

電動パワステアリングのセンタフィール向上への Masing 摩擦モデルの応用 *

皆川 正明¹⁾ 高僧 美樹²⁾ 木村 雅理²⁾

Application of Masing Friction Model to the Improvement of Electronic Power Assisted Steering System in Terms of On-Center Steering Feel

Masaaki Minakawa Miki Kohso Masayoshi Kimura

Masing friction model is indispensable as the physical model of hysteresis phenomena in vehicle dynamics area, such as ride comfort, noise, and vibration. Another phenomenon in vehicle dynamics area, which is supposed to have much to do with friction is the inferior on-center steering feel of Electronic Power assisted Steering (EPS), compared to that of Hydraulic Power assisted Steering (HPS). The paper proposes a method to improve the on-center steering feel of EPS beyond that of HPS by the application of Masing model to EPS control algorithm.

KEY WORDS: Vehicle dynamics, Steering system, Dynamic model, Steering friction optimization (B1)

1. ま え が き

現在, 乗用車のパワステアリングといえばほぼすべてが省エネルギー性に優れた電動方式となっている。しかしながら, 電動パワステアリング (以下EPS) は市場に現れてから約 30 年も経つにもかかわらず, そのオンセンタステアフィールは依然として不自然なものが多く, 油圧パワステアリング (以下HPS) のレベルに達していないと感じる。私の周囲の車両運動の専門家には同意見の人が多く, 車齢 20 年近いステアフィール良好なHPS車をいまだに大切に持っている人は珍しくない。また, 某世界的スポーツカーメーカーも同じ不満を持っている様子で現存するEPSの操舵感に満足できず, ステアフィールの良いEPSを求めて世界中のパワステアリングメーカーを行脚して世界一周したとも聞く。

EPSとHPSの構造差に起因した摩擦立上り特性の違いは, オンセンタステアフィールの差異の重要要因である可能性が高いが, この視点の報告を私は見掛けなかった。このような状況下で, 摩擦技術の経験をEPSのステアフィール向上に役立てたいと考え, 共著者の所属企業と共同研究を実施し, 所期の結果が得られたので発案の概要をご報告する。

2. 着 眼 点

2.1. EPSとHPSの摩擦特性の違い

ハンドルからタイロッドまでのフリクションの殆どはギヤボックス内部のフリクションであるがHPSとEPSとではギヤボックスフリクション特性が大きく異なる。図 1 はEPSとHPSの摩擦トルクを無負荷状態で作動中のセンサトル

*2019年5月31日受理。2019年5月22日自動車技術会春季学術講演会において発表。

1) Dynamic Research, Inc. (355 Van Ness Avenue, Suite 200 Torrance, California 90501-6220)

2) 株式会社 栃木開発センター(〒321-3325 栃木県芳賀郡芳賀町芳賀台 112 番地 1)

クとアシストトルクの和として算出しピニオン角度に対してプロットしたものである。EPSの飽和摩擦トルクがHPSのその2倍前後あることは良く知られており, EPSの制御ロジックは摩擦トルク削減のためのフリクションキャンセル項を持つのが通例である。

しかし飽和摩擦トルクの大小は両者の摩擦特性差の一端を表わすに過ぎない。EPSの摩擦トルクは立上りも桁違いに急峻で, HPSの摩擦トルクの約 1/10 の角変位で立ち上がるのだが, この点は従来あまり注目されてこなかった。しかし, 乗心地, NV領域の摩擦現象がそうであったように⁽¹⁾, EPSの摩擦の場合も立上り特性がピーク値の大小よりもむしろ重要な要素と考えられる。なお, 摩擦立上り特性の大差の原因はHPSにはオイルシールのような, 滑り始める前に顕著に壊れ部品が多くあるがEPSには殆ど無いためとみられる。

