

小型トラックの操舵系に発生する振動解析に関する研究

日大生産工(院) ○平野 拓実 日大生産 景山 一郎

1. 緒論

車両に発生する振動の代表例であるシミー現象は古くからそれぞれ研究がなされてきた。シミー現象は操舵系に発生する比較的減衰の悪い振動として知られており、この振動を解明するために過去、様々なモデルが構築されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。これらの成果として、シミーは速度依存性があり、また特定の周波数で発生するといったことがわかっている。そこで、過去モデル化が行われ、その概要が明らかにされてきた。しかし車型が異なると発生周波数等これらのモデルでは表現できず、モデルの汎用性が十分ではないことがわかってきた。そこで、本研究ではシミーを表現する新たなモデル構築を目的とし、その第一段階として対象となる実験車両に人為的にシミーを発生させ現象計測を行い、その特性把握を行った。それらの結果を考慮して過去構築された操舵系モデルを再検討しシミーに対して影響度のパラメータの抽出を行った。

2. 過去構築された操舵系モデルの妥当性

過去構築された同形式のサスペンションを考慮した5自由度操舵系モデル⁽²⁾を使用し、本研究の対象である小型トラックの車両パラメータを代入し妥当性の検討を行った。図1、表1に使用したモデル及びパラメータを示す。また、図2、(a) (b)にそれぞれ実験結果とシミュレーション結果を示す。図1は横軸が減衰を示す軸であり、縦軸は振動数に関連する軸である。横軸が正方向へ行くほど減衰が悪くなり発散傾向を示すようになる。また、縦軸の数値が高いほうが振動的となるが定性的には実験結果を表現しているが減衰や発散を示す横軸において定量的に不十分であることが確認できる。このことより、改めてシミーの特性把握及びモデル修正が必要となることが考えられる。

3. シミー現象把握実験

3.1 実験条件

実験車両にはタイヤの溝深さが1.6mm以下に摩耗させた小型トラックを使用し、荷台に錘を載せ、高さ50mm程度の段差を乗り越えることで人為的にシミーを発生させた。運転はこの車両の運転に慣れたテストドライバーが行い、安全に十分考慮した上で計測を行った。速度条件は、65km/h～100km/hを5km/h刻みで走行した。計測項目に関しては操舵角、操舵トルク、車両前後速度、車両横速度、ヨーレート、車両横加速度、タイロッド横加速度等の計測を行った。

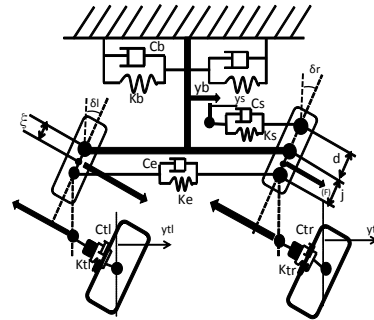


Fig.1 Steering system model

Table.1 Symbol parameter 1

K_{tl}, K_{tr}	Lateral spring constant of a wheel (N/m)
K_b	Lateral spring constant of a suspension (N/m)
K_e	Lateral spring constant of a tie rod (N/m)
K_s	Lateral spring constant of a steering system (N/m)
C_{tl}, C_{tr}	Lateral damping coefficient of a wheel (Ns/m)
C_b	Lateral damping coefficient of a suspension (Ns/m)
C_e	Lateral damping coefficient of a tie rod (Ns/m)
C_s	Lateral damping coefficient of a steering system (Ns/m)
d	Length of knuckle arm (m)
j	Length of a tie rod arm (m)
ξ	Trail (m)
y_d, y_{tr}	Lateral displacement for contact patch of tire (m)
δ_l, δ_r	Steering angle (rad)
y_s	Lateral displacement for axle (m)
y_b	Lateral displacement for steering system (m)
M	Mass (kg)
T_y	Time constant (s)
K_f	Cornering stiffness (N/rad)
I_r, I_l	Moment of inertia around kingpin axis (kgm ²)

