540 車体剛性が車両の動的挙動に与える影響とそのメカニズムに関する理論的・実験的研究

Theoretical and Experimental Study on the Mechanism that the Body Stiffness Influences on Dynamical Behavior of the Vehicle

○ 鴨志田 隆則 (日本大) 山崎 雅典 (日本大)

正 安芸 雅彦 (日本大) 正 渡辺 亨 (日本大)

名 背戸 一登 (S.V.C) 正 田島 洋 (日本大)

Takanori KAMSHIDA, Nihon University, 1-8-14 Kanda Surugadai, Chiyoda-ku, Tokyo

Masanori YAMAZAKI, Nihon University

Masahiko AKI, Nihon University

Toru WATANABE, Nihon University

Kazuto SETO, Seto-Vibration Control Laboratory, 5-8-4 Minami ShinagawaShinagawa-ku, Tokyo

Hiroshi TAJIMA, Nihon University

This paper deals with the influences of body stiffness on vehicle dynamics. The influence is investigated through the comparison of the theoretical model and experimental results. The theoretical model denotes 2D Vehicle model that takes two bending modes into consideration by experimental modal analysis. Beside, an experimental vehicle and a road simulator are built to observe the dynamical behavior of flexible vehicle. Then, we compared the dynamical behavior of the analytical model and the experimental vehicle to specify the influence of body stiffness on vehicle dynamics. The mechanism that the body stiffness influences on the vehicle dynamics is discussed.

Key Words: Vehicle Dynamics, Driving Performance, 2D Vehicle Model, Flexible Body Vehicle

A 1. 緒言

本研究では、車体の横曲げ剛性に注目し、車体剛性を変更できる実験車両を用いた走行実験と、実験車両の弾性特性を取り込み作成した弾性2輪車モデルによる走行シミュレーションを行った。その両者を比較し、車体の横曲げ剛性が車両運動性能に与える影響について基礎検討を行ったのでここに報告する。

A 2. 実験車両

図 A1 に示す実験車両は、フロント部分、車体部分、リア部分の3部で構成されている。そして、車体部分をアルミ角棒、アルミ平板に変更することで、前者を剛体車体、後者を弾性車体とみなした。また、リア部分にドライビングモータを搭載しているので、後輪駆動車としてロードシミュレータ上での運動を定点観測できる。

Fig.A1 Experimental Vehicle

A 3. 弾性車両のモデリング

A 3・1 拡張低次元化物理モデル (拡張モデル)

弾性車両のモデリング手法として、拡張低次元化物理モデル(Extended Reduced-Order Physical Model)を用いた。このモデリング手法によれば、モデル化対象である弾性車両は剛体要素とそれらを相互に結合するバネで構成している。

モデル化対象物の二次元平面内での運動と弾性変形を表現するために必要な条件を(a)～(d)に示す。これを実験車両と一致するように取り込むことで、実験車両の拡張モデルを作成できる。

- (a) 実質量、実慣性モーメントの一致
- (b) 重心位置の一致
- (c) 採用モードごとの振動エネルギーの一致
- (d) 採用モードごとの運動量・角運動量の一致

A 3・2 実験車両の拡張低次元化物理モデル作成

弾性車両モデルは、両端自由境界条件での実験車両の加振試験による実験モード解析により弾性モードを得ている。そして、水平面内の車両運動に影響すると考えられる低周波領域の2つの横曲げモードを採用する。各モードの固有振動数とモード形を図 A2 に示す。

Fig.A2 Mode Shape of Vehicle Body

A 4. 弾性車両モデルの検証

図 A3 は走行速度に対する1次曲げモードの固有振動数変化を表している。実験では、走行中における実験車両の加振試験による実験モード解析を行い、1次曲げモードの固有振動数を得ている。

この図から、走行速度が約 1.5[m/s]までは速度に比例して固有振動数が大きくなり、それ以上の速度領域では約 4.7[Hz]に収束していく傾向がシミュレーション結果から推測できる。また、ロードシミュレータの限界速度である 1.67[m/s]までは、実験結果とよく一致しているといえる。

