車両運動と操舵系の特性が操舵トルク特性に及ぼす影響解析 (低周波操舵入力による操舵感指標の性能設計の為の基礎検討)

久代 育生^{*1}, 鈴木 桂輔^{*2}

Analysis for vehicle dynamics and steering system parameters effect on steering characteristics of steering feel (Fundamental study for performance design of objective target on steering feel)

Ikuo KUSHIRO^{*1} and Keisuke SUZUKI^{*2}

^{*1} Vehicle Dynamics Technology Development Dept. Vehicle Engineering Development Div. Higashifuji Technical Center, Toyota Motor Corporation
1200 Mishuku, Susono-shi, Shizuoka 410-1193, Japan

^{*2} Department of Intelligent Mechanical System Engineering, Kagawa University
2217-20 Hayashi-cho, Takamatsu-shi, Kagawa 761-0396, Japan

Received: 29 March 2017; Revised: 22 June 2017; Accepted: 28 July 2017

Abstract

The purpose of this paper is to clarify the effect of vehicle dynamics and steering system parameter on steering feel. The objective evaluation method for on-center and off-center evaluates steering effort, steering torque gradient, torque hysteresis and other values. Steering effort characteristics such as steering torque-steering angle, steering torque-yaw velocity or steering angle-yaw velocity are important properties for steering feel. Therefore the performance design of steering feel should be based on the steering characteristics. For example, some studies focus on the stability factor for steering feel by changing tire performance. However changing stability factor also changes yaw gain (yaw velocity/steering angle) and self-alignment torque (SAT) characteristics. The steering effort and the steering damping are under influenced of vehicle dynamics. The steering system parameters i.e. stiffness of linkages, frictions and setting of power steering (PS), such as assistance curve, damping control and others, also has influences the steering characteristics. Since many parameters are necessary in the detailed model, it is difficult to clarify the effect of each parameter on the steering characteristics. This paper examines the influence of steering system parameters and vehicle dynamics on the steering characteristics analytically and formulates. The model of the investigation consists of bicycles vehicle model and steering system with three frictions, three damping element, steering linkage, PS assistance curve and damping control. These steering system stiffness components and PS assistance torque decrease the effect of the friction or the damping on torque hysteresis. This study assists to understand the effect of the steering system and vehicle dynamics on the steering effort characteristics.

Key words : Automobile, Handling and stability, Vehicle dynamics, Steering feel, Steering system

1. 緒 言

今日のコンピュータやエンジニアリングツールの発達により、システムの詳細なモデルを構築し、性能予測、性能設計を行うモデルベース開発が今日の製品開発の中心となりつつある。性能設計においては定量的な性能把握は重要であり、自動車における操舵感のような感性性能の開発においても同様である。操舵感の定量化には操舵トルクの特性が重要であることが知られており、オンセンタ特性の操舵トルクのヒステリシスやトルク勾配などの指標がある (Norman, 1984)。またその指標に基づき物理的特性を導出する研究もある (Higuchi and Sakai,

2001). 更に, 操舵系の摩擦特性を詳細にモデル化し, 操舵系の各部の摩擦が操舵トルクヒステリシス特性に及ぼす影響を検討した例もあり (Ueda et al., 2002), 詳細な車両モデル, 摩擦特性を含めた操舵系モデルを構築し, 性能設計を行うこと (小野他, 2016) が今後の開発の方向であると考えられる.

このように, これまでの操舵感研究においては, 指標化や主観評価と定量指標の値との相関や, 実車開発の一部をシミュレーションなどに置き換えるための詳細モデル開発が主であった. しかし, 詳細なモデルによる解析においては, 設定するパラメータが膨大となり, パラメータスタディもまた膨大なケースの計算が必要となる. やみくもに計算を行うだけでは, 全システムの本質的な特性を見出すことは困難である. その結果, メカニズムの理解は困難となる. 効率化の上でも有効な方法とは考えられない場合がある. その為, システムの持つ本質的な理解から, 性能設計を行う 1D-CAE という考え方が提唱されている (大富, 羽藤, 2012), (大富, 2015).

本稿では車両運動や操舵系の剛性, 摩擦, パワーステアリング(PS)のアシスト特性などが, 操舵力特性にどのような影響を及ぼすかを, 解析的なアプローチで検討し定式化することにより, そのメカニズムを明らかにする. これにより, 操舵力特性に対する車両運動や操舵系の各要素の寄与度の解析が容易になり, 操舵感の定量的な設計手法の確立が可能となる.

一般的な走行条件での操舵は車両の状態量として横加速度が 4 m/s^2 以下, 操舵周波数が 0.5 Hz 以下である (Harrer and Pfeffer, 2016) が, 本稿の解析の適用範囲は, 一般的走行条件の大部分を占める操舵周波数で 0.2 Hz ないし 0.3 Hz 以下, 横加速度では 3 m/s^2 以下とする. これは操舵感指標 (Norman, 1984) の周波数, 横加速度領域である. 車両運動の解析では動的な応答や安定性を議論する事が多く, 解析的な議論がなされている. しかし, ここで議論する低周波での解析の例は少なく, この領域に焦点を当て解析を行うものとする. なお, 操舵系では操舵力とし操舵トルクを用いる事が多く, 操舵力に代わり操舵トルクで議論を進める.

2. 操舵系と車両のモデル

解析に用いる操舵系, 車両系のモデルは式 (1) から式 (9) に示す. 第 5 章で用いるシミュレーションモデルも基本的にこのモデルを用いるが, 摩擦モデルは, 必要に応じ弾性摩擦モデルを複数個重ねた, 非線形ばね特性を持つ弾性摩擦モデルを用いる. 前後荷重配分を D_{wf} として式 (9) を用い, 簡単化の為に式 (10) から式 (12) に示す無次元化したヨー慣性モーメント, 無次元化等価コーナリングパワーを用いる (藤岡, 山本, 2006). 式 (1) を操舵システムの PS のアシスト上流, 式 (2) がアシスト部, 式 (3) がアシスト下流とする運動方程式である. 各記号の意味は第 5 章, 表 4 にまとめて記載する. なお, 車両系は左右 2 輪分を合計して 1 輪とした. 式 (13) は横加速度, 式 (14) はスタビリティファクタ (SF) を表す.

$$I_{sw} \ddot{\theta}_0 + C_s \dot{\theta}_0 + F_s \text{sgn}(\dot{\theta}_0) + K_t(\theta_0 - \theta_1) = T_{sw} \quad (1)$$

$$I_{ps} \ddot{\theta}_1 + C_{ps} \dot{\theta}_1 + F_{ps} \text{sgn}(\dot{\theta}_1) + G_{ps} K_t(\theta_1 - \theta_0) + K_{kp}(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (2)$$

$$I_{kp} \ddot{\theta}_2 + C_{kp} \dot{\theta}_2 + F_{kp} \text{sgn}(\dot{\theta}_2) + K_{kp}(\theta_2 - \theta_1) + T_{sat} = 0 \quad (3)$$

$$mV(\dot{\beta} + r) = K_f(\delta - \beta - \frac{l_f r}{V}) + K_r(-\beta + \frac{l_r r}{V}) \quad (4)$$

$$I_z \dot{r} = l_f K_f(\delta - \beta - \frac{l_f r}{V}) - l_r K_r(-\beta + \frac{l_r r}{V}) \quad (5)$$