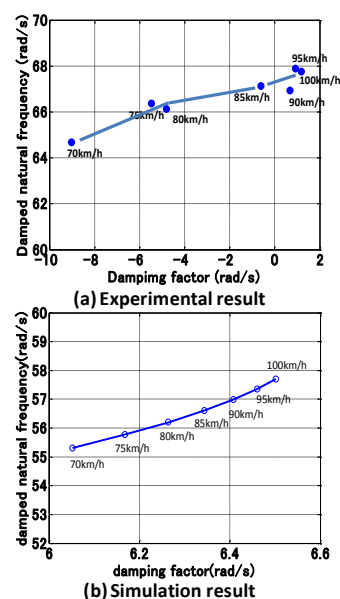


Fig2. Examination result

3.2 実験結果

本実験にて確認されたシミーの周波数を明確にするため、周波数成分を求めた。その一例として車両速度90km/hにおける、タイロッド横加速度の測定結果及び周波数解析結果を図3に示す。図3(a)より速度が一定区間では振動が発散し、速度が低下すると振動も減衰していることが確認できる。そこで、図3(a)より周波数特性を求める際には示されているように速度が一定区間を切り出し、その時のタイロッド横加速度のデータを使用した。

図3(b)より振動のピークが約10.7Hz付近にあることが確認できる。このことより車両速度90km/h時には10Hz程度の振動が発生したことが分かる。また、車両速度を変化させた際にも同じくシミーの発生周波数は約10Hzとなったため、本実験車両に発生するシミーの周波数は約10Hz付近であることが確認された。この周波数は過去報告されている振動数⁽¹⁾(6~8Hz)と比べ高いことがわかる。

次に、本実験にて特徴的に見られた摩擦の影響を示した結果を図4に示す。図3は車両速度が約90km/h時のタイロッド加速度のデータとなる。このデータから、振動が一定振幅で振動した後、直線的な減衰をしていることが確認できる。これは、振動している系の中に乾性摩擦が含まれていることを示している。この摩擦が特徴的に表れており、これをモデルへ組み込む必要がある。

