

ステアリングキックバックの原因に関する力学的解析

Dynamic Analysis on the Cause of Steering Kick Back

小 高 賢 二*
Kenji KODAKA

皆 川 正 明*
Masaaki MINAKAWA

要 旨

ステアリングキックバックのような過渡的な振動現象はその発生原因と現象との因果関係がよく解かっていないことが多い。さらに、キックバックに対しタフネスのあるサスペンションを設計するためのガイドラインというものも確立されていない。

このような現象を解析するために、筆者らは新しい解析手法を試みた。それは、力の釣合に着目して実走中の路面不整に起因するタイヤからの入力、どういった経路でどのようにしてステアリングギヤボックスに伝達しているのかを定量的に把握するものである。

その結果、ステアリングタイロッド軸に発生する軸力の要因が分解可能となり、主要因の発生メカニズムが解明できた。そしてキックバックを削減する定性的指針とサスペンション設計の指針が得られたので、これを紹介する。

ABSTRACT

Transient vibration such as steering kickback in automobile suspension is a technical problem whose cause-and-effect relationship is not well known and for which design guidelines have not been established yet.

In order to investigate such a phenomenon, the authors tried a new method in which the individual contribution of force vector components to the steering tie-rod axial force was examined. These force components and their contribution were calculated from the measured force vector components and the measured acceleration vector components. The method was applied to investigate the causes of steering kickback, and some key design points were found.

1. はじめに

ステアリングキックバックのようなサスペンションの振動問題は過渡的な振動現象であり、周波数領域では容易にその原因が解析できなかった。さらにその発生原因と現象との因果関係もよく解かっていなかったため、サスペンションの設計指針も確立されていなかった。したがってこのような現象を解析するための手法が必要とされていた。

昨今の多チャンネルデジタルデータの計測手法と取得データの加工演算により、実際に起きている現象の詳細な解析をすることが可能となった。

そこで筆者らは実走行時の車輻において、ばね下に伝達される力と慣性力を実測とデータ演算により求め、各々の力ベクトルがステアリング軸にどのように寄与しているか、取得データを基に幾何学計算により明らかにした。

2. ステアリングキックバック

この研究で解析を行っているステアリングキックバックは、車輻が不整路等を走行しているときにドライバが感じ

るおよそ13Hz程度のステアリングホイールの回転振動である。特にドライバが顕著に感じるのは、コーナーリング中に不整路を通過したときや、20km/h程度のゆっくりしたスピードで不整路を通過したときである。今回の研究では前者のケースを詳細に解析している。双方のケースともに、振動はタイヤの接地面より生じており、サスペンションシステムとステアリングシステムを通して伝達され、ステアリングホイールへ伝わっている。この伝達特性はサスペンションおよびステアリングシステムの両方に関連しているが、本論文ではサスペンション特性に焦点をあてて解析を行う。

2. 1. 実走テスト評価手法

ステアリングキックバックを定量的に評価する一般的に確立されたテスト手法はいまだ存在していない。そこで次に示すような手法を用いてコーナーリング中のキックバックを定量的に評価した。テスト車はFig.1に示すように半径45mの定常円を旋回しながら一対のクリートを内輪で乗り越し、この時の内輪のタイロッド軸力を計測している。更に同様な計測を走行速度を変えて繰り返す。内輪に着目した

のは外輪でクリートを乗り越えた場合、キックバックが非常に小さいためである。Fig.2はテスト車A、Bにおいてクリートを乗り越えたときのタイロッド軸力とキングピンモーメントのpeak to peak値を旋回横加速度に対してプロットしたものである。テスト車Aは、テスト車Bと比べて約2倍のキングピンモーメントとなっており、キックバックの大きい車となっている。そこで2車のキングピンモーメント発生メカニズムの違いを解析すればキックバックを減らす為の指針が得られると考え、これら2車を解析対象車とした。

2. 2. 解析の基本原理

路面からタイヤ、タイヤからサスペンション、サスペンションからボディへと伝達される複雑な力の流れを解明するために、走行中におけるこれらの力の計測を行った。そ

の計測手法¹⁾は、次に示すような力のバランス関係に従って求めている。

$$(\text{入力}) + (\text{慣性力}) = (\text{出力})$$

ここで入力力は路面からばね下に伝えられる力であり、慣性力はばね下を加速するのに要する力であり、出力力はサスペンションからボディへと伝達される力である。この概念をFig.3に示す。これら3つの力はそれぞれベクトルであり6種の成分を持ち、そのうち3つは並進力であり、3つは回転モーメントである。慣性力は質量に加速度を乗算することにより求められる。出力と入力、ホイール6分力計で測定した力に慣性力を補正することにより求めている。

キングピンモーメントは出力ベクトルの線形和であるので、入力と慣性力のベクトル各要素の線形和としても表すことができる。この求め方は各要素ベクトルの振幅とキングピン軸へのレバー比(アーム長)との乗算結果として計算

