

ロードノイズ低減のための サスペンションシステムの考察

Study of Suspension System for Reduction of Road Noise

中 村 聡*
Sou NAKAMURA

牧 俊 光*
Toshimitsu MAKI

杉 本 寿 敬*
Toshitaka SUGIMOTO

要 旨

コンパクトカーの多くに採用されているフロントストラット形式およびリヤトーションビーム形式のサスペンションシステムをロードノイズ性能の観点から考察した。解析対象周波数は 100 Hz から 200 Hz の低周波領域とした。同形式サスペンションを有する 14 車種の車両実験により、共通したサスペンション振動モードが存在することを明らかにした。また、FE モデルによる解析によりそれぞれの振動モードのメカニズムを理解し、ロードノイズ性能を向上させるための設計指針を得ることができた。

ABSTRACT

The front strut / rear torsion beam suspension systems employed in the majority of compact cars were considered from the perspective of road noise performance. The low-frequency band from 100 to 200 Hz was the subject of the analysis. Tests using 14 vehicles employing front strut / rear torsion beam suspension systems demonstrated the existence of shared suspension vibration modes. FE model analyses clarified the mechanisms of the respective vibration modes, helping to enable the identification of design guidelines for the enhancement of road noise performance.

1. まえがき

燃費性能向上とそれを目的とした車体の軽量化は近年の車両開発において最も重要な技術要素の一つである。一般に車体の軽量化と NV 性能は背反するものであり、その両立は大きな課題となっている。中でもロードノイズはタイヤ、ホイール、サスペンション、サブフレーム等の軽量化による影響を受けやすく、特にコンパクトカーにおいては荒れた路面を走行する際に車室内に発生する低周波 (100 Hz から 200 Hz) ロードノイズが課題となる場合が多い。

低周波ロードノイズには多くの部品が関連しているが、中でもサスペンションの固有モードによって生じる振動が室内音に大きな影響を与えることが知られている^{(1), (2)}。

*四輪 R&D センター

ロードノイズの正確な予測のためには、タイヤ固有値やボデー音響特性との組み合わせを考慮したサスペンションの特性の検討が必要である⁽³⁾。一方、サスペンションはタイヤやボデーの特性が十分に予測できない開発の早期段階において基本仕様を決定するため、サスペンションシステムのみでの性能検討技術も必要である。本研究では解析の対象をサスペンションに限定し、ロードノイズに影響の大きい振動モードの特定と、その振動メカニズムの解明をおこなった。

対象とするサスペンション形式は、コンパクトカーで主流となっているフロントストラットおよびリヤトーションビーム (Fig. 1) である。

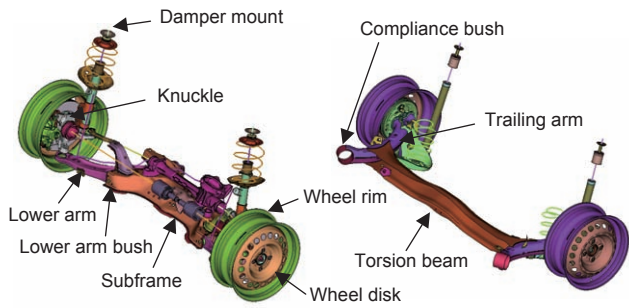


Fig. 1 Front strut and rear torsion beam suspension

2. 本研究の進め方

フロントストラットおよびリヤトーションビーム形式サスペンションは車両が異なっても、サスペンション支持点の配置や部品の構成はほぼ同じである。また解析対象をコンパクトカーに限定した場合、ホイールやサスペンション部品の重量や剛性に大きな違いはない。よってサスペンションの振動モードを決定するバネ、マス要素の分布も類似したものになり、それぞれのサスペンション形式は共通した振動モードを持つことが推察される。

まずこれらの振動モードのメカニズムを解析する。次に同形式のサスペンションを有する比較車両をテストすることにより、振動モードメカニズムの共通性を確認し、各車両の性能差を生ずる原因を明らかにする。さらに振動メカニズムから導かれるロードノイズ低減手法について検討した結果を述べる。

3. サスペンション振動メカニズム

Fig. 2 に代表車両のロードノイズ評価路面走行時の運転者耳位置の室内音圧とフロントホイール下端左右加振時のナックル下部左右振動応答の計測例を示す。音圧、振動ともに 120 Hz と 180 Hz 付近に大きなピークが存在している。