$$\delta = \frac{\theta_2}{N_s} \quad (6)$$

$$T_{sat} = \frac{\xi}{N_s} K_f(\delta - \beta - \frac{l_f r}{V}) \quad (7)$$

$$l = l_f + l_r \quad (8)$$

$$D_{wf} = \frac{l_r}{l} \quad (9)$$

$$I_{zN} = \frac{I_z}{ml_f l_r} \quad (10)$$

$$C_f = \frac{K_f}{m \cdot D_{wf} \cdot g} \quad (11)$$

$$C_r = \frac{K_r}{m \cdot (1 - D_{wf}) g} \quad (12)$$

$$g_y = V(\dot{\beta} + r) \quad (13)$$

$$SF = m \frac{K_f l_f - K_r l_r}{K_f K_r l^2} \quad (14)$$

3. 車両運動が操舵トルク特性に及ぼす影響

3・1 車両状態量の整理

車両運動の特性が操舵感に及ぼす影響はこれまでも数多く報告されている．その中でもタイヤの特性を変えて操舵感を評価した例がある（倉森他，2007）．前後の等価コーナリングパワー（等価 C_p ）の車両運動への影響は大きく，タイヤの特性を変えることは，等価 C_p を変えることにほかならず，更にサスペンションのコンプライアンスステアやロールステアによる影響も C_p の増減で整理され，等価 C_p という概念で考えれば良いと言える．一方，同文献では等価 C_p の変更によるスタビリティファクタと，操舵しやすさとの関係を議論しているものの，操舵しやすさに影響を及ぼす操舵トルク特性との関係は述べられていない．従って，車両運動の影響と受けるセルフアライニングトルク（SAT）が操舵系へのトルク T_{sat} として操舵トルク特性，操舵応答特性に及ぼす影響を検討するため，等価 C_p の影響を解析する必要がある．つまり，前章で述べた周波数領域での操舵角入力に対する特性が重要である．定常周波数入力を考えたとき，操舵角に対する T_{sat} の周波数応答を実部，虚部に分けると，式（15）のように実部は剛性項，虚部は減衰項と見る事ができる．そこで，式（4）から式（13）までの車両運動に関する式をラプラス変換して解き，ヨー角速度 r と車体横滑り角 β ，横加速度 g_y ，操舵系へのトルク T_{sat} を求めて式（15）から式（19）のように整理する．ヨー角速度 r と車体横滑り角 β ，横加速度 g_y の実部は定常項であり，虚部は位相遅れ，あるいは位相進みの項となる．これらの車両運動の位相特性が操舵感に影響を及ぼしているとの報告があり（久岡他，1997），位相特性もまた操舵感には重要な項目である．

$$T_{satC} = T_{satR} + i\omega T_{satI} = (K + i\omega C)\theta_2 \quad (15)$$

$$T_{satC} = K_{sat} \cdot \left(1 + i\omega \cdot \frac{C_{sat}}{K_{sat}} \right) \theta_2 \quad (16)$$

$$r_C = G_r(0) \cdot (1 + i\omega \cdot G_{rl}(0)) \cdot \frac{\theta_2}{N_s} \quad (17)$$

$$\beta_C = G_\beta(0) \cdot (1 + i\omega \cdot G_{\beta l}(0)) \cdot \frac{\theta_2}{N_s} \quad (18)$$

$$g_{yC} = G_{g_y}(0) \cdot (1 + i\omega \cdot G_{g_y l}(0)) \cdot \frac{\theta_2}{N_s} \quad (19)$$

ここで整理する手順を示す．ラプラス変換して解いた後， $s=i\omega$ と置き，定常項は $\omega=0$ と置いて整理し，1次の遅れや，進み項は虚部を取り出す．式は $\text{Im}=i\omega N(\omega)/D(\omega)$ の形に整理できる．ここで $N(\omega)$ は分子の項， $D(\omega)$ は分母の項とする． $i\omega N(\omega)/D(\omega)$ を $i\omega$ で除し，その後 $\omega=0$ として $N(0)/D(0)$ を求める．各車両状態量は操舵角 θ_s で除して，定常ゲインと位相遅れ項として整理する．ヨー角速度は $G_r(0)$ と $G_{rl}(0)$ ，車体横滑り角は $G_\beta(0)$ と $G_{\beta l}(0)$ ，横加速度は $G_{gy}(0)$ と $G_{gy l}(0)$ とする．操舵系へのトルクである T_{sat} は，剛性項と減衰項で整理すると，式(20)から式(28)を得る．スタビリティファクタは式(29)となる．

$$G_r(0) = \frac{C_f C_r g V}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} = \frac{V}{l} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{gl} \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) V^2} \quad (20)$$

$$G_{rl}(0) = \frac{V}{g C_r} \cdot \frac{[(1 - I_{zN}) D_{wf} C_f C_r - (1 - I_{zN}) D_{wf} + I_{zN}] C_r^2 g l + (C_r - C_f) V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (21)$$

$$G_\beta(0) = \frac{C_f C_r D_{wf} g l - C_f V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (22)$$

$$G_{\beta l}(0) = IV \cdot \frac{[D_{wf}(1 - D_{wf})(I_{zN} - 1) C_f C_r - D_{wf} \{(1 - I_{zN}) D_{wf} + I_{zN}\} C_r^2] g l + [(1 - D_{wf}) C_f + (I_{zN} + D_{wf}) C_r] V^2}{[C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2] (C_r D_{wf} g l - V^2)} \quad (23)$$

$$G_{gs}(0) = \frac{C_f C_r g V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} = G_r(0) V \quad (24)$$

$$G_{gyl}(0) = \frac{l}{V} \cdot \frac{C_f C_r D_{wf} g l - [(1 + D_{wf} I_{zN}) C_f + (1 - D_{wf}) I_{zN} C_r] V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (25)$$

$$K_{sat} = \frac{\xi}{N_s^2} \cdot \frac{C_f C_r m D_{wf} g V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (26)$$

$$C_{sat} = \frac{\xi m D_{wf} C_f^2 C_r g l V}{N_s^2} \cdot \frac{[(1 - I_{zN}) D_{wf} + I_{zN}] \cdot C_r g l - (1 + I_{zN}) V^2}{[C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2]^2} \quad (27)$$

$$\frac{C_{sat}}{K_{sat}} = \frac{C_f l}{V} \cdot \frac{[(1 - I_{zN}) D_{wf} + I_{zN}] \cdot C_r g l - (1 + I_{zN}) V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (28)$$

$$SF = \frac{C_r - C_f}{gl C_f C_r} = \frac{1}{gl} \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_r} \right) \quad (29)$$

これらの式の入力周波数の適応範囲を調べる．式(21)から式(27)に整理する前の $r(s)$ ， $\beta(s)$ ， $g_y(s)$ ， $T_{sat}(s)$ から $s=i\omega$ として得られた実部，虚部の値で，式(21)と式(24)～式(26)を除いて周波数特性を求める．

図1に示すように0.2～0.3 Hz程度の領域であるならば，操舵特性への影響を解析的に検討するには，十分であると考えられる．特に本稿で論ずる操舵トルク特性に大きな影響を及ぼすSATは0.3 Hzまでの領域で十分精度がある．以上のように整理した式は，実部，虚部とも1次式であるため，1次近似式と称して差し支えない．また実部，虚部をまとめて複素数とできるため，必要に応じて1次近似の複素表現と呼ぶこととする．

Fig. 1 The ratio of 1st order approximations characteristics and the exact characteristics on frequency response. 1st order approximations have sufficient accuracy in low frequency range from 0 to 0.2Hz or 0.3Hz for investigation of analysis. Fig.1 (a) is the case of yaw velocity, Fig.1 (b) is the case of lateral acceleration and Fig.1 (c) is the case of SAT. SAT is the most important value for discussing about the steering effort in this paper.

