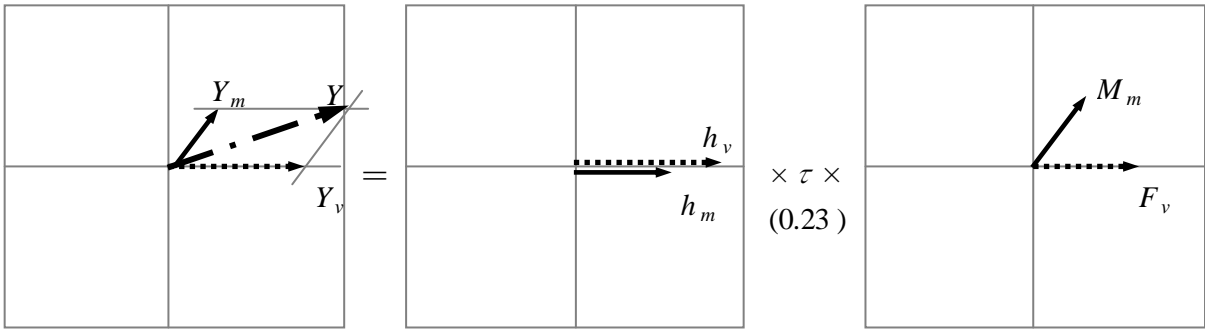


図 3-31 時計回り，DD 無し，Dレンジ,690rpm(23Hz)

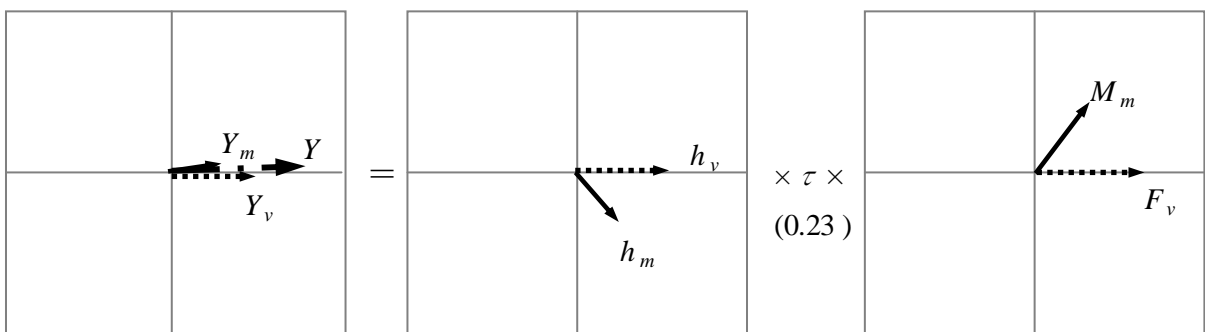


図 3-32 時計回り，DD 有り，Dレンジ,690rpm(23Hz)

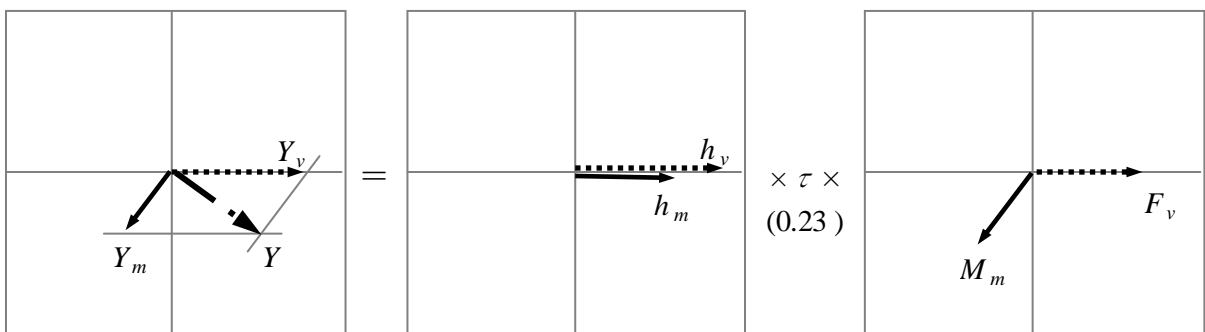


図 3-33 反時計回り，DD 無し，Dレンジ,690rpm(23Hz)

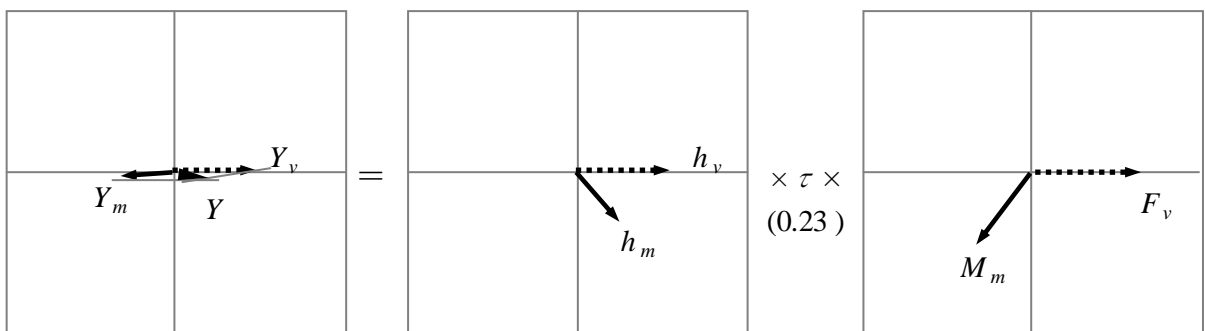


図 3-34 反時計回り，DD 有り，Dレンジ,690rpm(23Hz)

3.4.5 考察

本節ではクランクシャフトの逆転により検証したが、エンジン・トランスミッションの配置を変えても同様である。すなわち運転席に座り、エンジンが左・トランスミッションが右にある配置(西-東配置⁽⁹⁶⁾)を、エンジンが右・トランスミッションが左の配置(東-西配置)に変更しても、クランクシャフト逆転と同様な結果になると推定される。

図 3-35 は、年式の異なる 2 台の車両の測定結果である⁽⁹⁷⁾。東西配置の振動レベルは、西東配置より 6dB 程度低く、前節の解析結果を裏付けている。

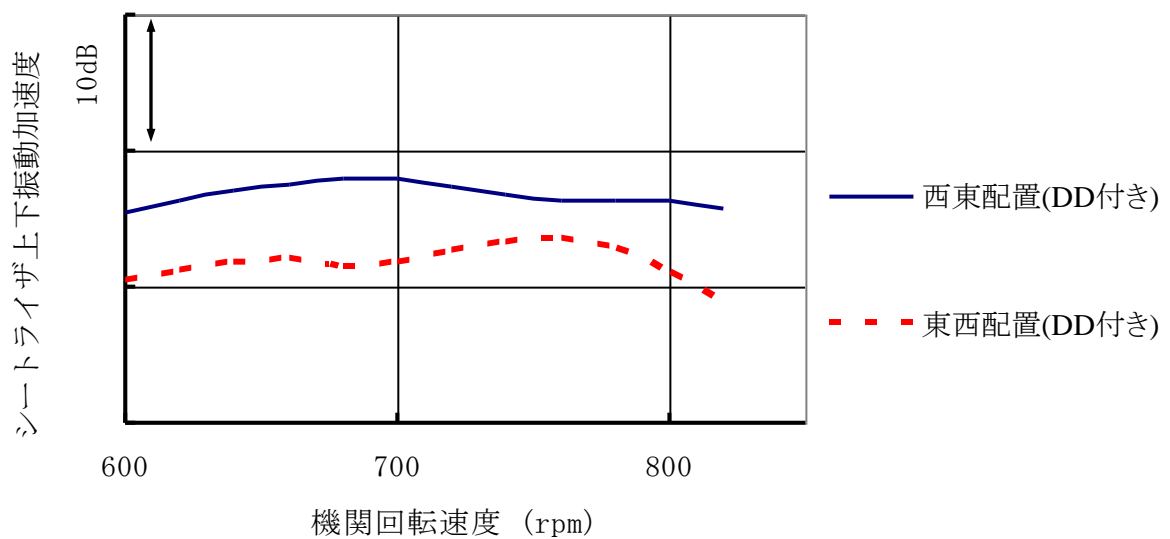


図 3-35 アイドル振動の実車測定例(AT 車, D レンジ)

3.5 結言

流体封入マウントを4気筒エンジン付き車のアイドル振動低減のために応用することを研究し、以下の知見を得た。

- (1) 流体封入マウントの位相偏向効果を利用してマウント伝達力の位相を進ませ、エンジンマウントからの各成分ベクトルが互いにキャンセルすることにより車体振動が低減する。
- (2) ベクトル合成法により、ベクトルキャンセルに最適な流体封入マウントの位置・方向・動ばね定数・位相角を予測できる。

2次バランサの無い4気筒エンジンにおいて2次成分アイドル振動の評価法を研究し、以下の知見を得た。

- (3) 車体のアイドル振動を計算する手法として、エンジンマウント及び、車体システムを代表的なロール方向と上下方向に集約し計算する近似解法『主成分ベクトル法』を提案した。この方法により、車体振動の計算・予測が容易になる。
- (4) クランクシャフトの逆転によりエンジンのローリングモーメントの位相が反転し、エンジン筐体振動の位相が変化する。

さらに、車体の共振周波数領域と起振力の発生周波数領域が略一致する条件に於いては、以下3件の知見を得た。

- (5) クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合、時計回りより車体振動が低くなることを、MT車Nレンジでの実験と計算で実証した。
- (6) クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合、ラジエータDDはローリングモーメントによる車体振動応答の位相と、上下並進力による車体振動応答の位相差を拡大させる。したがって、両者の応答ベクトル和である車体振動を小さくすることができる。
- (7) AT車のDレンジにおいて解析した結果、エンジンのクランクシャフト最適回転方向は、車両左側面視で反時計回りが最適である。

第4章 エンジンマウントに関する加速ショック

4.1 緒言

加速ショックもアイドル振動と並び、FR形式からFF形式への変化に伴って問題が大きくなった現象である。第3章で既述したように、FF車のパワープラントはFR車の4倍程度（最終減速機のギヤ比）の駆動トルク反力を支持せねばならない(図1-4, 図4-1)。しかしアイドル振動防止のために、アイドル時のエンジンマウント剛性はなるべく小さくすることが望ましい。したがって、エンジンマウントの静的変位-荷重特性は、荷重が小さい中立域は剛性を小さく、荷重が大きくなるにしたがって剛性が大きくなるような非線形特性を持たせる場合が多い(図1-5)。すると、アクセルペダルを踏んで急加速するとき(Wide Open Throttle), 駆動トルクの反力により、先ずパワープラント筐体のロール変位が中立域で大きくなる。次にパワープラント筐体がエンジンマウントの非線形領域(ストッパ)に衝突するときに、瞬間的な衝撃が車体に発生し、乗員に不快な衝撃振動を与える。これを加速ショックと言う。加速ショック低減及び、エンジンコンパートメント内での隙間確保のために、中立域剛性は大きい値が望ましい。しかしアイドル振動悪化防止のためには、中立域剛性が小さいことが望ましく、エンジンマウントの設計上、二律背反する点である。

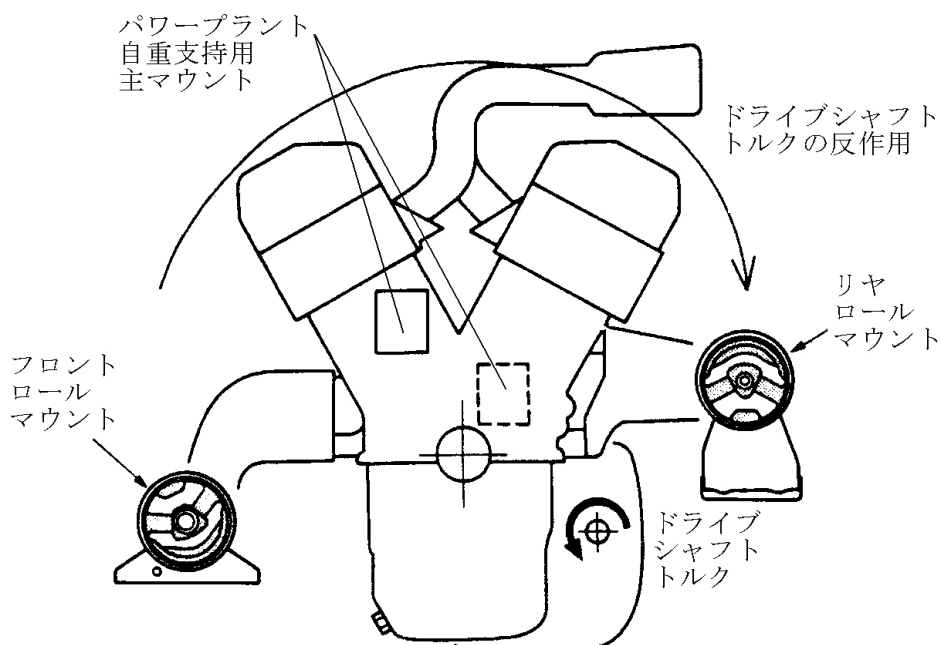


図 4-1 典型的なロールマウント配置 (2L, AT の乗用車)

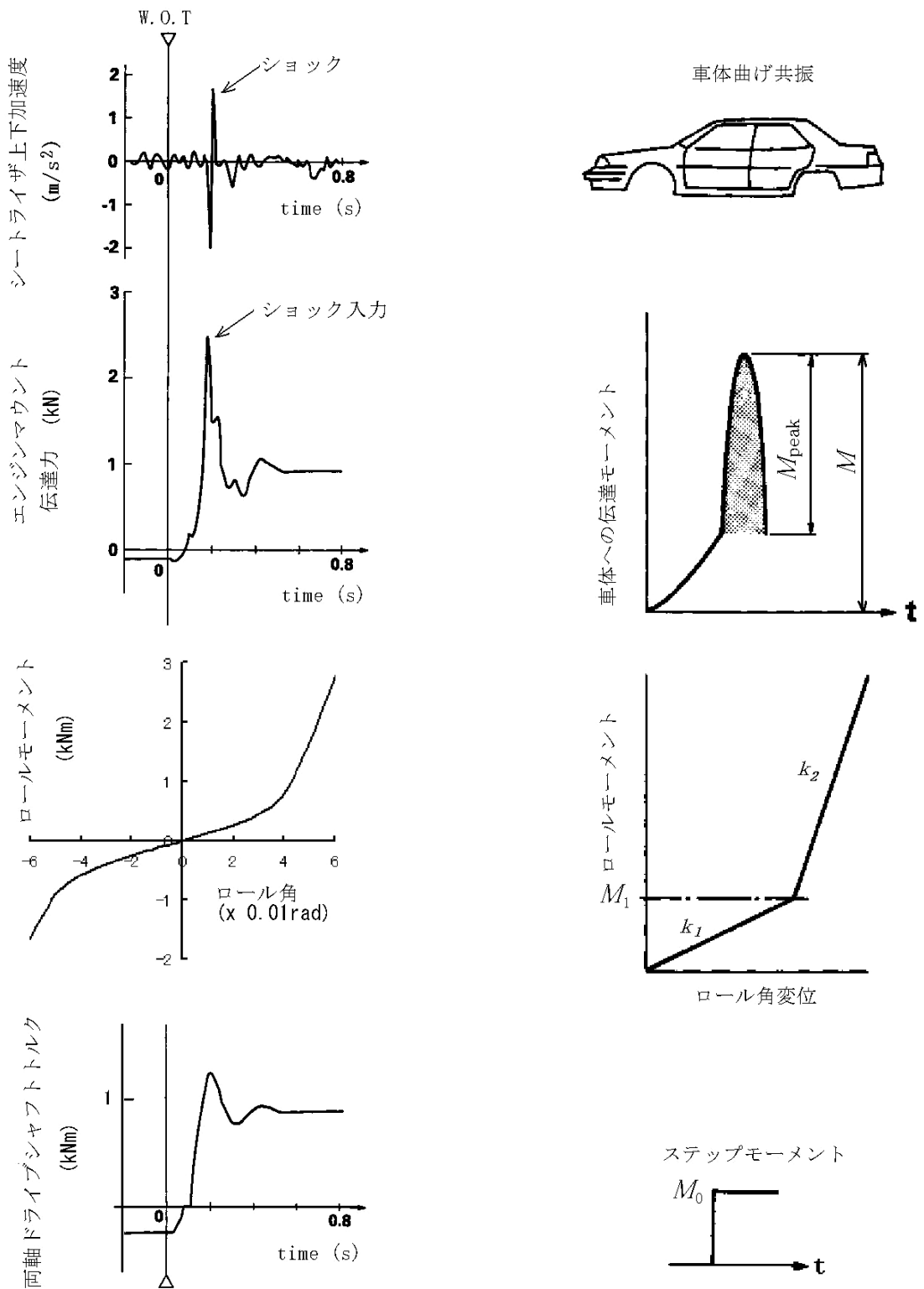
4.2 エンジンマウント特性のモデリング⁽⁹⁸⁾

第3章でのエンジンマウント特性は、パワープラントの自重がマウントに負荷された位置を原点とする微小振動線形系であった。しかし、急加速時には駆動トルク反力により、パワープラントが大きく変位する。パワープラントはエンジンコンパートメント内の他の部品と干渉してはならない制約もある。したがって、本章ではロール方向のエンジンマウント荷重-変位特性を静的非線形で扱うことにする。すなわち、中立域の剛性(k_1)は、AT車のアイドル時Dレンジでブレーキを踏みながら停止している状態での駆動トルク反力を支持する領域を想定している。この状態では、ATのトルクコンバータの出力側が停止しており、ドライブシャフトにはストールトルクが加わった状態である。又、大変位域の剛性(k_2)は、加速ショック時のパワープラント大変位を抑制するために、中立域の剛性(k_1)より大きな値となっている。

振動解析モデルは、パワープラントのロール慣性モーメントとエンジンマウントのロール剛性・減衰のみを一自由度系に簡略化してある。エンジンマウントロール剛性 k_1 , k_2 は、4つの防振ゴムで決定されるロールモーメント対ロール角変位特性を、2段折れの直線特性でモデル化したものである。同様に、防振ゴムの損失係数を粘性減衰係数に換算して、 c_1 , c_2 と定義する。

加速ショック発生時の実車測定値を図4-2(a)に示す。乗員位置での車体振動加速度に鋭いピークがある。このピークが発生する同時刻にエンジンマウント伝達力にもピークがあり、車体振動の入力になっている。又、ドライブシャフトトルクとエンジンマウント伝達力を比較すると、減衰の強い低周波数の振動に関連があるように見える。しかし、ドライブシャフトトルクには鋭いピークがなく、駆動系ねじり振動系とパワープラント+エンジンマウント伝達系は鋭いピークに関しては連成していない。構造上、トルクコンバータは流体を介してトルクを伝達しており、上記の減衰の強い低周波ねじり振動以外はエンジンマウントとの連成を無視して良さそうである。したがって、解析モデルには、駆動系を省略する。

解析モデルの概要を、図4-2(b)に示す。ドライブシャフトトルクの急激な立ち上がりをステップ関数 $u(t)$ でモデル化する。この反作用トルクがパワープラント筐体に作用し、ロール慣性モーメントとエンジンマウントロール剛性で形成される振動系を励起させる。ここで、エンジンマウントの静的ロールモーメント対ロール角特性が非線形であると、パワープラントがロール剛性の2段目に衝突し、車体にパルス状の衝撃力が発生する。車体は、主として骨格全体の曲げ共振が励起されるので、共振周波数20~25Hzの一自由度振動系とする。



(a) 実車測定値

(b) 解析モデル

図 4-2 加速ショックの発生現象⁽⁹⁸⁾

4.3 ステップ入力に対する過渡応答解析⁽⁹⁸⁾

4.3.1 主な記号

t : 時間

x : パワープラントのロール角変位

v : パワープラントのロール角速度 $[=dx/dt]$

M_0 : ステップモーメントの大きさ (ドライブシャフト両軸)

$u(t)$: 大きさ1のステップ関数

M : 車体への伝達モーメント

k_1 : エンジンマウントのロール1段目剛性

k_2 : エンジンマウントのロール2段目剛性

M_1 : k_1, k_2 の遷移点モーメント

x_1 : k_1, k_2 の遷移点ロール角

c_1 : エンジンマウントのロール1段目減衰

c_2 : エンジンマウントのロール2段目減衰

I : パワープラントのロール慣性モーメント

ω_1 : エンジンマウントのロール1段目固有角振動数 $[=(k_1/I)^{1/2}]$

ω_2 : エンジンマウントのロール2段目固有角振動数 $[=(k_2/I)^{1/2}]$

ζ_1 : エンジンマウントのロール1段目減衰比 $[=c_1/2(Ik_1)^{1/2}]$

ζ_2 : エンジンマウントのロール2段目減衰比 $[=c_2/2(Ik_2)^{1/2}]$

t_0 : 衝撃パルスの持続時間

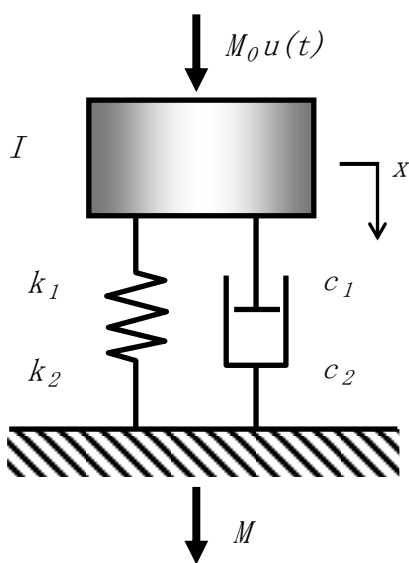


図 4-3 ロール自由度モデル

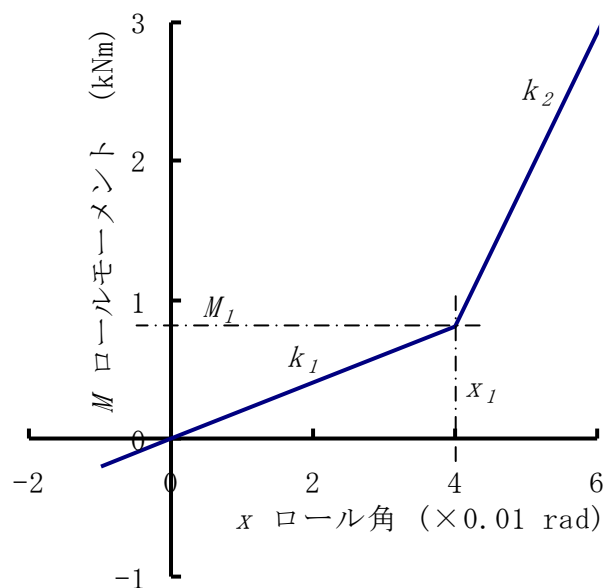


図 4-4 ロールモーメント, ロール角特性

4.3.2 無減衰の場合

$c_1=c_2=0$ すなわち無減衰の場合は、森村らの解析⁽⁹⁹⁾により、車体への伝達モーメント M は式(4-1)で表されることが分かっている。

$$M = M_0 \left(1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{k_2}{k_1} - 1 \right) \left(\frac{M_1}{M_0} - 1 \right)^2} \right) \quad (4-1)$$

M は、右辺のパラメータ M_1/M_0 の関数である。 $M_1/M_0=1$ の時に、 M/M_0 が最大になる。 $x=x_1$ の時（遷移点）、速度 v が最大となりパワープラントの運動エネルギーが最大になるためである。したがって、2段目の衝撃パルスの大きさも最大となる。図 4-5 は、 $k_2/k_1=5$ の場合の数値計算例である。 M_1/M_0 がゼロに近づくほど $M/M_0=2$ 、すなわち k_2 のみの線形系に漸近する。

同様に、 $M_1/M_0=2$ の場合は、 $M/M_0=2$ すなわち k_1 のみの線形系となる。

$M_1/M_0=1$ を式(4-1)に代入すると、 M/M_0 の最大値、式(4-2)を得る。

$$M/M_0 \text{ の最大値} = 1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \quad (4-2)$$

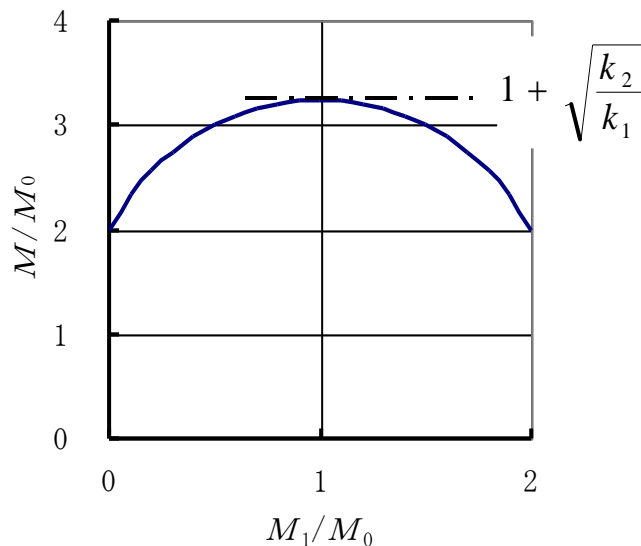


図 4-5 M_1/M_0 比に対する M/M_0

4.3.3 減衰がある場合

4.3.3.1 1段目の解析

流体封入マウントの利用を予想し、減衰が無視できない場合を解析する。まず1段目剛性 k_1 と減衰 c_1 がある一自由度系は、ラプラス変換により既によく知られた下記解を持つ(参考文献⁽¹⁰⁰⁾)。

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{M_0}{k_1} \left[1 - \exp[-\zeta_1 \omega_1 t] \left\{ \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t) + \frac{\zeta_1}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \sin(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t) \right\} \right] \\
 &= \frac{M_0}{k_1} \left\{ 1 - \frac{\exp[-\zeta_1 \omega_1 t]}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t - \varphi_1) \right\} \quad (4-3)
 \end{aligned}$$

変位 x が x_1 (遷移点)に達した時は、式(4-3)に $t=t_1$ を代入し次式を得る。

$$x_1 = \frac{M_0}{k_1} \left\{ 1 - \frac{\exp[-\zeta_1 \omega_1 t_1]}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t_1 - \varphi_1) \right\} \quad (4-4)$$

$$\text{但し, } \cos \varphi_1 = \sqrt{1-\zeta_1^2} \quad \sin \varphi_1 = \zeta_1$$

式(4-4)は、 t_1 に関して解析的には解けない。つまり、第2段目を含めた系での厳密解を得ることはできない(4.7 考察参照)。したがって、無減衰時の衝撃最大条件 $M_1/M_0=1$ 、つまり遷移点モーメントと入力モーメントが等しい条件を前提条件として、解析を進める(図 4-5)。通常のエンジンマウントでは、 $\zeta < 0.3$ 程度であるため、一般的な設計条件としても実用的と考えられる。

したがって、式 $M_1 = k_1 x_1$ 、 $M_1/M_0=1$ を式(4-4)に代入すると式(4-5)を得る。

$$1 = 1 - \frac{\exp[-\zeta_1 \omega_1 t_1]}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t_1 - \varphi_1) \quad (4-5)$$

式(4-5) から $\frac{\exp[-\zeta_1 \omega_1 t_1]}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t_1 - \varphi_1) = 0$ を得る。

$\exp[-\zeta_1 \omega_1 t_1]$ はゼロではないので、 $\cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t_1 - \varphi_1) = 0$ となる。

したがって、 $\sqrt{1-\zeta_1^2} \omega_1 t_1 - \varphi_1 = \frac{\pi}{2}$

結局、遷移点での時刻 t_1 は式(4-6) で表される。

$$\therefore t_1 = \frac{\pi/2 + \varphi_1}{\sqrt{1 - \zeta_1^2} \omega_1} \quad (4-6)$$

又、式(4-3)の変位 x を時間 t で微分し、速度 v を得る。

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{M_0 \omega_1 \exp[-\zeta_1 \omega_1 t]}{k_1 \sqrt{1 - \zeta_1^2}} \sin\left(\sqrt{1 - \zeta_1^2} \omega_1 t\right) \quad (4-7)$$

遷移点での速度 v_1 は、式(4-6)を式(4-7)に代入し、式(4-8)が得られる。

$$v_1 = \frac{M_0 \omega_1}{k_1} \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1\right) \tan \varphi_1\right] \quad (4-8)$$

こうして第1段目の解析は終了する。第2段目の解析は、遷移点での速度 v_1 を初期条件とした一自由度系の振動応答問題となる。

4.3.3.2 2段目の解析

減衰が存在する2段ばね非線形系の解析解は、過去の文献に見あたらない。そこで、4.3.3.1の結果に続いて新たに式を誘導した。すなわち、遷移点を原点とする第2段目での変位を $y(\equiv x - x_1)$ と定義し、 v_1 を初期速度とすれば、参考文献⁽¹⁰⁰⁾の式(7.73a)より、 y は式(4-9)で得られる。

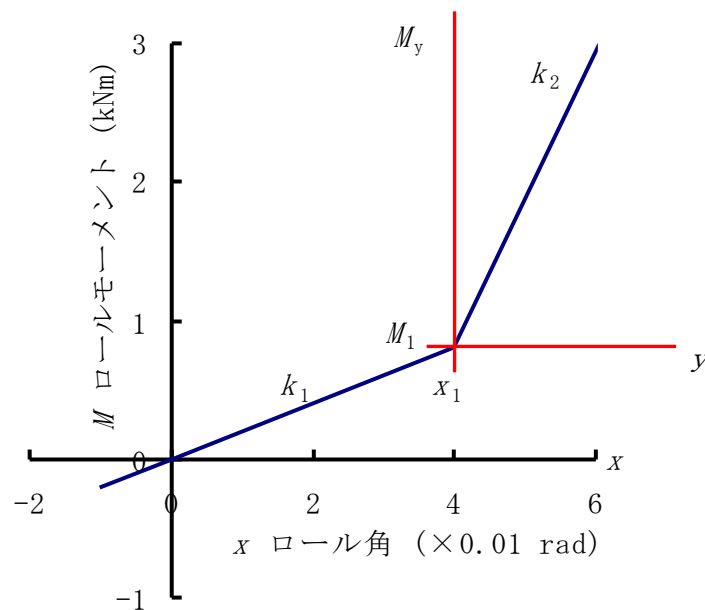


図 4-6 2段目の解析

但し, M_y : ロール 2 段目の車体への伝達モーメント ($M_y \equiv M - M_1$)

y : パワープラントのロール 2 段目角変位 ($y \equiv x - x_1$)

$$y = \frac{v_1}{\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2} \exp[-\zeta_2\omega_2 t] \sin\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) \quad (4-9)$$