Fig. 3 に後席者耳位置音圧とリヤホイール下端左右加振時のコンプライアンスブッシュ取付点上下振動応答の計測例を示す。120 Hz 付近に音圧、振動ともに大きなピークが

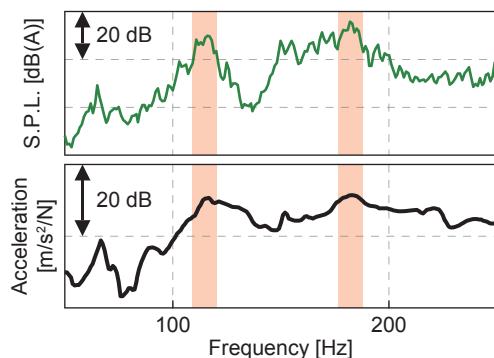


Fig. 2 Road noise and front suspension vibration

存在する。

これらの振動のピークの原因であるサスペンション振動モードのメカニズムを FE モデルのパラメータスタディにより分類する。

3.1. フロントストラット形式の振動モード

Fig. 4 に 120 Hz 付近の振動モードを示す。ダンパケース、ナックル、ホイール、ロアアームがほぼ一体となってキャンバ方向に回転するモードであり、サスペンション全体が剛体として回転しているように見えるため、本研究では剛体キャンバモードと呼ぶことにする。

Fig. 5 に 180 Hz 付近の振動モードを示す。ホイールのディスク面、ハブベアリング、ナックル等が弾性変形をし

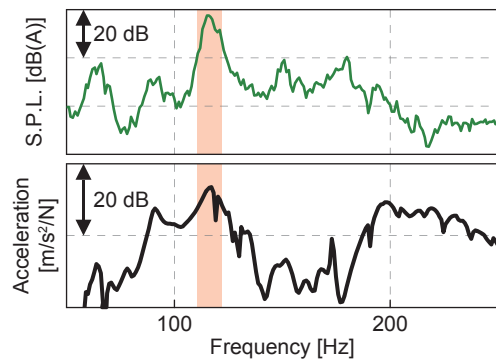


Fig. 3 Road noise and rear suspension vibration

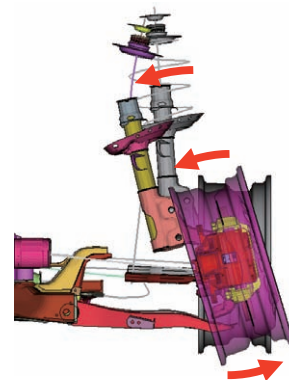


Fig. 4 Rigid camber mode

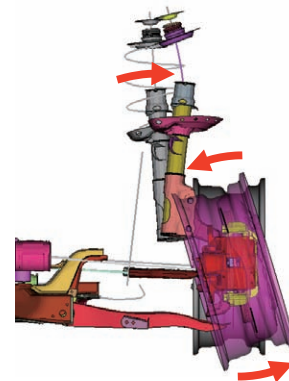


Fig. 5 Elastic camber mode

ながらホイールがキャンバ方向に回転するモードであるため、弾性キャンバモードと呼ぶことにする。

3.1.1. 剛体キャンバモード振動メカニズム

剛体キャンバモードを簡易的なバネマス系で表現すると Fig. 6 に示すようなモデルになる. 図中の M はマス要素を, K はバネ要素を表す. サスペンション全体の大きなマスを上部はダンパロッドとダンパマウントとダンパ取付点の直列バネ, 下部はロアアーム取付点剛性の二つのバネで支持している構造とみなせる. この上下の二つのバネが本モードをコントロールする要素となる.

3.1.2. 弾性キャンバモード振動メカニズム

Fig. 7 に弾性キャンバモードの簡易的なバネマスモデルを示す。主マス要素であるホイールリムの中心を、主バネ要素であるハブベアリングのこじり剛性とホイールディスク面の倒れ剛性の二つの回転バネで支持する構造とみなせる。ナックルつる首部、ダンパロッド、ダンパマウントもバネ要素として振動モードに影響を与える部位である。

3.2. リヤトーションビーム形式の振動モード

トーションビーム形式のサスペンションは、左右連結された重い構造物を比較的柔らかいコンプライアンスブッシュで支持する構造のため、振動入力遮断性能に優れ、ロードノイズに有利な形式である⁽⁴⁾。しかしながら、トーションビームは左右のトレーリングアーム間を接合するねじりバネとして機能する部材であるため弾性変形しやすく、ロードノイズに与える影響も比較的大きい。