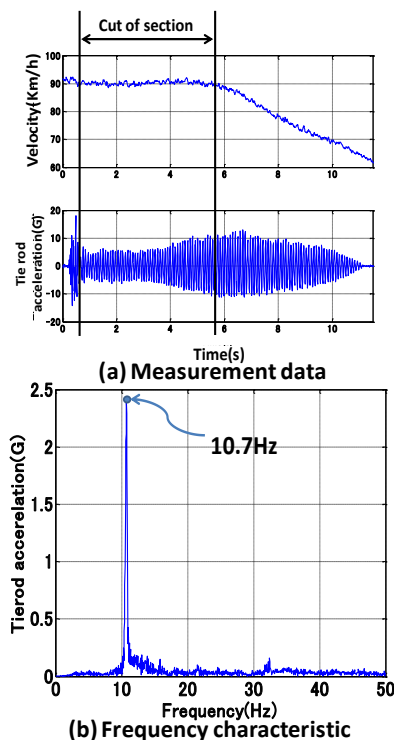


Fig.3 Frequency characteristic

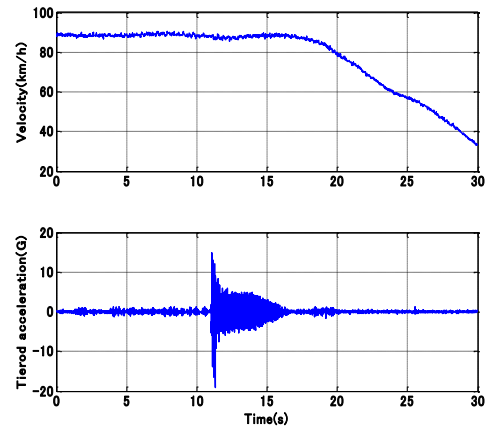


Fig.4 Dry friction effect

4. 操舵系モデルによる検討

モデルの検討の初期段階として操舵系簡易モデル⁽¹⁾にて摩擦項の影響の確認を行った。使用したモデルとパラメータを図5、表2に示す。

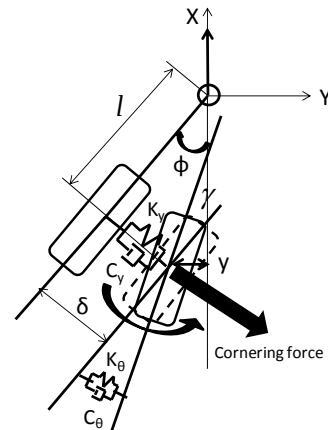


Fig.5 Theoretical model

Table.2 Symbol parameter 2

I : Moment of inertia around steering axis	0.80 (kgm ²)
l : Trail	0.095 (m)
V : Velocity	60 to 100 (km/h)
K : Cornering stiffness	41500 (N/rad)
K_y : Tire lateral spring constant	119000 (N/m)
K_{sat} : Self-aligning torque power	300 (Nm/rad)
K_θ : Tire twist spring constant	1000 (Nm/rad)
C_y : Tire lateral damping coefficient	60 (Ns/m)
C_θ : Tire twist damping coefficient	5 (Ns/m)
C : Steering damping coefficient	1 (Nsm/rad)
T_y : Relaxation length of y	0.41 (m)
T_γ : Relaxation length of γ	0.5 (m)
δ : Distance from wheel to contact plane	(m)
y : Lateral displacement of contact plane	(m)
ϕ : Steering angle	(rad)
γ : Angle of tire contact plane	(rad)
$F_{s.f.}$: Static friction torque	5 (Nm)
$F_{d.f.}$: Dynamic friction torque	3 (Nm)
v : Revolution speed around steering axis	(rad/s)
T : Time constant	1 (s)

また, (1)～(4)式に運動方程式を示す. なお, モデル内の各パラメータに関しては最急降下法を用いて同定を行った. このモデルではタイヤの接地面横方向変位 y がタイヤの転動距離に対して一次遅れで発生する機構を持っている. またタイヤ横方向変位の最終釣り合い位置ではタイヤの横剛性による復元力と実舵角による静的なコーナリングフォースと釣り合うものとする. これらをまとめると式(2)として表現することができる. これと同様にタイヤのねじれ角 γ も一次遅れが存在し, ねじれ角の最終釣り合い位置ではタイヤのねじり剛性による復元力とねじれ角による静的なセルフアライニングトルクと釣り合うとしている. これをまとめて式(3)とする. 式(1)～(3)に示すように ϕ, y, γ の3自由度の運動方程式となっている. これらをマトリックス表現したものが式(4)のように示される. また, 式(5)には本モデルに取り入れた摩擦モデルを示す. このモデルでは図6に示すように速度が零の時には静止摩擦トルクとし, 動き出す直前に最大静止摩擦トルクとしている. 最大静止摩擦トルクから動摩擦トルクに変位する過程は **exponential** 関数により示され, 実際の摩擦特性に近いモデルを使用した.

本研究では, ステアリング軸が回転する際に摩擦力のトルクとし等価摩擦トルクをステアリング軸周運動方程式である式(1)の右辺に付加することで摩擦項の含んだモデルの検討を行った. この摩擦は, 非線形要素となるため複素平面上に示す根軌跡に結果を示すのではなく, 初期値を与えてその時系列応答を確認することでシミーに対する摩擦項の影響の確認を行った. 初期値には実舵角速度を与えることで実際のシミーの発生起因となる衝撃を再現した.