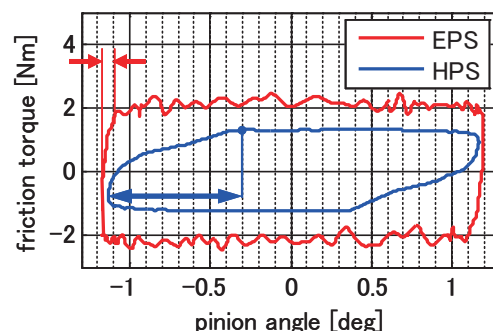


Fig. 1, Friction characteristics of EPS and HPS

図 1 に示すHPSの場合, 摩擦トルクが立ち上がるまでにピニオンは約 0.8 deg 回転し, これにより車速 100km/h の平均的乗用車は 0.1~0.2 m/sec² 程度の横加速度を発生し, 2 秒後の横移動量は約 20~40 cm となる。これは直線路で車両を車線中央に保つための補正操舵角にほぼ匹敵する。これに対してEPSの場合, 摩擦トルクが立ち上がるまでの操舵角はその

1/10 であり、走行中の有意な操舵よりも小さい。即ちHPSは摩擦トルク立上り途上で有意な応答を発生し、オンセンタ走行時には主にそこが使われ、摩擦トルク変化が好ましいトルク勾配を強める。しかし、EPSの摩擦トルクは車両応答が有意な大きさとなる前に飽和値に達し、応答変化が知覚される領域では摩擦トルクは一定でトルク勾配に寄与しない。

2.2. 微小舵角操作の容易性

オンセンタステアフィール評価の観点として、運転者が直進状態から操舵する際に、如何に小さな実舵角変化を如何に思い通りに調節し得るか？という観点があるが、EPSにはこの観点で劣っているものが多い。例えば、操舵フリクションが不足して舵の坐り感に欠け、意図しない手の動きにより実舵角がふらふらと変化する車がしばしば見られる。一方、逆にフリクションが大きすぎてハンドルに力を加えるが実舵角がなかなか発生せず、フリクションを乗り越えた瞬間に切りすぎになるような車もまたしばしば見られる。これらは正反対の事象であるが「微小な実舵角を思い通りにコントロールできない」という意味では全く同じである。また、不適切な操舵摩擦特性に起因した事象である点も共通している。

2.3. 微小修正操舵行動の観察

では、運転者はどれほど微小な修正舵を容易に与え得ることを求めるのであろうか。図2に外乱の少ない直線路（JARI城里高速周回路の直線部）でレーン中心を走行すべく操舵感良好な車両を運転した場合のハンドル角とピニオン角の時系列変化の一例を示す。ピニオン角の変化幅は大変小さく±0.3 deg以下であり、一回の修正での角変化は小さい場合は約0.1 degである。運転者は±0.1~0.3 deg程度の微小なピニオン角変化を思い通りに与え得ることを求めているようである。更に、このP-Pで約0.6 degのピニオン角振幅はHPSの場合は摩擦トルクが飽和する以前の領域に属し、EPSの場合は摩擦飽和後の領域であることも図1を参照すれば解かる。

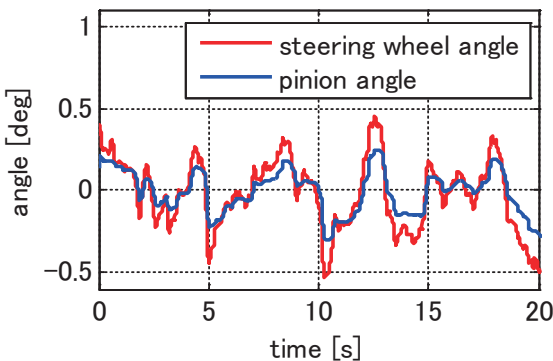


Fig. 2 Time history of steering wheel angle and pinion angle, during on-center driving

3. シミュレーションを用いた考察

3.1. 摩擦立上り特性差が及ぼす影響の予測計算

そこで操舵摩擦力の立上り特性の違いが操舵角・力伝達特性

に及ぼす影響を定量的に明らかにする為に摩擦モデルを組み込んだステアリングモデルを用いてシミュレーション計算を実施した。モデル概念図を図3に示す。モデルはラックドライブ方式を念頭に作成したが、コラムEPSも置換により同様の構成で表現できる。摩擦モデルとしては10素子のMasingモデルを用い、図5と図8に示すような2種類の摩擦特性、すなわち飽和摩擦トルクは同一でクーロン摩擦に近い摩擦特性と肩の丸い立上り波形の摩擦特性を表現した⁽²⁾。摩擦非線形の影響を明示する為にアシスト特性は線形特性とした。タイロッド荷重は実車計測の結果、オンセンタ走行ではラック変位にほぼ正比例で位相遅れも小さかったので線形ばね krl で代用している。表1にモデルパラメータを、また図4にシミュレーションで入力したハンドル角波形を示す。