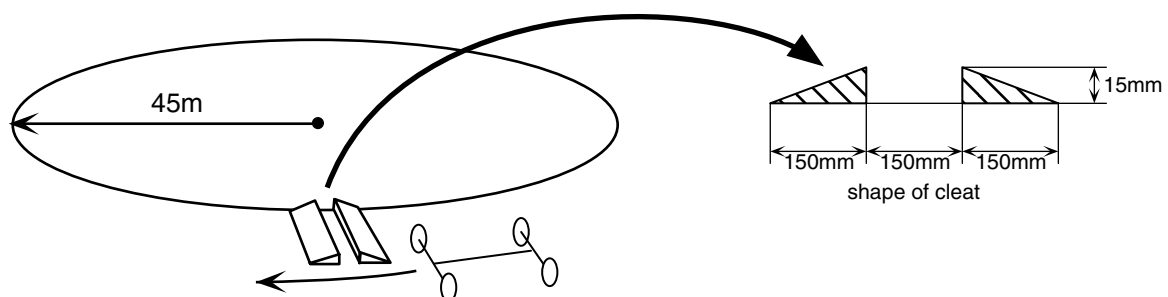


Fig.1 Steering kickback evaluation test

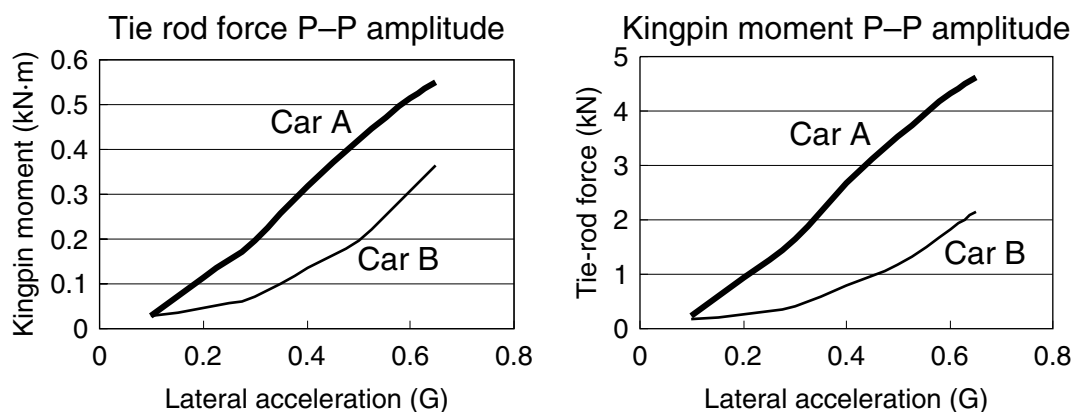
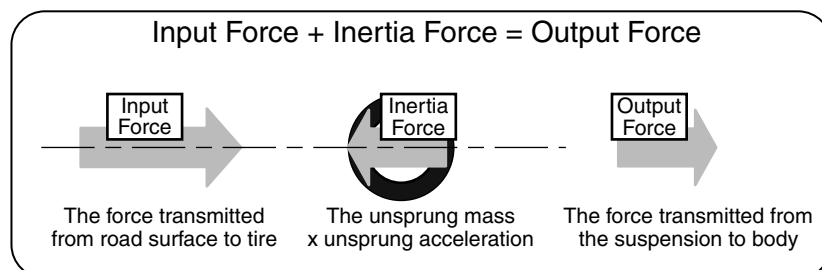


Fig.2 Tie-rod axial force and kingpin moment



A part of output force can be expressed as the sum of contribution components, due to all of the input & inertia force components.

Fig.3 Concept of analyzing method

される。このようにしてキックバックモーメントは入力と慣性力の各ベクトル要素の寄与に分解できる。

本解析手法の基本は、入力と慣性力のそれぞれのベクトル要素のキックバックモーメントへの寄与率を求めることであり、キックバックへの影響の大きい要素は何か、また要素同士で打ち消しあっているものは何かを調べていくことである。

2.3. 測定方法

解析を行うために、入力、慣性力、出力の各要素の測定を行った。慣性力はばね下重心点の加速度にばね下質量を乗算して求める。加速度計は常に重心点に設置できるとは限らない。そこでFig.4で示すように、ばね下質量の重心を原点とする座標軸上に2個(あるいはより多く)の加速度計を設置し内分および外分を用いて重心点の加速度を計算する。同様に角加速度も2個の加速度計間の距離と両者の出力から算出する。

入力はホイール6分力計の測定値にタイヤとホイールの質量により発生する慣性力を補正して求める。

それぞれの力のキングピンモーメントへの寄与度合は、キングピン軸に対する等価なレバー比(アーム長)に、それぞれの力の大きさを乗じることにより求められる。この等

$$XG = \frac{A2 \times G1 - A1 \times G2}{A2 - A1}$$

$$YG = \frac{A6 \times G5 - A5 \times G6}{A6 - A5}$$

$$ZG = \frac{A4 \times G3 - A3 \times G4}{A4 - A3}$$

$$XRG = \frac{G6 - G5}{A6 - A5}$$

$$YRG = \frac{G3 - G4}{A3 - A4}$$

$$ZRG = \frac{G2 - G1}{A2 - A1}$$

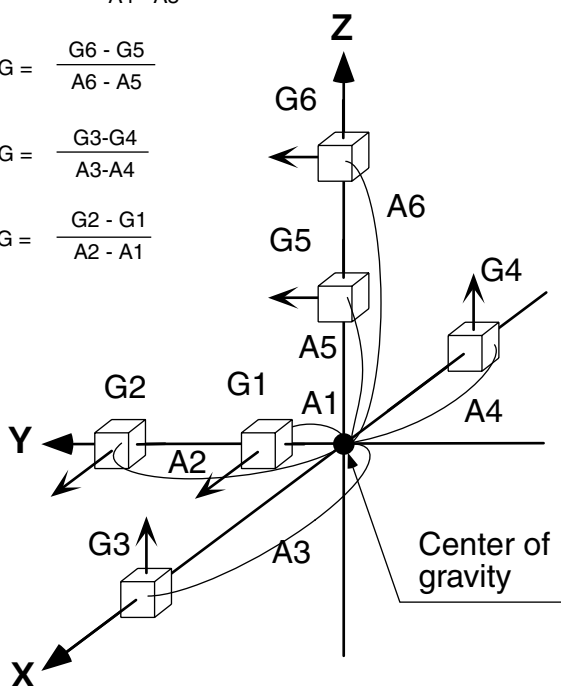


Fig.4 Arrangement of accelerometers

価なレバー比というのは、幾何学的な計算によるものである。たとえば、Fig.5において、ホイールセンターに生じる前後力である F_x によりキングピン軸に生じるキングピンモーメント M_{Fx} の等価なレバー比(アーム長)は、 Re として表わすことができる。ホイールの回転によるジャイロモーメントがキックバックモーメントに与える影響についても同様に考慮し算出した。