速度 dy/dt は式(4-9)を微分し, 次式が得られる.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \frac{v_1}{\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2} \left\{ -\zeta_2\omega_2 \exp[-\zeta_2\omega_2 t] \sin\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 \exp[-\zeta_2\omega_2 t] \cos\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) \right\} \\ &= \frac{v_1 \exp[-\zeta_2\omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \left\{ -\zeta_2 \sin\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) + \sqrt{1-\zeta_2^2} \cos\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) \right\} \\ &= \frac{v_1 \exp[-\zeta_2\omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \cos\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t + \varphi_2\right) \end{aligned} \quad (4-10)$$

続いて, 第 2 段目での伝達力 M_y は, 式(4-11)で定義できる.

$$M_y \equiv k_2 y + c_2 \frac{dy}{dt} \quad (4-11)$$

式(4-11)に, 式(4-9), (4-10)を代入する.

$$\begin{aligned} M_y &= \frac{k_2 v_1 \exp[-\zeta_2\omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2} \sin\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t\right) \\ &\quad + \frac{c_2 v_1 \exp[-\zeta_2\omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \cos\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t + \varphi_2\right) \\ &= \frac{k_2 v_1 \exp[-\zeta_2\omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2} \sin\left(\sqrt{1-\zeta_2^2}\omega_2 t + 2\varphi_2\right) \end{aligned} \quad (4-12)$$

M_y の最大値を求めるために, 式(4-12)を t で微分する.

$$\frac{dM_y}{dt} = \frac{k_2 v_1 \exp[-\zeta_2 \omega_2 t]}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \cos(\sqrt{1-\zeta_2^2} \omega_2 t + 3\varphi_2) \quad (4-13)$$

式(4-13)の右辺=0とし、その時の時刻を t_2 とする.

$$\text{すなわち, } \sqrt{1-\zeta_2^2} \omega_2 t_2 + 3\varphi_2 = \frac{\pi}{2} \quad (4-14)$$

$$\therefore t_2 = \frac{\pi/2 - 3\varphi_2}{\sqrt{1-\zeta_2^2} \omega_2} \quad (4-15)$$

式(4-15)を式(4-12)に代入する.

$$[M_y]_{\text{最大}} \equiv M_{\text{peak}} = \frac{k_2 v_1}{\omega_2} \exp[-(\frac{\pi}{2} - 3\varphi_2) \tan \varphi_2] \quad (4-16)$$

さらに、式(4-8)を式(4-16)に代入し v_1 を消去すると、第2段目での伝達力最大値 M_{peak} は式(4-17)で表される.

$$M_{\text{peak}} = M_0 \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \exp[-(\frac{\pi}{2} + \varphi_1) \tan \varphi_1] \exp[-(\frac{\pi}{2} - 3\varphi_2) \tan \varphi_2] \quad (4-17)$$

次に、第2段目伝達力 M_y の持続時間 t_0 は、式(4-12)の周期の 1/2 である.

$$\text{すなわち, } t_0 = \frac{1}{2} \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta_2^2} \omega_2} = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta_2^2} \omega_2} \quad (4-18)$$

4.4 衝撃スペクトル(SRS)

第2段目での車体へ伝達される衝撃モーメントを入力とし、車体骨格の曲げ共振を応答系とする。大きさ M_{peak} 、持続時間 t_0 の衝撃モーメントを正弦半波パルスと近似して、このパルスが加わる一自由度振動系(車体の骨格曲げ共振)の不減衰固有周期を T 、剛性を K とする。参考文献⁽¹⁰⁰⁾より、式(4-19)の衝撃振動変位応答スペクトル(SRS : Shock Response Spectrum) V_r を得る。

$$V_r = \frac{M_0}{K} \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1\right) \tan \varphi_1\right] \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} - 3\varphi_2\right) \tan \varphi_2\right] \frac{(T/t_0) \cos(\pi t_0/T)}{T^2/4t_0^2 - 1} \quad (4-19)$$

通常エンジンマウントでは $\zeta < 0.3$ なので、 $\zeta \cong \varphi$ と近似すると、式(4-19)は式(4-20)に表記できる。

$$V_r \cong \frac{M_0}{K} \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} + \zeta_1\right) \tan \zeta_1\right] \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} - 3\zeta_2\right) \tan \zeta_2\right] \frac{(T/t_0) \cos(\pi t_0/T)}{T^2/4t_0^2 - 1} \quad (4-20)$$

さらに、 $\zeta \cong \tan \zeta$ と近似すると、式(4-21)を得る。

$$V_r \cong \frac{M_0}{K} \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} + \zeta_1\right) \zeta_1\right] \exp\left[-\left(\frac{\pi}{2} - 3\zeta_2\right) \zeta_2\right] \frac{(T/t_0) \cos(\pi t_0/T)}{T^2/4t_0^2 - 1} \quad (4-21)$$

式(4-20)の第二成分は、 k_2/k_1 の平方根に比例する(図 4-7)。この結果は、無減衰の場合の結果と同じである⁽⁹⁹⁾。

同様に第三成分は、 ζ_1 が大きいほど小さくなる(図 4-8)。

同様に第四成分は、 $\zeta_2 = 0.2 \sim 0.3$ 程度が最適である(図 4-8)。

同様に第五成分は、衝撃パルスの持続時間 t_0 と応答振動系の周期 T で決まる(図 4-9)。 k_2 が小さいほど t_0 が大きくなることは、式(4-18)から分かる。

図 4-7、4-8、4-9 中の記号 ”●” が総ゴムマウントの計算例である。

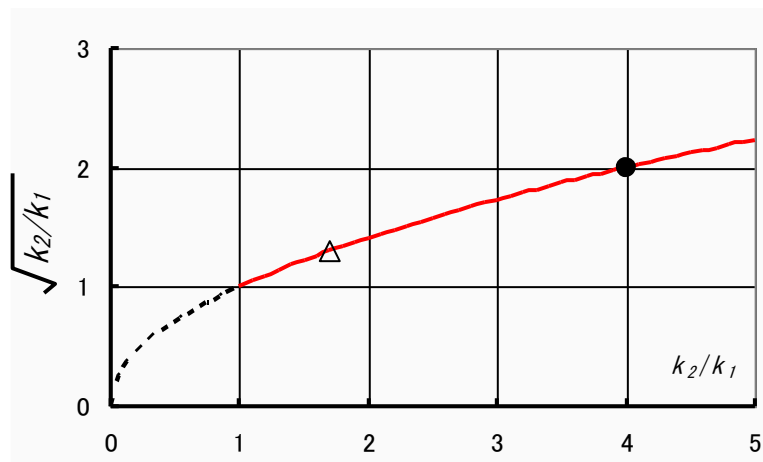


图 4-7 第二成分

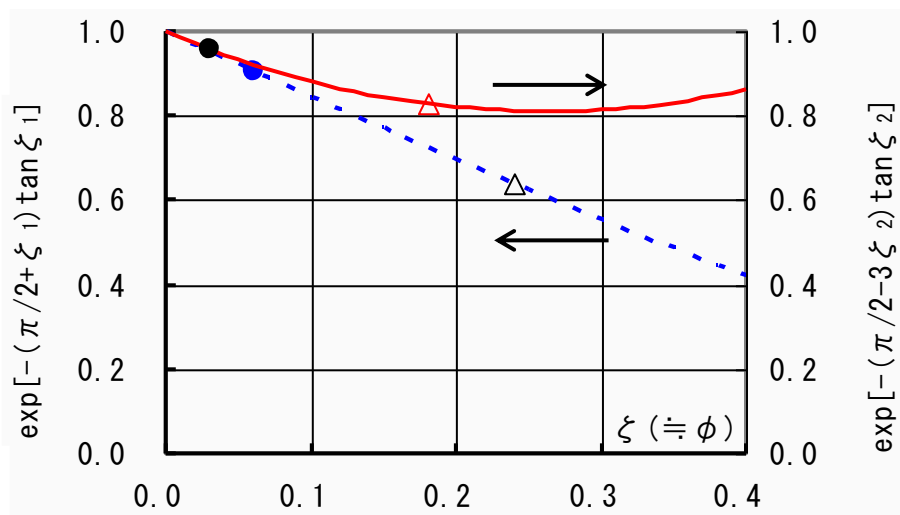


图 4-8 第三成分, 第四成分

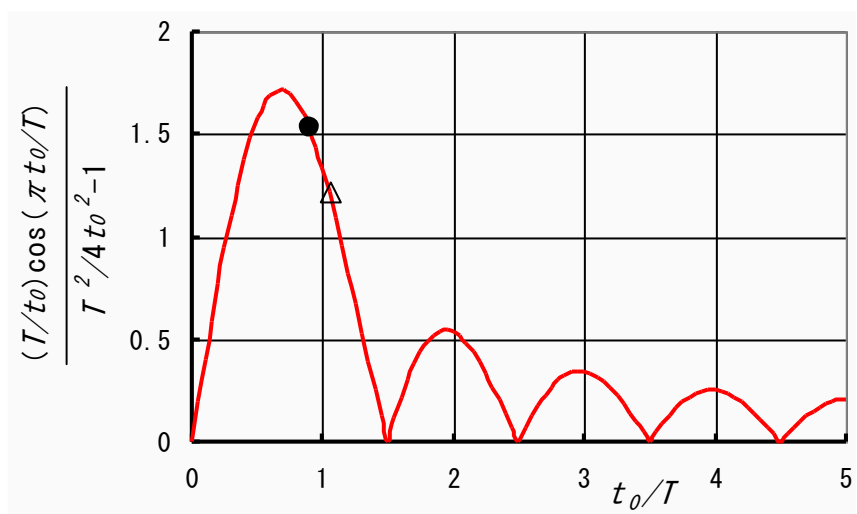


图 4-9 第五成分

4.5 流体封入マウントを用いた加速ショックの低減⁽⁹⁸⁾

4.5.1 流体封入マウントの構造

ロールマウントに装着した流体封入マウントの断面図を図 4-10 に示す。2つに分かれた上下の液室内に水を主成分とする液体が充填されている。内筒が上下方向に変位すると2つの液室間に液体移動が生じ、途中のオリフィスを通過するときに減衰が生ずる。加速ショック発生時のロールマウントの振動速度は、0.1~0.5 m/s 程度である。ここでは周波数 5Hz、振幅 4mm の正弦波（最大振動速度 0.13m/s）での測定値を用いた(図 4-11)。

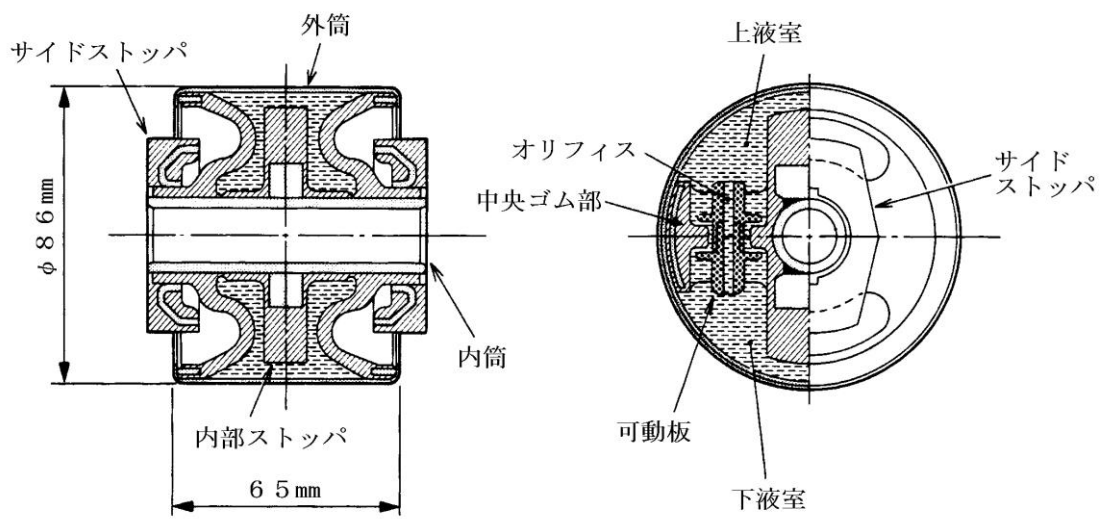


図 4-10 流体封入マウントの断面図

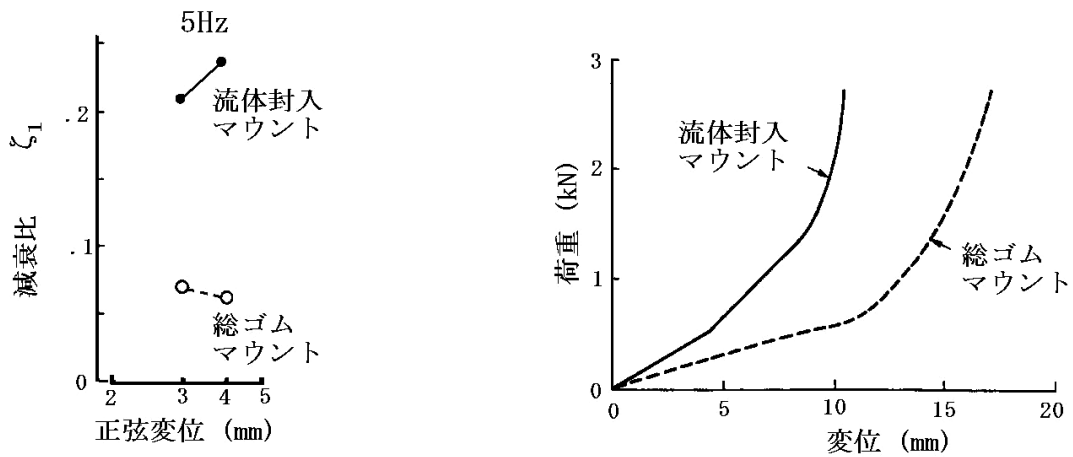


図 4-11 流体封入マウントと総ゴムマウントの単体特性

又，モノコック構造の車体曲げ振動モードの周期 T を， $T=0.05\text{s}$ (共振周波数 20Hz) とする．排気量 $2L$ のエンジンを搭載した乗用車に装備したエンジンマウントの諸元値を示す．

表 1 ショック特性一覧

	k_2/k_1	ζ_1	ζ_2	t_0/T
総ゴムマウント	4.0	0.06	0.03	0.9
流体封入マウント	1.7	0.24	0.18	1.05

図 4-7, 4-8, 4-9 中に，総ゴムマウントの諸元値を記号 ”●” で示す．同様に流体封入マウントを”△”で示す．

流体封入マウントを用いることにより，加速ショックが低減される．式(4-20)にこの諸元値を代入すると次の結果を得る．

$$\text{総ゴムマウント} \quad : \quad v_r = 2.65 \frac{M_0}{K}$$

$$\text{流体封入マウント} \quad : \quad v_r = 0.84 \frac{M_0}{K}$$

すなわち，流体封入マウントでは，ショックの大きさが約 $1/3$ ($=0.84/2.65$) になると予想される．

4.5.2 試験結果

流体封入マウントをフロントロールマウント及び、リヤロールマウントに装着し、総ゴムマウントと比較した実車試験の結果を、図 4-12 に示す。走行条件は、シフト位置を 2nd レンジに保持し、車速 60km/h からアクセルペダルを一杯に踏んで加速した状態である。ショック発生時のシートライザ上下加速度は、総ゴムマウントの場合の約 1/3 に減少しており、予測値とおよそ一致している。又、ロールマウント伝達力のピーク値も減少している。

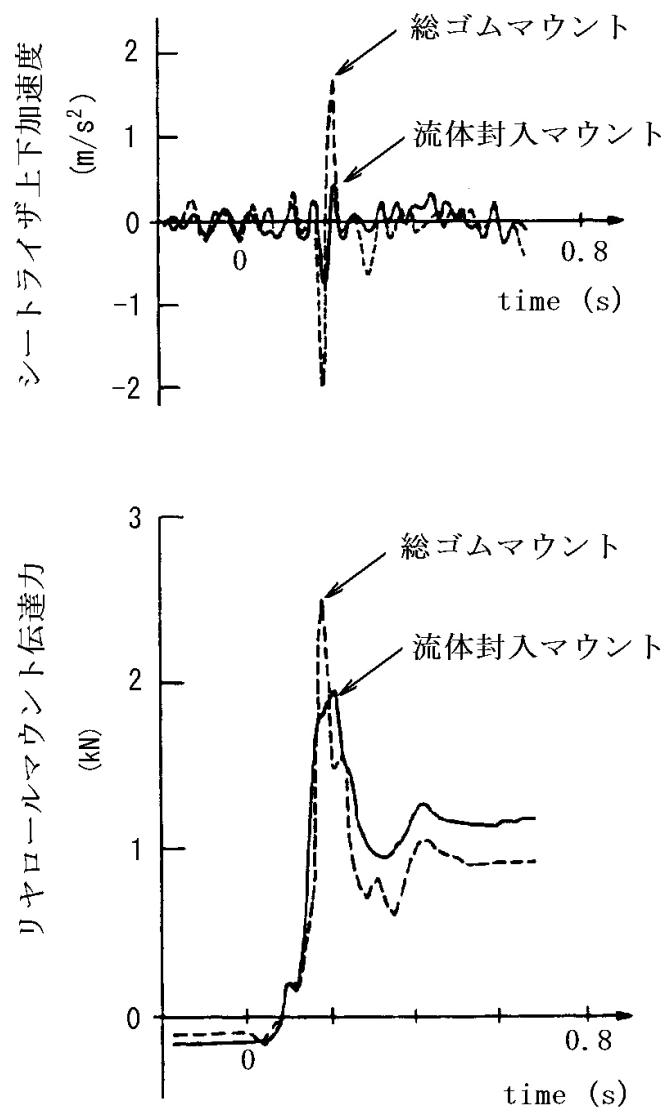


図 4-12 加速ショック試験結果

4.6 結言

本章では、エンジンマウントに関する加速ショックへの影響について、エンジンマウントロール方向の非線形荷重-変位特性・減衰・車体振動特性との関連を過渡応答解析し、以下の知見を得た。

- (1) 加速ショックは、エンジンマウント1段目剛性と2段目剛性の比 k_2/k_1 の平方根に比例するので、 k_2/k_1 が小さいことが望ましい。
- (2) エンジンマウント1段目の減衰比 ζ_1 が大きいほど加速ショックは小さい。
- (3) エンジンマウント2段目の減衰比 ζ_2 は最適値が存在し、0.2~0.3程度が最も良い。
- (4) エンジンマウント2段目に発生する衝撃モーメントパルスの持続時間 t_0 と応答振動系の周期 T の比 t_0/T は、図(4-9)に示すように一様な傾向を示さないが、一般的には大きいことが良い。すなわち、エンジンマウント2段目剛性 k_2 が低いほど、又、車体の固有周期 T が短いほど良い(車体共振周波数は高いことが良い)。

4.7 考察：2段目の数値解

一例として、式(4-3)、(4-7)の数値解を示す。

式(4-3)に $M_0=1$, $k_1=1$, $\omega=100$ を代入し、変位 x を図4-13に例示する。

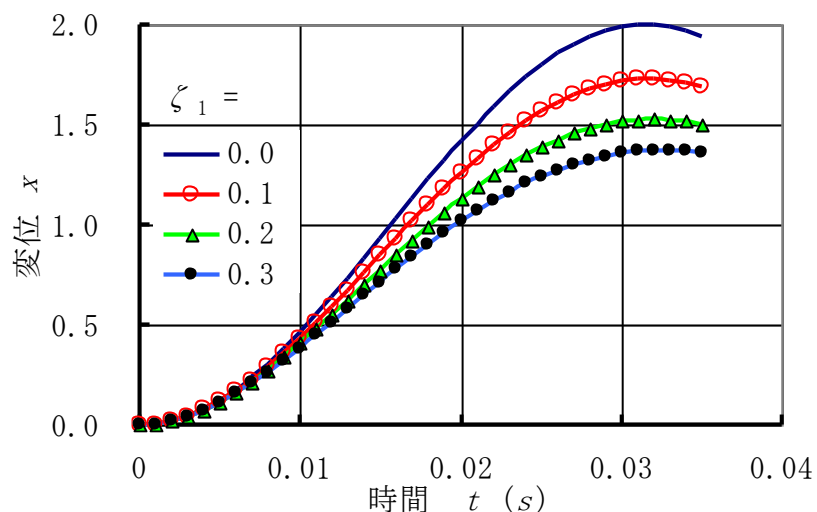


図 4-13 式(4-3)の数値解 ($\zeta_1=0.0, 0.1, 0.2, 0.3$)

同様に、式(4-7)から、速度 v を計算し図 4-14 に例示する。すなわち、式(4-3)は t_1 に関して数値的には解けるが、解析的に解けないため、2 段目の初期条件を得ることはできない。

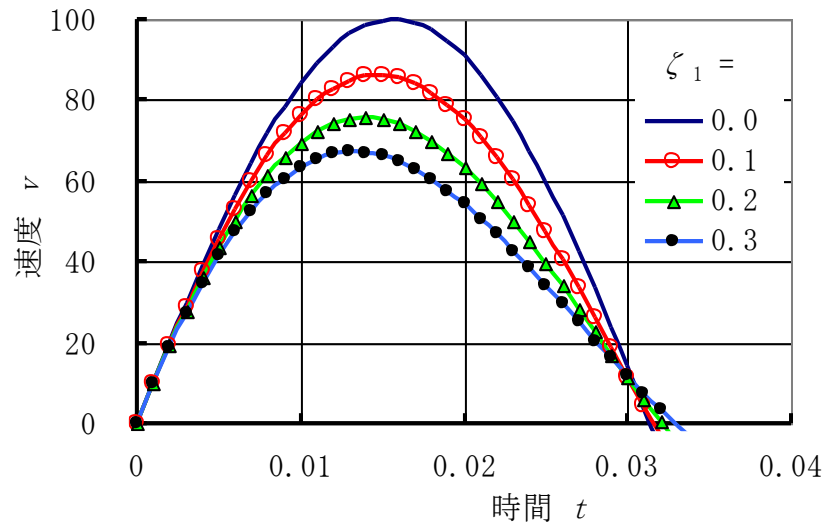


図 4-14 式(4-7)の数値解 ($\zeta_1=0.0, 0.1, 0.2, 0.3$)

第5章 駆動系ねじり振動に関する加速ショック・しゃくり振動

5.1 緒言

マニュアルトランスミッション(MT)を備えた乗用車を、2速又は3速ギヤ、30～50km/hで走行中、定常又はコースティングからアクセルペダルを踏んで加速するとき、加速直後の瞬間的なショックと、それに続く3～5Hzの車体前後振動が1～2秒発生することがある。これを、加速ショック・しゃくり振動と呼ぶ。

この加速ショック・しゃくり振動は、エンジンのフライホイール慣性モーメントを主たる質量とし、ドライブシャフトのねじり剛性を主たるばねとする振動系で構成される駆動系ねじり一次振動が主要因である。振動伝達経路は2つあり、一つはサスペンション-タイヤ経由で車体が前後に振動する経路である。もう一つは、駆動トルクの反力がパワープラント筐体に加わり、エンジンマウントを経由して車体が上下・前後に振動する。これらの現象の解析・実験は多くの報告書があり^(101,102,103,104,105)、改良のためには、駆動系諸元やエンジンマウント、サスペンション、エンジン制御などに工夫が必要で、乗用車の低周波振動設計では苦勞するところである。

従来の振動モデル⁽¹⁰⁶⁾ではドライブシャフトねじり剛性と粘性減衰が並列に挿入されている。しかし、ドライブシャフトは直径 ϕ 20～30、長さ300～600mm程度の鉄製丸棒であり、材料が持つ減衰は非常に小さい。そのため、ドライブシャフトねじり剛性と並列に挿入された粘性減衰の起源は明らかではなかった。本章では、ドライブシャフトねじり剛性とタイヤスリップ剛性（車速で除して減衰の次元になる）が直列に配置されていること^(107,108)に注目して、剛性と減衰が並列に並んでいる従来モデルの性質と比較・考察する。したがって、自由度は必要最小限で良く、駆動系を含めた4自由度線形モデルを用いる。まず周波数応答の解析により、各パラメータの変化率を解析して、基本的な振動モデルの特性を把握する。続いて過渡応答解析により、加速ショックとしゃくり振動へ与える各パラメータの影響を考察する。又、エンジンの回転方向が加速ショックに与える影響について解析し、駆動系基礎設計としての考え方を論ずる。

実車では、しゃくり振動における車体の前後振動に上下振動が重畳することがある。これはエンジンマウントの非連成条件が成立しておらず、駆動トルク反力によるロール振動がパワープラントの上下連成を誘発すると発生する⁽¹⁰⁹⁾。一般的にはエンジンマウントシステムの非連成条件が成立しているのでこのような現象はない。したがって、ここでは、ロールと上下の非連成条件が成立している前提条件とする。またロール-前後が連成すると、同様な問題があるので、ロール-前後も非連成条件が成立している前提とする。又、サスペンション前後剛性やエンジンマウントに変位非線形性があると前後ショックが悪化する⁽¹⁰³⁾ことがあり、これも線形と仮定する。したがって、パワープラントはロー

ルのみの一自由度に簡略化できる.

5.2 駆動系ねじり振動のモデリング

従来, 駆動系ねじり振動モデルの中でタイヤモデルは, ばねと減衰が並列に配置された Voigt モデルが一般的であった. しかし, このモデルでは, ラジアルタイヤのしゃくり振動特性の悪さを, バイアスタイヤと比較して正しく説明することができなかった. そこで筆者はタイヤの駆動力伝達メカニズムに注目し, 新たなモデルを考案した. すなわち, 酒井の「タイヤ工学」⁽¹¹⁰⁾によれば, 走行中のタイヤ駆動力は, タイヤのスリップ剛性とスリップ比の積で表される.

$$F_x \doteq K_x S \quad (5-1)$$

記号は下記の通りである(図 5-1, 5-2).

F_x : 駆動力

K_x : タイヤのスリップ剛性(力の次元)

S : スリップ比 $\{ S \equiv (r_t \omega - V) / r_t \omega \doteq (r_t \omega - V) / V \quad \text{at } S \ll 0.1 \}$ (無次元)

r_t : タイヤの動半径

ω : タイヤの回転角速度

V : 車両の走行速度

式(5-1)の両辺に r_t を乗じ, 回転自由度に変換する.

$$r_t F_x \doteq r_t K_x S = r_t K_x \frac{r_t \omega - V}{V} = \frac{r_t^2 K_x}{V} \left(\omega - \frac{V}{r_t} \right) \quad (5-2)$$

式(5-2)中の $\frac{r_t^2 K_x}{V}$ は, 回転粘性減衰係数の次元(Nms)であり, $\omega - \frac{V}{r_t}$ はタイ

ヤと路面間の回転角速度差である. すなわち, 駆動トルクは, 回転粘性減衰係数とタイヤ-路面間の回転角速度差の積で表されることを示している. したがって, 駆動系ねじり振動モデルにおいては, タイヤは単なるねじり減衰として表現できる.

本研究に用いたドライブシャフトねじり剛性とタイヤねじり減衰が直列に配置された振動モデルを図 5-3 に示す. 一方, ドライブシャフトねじり剛性とドライブシャフトねじり減衰が並列に配置された従来振動モデルを図 5-4 に示す.