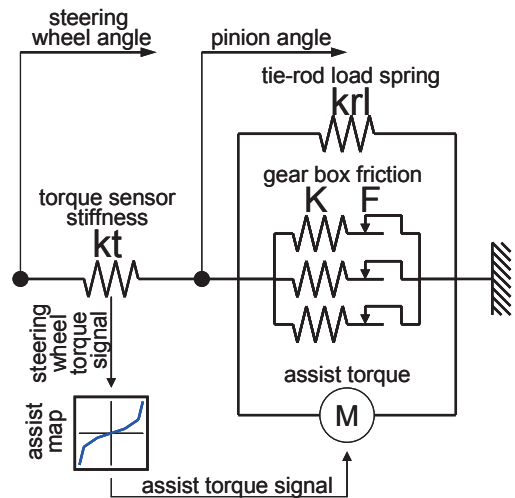


Fig. 3 Simplified steering system model

Table 1, Steering model parameters

kt	2.65	[Nm/deg]
krl	0.863	[Nm/deg]
assist ratio	1.0	[-]

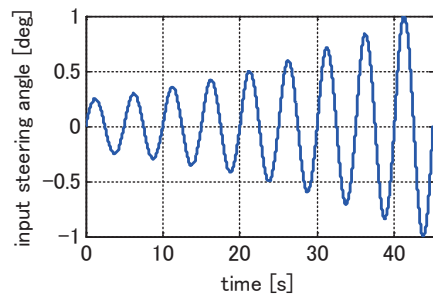


Fig. 4 Simulation input steering wheel angle waveform

3.2. クーロン摩擦に近い特性の場合

摩擦特性がクーロン摩擦に近い表2と図5に示す特性の場合には、図6及び図7に示すようにT1時点で急な特性変化が起きる。T1以前は、ハンドルは動くが横運動応答は殆ど無いので「遊び」があるように感じるとみられる。T1にてピニオン角のハンドル角に対する角速度比が約0.86まで急上昇し、同時にトルク勾配も下落するので、急激に舵が効き始めた

感じると予測される。オンセンタ走行ではこのような操舵ゲイン感の急変を繰り返すことになる為、クーロン摩擦に近い操舵系摩擦は運転者の精神的負荷を増しオンセンタ操舵感を悪化させると考えられる。また、図7の $T_0 \sim T_1$ の間のグラフが直線的であり、 $\pm 0.2 \text{ deg}$ 程度のハンドル角操作では閉曲線が囲む面積が小さいことから、減衰感も少ないと予測される。

Table 2, Masing model parameters for Coulomb-like friction

	F [Nm]	K [Nm/deg]
1	0.9500	2280.00
2	0.0395	82.3691
3	0.0325	17.1254
4	0.0329	7.8351
5	0.0349	4.7770
6	0.0381	3.4352
7	0.0427	2.7739
8	0.0494	2.4570
9	0.0297	1.1913
10	0.0262	0.0105

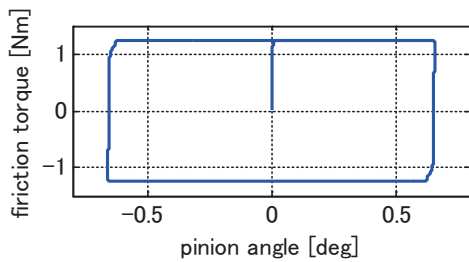


Fig. 5, Coulomb-like friction-rise-up waveform

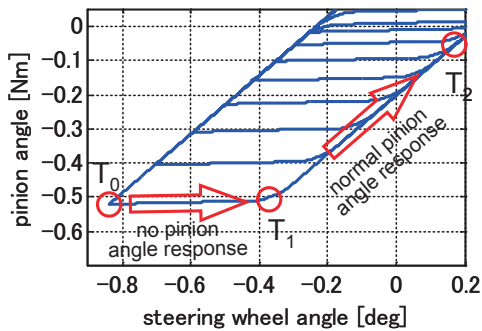


Fig. 6, Pinion angle vs. steering wheel angle plot for Coulomb-like friction waveform

