

## 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第2報)

## Strategy for Transfer Elemental Designing and Employing Physical Characteristic Modeling of Steering Maneuvering (the Second Report)

木村秀司 S. KIMURA 中野史郎 S. NAKANO

Our previous report introduced a theoretical method for improving steering maneuverability. The characteristics of components related to "steering feeling" were examined by this method. To determine the quantitative advantages of this theoretical method, steering and vehicle components related to steering maneuvering are evaluated. The transfer efficiency of steering system mechanical components such as the rack and pinion steering gear is minimized to achieve the target characteristics provided with this method. This paper describes the evaluation results of a mule equipped with improved steering and vehicle system components.

**Key Words:** steering system, suspension system, drivability/ steering feeling, steering gear, roll steering

## 1. はじめに

ステアリングは運転者の操舵入力に対する反力の変化や車両の旋回応答などに関係しており、また操舵感に影響する重要な装置である。操舵感を改善する試みは数多く行われており、たとえばアシスト特性により操舵角に対するヨーレートゲイン特性を設計する手法<sup>1)</sup>が提案されている。しかし、それらを実現するための構成部品特性にまで関連付けた操舵感の改善手法としては、いまだ十分でない部分がある。

第1報<sup>2)</sup>では、関連する要素部品特性を検討するために、物理特性を厳密に表現したモデル(詳細モデル)を導入した。これを用いて、要素部品ごとの設計目標特性を定量的に割り付ける手法を示した。

本報では、上記手法を用いて、ステアリング系要素と車両系要素から操舵感の影響因子を特定し、それらの目標物理特性を決定した。さらに、操舵感向上に及ぼす効果について、定量的に評価したので報告する。

## 2. 取組みの背景

従来、操舵力を軽減するため、油圧式パワーステアリングが導入されてきた。近年はエンジン負荷低減のために、電動モータを直接アシスト動力源とする電動パワー

ステアリング(EPS)が導入されている。これに伴い、微小な操舵力変動や路面反力情報不足などの課題に直面することになった。

これらの課題は、特に図1に示すコラムアシスト式EPS(C-EPS<sup>®</sup>)で顕著である<sup>3)</sup>。このシステムは、コラム部にモータと減速機を設けることを特徴とし、ステアリングホイール、中間シャフト、ステアリングギヤなどで構成される。本報ではこのC-EPS<sup>®</sup>を例に、操舵感の改善を検討する。

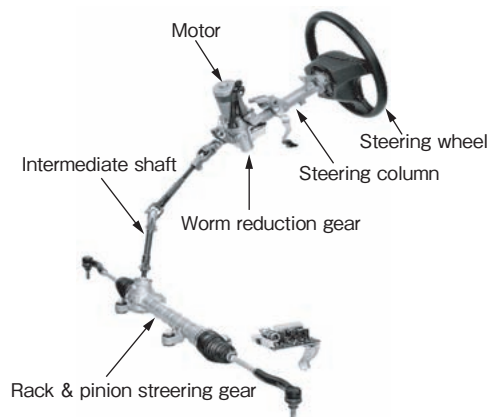


図1 コラムアシスト式電動パワーステアリングシステム  
Column assist type electric power steering

### 3. ステアリング系要素の設計

#### 3.1 供試車両

本検証を進めるために用いた車両のステアリングとサスペンションの仕様を表1に示す。

表1 供試車両のステアリングとサスペンションの仕様  
Specifications of test vehicle steering and suspension

Module	Type
Steering	Rack & pinion steering gear assisted by electric motor on the column.
Suspension	Front : MacPherson type strut Rear : Torsion beam

#### 3.2 供試車両の操舵感評価

供試車両における官能評価結果（評価コメント）を以下に示す。

- ①直進時に中立位置が分かりにくい。
- ②ステアリングの切り始め時、ロールが期待通り発生していないにもかかわらず、ヨー運動が始まる。
- ③ステアリングの切り込み時、ヨー運動が滑らかに発生せず、車両の向きが変わりにくい。

これらの評価コメントのうち、ステアリングと車両の両者の寄与が明らかな③を例にとって紹介する。

なお、実車官能評価は、自動車、シャシ系部品メーカーの開発品評価・監修と指導面で経験豊富なプロの運転評価者によって実施した。評価条件は、車速：約60～100km/h、操舵角：約0～90度、路面：アスファルト（摩擦係数  $\mu$  : 0.75）とした。