3・2 車両運動の操舵特性への影響解析

ここでは車両運動が操舵特性へ及ぼす影響を解析する．定常ヨーゲインで定常横加速度，定常車体横滑り角，車両運動による操舵系のばね項と減衰項を整理すると，式 (30) から式 (33) を得る．

$$G_{\beta}(0) = \left(\frac{D_{wf}l}{V} - \frac{V}{C_r g} \right) G_r(0) \quad (30)$$

$$G_{g_y}(0) = G_r(0)V \quad (31)$$

$$K_{sat} = \frac{\xi}{N_s^2} m D_{wf} V \cdot G_r(0) \quad (32)$$

$$C_{sat} = \frac{\xi C_f m D_{wf} l}{N_s^2} \cdot \frac{[(1-I_{zN})D_{wf} + I_{zN}] \cdot C_r g l - (1+I_{zN})V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f)V^2} G_r(0) \quad (33)$$

すべての項目において定常ヨーゲイン $G_r(0)$ で整理できるため，定常ヨーゲインについて考える．式 (20) で表されるようにヨーゲインは前後の等価 C_p により変化することが判る．操舵感評価ではステビリティファクタ (SF) やヨーの応答性を議論することが多い (倉森他, 2007)．ヨーゲインが変化すると，同じ操舵角でも横加速度が変わり，操舵トルクに影響する．例えば車両のスタビリティをあげるために，後輪等価 C_p を増加させることが一般的に行われる．この時ステビリティファクタが増加し安定性が増すが，それは同時にヨーゲインが低下することを意味し，同じヨー角速度や横加速度を出すためには操舵角を大きくする必要がある．また，式 (32)，式 (33) でも明らかなように，操舵系への車両運動による剛性，減衰が異なるため，操舵角－操舵トルク特性が変わり操舵感に影響を及ぼす．簡単の為に $I_{zN}=1, D_{wf}=0.5$ とすると，等価減衰 C_{sat} は以下のように整理できる．

$$C_{sat} = \frac{\xi m C_f^2 C_r g l V}{2 N_s^2} \cdot \frac{C_r g l - 2 V^2}{[C_f C_r g l + (C_r - C_f)V^2]^2} \quad (34)$$

$$\frac{C_{sat}}{K_{sat}} = \frac{C_f l}{V} \cdot \frac{C_r g l - 2 V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f)V^2} \quad (35)$$

また，実舵角 δ に対する車体横滑り角の定常ゲインを定義すると式 (36) となり，この式 (36) において $D_{wf}=0.5$ として定常ヨーゲインを用い，車両運動による剛性項，減衰項をまとめて複素剛性 K_{satC} とすると式 (38) のようになる．この式から明らかなように，減衰項は車速一定の場合，車体横滑り角の定常ゲインに依存していること

が判る. 後輪の等価 C_p を上げることにより, 定常車体スリップ角が小さくなり, 定常車体スリップ各に依存する SAT の負性減衰が下がる事を意味している.

$$G_{\beta N}(0) = C_f \cdot \frac{C_r D_{wf} g l - V^2}{C_f C_r g l + (C_r - C_f) V^2} \quad (36)$$

$$K_{satC} = K_{sat} \left(1 + i\omega \frac{C_{sat}}{K_{sat}} \right) \quad (37)$$

$$= G_r(0) \frac{\xi}{N_s^2} m D_{wf} V \left(1 + i\omega \frac{2l}{V} \cdot G_{\beta N}(0) \right) \quad (38)$$

3・3 等価 C_p が操舵トルク特性へ及ぼす影響

前節では解析的に検討し, 車両運動の状態量や位相差などの定式化を試みた. ここでは数値を代入して影響度合いを見る. 表1に前後の等価 C_p を変えた場合のパラメータスタディ結果を示す. 基本的な諸元は第5章, 表4にまとめて表記する. 表4表記の値は, 基準値でパラメータスタディなど必要に応じて変更する. ヨーゲイン $G_r(0)$ が0.25となるよう, 基準となるパラメータを $C_f=10$, $C_r=25$, $N_s=16$ と設定し Case1 とした. 後輪等価 C_p の影響は C_p を20%増減し Case2, Case3 として検討した. 前輪 C_p の影響の検討はスタビリティファクタが同程度になるよう前輪の等価 C_p を調整し Case4, Case5 とした. 車速は 100 km/h と 40 km/h を設定した. 負性減衰の場合は減衰項にマイナス符号がつく. 表1に示すように, 車速が 100 km/h の場合は車両運動による操舵系への減衰は負となり, 負性減衰となり, 車速が 40 km/h の場合は, 正となり減衰となることを表している.

Table 1 Parameter study for investigation of steering characteristics with cornering stiffness
parameters : $m=1800$, $l=2.8$, $D_{wf}=0.55$, $I_{zN}=0.9$, $N_s=15$, $g=9.81$, $\xi=0.06m$,

Case #	Vehicle velocity $V_h(\text{km/h})$	Normalized cornering stiffness		Stability factor SF	Yaw gain $G_r(0)$	SAT		
		Front C_f	Rear C_r			Stiffness K_{sat}	Damping C_{sat}	lag C_{sat}/K_{sat}
Case 1	100	10	30	0.00243	0.230	25.32	-0.732	-0.029
Case 2		10	25	0.00218	0.246	27.09	-1.200	-0.044
Case 3		10	20	0.00182	0.275	30.26	-2.173	-0.072
Case 4		11.12	25	0.00182	0.275	30.28	-1.499	-0.050
Case 5		9.37	25	0.00243	0.230	25.31	-1.047	-0.041
Case 6	40	10	30	0.00243	0.204	8.96	1.164	0.130
Case 7		10	25	0.00218	0.208	9.17	1.116	0.122
Case 8		10	20	0.00182	0.216	9.50	1.033	0.109
Case 9		11.12	25	0.00182	0.216	9.51	1.200	0.126
Case 10		9.37	25	0.00243	0.204	8.95	1.065	0.119

この表1から後輪 C_p と前輪 C_p の影響度合いが異なることが判る. 特にスタビリティファクタを同程度に変えても後輪と前輪での SAT の特性が異なり, 負性減衰は後輪の影響が大きく, 後輪の等価 C_p を大きくすることにより, 負性減衰を下げるができる. 逆に後輪の C_p が下がると負性減衰が増大することを意味する. 車速 40km/h においては後輪 C_p の増加により減衰が増大する. つまり, 後輪 C_p の増加は減衰項の絶対値が小さくなる傾向を示し, 高速では負性減衰の低下で, しっかりした操舵感が得られるが, 低速では減衰の増加で粘性感がでる可能性があることを示している. 前輪 C_p の影響は後輪 C_p と逆の傾向を示し, 影響度合いは後輪に比べて小さい. このように前後の等価 C_p により, ヨーゲインや車両運動による操舵系への剛性項, 減衰項が変化し, 操舵トルク特性が変わり操舵感に影響を及ぼす. なおここでは操舵系の剛性や PS のアシストなどを考慮しないで検討を進めた. 次章では操舵系の特性がスタビリティファクタやヨーゲインに及ぼす影響を検討する.

4. 操舵系の特性が操舵応答特性に及ぼす影響

4・1 操舵系の摩擦、剛性とパワーアシストの影響

ここでは操舵感指標 (Norman, 1984) の重要な評価項目である操舵トルク履歴特性や、操舵角の伝達効率に対する操舵系の剛性、摩擦、減衰とパワーアシストの影響を整理する。操舵系の剛性が無限大の場合、伝達効率は1となるが、実際には無限大ではなく、更にパワーアシストの影響も受ける。その際、パワーアシストによりステアリングコラム系のねじり剛性を増加させるとの指摘がなされており、前輪の等価 C_p が増加しスタビリティファクタが減少すると結論付けている (野崎, 1985)。また操舵系のねじり剛性が車両運動に及ぼす影響を解析した例もある (瀧下他, 2013)。本稿では剛性だけでなく、減衰やパワーアシストの影響を整理する。ここでも1次近似の複素表現式を用いて解析を進めるため、(1) から式 (3) において、慣性モーメントを無視したモデルを考え、車両運動は複素数の SAT とする。さらに、操舵が一方方向のみに限定し、摩擦の影響を簡単化した場合のモデルで考えると、運動方程式は式 (39) から式 (41) となり、図2 のよう表せる。

$$C_s \theta_0 s + F_s + K_t (\theta_0 - \theta_1) = T_{sw} \quad (39)$$

$$C_{ps} \theta_1 s + F_{ps} + G_{ps} K_t (\theta_1 - \theta_0) + K_{kp} (\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (40)$$

$$C_{kp} \theta_2 s + F_{kp} + K_{kp} (\theta_2 - \theta_1) + K_{sat} \theta_2 + C_{sat} \theta_2 s = 0 \quad (41)$$

Fig. 2 Simplified whole model of the steering system and vehicle dynamics system without inertial moments. Defined stiffness K_{total} , K_{Mps} and K_{Lps} is the total stiffness of the whole system, the stiffness of upper side and the stiffness of lower side include vehicle dynamics system respectively.