Fig. 8 に 120 Hz の振動モードを示す. 代表車両のトーションビームの U 字断面は前方向に開いている形式であ

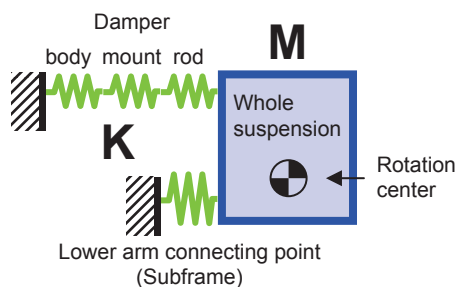


Fig. 6 System concept of rigid camber mode

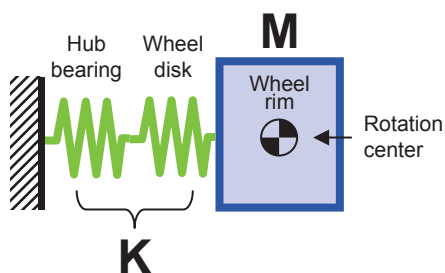


Fig. 7 System concept of elastic camber mode

る. ホイールがキャンバ方向に回転しながら, ビームの中央部が弾性変形し, ピッチング挙動を生じている.

3.2.1. トーションビーム弾性変形モード振動メカニズム

Fig. 9 の概念図に示すように、ホイールのリムとビームの中央部がマス要素、トレーリングアームのねじれ、トーションビーム、コンプライアンスブッシュが主なバネ要素である。

フロントサスペンションと同じくホイールリムはキャンバ方向に回転する。よってビーム本体には上下に曲げようとする力が加わる。ビームの U 字断面が前開きの場合は、ビーム断面のせん断中心が断面の後方に位置するため、上下曲げと同時にねじれ挙動を生ずる。

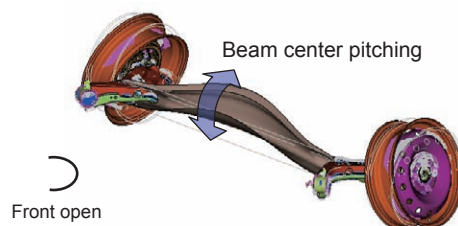


Fig. 8 Torsion beam vibration mode, with front open section

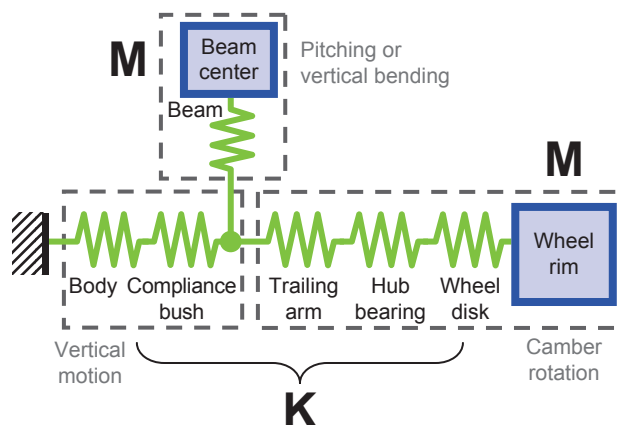


Fig. 9 System concept of torsion beam mode

4. テスト手法

3章で述べたサスペンション振動モードの共通性を確認するために、複数の車両の加振テストをおこなった。テストした車両はすべてコンパクトカーと呼ばれるカテゴリーに属する。フロントストラットサスペンションは、車両10台、さらにホイールの材質とサイズ違いを含め、計25種類を加振実験した。リヤトーションビームは、14台の車両を加振実験した。すべてホイール下端左右方向を加振点としたサスペンション各部の伝達関数を測定し、振動モードと代表点の振動伝達特性の比較をおこなった。

5. テスト結果

5.1. フロントサスペンション比較解析結果

剛体および弾性キャンバモードはすべてのテスト車両にて確認できた。この二つのモードはフロントストラット形式のサスペンションにはほぼ存在すると考えられる。Fig. 10 に比較車両 5 台のナックル下端左右の振動伝達関数を示す。剛体キャンバモードは車両ごとの固有値の差が小さいが、振動応答レベルの差は大きい。弾性キャンバモードは車両ごとの固有値の差が大きい、振動応答レベルの差は小さい。