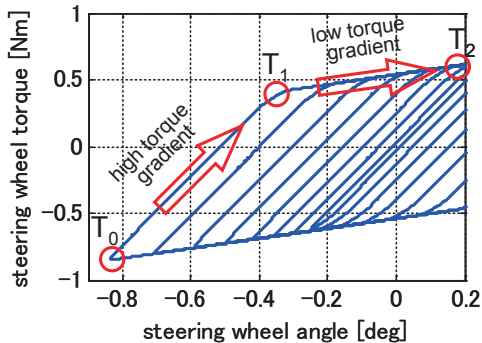


Fig. 7, Steering wheel torque vs. steering angle plot for Coulomb-like friction waveform

3.3. 丸味ある摩擦トルク立上り波形の場合

ここでギャボックス摩擦特性を、表3と図8に示す上に凸

な丸味を帯びた特性にすることにより、ハンドルトルク vs. ハンドル角特性もピニオン角 vs. ハンドル角特性も共に急変の無いスムーズな曲線となり、操舵ゲインやトルク勾配の急変による操作し難さの解消が期待される。(図9, 図10) また、図10で $\pm 0.2 \text{ deg}$ 程度の微小操舵でのリサーチの囲む面積が大きいので、減衰感も増すと予測される。

Table 3 Masing parameters for rounded friction-rise-up waveform

	F [Nm]	K [Nm/deg]
1	0.2500	200.0000
2	0.1169	30.7920
3	0.0957	6.3502
4	0.0960	2.8654
5	0.1002	1.7126
6	0.1071	1.1992
7	0.1169	0.9356
8	0.1305	0.7934
9	0.1491	0.7218
10	0.0875	0.3500

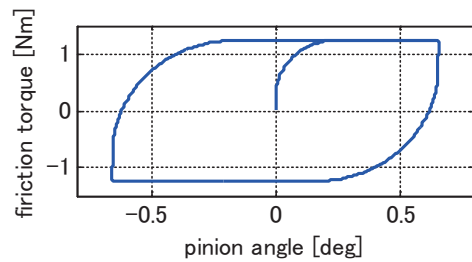


Fig. 8, Rounded friction-rise-up waveform

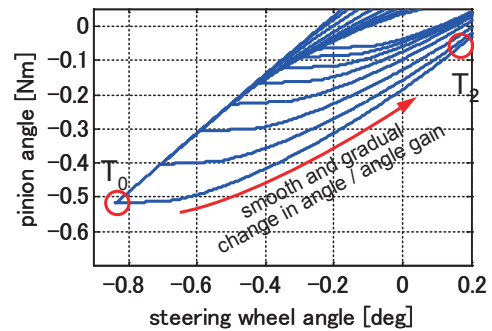


Fig. 9, Pinion angle vs. steering wheel angle plot for rounded friction waveform

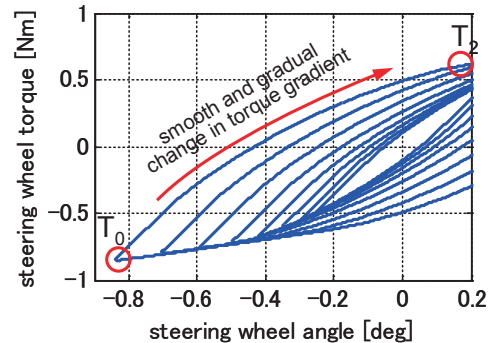


Fig. 10, Steering wheel torque vs. steering angle plot for rounded friction waveform