#### 3.3 改善目標の設定

改善目標値を導出するため、実車走行時の計測結果から操舵トルクに対するヨーレートの特性（図2）を調査した。実際の計測データを実線で、その近似曲線を一点鎖線で示す。

操舵トルクが約2N・mに達するまでは、ヨーレートの発生がほとんどなく、2N・m以上でヨーレートの増加勾配が急に大きくなる。また操舵トルク2.8N・m付近において、ヨーレートの増加勾配が減少する。この特性は、評価コメントの③の「ヨー運動が滑らかに発生しない」に合致している。そこで、図中の破線で示す特性を改善目標とする。すなわち、操舵トルクの1.2N・m付近からヨーレートを2.8N・m以上での勾配と同様に立ち上げさせ、勾配変化を低減させる。

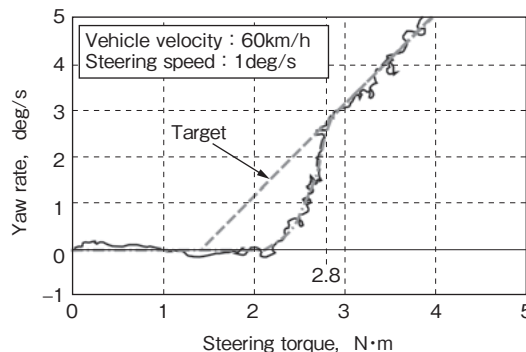


図2 操舵トルク-ヨーレート線図  
Relationship of steering torque and yaw rate

#### 3.4 改善要素の検討

第1報の詳細モデルを用いて、目標特性を実現できるパラメータを検討した。その結果、次の(a)～(c)に示す要素での摩擦低減が有効と考えられた。この摩擦要素を低減させる設計手法を以下に述べる。

- (a) ラック&ピニオン歯車の摩擦
- (b) 減速機歯車の摩擦
- (c) モータの抵抗（ヒステリシス損失）

#### 3.5 ラック&ピニオン歯車の摩擦

##### 3.5.1 ステアリング用ラック&ピニオン歯車機構の特徴

歯車機構は一般的に、かみあう歯面にすきま（バックラッシ）が設定されている。これは、歯車の偏心、製作誤差、熱膨張、組立誤差などの不確定要因が歯車の滑らかなかみあいを阻害しないためのものである。しかしステアリング用ラック&ピニオン歯車機構（図3(a)）は、操舵入力による左右双方向の回転角を、正確かつ応答よくタイヤへ伝える必要がある。また、逆入力時の歯打ち音を防止するため、図3(b)のようにラックはサポートヨークにより、ピニオンへ押し付けられている。これによりラックとピニオンのかみあい部でのバックラッシは、常時ゼロに保たれる。これはステアリング特有の歯車機構である。

##### 3.5.2 かみあい部における課題

上記構造における歯車のかみあい部は、両歯面かみあい（歯の表裏が同時に相手歯車歯面と接触する状態）となる。この場合、ラックの歯がピニオンの歯溝にくさびのようにはまった状態で運動を伝える。歯車の幾何学的

形状や組付状態は完全ではあり得ず、また負荷を受けて装置は弾性変形し、熱変形もする。このため、一方の歯面がインボリュート接触をしていて、裏歯面の歯先稜が何かのトロコイド干渉を起こしている状況が一般に起こる(図4)。この現象を「稜干渉両歯面かみあい」と呼ぶことにする。歯先稜のトロコイド干渉部は、等速運動を伝達しないうえ、摩擦増加の要因となる<sup>4)</sup>。