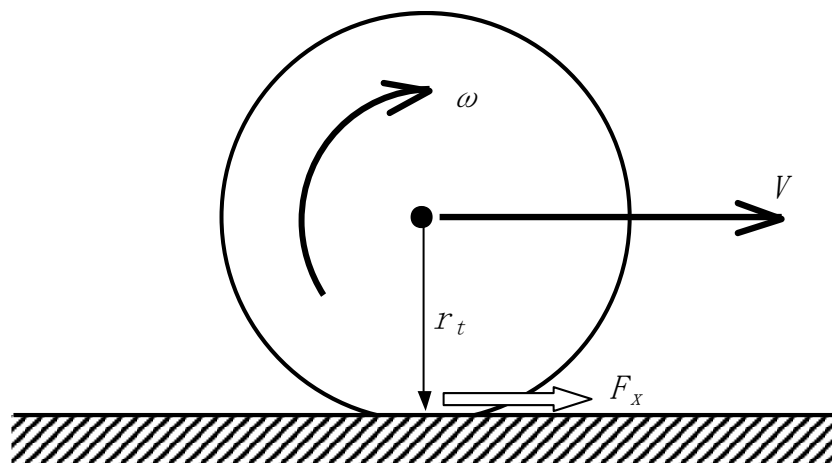


図 5-1 タイヤのモデル化

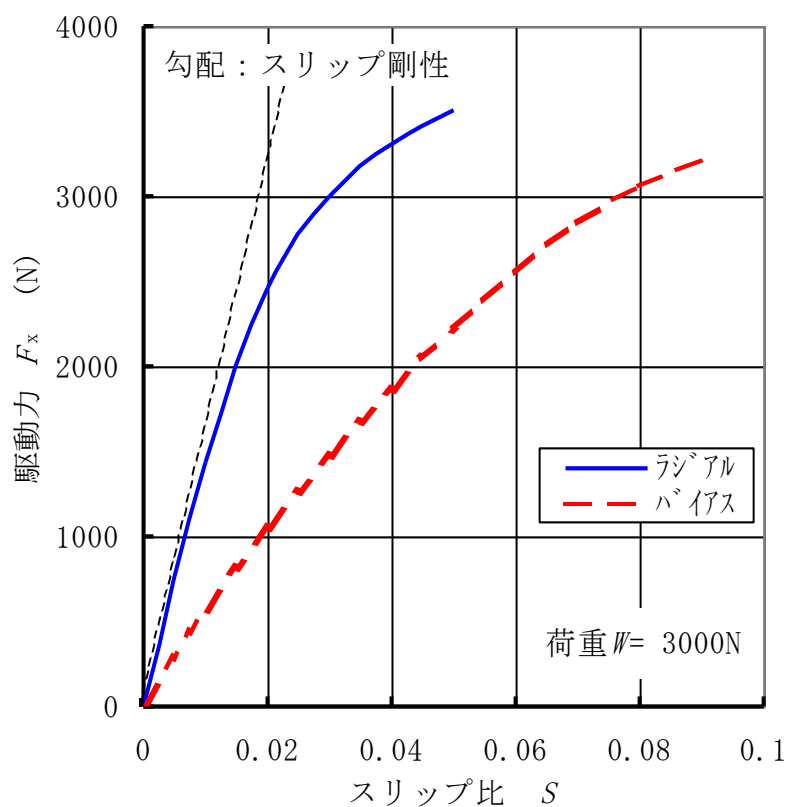


図 5-2 タイヤの駆動力，スリップ比，スリップ剛性⁽¹¹⁰⁾

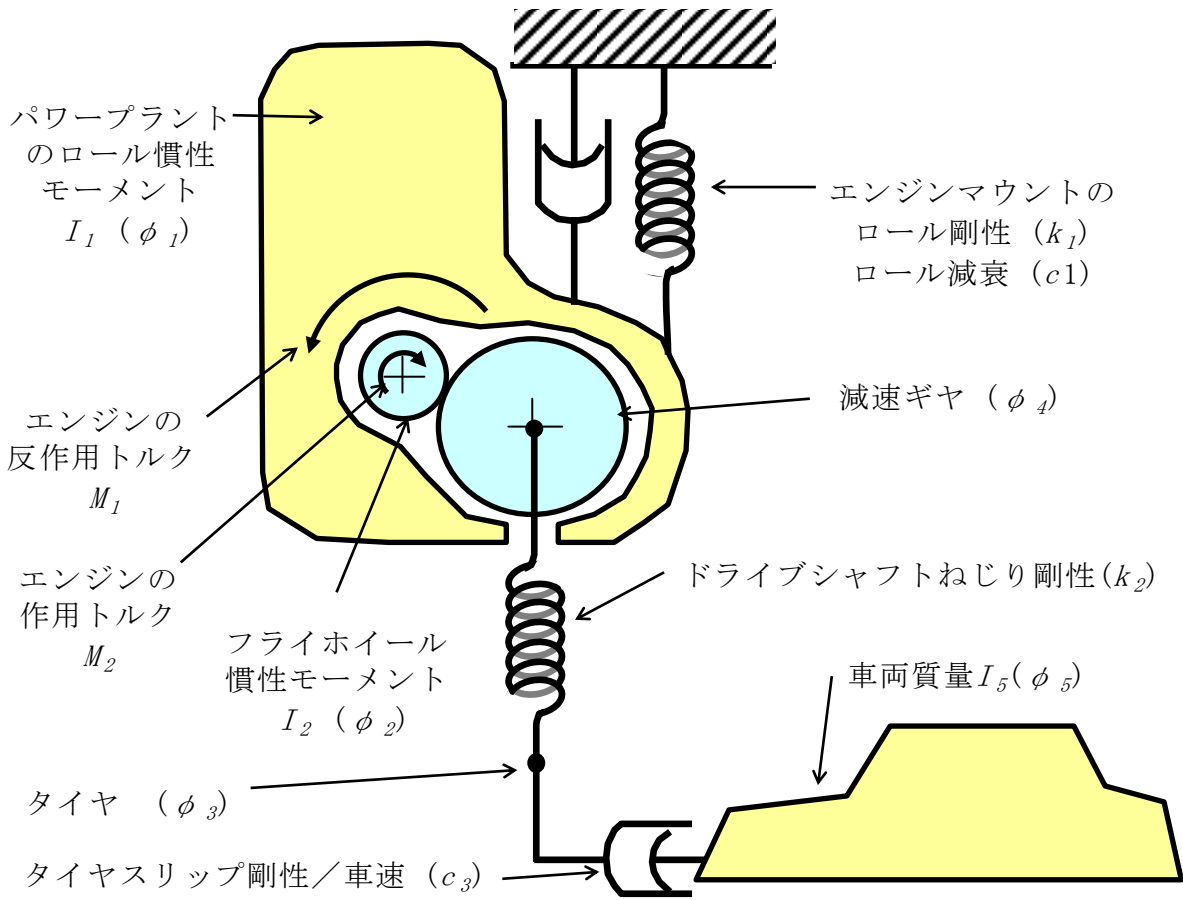


図 5-3 駆動系ねじり振動モデル

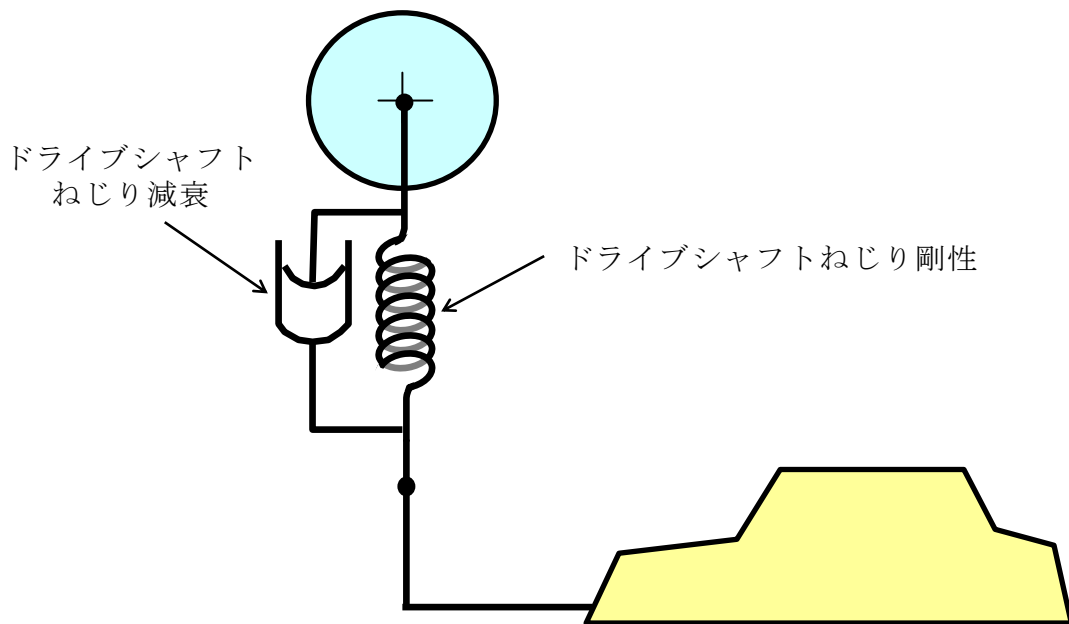


図 5-4 従来振動モデル (パワープラント, エンジンマウントは上記と同一)

図 5-3 の振動モデルの諸元値は，1.5L クラスの乗用車である．車体質量の前後方向変位を回転自由度に変換し，回転方向のみの 4 自由度で構成されている．エンジンマウントは非連成条件を仮定し，パワープラント筐体の重心位置での前後/上下方向自由度はないものとする．又，サスペンションは剛で車体にとりつけられていると仮定する．前述のタイヤモデルは，スリップ剛性を車速で除し，タイヤ動半径の二乗を乗じて，ねじり減衰の次元にしたものである^(107,108)．

5.2.1 主な記号

ϕ_1 : パワープラント筐体のロール回転振動角変位

ϕ_2 : フライホイール回転角変位

ϕ_3 : タイヤの回転角変位

ϕ_4 : 減速ギヤ回転角変位

ϕ_5 : 等価車体回転角変位

A_5 : ϕ_5 を車体並進方向に変換した車体前後加速度 ($A_5 \equiv r_t \ddot{\phi}_5$)

r_t : タイヤの動半径

I_1 : パワープラント筐体のロール慣性モーメント

I_2 : フライホイールの慣性モーメント

I_5 : 車体の等価慣性モーメント

R : 減速ギヤ比 (正の符号はクラックシャフトとドライブシャフトが同一方向を表し，負の符号は逆方向を表す)

k_1 : エンジンマウントのロール剛性

k_2 : ドライブシャフト(D/S)のねじり剛性 (左輪と右輪の合計)

c_1 : エンジンマウントのロール減衰

c_3 : タイヤの回転粘性減衰 (左輪と右輪の合計) ($=2 \frac{r_t^2 K_x}{V}$)

但し，車速を， $V=40\text{km/h}$ とする．

M_1 : パワープラント筐体に働く反作用ステップトルク ($M_1=-100\text{Nm}$)

M_2 : フライホイールに働くステップトルク ($M_2=100\text{Nm}$)

100Nm にした理由：

①1.5L クラスのエンジントルクが概略 100Nm 程度である．

②加速度などの計算結果が，表示しやすい桁数になる．

$$\text{ギヤの拘束条件 : } \frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_4 - \phi_1} = R$$

$$\text{変形して, } \phi_4 = \frac{(R-1)\phi_1 + \phi_2}{R} \quad (5-3)$$

5.2.2 運動方程式

ラグランジュ運動方程式に先立ち、まず運動エネルギー T 、ポテンシャルエネルギー U 、散逸エネルギー D を作成する。

又、ギヤの拘束条件式(5-3)から ϕ_4 を消去しておく。

$$\begin{aligned} 2T &= I_1 \dot{\phi}_1^2 + I_2 \dot{\phi}_2^2 + I_5 \dot{\phi}_5^2 \\ 2U &= k_1 \phi_1^2 + k_2 (\phi_4 - \phi_3)^2 = k_1 \phi_1^2 + k_2 \left(\frac{R-1}{R} \phi_1 + \frac{1}{R} \phi_2 - \phi_3 \right)^2 \\ 2D &= c_1 \dot{\phi}_1^2 + c_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_5)^2 \end{aligned} \quad (5-4)$$

次に、式(5-4)をラグランジュ運動方程式(5-5)に代入する⁽¹¹⁾。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = M_i \quad (i=1,2,3,5) \quad (5-5)$$

結果をマトリクス形式で表すと、式(5-6)を得る。

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_3 \\ \ddot{\phi}_5 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \\ \dot{\phi}_5 \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} k_1 + \left(\frac{R-1}{R} \right)^2 k_2 & \frac{R-1}{R^2} k_2 & -\frac{R-1}{R} k_2 & 0 \\ \frac{R-1}{R^2} k_2 & \frac{1}{R^2} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 & 0 \\ -\frac{R-1}{R} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \\ \phi_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5-6)$$

式(5-6)行列方程式の周波数応答関数と時間応答解析を数値計算する。

①周波数応答関数：振動モデル図 5-3 には、剛性要素と直列な減衰要素があり、それは式(5-6)中における剛性行列のゼロ対角項に相当している。したがって、通常固有値や固有モード、ひずみエネルギー分布を計算できない。そのため、まず逆行列を計算する方法で周波数応答を計算し、応答が最大になる周波数と応答の最大値を得る。周波数刻みは 0.05Hz であり、計算ソフトには Excel を用いた。

②時間応答解析： MATLAB を用いてステップ応答解析する。

5.3 周波数応答解析：パラメトリック計算

ラジアルタイヤとバイアスタイヤの計算例を図 5-5 に示す。2.8Hz に共振があり、車体前後加速度が最大になっている。

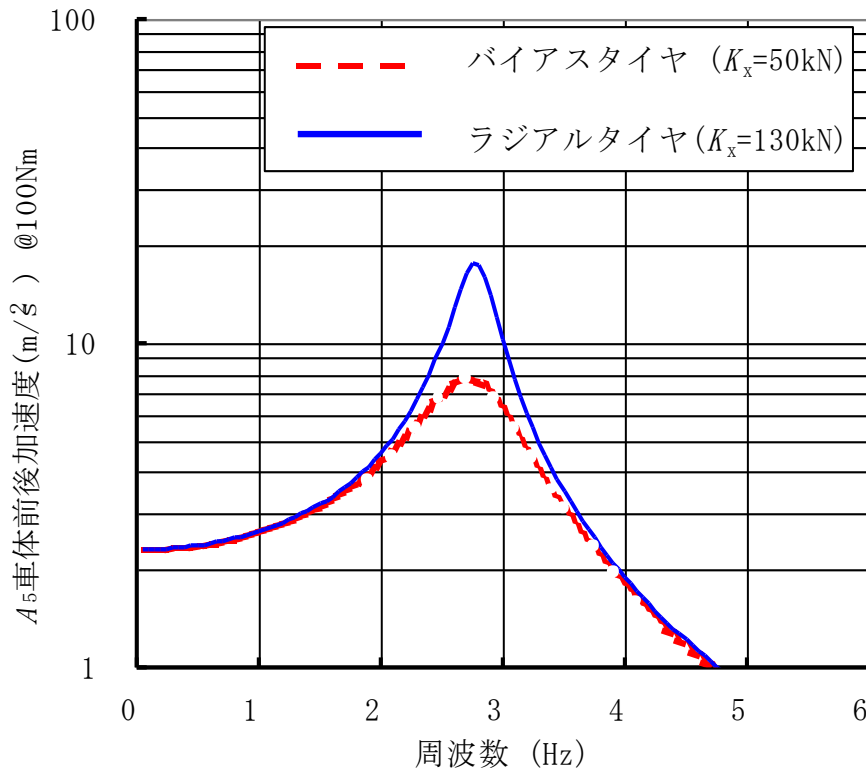


図 5-5 周波数応答関数の計算例 (R=-8)

ラジアルタイヤの場合を基準として、各パラメータを 1/4, 1/2, 2, 4 倍した時の車体前後加速度ピーク値の変化を図 5-6 に示す。又、共振周波数の変化を図 5-7 に示す。

図 5-6 において、 A_5 に最も影響が大きいのはタイヤのスリップ剛性とドライブシャフトのねじり剛性である。エンジンマウントロール剛性を下げても良化するが、通常のゴムマウントの場合は、剛性を低下させると減衰も低下する。したがって、マウント剛性とマウント減衰の比率を一定に保ちながら両者を同時に変化させると、影響が小さいことが分かった。

図 5-7 において、ピーク周波数に大きな影響のあるパラメータは、フライホイール慣性モーメント、ドライブシャフトねじり剛性である。エンジンマウントロール剛性も少し影響がある。逆に、エンジンマウントロール減衰とタイヤスリップ剛性は全く影響が無い。

結局この駆動系ねじり振動における主たる振動要素は、従来の知見である駆動系ねじり一次振動として理解してよいことがわかる。但し、主な減衰は、タイヤのスリップ剛性が重要な役割を果たしていることが分かった。一例として、ラジアルタイヤのスリップ剛性約 130kN(タイヤ一個分、すなわちプログラム中では2倍している)を、バイアスタイヤのスリップ剛性約 50kNに変更すると、ピーク周波数は変化しないが、ピーク値が約 7 dB 低下する(図 5-5)。すなわち、タイヤのスリップ剛性は通常の一自由度系の減衰要素に相当している($50/130 = 0.385 \doteq \Delta 8\text{dB}$)。

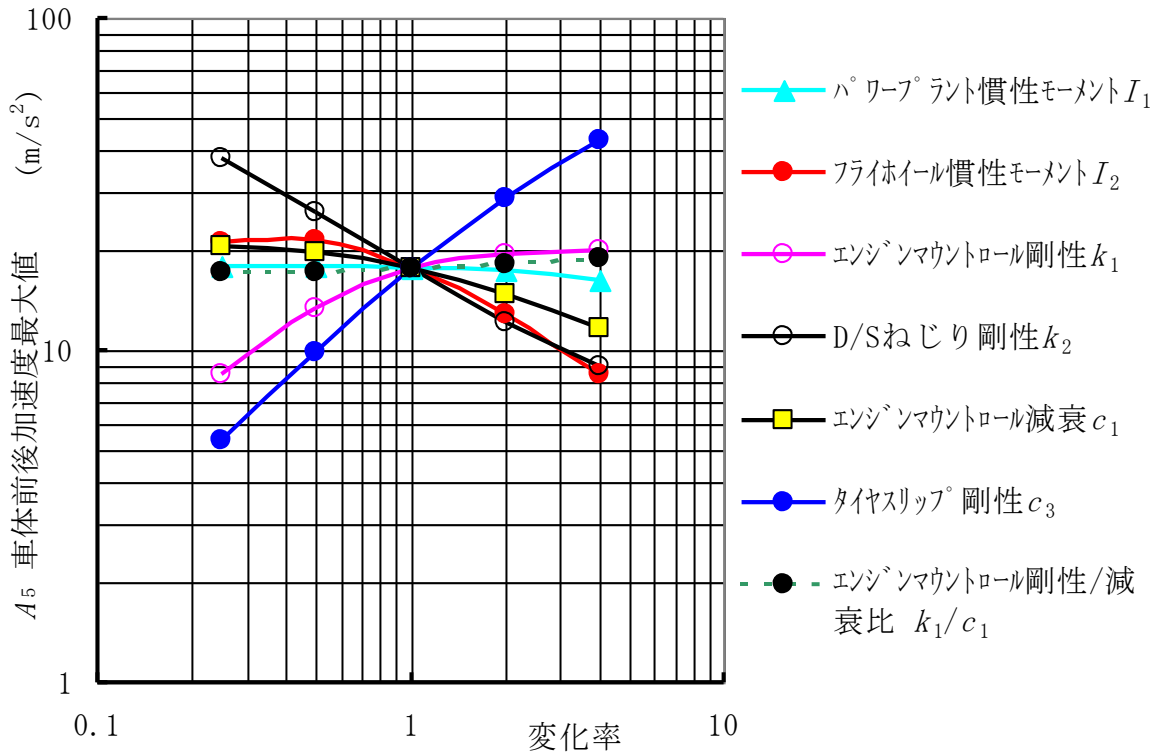


図 5-6 A_5 車体前後加速度のピーク値($R=-8$)

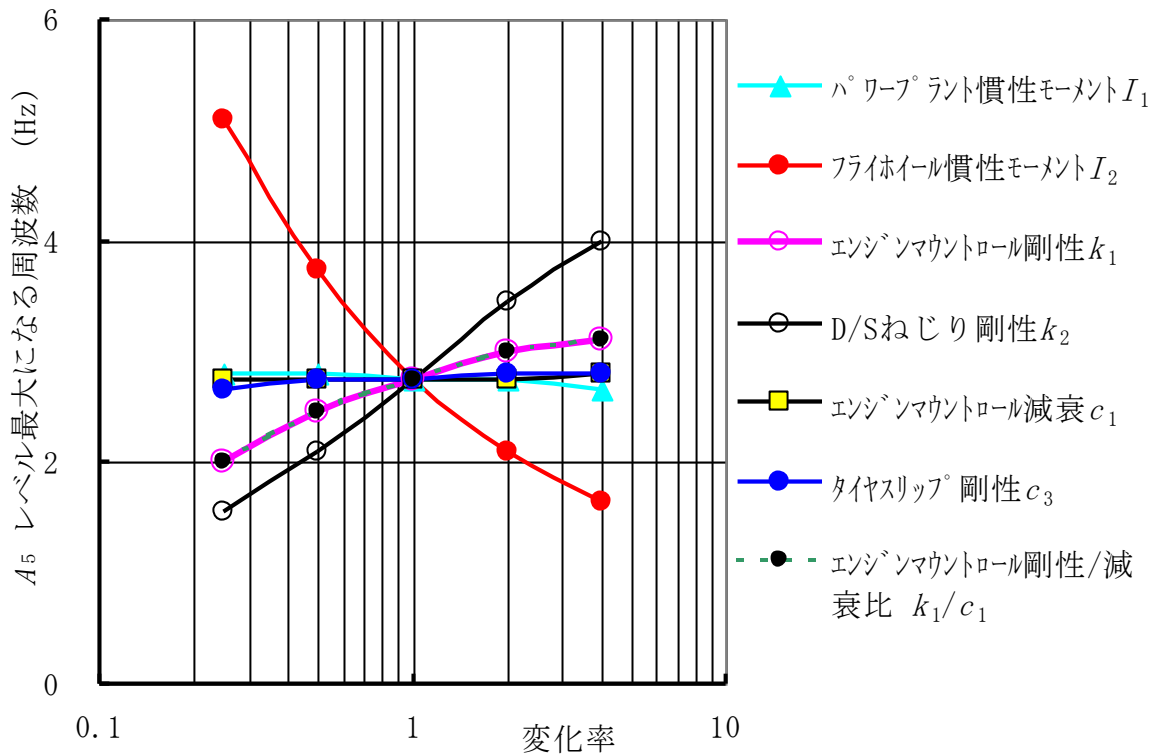


図 5-7 A_5 車体前後加速度のピーク周波数($R=-8$)

5.4 過渡応答解析の計算法

運動方程式(5-6)のステップ応答を計算する.

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_3 \\ \ddot{\phi}_5 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \\ \dot{\phi}_5 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + \left(\frac{R-1}{R}\right)^2 k_2 & \frac{R-1}{R^2} k_2 & -\frac{R-1}{R} k_2 & 0 \\ \frac{R-1}{R^2} k_2 & \frac{1}{R^2} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 & 0 \\ -\frac{R-1}{R} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \\ \phi_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

(5-6 ; 再掲載)

式(5-6)の質量行列の対角項にゼロがあるため，このまま時刻歴応答を計算するのではなく，次の方法で方程式を書き換える.

まず，2行目の式に R を乗じ，3行目の式を加えると式(5-7)を得る.

$$RI_2\ddot{\phi}_2 + c_3(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_5) = RM_2 \quad (5-7)$$

両辺を不定積分する．常数をゼロとすると式(5-8)を得る.

$$RI_2\dot{\phi}_2 + c_3(\phi_3 - \phi_5) = R \int M_2 dt \quad (5-8)$$

この式から，左辺を ϕ_3 とすると，式(5-9)を得る.

$$\phi_3 = \phi_5 - \frac{RI_2}{c_3} \dot{\phi}_2 + \frac{R}{c_3} \int M_2 dt \quad (5-9)$$

式(5-9)を，最初の行列方程式に順次代入して， ϕ_3 を消去する.

すると，式(5-6)の第一行目の式は，式(5-10)となる.

$$I_1\ddot{\phi}_1 + c_1\dot{\phi}_1 + \left\{ k_1 + \left(\frac{R-1}{R}\right)^2 k_2 \right\} \phi_1 + \frac{R-1}{R^2} k_2 \phi_2 - \frac{R-1}{R} k_2 \left\{ \phi_5 - \frac{RI_2}{c_3} \dot{\phi}_2 + \frac{R}{c_3} \int M_2 dt \right\} = M_1 \quad (5-10)$$

第二行目の式は，式(5-11)となる．

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + \frac{R-1}{R^2} k_2 \phi_1 + \frac{k_2}{R^2} \phi_2 - \frac{k_2}{R} \left\{ \phi_5 - \frac{RI_2}{c_3} \dot{\phi}_2 + \frac{R}{c_3} \int M_2 dt \right\} = M_2 \quad (5-11)$$

第三行目の式は，式(5-12)となる．

$$c_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_5) - \frac{R-1}{R} k_2 \phi_1 - \frac{k_2}{R} \phi_2 + k_2 \left\{ \phi_5 - \frac{RI_2}{c_3} \dot{\phi}_2 + \frac{R}{c_3} \int M_2 dt \right\} = 0 \quad (5-12)$$

第四行目の式は変わらず，式(5-13)に記述する．

$$I_5 \ddot{\phi}_5 - c_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_5) = 0 \quad (5-13)$$

次に式(5-13)を，式(5-12)に代入し， $\dot{\phi}_3$ を消去すると式(5-14)を得る．

$$-\frac{R-1}{R} k_2 \phi_1 - \frac{k_2}{R} \phi_2 + k_2 \left\{ \phi_5 - \frac{RI_2}{c_3} \dot{\phi}_2 + \frac{R}{c_3} \int M_2 dt \right\} + I_5 \ddot{\phi}_5 = 0 \quad (5-14)$$

式(5-10)，(5-11)，(5-14)をまとめると，式(5-15)を得る．

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_5 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & \frac{(R-1)I_2 k_2}{c_3} & 0 \\ 0 & \frac{I_2 k_2}{c_3} & 0 \\ 0 & -\frac{RI_2 k_2}{c_3} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_5 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + \left(\frac{R-1}{R}\right)^2 k_2 & \frac{R-1}{R^2} k_2 & -\frac{R-1}{R} k_2 \\ \frac{R-1}{R^2} k_2 & \frac{1}{R^2} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 \\ -\frac{R-1}{R} k_2 & -\frac{1}{R} k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_1 + \frac{(R-1)k_2}{c_3} \int M_2 dt \\ M_2 + \frac{k_2}{c_3} \int M_2 dt \\ -\frac{Rk_2}{c_3} \int M_2 dt \end{Bmatrix} \quad (5-15)$$

得られた式(5-15)の質量行列は対角項がゼロではないため行列が正則になり、計算が容易になる。式(5-15)における剛性行列は、式(5-6)における剛性行列の一部(3行3列)と等しいことがわかる。あたかも ϕ_3 が ϕ_5 に置換され、減衰要素のみが新しく生成されたかのようである。減衰行列に I_2k_2/c_3 の項があり、減衰が明確な形で記述されている。又、新たに不定積分の項 $\int M_2 dt$ が出てきた。

M_2 がステップ関数であれば、 $\int M_2 dt$ は時間の一次式となる。

数値計算には MATLAB を使い、ルンゲクッタ法で解く。図 5-8 にブロックダイアグラムを示す。

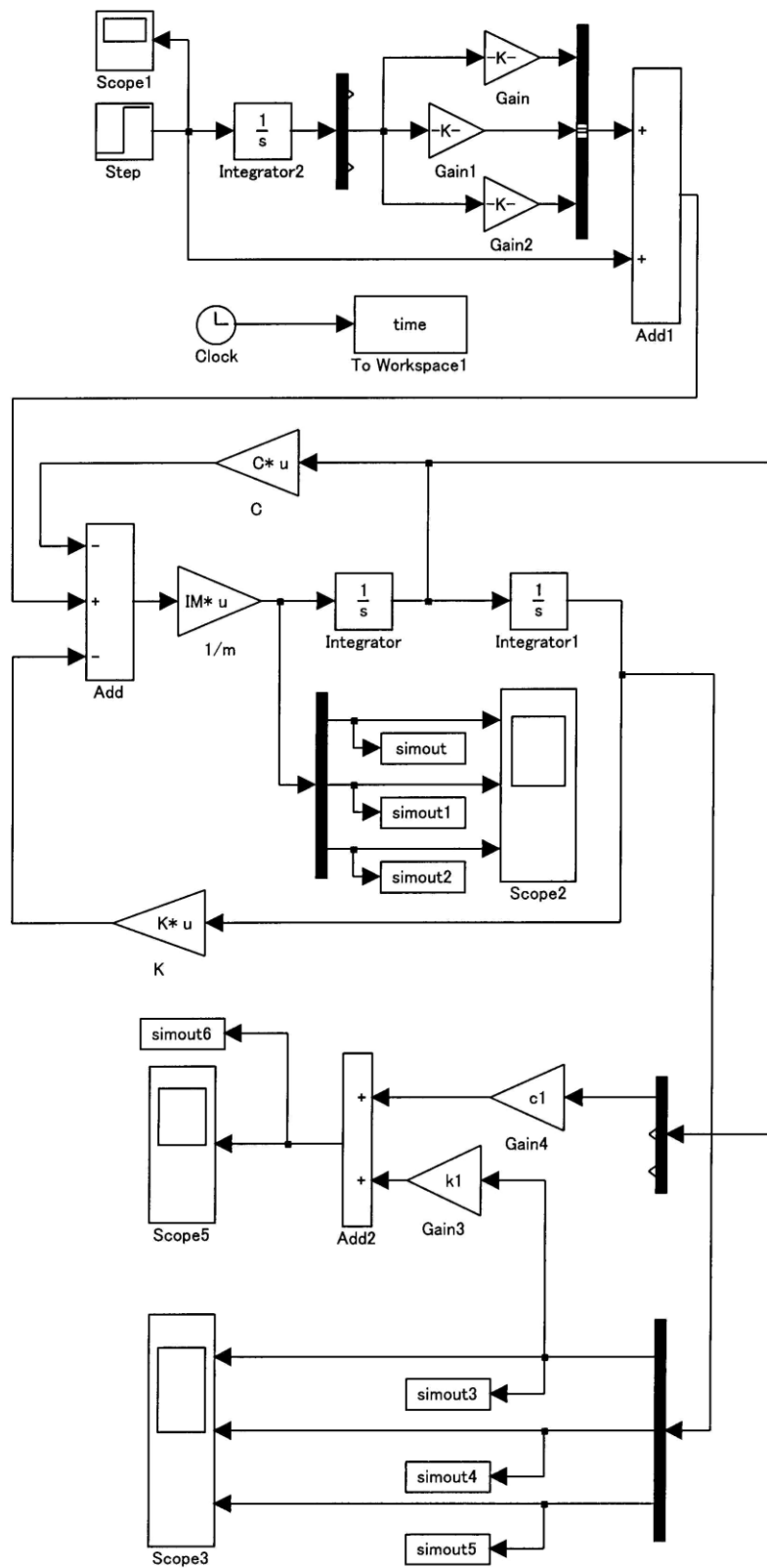


図 5-8 MATLAB での計算モデル

5.5 過渡応答解析-1：パラメトリック計算

ベースの計算結果を図 5-9 に示す。アクセルペダルを踏んだ直後の車体前後・上下加速度の最大値をショックとして感じ、車体前後加速度の 2 個目以降の振動をしゃくりとして感じる。したがって、1 個目の車体前後振動の加速度振幅最大値 A_1 を前後ショックの大きさとする。又、車体上下振動はエンジンマウントから車体に伝達される成分が多いため、エンジンマウント伝達モーメントの振幅最大値 EM_1 を上下振動ショックの代用値とする。すなわち、

- ①車体前後ショックの大きさ：車体前後加速度の最大値 $: A_{5shock} \equiv A_1$
- ②車体上下ショックの大きさ：エンジンマウント伝達モーメントの最大値 EM_1

又、しゃくり振動は、車体前後振動の大きさと減衰性で評価される。したがって、ショック発生以降の車体前後振動両振幅(A_3-A_2)をしゃくりの大きさとする。さらに、3 個目以降の振動振幅から、減衰比 ζ を計算する。すなわち、

③しゃくり振動の大きさ $: A_{5P-P} \equiv |A_3 - A_2|$

④しゃくり振動の減衰性 $: \zeta \equiv \{\ln(A_{n+2}/A_n)\}/2\pi$

(n は 3 以上の奇数。最小自乗法で算出)

以上 4 つの評価関数を用いる。

前節と同様に、各パラメータを 1/4, 1/2, 2, 4 倍した時の各評価関数の変化を図 5-10, 5-11, 5-12, 5-13 に示す。図 5-10, 5-11 から、各パラメータの変化率に対する加速ショックへの影響が大きい順番に記述する。

1. フライホイール慣性モーメント I_2
2. タイヤスリップ剛性 c_3
3. ドライブシャフトねじり剛性 k_2

エンジンマウントロール剛性とロール減衰の単独の影響は大きいですが、剛性／減衰係数の比が一定の条件下では影響が小さい。

又、図 5-12, 5-13 から、各パラメータの変化率に対し、しゃくり振動への影響が大きい順番に記述する。

1. タイヤスリップ剛性 c_3
2. フライホイール慣性モーメント I_2 (但し、フライホイール慣性モーメントの増大は共振周波数が低下するので、人体の感覚上不利である⁽¹¹²⁾。)
3. ドライブシャフトねじり剛性 k_2