ここで、図9のグラフの勾配はピニオン角のハンドル角に対する角速度比であり、それが漸進的に変化するというこ

は局所的なバリアブルレシオ効果と見ることができる。このように切返し直後の角速度比が小さい特性は微小な舵角を思い通りに入力するには大変好都合な特性とみられる。

また、これに似た効果をパワアシストを直進付近で減らした非線形アシスト特性とすることによって従来より得ていた。これの一部を丸味のある摩擦特性によって代替することができれば、直進付近のアシストを強めることができ、直進時の路面カント・ワンダリング・横風等の影響を受けにくくするための付加的制御への依存度を減らせるポテンシャルが生まれると考えられる。

3.4. 操舵トルクとピニオン角の関係

図 2 に示したオンセンタ走行ではハンドル角変化が P-P で約 1 deg だが、これはハンドル周上変位約 3 mm に過ぎない。しかし人間の手の変位分解能はおよそ 10 mm (±5mm) 程度の粗いものと思われる。このことは静止座位で手を前方に伸ばして 30 秒間保持すれば、手が ±5 mm 程度の範囲を意思と無関係に遊動することから推察できる。すなわち、運転者はハンドル周上の 3mm 以下の手の変位を変位制御することは困難で、微小な変位に伴って起きる知覚可能な反力変化 (トルク勾配) を目安に手の力を加減することで、自分の手が持つ変位分解能を超えた微小な操舵角調節を実現していると考えられる。

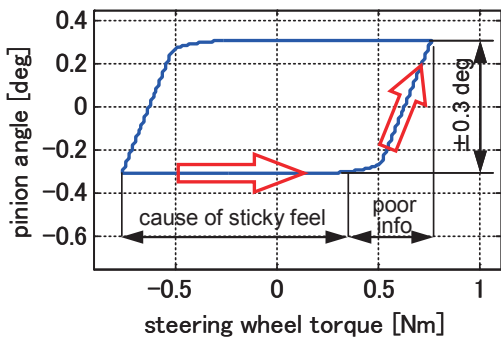


Fig. 11, Pinion angle vs. steering torque plot for Coulomb-like steering system friction

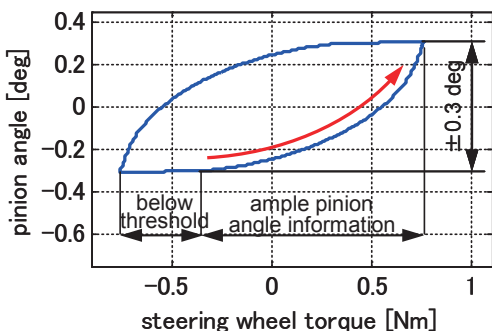


Fig. 12, Pinion angle vs. steering torque plot for rounded steering system friction waveform

図 2 を見ると微小な操舵角領域でのピニオン角とハンドル角の差は大きいですが、車両運動に直結しているのはハンドル角ではなくピニオン角である。従って運転者がコントロールしている対象はハンドル角ではなくピニオン角であると考えら

れる。このためピニオン角と操舵トルクの関係は微小な操舵のし易さと深い関係があると推察できる。そこで摩擦特性の違いがピニオン角振幅 ±0.3 deg 領域のピニオン角 vs. 操舵トルク特性にどのように影響するのかを図 11 と図 12 に示す。クーロン摩擦的な特性 (図 11) の場合は 0.6 deg のピニオン角変化に対して約 0.4 Nm のトルク変化幅しか対応していないが、丸味ある摩擦特性 (図 12) の場合は約 1.1 Nm と 3 倍近く広いトルク変化幅が対応している。広いトルク変化幅は微小な舵角変化を知覚し、調節するのに好都合で、オンセンタ操舵がし易くなると考えられる。また、切返し直後に特にトルク勾配が高いことも正確な微舵操作に有利な特性と考えられる。

2 種類の摩擦特性の飽和摩擦トルク値は同一であるが、ピニオンが回転し始めるまでのトルク変化量はクーロン摩擦的特性の場合は約 1.1 Nm を要し、丸味ある摩擦は約 0.4 Nm 程度の入力で動き始める。このため、小さなトルク入力でピニオンが回転し始める丸味のある摩擦特性は操舵初期の「ひっかかり感」の回避にも有利な特性と考えられる。