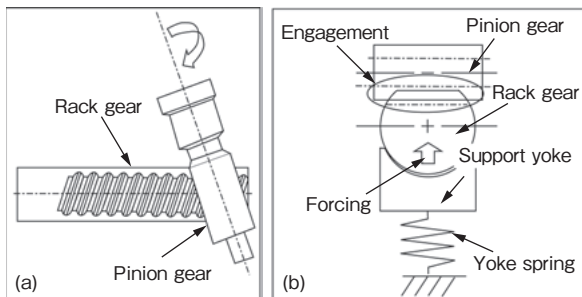


図3 ラック&ピニオンのかみあいおよび支持部品  
Rack & pinion engagement and support parts

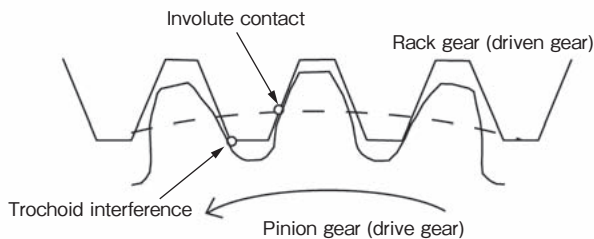


図4 ラック&ピニオンかみあい部  
Rack & pinion gear Engagement

### 3.5.3 設計の狙い

伝達効率向上のため、バックラッシゼロにおける「稜干渉両歯面かみあい」を抑制するステアリング専用設計の歯車を検討した。

新規設計では、従来設計(オリジナル)に対し、モジュール小、歯数増、圧力角大とした。これらにより、かみあい歯丈を小さくし、また、歯の弾性変形量も小さくして両歯面接触から歯を抜けやすくし、歯先稜のトロコイド干渉を少なくする。また、近寄りと遠のきのかみあい長さが等しくなるようにしてすべりの低減を狙う。さらに、C-EPS<sup>®</sup>で増大しているかみあい時の歯面応力を低減するため、歯当たりの面積増加を検討する。

### 3.5.4 歯当たりの詳細検討

歯当たりが歯面端部に達する現象(片当たり)は、偏摩耗や折損を発生させる要因となる。片当たりは、負荷運転時の歯の弾性変形や軸アライメント誤差などの、設

計では管理できない種々の要因により引き起こされる。これらを防止するために、上記要因を考慮し、定格負荷において歯面中央部の適正な歯当たりとなる三次元歯面形状を決定した(図5)。

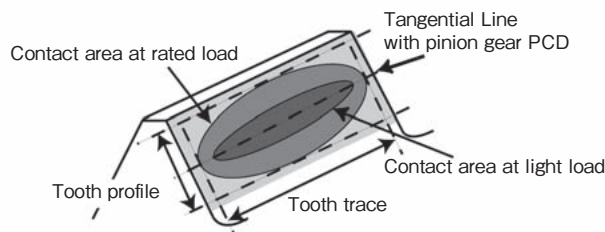


図5 適正な歯当たり(模式図)  
Proper tooth contact (schematic diagram)

### 3.5.5 開発サイクル

上記歯当たりを実現するには、十分な精度の確保が必要となり、図6に示す開発サイクルを導入した。

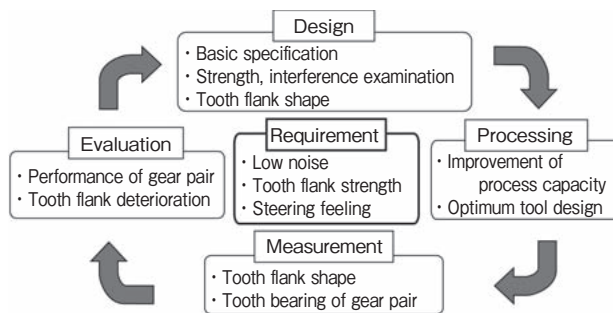


図6 開発サイクル  
Development cycle

- I. 加工技術  
加工設備に取り付けた状態でのホブの振れを低減し、歯面形状の修整精度を向上させた。
- II. 計測技術  
設計用のCADと三次元測定機をリンクさせ、図面基準位置からの歯面誤差、ピッチ誤差などを測定可能にした。
- III. 評価技術  
アライメントを変更できるかみあい試験機(図7)を開発し、歯車対の伝達効率測定を可能にした。
- IV. 設計技術  
評価結果を反映し、設計を見直した。

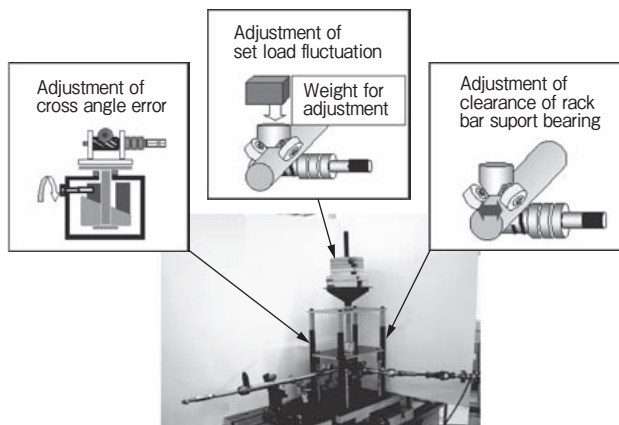


図7 伝達誤差計測装置

Transmission error measurement instrument of gear pair

### 3.5.6 量産設計に向けた実用範囲

これらの技術を量産設計に採用するには、設計標準や部品共通化を考慮することが必要となる。ここでは、個別最適で求められた歯面応力、歯先歯厚、および歯丈のしきい値の実用採用範囲を図8のように定めた。