すべての力の各要素を計算するためには、24チャンネル以上のデジタルデータを走行中のテスト車から測定しなくてはならない。そこで車載上で計測を行うため48チャンネルのデータ取得システムを用意した。また、解析のためのコンピューターソフトウェアも用意し、複雑な各チャンネル間のデータ演算を行えるようにした。

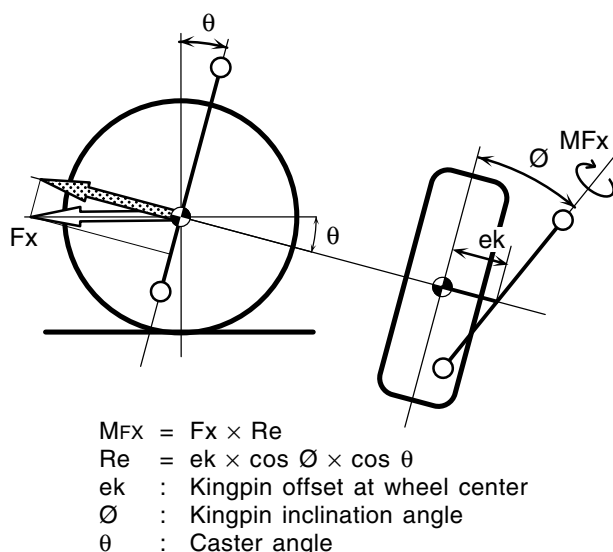


Fig.5 Kingpin moment due to longitudinal force

2.4. 測定結果

Fig.6に旋回中におけるステアリングキックバック時の入力と慣性力を示す。これらは時間軸に対するキングピンモーメントに寄与する6つの力と6つのモーメントである。グラフにおいて各力のベクトルは次のような略号で示されている。

F_x : 前後力, F_y : 横力, F_z : 上下力, M_x : ローリング方向モーメント, M_y : ピッチング方向モーメント, M_z : ヨーイング方向モーメント

テスト車A, Bを比べて大きな違いは以下のとおりである。

- (1) 上下力に関して入力、慣性力ともにテスト車Aはテスト車Bに比べ大きな振幅をもち、ダンピングの悪い特性となっている。
- (2) 入力 F_y と入力 M_z は上下力の変化に起因して、クリート乗り越えの約0.04sec後に鋭い落ち込みをみせている。テスト車Aはテスト車Bに比べ、その落ち込みが顕著である。

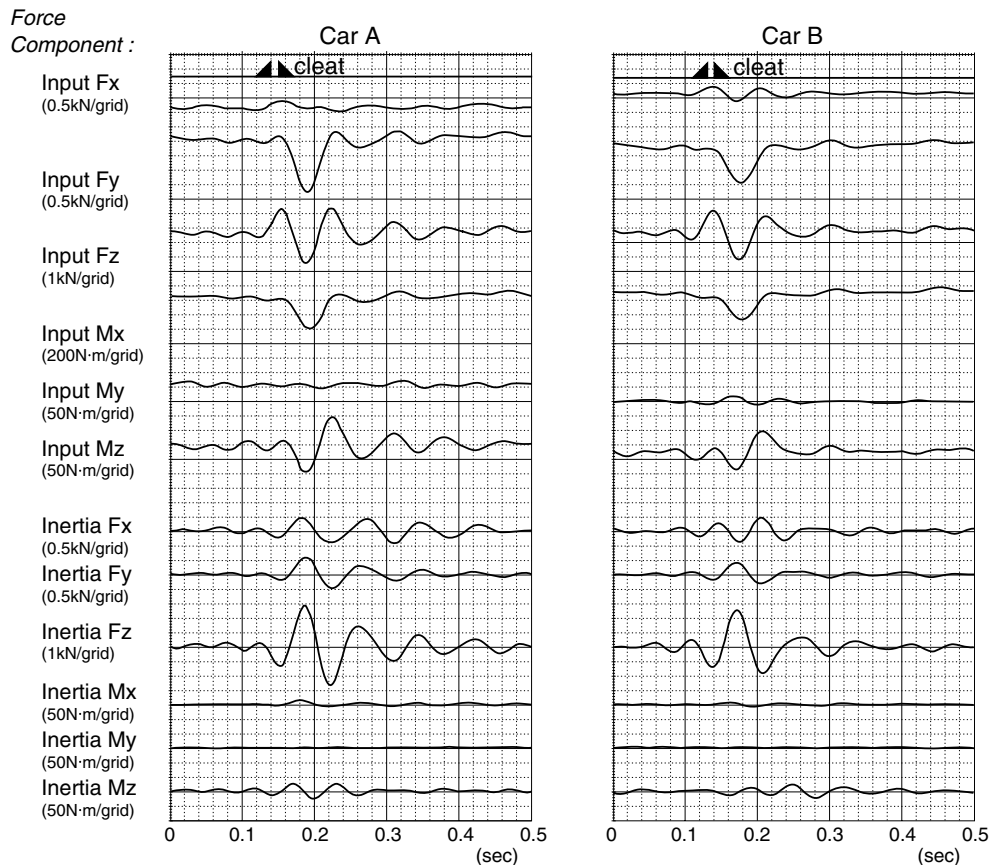


Fig.6 Component of input and inertia forces

- (3) テスト車Aはテスト車Bに比べ入力Mzの振幅が大きくダンピングが悪い特性となっている。
- (4) 力の位相関係の面で見ると慣性力Fxと慣性力Fzに違いがみられる。テスト車Aはこれらの力が同相であるのに対し、テスト車Bは逆相となっている。
- これは、ばね下上下変位に対する前後変位の位相がA車とB車では逆相であることを意味する。