これらを T_{sw} , θ_1 , θ_2 で解き、操舵角 θ_0 に対する応答を求める。ここで定常加振すなわち $s=i\omega$ として、第3章で述べた1次近似の複素数の形式に整理する。操舵系全体のコンプライアンスを C_{ptotal} 、剛性を K_{total} とし式 (42) の様に定義し、同様にして操舵系システムの上流のコンプライアンスと剛性を式 (43)、アシスト下流のコンプライアンスと剛性を式 (44) に定義する (図2 参照)。これらの定義を用いて、複素数の形の操舵トルク特性として式 (45) を定義し、トルクの実部を整理すると式 (46) となる。また、操舵角の伝達特性は式 (47) で表される。

$$C_{ptotal} = \frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{G_{ps} K_t} + \frac{1}{K_{kp}} + \frac{1}{K_{sat}} \quad (42)$$

$$C_{Mps} = \frac{1}{K_{Mps}} = \frac{1}{G_{ps} K_t} + \frac{1}{K_{kp}} \quad (43)$$

$$C_{Lps} = \frac{1}{K_{Lps}} = \frac{1}{K_{kp}} + \frac{1}{K_{sat}} \quad (44)$$

$$T_{sw} = T_{swR} + i\omega T_{swI} \quad (45)$$

$$T_{swR} = \frac{K_{total}}{G_{ps}} \theta_0 + F_s + \frac{K_{total}}{G_{ps}} \left(\frac{F_{ps}}{K_{Lps}} + \frac{F_{kp}}{K_{sat}} \right) \quad (46)$$

$$\theta_{2R} = \frac{K_{total}}{K_{sat}} \left(\theta_0 - \frac{F_{ps}}{G_{ps} K_t} - \frac{F_{kp}}{K_{Mps}} \right) \quad (47)$$

操舵トルクの式 (46) の第 1 項は入力舵角に比例する項, 第 2 項はアシスト上流の摩擦, 第 3 項はアシスト下流摩擦の影響を示している. 操舵トルクは操舵角に対する 1 次式となり, 図 3(a) のようになる. 減衰を考慮しない場合, ヒステリシスの半分の幅は式 (46) において $\theta_0=0$ として求められる. また, 操舵角のヒステリシスについても同様に $T_{swR}=0$ で求められ, いずれも図 3(a) に示すようになる. このように操舵系の中にある摩擦の影響は, 摩擦の位置によりその度合いが異なる. 操舵系の全体の剛性と摩擦部分の下流剛性の比で影響度合いが異なり, アシスト下流の摩擦はアシストにより, さらに影響が小さくなる. 操舵系の摩擦は摩擦の大きさそのままだが, 操舵反力として表れないため, 操舵のヒステリシスと呼ぶことにする. 伝達特性も反力と同様に, 伝達の効率も操舵系の剛性を受けており, 摩擦の位置により影響度合いが異なる. このように操舵系の摩擦はその位置によって影響度合いが異なるため, 操舵系の剛性, 摩擦をどのように分布させるかにより, 操舵トルクや伝達効率に変化すること示している. また操舵系全体の剛性には SAT の剛性分が含まれており, 操舵トルクや操舵角の伝達特性は車両運動の影響を受けていることが判る.

4・2 操舵系の減衰, 剛性とパワーアシストの影響

次に, 減衰の影響を考える. 減衰の影響は虚部に現れるため, 第 3 章と同様に操舵トルクの虚部を求める. 操舵トルクの虚部を整理すると式 (48) のようになる.

$$T_{swl} = \left[C_s + \left(\frac{K_{total}}{K_{Lps}} \right)^2 \frac{C_{ps}}{G_{ps}} + \left(\frac{K_{total}}{K_{sat}} \right)^2 \frac{C_{kp} + C_{sat}}{G_{ps}} \right] \theta_0 - \left(\frac{K_{total}}{K_{Lps}} \right)^2 \frac{C_{ps}}{G_{ps}^2 K_t} \left(F_{ps} + \frac{K_{Lps} F_{kp}}{K_{sat}} \right) - \left(\frac{K_{total}}{K_{sat}} \right)^2 \frac{C_{kp} + C_{sat}}{G_{ps}^2 K_t} \left(F_{ps} + \frac{G_{ps} K_t F_{kp}}{K_{Mps}} \right) \quad (48)$$

式 (48) において, θ_0 を含まない項は, 摩擦により減衰の影響を減じる特性を示しており, 操舵角に対する操舵系の減衰の影響は θ_0 を含む第 1 項と考えられる. これらの項も操舵トルクや操舵角のヒステリシスに影響を及ぼすため, 摩擦項だけではヒステリシス幅は決まらない. 次に式 (48) を式 (49) のように整理すると, 操舵系の摩擦は入力舵角を減じる振れ分である事が判る. 従って入力舵角が十分大きな場合は, 操舵系の剛性が十分高い為, 摩擦による影響は小さく無視してよく, 減衰の影響を考える場合, 簡単のために, 摩擦の影響を無視して解析を行っても差し支えない. 従って, 式 (48) の第 1 項より, 操舵系の減衰の影響は, 操舵系の剛性の位置により変わり, パワーアシスト下流ではパワーアシストにより低下する. また車両運動による負性減衰の影響は操舵系の減衰で補償できるが, 減衰の操舵系における位置や剛性により影響を受け, その影響度合いが変化する. 式 (48) より操舵系の減衰の操舵トルクへの影響は, 操舵系のコンプライアンスの 2 乗で効いている.

$$T_{swl} = C_s \theta_0 + \left(\frac{K_{total}}{K_{Lps}} \right)^2 \frac{C_{ps}}{G_{ps}} \left[\theta_0 - \frac{1}{G_{ps} K_t} \left(F_{ps} + \frac{K_{Lps} F_{kp}}{K_{sat}} \right) \right] + \left(\frac{K_{total}}{K_{sat}} \right)^2 \frac{C_{kp} + C_{sat}}{G_{ps}} \left[\theta_0 - \frac{1}{G_{ps} K_t} \left(F_{ps} + \frac{G_{ps} K_t F_{kp}}{K_{Mps}} \right) \right] \quad (49)$$

次に, 操舵角から実舵角への伝達特性を考える. 減衰の影響を考える場合, 摩擦の影響を無視して解析を行っても差し支えないため, 式 (39) から式 (41) において, F_s, F_{ps}, F_{kp} を 0 として解くものとする. 減衰の影響を第 3 章と同様にして操舵角の伝達特性を複素数で表すると, 式 (50) のようになる. 減衰の影響は図 3(b) のように表れ, 操舵角入力部から見た全体の減衰が正の場合は, 樽形となり中央部が膨らみ, 全体の減衰が負の場合は鼓がたとなり中央部分が細くなる.

$$\frac{\theta_2}{\theta_0} = \frac{K_{total}}{K_{sat}} \left(1 - i\omega \frac{K_{total}}{K_{sat}} \left(\frac{K_{sat}}{K_{Lps}} \frac{C_{ps}}{G_{ps} K_t} + \frac{C_{kp} + C_{sat}}{K_{Mps}} \right) \right) \quad (50)$$

この式により、操舵系の減衰は単にアシストにより減じるだけでなく、操舵系の剛性が影響を及ぼしていることを表している。高速走行時の車両運動による負の減衰となる C_{sat} は、式 (50) より電動パワーステアリング (EPS) の減衰特性 C_{ps} で補償が可能であるが、操舵系の剛性によってその効果が変わることが判る。従って、減衰特性の補償は操舵系の剛性配分を考える必要があることを示している。これらの減衰を考えた操舵トルクのヒステリシス幅は図 3(b) のようになる。また、式 (50) が示すように、操舵系の減衰により操舵角の伝達に位相遅れを生じ、ここでも操舵系のコンプライアンスが影響を及ぼすことを表している。

Fig. 3 Steering angle-steering torque characteristics and definition of the hysteresis width without or with dampings. Fig.3(a) shows the illustration of equation (46) with frictions. Fig.3(b) shows the illustration of equation (49) with the frictions and the dampings include vehicle dynamics.