$$I\ddot{\phi} + C_y(\dot{\phi}l - \dot{y})l + K_y(\phi l - y)l + C_\theta(\dot{\phi} - \dot{\gamma}) + K_\theta(\phi - \gamma) + C\dot{\phi} = F.T. \dots (1)$$

$$T_y\dot{y} + y - \frac{Kl}{K_yV}\dot{\phi} - (1 - \frac{K}{K_y})\phi = 0 \dots (2)$$

$$T_\gamma\dot{\gamma} + \gamma + \frac{K_{sat}l}{K_\theta V}\dot{\phi} - (1 - \frac{K_{sat}}{K_\theta})\phi = 0 \dots (3)$$

$$\begin{bmatrix} Is^2 + (C_y l^2 + C_\theta + C)s + K_y l^2 + K_\theta & -C_\theta - K_\theta & -C_y l s - K_y l \\ \frac{Kl}{K_y V} s + \frac{K}{K_y} - 1 & 0 & T_y s + 1 \\ \frac{K_{sat}l}{K_\theta V} s + \frac{K_{sat}}{K_\theta} - 1 & T_\gamma s + \gamma & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi \\ \gamma \\ y \end{bmatrix} = 0 \dots (4)$$

$$F.T. = \text{sign}(v)(F_{s.f.} + (F_{d.f.} - F_{s.f.})\exp[-\frac{|v|}{T}]) \dots (5)$$

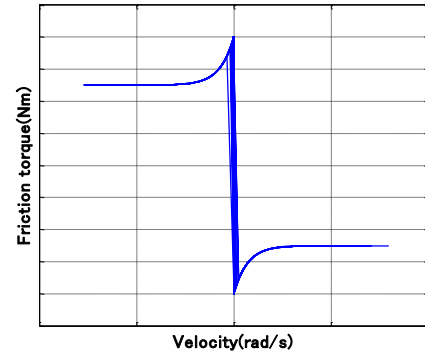


Fig.6 Friction torque model (e.g.)

図7(a)に摩擦項を含まない操舵系簡易モデルにて行ったシミュレーション結果の一例を示す. シミュレーション条件として車両速度60km/h～100km/hを5km/h刻みでシミュレーションを行い, 初期値としては実験結果より100deg/sを実舵角速度の入力とした. モデルパラメータは表2に示すパラメータを使用した. 図7(a)と図2(a)の実験結果を比較すると, 実験結果では85km/h付近は安定領域内にあるがシミュレーション結果ではすでに発散していることが確認できる. また, 図8(b)では摩擦項を含んだ操舵系簡易モデルでのシミュレーション結果を示す. 摩擦項を付加することで発散していた振動が減衰していることが確認できる. これ以降の速度域でのシミュレーションでは振動が発散していることより図2(a)の実験結果を表現できていると考えられる. これらより, シミーに対する摩擦項の影響が大きいものであることを確認することができる.

次に摩擦項を考慮し入力である実舵角速度の大きさを変化させシミュレーションを行い, 入力に対する影響を確認した. 図8(a)には初期値80deg/s, 図8(b)には初期値50deg/sのシミュレーション結果の一例を示す. 図8(a)に示すように入力する値が大きくなると振動が継続的になる. そしてある一定以上の外乱が入力されると発散傾向を示すことが確認された. また, 図8(b)に示すように入力の値が小さい時には振動は発生しないか, すぐに減衰することが確認できる. この結果より把握実験にて確認された入力の大きさがシミーの発生の有無の影響を表現していると考えられる.

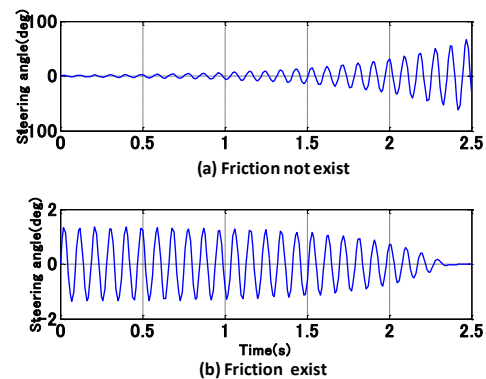


Fig.7 Theoretical result (85km/h)