すなわち、式(5-15)の減衰行列内の I_2k_2/c_3 の項が大きいと良い傾向を示している。

エンジンマウントロール剛性とロール減衰の単独の影響は同様に大きいですが、剛性／減衰係数の比が一定の条件下ではやはり影響が小さい。

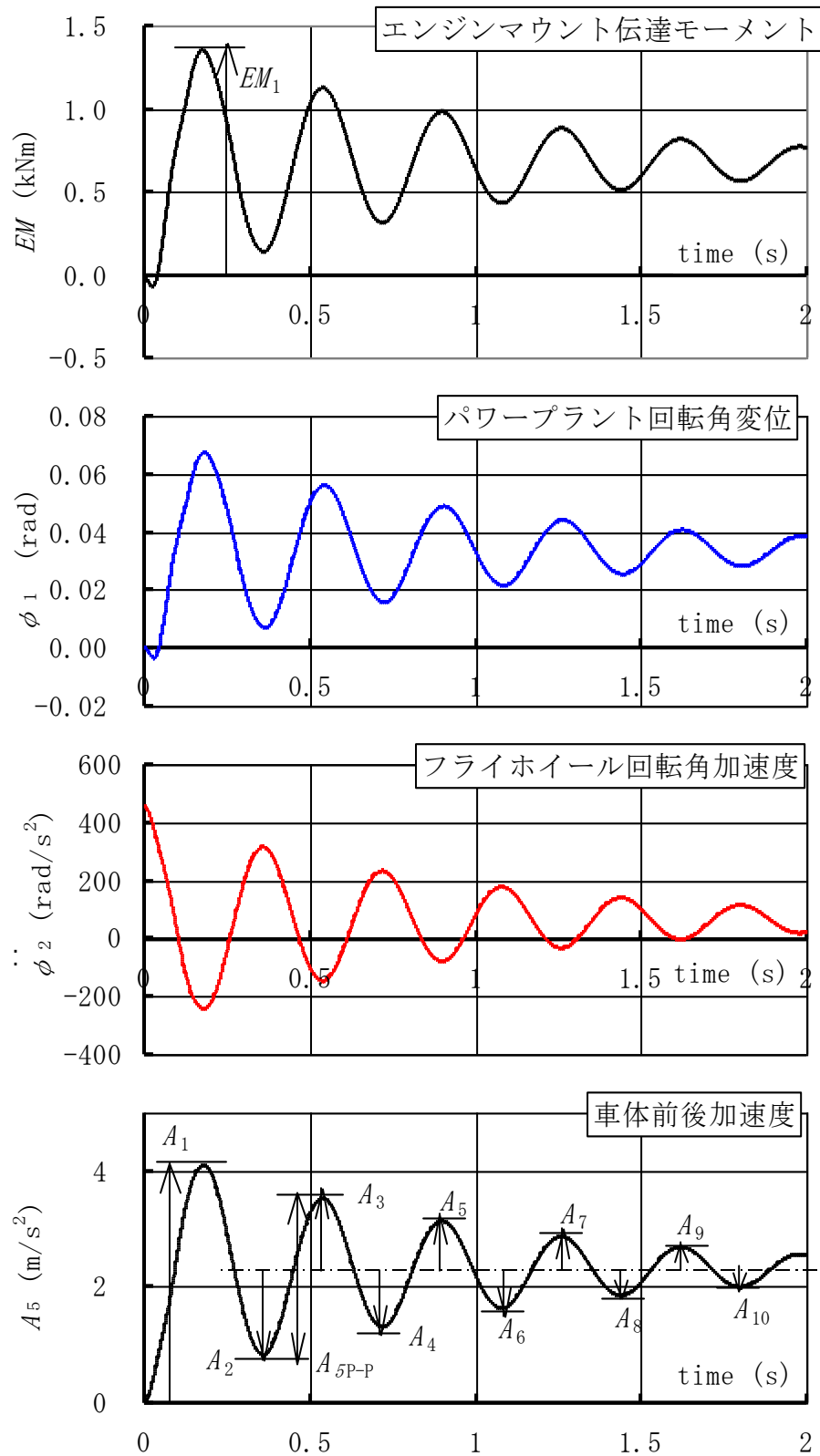


図 5-9 加速ショック・しゃくり振動の数値計算例 ($R=-8$)

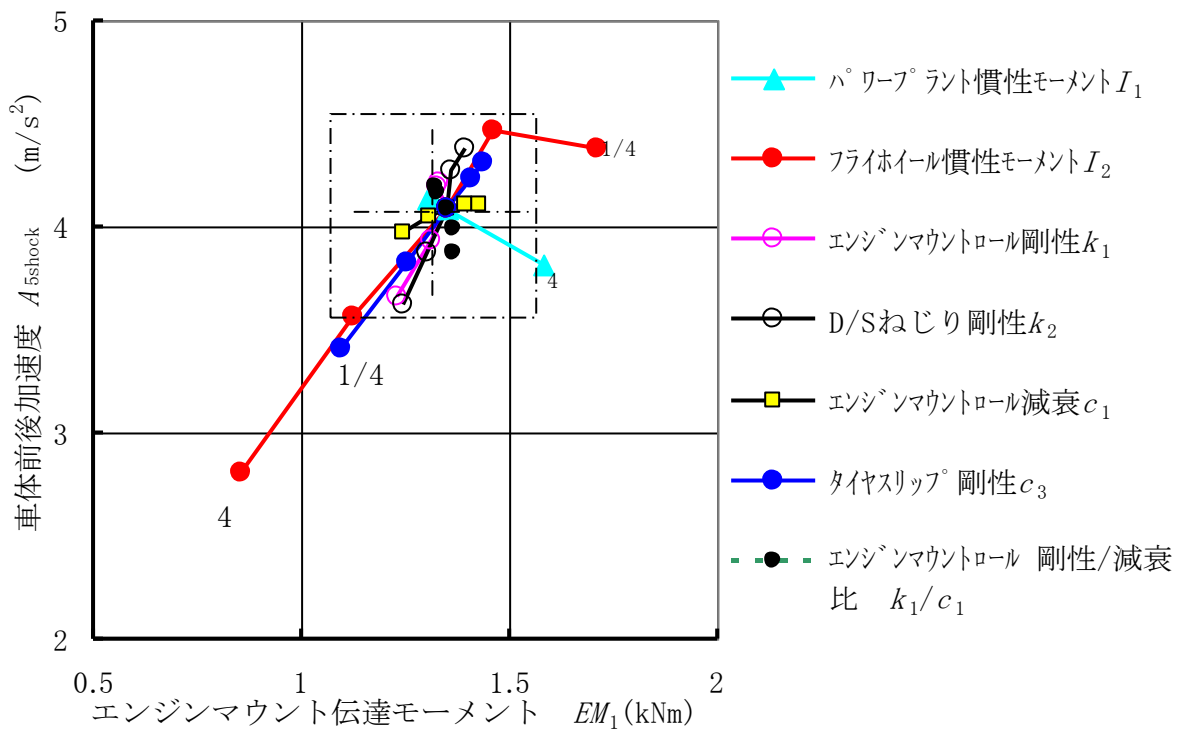


図 5-10 加速ショック評価関数($R=-8$)

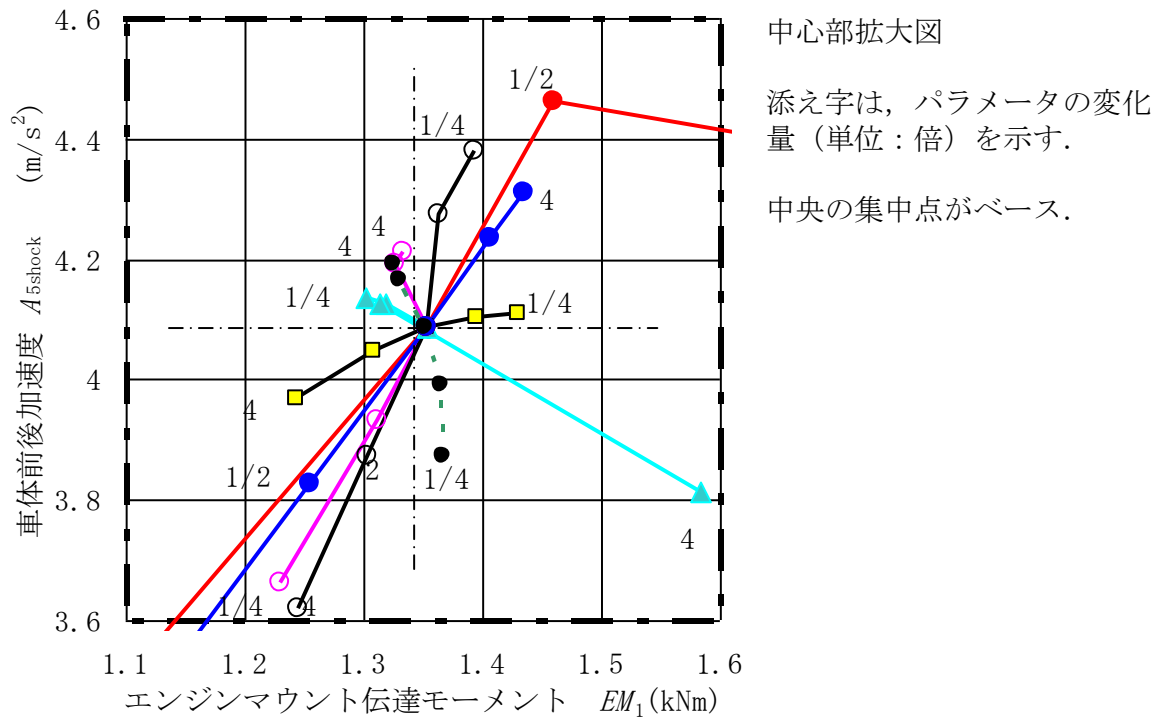


図 5-11 加速ショック評価関数（中心部拡大図）

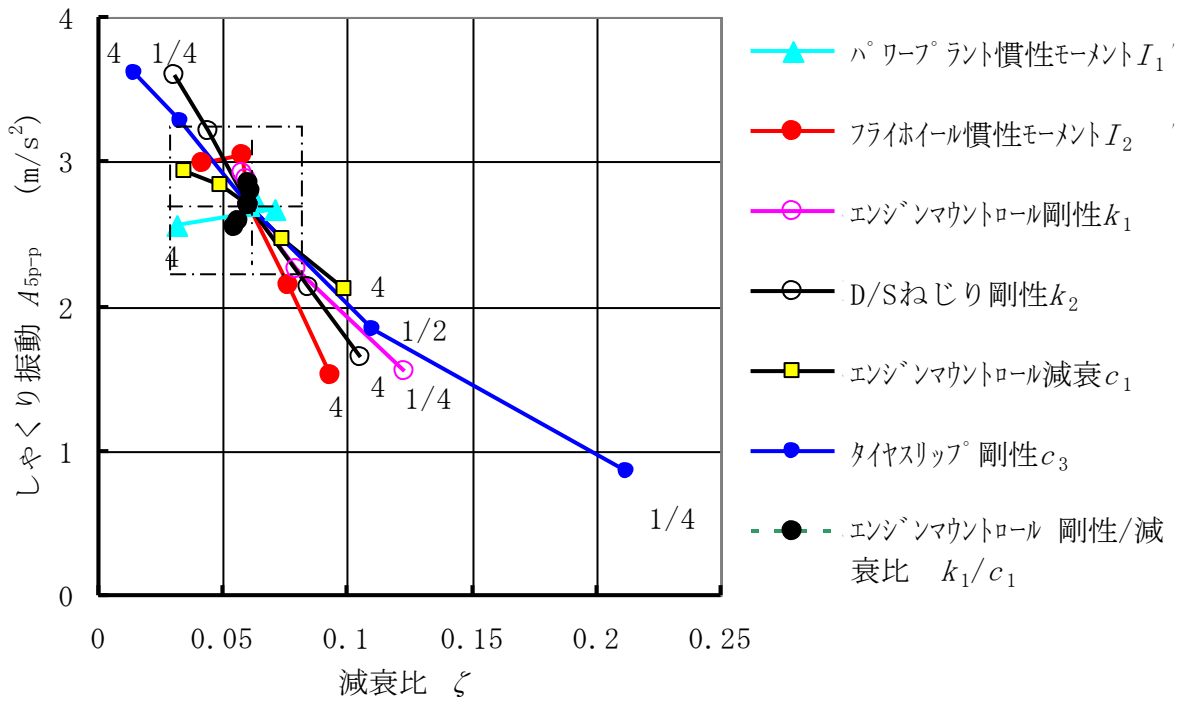


図 5-12 しゃくり振動評価関数($R=-8$)

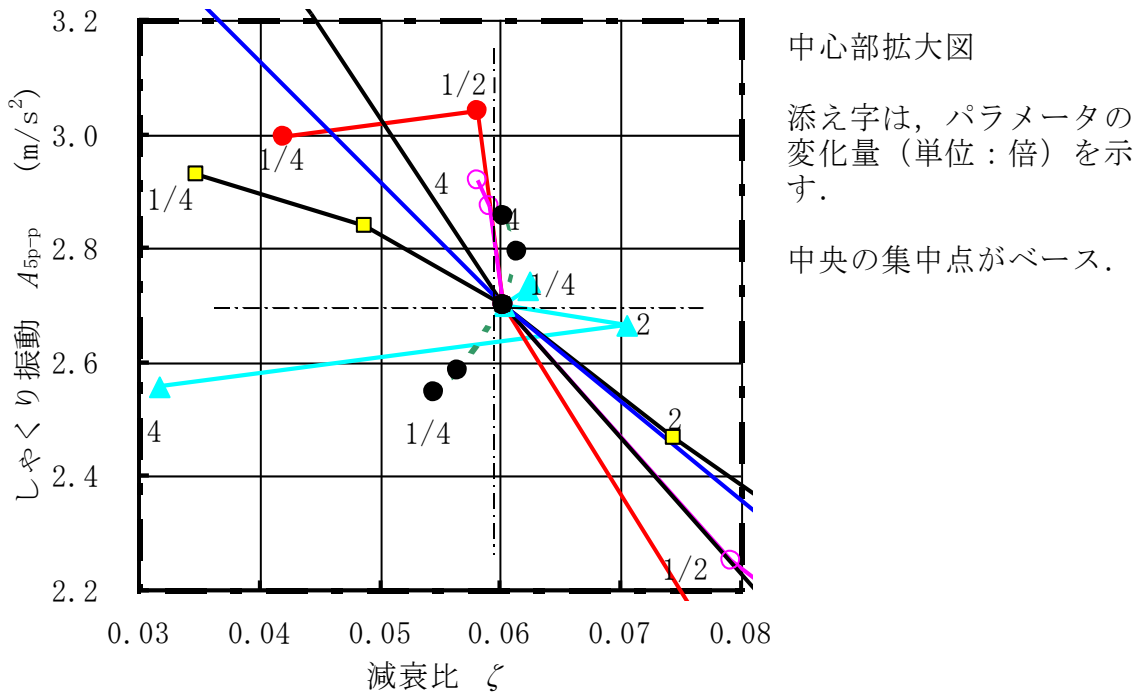


図 5-13 しゃくり振動評価関数 (中心部拡大図)

5.6 過渡応答解析-2：ラジアルタイヤとバイアスタイヤの相違

第5章5節での時刻歴応答において、ラジアルタイヤとバイアスタイヤの相違に関する実車試験結果を図5-14に示す⁽¹⁰⁷⁾。すなわち、図5-15の計算と同一傾向の結果が得られ、タイヤのモデル化が正しいことがわかる。

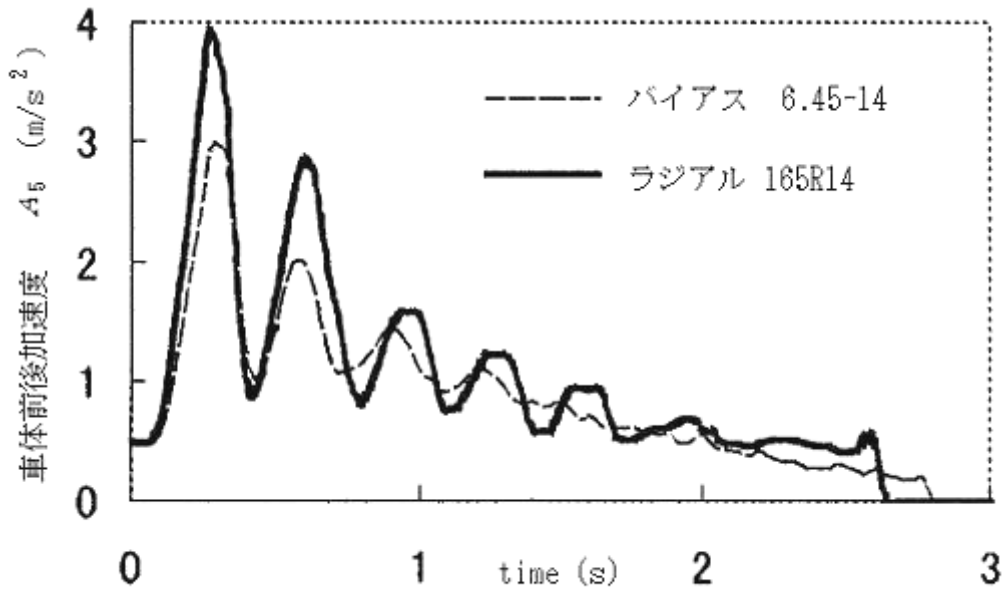


図 5-14 車体前後振動の実測値

(注：加速度測定系の周波数特性のため、直流成分がカットされている)

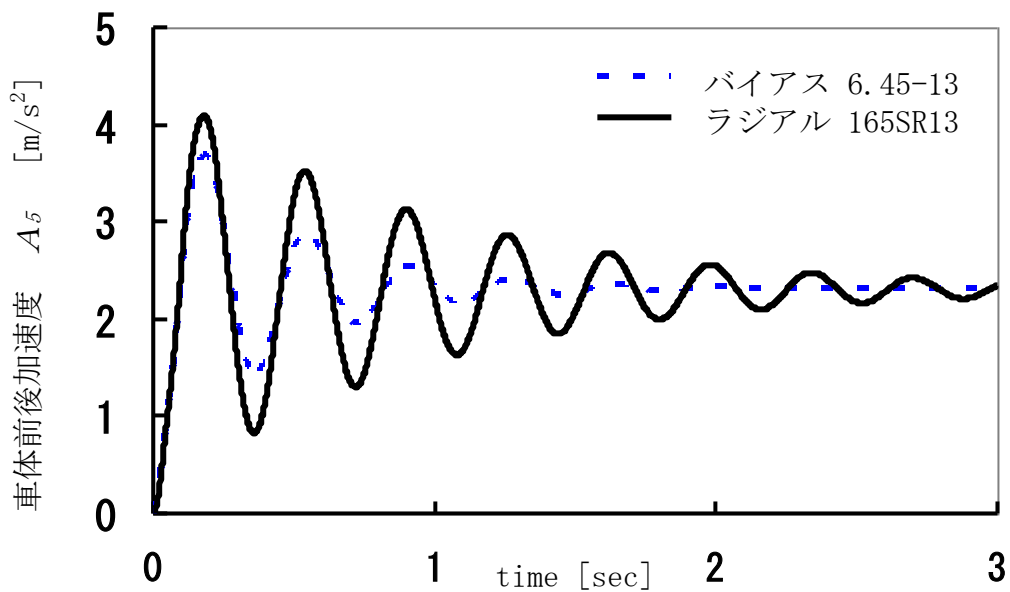


図 5-15 車体前後振動の計算値

図 5-14 及び、図 5-15 から、最初の 4 周期について周波数、減衰比を読み取り⁽¹¹⁾、下記の結果を得た。

	周波数(Hz)	減衰比(%)
ラジアルタイヤ実測値：	3.08Hz	0.063
同上 計算値：	2.80Hz	0.063
バイアスタイヤ実測値：	3.12Hz	0.14
同上 計算値：	2.89Hz	0.16

共振周波数、減衰比とも実測値と計算値はほぼ同等の値である。

しかし、5 周期目以降では、実測値がすぐに減衰しているのに対して、計算値では減衰していない。この理由として実車では振動振幅が小さくなると、トランスミッションのギヤ、ドライブシャフト継ぎ手などのバックラッシュの影響が相対的に大きくなり、見かけ上減衰が大きくなったからと推定される。

又、減衰要素はタイヤだけではなく、エンジン内部、トランスミッション内部などの回転部分のベアリングなどに存在するが、計算では無視している。又、試験車両は 2 L クラスの FR セダンであり、プロペラシャフト継ぎ手の摩擦やリヤサスペンションのワインドアップ減衰も加味されていると考えられる。これらの減衰要素はタイヤのスリップ剛性が持つ減衰より相当小さいが、計算精度の向上のために考慮することが今後の課題である。

5.7 過渡応答解析-3：クランクシャフト回転方向の影響

第3章4節においてクランクシャフト回転方向の違いによるアイドル振動への影響を論じた。同様に，クランクシャフト回転方向の違いに伴う，加速ショック・しゃくり振動の相違を解析する。クランクシャフトが時計回りの場合，減速ギヤ比 R は負の値となり，反時計回りの場合は正となる。負の減速ギヤ比の場合は，トランスミッションの軸は4本となる。同様に，正のギヤ比の場合は，トランスミッションの軸は3本となる(図 5-16)。クランクシャフトの回転方向が異なると，エンジン作用トルクの符号が正負逆となり，反作用トルクも逆となる。

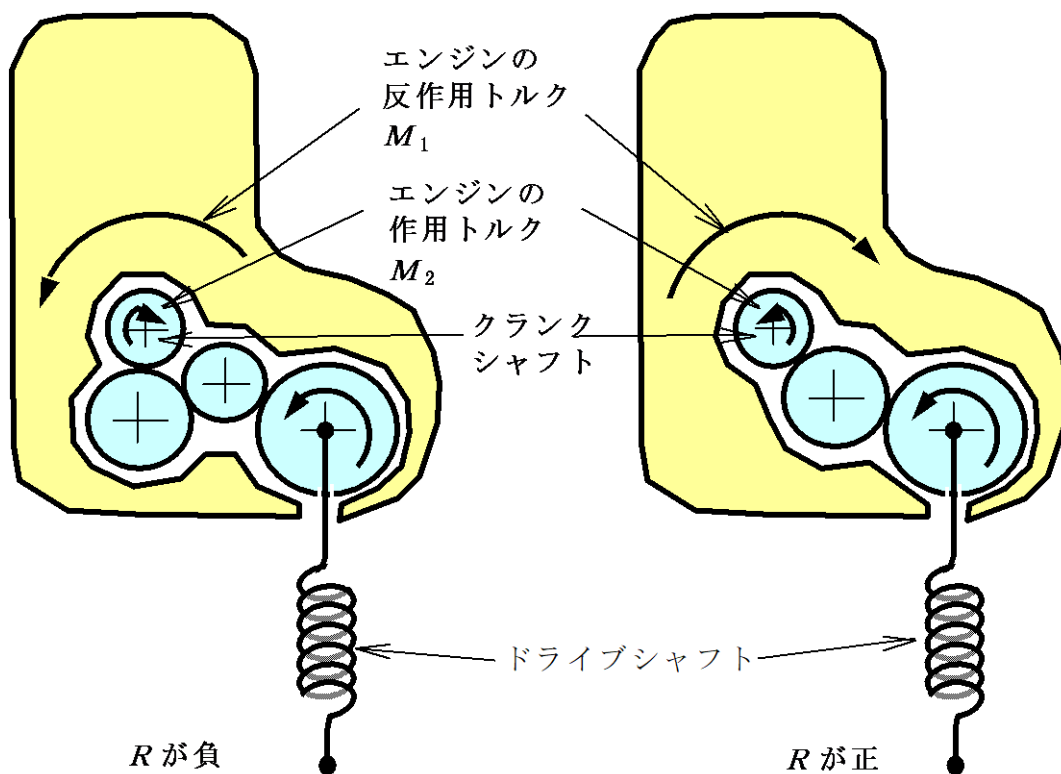


図 5-16 クランクシャフト時計回り（左図）と，反時計回り（右図）

両者の計算結果を，図 5-17，5-18 に示す。

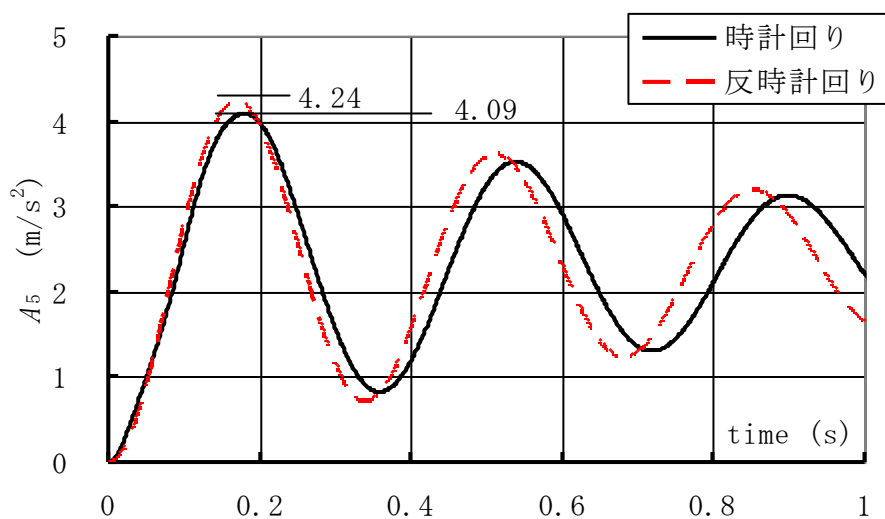


図 5-17 車体前後加速度

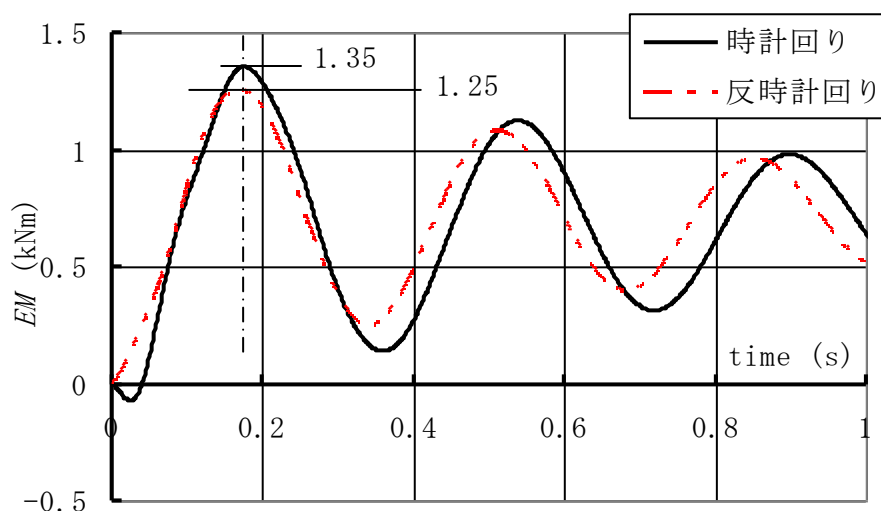


図 5-18 エンジンマウント伝達モーメント

図 5-17 から、反時計回りの車体前後加速度 A_5 は、時計回りより 3%程度大きい $\{(4.24-4.09)/4.24 \times 100=3.5\}$ 。又、図 5-18 から、反時計回りのエンジンマウント伝達モーメント最大値 EM_1 は、時計回りより 7%小さいことがわかる $\{(1.25-1.35)/1.35 \times 100=-7.4\}$ 。本節では、エンジンマウント伝達モーメントが小さい理由を考察する。

エンジンの出力トルクは、まずフライホイールにトルク M_2 として加わり、パワープラント管体に反作用トルク M_1 が働く。つまり、この振動系には 2 つの外力が作用する。そこでまず、反作用トルク M_1 をゼロと仮定した時の結果を図 5-19 に示す。クランクシャフトが時計回りの場合のエンジンマウント伝達モーメント EM は、反時計回りの場合より相当大きいことがわかる。一方、作用ト

トルク M_2 をゼロとし，反作用トルク M_1 のみを作用させた結果を図 5-20 に示す．反時計回りのエンジンマウント伝達モーメントは，時計回りとはほぼ同じ大きさで方向のみが反対であることがわかる．図 5-19 と 5-20 の和が図 5-18 であるから，結局，反時計回りと時計回りのエンジンマウント伝達モーメント差の主要因は，作用トルク M_2 の応答差であることがわかる．

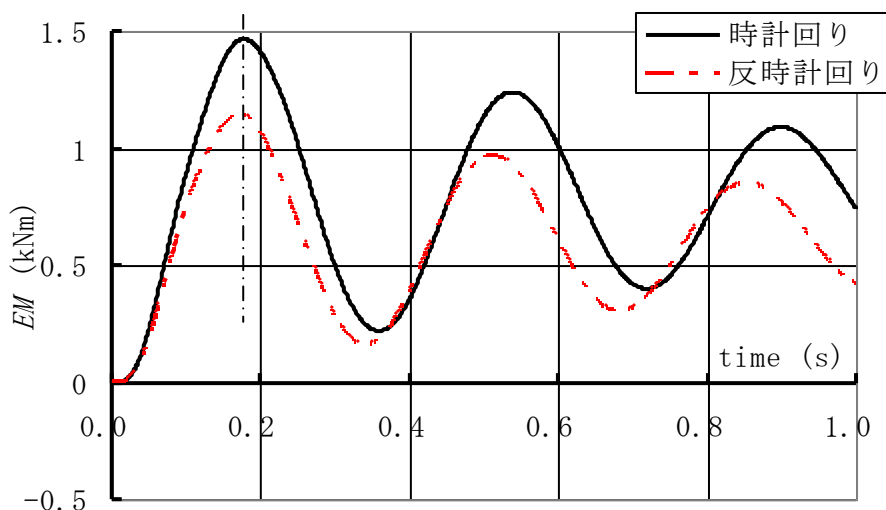


図 5-19 作用トルク M_2 のみのエンジンマウント伝達モーメント

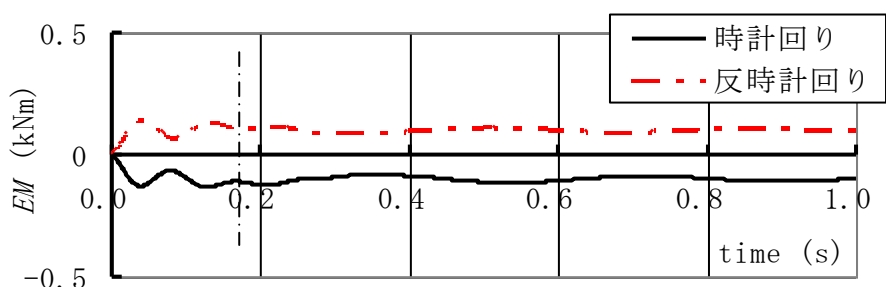


図 5-20 反作用トルク M_1 のみのエンジンマウント伝達モーメント

ではなぜ図 5-19 のような大きな差ができるのかを考察する．直感的理解を容易にするために，トランスミッションの減速ギヤを単純な梘子に置き換えたモデルで説明する．すなわちギヤの連成条件式(5-3)は，梘子の連成条件式(5-16)と同じであり，梘子を模式的に書けば図 5-21，5-22 のようになる．梘子の静的釣り合い条件から，エンジンマウント伝達モーメント EM は， $EM = -(R-1)M_2$ となる．