4・3 車両運動と操舵トルク特性の関係

ここで、ヨー角速度や横加加速度などの車両運動と操舵トルクとの関係を明らかにする。式 (1) から式 (5) において、これまでと同様に慣性モーメントを無視し、前節で述べたように、摩擦と減衰とを分けて運動方程式を解く。次にヨー角速度や横加加速度に対する操舵トルクの式にまとめる。ヨー角速度に対する操舵トルクは式 (51) となり、図 3(a) と同様の図が描ける。式 (51) 第 1 項がヨー角速度に比例するトルク、第 2 項以降が摩擦によるトルクとなる。ここで $r(0)V=g_y(0)$ とすることにより横加加速度に対する操舵トルクとなる。ヨー角速度や横加加速度が 0 の場合の操舵トルクは $r(0)=0$ により簡単に求まり、これが摩擦によるヒステリシスとなる。車両運動に対する減衰やヒステリシスは複素数の形で、ヨー角速度に対し式 (52)、横加加速度に対し式 (53) で表され、それぞれの係数は式 (54) から式 (57) となる。式 (46)、式 (48) と比較して判るように、車両運動に対するヒステリシス幅は、操舵角に対するヒステリシス幅より、操舵系の剛性の影響を受けにくいことが示されている。また摩擦によるヒステリシス幅は、車両運動の影響をまったく受けておらず、入力と SAT による反力、操舵系の摩擦で決まっていることを示している。また、車両運動に対する操舵トルクの進みは、式 (56)、式 (57) が示すように、操舵に対する車両運動の遅れによるものだけとなり、複素数の虚部のみ存在するため、リサージュ波形で中央部が太る樽形となり (図 3(b) 参照)、ヨー角速度と横加加速度との違いは、車両の遅れの違いに起因するものだけとなる事を意味している (式 (30) 参照)。

$$T_{swR} = \frac{\xi m D_{wf}}{G_{ps} N_s} r(0)V + F_s + \frac{F_{ps} + F_{kp}}{G_{ps}} \quad (51)$$

$$T_{rHys} = T_{rR}(1 + i\omega T_{rl}) \cdot r(0) \quad (52)$$

$$T_{gyHys} = T_{gyR}(1 + i\omega T_{gyl}) \cdot g_y(0) \quad (53)$$

$$T_{rR} = \frac{\xi}{G_{ps} N_s} m D_{wf} V \quad (54)$$

$$T_{gyR} = \frac{\xi}{G_{ps} N_s} m D_{wf} \quad (55)$$

$$T_{rl} = \frac{G_{ps} C_s}{K_{total}} + \frac{C_{ps}}{K_{Lps}} + \frac{C_{kp}}{K_{sat}} + \frac{l}{V} (I_{zN} (1 - D_{wf}) + D_{wf}) - \frac{V}{g C_r} \quad (56)$$

$$T_{gyI} = \frac{G_{ps} C_s}{K_{total}} + \frac{C_{ps}}{K_{Lps}} + \frac{C_{kp}}{K_{sat}} + \frac{l}{V} I_{zN} (1 - D_{wf}) \quad (57)$$

4・4 操舵系の特性を考慮した場合の前輪等価 Cp

ここで操舵系の特性と、車両運動を考慮した場合の操舵トルク特性を計算し比較するために、入力舵角からみた等価 Cp を整理する。第3章では等価 Cp による車両運動の等価剛性、減衰への影響を検討した。その特性は実舵角に対するものであるため、操舵系を含む場合、剛性による等価 Cp の低下を考慮して、入力舵角に対する等価 Cp として整理する必要がある。そこで、式 (7) より車両運動を考慮しない式 (58) の SAT を考え T_{sat0} として定義する。この時、操舵の剛性は式 (11) を用いて、式 (59) になる。この K_{sat0} を用いたトータル剛性 K_{total0} を式 (42) と同様に定義できる。さらに、式 (47) の操舵角の伝達効率から、入力操舵角からの等価 Cp は式 (60) となる。トータル剛性 K_{total0} を用いないで、さらに摩擦を考慮しない場合は式 (61) となる。

$$T_{sat0} = \frac{\xi}{N_s} K_f \delta \quad (58)$$

$$K_{sat0} = \frac{T_{sat0}}{\theta_2} = \frac{\xi}{N_s^2} C_f m D_{wf} g \quad (59)$$

$$C_f^* = \frac{\theta_{2R}}{\theta_0} C_f = \frac{K_{total0}}{K_{sat0}} \left(1 - \frac{F_{ps}}{K_t} - \frac{F_{kp}}{K_{mps}} \right) C_f \quad (60)$$

$$C_f^* = \frac{C_f}{1 + K_{sat0} \left(\frac{1}{K_{kp}} + \frac{1}{G_{ps} K_t} \right)} \quad (61)$$

5. シミュレーションによる解析

前章までに操舵系の摩擦、減衰、剛性などの特性や、車両運動が操舵トルク特性にどのように影響を及ぼしているかを解析的に明らかにした。ここではより詳細なシミュレーションモデルを用いた検証を行う。

5・1 シミュレーションモデルとシミュレーション結果

ここで用いたモデルは、操舵系の慣性モーメントを含み、シミュレーションモデルは式 (1) から式 (9) を基本としているが、EPS における系の安定性を確保するため、パワーアシスト部分は式 (62) に示すようなアシストに 1 次遅れ 1 次進みの位相補償を追加している。時定数は $T_n = 0.01$, $T_d = 0.004$ とした。

$$G_{ps} = 1 + A_{ps} \frac{1 + T_n s}{1 + T_d s} \quad (62)$$

計算条件は操舵角のサイン入力、操舵周波数 0.2 Hz、横加速度 2.5 m/s² となるよう入力舵角を調整し、解析との比較を行うため、線形のアシスト特性を用いた。シミュレーション結果の例を図 4 に示す。操舵角 0 からの過渡応答部分を除き、操舵周波数一定の定常操舵になった 1 周期部分を切り出して、シサージュ波形を描いている。

ケース番号は、次節のパラメータスタディの番号と対応している。図 4 が示すように後輪等価 C_p 減少により操舵角に対する操舵トルクの傾きが急になり、操舵角 0 での操舵トルクのヒステリシス幅が狭まっている事が判る。

このように、車両運動の変化により操舵角-操舵トルク特性が大きく異なり、操舵感を評価する上で操舵トルク特性を評価する必要があることを示している。

Fig. 4 Steering angle-steering torque characteristics result with the parameter study based on the table 2. Higher rear cornering stiffness makes the steering angle-steering torque gradient steeper and the torque hysteresis width thinner.

5・2 パラメータスタディの結果比較

本節ではこれまでに解析的に求めた数式による計算と、シミュレーションのよる結果を比較するとともに、その結果から考察を行う。表 2, 表 3 に操舵系の特性と車両運動を考慮した、操舵トルク特性やヒステリシス幅などの結果を示す。計算時の設定パラメータは、車速 V_h (単位は km/h)、後輪等価 C_p である C_r , EPS のアシストゲイン G_{ps} , 減衰制御 C_{ps} , 摩擦 F_{ps} , 操舵角 θ_0 , それ以外は表 4 に示すものを基本としている。算出値は前輪等価 C_p である C_f^* , ヨーゲイン $G_r(0)$ 以降の, スタビリティファクタ SF , ステアリングトルク, トルク勾配, トルクヒステリシスなどである。解析による操舵角に対する操舵トルクの T_{swR} とヒステリシス幅は, 式 (46) を用いて計算し, 操舵トルクの T_{swl} は式 (48) において摩擦を無視し F_s, F_{ps}, F_{kp} を 0 とし算出している。ただし, 解析式のヒステリシス幅は片振幅であるため, ヒステリシス幅の計算時には 2 倍し算出してまとめた。車両運動に対する操舵トルクやヒステリシス幅は式 (51) から式 (57) を用いて同様に 2 倍して算出する(図 3(a)参照)。 T_{swl} にマイナス符号が付いている場合は, ヒステリシスの中央部が狭くなる鼓形になる事を示しており, 反対にプラスの場合は樽形となる(図 3(b)参照)。シミュレーションによる C_f^* , SF は, 操舵角-ヨー角速度の応答を 1 次近似し, 傾きからヨーゲインを求め, 式 (20), 式 (29) より算出した。それ以外のトルク勾配やヒステリシス幅などは, 最小二乗法でパラメータ同定により算出した。