Fig. A3 Frequency of 1st Mode in Running State

1. 緒言

近年の自動車業界では、燃費向上、運動性能の向上、資源の有効利用の観点から車体の軽量化が進んでいる。しかし、車体の軽量化は車体剛性の低下を引き起こす要因となる。車体剛性の低下が自動車の操縦安定性、車両運動性能に影響を与えることは経験的に知られているが、その因果関係については未解明な部分が多く、定量的な評価が要求される⁽¹⁾⁽²⁾。

一方、コンピュータの計算能力の向上に伴う CAE 技術の向上、マルチボディダイナミクスの発展により⁽³⁾⁽⁴⁾、有限要素解析と機構解析を組み合わせたフルビークルモデルの走行シミュレーションが可能な環境が整ってきている。そのため、自動車メカでは、車体剛性と車両運動性能に注目した、走行中の車体変形を予測するシミュレーション技術の開発を行っている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本研究では、操縦安定性の評価確立のために車体の横曲げ剛性に注目し、車体剛性を変更できる実験車両と水平面内で車両運動を観測できるロードシミュレータからなる実験システムを構築し、走行実験を行う。一方で、実験車両の弾性特性を取り込んで作成した弾性 2 輪車モデルによる走行シミュレーションを行う。走行実験と走行シミュレーションの両者を比較し、車体の横曲げ剛性が車両運動性能に与える影響について基礎検討を行ったのでここに報告する。

2. 実験装置

2・1 実験車両

図 1 に示す実験車両は大きく分けて、フロント部分、車体部分、リア部分の 3 部で構成されており、車体部分を変更することで剛性を容易に変更できる。本研究では、図 2 のアルミ平板とアルミ角材を使うことで、前者を弾性車両、後者を剛体車両として走行実験を行う。表 1 に実験車両のパラメータを示す。

Fig.1 Experimental Vehicle

Fig.2 Elastic and Rigid Bodies

Table 1 Parameters of Experimental Vehicle

パラメータ	測定値
m : 車両重量 [kg]	2.21
I : 車両慣性モーメント [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	0.0496
L : ホイールベース [m]	0.280
L_f : 車両重心から前輪までの距離 [m]	0.130
L_r : 車両重心から後輪までの距離 [m]	0.150

実験車両には、走行制御と運動計測のために 3 種類のセンサを搭載している (図 3)。①はレーザ変位センサでロードシミュレータ脇に設置した反射板までの距離を計測する。②はポテンショメータであり、ステアリングモータの軸の計測とステアリング制御に用いる。ステアリングは電圧指令による速度制御型サーボモータによって駆動されており、入力指令である正弦波状の操舵角に追従させるために、②のポテンショメータにより得られた実舵角と指令値の誤差に対して比例・微分ゲインを乗じて、サーボモータ入力にフィードバック制御を加えている。③はジャイロセンサで、実験車両重心位置の角速度を計測し、ヨーレートとしている。

Fig.3 Arrangement of Sensors

また、リア部分にドライビングモータを搭載しているので、後輪駆動車としてロードシミュレータ上での運動を定点観測ができる。

2・2 ロードシミュレータ

ロードシミュレータとその概要を図 4、表 2 に示す。このロードシミュレータはベルトコンベアになっており、ベルトの上に模型車両を載せて走らせることにより、実際の走行状況を再現している。

Fig.4 Road Simulator and Experimental Vehicle

Table 2 Road Simulator's Properties

Length [mm]	1500
Belt Width [mm]	600
Running speed [km/h]	0~6

3. 弾性車両のモデリング

3・1 拡張低次元化物理モデル (拡張モデル)

弾性車両のモデリング手法として、拡張低次元化物理モデル(Extended Reduced-Order Physical Model)⁽⁷⁾を用いている。このモデリング手法は図5で示されるように、モデル化対象である弾性車両を剛体要素と各剛体要素を相互に結合するバネとで構成している。

剛体運動は絶対座標系Oに対する車体座標系A₀の位置R_{OA0}, 回転姿勢θ_{OA0}で、弾性変形は車体座標系A₀に対する剛体要素座標系AAの位置R_{A0AA}, 回転姿勢θ_{A0AA}で表現している。

Fig.5 Extended Reduced-Order Physical Model

拡張モデルの利点として以下の2つが挙げられる。

- ① モード行列の行数の縮小
- ② 実験的に得たモード行列の直交性を保持

まず①により、シミュレーション時間の短縮ができる。また②により、実験モード解析の簡易化が図れる。

弾性車両モデルの2次元平面内での運動と弾性変形を表現するために必要な条件(a)~(d)を実験車両と一致するように取り込むことで、実験車両の拡張モデルを作成できる。