2. 5. キックバックモーメントへの寄与度合

各力成分のキングピンモーメントへの寄与をFig.7に示す。このグラフの下部には、各力成分のキングピンモーメントへの寄与を合計してナックルアーム長で除して求めたタイロッド軸力と、その下には実際にタイロッド軸において計測したタイロッド軸力が示されている。この2つの波形が一致することから計算が正しく行われ、かつタイロッド軸力を構成する要素が14の要素に分解されていることがわかる。

さらにFig.7より次のことがわかる。

- (1) 入力Mzがキングピンモーメントに対し寄与度が大きい。
- (2) 慣性力のX, Y, Z方向が2番目に大きく寄与しておりテスト車A, Bにおいて位相が異なっている。テスト車Aは慣性力が入力Mzに対し同相に働いており、その結果大きなキックバックモーメントを生じている。

一方テスト車Bにおいては、入力Mzに対し逆相に働いており、結果としてキックバックモーメントを小さくしている。この位相角の違いがトータルのキングピンモーメントの振幅に重要である。試しに慣性力の符号を反転させてトータルのキングピンモーメントを試算したところ、テスト車Bの方がテスト車Aに比べて大きなキングピンモーメントになるという結果が得られた。

以上により、ステアリングキックバックを減少させるためには次の2点が重要であると考えられる。

- (1) 入力Mz変化の振幅を減少させること。
- (2) 入力Mzに対し慣性力の位相を逆相にして打ち消しをはかること。

3. キックバック要因解析

前述した仮説を検証するために実車テストでの確認を行った。

3. 1. 要因1：入力Mz低減

入力Mz(アライニングトルク)は次式のように示される。

$$M_z = C_a \times F_z \times \beta$$

ここで、 C_a ：アライニングスティフネス係数、 F_z ：上下荷重(接地荷重)、 β ：タイヤすべり角を示す。このことか

ら、上下荷重変化あるいはスリップ角変化を変えることにより、Mz変化を変えることができる。Fig.8に示すように、キックバック発生時においてタイヤの接地荷重は-80%から、+60%の激しい変化を起こすのに対し、すべり角の変化は、±25%以下である。したがって、Mz変化の主要因は接地荷重変化であると考えられる。

Fig.9に示すように、タイヤ横力特性の非線形性を考慮すると、Mz振幅を減少させるためには次のようなことが重要である。

- (1) 上下荷重変化を小さくすることが横力振幅とMz振幅を減少させる。
 - (2) 定常旋回時における定常上下荷重を増大させることが上下荷重変化に対する横力変化を減少させる。
 - (3) 定常旋回時における定常すべり角を小さくすることが上下荷重変化に対する横力変化を減少させる。
- (2)の仮説を確かめるために、テスト車Aのロール剛性配分比を変えてテストを行った。Fig.10の右側グラフはリヤ側のロール剛性配分を増加させた場合を示す。その結果、上下荷重の最小値が増加しMzの振幅が減少した。