Fig. 11 に剛体キャンバモード周波数でのナックル左右振動応答とロアアーム取付点上下剛性の関係を示す。主バネ要素であるロアアーム取付点剛性が高いほど、サスペンション振動が低く、ロードノイズ性能に優れることがわかる。

5.2. リヤサスペンション比較解析結果

全測定車両のモード配列を Fig. 12 に示す。各車両とも 100 Hz から 200 Hz において多くの共通する振動モードを持つが、主入力点であるコンプライアンスブッシュ上下方向の振動が大きくロードノイズの主要因となる振動モードは、ビームの U 字断面の開き方向によって異なることがわかった。

U 字断面が前に開いている場合は、Fig. 8 に示したビーム中央がピッチングする振動モードであり、U 字断面が

下に開いている場合は、ビームが上下曲げしつサスペンション全体が上下する振動モード (Fig. 13) である。

このモードの振動応答レベルをコンプライアンスブッシュ取付点のボデー側上下方向で比較した。Fig. 14 にコンプライアンスブッシュ上下方向振動遮断量とボデー側振動の関係を示す。車両ごとに大きな差があり、その大きさはコンプライアンスブッシュ上下方向の振動遮断量と相関が高いことがわかった。振動遮断量が大きい、すなわちブッシュの上下バネ値が低いほど、ボデー側振動も低くロードノイズ性能は優れるといえる。

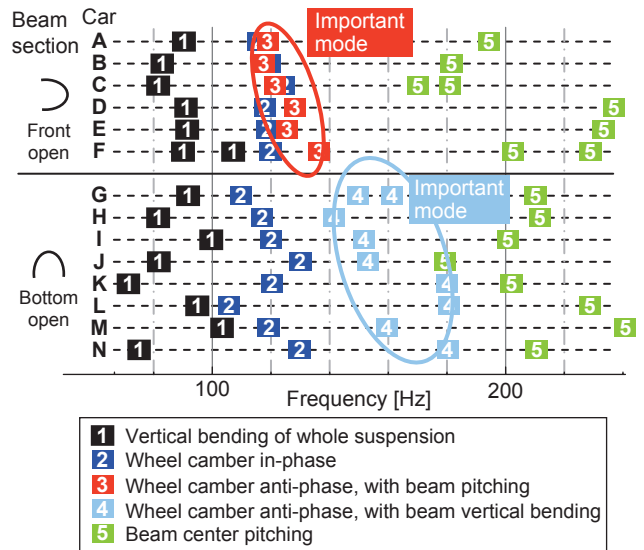


Fig. 12 Rear torsion beam suspension modes

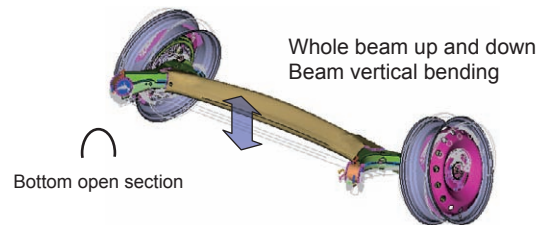


Fig. 13 Torsion beam vibration mode, with bottom open section

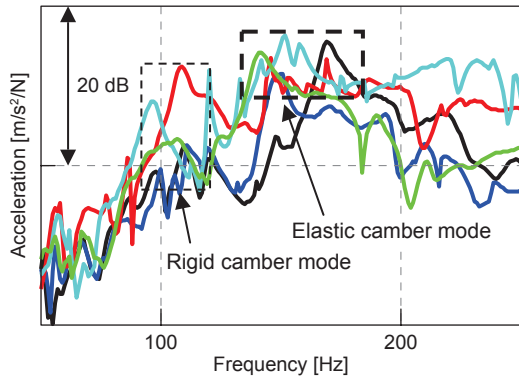


Fig. 10 Camber modes of various cars

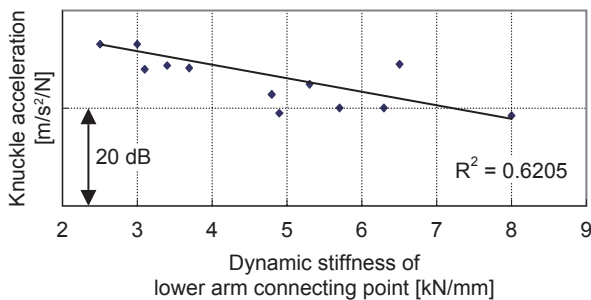


Fig. 11 Lower arm connecting point vertical dynamic stiffness and knuckle acceleration