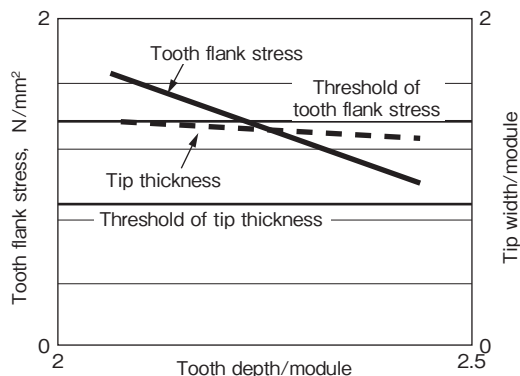


図8 量産向けギヤの実用範囲  
Guideline of gears for mass production

### 3.6 ラック&ピニオン歯車の性能評価

上記設計要素を織り込んだラック&ピニオン歯車アッセンブリを評価した。図9に結果の一例を示す。同図の横軸はラックストロークを、縦軸はピニオントルクを示す。

オリジナルに対して、新規設計品のピニオン回転トルクは平均(破線)で約51%の低減となっている。伝達効率97%となり、稜干渉両歯面かみあいという不利な条件において、滑らかな転がりを実現した。

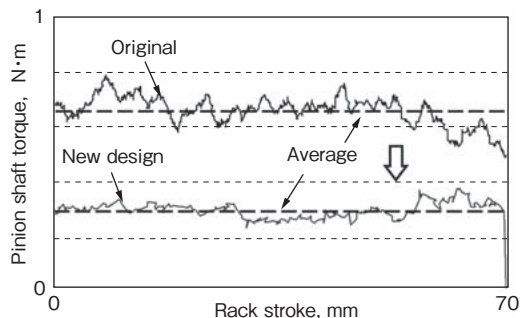


図9 ラックストローク-ピニオントルク特性  
Rack stroke and pinion torque characteristics

### 3.7 減速機歯車の摩擦

(1)EPS用減速機の課題

EPS用減速機(図1 Worm reduction gear部)では、モータのトルクを増幅してステアリングシャフトへ伝達する。ウォーム歯車は、歯面間のすべりが大きいため摩擦が大きく、伝達効率が低い。また、EPS用減速機では樹脂製ホイールが用いられる例が多く、歯車の精度確保が難しいため、摩擦変動は避けられない。

(2)減速機設計

新規設計品では、摩擦の低減および伝達効率の向上効果の確認を目的として、鋼製はすば歯車を採用した。前述のラック&ピニオン歯車設計と同様に最適諸元を選び、適正な歯当たりを実現する設計を行い、高精度加工を実施した。