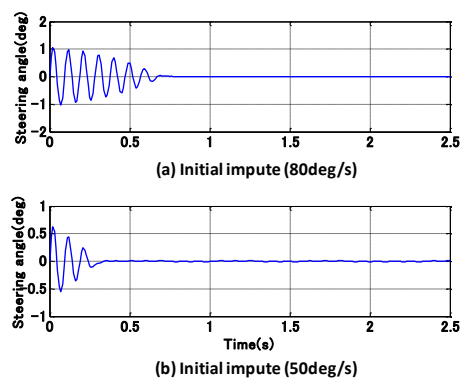


Fig.8 Theoretical result (85km/h)

次に、モデル内のパラメータに注目し、これらを変化させた時の応答を確認することで、シミーに影響度の大きいモデルの抽出を行った。パラメータは表2に示される値から $\pm 50\%$ させて検討を行った。結果を図9に示す。図9はパラメータ変化率ごとの収束時間をまとめたものを示している。この図より、単位変化率において最も影響が大きいのがコーナリングパワであることが確認することができる。コーナリングパワに関しては把握実験にて実際にタイヤの溝の深さを減らし実験を行っており、一般的に溝の深さが減ることによりコーナリングパワは増加する傾向にある。その結果、把握実験ではシミーが発生しやすい状態となっていた。パラメータスタディでもコーナリングパワを増加させると振動が発散傾向にあるという結果となり実験とモデルにて対応をとることができた。一方でタイヤ横剛性に関しては増加させることでシミーを抑制できる結果となった。コーナリングパワとタイヤ横剛性は混同して考えられる場合があるが、実際にはコーナリングパワに影響しているのはタイヤ横剛性ではなくトレッド横剛性であると考えられる。そのため、コーナリングパワとタイヤ横剛性の変化方向が異なっていると考えられる。そして、上記に示したものを反対に変化させたものが基本的に発散傾向となった。

5. 結論

本研究により以下のことが明らかとなった。

1. シミー現象把握実験にて、過去のものとは異なるシミー発生速度域や発生周波数が確認され、過去構築された操舵系モデルでは表現できないことが明らかとなった。
2. 操舵系簡易モデルにて静止摩擦トルクと動摩擦トルクを含んだモデルにてシミュレーションを行った結果、定性的に実験結果を表現し、シミーに対する摩擦項の影響を確認することができた。
3. 操舵系簡易モデルにてパラメータスタディを行っ

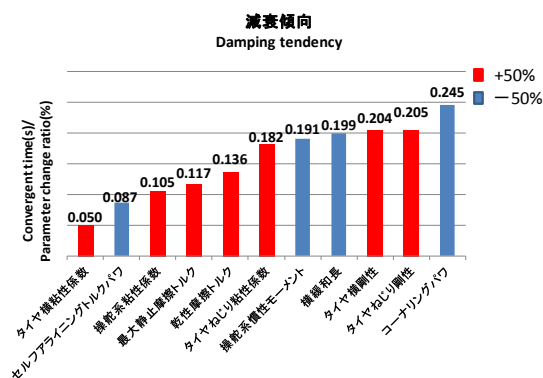


Fig.9 Parameter study results

た結果、シミーに対する影響度が高いものはコーナリングパワ、タイヤ剛性等のタイヤパラメータが挙げられる。

操舵系簡易モデルに摩擦を考慮することで定性的に実験結果を表現することができた。そこで、今後は図1に示したモデルを軸に操舵系やサスペンション等の自由度を拡張したモデル構築を行い更なる解明を行っていく。また、モデル内のパラメータについても実験的に計測しパラメータスタディを行うことが急務であると考えられる。

参 考 文 献

- (1) 江本ら、二輪車のハンドル系に発生するシミーに関する研究、日本機械学会論文集, No. 930 - 81, (1993)
- (2) 江副ら、大型車両の操舵系に発生するシミーに関する研究、日本機械学会第4回交通・物流部門大会講演論文集, No. 95-36, 1995
- (3) 木村ら、小型トラックで発生するステアリングシミーの解析、自動車技術会学術講演会前刷集, No. 951, 1995