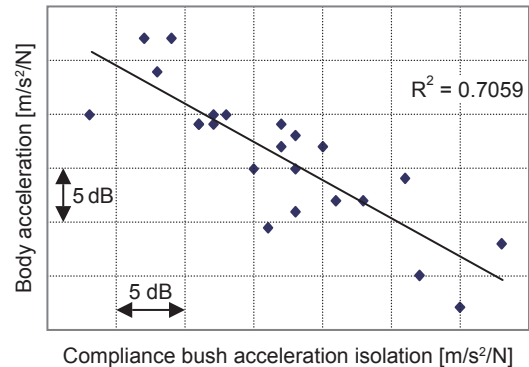


Fig. 14 Compliance bush isolation and body acceleration

6. ロードノイズ低減手法の検討

サスペンション振動モードが原因となって発生するロードノイズの音圧を低減する手法について述べる。

6.1. フロント剛体キャンバモード

室内音に対して寄与の大きい伝達経路であるロアアーム取付点の振動を低減する手法を検討した。キャンバ方向に回転する大きなマスを距離の離れた二つのバネ要素で支持する構造なので、二つのバネの比率によりマスの回転中心をコントロールできる。ベースの状態ではホイールセンター中心付近に位置している回転中心を、ダンパマウントの左右方向バネ低減により下方へ移動することで、ロアアームの振動入力を低減することができた。Fig. 15 に概念図を、Fig. 16 に実機での対策確認結果を示す。

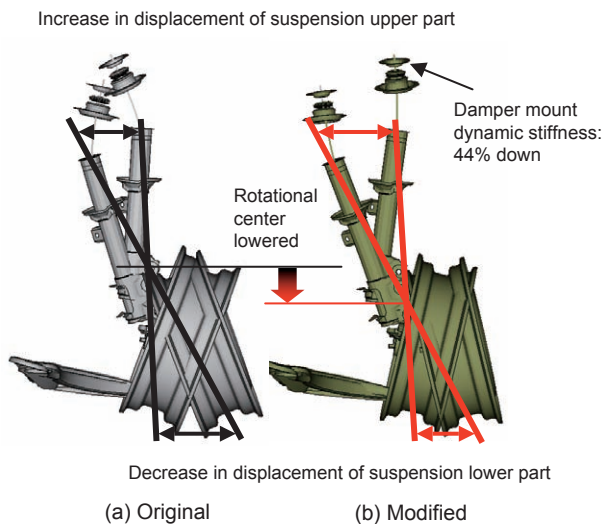


Fig. 15 Lower rotational center of rigid camber mode

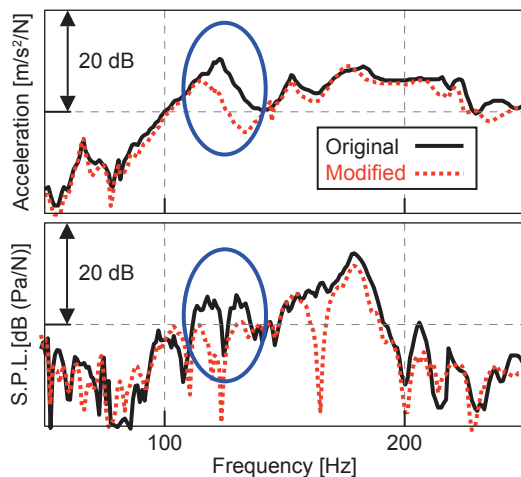


Fig. 16 Enhancement of rigid camber mode by decreasing damper mount lateral stiffness

6.2. フロント弾性キャンバモード

6.2.1. 弾性キャンバ固有値と室内音の相関

5.1. 節で述べたように、弾性キャンバモードは振動レベルに大きな差はなく、固有値に大きな違いがある。

弾性キャンバモードの固有値とホイール下端左右加振時の室内音の関係を調べたところ Fig. 17 に示すようにゆるやかな相関関係があり、固有値が低いほど加振音圧も小さい傾向にあるという結果が得られた。