- (a) 実質量, 実慣性モーメントの一致
- (b) 重心位置の一致
- (c) 採用モードごとの振動エネルギーの一致
- (d) 採用モードごとの運動量, 角運動量の一致

これらをまとめた条件式(1)から、剛体要素の質量と慣性モーメントが求まる。

$$\begin{bmatrix} \eta^T \eta & 0 \\ x_{A0AA}^T x_{A0AA} & \eta^T \eta \\ x_{A0AA}^T & 0 \\ \phi_{Vi}^T \phi_{Vi} & \phi_{\Omega i}^T \phi_{\Omega i} \\ \phi_{Vi}^T \phi_{Vj} & \phi_{\Omega i}^T \phi_{\Omega j} \\ \phi_V^T \eta & 0 \\ \phi_V^T x_{A0AA} & \phi_{\Omega}^T \eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{AA} \\ j_{AA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{Real} \\ J_{Real} \\ M_{Real} x_G \\ \mu_i \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dots (1)$$

各変数は以下ようになる。

- M_{Real}, J_{Real} : 実験車両の実質量と実慣性モーメント
 m_{AA}, j_{AA} : 剛体要素の質量と慣性モーメント
 ϕ_V, ϕ_{Ω} : 並進・回転方向のモード行列
 x_{A0AA} : 座標系A₀に対する剛体要素の配置位置
 μ_i : i次モードのモード質量
 x_G : 車両の重心位置
 $\eta = [1 \dots 1]^T$: 剛体要素数分の1の列行列

次に採用するモードの固有振動数 ω とモード質量 μ が

らモード剛性 κ を求める。

$$\kappa = \mu \omega^2 \dots (2)$$

そして、モード剛性と採用するモード形 ϕ を用いた式(3)から剛体要素を相互に結合するバネの剛性行列Kが求まり、拡張モデルが作成できる。

$$K = \phi^{-T} \kappa \phi^{-1} \dots (3)$$

3・2 実験車両の拡張低次元化物理モデル作成

これまで弾性車体の研究で報告された事例では、FEMベースでモデルを作成している⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本研究では、実験的検討を加えるため、モード情報を加振試験による実験モード解析により弾性モードを抽出する方法を選択した。両端自由境界条件によるモデリングを行うため、車両を十分に長いピアノ線で吊ることで境界条件を再現し、車体部分が等間隔になる9点の実験を行った。そして、水平面内の車両運動に影響すると考えられる低周波領域の2つの横曲げモードを採用する。各モードの固有振動数とモード形を表3、図6に示す。

Table 3 Natural Frequencies of Bending Mode

1st Mode [Hz]	2nd Mode [Hz]
5.425	12.08

Fig.6 Mode Shape of Vehicle Body

次にモード質量を求める。本研究では、実験車両が複雑構造物であるので、質量を離散化することが困難である。そこで、質量感応法⁽⁸⁾を用いてモード質量を求めた。求めたモード質量を表4に示す。

Table.4 Equivalent Masses

1st Mode [kg]	2nd Mode [kg]
4.20	2.33

実験的に求めた各モードのモード行列, 固有振動数, モード質量を式(1)~(3)に代入することで、剛体要素の設計と相互に結合するバネの剛性行列を求め、車両の拡張モデルを作成する。

4. 弾性車両モデルの運動方程式

4・1 弾性車両モデルの運動方程式

弾性車両モデルは、前輪操舵に対する基本的な運動特性を考えた2輪車モデルである。図7のように剛体要素を車体部分に均等に配置し、タイヤ取り付け位置にある剛体要素に、横すべり角に比例してコーナリングパワーが発生する。なお、弾性車両モデルのコーナリングパワーは、剛体車両の操舵に対するヨーレイトの入出力データから推定した値を用いている。この運動方程式の導出には、拘束条件追加法⁽⁹⁾を用いている。