これにより、新規設計品の無負荷時トルクはオリジナルに対し、平均(破線)で24%低減した。なお、伝達効率は97%を達成した(図10)。

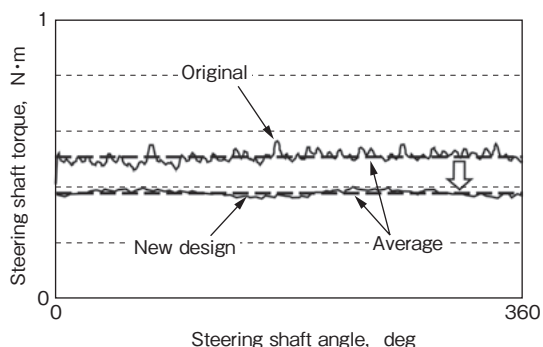


図10 減速機の無負荷トルク特性  
Reduction gear torque characteristics under no load

### 3.8 モータの抵抗

電磁鋼板のヒステリシス損失の低減を図ることにより、新規設計品の無負荷時モータトルクはオリジナルに対し、平均(破線)で約29%低減した(図11)。

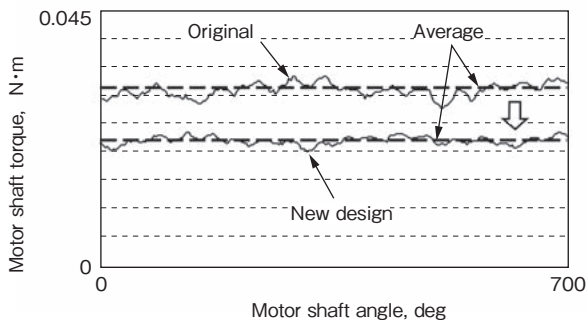


図11 モータ軸の無負荷トルク特性  
Motor shaft torque characteristics under no load

### 3.9 摩擦低減効果の検証

新規設計品を車両に搭載し、3.3節と同様の計測を行った。操舵トルクに対するヨーレートの特性を図12に示す。

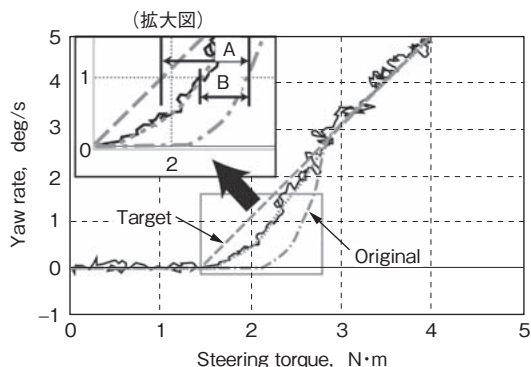


図12 操舵トルク-ヨーレート特性  
Steering torque and yaw rate characteristics

オリジナルの特性(鎖線)に対し、新規設計品の特性(実線)が目標特性(破線)に近づいていることが分かる。操舵感の目標に対する達成度を分かりやすく評価するために次の指標を導入する(図12 拡大図)。ヨーレートが1deg/s時のオリジナルの操舵トルクと目標操舵トルクとの差をAとする。同様にオリジナルの操舵トルクと新規設計品の操舵トルクとの差をBとする。Aに対するBの割合(=B/A × 100)を達成度とする。本例では、達成度は約40%となった。

評価コメントでは、「ヨー運動の発生は滑らかになったが、車両の向きの変わりにくさは残っている」という結果になった。

## 4. 車両系要素の改善

### 4.1 実車計測データの分析

前述のステアリング系新規設計品では、目標特性を実現する最大限の効率向上を実現したが、十分な改善効果が得られなかった。評価コメント③の改善をステアリング以外の要素で検討する。3.3節の計測結果から、ここでは操舵角度を横軸に、ヨーレートを縦軸に表したものを図13に示す。実際の計測データを実線で、その近似曲線を一点鎖線で示す。

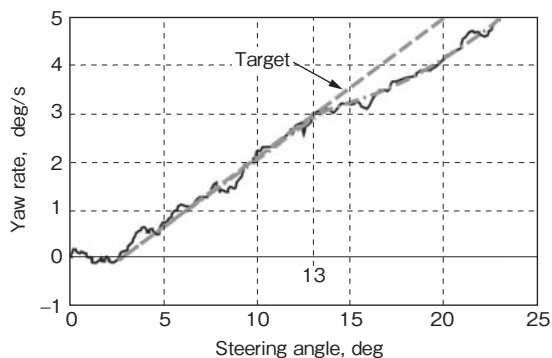


図13 操舵角-ヨーレート特性  
Steering angle and yaw rate characteristics

本図より、操舵角度が3~13度ではヨーレートが一定勾配で増加するが、13度付近において増加勾配が減少している。この特性は、評価コメント③の「車両の向きが変わりにくい」に合致している。そこで、13度以上での勾配を3~13度と同等にすることを目標とした。

### 4.2 改善要素の検討

詳細モデルを用いて、車両系要素の特性をパラメータとして解析した。その結果、サスペンションがストローク動作したときの前後各タイヤのトー角変化を減らすことが目標達成に有効と考えられた。

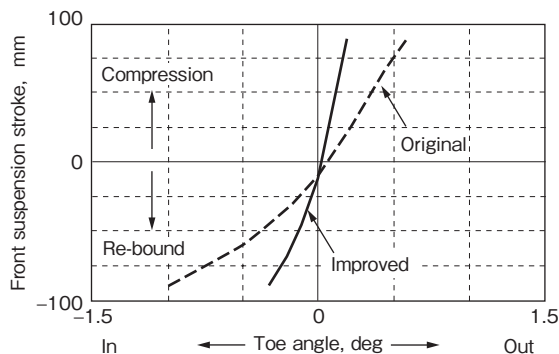


図14 前輪トー角-サスペンションストローク特性  
Front wheel toe angle and suspension stroke characteristics