以上、第 3 章の検討結果は過去の検討例⁽⁴⁾⁽⁶⁾とも符合する。

4. EPS 実機フリクション改良の方法

4.1. EPS モータトルクの利用

ステアリングギヤボックスのフリクションの立上り波形に丸味を付けることでオンセンタ操舵感を改良できると考えられるが、機械的な摩擦自体の立上りに丸味を付けることは簡単ではないしコスト上昇の原因となり易い。また、機械的な摩擦の特性は経年変化が避けられないという問題もある。

一方、現在市場にある EPS 車にはフリクションキャンセル過多で操舵手ごたえに欠け、坐り感も無い車が頻繁に見受けられる。このような EPS をベースとして、丸味のあるフリクション反力を EPS モーター制御により付け足せば殆ど追加コスト無しにフィール向上が可能であろうと考えた。

具体的な方法としては、フリクションは変位 (ラック変位やピニオン角変位) の関数であるので、EPS モータのレゾルバの角変位信号を望ましい特性を持つ摩擦モデルに入力し、摩擦モデルが出力した望ましい反トルクに相当する追加電流を EPS モータに逆アシスト電流として流せば良いと考えられる。(図 13)

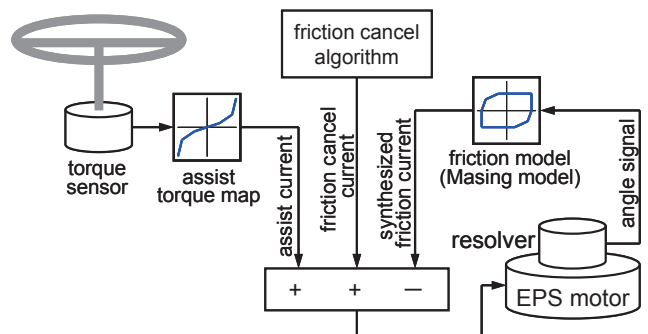


Fig. 13, EPS system with desirable friction characteristics

ここまでは、「立上り波形に丸味のあるフリクション」としては漠然とHPSのフリクションに似たものを想定してきた。しかしHPSのフリクションが理想的なものであると結論した訳ではない。図13のようなアプローチを用いれば摩擦モデルの特性を変えるだけで自在にフリクション立上り波形を変更でき、理想のフリクション特性を探求することが容易となるので、HPSを超えるオンセンタステアフィール実現の可能性も開けてくる。

4.2. シミュレータ及び実機への展開

上記のようなアイデアを量産車での実現につなげるにはEPSの量産メーカーとの協力関係が必須と思われたので共著者の所属企業と開発委託契約を締結し、ステアフィールシミュレータ及び実車を用いたフリクション改良によるオンセンタフィール向上効果の確認と共に、操舵フリクションとオンセンタ操舵感との因果関係解析、オンセンタ操舵行動解析、HPSとEPSの台上比較計測、等を進めた。その結果、摩擦波形に丸味を付ける事で当初の期待通り微小舵角を容易且つ正確に入力できるようになり、顕著なオンセンタ操舵感の向上効果が確認された。また、第2章、第3章に推論として記述した内容が正しいことも明らかになった。それらの内容については別報⁷⁾にてご報告した。

5. Masing モデルを用いる理由

摩擦モデルとしては、Masing モデル以外にもESFモデル⁸⁾(Dahl モデル)を始めいくつかのモデルが存在するがここではMasing モデルを使用したその理由について述べる。

5.1. Masing モデルの概要

Masing モデルとは、ばねとクーロン摩擦の直列結合を複数並列結合したもので概念図を図14に示す。また荷重撓みヒステリシスの波形は図15と式(1)・(2)のように定義される。