例えば， $R=8$ の場合は， $EM = -7M_2$ となる．一方， $R=-8$ の場合は， $M = 9M_2$ であり，絶対値は異なる．すなわち， R が負の場合(時計回り)のエンジンマウント伝達モーメント絶対値は， R が正の場合(反時計回り)より大きくなる．

梘子の変位拘束条件： $\frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_4 - \phi_1} = R$

(5-16)

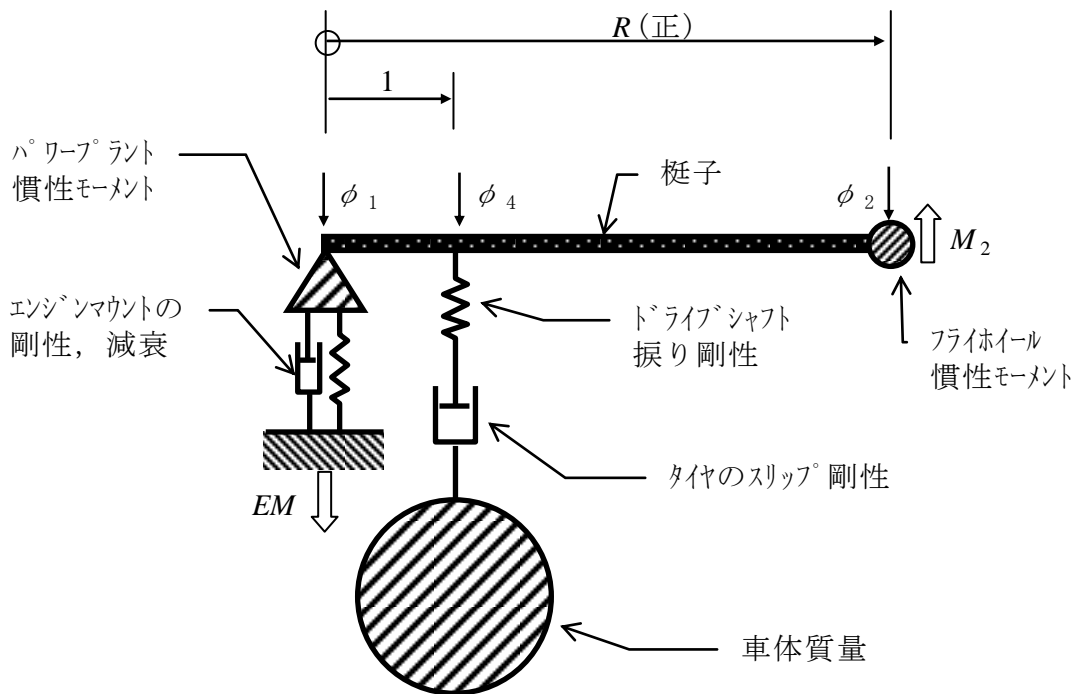


図 5-21 梘子に置換した等価力学モデル(R が正の場合)

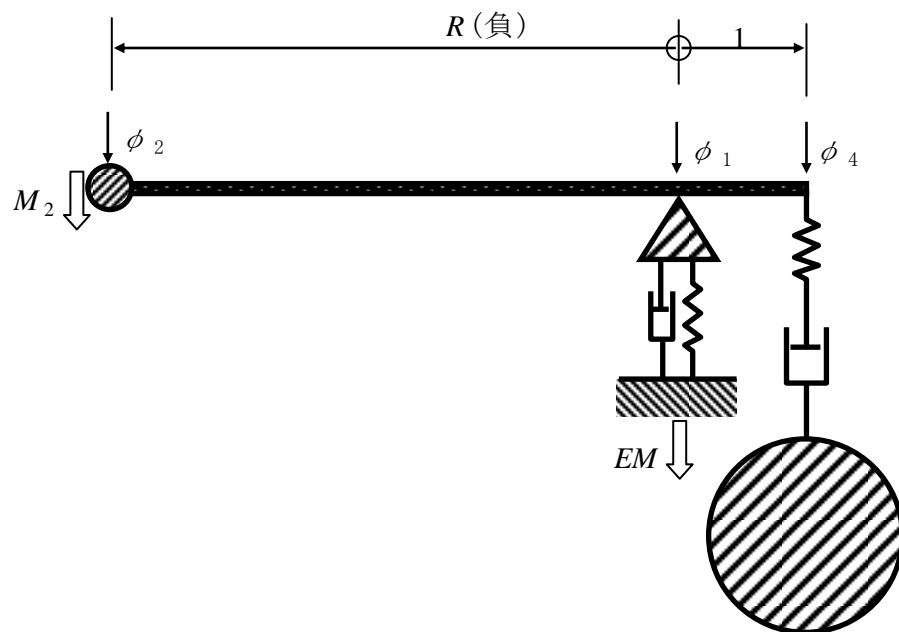


図 5-22 梘子に置換した等価力学モデル(R が負の場合)

ここで槌子の作用を一般化して考えてみる．図 5-23 は，レバー比が 4 の槌子モデルであり，槌子に作用する力を矢印で表している．支点が力点と作用点の中間にある場合を第一種の槌子，作用点が力点と支点の中間にある場合を第二種の槌子と呼ぶ．両者の槌子モデルにおいて，作用点の力はどちらも大きさ 4 であるが，支点での反力は第一種の場合が 5，第二種の場合が 3 となる．したがって，同じレバー比でも支点反力が異なることを理解できる．

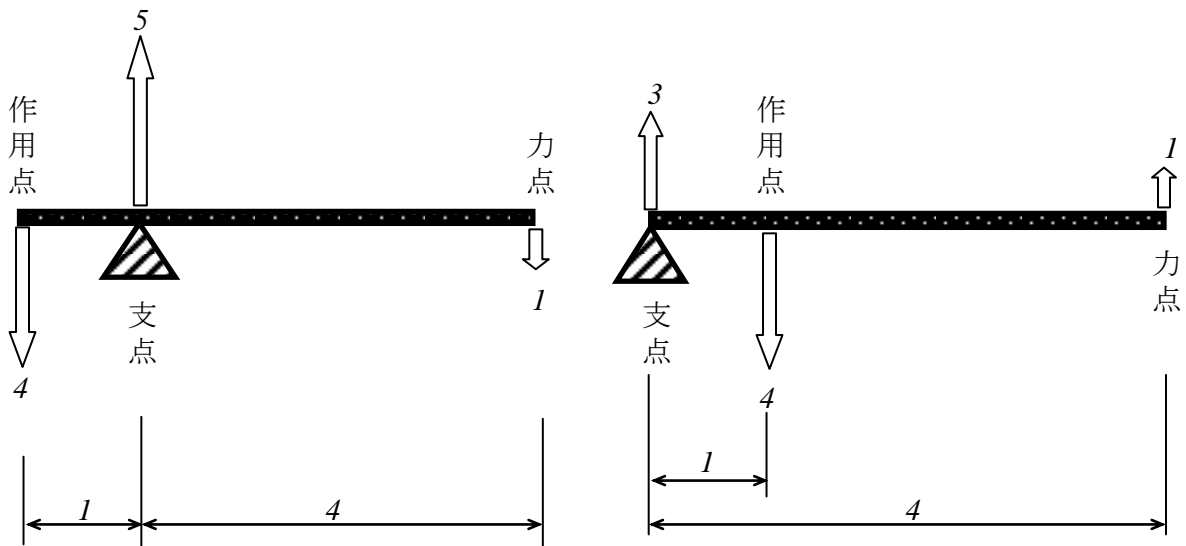


図 5-23 (左)第一種の槌子

(右)第二種の槌子

駆動系ねじり振動モデルを槌子モデルに置換した図 5-21，図 5-22 において，トルク M_2 が力点に作用すると同時に反作用トルク M_1 が支点到に作用する．図 5-21(R が正)の場合は EM が増大し，図 5-22(R が負)の場合は EM が減少することになる．したがって， M_2 と M_1 が静的に負荷される場合，エンジンマウント伝達モーメント EM は， R の正負に関わらず両者とも同一の大きさになるはずである．しかし図 5-18 に見るように，動的な挙動は静的な挙動と同一ではない．この相違の理由を詳細に解析することは今後の課題と考える．

5.8 結言

ドライブシャフトのねじり剛性とタイヤのスリップ剛性に関して，駆動系ねじり振動のモデル化を研究し，以下の知見を得た．

- (1) タイヤのスリップ剛性を車速で除することにより減衰の次元になる．加速ショック・しゃくり振動における単純化した駆動系ねじり振動モデルは，フライホイールの慣性モーメント，ドライブシャフトのねじり剛性，タイヤのスリップ剛性を速度で除した減衰が直列に並んだ要素で構成される．
- (2) 減衰要素と剛性要素が直列に配置されている場合，粘性減衰係数が大きいほど減衰性が悪い．ラジアルタイヤのしゃくり振動がバイアスタイヤより悪い理由は，ラジアルタイヤのスリップ剛性(減衰の次元)がバイアスタイヤより大きいためである．
- (3) クランクシャフトの回転方向により，エンジンマウントから車体に伝達されるモーメントの大きさが異なる．車両左側面視において反時計回りのクランクシャフト回転の伝達モーメントは，時計回りの場合より小さい．その理由を，梘子の支点反力のアナロジーで説明した．

5.9 考察：

5.9.1

ショック・しゃくり振動の実現象は過渡的な時刻歴応答であり，アクセルペダルを踏んだ直後のエンジントルク立ち上がり形状の影響が非常に大きいことが分かっている^(114,115)．最も単純な関数はステップ関数であり，残留応答や初期応答を評価するのが普通である⁽¹¹⁶⁾．又，ランプ形状の勾配や，階段状の立ち上がり形状として残留応答を小さくする手法もあり，参考文献に詳説されている^(117,118)．

5.9.2

本章では，エンジンマウント伝達モーメントの良否判定を，伝達モーメントの最大値 EM_i とした．しかし，第4章で解説した非線形マウントによる伝達力増幅や，伝達モーメントの持続時間が衝撃応答スペクトル(SRS)に与える影響を無視できない．したがって，これらの非線形条件や応答系振動モデルを追加して伝達モーメントを評価すべきであり，今後の課題と考える．

5.9.3

高橋らの考察⁽¹⁰⁷⁾及び、Den Hartog の設問⁽¹¹⁹⁾に関して、一自由度系におけるばね・減衰直列モデルを図 5-24 に示す。運動方程式は下記のようになる。

$$m\ddot{x}_1 + k(x_1 - x_2) = F_0 \quad (5-17)$$

$$c\dot{x}_2 - k(x_1 - x_2) = 0$$

これを行列表現すると、式(5-18)のようになり、質量行列が正則ではないので、行列方程式を用いた解法で過渡応答解析をすると演算が煩雑になりがちである。したがって、代数的に変数 x_2 を消去すると外力の一階積分項が追加されて容易に解けるようになる。

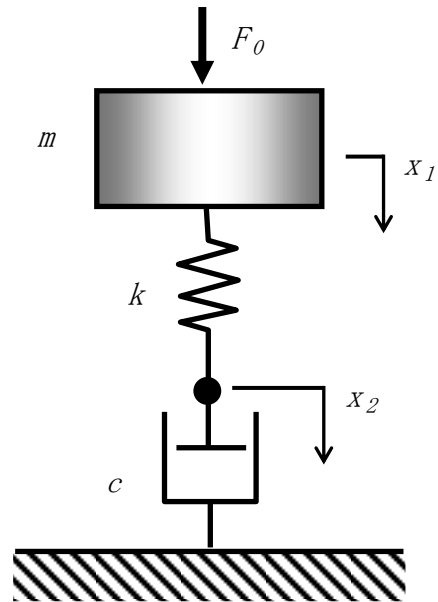


図 5-24 ばね・減衰直列一自由度モデル

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5-18)$$

式(5-18)から変数 x_2 を消去すると、式(5-19)になる。

$$m\ddot{x}_1 + \frac{mk}{c}\dot{x}_1 + kx_1 = F_0 + \frac{k}{c} \int F_0 dt \quad (5-19)$$

通常の一自由度系における \dot{x}_1 の減衰係数は、 mk/c となる。すなわち、 m 、 k が大きいほど、又 c は小さいほど、一自由度系の減衰係数が大きいことになる。又、共振周波数は、 m と k だけで決まることがわかる。外力に積分項が追加されており、 F_0 がステップ関数の場合は一様に増大する。

第6章 モノコック車体の振動音響特性⁽¹²⁰⁾

6.1 緒言

スロットルを全開にして加速する条件(WOT : Wide Open Throttle)では、エンジン振動がエンジンマウントを伝達し、車室内のエンジン騒音・音質として問題となりやすい。緒論で解説したように、FR車ではタイヤ駆動トルクの1/4程度の静的トルクがパワープラントに負荷されるが、FF車では1/1が負荷される。すると、エンジンマウントの2段目剛性が小さい場合、パワープラントの静的揺動が大きくなり他の部品と干渉したり、排気系の耐久性が悪化する問題が発生する。したがって、FF車のエンジンマウント2段目剛性は必然的に高くなり、エンジンマウントの防振性はFR車より悪化する。すなわちFF車では、FR車より大きなエンジンマウント剛性を維持しつつ、車内エンジン騒音を悪化させない設計が必要である。本章では、車体に振動入力がある場合に車室内で発生する騒音を解析し、応答系としての車体振動音響特性を研究した。単位力でエンジンマウントを加振した時の車内騒音を、振動音響感度(Vibro-Acoustic Transfer Function)と定義する。

車内におけるエンジン騒音の中で、エンジン振動がエンジンマウントを固体伝達し騒音となる成分は約500Hz以下である。500Hz以上ではエンジン本体騒音が空気伝搬により車内に透過する成分が多くなる。したがって、エンジンマウントからの振動伝達を小さくする車体側の要件としては、500Hz以下の振動音響感度を小さくすることが有効となる。現在では、有限要素法の発達により、200Hz程度までは解析できるようになったが、実用的な精度を得るのは様々なノウハウが必要なようである。又、200Hz以上では徐々にエネルギー法的な考え方が必要となり、統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis)などが使われ始めている。本節では、エンジン音質の固体伝播範囲である100~500Hzの中周波領域を対象とした。

従来から、車体への振動入力部位の振動特性が振動音響感度と強い関係を持つことは経験的に知られている。すなわち車体の振動入力部位を補強すると剛性が大きくなり、振動音響感度が低くなることは良く経験することである。したがって、相場値として加振点動剛性(加振点コンプライアンスの逆数)は振動音響感度の評価指標になりうる⁽¹²¹⁾。しかし、加振点モビリティと関連があるとの報告もある⁽¹²²⁾。あるいは、加振点イナータンスと関連があるとの報告もある⁽¹²³⁾。実態としては、様々なパラメータが提案されているが、結論は出ていない。この背景をもとに、本章では振動音響感度と最も関連が強い加振点動特性を得ることを目的とした。振動音響感度を測定するため、加振中の自動車車体の室内音響パワーと、加振点からの入力振動パワーの釣り合いから理論式の導出を進めた。次に、実車の加振点振動特性を変更し、振動音響感度と加振点コンダクタンス(加振点モビリティの実部)との関連から上記理論式を検証した。

6.2 中周波数伝達現象のモデリング

6.2.1 おもな記号

\mathbf{F} : 加振力 (複素ベクトル)

F : 加振力 (スカラー)

\mathbf{V} : 振動速度 (複素ベクトル)

V : 振動速度 (スカラー)

W_{rad} : 音響放射パワー

η_{rad} : 放射損失係数

η_{dis} : 全損失係数

E : 音響エネルギー密度

p : 室内音圧

$\langle p^2 \rangle$: 2乗音圧の空間平均値

ρ : 空気密度

A : 室内吸音力

C : 音速

$\text{Re}[\quad]$: 複素数の実部

$\text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}]$: 加振点コンダクタンス (加振点モビリティの実部)

$\sqrt{G_d}$: 加振点コンダクタンスの平方根 ($\sqrt{G_d} \equiv \{\text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}]\}^{1/2}$)

$\langle p \rangle / F$: 振動音響感度 (空間平均値)

6.2.2 入力振動パワーの概念

6.2.2.1 パワーの直流表現

パワーは単位時間当たりのエネルギーである。又、エネルギーは静的な力と変位の積なので、結局パワーは力と速度の積で表される。

$$\begin{aligned} \text{パワー} &= \text{エネルギー} / \text{単位時間} \\ &= \text{力} \times \text{変位} / \text{単位時間} \\ &= \text{力} \times \text{速度} \end{aligned}$$

6.2.2.2 時間領域表現

構造体を加振試験するとき、加振点の力計と加速度計から加振力 \mathbf{F} と加振点速度 \mathbf{V} が検出できる (図 6-1)。

力と速度が正弦波の場合、力と速度の積の一周を時間平均しパワーが計算できる。したがって、両者の大きさと余弦成分の積が有効パワーとなる。

F_0 , V_0 を正弦関数の振幅、位相差を θ , 周期 T とすれば、パワー W は次式で表される。

$$W = \frac{1}{T} \int_0^T F_0 \sin(\omega t) V_0 \sin(\omega t + \theta) dt$$

$$= (1/2) F_0 V_0 \cos \theta$$

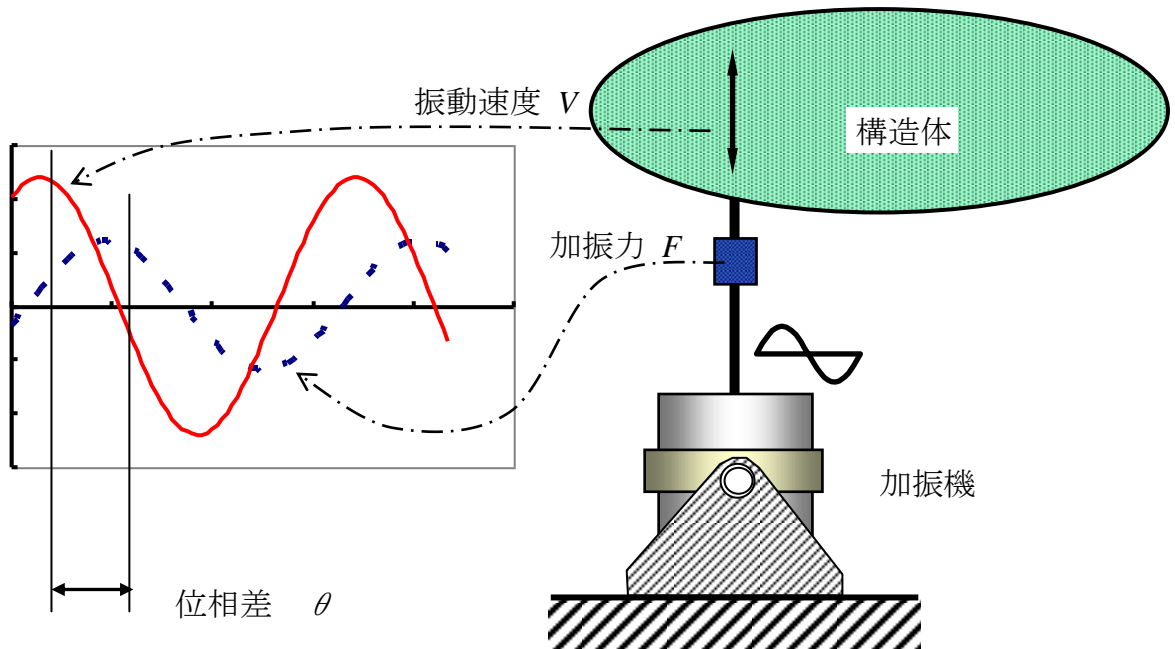


図 6-1 加振試験

6.2.2.3 周波数領域表現

加振力 F の周波数領域複素表現を、ボールド体 F で表す。同様に加振点速度の周波数領域複素表現 V をボールド体 V で表す。 j を虚数単位として、

F の複素数表現を、 $F = F_r + F_i j$

V の複素数表現を、 $V = V_r + V_i j$ とする。

パワーは力と速度の内積なので、複素数成分で表示すると既出の時間領域表現から続いて、次式が得られる。

$$W = (1/2) F_0 V_0 \cos \theta$$

$$= (F_r V_r + F_i V_i) / 2$$

* を共役複素数とし、実成分を $\text{Re}[]$ で表記すると、
定理 $\text{Re}[\alpha] = (\alpha + \alpha^*) / 2$ を用いて次式が得られる。

$$\begin{aligned}
W &= (F_r V_r + F_i V_i) / 2 \\
&= \{ \text{Re}[F V^*] \} / 2 \\
&= \{ F V^* + (F V^*)^* \} / 4 \\
&= \{ F V^* + F^* V \} / 4 \\
&= FF^* \{ V^* / F^* + V / F \} / 4 \\
&= FF^* \text{Re}[V / F] / 2 \\
&= |F|^2 \text{Re}[V / F] / 2 \\
&= \text{Re}[V / F] F^2 / 2
\end{aligned}$$

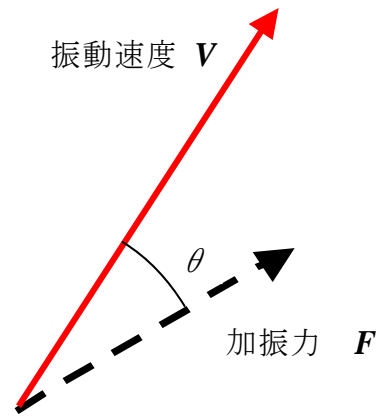


図 6-2 複素表示

6.3 加振点コンダクタンスと振動音響感度

6.3.1 車体加振モデル

車体加振モデルを図 6-3 に示す。加振中の車体に入力する振動パワー W は、前節からの結果により式(6-1)で表される^(124,125)。

$$W = \{ \text{Re}[V / F] \} F^2 / 2 \quad (6-1)$$

入力振動パワーは、構造体で消費される車体振動パワーと音となって拡散する音響放射パワーへ変換される。

このうち車室内へ放射される音響放射パワー W_{rad} は式(6-2)で表される^(126,127,128)。

$$W_{\text{rad}} = (\eta_{\text{rad}} / \eta_{\text{dis}}) \{ \text{Re}[V / F] \} F^2 / 2 \quad (6-2)$$

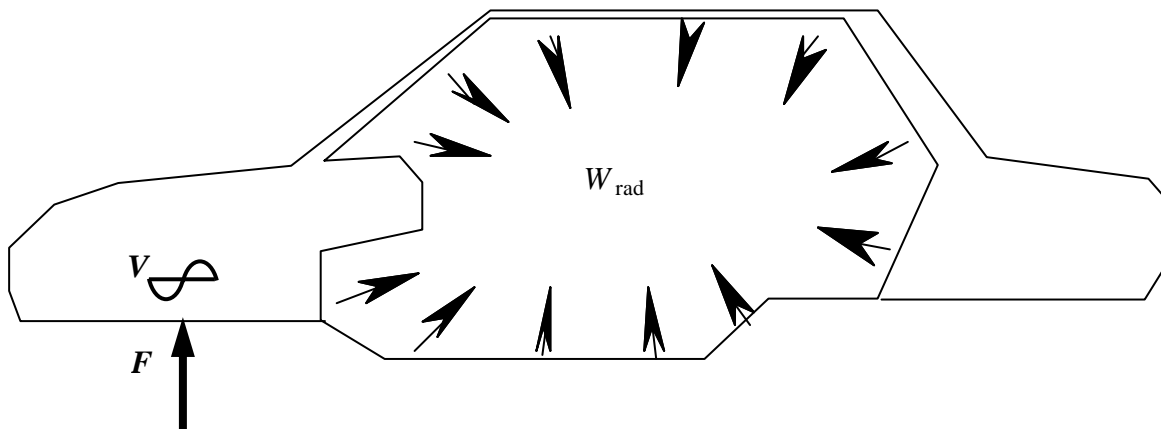


図 6-3 車体加振モデル

6.3.2 車室内空間のエネルギー方程式

車室内空間の音圧分布は一様ではなく、加振点位置や内装材配置により異なると考えられる。したがって、車室内のできるだけ偏らない複数の測定点を選択し、測定された音圧をパワー平均して音響エネルギー密度 E の空間平均を計算することにする (図 6-4)。空間平均化により車室内空間を拡散音場として扱える。次に、音響エネルギー密度、音圧の関係式は参考文献⁽¹²⁹⁾により次式で表される。

$$\langle p^2 \rangle = \rho C^2 E$$

E を左辺に移項すると、式(6-3)を得る。

$$E = \langle p^2 \rangle / \rho C^2 \quad (6-3)$$

同様に、参考文献⁽¹¹⁶⁾によれば、拡散音場内の音源パワー W_s 、音響エネルギー密度 E と、室内吸音力 A の関係式は次式で表される。

$$E = 4 W_s / (C A)$$

ここで、音場内部にある音源パワーを、音場外部から流入するパワーと見なせば、 $W_s = W_{\text{rad}}$ と置換できる。続いて、 W_{rad} を左辺に移項して、式(6-4)を得る。

$$W_{\text{rad}} = CAE/4 \quad (6-4)$$

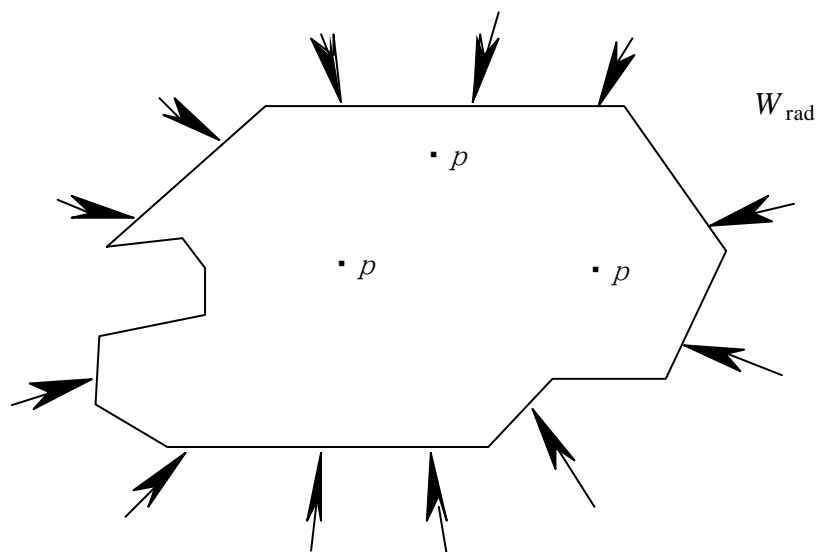


図 6-4 車室内音響モデル

6.3.3 加振点コンダクタンスと振動音響感度との関連
 上式(6-2), (6-3), (6-4)より式(6-5)が導かれる.

$$\langle p^2 \rangle / \rho C^2 \cdot CA / 4 = (\eta_{\text{rad}} / \eta_{\text{dis}}) \text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}] F^2 / 2 \quad (6-5)$$

すなわち,

$$\langle p^2 \rangle / F^2 = 4(\eta_{\text{rad}} / \eta_{\text{dis}})(\rho C / A) \text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}] / 2$$

両辺の平方根をとり, さらに

$$\langle p^2 \rangle / F^2 \doteq \langle p \rangle^2 / F^2 = \{ \langle p \rangle / F \}^2$$

と近似すれば式(6-6)を得る.

$$\langle p \rangle / F = \{ 2(\eta_{\text{rad}} / \eta_{\text{dis}})(\rho C / A) \text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}] \}^{1/2} \quad (6-6)$$

ここで, ρ, C は定数である. また, $\eta_{\text{rad}}, \eta_{\text{dis}}, A$ の周波数依存性が小さいと仮定すれば, 振動音響感度 $\langle p \rangle / F$ は加振点コンダクタンスの平方根 $\{ \text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}] \}^{1/2}$ に比例することになる.

モビリティは, 電気工学ではアドミッタンスに相当し, アドミッタンスの実部はコンダクタンスである^(130,131). $\text{Re}[\mathbf{V}/\mathbf{F}]$ は加振点モビリティの実部であり, 機械力学では定まった名称はないが, 電気工学とのアナロジーにより加振点コンダクタンスと称することにする⁽¹³²⁾. 又, 以降, 加振点コンダクタンスの平方根を $\sqrt{G_d}$ と表記する.