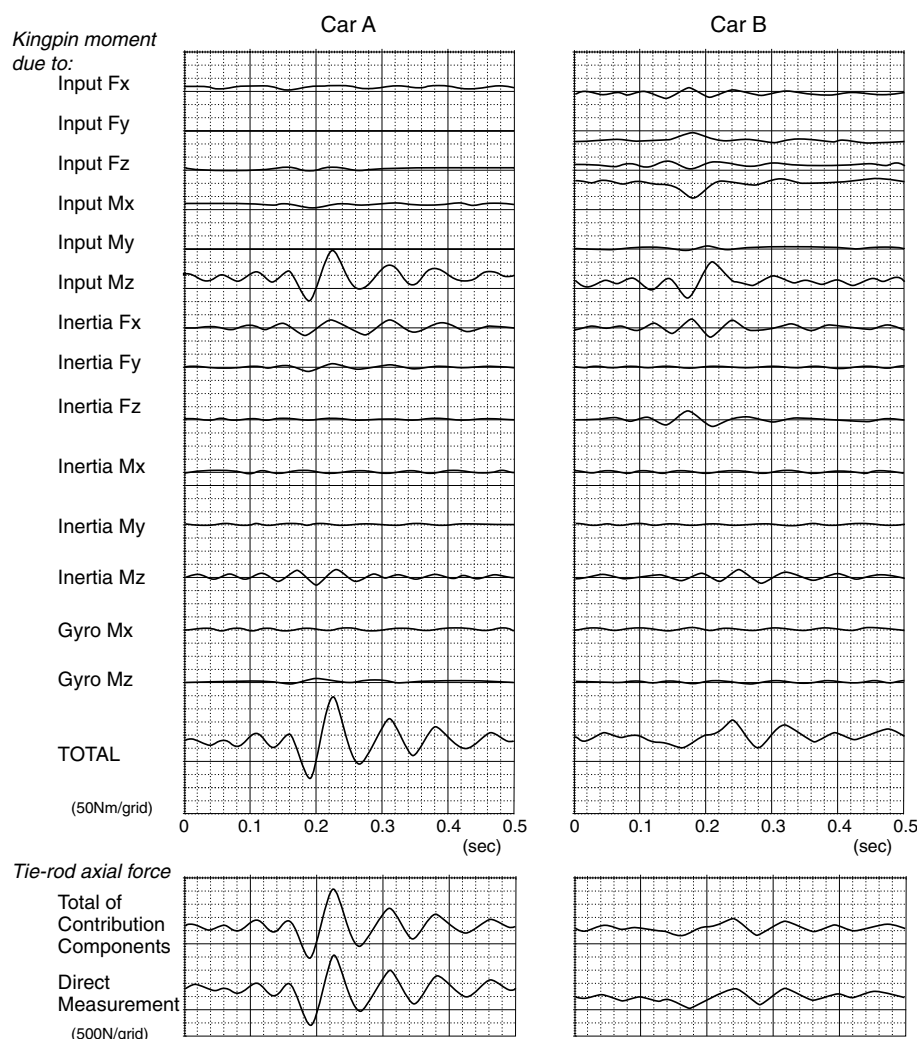


Fig.7 Components contributing to the kickback moment

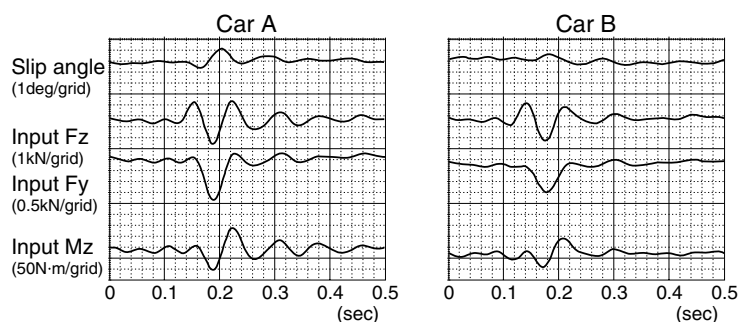


Fig.8 Self aligning moment and tire loading condition

(3)の仮説もテストによって確認を行った。Fig.11はフロントタイヤのトーインを変更した場合を示す。その結果、トーインアングルを増加させることにより、定常旋回時の横力が減少し、またキックバック時の内輪横力変動も減少した。さらに入力Mz変動の減少もみられた。

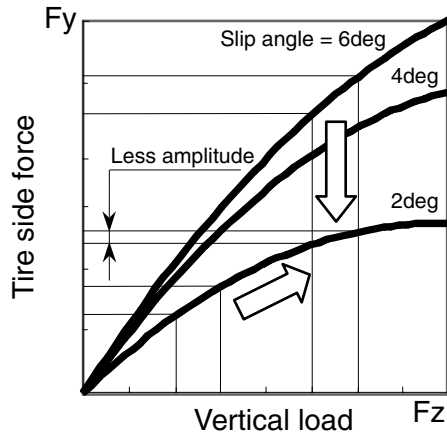


Fig.9 Tire side force characteristics

3. 2. 要因2：慣性力の位相角

3. 2. 1. 上下および左右慣性力による寄与

上下慣性力はばね下の重心に作用するのに対し、上下入力力はホイールセンターに作用する。これら2つの力は同様の振幅をもち、かつ位相が逆の関係となっている。したがって、ばね下重心とホイールセンターとの前後あるいは左右のオフセットにより、これら2つの力がピッチング、あるいはローリング方向のモーメントを生じる。これらのモーメントは、キャスト角、キングピン角によって傾斜したキングピン軸のまわりにキックバックモーメントを発生させる。重心が車軸の後方にある方がキックバックにとっては好ましく、これは入力Mzモーメントと相殺するからである。

重心点の位置を主に決めているのはブレーキキャリパーの配置であり、キックバックの振幅に影響を与えている。キックバックにとってはブレーキキャリパーが車軸後方に位置する方が好ましい。

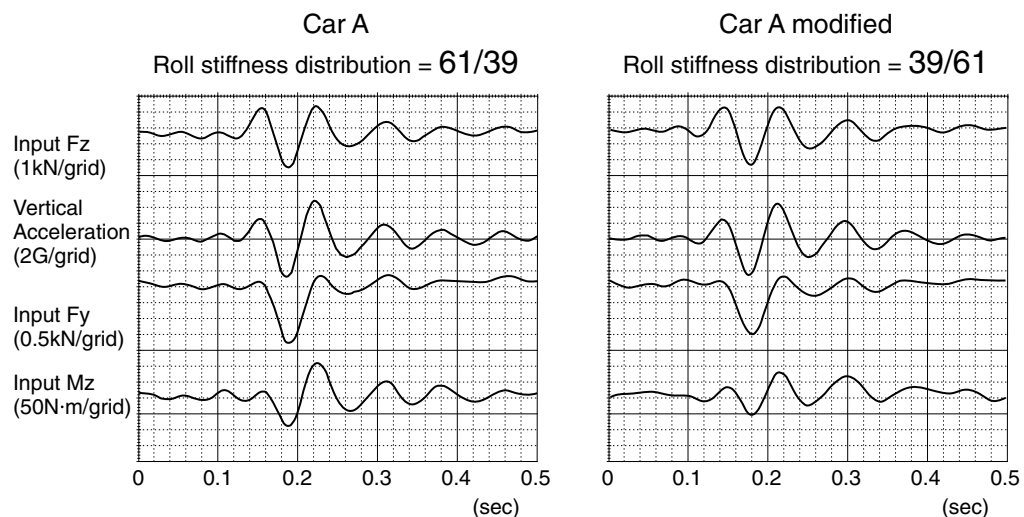


Fig.10 Aligning torque amplitude reduction by increasing the steady-state inner wheel vertical load

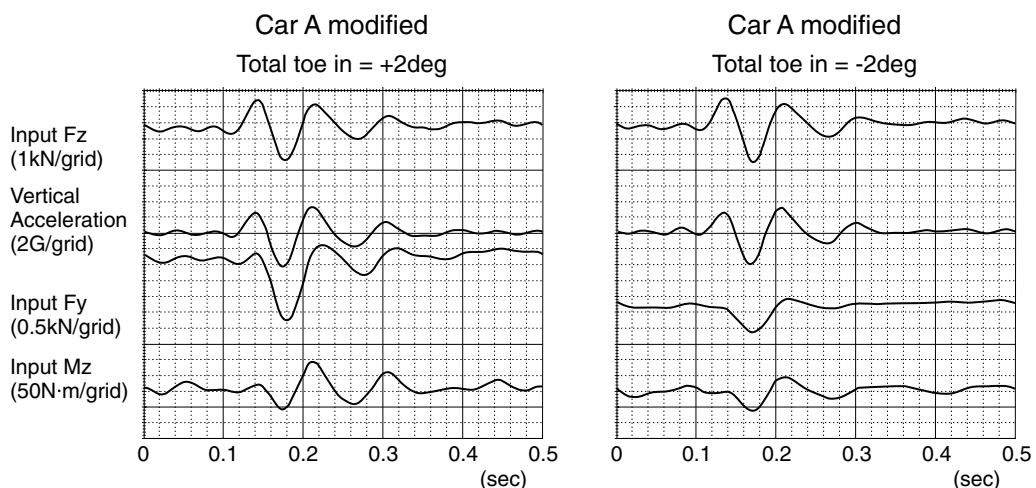


Fig.11 Aligning torque amplitude reduction by increasing the toe-in angle

この仮説を確かめるために、テスト車AのサスペンションをFig.12のように変更し、テスト車Bと同等になるようにした。Fig.13はこのようにして変更したテスト車A改と、テスト車Aの結果を示す。テスト車A改においては上下および左右慣性力によるキングピンモーメントが、入力Mzと逆相に働いていることがわかる。これはテスト車Bと同じ挙動である。