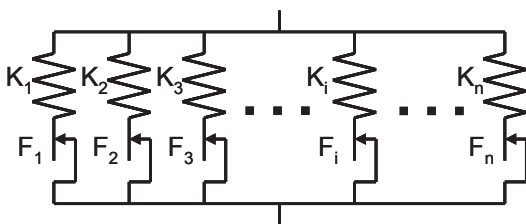


Fig. 14, Conceptual drawing of Masing friction model

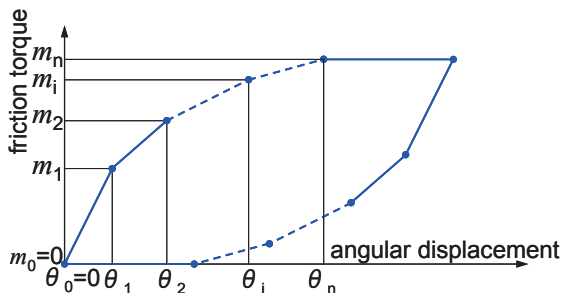


Fig. 15, Rise-up waveform of a Masing model

$$\theta_i = 2 * F_i / K_i \tag{1}$$

$$m_i - m_{i-1} = (\theta_i - \theta_{i-1}) * \sum_{j=i}^n K_j \tag{2}$$

5.2. 立上り波形選定自由度

Masing モデルの立上り波形は上記のように簡単な定義で、単調増大する折れ点角変位座標 $\theta_1 \sim \theta_n$ とそれらに対応する任意の摩擦トルク値 $m_1 \sim m_n$ が与えられれば、四則計算のみで簡単に $F_1 \sim F_n$ 及び $K_1 \sim K_n$ を求めることができ、マップ同様な感覚で自在な立上り波形を容易に設定できる。更に F と K が共に負値である負の Masing 素子の導入により図1のHPS摩擦に見られるような部分的に下に凸な波形やオーバーシュートを含む波形も必要ならば設定できる。人間感覚にマッチした望ましい操舵系摩擦の立上り波形を探索するには立上り波形を任意に設定できることが重要であるので、高い波形設定自由度は Masing モデルを採用した重要な動機である。

5.3. 舵角保持機能

Masing モデルはESFモデル等と異なり部分滑り領域に於いても実物の摩擦現象と同じ挙動を示す nonlocal memory アルゴリズム⁹⁾を持っており、この性質が本研究での使用目的に適している。具体的な差異は、図16に示すように一定の入力トルクに微小変動入力(重畳した)場合のモデル挙動の違いである。ESFモデルには、一定のトルクに重畳して微小なトルク変動を繰り返し加えると同一のトルク値に対する角変位が次第に変動する性質がある。図16に示すような外力波形が加わるとESFモデルは図17のように変位する。

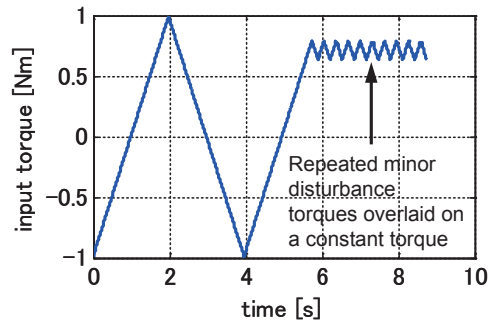


Fig. 16, Input torque waveform

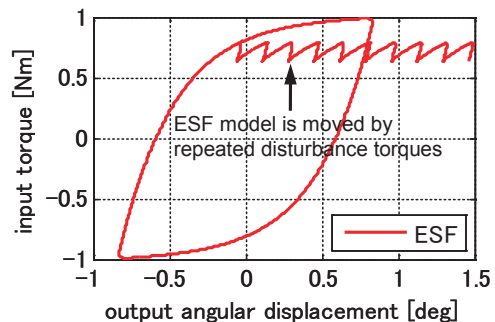


Fig. 17, Angular displacement response of an ESF model to repeated minor disturbance torques

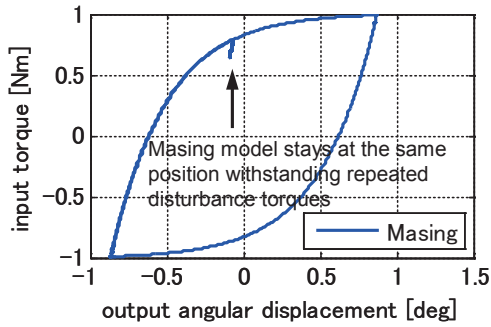


Fig. 18, Angular displacement response of a Masing model to repeated minor disturbance torques