### 4.3 前輪のトー角変化 (バンプステア特性)

図14に、横軸にトー角を、縦軸に縮み側を正としたときのサスペンションストロークとして、前輪トー角変化の特性を示す。

オリジナル (破線) は、旋回外側サスペンションの縮み方向へのストローク変化に伴い、外輪はトーアウト方向への変化となる。また、内輪はトーイン方向への変化となる。これらのトー角変化はタイヤ角の減少を意味し、車両の向きを変えにくくしている<sup>5)</sup>。この現象は、ステアリングのタイロッドとサスペンションのロアアームの上下揺動軌跡差によって起こるものである (図15(a))。

この揺動軌跡差が減少するよう、ギヤボックスマウント高さを変更し、タイロッド揺動角を適正にした (図15(b))。その結果、サスペンションストローク時の前輪トー角は、内輪・外輪ともに変化量が減少した。

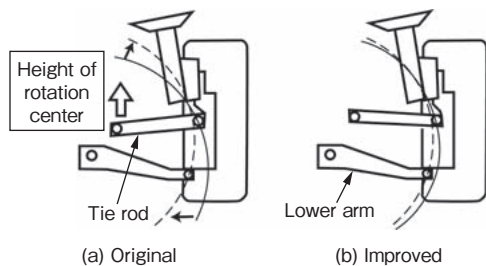


図15 サスペンションストロークに伴う前輪トー角変化の模式図

Schematic diagram of front wheel toe angle variation with suspension stroke

### 4.4 後輪のトー角変化 (アクスルステア特性)

図16は、横軸にトー角を、縦軸に縮み側を正としたときのサスペンションストロークをとり、路面に対する後輪トー角変化の特性を示したものである。

旋回時、車体のロールに伴い、サスペンションがストローク動作する状況を考える。同図破線で示すオリジナル特性では、旋回内輪 (a) はトーアウト方向へ、旋回外輪 (b) はトーイン方向へ変化している。これらは、後輪内外輪トー角がともに旋回内側へ向きを変えることを意味し、旋回開始時から車体後部がコーナ内側へ寄るため、車両の向きが変わりにくくなる。

サスペンションアームの初期位置でほぼ水平となるように変更し、旋回内輪・外輪がともに同じ方向、かつほぼ同じトー角変化量となる特性とした (図16(a)(b) 実

線)。図17はトー角変化を模式的に示した図である。オリジナルを (a) に、改善後を (b) に示す。

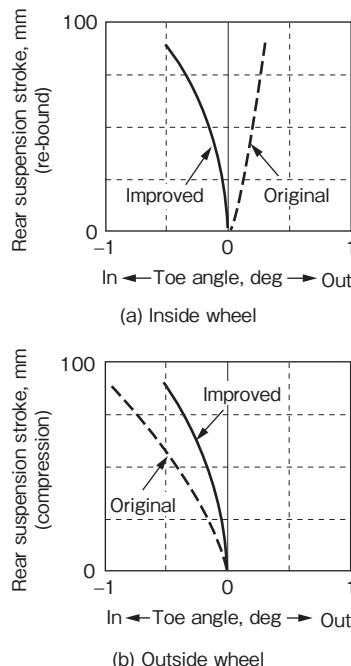


図16 後輪トー角-サスペンションストローク特性  
Rear wheel toe angle and suspension stroke characteristics

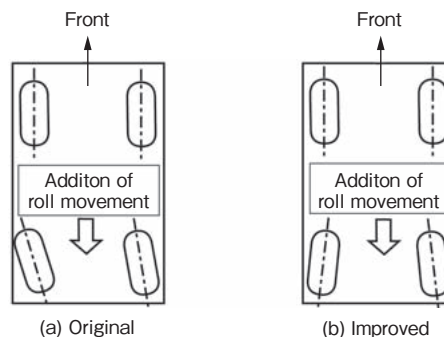


図17 サスペンションストロークに伴う後輪トー角変化の模式図

Schematic diagram of rear wheel toe angle variation with suspension stroke

### 4.5 実車検証

改善後の仕様について、3.3節と同様の計測を行った。操舵角度に対するヨーレートの特性を図18に示す。

改善後の勾配はオリジナルに対し、目標勾配 (破線) に近づいていることが分かる。操舵感改善の目標に対する達成度を分かりやすく評価するため、3.9節と同様の指標を導入する (図18 拡大図)。ここでは、ヨーレートが 4deg/s における操舵角で達成度を評価した。その結果、目標値に対する達成度は約 70% であった。