3. 2. 2. 前後慣性力による寄与

前項で述べた上下、左右慣性力に起因するキックバックモーメントの位相の違いはレバー比(キックバックモーメント/慣性力)の符号の違いに起因しており、上下、左右方向の重心挙動の位相には差がない。それに対し前後慣性力によるキックバックモーメントの位相の違いは挙動そのものが逆となっていることに起因している。そこでテスト車A、Bのばね下前後振動の方向が逆になる理由を調査した。当初は前後振動の起振源は前後入力であると考えていた。しかしながら実際の前後挙動を発生させるに足る十分な前後入力は見出されなかった。

解析を進めていくなかの結果として、前後挙動を発生させているのは前後入力ではなく横力と上下力変化に起因していることが解かった。

3. 2. 2. 1. タイヤ横力による前後振動

一般的にサスペンションの設計はハーシュネスをおさえるために、左右方向よりは前後方向にコンプライアンスを大きくもつ。平面図(プランビュー)におけるコンプライアンス方向は、サスペンション設計の制約上車体の前後軸とは平行となっていない。Fig.14にテスト車A、Bのホイールセンタのコンプライアンス軌跡とその接線を示す。軌跡接線はテスト車Aではトーイン角を持つのにに対し、テスト車Bではトーアウト角を持つ。この2車の違いはサスペンションのロワアームレイアウトによるものである。

旋回中のタイヤ横力はコンプライアンス方向の成分を持つため、フロントサスペンションの前後コンプライアンスブッシュに撓みが生じる。キックバック時には急激に上下力が減少するためにタイヤの横力も減少する。この結果、これまで前後コンプライアンスブッシュに作用していた力が突然抜ける。これが両車のステアリングキックバック時におけるばね下前後振動の主要因となっている。また両車において定常旋回中にコンプライアンスブッシュに作用する力が逆向きとなるため、コンプライアンスブッシュの定常旋回中の撓みが逆となり横力抜けによる前後挙動も逆向きとなる。

以上よりプランビューにおけるフロントサスペンション

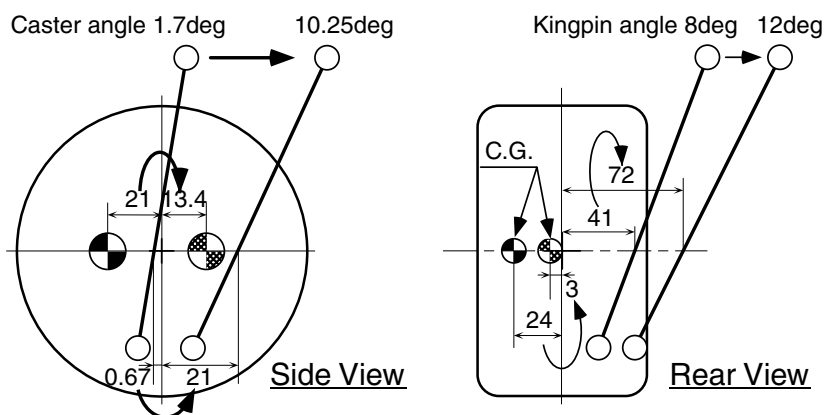


Fig.12 Modifications on kingpin and gravity center location for kickback comparison

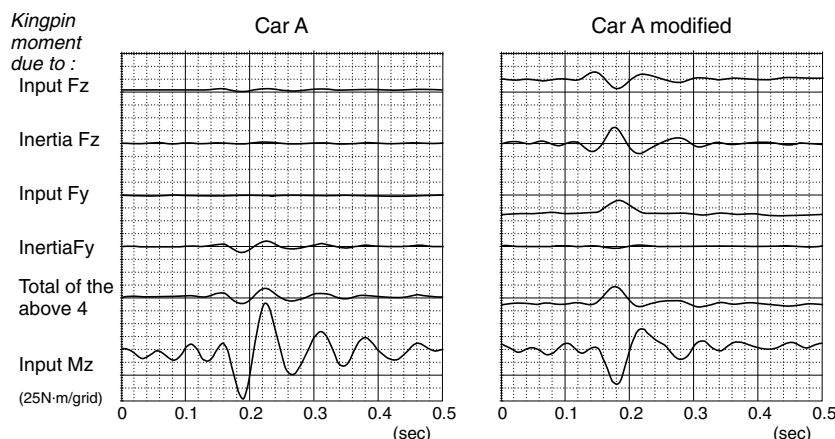


Fig.13 Effect by relocation of gravity center and kingpin axis

のコンプライアンス方向は、キックバックの観点からみて重要な要因であることが解かった。定性的には若干トーアウト方向に開いたコンプライアンス方向がキックバックを低減させる。

3. 2. 2. 2. 上下慣性力により生じる前後振動

ばね下重心とホイールセンターとの前後オフセットは、前後振動の位相にも影響を与えている。このメカニズムをFig.15に示す。前後方向オフセットがあると上下入力、上下慣性力によりピッチングモーメントを生じ前後挙動を発生させる。なぜならばテスト車A、Bともにハイマウントタ