表 2, 表 3 が示すように, 解析式による結果とシミュレーション結果は, よく整合していることが判る。シミュレーションによるヒステリシス幅が若干狭くなるのは, EPS の位相補償の影響が主な要因であり, 本シミュレーションに用いた位相補償では 0.2 Hz で若干の位相進みを有している。位相補償の時定数を変え, $T_n=0.02$ して位相進みを増すと, 更にヒステリシス幅が 1.415 Nm と減少し, $T_n=0.005$ として位相進みを減らすと, ヒステリシス幅が 1.486 Nm と増大した。つまり EPS 制御の遅れや進みが, 操舵トルク特性に影響を及ぼしている。前輪等価 C_p である C_f^* の値が解析とシミュレーションで異なるのは, 解析では式 (61) により算出しており, 操舵系の摩擦や減衰が考慮されていないためである。系の位相進みや遅れを 1 次近似して算出された解析値が, シミュレーション結果と整合することは, 解析により操舵トルクやヒステリシス幅, トルクの勾配などの概算が可能であり, 性能設計の見積もりに使用できることを示している。

次に各パラメータの影響について考察する。Case11, Case12, Case13 や Case16, Case17, Case18 が示す様に, 後輪等価 C_p の低下に伴い, ヨーゲインが増大し, 同じ横加速度を出すための入力操舵角の大きさが異なる。また 100 km/h のような高速走行時は, 表 1 が示すような車両運動による負の減衰が, 操舵トルクに影響を及ぼして系全体の減衰を低下させ, T_{swl} の値に負の符号がつく場合がある。Case11 のように $C_r=30$ の場合は $C_r=1.0$ Ns/rad で十分補償ができていますが, $C_r=25, 20$ においてはさらに減衰を増す必要がある。Case11 と Case14, Case15 を比

較すると, $C_r=20$ の操舵角 θ でのヒステリシス幅を, $C_r=30$ の場合と同等にするためには, EPS の摩擦 F_{ps} を 2.78 Nm, 減衰 C_{ps} を 3.17 Nm/rad 程度入れる必要があることを示している. ただし補償することが必要かどうかは別の議論となる. 逆に, 40 km/h 時には $C_r=30$ では T_{swl} が大きくなるため, ヒステリシス特性が樽形となり, 粘性感がでる可能性があり, EPS の減衰を減じることが必要となる. Case17, Case18 を比較すると, 操舵入力点の減衰 T_{swl} を同程度に抑えるために, SAT の減衰の差と同程度の補償を EPS の減衰低下で行っている. また, 車両運動とトルクヒステリシスを見ると, 100 km/h 時のヨー角速度での操舵トルクのヒステリシス幅は横加加速度での幅より広いが, 40 km/h の場合は逆転する. これは式 (56) 式 (57) が示すように, 運動の遅れに起因している. このように車速により EPS の減衰の利きが変わっており, その原因は式 (48) の第 1 項に示すように, 減衰の利きが各部の剛性の影響を受け, その剛性は SAT により変化するためである.

また, 表 3 の Case21 が示すように, PS のアシストにより, 操舵角の伝達特性やヨーゲインが向上し, スタビリティファクタが若干低下する. さらに PS のアシストトルクによりヒステリシス幅が狭まるが, 摩擦を増加させて同等のヒステリシス幅を確保でき(Case22), また, PS の減衰増加により操舵角 θ でのヒステリシス幅を同等にできることが判る(Case23). このように車両運動が操舵系に影響を及ぼし, その補償のために, EPS の各制御が有効であり, その影響度合いが, 操舵系の剛性や, 摩擦, 減衰などの要素により変わることを示している. したがって, EPS の制御を有効に活用するためにも, 操舵系の設計にはこれらの要素を考慮する事が必要である.

Table 2 Parameter study for investigation of steering characteristics with rear cornering stiffness

parameters : $m=1800$, $I_{zN}=0.9$, $l=2.8$, $D_{wf}=0.55$, $C_f=15$, $C_s=0.01$, $F_s=0.1$, $K_r=91.7$, $K_{kp}=115$, $N_s=15$, $\zeta=0.06$, $V_{h[km/h]}=V_{[m/s]} \cdot 3.6$ [s/h]

		Vehicle velocity	Equivalent cornering stiffness		EPS control			Steering angle	Yaw gain	Stability factor	Steering torque		Torque gradient	Hysteresis width θ at $\dot{\theta}=0$		Torque gradient		Torque hysteresis at r, g_y				
					Gain	Damp.	Fric.				Re	Im		by SA	by fric.	with damp.	by r	by g_y	by fric.	with damp.		
			Case #	V_h	C^*_r	C_r	G_{ps}	C_{ps}	F_{ps}	$\theta_{0k} [^\circ]$	$G_r(0)$	SF	T_{swR}	T_{swl}	Nm/°	by fric.	with damp.	Nmm/s	Nmm/s/m	at r=0	at $g_y=0$	
Analysis	Case 11	100	10.27	30	3.5	1.00	2.00	21.8	0.236	0.00233	3.55	0.043	0.130	1.45	1.49	0.549	1.13	1.63	1.92	2.20		
	Case 12			25				20.4	0.253	0.00209	3.55	-0.103	0.139	1.44	1.34	0.549	1.13	1.63	1.76	2.18		
	Case 13			20				18.2	0.284	0.00172	3.53	-0.409	0.156	1.41	1.09	0.549	1.13	1.63	1.53	2.14		
	Case 14			20				1.00	2.78	18.2	0.284	0.00172	3.73	-0.409	0.156	1.81	1.49	0.549	1.13	2.07	1.98	2.59
	Case 15							3.17	2.00	18.2	0.284	0.00172	3.53	0.097	0.156	1.41	1.49	0.549	1.13	1.63	1.98	2.59
Simulation	Case 11	100	10.18	30	3.5	1.00	2.00	22.6	0.234	0.00236	3.61	0.015	0.128	1.45	1.46	0.540	1.12	1.63	1.90	2.18		
	Case 12		10.21	25				21.1	0.252	0.00211	3.60	-0.126	0.137	1.43	1.31	0.538	1.12	1.62	1.71	2.14		
	Case 13		10.24	20				18.9	0.283	0.00173	3.57	-0.430	0.152	1.40	1.05	0.534	1.12	1.63	1.52	2.13		
	Case 14		10.21	20				1.00	2.81	19.0	0.282	0.00175	3.73	-0.430	0.152	1.80	1.46	0.529	1.12	2.08	1.94	2.59
	Case 15		10.24					3.13	2.00	18.9	0.283	0.00174	3.58	0.076	0.152	1.40	1.46	0.526	1.11	1.62	1.93	2.57
Analysis	Case 16	40	10.27	30	3.5	0.50	2.00	62.8	0.205	0.00233	3.61	0.504	0.045	1.57	2.95	0.219	1.13	1.63	3.54	2.83		
	Case 17			25				61.3	0.210	0.00209	3.61	0.490	0.046	1.56	2.88	0.219	1.13	1.63	3.48	2.81		
	Case 18			20				59.1	0.218	0.00172	3.61	0.465	0.048	1.56	2.77	0.219	1.13	1.63	3.38	2.80		
	Case 19			30				0.50	1.67	62.8	0.205	0.00233	3.52	0.504	0.045	1.38	2.77	0.219	1.13	1.44	3.35	2.64
	Case 20							0.25	2.00	62.8	0.205	0.00233	3.61	0.437	0.045	1.57	2.77	0.219	1.13	1.63	3.35	2.64
Simulation	Case 16	40	9.89	30	3.5	0.50	2.00	63.3	0.203	0.00247	3.69	0.489	0.045	1.57	2.93	0.216	1.11	1.63	3.48	2.82		
	Case 17		9.90	25				62.0	0.208	0.00222	3.68	0.475	0.457	1.57	2.86	0.214	1.11	1.63	3.42	2.79		
	Case 18		9.90	20				60.0	0.215	0.00186	3.67	0.451	0.047	1.56	2.75	0.215	1.11	1.63	3.48	2.82		
	Case 19		30	0.50				1.68	63.2	0.203	0.00246	3.52	0.489	0.045	1.39	2.75	0.214	1.11	1.44	3.31	2.61	
	Case 20			9.89				0.26	2.00	63.3	0.203	0.00247	3.66	0.425	0.045	1.57	2.75	0.213	1.10	1.63	3.31	2.61