6.3.4 車体の加振試験

実車両を用いて、エンジンマウントを取り付ける車体側をインパクト加振し、加振点振動特性と車体の振動音響感度を測定した（図 6-5）。周波数分解能は 2Hz とし、車室内 3 点の音圧のパワーを平均する。又、ナローバンドの周波数応答関数は、レベル変化が激しすぎるため、9 点の周波数移動平均とした。試験に用いた同一形式の 3 台の車両は、エンジンマウント取付け部の構造のみが異なり、他の構造は全て同じである。構造の違いを下記、A、B、C とする。

- ・ A 形式
- ・ B 形式
- ・ C 形式

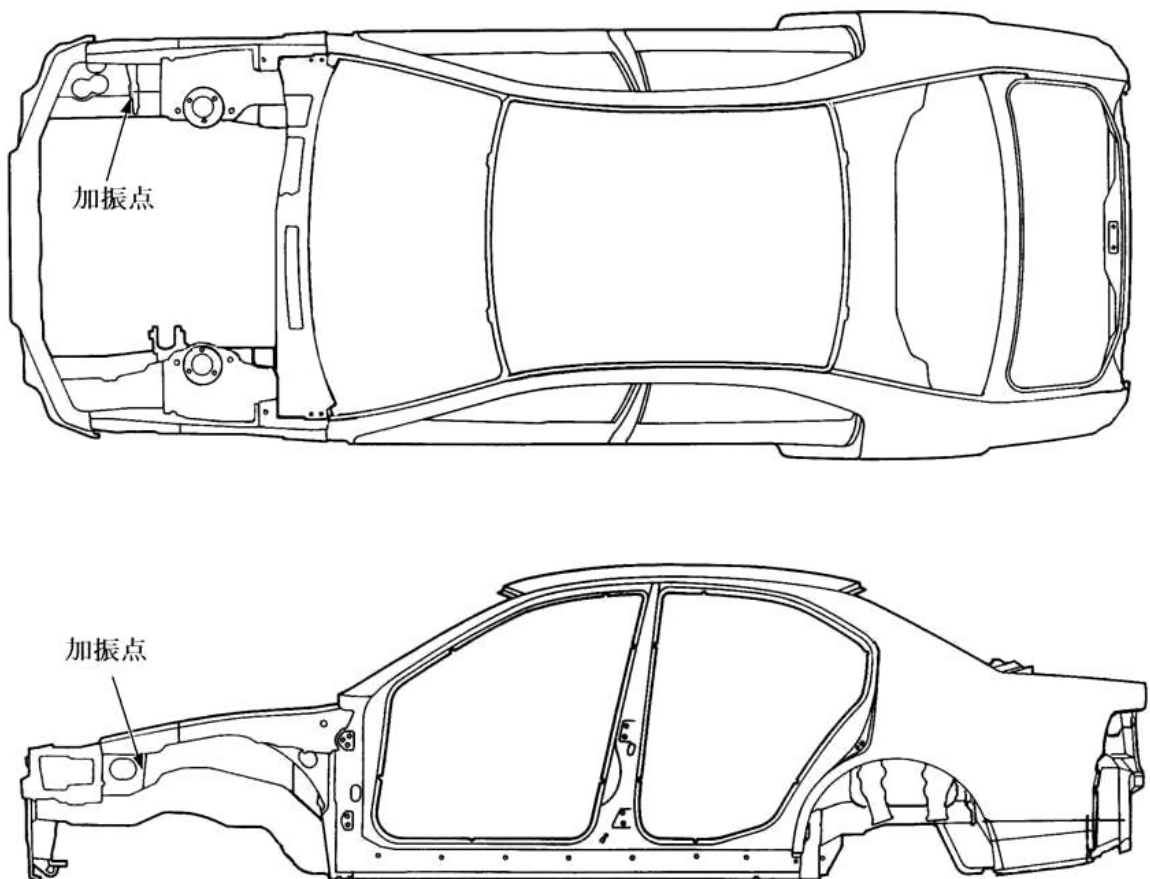


図 6-5 車体の骨格構造，加振点の位置

加振試験で測定した振動音響感度 $\langle p \rangle / F$ を図 6-6 に示す。又、騒音計の A 特性を付加した場合を図 6-7 に示す。

A 形式の振動音響感度が最も低くて良い。次に、C 形式が良く、B 形式はピークが 2 カ所にあり音響感度は最も高くて悪い。

加振点振動特性の中で、一般的に良く知られている加振点コンプライアンスを図 6-8 に示す。コンプライアンスは、振動変位と加振力の比であり剛性の逆数の次元を持つ。B 形式の加振点コンプライアンスには 230Hz と 400Hz に 2 個の共振がある。C 形式には先鋭な共振はないが、400Hz に緩やかな共振がある。又、A 形式には 500Hz 以下の共振はない。

$\sqrt{G_d}$ の周波数特性を図 6-9 に示す。振動系が共振する周波数領域では $\sqrt{G_d}$ が大きくなる特徴がある。

次に加振点振動特性と振動音響感度の相関を見る。図 6-10 ~6-13 に加振点振動特性と振動音響感度の相関を示す。すなわち、この 4 ケースの中で加振点振動特性の dB 変化量に対する振動音響感度の dB 変化量が 1 に近く、かつ線形性が保たれているのは、 $\sqrt{G_d}$ と振動音響感度(A 特性)であることがわかる(図 6-13)。加振点コンプライアンスと振動音響感度との線形性は良いとは言えない(図 6-10, 6-12)。

従来、理論的背景が不十分なまま、実用的に動剛性の逆数である加振点コンプライアンスや加振点モビリティなどが試されてきた。しかし、この結果により、 $\sqrt{G_d}$ が音響感度と密接な繋がりを持つことが分かった。

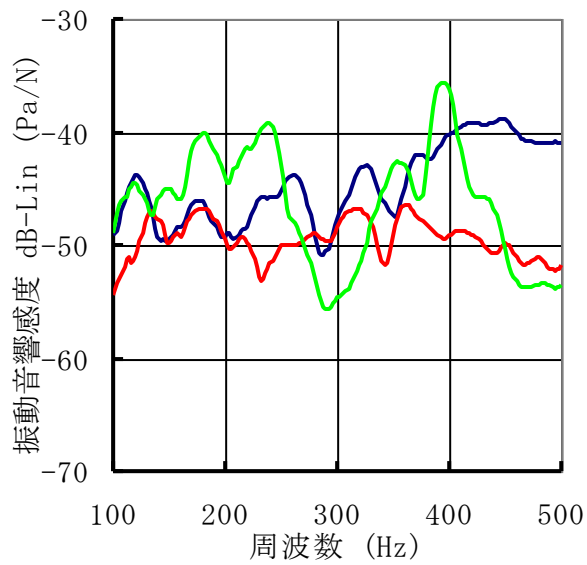


図 6-6 振動音響感度(Lin 特性)

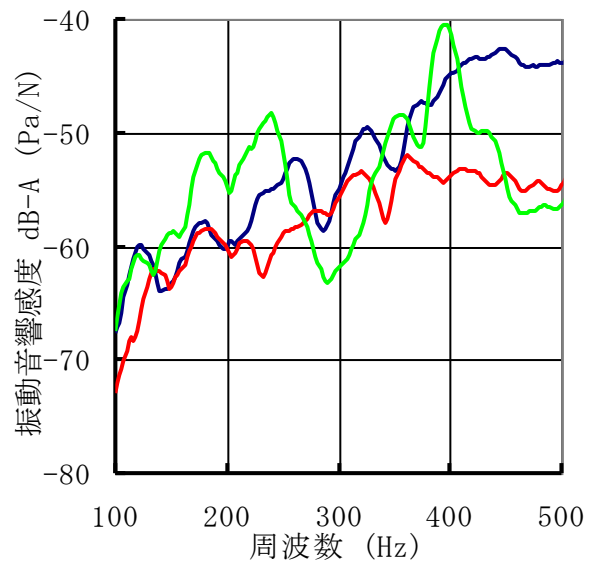


図 6-7 振動音響感度(A 特性)

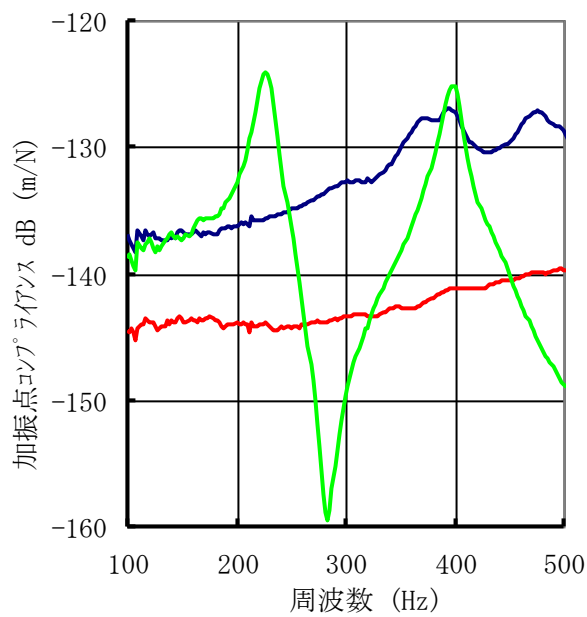
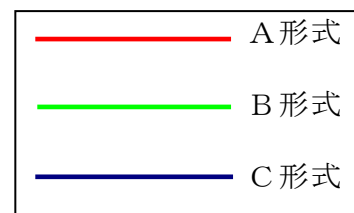
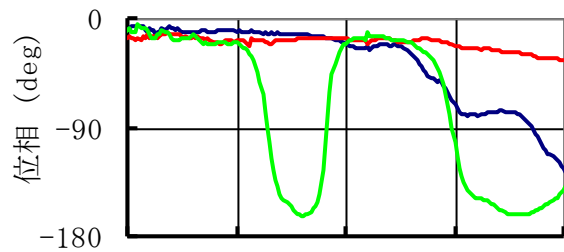


図 6-8 加振点コンプライアンス

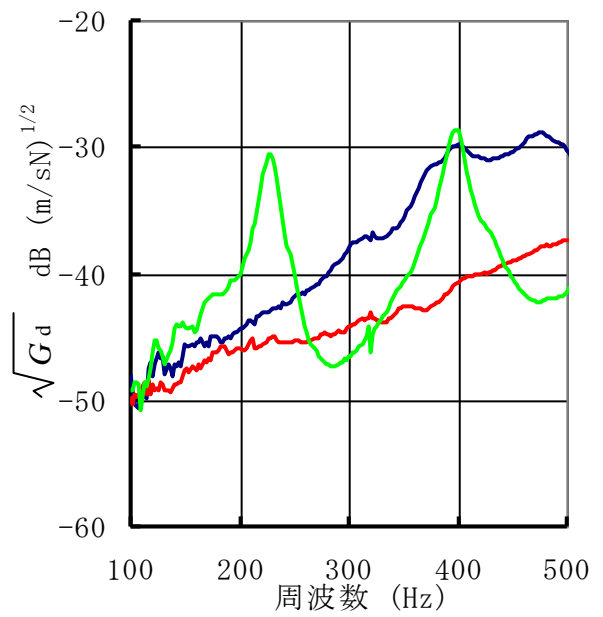


図 6-9 加振点コンタクトスタンス^{1/2}

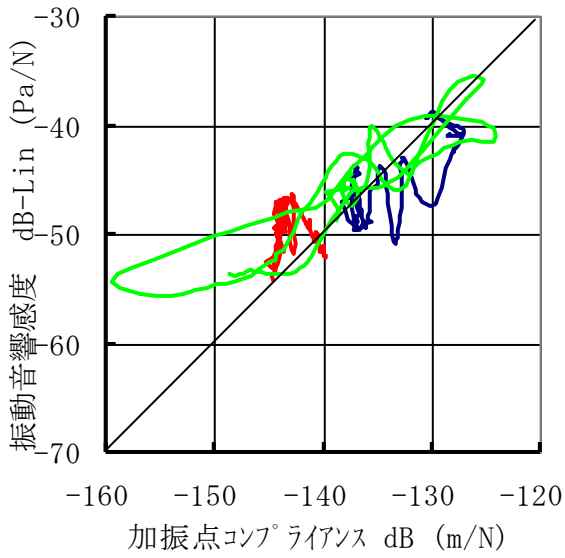


図 6-10 加振点コンプライアンスと
振動音響感度(Lin 特性)

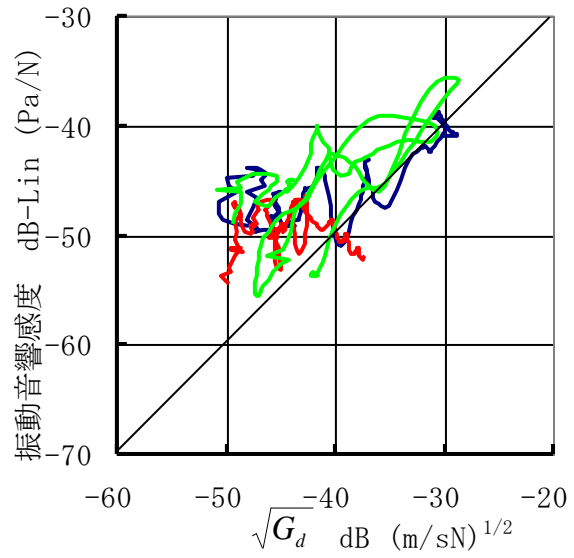


図 6-11 加振点コンタクト stiffness^{1/2} と
振動音響感度(Lin 特性)

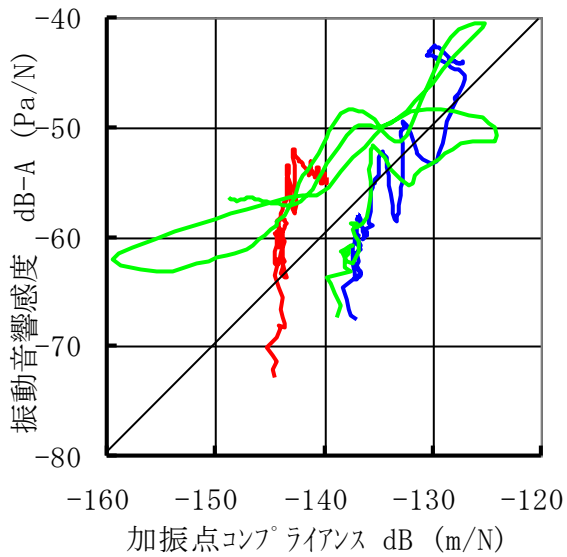


図 6-12 加振点コンプライアンスと
振動音響感度(A 特性)

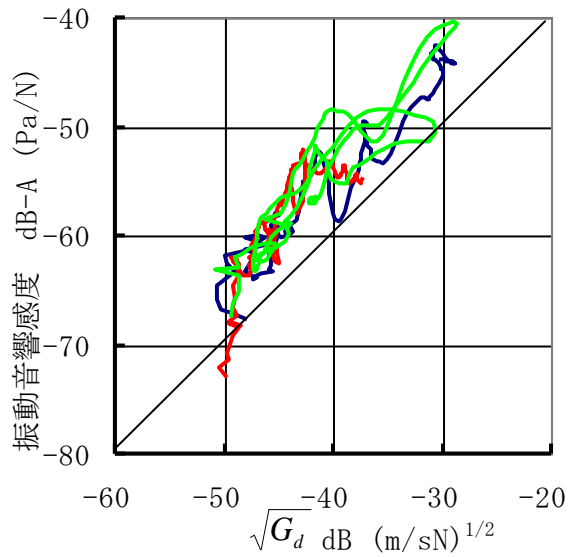


図 6-13 加振点コンタクト stiffness^{1/2} と
振動音響感度(A 特性)

6.4 結言

モノコック構造の自動車車体について、加振点動特性と振動音響感度を理論・実験値から研究し、以下の知見を得た。

- (1) 室内音響パワーと加振点振動パワーのつりあいから理論式を導き、加振点コンダクタンスの平方根・放射損失係数・全損失係数・室内吸音率などから振動音響感度を表すことができる。
- (2) エンジンマウント取付け部の加振点コンダクタンスの平方根は、振動音響感度と関連が深いパラメータであることがわかり、取付け部の設計において定量的な指針を得られる。
- (3) エンジンマウント取付け部の加振点コンプライアンスと振動音響感度の相関係数はコンダクタンスの平方根より低く、取付け部の設計において精度の良い情報は得られない。

6.5 考察

(1)振動音響感度の測定時，騒音計のA特性を用いる物理的根拠はないが，加振点コンダクタンスの平方根との線形性が強い実験事実がある．したがって，今回用いた理論式中に仮定した条件以外のパラメータが関与していると推定できる．すなわち， η_{rad} ， η_{dis} ， A の周波数依存性は小さいと仮定したが，有限要素法による構造モデルでは η_{rad} ， η_{dis} の周波数依存性が議論されている^(126,127,128)．又，吸音力 A にも周波数依存性のあることが知られている．これらのパラメータを考慮して精度を上げていくことが今後の課題である．

(2)加振点コンダクタンスは，機械力学ではなじみのない物理量である． $\sqrt{G_d}$ を低下させると振動音響感度が低下する事実から，車体設計法はどうすれば良いかを考察してみる．

m : 質量

k : ばね定数

c : 粘性減衰定数

Ω : 固有角振動数

ω : 強制励振角振動数

$\beta = \omega / \Omega$ ζ : 減衰比(= $c / 2\sqrt{mk}$)

F : 強制励振力

v : 振動速度

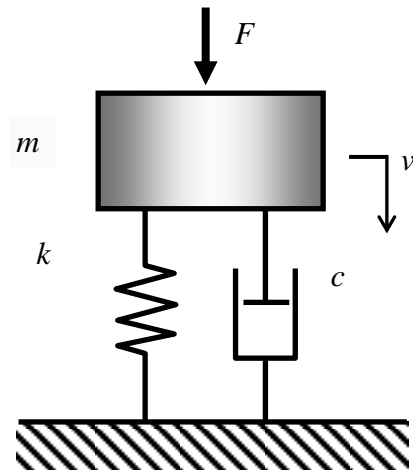


図 6-14 一自由度振動モデル

図 6-14 の一自由度系において， $\sqrt{G_d}$ は式(6-7)で表される⁽¹³³⁾．

$$\sqrt{\text{Re}[v/F]} = \sqrt{\frac{2\zeta\beta^2\Omega/k}{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (6-7)$$

この式をグラフに描画すると，図 6-15 になる．

共振領域では $\left[\frac{2\zeta\beta^2\Omega/k}{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right]_{\beta=1} = 1/c$ ，すなわちピーク値は $1/\sqrt{c}$ となる．

る．

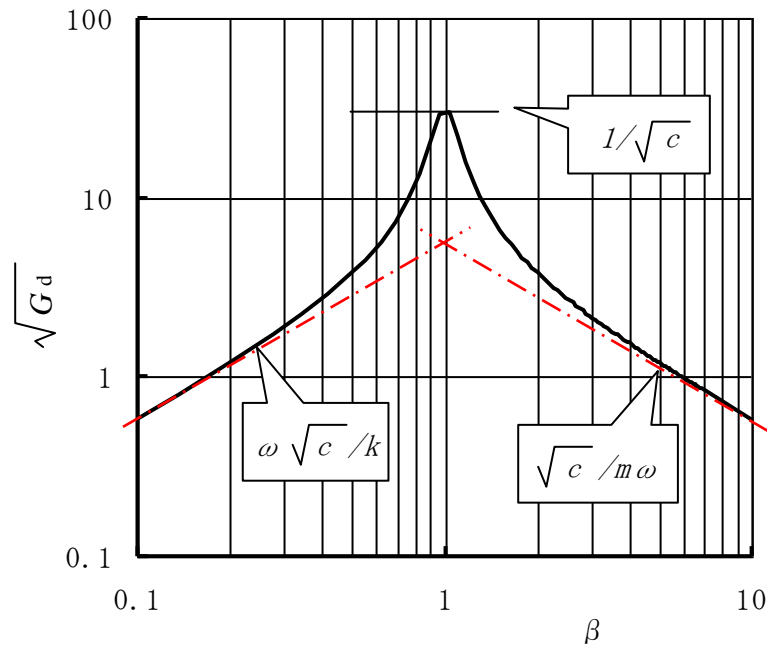


図 6-15 一自由度系の $\sqrt{G_d}$

又，共振より低い周波数領域では， $\lim_{\beta \rightarrow 0} \left[\frac{2\zeta\beta^2\Omega/k}{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right] = 2\zeta\beta^2\Omega/k = (\omega\sqrt{c}/k)^2$

となる．したがって， $[\sqrt{\text{Re}[v/F]}]_{\beta \rightarrow 0} \rightarrow \omega\sqrt{c}/k$ に漸近する．

さらに，共振より高い周波数領域では， $\lim_{\beta \rightarrow \infty} \left[\frac{2\zeta\beta^2\Omega/k}{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right] = (\sqrt{c}/m\omega)^2$ とな

る．

すなわち， $[\sqrt{\text{Re}[v/F]}]_{\beta \rightarrow \infty} \rightarrow \sqrt{c}/m\omega$ に漸近する．

この図より， $\sqrt{G_d}$ が最も大きいのは共振領域であり，振動音響感度の悪化を防ぐためには，まず加振点の共振を回避することが最も効果的である．特に先鋭な共振ピークがあると $\sqrt{G_d}$ は非常に大きくなることがわかる．

又，共振周波数が十分高く，実走行にて入力する周波数が共振周波数より低い領域にある場合， $\sqrt{G_d}$ を小さくするには， $\omega\sqrt{c}/k$ を小さくすればよい．すなわち，剛性を大きく，減衰を小さくするとよいことがわかる

第7章 エンジンマウント概論

本論文のテーマである「エンジン振動の防振」を研究するため、起振源であるエンジンの振動特性と、防振される車体の振動特性が複雑に絡み合っていることを第6章までに解説してきた。したがって、防振装置であるエンジンマウントだけでは最適設計ができないことを示唆している。しかし、ここで防振の主役であるエンジンマウントに再び焦点をあて、設計・開発から見た各エンジンマウント形式の特徴と課題を概観しよう。1970年代の後半から現在に至る間、日本で開発されたおびただしい数のFF乗用車のエンジンマウント形式を一覧すると、実に多くの形式が存在することがわかる。それらの一つ一つの形式をじっくり眺めると、エンジンマウントを設計し、開発した技術者の知恵と工夫が彷彿としてくるようである。本章では、主として振動騒音に着目してエンジンマウントを分類し、特徴・課題などを述べる。さらに基本設計要件についても概説する。

7.1 エンジンマウントの分類と特徴

主として日本メーカー製の日本国内向け乗用車から代表的なエンジンマウント形式を分類した^(134~236)。

- 慣性主軸式（図 7-1）：

トルクロール軸のエンジン側と T/M 側にパワープラント自重を支持する2つのマウントを配置する特徴がある。『慣性主軸式』の名称は、歴史的なフローティングパワー⁽²⁾に由来しているが、上記の理由より『トルクロール軸式』が妥当であろう。日産の「十字四点式マウント」、トヨタの「四点式マウント」など名称は各社で異なっている。トルクロール軸とマウント中心位置の一致が理想であるが、レイアウト上の制約から軸の100mm程度上方にパワープラント自重支持用のマウントを配置する場合が多い。又ロールマウントはパワープラントの前後に配置する。慣性主軸式の特徴は、上下方向に支配的な防振ゴムとロール方向に支配的な他の防振ゴムとの役割分担が明確であり、防振ゴムのチューニングが容易なことである。また上下とロールの非連成条件がほぼ自動的に得られることである。さらに上下剛性/ロール剛性比が重心支持式より大きく、アイドル振動とパワープラント支持・シェイクが両立しやすい特徴もある。トヨタカムリ(1982)、三菱ミラージュ(1980)・ギャラン(1983)・ミニカ(1984)、日産サニー(1998)、本田プレリウド(1987)などに搭載されている。

- 慣性主軸式-派生1：

トランスミッションマウントを、前側と後側に2分割にした形式。日産ブルーバード4WD(1991)に搭載されている。

- 慣性主軸式-派生 2 :

フロントとリヤのロールマウントで駆動トルク反力の支持とパワープラントの自重支持を兼ねる。パワープラント自重のヘッドマウント分担率が低下するためヘッドマウント上下剛性を下げることができ、ヘッドマウントからの振動防振に有利である。又、ロールマウントは通常サスペンションクロスメンバーに取り付けられるため、クロスメンバーがボディに対して防振構造になっている場合はエンジン振動に関しても二重防振の役割を果たす。

ロールマウントのオリフィスを電子制御で切り替えて動ばね定数を可変とすれば、停車中のアイドル振動と走行中のエンジンシェイクが両立できる利点がある。搭載例としては、本田レジェンド(1996)・インスパイア(1998)・ラグレイト(1997), 日産セフィーロ(1994)・ティアナ(2003)などがある。又、エンジンマウントに内蔵された加振機が積極的な加振力を発生するアクティブマウントもあり、本田インスパイア(2003)・エリシオン(2004), 日産プレサージュ(1998)・バサラ(1999)・セレナ(1999)に搭載されている。これらの車輻には、気筒休止機構(V6⇔L3:インスパイア)や起振力の大きなディーゼルエンジンが搭載されている。

- ペンデュラム式 (図 7-2) :

慣性主軸式の派生とも言える。ヘッドマウントと T/M マウントでパワープラント質量を支持し、さらにパワープラント直下に前後方向のロッドを追加する。駆動トルク反力は、ヘッド・T/M マウントの前後剛性とロッド前後剛性で支持する。日産マーチ(2002)・TIIDA(2004), 三菱コルト(2003)の小型車に見られる。部品点数が少ないため、低コスト・軽量である。上下とロールの非連成条件はある程度自動的に成立しているが、ヘッドマウントと T/M マウントの前後剛性はロール剛性にも寄与があるため、チューナビリティは慣性主軸式より劣る傾向があると推定される。

- 三点支持式 (図 7-3) :

日産サニー(1990)・ブルーバード(1991), トヨタカローラ II (1986)・ビッツ(1999)などに搭載された前 2 点, 後 1 点で支持する形式である。部品点数が少ないため、低コスト・軽量である。1つの防振ゴムでパワープラント質量支持とトルク反力支持を兼ねるため、独立チューニングが難しく、非連成条件・トルク/自重分担荷重・マウントゴム耐久性などの基礎設計を十分しておく必要がある。

- 重心支持式（図 7-4）：
エンジンシリンダブロックの両側に傾斜マウントを 2 個，トランスミッション側に 1 個取り付ける伝統的な FR 車に用いられる形式。低コスト・軽量であるがチューナビリティは劣る。三菱ミラージュ(1978)・ミニカ(1993)，GM キャデラック(1985)に搭載されている。
- 重心支持式-派生 1：
トランスミッションのベルハウジング付近に 2 個の傾斜マウントを取り付ける。さらにシリンダブロックの先端に 1 個のマウントを取り付ける形式である。本田アコードの初期型に搭載されている。
- サブフレーム式（図 7-5）：
2.5～4.5L の中～大型 FF 車に搭載されている防振サブフレームにサスペンションとエンジンマウントを組み付けた形式。ロードノイズとエンジン振動の防振では最も有利である。しかし，エンジンマウントの位置・剛性・傾角のパラメータ設計は非常に難しく，時間のかかるトライアンドエラーや複雑な最適化計算が必要であり，チューナビリティが悪い⁽²³⁷⁾。トヨタウィンダム(1991)，本田レジェンド(2004)，三菱プラウディア・ディグニティ(1999)に搭載されている。
- その他の派生類別や分類できない形式も少々あるが，本論では割愛する。

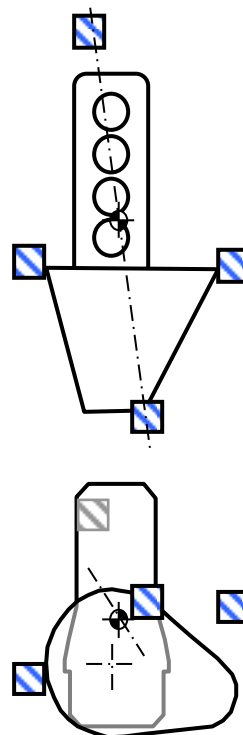
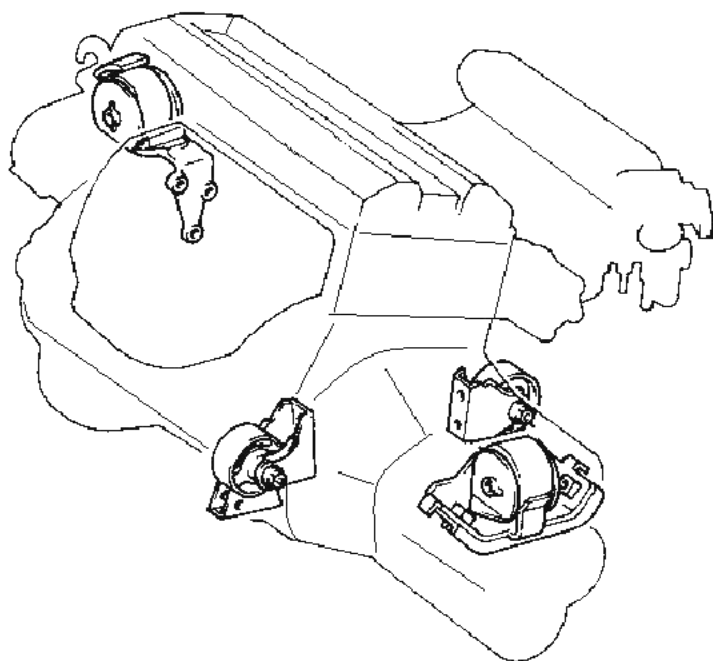


図 7-1 慣性主軸式(十字四点式)の一例⁽¹⁷⁵⁾

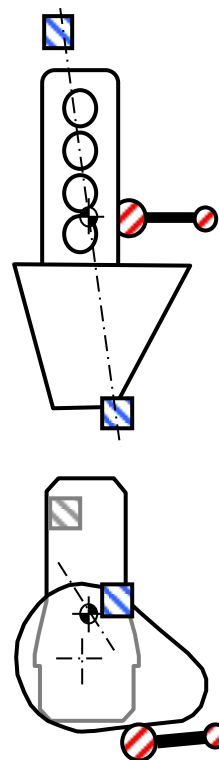
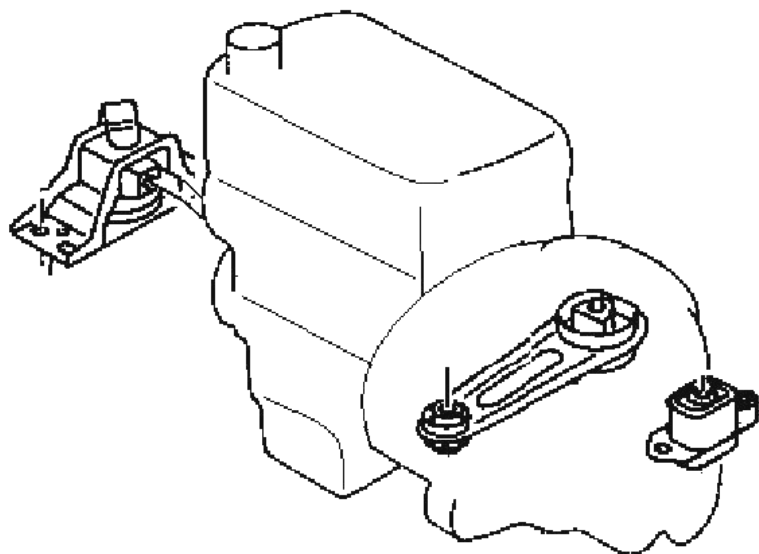


図 7-2 ペンデュラム式の一例⁽¹⁹⁶⁾

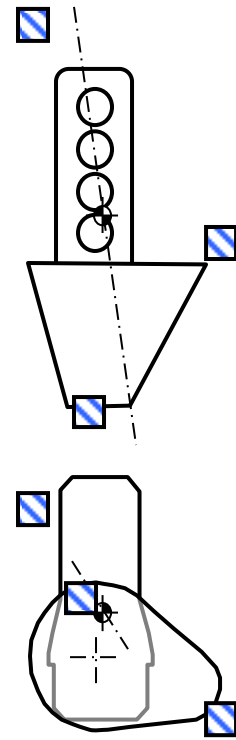
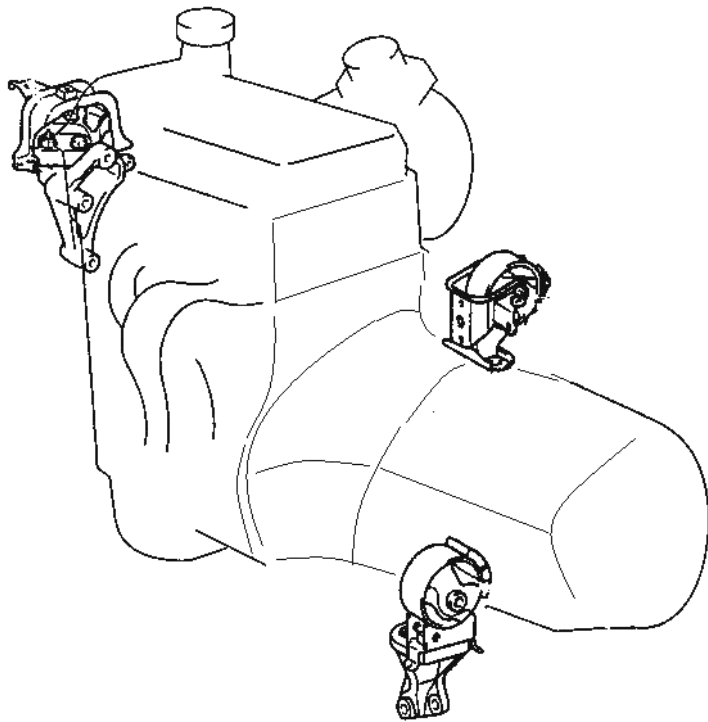