弾性キャンバモードの固有値が低いということは、主マ要素であるホイールリムの重量が重いことによる場合が多いので、加振音圧が小さくなることは当然の結果ではある。しかしながら今回の計測では、ほぼ同質量のホイール同士での比較でも同様な結果が得られたので (Fig. 18), 重量によらず固有値が低い方がロードノイズ性能が良い傾向にあるといえる。この結果から、弾性キャンバモードの固有値が低いほど、ボデー応答側の固有値との連成度合いが弱まること、さらに各車両共通して弾性キャンバモード付近の周波数にボデー応答側の弱点を持っていることが推測される。

6.2.2. ボデー音響感度についての考察

次にボデー応答側であるサスペンション取付点から室内音計測位置までの音響感度 (以下ボデー音響感度) について

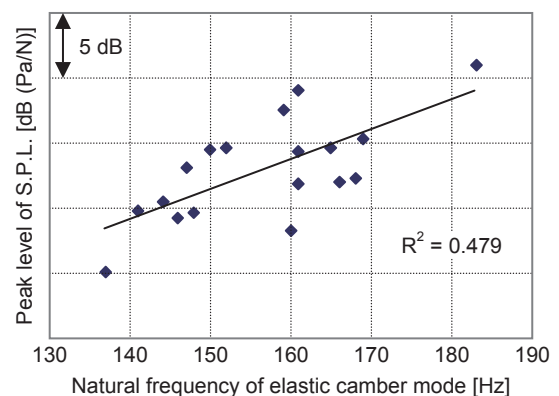


Fig. 17 Elastic camber mode natural frequency and S.P.L.

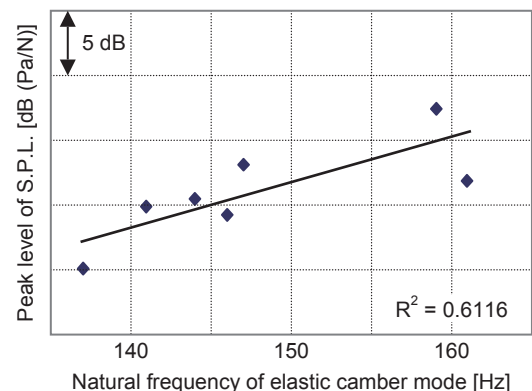


Fig. 18 Elastic camber mode natural frequency and S.P.L. around 8 kg wheel only

述べる。ボデー音響感度はサスペンション取付点のイナータンスやボデー骨格モード、各部パネルの振動特性などさまざまな要素によって決まるため、今回測定した車両すべてで同じ周波数帯域に弱点を持つとは考えにくい。しかしながら、ボデー音響感度を決定する要素の一つである室内音響モードは、キャビンの形状と容積で基本特性が決まるため、ほぼ同サイズの車両を用意した今回の計測では、同じような周波数帯域に音響モードのピークを持つことは十分考えられる。

Fig. 19 に室内音響モードとボデー音響感度の計測例を示す。室内音響モードを表す指標としては、運転者耳位置でランダムノイズをスピーカにて発生させた場合の同位置マイクロフォンまでの伝達関数（音圧 / 体積加速度）を用いた。ボデー音響感度を表す指標としては、フロントサスペンション全取付点のボデー音響感度を平均した値を用いた。図からわかるように、平均化された音響感度と室内音響モードはともに弾性キャンバモード帯域に近い 160 Hz から 180 Hz の間の同じ周波数にピークを持つ。よって室