一方、nonlocal memory アルゴリズムを持つ Masing モデルは図 18 に示すように繰り返し外乱の影響を受けず同じ角変位を保持する。前述のように運転者は摩擦トルクの荷重撓み特性を目安に、手に加える力を調節することにより自分の手の変位分解能を超えた微小なハンドル角操作を実現していると考えられるので、摩擦力の荷重撓み曲線が不用意に移動しないことは重要と考えられる。実車走行に於いては路面外乱などによる微振動入力に常に存在するので、その影響による荷重撓み曲線の移動が起きない Masing モデルが適していると考えられる。

6. まとめ

フリクションをキャンセルした EPS に於いてピニオン角信号を適切な立上り特性を持つフリクションモデルに入力し、その出力信号を EPS 制御電流に追加することにより、見かけ上の操舵系摩擦を所望の立上り特性に改良できると考えた。これにより、操舵系伝達特性に下記 1～6 に列記したような変化が生じ、オンセンタ操舵感が向上すると定性的に考えられるが、そのような特性変化が起きることをまずシミュレーションにより確認した。

上記の摩擦特性改良アルゴリズムを共著者所属企業のステアフィールシミュレータ及び実車に適用したところ、期待した通り微小な操舵角を楽に思い通りに入力できるようになり、オンセンタ操舵感が顕著に向上した。また、EPS と HPS の特性の違いの定量計測や、ハンドル角認知閾計測、オンセンタ走行中の運転挙動の実測等も行なわれ、諸々の推論が妥当であったことも確認された。引き続き、操舵感向上効果の要因分析や最適摩擦トルク特性の研究が続行中である。

1. 操舵角の切返し中にハンドル角に対するピニオン角の角速度比が急変せず、変化が漸進的になる。切返し直後は低ゲインでその後漸進的にゲインが上昇し、バリアブルレシオのような効果が生ずる。
2. 舵角切返し中のハンドル角変化に対するハンドルトルク変化のゲイン（トルク勾配）の急変がなくなり、勾配変化が漸進的になる。
3. 上記 1. と 2. の相乗効果として、ピニオン角が応答

しない間にハンドルトルクが上昇し、ピニオン角が応答し始めるとトルク勾配が急激に低下するというハンドルトルクの不都合な挙動が是正される。トルク値が低いほどトルク勾配が高くなるので低トルク時の舵角変化を感じ易くなると考えられる。

4. 丸味のあるフリクションの採用により、操舵トルクゼロ近辺のアシスト率を弱める必要性が減少するので、路面カント外乱やワンダリング外乱への耐性を強化できる可能性がある。
5. 微小操舵時にもハンドルトルク vs.ハンドル角のリサーチが囲む面積が増し減衰性が増加する。
6. 丸味のある摩擦立上り波形は、同一の飽和摩擦トルクを持つクーロン摩擦的波形に比較して「引っかかり感」の問題を起しにくいと考えられる。
7. 本目的に使用する摩擦モデルとしては Masing モデルが立上り波形設定自由度の大きさの点で優れている。
8. Masing モデルは微小外乱の繰り返しによる位置ずれが生じない点でも優れている。

参考文献

- (1) 中原淳, 皆川正明: 複数のばね付フリクションを用いた実車サスペンションフリクションのモデル化手法, 自動車技術会 2001 年春季大会学術講演会前刷集 No.47-01, p.13-16, (2001)
- (2) Etsuhiro Ueda, et al.: The Development of Detailed Steering Model for On-Center Handling Simulation, 2002 AVEC 02
- (3) Peter E. Pfeffer, et al.: Modelling of a Hydraulic Steering System, FISITA F2006V164
- (4) 久代育生, ほか: オンセンタハンドリングの為のステアリングシステム, 自動車技術会論文集 Vol.40 No.2, 20094151
- (5) Farid Al-Bender: Fundamentals of Friction Modeling, http://aspe.net/publications/Spring_2010/Spr10Ab/1010AlBender.pdf
- (6) 小野仁章, 久代育生, 樋口明: 操舵感の性能設計技術開発, 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会前刷集, 20156027
- (7) 高僧美樹, ほか: 摩擦特性によるオンセンタフィール向上の研究, 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会 講演予稿集 No.3(O S) 20195012