Table 3 Parameter study for investigation of the steering characteristics with rear cornering stiffness

		Vehicle velocity	Equivalent cornering stiffness		EPS control			Steering angle	Yaw gain	Stability factor	Steering torque		Torque gradient	Hysteresis width θ at $\dot{\theta}=0$		Torque gradient		Torque hysteresis at r, g_y			
					Front	Rear	Gain				Damp.	Fric.		Re	Im	by SA	by fric.	with damp.	by r	by g_y	by fric.
			Case #	V_h	C^*_f	C_r	G_{Ps}	C_{Ps}	F_{Ps}	$\theta \delta^\circ$]	$G_r(0)$	SF	T_{SwR}	T_{Swl}	Nm/°	by fric.	with damp.	Nmr s/	Nm s ² /m	at $r=0$	at $g_y=0$
Analysis	Case 12	100	10.27	25	3.5	2.00	20.35	0.253	0.00209	3.55	-0.103	0.139	1.44	1.34	0.55	1.13	1.63	1.76	2.18		
	Case 21					5	1.00	2.00	19.83	0.260	0.00200	2.52	-0.073	0.100	1.09	1.02	0.38	0.79	1.20	1.30	1.59
	Case 22						2.85	19.83	0.260	0.00200	2.68	-0.073	0.100	1.41	1.34	0.38	0.79	1.54	1.64	1.93	
	Case 23						3.09	2.00	19.83	0.260	0.00200	2.52	0.294	0.100	1.09	1.34	0.38	0.79	1.20	1.64	1.93
Simulation	Case 12	100	10.21	25	3.5	2.00	21.1	0.252	0.00211	3.60	-0.126	0.137	1.43	1.31	0.538	1.12	1.62	1.71	2.14		
	Case 21		10.49			5	1.00	2.00	20.4	0.259	0.00201	2.54	-0.092	0.098	1.08	1.00	0.38	0.79	1.19	1.28	1.58
	Case 22		10.47				2.84	20.5	0.258	0.00202	2.71	-0.092	0.098	1.40	1.31	0.38	0.79	1.53	1.59	1.89	
	Case 23		10.49				2.98	2.00	20.4	0.259	0.00202	2.55	0.255	0.098	1.08	1.31	0.37	0.78	1.19	1.59	1.89

Table 4 Parameter table for the analysis and the simulation. Each value on the table is a typical case in this paper.

List of Symbols (Steering system)		Value	Unit	List of Symbols (Vehicle)		Value	Unit
I_{sw}	Moment of Inertia (Steering Wheel)	0.035	kg m ²	m	Vehicle mass	1800	kg
C_s	Damping coefficient of Upper side of PS	0.01	Nm s/rad	I_z	Yaw moment of inertia	3143.4	kg m ²
F_s	Friction of Upper side of PS	0.1	Nm	K_f	Front cornering stiffness	194238	N/rad
K_t	Stiffness of Upper side of PS	91.7	Nm/rad	K_r	Rear cornering stiffness	238383	N/rad
I_{ps}	Moment of Inertia (EPS)	0.05	kg m ²	l	Wheel base	2.8	m
C_{ps}	Damping coefficient at PS	-	Nm s/rad	l_f	Distance between front axle and CG	1.26	m
F_{ps}	Friction at PS	-	Nm	l_r	Distance between CG. and rear axle	1.54	m
K_{kp}	Stiffness of Lower side of PS	114.6	Nm/rad	ξ	caster and numatic trail	0.06	m
I_{kp}	Moment of Inertia (Lower side of PS)	0.0076	kg m ²	D_{vf}	Distribution of front weight	0.55	
C_{kp}	Damping coefficient of lower side of PS	0.0889	Nm s/rad	I_{zN}	Normalized yaw moment of inertia	0.9	
F_{kp}	Friction of Lower side of PS	0.5	Nm	C_f	Normalized front cornering stiffness	15	
N_s	Total steering gear ratio	15		C_r	Normalized rear cornering stiffness	-	
θ_0	Steering wheel angle		rad	V	Vehicle speed	-	m/s
θ_1	Steering angle at PS		rad	F_f	Front tire force (left and right)		N
θ_2	Steering angle Lowe side of PS		rad	F_r	Rear tire force (left and right)		N
δ	Tire&wheel steer angle		rad	r	Yaw velocity		rad/s
T_{sat}	SAT (around steering shaft)		Nm	β	Vehicle side slip angle		rad
g	Gravity	9.81	m/s ²	g_y	Lateral acceleration at CG (center of gravity)		m/s ²

5・3 実車に則したアシスト特性による検証

実車のような非線形アシスト特性の場合のシミュレーション結果を図 5 に示す。前章の解析結果をもとに、 $C_f=30$ のケースに対し、 $C_r=20$ の場合と、 $C_r=20$ において摩擦、減衰、アシスト特性を変更して、操舵角－操舵トルクの特性を、 $C_r=30$ の場合のある領域まで重ね合わせた結果を比較する。Case11*, Case13*は、アシストが非線形である以外、他のパラメータは Case11, Case13 と同じであり、Case13**は Case13*に対し $C_{ps}=2.6$, $F_{ps}=2.7$ としたほか、アシストを増やして合わせこんでいる。今回行った大まかな手順は、解析のパラメータスタディを参考に、全体のヒステリシス幅を摩擦で設定し、全体の傾きの変化をアシストで設定、リサージュの膨らみ具合を減衰で調整した。図 4 と比較して、シサージュ波形の中央部が膨らみ、端部が細くなる傾向がみられるのは、アシスト特性が低トルク域でアシスト量が低く、高トルク域でアシスト量が増加するような非線形であることによる。これは第 4 章の解析結果と一致する。従って非線形のパラメータが入っても、線形での解析を用いた予想が可能であることを示している。これらの結果、操舵角－操舵トルク特性は比較的自由に制御できることが分かる。しかし、一部の領域の操舵角－操舵トルク特性を合わせこんでも、ヨーゲインが異なると、全領域を合わせこめず、ましてや車両運動－操舵トルク特性は大きく変化し、まったく異なった特性になる。従って、車両の運動特性に合った操舵角－操舵トルク特性を見出す必要があり、それが目標特性となる。その目標特性が決定されたなら、本稿の解析やシミュレーションを用いて、目標特性に合わせこむ性能設計が可能となる。

Fig. 5 Steering angle-steering torque characteristics result with nonlinear power assist curve. Case11* and Case13* have the same parameters with Case11 and Case13 respectively except for power assist. Case13** have more damping, friction and power assist in contrast with Case13*. However Case13** have same steering angle-steering torque curve in some region, vehicle responses –steering torque curve are changed significantly.

第5章のシミュレーションにおいて用いた、摩擦特性とアシスト特性を図6に示しておく。ここに示すのは、摩擦トルク 2.0 Nm のもので、他の摩擦要素は相似形で摩擦トルクの大きさが異なる。

Fig. 6 Friction characteristics and power assistance curve. Fig. 6 (a) shows friction torque value 2.0Nm. The others have similar figures except for friction torque. Fig.6 (b) shows power assistance curve. Nonlinear assistance curves are used for ordinary vehicles.