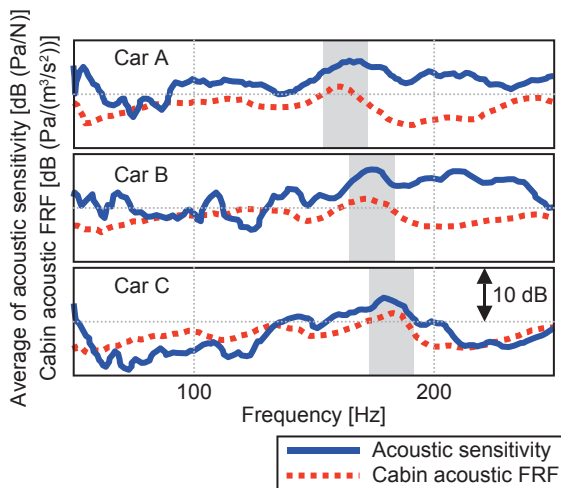


Fig. 19 Cabin acoustic mode and body acoustic sensitivity

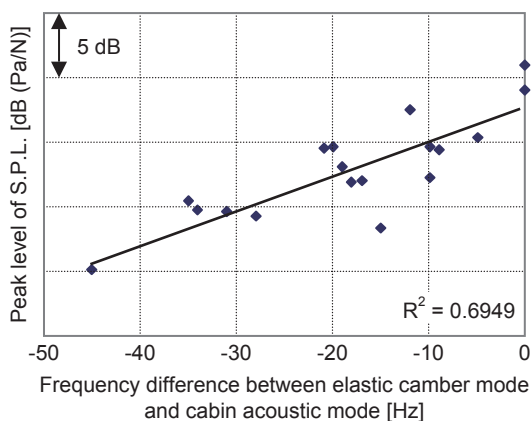


Fig. 20 Frequency difference between elastic camber mode and cabin acoustic mode, and S.P.L.

内音響モードの固有値はボデー音響感度にもピークとして現れると考えられる。この音響モードの周波数は開発初期のキャビン形状が決まった段階で予測できるため、サスペンションの弾性キャンバモードの固有値をずらす対応をとることが可能である。

Fig. 20 に Fig. 17 の横軸を弾性キャンバモードと室内音響モードの周波数の差分に変更したグラフを示す。相関がより高くなっていることがわかる。

6.2.3. ロードノイズ低減効果確認

弾性キャンバモードの固有値変更によるロードノイズ低減を検討した。主バネ要素であるベアリングこじり剛性とホイールディスク面倒れ剛性を変更した。

Fig. 21 にハブベアリングの剛性違い、Fig. 22 にホイールディスク面剛性違いでホイール加振テストをおこなった結果を示す。どちらも弾性キャンバモードの固有値が下がり、室内音が低減していることがわかる。

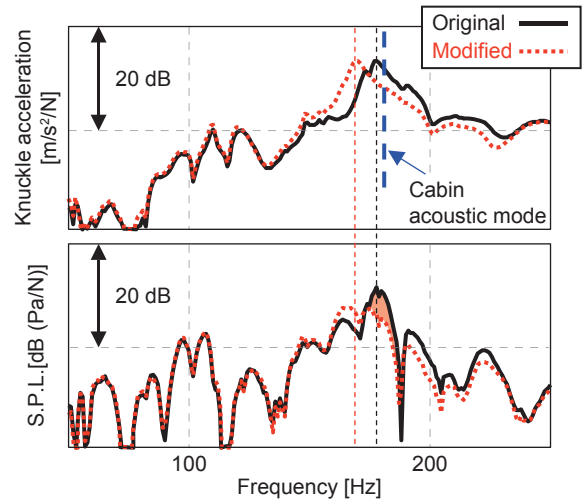


Fig. 21 Enhancement of road noise by decreasing stiffness of hub bearing

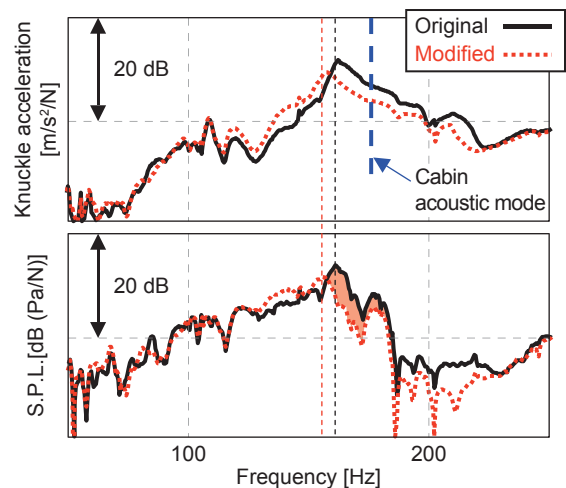


Fig. 22 Enhancement of road noise by decreasing stiffness of wheel disk

6.3. リヤトーションビーム弾性変形モード

5.2. 節で述べたようにロードノイズ性能を向上させる手法としてはコンプライアンスブッシュの上下バネ値低減が有効であるが、それ以外の手法としてビーム本体の形状変更によるコンプライアンスブッシュ取付点上下振動の低減を試みた。検討は量産車の前開き断面トーションビームのFEモデル解析にておこなった。

前述の通り、前開きのビームは上下曲げと同時にビームがねじれ、中央部は断面の後方先端を中心としたピッチング挙動になっている。よってビーム中央前側の上下振動が大きく、コンプライアンスブッシュ取付点振動を増加させている。