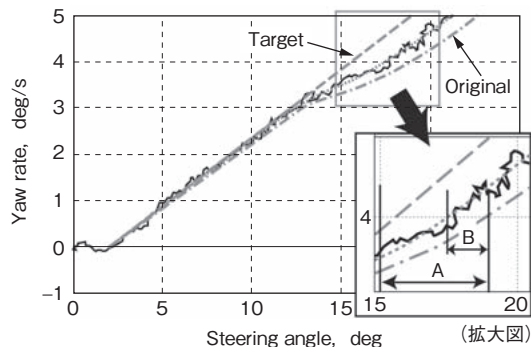


図18 操舵角-ヨーレート特性  
Steering angle and yaw rate characteristics

### 5. 操舵感に及ぼす影響因子のまとめ

これまで、評価コメント③についてステアリング系および車両系操舵要素を改善してきた。その結果、ヨー発生の滑らかさを例にとれば、ステアリング系の改善による顕著な効果が得られた。また、車両の向きの変わりやすさについては車両系要素による顕著な改善効果が得られた。

目標システム性能を要素特性に割り付けるために、各目標性能を関連付けて、より詳細に評価する必要がある。そこで、詳細モデルを用いて、操舵感に影響がある改善要素(表2)を導出した。

各改善要素の効果を実機で評価し、操舵感への影響割合を算出した。影響割合とは、3.9節で述べた指標に基づく各要素による達成度を、すべての要素による達成度の総和で除した比率である。評価コメント③を指標に取った例を図19に示す。

本図より、評価内容によって影響する項目とその影響割合は異なることが分かる。

3.2節の評価コメント①、②についても同様の改善を実施した。本報では紙面の都合上、評価コメントと改善項目の相関のみを図20に示す。

このように、1つの評価コメントが複数の項目の影響を受ける。また、1つの項目によって複数の評価コメントが影響される場合もある。そのため、1つの評価内容に特化して要素を改善すると、他の評価内容へ悪影響を及ぼす場合があることも容易に理解できる。

表2 改善要素  
Improved elements

Elements	Purpose for improvement
Mount stiffness of steering ・ Column housing ・ Rack gear box	In early stages of steer, the rack stroke become stable.
Stiffness of steering components ・ Torsion bar ・ Intermediate shaft	In early stages of steer, the rack stroke become accurate, and the tire angle is stable in case of disturbance.
Steering over-all ratio	Ratio variation between steering and tires is reduced.
Alignment of front tire ・ camber ・ caster ・ toe	In early stages of steer, the abrupt vehicle response toward lateral direction is suppressed, and the roll and yaw movement becomes smooth.
Roll center	In early stages of steer, the roll and yaw movement is controlled easily
Shock absorber dumping characteristics	In early stages of steer, the roll and yaw movement is controlled easily
Lower arm support stiffness	The tire angle variation occurred by lateral force is reduced
Mount stiffness of Front strut	In early stages of steer, the suspension movement become smooth, and the roll is made smoothly to generate, so that the yaw rate is generated according to the roll.
Body stiffness around front suspension	
Initial toe angle of rear tire	In early stages of steer, the decrease of yaw rate by rear tire is suppressed.