図 7-3 三点支持式の一例⁽¹⁷¹⁾

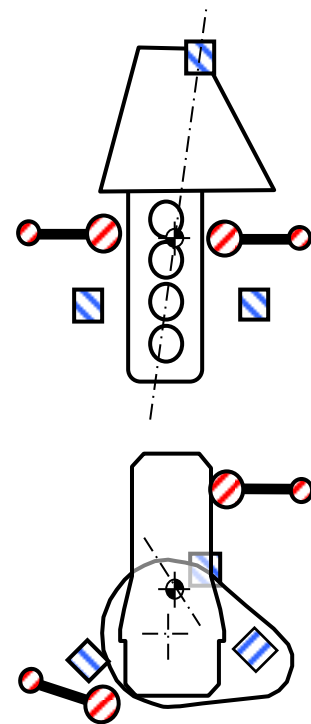
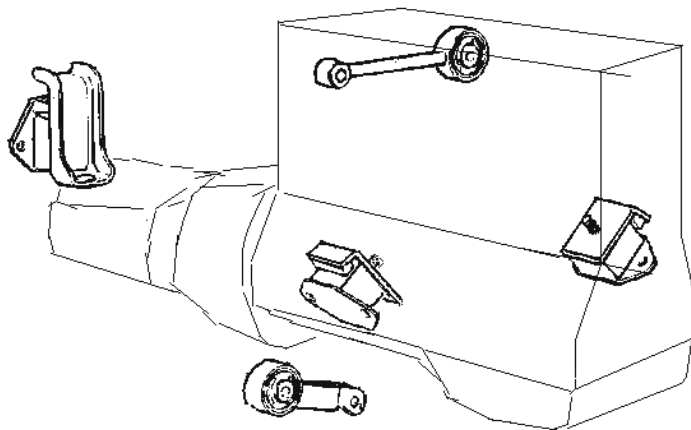


図 7-4 重心支持式の一例⁽¹⁴¹⁾

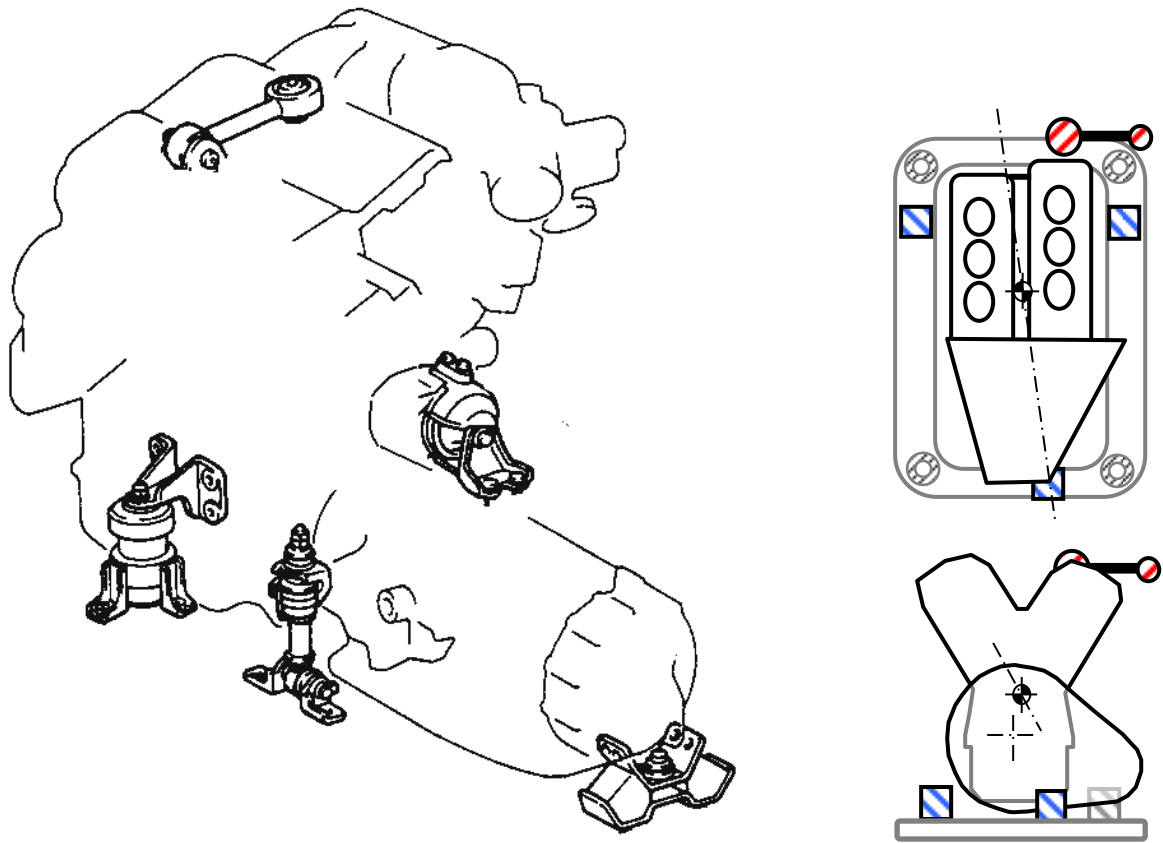


図 7-5 サブフレーム式の一例⁽¹⁸³⁾

7.2 基本設計要件

①非連成条件

第1章第2節で解説済みであるが，パワープラントが剛体として挙動する周波数領域での『非連成条件』が実用上の防振設計に必要である．アイドル時やクランキング時のクランク軸回りトルク変動，ドライブ軸回りの駆動トルク変化，不整路面からの上下変位などに対してパワープラント振動特性が非連成を保つことが特性調整に有利である．非連成条件の厳密な定義はされていないが，実用上は外力からの強制力に対して一方向の応答のみが発生することと考えられる．

②上下剛性

小荷重領域の1段目上下剛性の下限値は，乗り心地に悪影響を与えるエンジンシェイクやマウントゴムの耐久性で決まり，高剛性ほど有利である．また，上限値はこもり音やエンジン騒音に関する振動防振性で決まり，低剛性ほど有利である．また，大荷重領域の2段目剛性下限値は，悪路走行時のパワープラントと車体の相対変位で抑えられる．上限値は，悪路走行時の打音の発生防止で抑えられ，1段目のストローク範囲と関連づけた設計が必要である．

③ロール剛性

AT車の場合：小荷重領域の1段目ロール剛性の下限値は，アイドル時のDレンジ駆動トルクを支持できる剛性で決まる．上限値はアイドル時にロール起振力が最も大きくなるDレンジ+エアコン on 時のアイドル振動を許容できる剛性で決まる．

大荷重領域の2段目ロール剛性の下限値は，低いギヤ比での大きな全開加速駆動トルクや，ショック・しゃくり時の過渡的な駆動トルクを支持し，エンジンルーム内の隙間を確保できる剛性で決まる．ただし，加速ショック防止のためには低剛性が望ましく，第4章で既述した1段目剛性と2段目剛性の比 k_2/k_1 などを設計パラメータにして上限値を決める必要がある．また，ショック・しゃくり振動発生時のパワープラント挙動を複雑化させないために，大荷重領域でも非連成条件が必要と考えられる．

MT車の場合：小荷重領域の1段目ロール剛性の上限値はNレンジ+エアコン on 時のアイドル振動が許容できる範囲で抑えられる．通常，Dレンジ+エアコン on 時よりエンジン起振力が小さい(図2-7を参照)ので，AT車より剛性を高くできる．下限値は加速ショック防止のための k_2/k_1 比などで決まる．大荷重領域の条件はAT車と同様である．

④VR 比

上下剛性が高いほどエンジンシェイクやマウントゴムの耐久性が良くなる。また、ロール剛性が低いほどアイドル振動が良い。したがって、上下剛性とロール剛性の比は両者の両立性を表す指標となる。ここでは上下剛性とロール剛性の比を VR 比(Vertical vs Roll Ratio)と定義しておく。

$$VR \text{ 比} \equiv \text{上下剛性} / \text{ロール剛性} \quad (7-1)$$

歴史的には、1962 年の SAE 論文「Chevy II Suspension and Underbody」⁽¹⁵⁾に上下剛性とロール剛性比の記述がある。すなわち、図 7-6 に示す FR 車の重心支持マウント設計において、 k_c をマウントゴム圧縮剛性、 k_s をせん断剛性、 ϕ をマウント傾斜角とし、典型的な $k_c/k_s=4$ 、 $\phi=45^\circ$ の時、上下剛性とロール剛性の比にスパンの 2 乗を乗じた係数($b^2 k_y/k_\theta$)が最大値 1.56 となることが示されている(図 7-7)。ここで、1~3L エンジン搭載の現代 FF 車エンジンマウントレイアウトから、 $b=0.28\text{m}$ と仮定し、式(7-1)に代入する。

$$VR \text{ 比} \equiv k_y/k_\theta = (b^2 k_y/k_\theta)/b^2 = 1.56/0.28^2 \doteq 20 \quad (1/\text{m}^2) \quad (7-2)$$

すなわち、重心支持エンジンマウントの VR 比理論値は $20(1/\text{m}^2)$ となった。次に、0.66~4.5L までの現代 FF 車 23 台の上下剛性とロール剛性を計算し、プロットすると図 7-8 を得た。図中●、○記号は慣性主軸式を表している。また、▲記号は重心支持マウント、■記号は三点支持マウントを表している。図 7-8 から、乗り心地とアイドル振動の両立性の観点からは慣性主軸式の VR 比が最も大きく最良である結論を得る。又、図中右上に分布している重心支持マウント(▲)は大排気量多気筒エンジンであり、アイドル振動への配慮は流体封入マウントや電子制御マウントを用いている。加速ショックに対しては高い静ロール剛性で解決し、さらにボディに対して防振支持されたサブフレームにエンジンマウントを取り付けて二重防振の機能を持たせている。又、図中左下に分布している小排気量エンジンでも重心支持が採用されている。少ない気筒数のため起振力周波数が低く、一方車体が小型のため骨格共振周波数が高く、両者の周波数が離れているため車体の弾性共振の影響は小さい。さらに小排気量エンジンの車両は、ユーザーの要求レベルが厳しくなく、アイドル振動は大問題にならないからと推定される。三点支持マウントの一例(■)においては、VR 比は慣性主軸式と大差なく、部品点数が少ないことによる低コスト・軽量の利点を生かしている。又、慣性主軸式でありながら VR 比が小さい 3 例(○)は、慣性主軸式の利点を有効に生かしていないと考えられる。

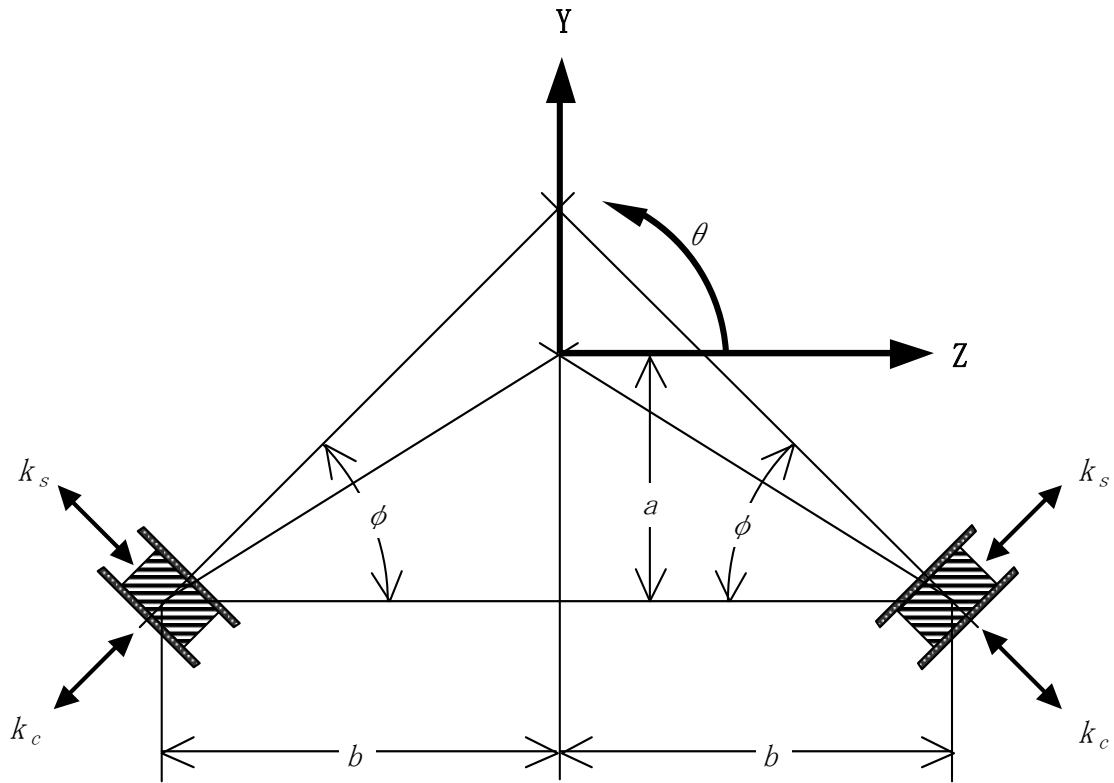


図 7-6 重心支持マウントのレイアウト⁽¹⁵⁾

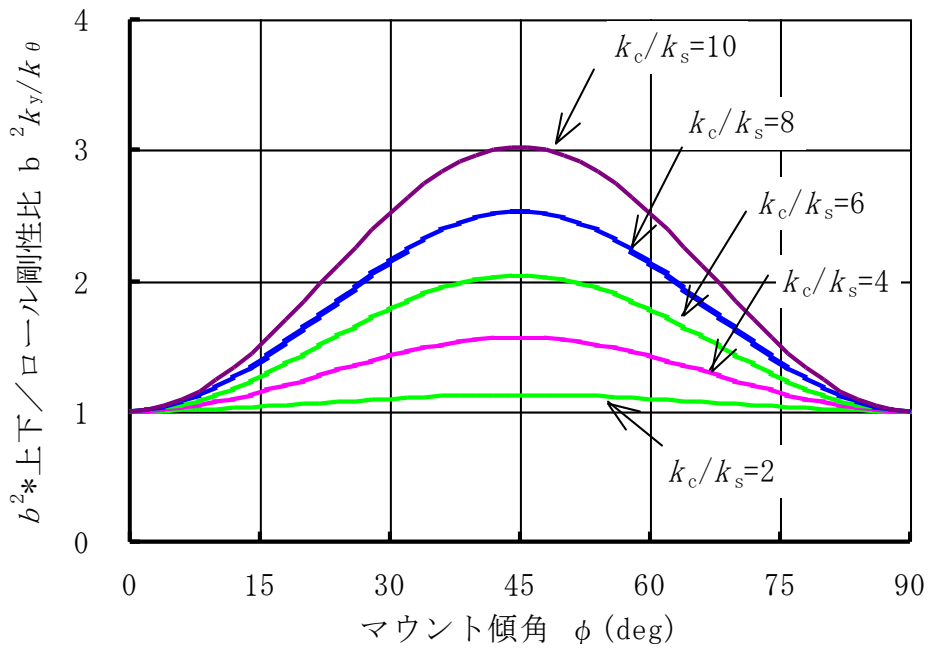


図 7-7 重心支持マウントの上下／ロール剛性比⁽¹⁵⁾

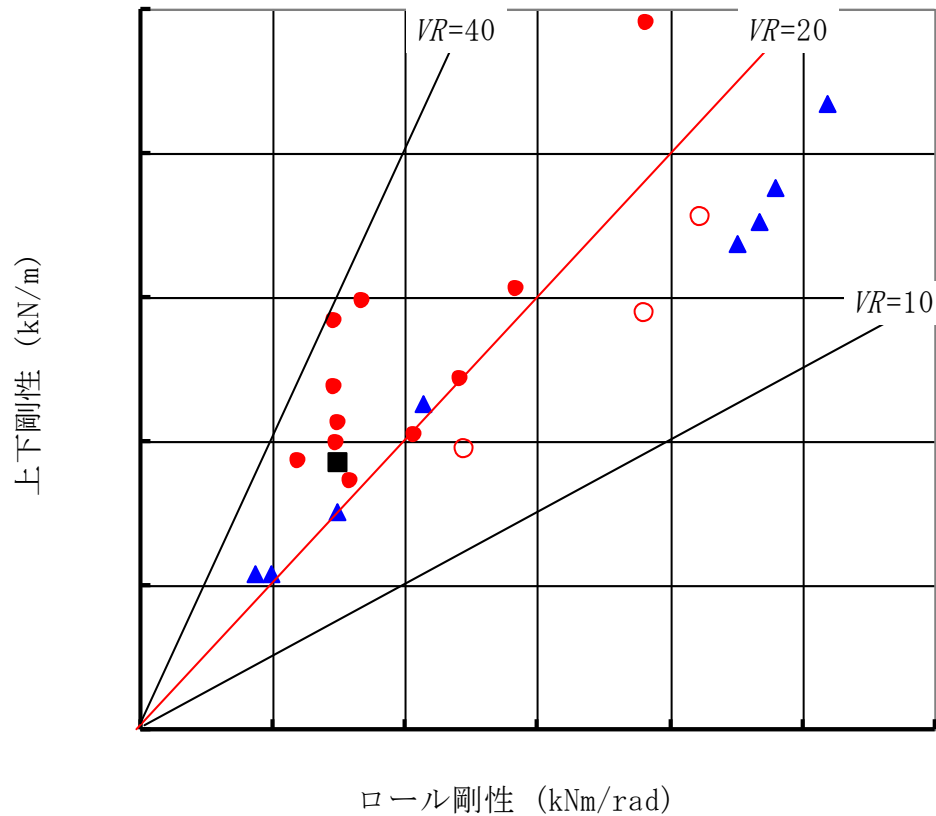


図 7-8 上下剛性とロール剛性 (VR 比)

⑤エンジンシェイク

②, ④で既述のようにエンジンシェイクは乗り心地に悪影響を与える。エンジンマウント上下剛性が高いほどパワープラント上下共振周波数が高く、エンジンシェイクには有利である。したがってアイドル振動との両立のためには、上下剛性とロール剛性比の大きな形式が良い。あるいはパワープラント固有振動モードの上下方向成分を、ロール成分又はピッチ成分と連成させることにより、上下共振振幅を低下させる方法もある^(40,41)。

ただし、流体封入マウントを用いれば大きな減衰係数によりパワープラントの上下共振を抑制することができるので、上下剛性とロール剛性の比や上下連成の強さはそれほど決定的な要素にはならない。

⑥チューナビリティ

設計段階、または試作車完成後に、防振ゴム調整の容易さをチューナビリティとここでは定義する。試作車の走行試験により、駆動トルク/パワープラント自重支持分担荷重、ゴムの耐久・強度、アイドル振動、シェイク、エン

ジン音質，操舵によるパワープラント慣性力の左右支持，加速・制動によるパワープラント慣性力の前後支持機能などの調整が必要な時がある．ここで複数ある防振ゴムの役割が独立していると各防振ゴム特性の調整が容易になる．すなわちチューナビリティは，慣性主軸式が最良である．他の形式では一個のマウントにおいて，上下とロールの機能が関連しており，防振ゴムの設計・調整が煩雑である．

⑦ロバスト性

エンジンマウントの静ばね定数の生産ばらつきは 10～15%と言われている⁽⁴⁹⁻⁵¹⁾．エンジンマウントの位置・傾斜角の製造誤差は小さく無視できると考えられる．上記⁽⁴⁹⁻⁵¹⁾の研究論文では，剛体共振周波数とモードに関し，エンジンマウントばね定数をパラメータにしてロバスト性を検討している．エンジンマウント形式によりロバスト性が異なり，マウント数が多いほどばらつきが少ないと報告されている⁽⁴⁹⁾．

第一章でも紹介したようにロバスト性の研究はなされているが，設計に用いられている実用的な理論はまだないようである．筆者はトルクロール軸に近くかつ重心位置から遠い距離にあるマウントの寄与率（影響度）は大きくなると考えている．即ち，慣性主軸式におけるヘッドマウント&トランスミッションマウントはその位置の影響度が大きく，ばね定数の影響は小さい．すなわち，防振ゴムばね定数に対するロバスト性は高いのではないか．今後，品質工学（タグチメソッド）などを用いて詳細な研究が必要な課題であろう．

⑧前後・左右剛性

前後・左右剛性と乗り心地との関連については，従来明確な設計法は示されていない．しかし，最近の論文では設計時に考慮される例もあり⁽⁴³⁾，今後さらなる研究が望まれる．

第8章 結論

本論文では、FF乗用車のエンジン振動防振に関して、「背景・従来の研究」「アイドル時のエンジン起振力」、「アイドル時の車体振動」、「エンジンマウントに関する加速ショック」、「駆動系ねじり振動に関する加速ショック・しゃくり振動」、「モノコック車体の振動音響感度」、「エンジンマウント概論」を研究し、以下の知見を得た。

第1章では、エンジンマウントの歴史を概括した。自動車のエンジンマウントは、慣性主軸上に防振ゴムを配置したフローティングパワーから生まれ、非連成条件を基本理論として発達してきた。現代でもこの非連成支持理論を踏襲している。

第2章では、アイドル時の起振力ローリングモーメントに関して、以下の知見を得た。

- (1) 4気筒エンジンのローリングモーメント2次成分の予測誤差は従来100%程度であったが、重回帰分析法を用いてトルクハーモニック係数を正しく同定することにより、 $\pm 20\%$ 程度の小さい誤差となった。
- (2) パワープラント筐体の振動・位相を、図示平均有効圧から十分な精度で予測できることを示した。その結果、2次バランサの無い4気筒エンジンの振動モードは単純な実モードではなく、複雑な複素モードを持つ。
- (3) パワープラント筐体のロール振動を低減するトルクバランサ機構を解析し、最適設計のための設計要件を導出した。
- (4) トルクバランサの試作機において、2次振動の低減効果の実測値が予測値と一致した。又、2次振動だけでなく、0.5次毎に4次成分までの振動低減効果を確かめた。

第3章では、エンジンマウント・車体レイアウトの設計法に関して、以下の知見を得た。

- (5) 4気筒エンジンを備えた乗用車のアイドル振動に関して、流体封入マウントの位相偏向効果を利用してマウント伝達力の位相を進ませ、車体振動の各成分ベクトルを互いにキャンセルさせることにより車体振動を低減できる。

- (6) アイドル振動に関するベクトル合成法により、ベクトルキャンセルに最適な流体封入マウントの位置・方向・動ばね定数・位相角を予測できる。
- (7) 車体のアイドル振動を評価・予測する手法として、エンジンマウント及び、車体システムを代表的なロール方向と上下方向に集約し計算する近似解法『主成分ベクトル法』を提案した。この方法により、車体振動の評価・予測が容易になる。

2次バランスの無い4気筒エンジンにおいて2次成分アイドル振動の評価法を研究し、以下の知見を得た。

- (8) クランクシャフトの逆転によりエンジンの2次成分ローリングモーメントの位相が反転し、エンジン筐体振動の位相が変化する。
- (9) クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合、ラジエータダイナミックダンパはローリングモーメントによる車体振動応答の位相と、上下並進力による車体振動応答の位相差を拡大させる。したがって、両者のベクトル和の車体振動応答が小さくなる。

さらに、車体の共振周波数領域と起振力の発生周波数領域が略一致する条件に於いては、以下の知見を得た。

- (10) クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合、時計回りより車体振動が低くなることをMT車Nレンジでの実験と計算で実証した。
- (11) クランクシャフトの回転方向が車両左側面視で反時計回りの場合、ラジエータダイナミックダンパはローリングモーメントによる車体振動応答の位相と、上下並進力による車体振動応答の位相差を拡大させる。したがって、両者の応答ベクトル和である車体振動を小さくすることができる。
- (12) AT車のDレンジにおいて解析した結果、エンジンのクランクシャフト最適回転方向は、車両左側面視で反時計回りが最適である。

第4章では、良好な加速ショックを得るための、エンジンマウントに関する以下の知見を得た。

- (13) 加速ショックはエンジンマウント 1 段目剛性と 2 段目剛性の比 k_2/k_1 の平方根に比例するので、 k_2/k_1 が小さいことが望ましい。
- (14) エンジンマウント 1 段目の減衰比 ζ_1 が大きいほど加速ショックは小さい。
- (15) エンジンマウント 2 段目の減衰比 ζ_2 は最適値が存在し、0.2~0.3 程度が最も良い。
- (16) エンジンマウント 2 段目に発生する衝撃モーメントパルスの持続時間 t_0 と応答振動系の周期 T の比、 t_0/T は大きいことが良い。すなわち、エンジンマウント 2 段目剛性は低いほど、又車体の固有周期は短いほど良い(車体共振周波数は高いことが良い)。

第 5 章では、ドライブシャフトのねじり剛性とタイヤのスリップ剛性に関して、駆動系ねじり振動のモデル化を研究し、以下の知見を得た。

- (17) タイヤのスリップ剛性を車速で除することにより減衰の次元になる。加速ショック・しゃくり振動における単純化した駆動系ねじり振動モデルは、フライホイールの慣性モーメント、ドライブシャフトのねじり剛性、タイヤのスリップ剛性を速度で除した減衰が直列に並んだ要素で構成される。
- (18) 減衰要素と剛性要素が直列に配置されている場合、粘性減衰係数が大きいほど減衰性が悪い。ラジアルタイヤのしゃくり振動がバイアスタイヤより悪い理由は、ラジアルタイヤのスリップ剛性(減衰の次元)がバイアスタイヤより大きいためである。
- (19) クランクシャフトの回転方向により、エンジンマウントから車体に伝達されるモーメントの大きさが異なる。車両左側面視において反時計回りのクランクシャフト回転の伝達モーメントは、時計回りの場合より小さい。その理由を、梶子の支点反力のアナロジーで説明した。

第 6 章では、モノコック構造の自動車車体について、加振点動特性と振動音響感度を理論・実験から研究し、以下の知見を得た。

- (20) 室内音響パワーと加振点振動パワーのつりあいから理論式を導き，加振点コンダクタンスの平方根・放射損失係数・全損失係数・室内吸音率などから振動音響感度を表すことができる。
- (21) エンジンマウント取付け部の加振点コンダクタンスの平方根は，振動音響感度と関連が深いパラメータであることが分かり，取付け部の設計において定量的な指針を得られる。
- (22) エンジンマウント取付け部の加振点コンプライアンスと振動音響感度の相関係数はコンダクタンスの平方根より低く，取付け部の設計において精度の良い情報は得られない。

第7章では，エンジンマウントを概括し，様々な形式の特徴と課題を述べた。

- (23) チューナビリティ， VR 比の点で慣性主軸式は優れている。
しかし，コストでは三点支持式，ペンデュラム式が優れている。
エンジンの高周波振動やロードノイズも含めた防振性ではサブフレーム式が良い。
慣性主軸式はほぼ自動的に非連成条件が得られ，複雑な計算を必要とせず設計，調整ができる。ペンデュラム式は慣性主軸式に次いで設計が容易である。他方，三点支持式，サブフレーム式では，非連成条件やマウント耐久性を成立させるために十分な基礎計算が必要であり，CAEが発達した現代において可能となった方式である。

参考文献：

(注) 全ての人名は原文献の記載によらず、姓・名の順で記載した。

- (1) Eckermann,Erik., 松本廉平：自動車の世界史，グランプリ出版 pp.101-102(1996/11)
- (2) 荒井久治：自動車工学全書 自動車の発達史(上)， p.102， 山海堂(1995)
- (3) Engine Mounting, Automobile Engineer, pp.87-94(1953/3)
- (4) Browne,A.K. : Dynamic Suspension – A Method of Aircraft-Engine Mountings, S.A.E Journal(Transactions),Vol.44, No.5, pp.185-192(1939-5)
- (5) Taylor,S.E., Browne,A.K. : Vibration Isolation of Aircraft Power plants, Journal of the Aeronautical Sciences, pp.43-49(1938-12)
- (6) Ellwood,F.Riesing : Resilient Mountings for Passenger-Car Powerplants, S.A.E Annual Meeting,pp38-78(1949)
- (7) 兼重一郎，粕谷誠一：機関支持，内燃機関をめぐる振動問題，内燃機関， pp.37-43(1966/6)
- (8) 山室宗忠：振動に苦しんだ『雷電』戦闘機，航空情報， (1953/9)
- (9) 岡村純他：航空技術の全貌（上），原書房， pp.112-113， 1976(執筆は 1951年)
- (10) 堀越二郎，奥宮正武：零戦，日本出版協同株， p.249(1953)
- (11) 堀越二郎，奥宮正武：零戦 -新装改訂版-，(株朝日ソノラマ， pp.392-397(1975)
- (12) 岡村純，巖谷英一：日本の航空機 -海軍機篇-，出版協同社， pp.112-113， (1960)
- (13) 岡村純他：航空技術の全貌（上），原書房， p.293， 1976(執筆は 1951年)
- (14) 松平精：自動車機関支持法に関する研究（第一報），日本機械学会論文集 第 18 卷 75 号(1952)
- (15) King,J.Paul : Chevy II - Suspension and Underbody, SAE480B(1962)
- (16) Poling,K.F. : The New Fairlane Car Suspension and Underbody, SAE480B(1962)

- (17) Timpner,F.F. : Design Consideration in Engine Mounting, SAE966B(1965)
- (18) 兼重一郎 : 自動車機関のマウンティング, 機械の研究, pp.163-168(1963)
- (19) 兼重一郎 : エンジンサスペンション, 日本機械学会第 199 回講習会教材 (1963)
- (20) 葭森圭介, 田沼武 : 乗用車機関の振動対策②, 内燃機関, Vo.3 No.19(1964)
- (21) 兼重一郎, 粕谷誠一, 浅野稔 : 乗用車の上下振動に与えるエンジンマウン
トの影響, 自動車技術会誌 Vol.19, No.11(1965)
- (22) 兼重一郎, 粕谷誠一 : 機関支持, 内燃機関 Vol.5. No.48(1966)
- (23) 兼重一郎, 窪田昌史, エンジン支持方式に関する諸問題, 自動車技術会誌,
Vol.23, No.5(1969)
- (24) 兼重一郎, 粕谷誠一, 瀬戸諭 : エンジンサスペンション(第 2 報), いすゞ
技報, 第 47 号
- (25) 亘理厚 : 機械振動 pp.133-138, 丸善株式会社, (1983)
- (26) 中口博, 井口雅一 : ビジュアル版 日本の技術 100 年 第 4 巻 航空機自
動車 筑摩書房, p182(1987)
- (27) 室井 明 : 自動車の振動吸収装置の開発, 日産技報, No.54 (2004)
- (28) Geck,E.P Patton,D.R : Front Wheel Drive Engine Mount Optimization, SAE
Technical Paper No.840736
- (29) 浅井眞 : 自動車の振動・騒音に関する研究 名古屋大学博士論文 乙
05292(1997)
- (30) Ford,M.David : An Analysis and application of a Decoupled Engine Mount
System for Idle Isolation, SAE850976
- (31) Oh,Tae-Il.Lim,Jun-Su.Lee,C.Seong : An Engineering Practice in Optimal Design
of Powertrain Mounting System for 2.0l FF Engine, SAE912523
- (32) Brach,Matthew.R : Automotive Powerplant Isolation Strategies, SAE971942
- (33) Solomon,R.A : Engine Mount System Focusing to Reduce Vehicle Shake,
SAE973273