コンプライアンスブッシュ取付点は前後に伸びるリヤサイドフレームの下面に配置されるため、構造的に上下方向より前後方向の剛性が高く、ボデー音響感度も前後方向の方が優れる。よって前後方向のサスペンション振動を増やしても上下方向を減らすことができれば、ロードノイズは低減される。この振動特性を達成するために、ビームの開き方向を斜めに変更した。Fig. 23 に結果を、Fig. 24 に両者の動きの違いを示す。ビーム中央の振動が上下方向から前後方向へ変化することにより、コンプライアンスブッシュ取付点の上下振動も低減していることがわかる。同モデル

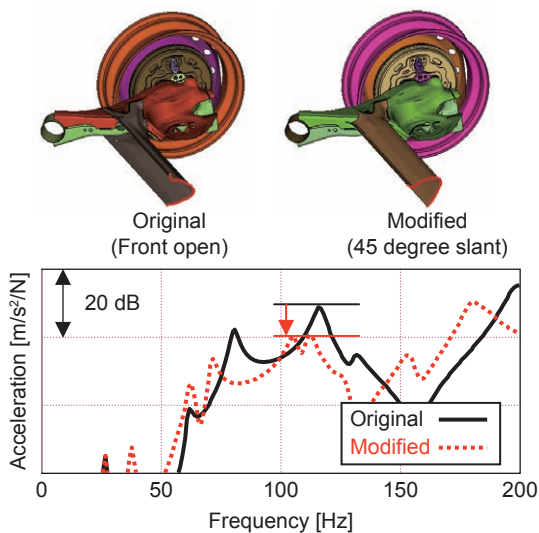


Fig. 23 Enhancement of torsion beam pitching mode

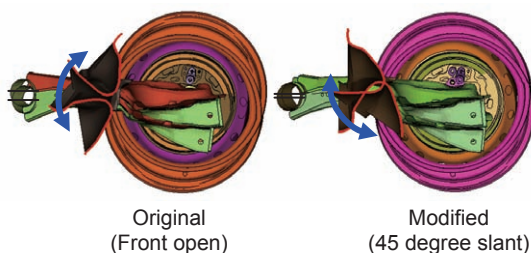


Fig. 24 Enhancement of torsion beam mode shape

にて開き方向を下にすると、Fig. 13 にて説明した下開き特有の別のモードが顕著になり、ロードノイズに影響を与える。本解析では45°が最適な開き角度であった。

7. まとめ

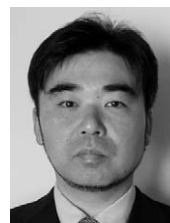
サスペンションFEモデルのパラメータスタディとコンパクトカー14台を調査した結果、以下の結論を得た。

- (1) フロントストラット、リヤトーションビーム形式のサスペンションはロードノイズの主要因となる共通の振動モードを持つことを立証した。主要なモードは、フロントの剛体および弾性キャンバモードと、リヤトーションビームの弾性変形を伴うホイールのキャンバモードである。
- (2) それぞれのモードに対し、振動モードをコントロールするための主バネ、主マス要素を明らかにした。
- (3) ロードノイズ発生メカニズムから導かれるサスペンション振動モードコントロールをおこなうことにより、ロードノイズ性能が向上できることを、実機テストおよび計算予測にて確認した。

参考文献

- (1) 城戸一郎, 末岡淳男: 2つの分系が強く連成する振動系の解析法 (第1報, 自動車サスペンションへの適用), 日本機械学会論文集 (C編), 71巻, 712号, p.1-8(2005)
- (2) 城戸一郎, 上山さぎり, 末岡淳男: 2つの分系が強く連成する振動系の解析法 (第2報, 自動車のタイヤとホイールへの適用), 日本機械学会論文集 (C編), 72巻, 715号, p.735-742(2006)
- (3) 三山栄仁, 赤松博道, 影山雄介, 海老澤弘道, 森田真一, 田中克則, 塩川直希, 宮川隆行: ロードノイズスペクトル適正化のためのタイヤ固有値コントロール技術開発, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.41-09(20095194), p.17-22(2009)
- (4) 神山洋一: FEモデルによるサスペンション振動解析, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.213-218

■ 著 者 ■



中 村 聡



牧 俊 光



杉 本 寿 敬