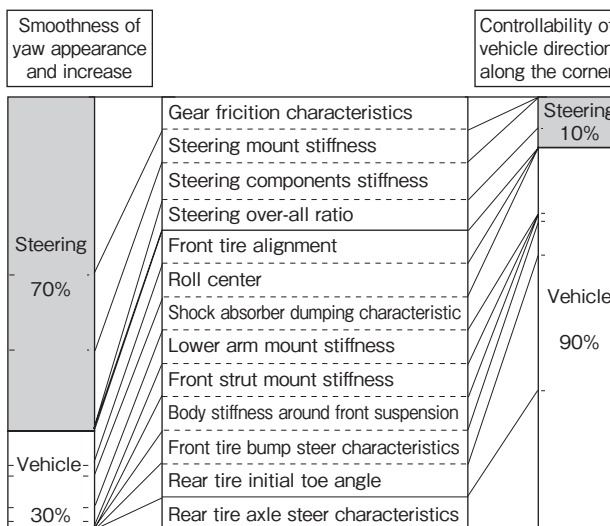


図19 評価コメント③への寄与率  
Contribution ratio to evaluation comment ③

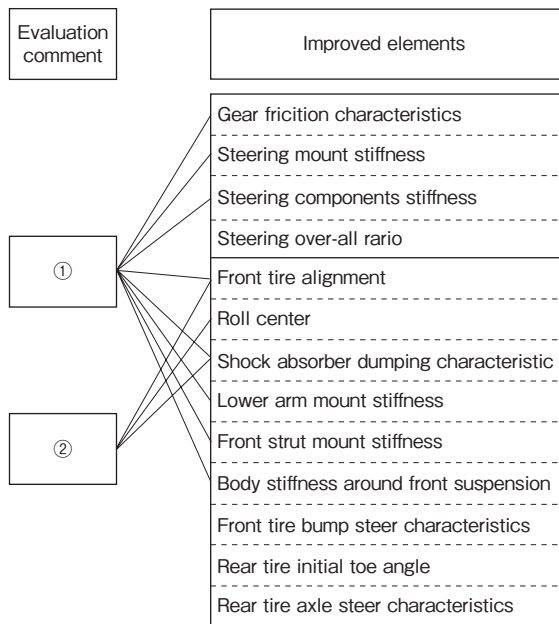


図20 評価コメントと改善項目の相関  
Correlation between evaluation comments and improved elements

## 6. 目標操舵感の実現に向けた課題

操舵感性能に特化して単一要素の最適化だけを行うと、システムの静粛性やロバスト性など他の性能が達成できない場合がある。さらに、量産において操舵感性能を実現するには、部品共通化などの制約を考慮した設計指針が必要となる。

たとえば、3.5節6項（量産歯車設計）で述べた設計標準（図8）の適合性の議論は避けることができない。

上記を考慮すると、目標操舵感の実現には、各要素部品がシステムに与える影響を考慮した設計をしなければならない。実際には、各影響について最大公約数あるいは最小公倍数的な選択をしながら最適化されることが多い。

## 7. まとめ

- ・第1報で提案した手法を用いて、ステアリング系要素と車両系要素から操舵感の影響因子を特定し、それらの目標物理特性を決定した。
- ・ステアリング系要素が主要因となる場合の操舵感向上に対しては、歯車機構の摩擦やモータの回転抵抗などの低減が有効であることを示した。特にラック&ピニオン歯車においては、小モジュールの採用にもかかわらず、強度を低下させることなく、これを実現できる

歯車設計手法を示した。

- ・操舵感に寄与するステアリング系要素と車両系要素の影響割合について、定量的に示す手法を考察した。

## 8. おわりに

要素の最適化だけでは、設計標準や部品共通化などの制約により、システムの目標性能を達成することが難しい。次報では、車両システムの最適化を実現する手段として、伝達特性を自由に設定できるステアバイワイヤ（SBW）を用い、目標の操舵感を実現する理想の伝達特性について論じる。

## 参考文献

- 1) I. Kushiro, S. Koumura, H. Kawai: A New Approach in the Study On-Center Handling, Proceedings of AVEC'08, no. 20080432, (2008)184.
- 2) 中野史郎, 吉元浩司, 木村秀司, 葉山良平: 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察（第1報）, 自動車技術会 学術講演会前刷集, no. 38-09, (2009)1.
- 3) 中野史郎: 自動車の操作系要素技術, 自動車技術会シンポジウムテキスト, (2004).
- 4) 小森雅晴 久保愛三, 高橋知之, 田中貴文, 市原義雄, 武田憲有: 歯車の歯の側端や歯先稜の接触による損傷（第4報, 歯の弾性変形に起因するトロコイド干渉による損傷）, 日本機械学会論文集（C編）, vol. 700, no. 70, (2004)219.
- 5) 宇野高明: サスペンションの機能とメカニズム, 車両運動性能とシャシーメカニズム, グランプリ出版, (1994) 76.

## 筆者



木村秀司\*  
S. KIMURA



中野史郎\*\*  
S. NAKANO

\* 研究開発センター 電子システム研究部  
\*\* 執行役員 研究開発センター 工学博士