6. 結 言

操舵感評価で重要な操舵トルク特性が車両運動や操舵系の剛性、摩擦、減衰がどのように影響を及ぼしているかを解析的に検討し、シミュレーションにより確認した。操舵周波数 0.3Hz 程度までの常用域における、車両運動の操舵系への影響を複素 SAT の形に整理し、操舵系の剛性、減衰の一部として繰り込むことにより、解析を容易にし、その影響を明らかにした。その結果、等価 Cp により複素 SAT の剛性、減衰が変わり、操舵トルク特性に大きな影響を及ぼしており、操舵角に対する車両応答だけでなく、操舵角に対する操舵トルク特性への影響を考える必要があることを示した。従来は、操舵系の剛性のみに着目して行われていた操舵角の伝達特性についても、操舵系の減衰や摩擦、パワーアシストの影響も含めて解析を行った。その結果、操舵系の減衰や摩擦の配置された位置や、全体の剛性、摩擦部の剛性、PS のアシスト特性により、影響度合いが変化することを解析的に明らかにした。解析的な検討より、設定パラメータ変更による影響のメカニズムの理解がえられた。また、前述の内容を定式化することにより、操舵角や車両運動に対する操舵トルク特性の概算の設計を可能とし、シミュレーションにおける性能設計のパラメータ設定のガイドとして用いることができることを示した。これはメカニズムを理解して、設計につなげる 1D-CAE の考えにも則したものである。なお、本稿では3つの剛性要素での解析を行ったが、さらに多段の剛性要素で構成されていても、同様な解析を行うことが可能である。

文 献

- 青木康浩, 富田篤志, 狩野芳郎, 安部正人, 基礎的車両応答パラメータと操舵特性評価に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.144-11 (2011), pp.15-18.
- 藤岡健彦, 山本真規, 自動車の無次元運動方程式および運動性能を表す四つの π ナンバ, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.12-06 (2006), pp.1-6.
- Harrer, M. and Pfeffer, P. A., Steering Handbook, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-05448-3 (2016).
- Heathershaw, A., Developments in on-centre steering evaluation and testing, SAE Technical Paper, 2006-01-0796 (2006).
- Higuchi, A. and Sakai, H., Objective evaluation method of on-center handling characteristics, SAE Technical Paper, 2001-01-0481 (2001).
- 久岡雄二, 山本真規, 藤波宏明, ドライバにとって望ましい車両応答と操舵トルクに関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.4 (1997), pp.61-66.
- 熊倉博之, 大崎正喜, 田中忠夫, ステアリング系コンプライアンスと操舵力特性に関する考察, 自動車技術会学術講演会前刷集, 912 (1991), pp.173-176.
- 倉森章, 高口紀貴, 上條正義, 佐渡山亜兵, ドライバの筋活動に着目した運転しやすさ評価の検討, 自動車技術, Vol.61, No.6 (2007), pp.116-121.

- Kushiro, I. and Yamamoto, M., Vehicle behavior under the influence of steering dynamics by mean of low frequency torque input, SAE Technical Paper, 2006-01-0557 (2006).
- 久代育生, 香村伸吾, 河井弘之, オンセンタハンドリングのためのステアリングシステム, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.2 (2009), pp.233–238.
- Norman, K. D., Objective evaluation of on-center handling performance, SAE Technical Paper, 840069 (1984).
- 野崎博路, パワーステアリング付車のステアリング系剛性とステア特性について, 自動車技術会論文集, No.30 (1985), pp.76–81.
- 小野仁章, 久代育生, 樋口明, ステアリングシステムの摩擦特性に着目した操舵感予測モデルの開発, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.5 (2016), pp.1091–1095.
- 大富浩一, 1DCAE の考え方に基づいたものづくり, 機械設計, Vol.59, No.9 (2015), pp.12–19.
- 大富浩一, 羽藤武宏, 1DCAE によるものづくり革新, 東芝レビュー, Vol.67, No.7 (2012), pp.7–10.
- 佐藤博文, 原口哲之理, 大沢洋, 操舵感に関わる操舵応答特性の考察, 自動車技術, Vol.44, No.3 (1990), pp.53–58.
- 坂下和史, 岡田正, 操舵系の特性を考慮した自動車の操縦性安定性に関する線形理論, 自動車技術, Vol.18, No.04 (1964), pp.268–273.
- 鈴木崇永, 宮本勝祥, 富田篤志, 狩野芳郎, 安部正人, 基礎的車両応答パラメータと操舵特性評価に関する研究 (第2報) 自動車技術会学術講演会前刷集, No.59-13 (2013), pp.7–10.
- 瀧下謙一, 米田篤彦, 清水康夫, ステアリング振り剛性が車両の操縦性に及ぼす影響の一考察, 日本機械学会第22回交通・物流部門大会講演会論文集, No.13-63 (2013).
- Ueda, E., Inoue, E., Sakai, Y., Hasagawa, M., Takai, H. and Kimoto, S., The development of detail steering model for on-center handling simulation, Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (2002).
- 山田大介, 久代育生, 村岸裕治, 操舵トルクの特性が人間-自動車系に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2 (2011), pp.459–465.

References

- Aoki, Y., Tomita, A., Kano, Y. and Abe, M., A study on reaction between fundamental vehicle responses parameters and handling quality evaluation, Proceedings of Society of Automotive Engineers of Japan, No.144-11 (2011), pp.15–18 (in Japanese).
- Fujioka, T. and Yamamoto, M., Nondimensional equation of motions of automobile vehicles and 4 π numbers representing vehicle performance, Proceedings of Society of Automotive Engineers of Japan, No.12-06 (2006), pp.1–6 (in Japanese).
- Harrer, M. and Pfeffer, P. A., Steering Handbook, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-05448-3 (2016).
- Heathershaw, A., Developments in on-centre steering evaluation and testing, SAE Technical Paper, 2006-01-0796 (2006).
- Higuchi, A. and Sakai, H., Objective evaluation method of on-center handling characteristics, SAE Technical Paper, 2001-01-0481 (2001).
- Hisaoka, Y., Yamamoto, M. and Fujinami, H., A research on desirable and steering torque for steering driver's response feeling, Society of Automotive Engineers of Japan Vol.28, No.4 (1997), pp.61–66 (in Japanese).
- Kumakura, H., Ohsaki, M. and Tanaka, T., Study of steering system compliance and steering effort characteristics, Proceedings of Society of Automotive Engineers of Japan, 912 (1991), pp.173–176 (in Japanese).
- Kuramori, A., Koguchi, N., Kamijo, M. and Sadoyama, T., Study on driving ease evaluation focusing on muscular activity of driver, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.61, No.6 (2007), pp.116–121 (in Japanese).
- Kushiro, I. and Yamamoto, M., Vehicle behavior under the influence of steering dynamics by mean of low frequency torque input, SAE Technical Paper, 2006-01-0557 (2006).
- Kushiro, I., Koumura, S. and Kawai, H., Steering system for the on-center handling, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.40, No.2 (2009), pp.233–238 (in Japanese).
- Norman, K. D., Objective evaluation of on-center handling performance, SAE Technical Paper 840069 (1984).
- Nozaki, H., Effect of steering rigidity in power-assisted steering systems on vehicle cornering characteristics, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, No.30 (1985), pp.76–81 (in Japanese).
- Ono, K., Kushiro, I. and Higuchi, A., Development of steering feel simulation model focusing on friction characteristics, Vol.47, No.5 (2016), pp.1091–1095 (in Japanese).
- Otomi, K., Special Report, Machine Design, Vol.59, No.9 (2015), pp.12–19 (in Japanese).
- Otomi, K. and Hato, T., Design innovation applying 1DCAE, Toshiba Review, Vol.67, No.7 (2012), pp.7–10 (in Japanese).
- Sato, H., Haraguchi, T. and Osawa, H., Experimental analysis of steering response characteristics and steering feeling, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.44, No.3 (1990), pp.53–58 (in Japanese).

- Sakashita, K. and Okada, T., Effects of dynamical feature of steering system on automobile stability and control predicted by liberalized theory, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.18, No.4 (1964), pp.268–273 (in Japanese).
- Suzuki, T., Miyamoto, K., Tomita, A., Kano, Y. and Abe, M., A study on reaction between fundamental vehicle responses parameters and handling quality evaluation (Second Report), Proceedings of Society of Automotive Engineers of Japan, No.59-13 (2013), pp.7–10 (in Japanese).
- Takishita, K., Yoneda, A. and Shimizu, Y., A study on effects of steering torsional rigidity on control parameter of vehicle, Proceedings of the 22th Transport and Logistics Conference (2013), No.13-63 (in Japanese).
- Ueda, E., Inoue, E., Sakai, Y., Hasagawa, M., Takai, H. and Kimoto, S., The development of detail Steering model for on-center handling simulation, Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (2002).
- Yamada, D., Kushiro, I. and Muragishi, Y., Investigation on relationship between characteristics of steering wheel torque, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.44, No.2 (2011), pp.459–465 (in Japanese).