イプのダブルウィッシュボーン型サスペンションのため、アッパーアームボールジョイントの前後剛性は高くロワアームボールジョイントの前後剛性は低い。このためピッチング弾性中心は重心よりも高い位置にあるのでばね下にピッチングモーメントが作用するときの回転中心は重心より上方となり重心位置では前後振動を発生する。テスト車A、Bのホイールセンターとばね下重心の前後オフセットの違いによりテスト車Bの方がキックバックが小さくなっている。

Fig.16にロワボールジョイントセンターにおけるコンプライアンス方向にかかる力を分解した各力の要素を示す。こ

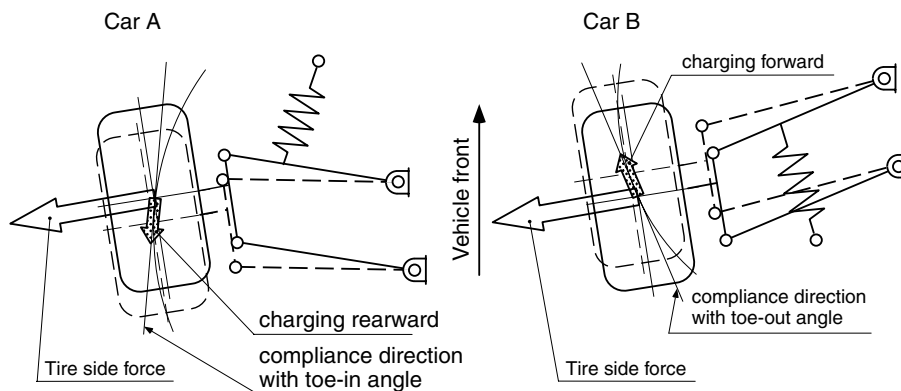


Fig.14 Charging direction of fore & aft compliance due to tire side force

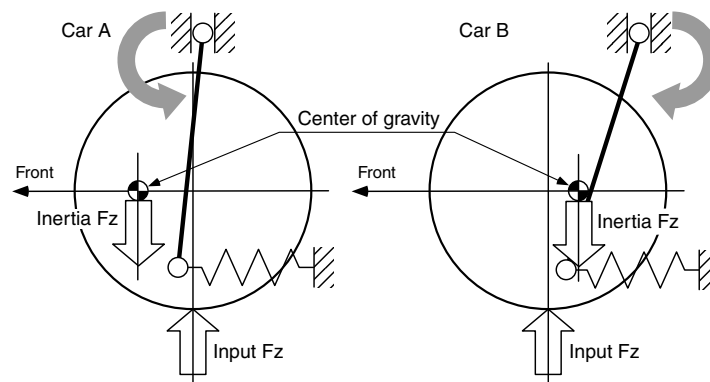


Fig.15 Direction of vertical inertia force induced excitation

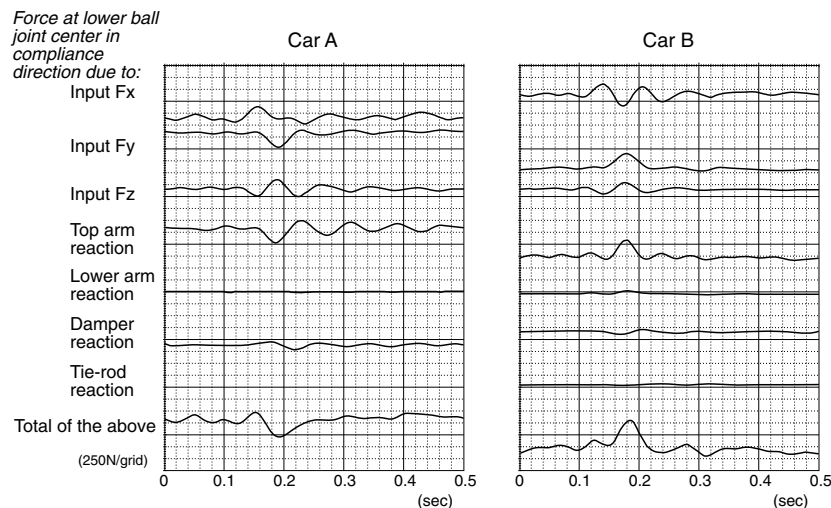


Fig.16 Factor of the force at lower ball joint center in the compliance direction

の中のTop arm reactionというのが、前述したメカニズムで発生する力であり両車において反対向きに作用している。

3. 3. 低速直進キックバック

Fig.17は低速直進キックバック時のテスト車Aのキングピンまわりモーメントを示す。この図より次のことがわかる。

- (1) 1番寄与が大きいのは前後慣性力により発生するモーメントである。
- (2) 残りの要素は互いに打ち消しあう傾向にありトータルのキングピンモーメントは(1)で述べたように、ほとんど前後慣性力により発生するキングピンモーメントと等しい。