- (34) Liu,Q.C : A Computerized Optimization Method of Engine Mounting System,
SAE2003-01-1461
- (35) 酒井哲也, 岩原光男 : エンジンマウントレイアウト設計の理論的考察, 自動車技術会誌, Vol.54,No.9(2000)
- (36) 酒井哲也, 岩原光男 : 大型車のエンジンマウントの最適設計(第1報, エンジンマウント機能の理論的考察), 日本機械学会論文集(C編)65巻 631号 (1999-3)
- (37) 酒井哲也 : 大型車のエンジンマウントの最適設計(第2報, 左右とロールモードの連成振動低減の最適化), 日本機械学会論文集(C編)65巻 633号 (1999-5)
- (38) 酒井哲也, 高野晴夫, 岩原光男 : 大型車のエンジンマウントの最適設計(第3報, エンジン起振力と回転偶力発生メカニズムの解明), 日本機械学会論文集(C編)65巻 633号(1999-5)
- (39) 酒井哲也, 岩原光男 : 大型車のエンジンマウントの最適設計(第4報, 起振トルク入力による直列6気筒エンジン支持点の最適化), 日本機械学会論文集(C編)65巻 639号(1999-11)
- (40) 森村浩明, 尾形永, 金井俊一郎 : エンジンの連成支持がカーシェイクに与える影響, 自動車技術講演会前刷り集 842(1984)
- (41) 森村浩明, 尾形永 : エンジンシェイクの解析(カーシェイクにおけるエンジンモードの連成による効果), 日本機械学会論文集(C編), No.02-1450(2003)
- (42) Bretl,John : Optimization of Engine Mouting Systems to Minimize Vehicle Vibration, SAE931322
- (43) 久世正文, 渡辺賢, 酒井竜英 : エンジンマウントレイアウトに対する特性行列連成度を用いた低周波振動騒音性能評価法, Honda R&D Technical Review, vol.13 No.2 (2001)
- (44) Sachdeva,S.D. Hadi,R : Effect of Engine Mounting Strategy on Vehicle NVH. SAE2003-01-1467
- (45) Flower,C.Wallace: Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities,SAE850975(1985)
- (46) 背戸一登, 長松昭男, 石濱正男, 土井三浩, 猿渡克己 : 流体封入マウント

の最適設計法, 日本機械学会論文集(C編), No.57-534(1991)

- (47) 石濱正男:自動車パワープラントの振動・音響性能の向上に関する研究, 東京工業大学博士論文(1996)
- (48) 石濱正男, 青木弘文, 土井三浩, 佐藤茂樹:流体封入マウントの伝達位相制御による車両振動の低減手法, 日本機械学会論文集(C編),Vol.58, No.551(1992)
- (49) Resh,W.F : Some Results Concerning the Effect of Stochastic Parameters on Engine Mount System Behavior, SAE911054
- (50) Vietor,Thomas. Deges,Rolf. Hampl,Norbert. Burger,Kari-Heinz : Robust Design of Elastic Mounting Systems, SAE971933
- (51) Wang,Thomas. Sturla,Francisco. Salazar,Cepeda.Vicente : Mount Rate Robust Optimization for Ilde Shake Performance, SAE2004-01-1536
- (52) 吉川信之, 馬越龍二, 田中均:エンジンマウントに関する振動解析, 自動車技術会誌 Vol.39 No.12(1985)
- (53) 小笠原他:車両の加速ショックに関する考察, 自動車技術会学術講演会前刷集 852, No.852078(1985)
- (54) Ise,K., Yoshida,S, Yonekawa,T : Engine Rigid Body Motion in Transverse F.W.D Vehicles During Acceleration, '85 Technologies Automobiles AT85021
- (55) 井上寿雄:駆動系振動と車内騒音-こもり音の一解決法-, 自動車技術会学術講演会前刷集(1967)
- (56) 藤田節男:車室こもり音現象の解析, 自動車技術会論文集, No.4,(1972)
- (57) 宮田公司:トラック系の高速こもり音解析, 自動車技術会学術講演会前刷集 782B72(1978)
- (58) 鈴木保雄:ベクトル手法を用いたこもり音低減, 自動車の振動騒音に関するシンポジウム(1980)
- (59) 金丸邦郎, 鈴木保雄:ミニコンを用いたこもり音のベクトル解析装置, 自動車技術会誌, Vol.33,No.12(1979)
- (60) 浅井眞, 藤井雄一, 乗用車のこもり音低減技術について, 自動車技術会誌,

Vol.36,No.12(1982)

- (61) Bosenberg,Dirk. Boom,v.d.Johannes : Motorlagerungen im Fahrzeug mit integrierter hydraulischer Dämpfung – ein Weg zur Verbesserung des Fahrkomforts.ATZ(1979/10)
- (62) Hofmann,Manfred : Neue Konzepte für Motorlagerungen
Automobil-Industrie Nr.6/88
- (63) Corcoran,P.E. : Hydraulic Engine Mount Characteristics, SAE840407(1984)
- (64) 新型車解説書 MIRAGE '86-2 No.1036033, 三菱自動車工業株
- (65) 門松晃司 : 駆動系振り振動によるトランスミッション異音の解析,
自動車技術会シンポジウム(1985)
- (66) 新井正敏, 深井吉男 : ディーゼル乗用車の振動・騒音特性, 自動車技術会誌, Vol.33,No.12(1979)
- (67) 富塚清 : 航空発動機, pp.406-410, 共立出版株(1944,参版)
- (68) 神倉信雄 : 航空発動機的设计, 付録第 6 表, 9 表, 工業図書株(1936)
- (69) 金子靖雄, 根本四郎, 小林弘幸, 小野明 : ガソリン機関のトルク変動に関する一実験, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.711 p.65(1971)
- (70) 中村裕一, 木下光孝, 根本四郎 : 自動車用直列 4 気筒エンジンにおける 2 次バランサ配置の考案とその実用化, 三菱重工技報 Vol.12 No.3(1975)
- (71) 亘理厚 : 機械振動 pp.222-241, 丸善株式会社(1983)
- (72) 長屋幸助 : 機械力学入門, 往復機関の動力学, pp.68-80, コロナ社(1992)
- (73) 自動車技術ハンドブック〈第一分冊〉, 7.4 エンジンの振動・騒音, pp.296-298, 自動車技術会(1992)
- (74) 門松晃司 : 回帰分析によるアイドル時トルクハーモニクス係数の推定, 510-G1-020, 三菱自動車工業株社内資料(1990)
- (75) The Motor Vehicle 10th edition ,English Language Book
Society/Butterworths,1983
- (76) McCutcheon,D.Kimble : No Short Days, The Struggle to Develop the R-2800

“Double Wasp” Crankshaft, <http://www.enginehistory.org>

- (77) モーターファン：エンジン・バランスィンガー・バランスーの力学, pp.65-82, 三栄書房(1992-4)
- (78) 本田技研工業(株)：回転体による反力モーメント平衡装置, 特許公報, 昭51-34922(1976)
- (79) 丹羽史泰, 門松晃司：エンジンのロール振動低減機構の研究, 日本機械学会 D&D 大会(1994-5)
- (80) 門松晃司：トルクバランスのねじり振動解析, E19920010003, 三菱自動車工業(株)社内資料(1992)
- (81) 坂本武士郎：液体封入式ゴムマウントの開発について, 自動車技術会誌, Vol.36, No.12(1982)
- (82) 門松晃司：流体マウントによるアイドル振動の低減, 921089, 自動車技術会学術講演会前刷集(1992)
- (83) Kadomatsu,Koji : Hydraulic Engine Mount for Improved Idle Shake -Vector Cancellation by Phase Shift Principle- JSAE Review No.9303564
- (84) 日本工業規格：加硫ゴム及び熱可塑性ゴムの動的性質試験方法, JIS K6394:1998
- (85) 井手俊之, 塩崎弘隆, 門松晃司：流体マウントの解析,9534946 自動車技術会学術講演会前刷集(1995)
- (86) 小泉孝之, 辻内伸好, 柴山俊之, 家辺健吾, 山崎浩二：液封エンジンマウントの動特性に関する研究, 日本機械学会論文集(C編),Vol.68, No.668(2002)
- (87) 柴山俊之, 高島幸夫, 堀岡俊紀：液封マウント動特性の理論的考察, 9833278, 自動車技術会学術講演会前刷集(1998-5)
- (88) He Song, Singh Rajendra : Improved Estimation of Linear and Nonlinear Hydraulic Mount Models for Transient Responses, SAE No.2005-01-2411(2005)
- (89) Kadomatsu,Koji. Kamada,Yoshinobu. Hirako,Naoki. Shiozaki,Hiroataka : A New Method for Analyzing Idle shake on Front Wheel Drive Cars No.931323 SAE Noise and Vibration Conference(1993)

- (90) Lim,T.C. and Steyer,G.C. : System Dynamics Simulation Based on Structural Modification Analysis Using Response Techniques, proceedings of the 10th IMAC
- (91) Lim,T.C. and Steyer,G.C. : Hybrid Experimental-Analytical Simulation of Structure-Borne Noise and Vibration Problems in Automotive Systems, SAE No.920408, International Congress & Exposition(1992)
- (92) 長松昭男 : モード解析, p.203(1985)
- (93) 鎌田慶宣 : 乗用車のアイドル振動, こもり音, ロードノイズに対する車体系の最適設計に関する研究, 東京工業大学博士論文, 乙第 3662 号(2004)
- (94) 鎌田慶宣, 清野裕之 : 実験値を用いた FE モデル同定手法のサスペンション振動解析への適用, 日本機械学会論文集(C 編)61 巻 588 号(1995-8)
- (95) 門松晃司 : クランクシャフトの回転方向がアイドル振動に与える影響, 20054769, 自動車技術会論文集 Vol.36, No.5(2005-9)
- (96) 来住南恵一, 樋口敏雄, 遠山智 : 初代ミラージュ, 自動車技術会誌 Vol.51 No.6(1997-6)
- (97) 国内向け最終設計品確資料 : 三菱自動車工業(株)社内資料(1995)
- (98) Kadomatsu,Koji : Hydraulic Engine Mount for Shock Isolation at Acceleration on the FDW Cars, SAE891138(1989)
- (99) 森村浩明, 南秀樹, 土屋正春 : エンジン出力特性と駆動系非線形特性が車両振動に与える影響, 自動車技術会秋季学術講演会前刷集, 852077(1985)
- (100) 谷口修他 : 振動工学ハンドブック, 養賢堂(1985)
 ・ p.320 (7.51) ・ p.328 (7.73a)
 ・ p.330 (7.77b) :
$$v_r = \xi_p \frac{(T/t_0) \cos(\pi_0/T)}{T^2/4t_0^2 - 1}$$
- (101) 近森順, 馬越龍二, 岩田秀之 : FF 車のしゃくり振動について, 自動車技術会シンポジウム(1981)
- (102) 井上実, 高田直人, 居田伸次, 井上等 : FF 車の加減速ショック・振動の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集 921087 pp.97-100(1992)
- (103) 伊神肇 : MT 車加速時前後振動解析モデルと新型 Accord 開発への適用

MSC.ADAMS ユーザー・コンファレンス

- (104) 片桐好浩, 矢谷浩, 伊神肇, 斉藤浩之, 白木達也, 大森生雄 : MT 車加速時の前後振動の研究, *Honda R&D Technical Review*, Vol.15 No.2 (2003)
- (105) 河辺啓行, 金井良一, 石松喜代司, 本井雅人, 児玉敦 : 加減速時の車両前後振動の低減, *SUBARU Technical Review* Vol.30 (2003)
- (106) 自動車技術ハンドブック 第 1 分冊 p.311(1992)
- (107) 高橋二三男, 門松晃司 : タイヤスリップ剛性と減衰の関連について 自動車技術会シンポジウム(1999-11)
- (108) 門松晃司, 高橋二三男 : タイヤのねじり振動モデル, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference 2000 [No.00-6], 設計・生産者のための振動・騒音問題の実例, 「v-BASE」フォーラム資料集(2000)
- (109) Ise,K., Yoshida,S, Yonekawa,T : Engine Rigid Body Motion in Transverse F.W.D Vehicles During Acceleration, '85 Technologies Automobiles AT85021
- (110) 酒井秀男 : タイヤ工学(改訂版) p.154 図 7.2.26 (2001)
- (111) 小出昭一郎 : 解析力学 p.20 pp.50-52, 岩波書店(2004)
- (112) 菊池一裕, 藤原靖彦 : 車両前後方向振動に対する人間の感覚特性について, 自動車技術会学術講演会前刷集 862089(1986-10)
- (113) 谷口修他 : 振動工学ハンドブック pp28-29, 養賢堂(1985)
- (114) 岡部紳一郎, 村山康弘 : エンジン過渡出力と FF 車の加減速ショック, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.2(1989)
- (115) 竹内正, 崔敬坤, 菅章二, 梅井一英 : 加減速ショック低減のための伝達系感度解析と起振力抑制制御, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.15 (2003)
- (116) 谷口修他 : 振動工学ハンドブック pp.323-326, 養賢堂(1985)
- (117) Togai,Kazushige et al : Vibration Suppression Strategy with Model Based Command Shaping: Application to Passenger Car Powertrain SICE(2002)
- (118) 森村浩明 : 車両の加速ショックの研究(運転性振動モデルと過渡トルク立ち上がり波形の解析), 日本機械学会論文集(C編) 69 巻 688 号(2003-12)

- (119) Hartog,Den : Mechanical Vibrations 4th edition p.392(1956)
- (120) 門松晃司, 岩永良久 : 車体音響感度と加振点コンダクタンスの考察, 日本機械学会論文集(C編) 68 巻 676 号(2002-12)
- (121) 鈴木賢一郎, 屋代春樹, 納所弘 : 車体入力点剛性と車両の振動騒音特性について, 自動車技術会学術講演会前刷集, 812B53, pp.341-344(1981)
- (122) Olatunbosun,A.O et al. : New Structural Dynamic Performance Standards for Vehicle Refinement. ATA(1992-4)
- (123) Voutyras,Mark et al. : Assessing Design Concepts for NVH Using HYFEX (Hybrid Finite Element/Experimental) Modeling.SAE951249(1995)
- (124) Pinnington,J.R and White,G.R. : Power Flow through Isolators to Resonant and Non-Resonant Beams, Journal of Sound and Vibration 75(2), 179-197(1981)
- (125) 金在徹, 大野進一, 大石久巳, 鈴木常夫 : 加振力を発生する機器から支持構造物に入力する振動パワーの推定, 日本機械学会講演論文集, No.954-3,(1995)
- (126) 林巖, 岩附信行, 牧泰希 : 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第 1 報) , 日本機械学会論文集(C編) 56 巻 531 号, No.90-0045A,(1990-11)
- (127) 林巖, 岩附信行, 牧泰希 : 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第 2 報) , 日本機械学会論文集(C編) 56 巻 531 号, No.90-0046A, (1990-11)
- (128) 林巖, 岩附信行 : 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第 3 報) , 日本機械学会論文集(C編) 57 巻 535 号, No.90-0622A, (1991-3)
- (129) 子安勝他 : 音響工学講座 4 , 騒音・振動 (上) , コロナ社, p.154 p.150(1978)
- (130) 谷口修他 : 振動工学ハンドブック, p.31, 養賢堂 (1985)
- (131) 大槻喬他 : 電気回路, オーム社, p.24(1974)
- (132) Manning,E.Jerome : Use of Measured Mobility to Improve SEA Predictions in the Mid-Frequency Range. DETC/VIB-8196,(2000)
- (133) 長松昭男 : モード解析, pp.30-31, 培風館(1988)
- (134) 新型車解説書 MINICA, MINICA ECONO H11 No.1034630 p.30 三菱自動車工業(株), 三菱自動車販売(株) 1984/2
- (135) 新型車解説書 MINICA, MINICA TOPPO H3# No.1034B30 pp.0-16,1-3,1-16,1-17 三菱自動車工業(株) 1993/9

- (136) 新型車解説書 MINICA, MINICA toppoBJ H4# No.1034F30 p.1-25 三菱自動車工業(株) 1998/10
- (137) 新型車解説書 ek WAGON H81W No.1034J30 p.32-2 三菱自動車工業(株) 2001/10
- (138) 新型車解説書 ek WAGON ek SPORT ek CLASSY H81W No.1034J33 p.32-1 三菱自動車工業(株) 2003/5
- (139) 新型車解説書 i HA No.1034K30 p.32-2 三菱自動車工業(株) 2006/1
- (140) 新型車解説書 COLT Z25～Z28 No.103A230 p.32-2 三菱自動車工業(株) 2002/11
- (141) 整備解説書 MIRAGE A15# No.10314010 p.11 三菱自動車工業(株) 1978/9
- (142) ミラージュ主要変更点 A15# No.1050501 p.8 三菱自動車工業(株) 1979/3
- (143) 新型車解説書 MIRAGE A15# No.1030530 pp.44-45 三菱自動車工業(株) 1980/10
- (144) 新型車解説書 MIRAGE, LANCER CA～CD No.1036830 pp.1-113,1-114,1-115,1-116 三菱自動車工業(株) 1991/10
- (145) 新型車解説書 MIRAGE, LANCER CJ～CM No.1036F30 pp.1-65 三菱自動車工業(株) 1995/10
- (146) 新型車解説書 MIRAGE-DINGO No.1036L30 pp.1-24,1-25 三菱自動車工業(株) 1998/10
- (147) 新型車解説書 TREDIA, CORDIA-XG, CORDIA-XP A211～A213 No.1038130 pp.20,21 三菱自動車工業(株) 1982/2
- (148) 新型車解説書 TREDIA TURBO, CORDIA TURBO A212A,A213A No.1038132 pp.10,11,77,78,120 三菱自動車工業(株) 1983/7
- (149) 新型車解説書 GALANT Σ , ETERNA Σ E12A,E13A,E15A No.1038730 pp.27-31 三菱自動車工業(株) 1983/8
- (150) 新型車解説書 GALANT, ETERNA Σ HARDTOP E15A No.1038830 p.1-4

三菱自動車工業(株) 1984/10

- (151) 新型車解説書 GALANT E3# No.1038530 p.1-35 三菱自動車工業(株) 1987/10
- (152) 新型車解説書 GALANT, ETERNA E5#~E7# No.1038F30 p.1-47 三菱自動車工業(株) 1992/5
- (153) 新型車解説書 GALANT, LEGNUM EA,EC No.1038S30 p.1-35 三菱自動車工業(株) 1996/8
- (154) 新型車解説書 DEBONAIR S22,S27 No.1038L30 p.1-8 三菱自動車工業(株) 1992/10
- (155) 新型車解説書 DIAMANTE F3#,F4# No.1038P30 p.1-29 三菱自動車工業(株) 1995/1
- (156) 新型車解説書 PROUDIA,DIGNITY S32,S33,S43 No.103A030 pp.1-25,1-26 三菱自動車工業(株) 1999/12
- (157) 新型車解説書 STARLET EP82,NP80 品番 61369 pp.3-47,3-99,3-106 トヨタ自動車(株) 1989/12
- (158) モーターファン別冊 第340弾 TOYOTA パッソ, DAIHATSU ブーン 2004/7
- (159) 新型車解説書 MR2 AW1# 品番 61290 pp.3-3,3-9,3-13,3-48 トヨタ自動車(株) 1984/6
- (160) 新型車解説書 カローラ E8# 品番----- p.2-11 トヨタ自動車(株) 1985/5
- (161) 新型車解説書 スプリンター E8# 品番 61500 トヨタ自動車(株) 1985/5
- (162) 新型車解説書 カローラ E9# 品番 61324 pp.1-18,2-4,3-57,4-39,5-7 トヨタ自動車(株) 1987/5
- (163) 新型車解説書 カローラ E9# 品番 61353 p.2-110 トヨタ自動車(株) 1989/5
- (164) 新型車解説書 カローラ E10# 品番 61388 pp.2-44,2-45,2-71,2-96,2-136,2-145,2-156,2-157 トヨタ自動車(株) 1991/6
- (165) 新型車解説書 COROLLA E11# 品番 61282 pp.1-12,1-19,1-22,1-33 トヨ

タ自動車(株) 1995/5

- (166) 新型車解説書 カローラⅡ EL3#,NL30 品番 61311 pp.3-11,3-52,3-69 トヨタ自動車(株) 1986/5
- (167) 新型車解説書 カローラⅡ EL3#,NL30 品番 61319 pp.2-7,2-34 トヨタ自動車(株) 1986/9
- (168) 新型車解説書 カローラⅡ EL4#,NL40 品番 61384 pp.3-73,3-74 トヨタ自動車(株) 1990/9
- (169) 新型車解説書 Vitz 品番 61885 p.1-30 トヨタ自動車(株) 1999/1
- (170) 新型車解説書 PLATZ SCP11,NCP1# 品番 61893 p.1-69 トヨタ自動車(株) 1999/8
- (171) 新型車解説書 Vitz SCP1#,NCP1# 品番 71074 p.1-75 トヨタ自動車(株) 2002/12
- (172) 新型車解説書 カリーナ ED ST180-183 品番 61356 pp.3-6,3-7,3-16,3-40 トヨタ自動車(株) 1989/9
- (173) 新型車解説書 トヨタコロナ AT,ST,CT 品番 61205 pp.2-27,2-47,2-75,2-79 トヨタ自動車(株) 1992/2
- (174) 新型車解説書 カムリ SV10 品番 61260 トヨタ自動車(株) 1982/3
- (175) 新型車解説書 ビスタ SV10,SV12,CV10 品番 61289 p.2-53 トヨタ自動車(株) 1984/5
- (176) 新型車解説書 CAMRY SV20-21,CV20 品番 61314 p.3-40 トヨタ自動車(株) 1986/8
- (177) 新型車解説書 VISTA SV30-35,CV30 品番 61376 p.3-93 トヨタ自動車(株) 1990/7
- (178) 新型車解説書 カムリ SV3# 品番 61375 pp.3-24,3-25,3-49,3-50,3-78,3-97,3-112 トヨタ自動車(株) 1990/7
- (179) 新型車解説書 CAMRY SV40-43,CV40 品番 61256 p.1-48 トヨタ自動車(株) 1994/7
- (180) 電子技術マニュアル CAMRY ACV3# No.CD0401 トヨタ自動車(株)

2001/9

- (181) 電子技術マニュアル CAMRY ACV4# No.CD0602 トヨタ自動車(株)
2006/1
- (182) 新型車解説書 WINDOM VCV1# 品番 61203 pp.2-62,2-63 トヨタ自動車(株) 1991/9
- (183) 新型車解説書 WINDOM MCV2# 品番 61829 pp.1-50,1-51 トヨタ自動車(株) 1996/8
- (184) 電子技術マニュアル WINDOM MCV30# No.CD0402 トヨタ自動車(株)
2001/8
- (185) サービス周報 ブルーバード U12 F007588 pp.B-133~B-136 日産自動車(株) 1987/9
- (186) 新型車解説書 ブルーバード U13 F007674 pp.B-152~B-158 日産自動車(株) 1991/9
- (187) 新型車解説書 ブルーバードシルフィ G10 F054932 pp.B-73~B-74 日産自動車(株) 2000/8
- (188) 新型車解説書 サニー, NX クーペ B13 F010640 pp.B-174~B-179 日産自動車(株) 1990/1
- (189) 新型車解説書 サニー B14 F010735 pp.B-134~B-137 日産自動車(株)
1994/1
- (190) 新型車解説書 サニー B15 F010877 pp.B-147~B-148 日産自動車(株)
1998/10
- (191) 新型車解説書 サニーデイズ B15 F010908 p.B-51 日産自動車(株)
1999/9
- (192) 新型車解説書 ティーノ V10 F051882 pp.B-93~B-94 日産自動車(株)
1998/12
- (193) 新型車解説書 パルサ, ルキノ N15 F010766 pp.B-151~B-154 日産自動車(株) 1995/1
- (194) 新型車解説書 マーチ K11 F015684 p.B-51,B-52 日産自動車(株) 1992/1

- (195) 新型車解説書 MARCH K12 F015974 p.B-56 日産自動車(株) 2002/2
- (196) 新型車解説書 TIIDA C11,NC11 126026 p.EM-20 日産自動車(株) 2004/9
- (197) 新型車解説書 セフイーロ A32 F017752 pp.B-69～B-71 日産自動車(株) 1994/8
- (198) 新型車解説書 TEANA J31 F058998 pp.B-110,B-111 日産自動車(株) 2003/2
- (199) 新型車解説書 プレサージュ U30 F050868 pp.B-140～B-146 日産自動車(株) 1998/6
- (200) モーターファン別冊 第 248 弾 NISSAN セレナ 1999/8
- (201) モーターファン別冊 第 259 弾 NISSAN バサラ 1999/12
- (202) サービス周報 オースター T12 F009544 p.B-64 日産自動車(株) 1985/10
- (203) 新型車解説書 プリメーラ P11 F009792 pp.B-45～B-47 日産自動車(株) 1995/9
- (204) 新型車解説書 AD ウイングロード Y11 F043894 pp.B-144～B-147 日産自動車(株) 1999/5
- (205) 新型車解説書 WINGROAD Y12 F163058 pp.EM-14～EM-15,EM-29～EM-30 日産自動車(株) 2005/11
- (206) 新型車の紹介 DEMIO DY NM033① pp.B-12,B-13 マツダ(株) 2002/7
- (207) 新型車の紹介 PREMACY CP8W NM026① p.B-12 マツダ(株) 1999/2
- (208) 新型車の紹介 PREMACY CR NM043① pp.01-10-14～01-10-16 マツダ(株) 2005/1
- (209) 新型車の紹介 AXELA BK VM369① pp.01-10B-14～01-10B-17 マツダ(株) 2003/9
- (210) 新型車の紹介 ATENZA GG NM032① pp.B-19,B-20 マツダ(株) 2002/4
- (211) 新型車の紹介 ATENZA GG,GY NM045 pp.01-10-28～01-10-30 マツダ(株) 2005/6

- (212) 新型車の紹介 MPV LW NM028① p.B1-12 マツダ(株) 1999/5
- (213) 新型車解説書 YRV M200G-M211G EH111A pp.D-1～D-2 ダイハツ(株)
2000/8
- (214) サービスマニュアル概要整備 CULTUS, CRESCENT GA,GB GC
40-60G00 p.1A-15 スズキ(株) 1995/1
- (215) サービスマニュアル概要整備 SWIFT CBA-ZC31S 42-85J10 p.1D-1 スズ
キ(株) 2005/9
- (216) モーターファン別冊 第 224 弾 DAIHATSU ストーリア 1998/3
- (217) モーターファン別冊 第 289 弾 TOYOTA ウィンダム 2001/10
- (218) モーターファン別冊 第 312 弾 NISSAN キューブ 2002/12
- (219) モーターファン別冊 第 329 弾 HONDA ライフ 2003/10
- (220) モーターファン別冊 第 50 弾 HONDA プレリウド pp.26,27 1987/5
- (221) モーターファン別冊 第 269 弾 HONDA シビック 2000/10
- (222) モーターファン別冊 第 212 弾 HONDA シビック-タイプ R 1997/10
- (223) モーターファン別冊 第 35 弾 HONDA アコード&ビガー pp.24,25
1985/7
- (224) モーターファン別冊 第 75 弾 HONDA アコード/アスコット, インス
パイア/ビガー p.28 1989/10
- (225) モーターファン別冊 第 235 弾 HONDA インスパイア・セイバー p.25
1998/11
- (226) モーターファン別冊 第 39 弾 HONDA レジェンド pp.20-23 1985/12
- (227) モーターファン別冊 第 180 弾 HONDA レジェンド p.19 1996/4
- (228) モーターファン別冊 第 318 弾 HONDA レジェンド 2004/11
- (229) モーターファン別冊 第 339 弾 HONDA エリシオン 2004/7
- (230) モーターファン別冊 第 247 弾 HONDA ラグレイト p.26 1999/7

- (231) モーターファン別冊 第 225 弾 HONDA キャパ 1998/6
- (232) モーターファン別冊 第 200 弾 HONDA S-MX 1997/1
- (233) モーターファン別冊 第 102 弾 MATSUDA EUNOS プレzzo p.21
1991/7
- (234) モーターファン別冊 第 148 弾 MATSUDA ファミリア 1994/7
- (235) モーターファン別冊 第 166 弾 MATSUDA ボンゴフレンディ p.19
1995/8
- (236) モーターファン別冊 第 327 弾 HONDA インスパイア pp.30~32
2003/8
- (237) 林茂弘, 加納昭一, サブフレームのマウント配置・諸元最適化手法 自
動車技術会論文集 9432327, Vol.25, No.2, 1994/4

謝辞

本論文をまとめるに際し、終始懇切なご指導並びにご査読を賜った神奈川工科大学院・機械システム工学専攻・石濱正男教授に心から感謝申し上げます。

さらに、学位論文として完成させる段階において、同じく神奈川工科大学の大野進一教授、田辺誠教授、川島豪教授、及び法政大学の長松昭男教授の方々には、論文の内容・構成などについて厳しく、且つ的確な助言を頂き、感謝申し上げます。

本論文第6章、モノコック車体の振動音響特性の研究に関して、共同研究として終始暖かい指導をして下さり、又、学位取得を勧めて頂いた故林巖教授（元東京工業大学）には、万感の思いがあります。

本論文第2章のトルクバランスの試作・試験については、丹羽史泰氏(三菱自動車工業株)のご協力によるところが多く、感謝申し上げます。第3章の流体封入マウントの製作・設計に多くの助言を頂きました田辺守氏(丸五ゴム工業株)、同時に、流体封入マウントの解析・試験に尽力いただいた井手俊之氏（元三菱自動車工業株）、塩崎弘隆氏（三菱自動車工業株）に感謝申し上げます。さらに、主成分ベクトル法の実験・計算に多大な功績のある平子直樹氏（元三菱自動車工業株）、振動騒音技術全般にわたり長い間指導を頂いた畑英幸氏（元三菱自動車工業株）に感謝申し上げます。第5章のタイヤモデルに関するデータ、しゃくり振動に関する実験結果と考察をシンポジウムに公表して頂いた高橋二三男氏（株ブリヂストン）に感謝申し上げます。その他多くの方に多大のご協力を頂きました。ここに心から感謝申し上げます。

本論文の趣旨と成果が、振動技術者と自動車工学の発展に些かでもお役に立てば幸いです。

2007年2月 愛知県にて
門松 晃司