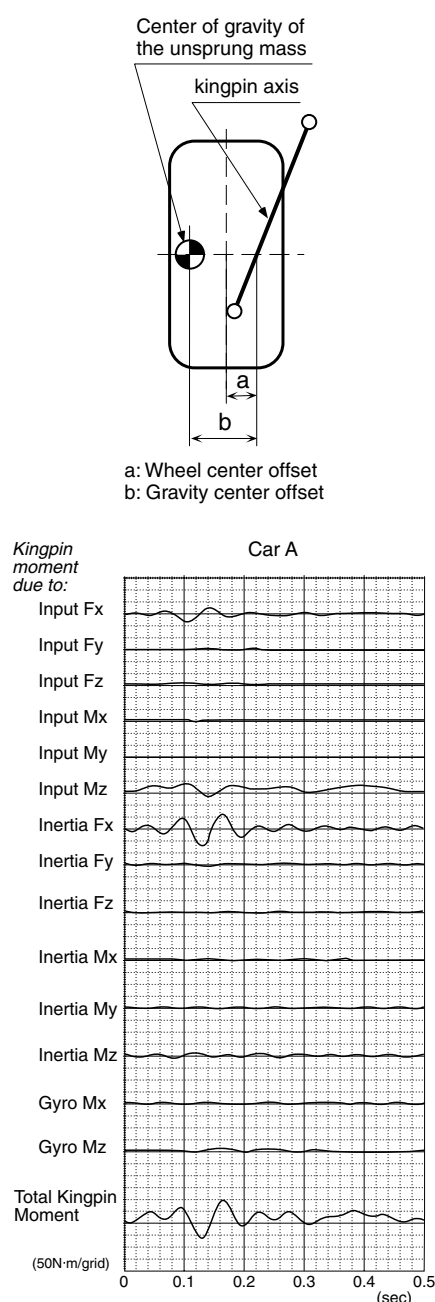


Fig.17 Factor breakdown of kickback moment at straight going

以上より前後慣性力の寄与を下げることで直進キックバックを低減する有効な対策である。すなわちリアビューにおけるキングピン軸とばね下重心のオフセットを小さくすることで、同じ前後慣性力でもキングピンモーメントは小さくなる。この仮説を実車テストにて検証するため、フロントブレーキキャリパーを鉄ウェイトに変更しその取り付け位置を変えることにより、キングピン軸と重心とのオフセット量を調整した。その結果Fig.18に示すようにオフセットを小さくすることで、キングピンモーメント(タイロッド軸力)の減少がみられた。

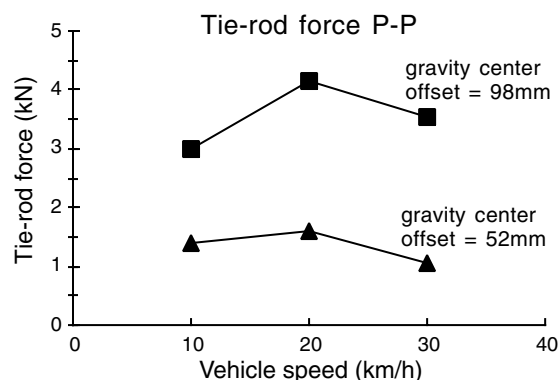


Fig.18 Straight travel kickback reduction by reducing gravity center offset

4. 発生原因と現象との因果関係

以上により原因解析と実車テスト等を通してキックバックモーメントの発生理由が解明された。旋回中でのステアリングキックバックに対するその発生原因と現象との因果関係の要約をFig.19に示す。

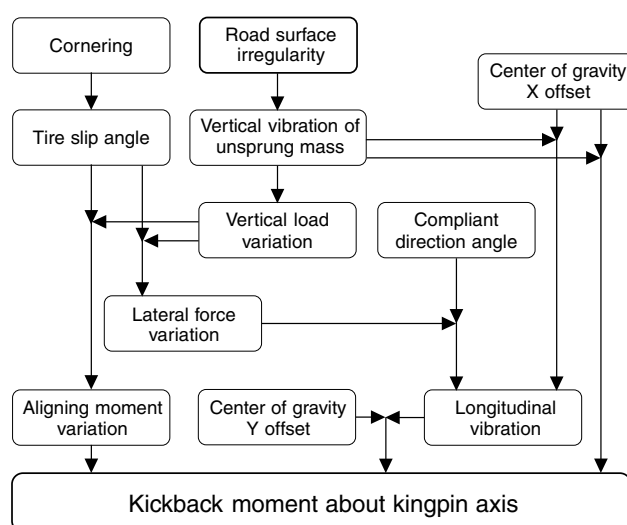


Fig.19 Cause-and-effect relationship for steering kickback during cornering

5. 結論

今回行ってきた解析手法は、

出力=入力+慣性力

という関係を用いて、その各力の要素をホイール6分力計と加速度計で計測したものである。これはステアリングキックバックの研究において新しい試みである。この手法は他の過渡的な振動現象を解析することにも適用できるものとする。

この研究によりステアリングキックバック低減のためのいくつかの要点が明らかとなった。

- (1) キングピン軸まわりに発生するステアリングキックバックモーメントは複数の要素から成り立っておりそれぞれ似たような周波数をもつ。
- (2) 旋回中の不整路乗り越し時におけるステアリングキックバックに最も影響が大きいのは、アライニングトルク(Mz)変化である。
Mz変動を減らすには、
 1. 定常旋回中の内輪接地荷重(上下荷重)を増加する
 2. 定常旋回中の内輪タイヤすべり角を減らす
 3. 内輪の上下荷重変動そのものを減らすことが有効である。
- (3) プランビューにおける前後コンプライアンス方向の角度(向き)は、ステアリングキックバックに影響を与える。コンプライアンス方向をトーアウト方向にするとキックバックは減少する。
- (4) ホイールセンタとばね下重心との前後オフセットが、ステアリングキックバックに影響を与える。ばね下重心が車軸後方にある方がキックバックは減少する。
- (5) キングピン軸とばね下重心との左右方向でのオフセットは、ばね下の前後慣性力によるステアリングキックバックに影響を与える。このオフセットを削減すると低速直進時のキックバックは減少する。

本研究で明らかになった内容は、マルチボディシミュレーション(MBS)を用いてカット&トライによりキックバックを改良しようとする際の強力な指針となる。

6. あとがき

本文で紹介したキックバック発生メカニズムは近年のデジタル計測技術を利用して従来は計測困難と考えられてきた諸量を実測し、物理の基本法則に忠実に演算処理することにより発見された。

この報告が基礎研究方法論の一例として各方面の技術者の参考となれば幸いです。

参考文献

- 1) Ninomiya, J.: Minakawa, M.: Orimoto, Y.: Nakahara, J.: Measurement Technique of the Force Transmitted from Road Surface to Tire during Actual Driving, and it's Application, AVEC 98 Nagoya Japan, 1998

■ 著 者 ■



小高 賢二



皆川 正明