Fig.7 Elastic Vehicle Model

まず、拘束前の運動方程式を導出する。この弾性車両モデルの拘束前の一般化速度 $\mathbf{H}$ 、質量行列 $\mathbf{m}^H$ 、外力行列 $\mathbf{f}^H$ を次のようにとる。

$$\mathbf{H} = [\mathbf{v}_{OAA1}^T \quad \omega_{AA1} \quad \cdots \quad \mathbf{v}_{OAAn}^T \quad \omega_{AAn}]^T \quad \cdots \quad (4)$$

$$\mathbf{m}^H = \text{diag}[{}^2\mathbf{M}_{AA1} \quad j_{AA1} \quad \cdots \quad {}^2\mathbf{M}_{AAn} \quad j_{AAn}] \quad \cdots \quad (5)$$

$$\mathbf{f}^H = \mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{MODE}} + \mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{CF}} + \mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{DRIVE}} - \begin{bmatrix} {}^2\mathbf{M}_{AAi} \chi \omega_{OAAi} \mathbf{V}'_{OAAi} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \cdots \quad (6)$$

ここで、

$${}^2\mathbf{M}_{AAi} = \begin{bmatrix} m_{AAi} & 0 \\ 0 & m_{AAi} \end{bmatrix}, \quad \chi = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

である。拘束前の一般化速度 $\mathbf{H}$ は、車両座標系 A_0 で表現した各剛体要素の並進方向の速度 $\mathbf{v}'_{OAAi}$ と鉛直軸まわりの角速度 ω_{AAi} で表わす。また、 $\mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{MODE}}$ 、 $\mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{CF}}$ 、 $\mathbf{F}'_{OAAi}|_{\text{DRIVE}}$ は、それぞれモード変形力、コーナリングフォース、駆動力であり、各剛体要素に作用する一般化力である。

式(4)~(6)より、拘束前の運動方程式は以下ようになる。

$$\mathbf{m}^H \dot{\mathbf{H}} = \mathbf{f}^H \quad \cdots \quad (7)$$

次に、拘束後の運動方程式を導出する。モードによる拘束を加えた時の一般化速度 $\mathbf{S}$ を

$$\mathbf{S} = [\mathbf{v}'_{OA0} \quad \omega_{A0} \quad \mathbf{h}^T]^T \quad \cdots \quad (8)$$

とする。拘束後の一般化速度 $\mathbf{S}$ は、車両座標系 A_0 で表現した並進方向の速度 $\mathbf{v}'_{OA0}$ 、鉛直軸まわりの角速度 ω_{A0} 、モード速度 $\mathbf{h}$ を選択している。

また、拘束前の一般化速度 $\mathbf{H}$ は $\mathbf{S}$ を用いて次のように表せる。

$$\mathbf{H} = \mathbf{H}_s \mathbf{S} + \mathbf{H}_{\bar{s}} \quad \cdots \quad (9)$$

ここで、 $\mathbf{H}_s$ は $\mathbf{H}$ を $\mathbf{S}$ で微分した式であり、 $\mathbf{H}_{\bar{s}}$ は $\mathbf{S}$ に関係しない項のことである。

これらを用いると、拘束後の質量行列 $\mathbf{m}^S$ 、外力行列 $\mathbf{f}^S$ はそれぞれ式(10)、(11)となる。

$$\mathbf{m}^S = \mathbf{H}_s^T \mathbf{m}^H \mathbf{H}_s \quad \cdots \quad (10)$$

$$\mathbf{f}^S = \mathbf{H}_s^T \left\{ \mathbf{f}^H - \mathbf{m}^H \left(\frac{d\mathbf{H}_s}{dt} \mathbf{S} + \frac{d\mathbf{H}_{\bar{s}}}{dt} \right) \right\} \quad \cdots \quad (11)$$

これより、拘束後の運動方程式は次式で表せる。

$$\mathbf{m}^S \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{f}^S \quad \cdots \quad (12)$$

4・2 運動方程式の線形化⁽⁶⁾⁽⁸⁾

式(12)を元に線形化された運動方程式は以下のようになる。

$$\mathbf{m}_o^S \Delta \dot{\mathbf{S}} = \Delta \mathbf{f}^S \quad \cdots \quad (13)$$

$$\Delta \dot{\mathbf{Q}} = \Delta \mathbf{S} + \Delta(\mathbf{A} \mathbf{S}_o) \quad \cdots \quad (14)$$

本研究では速度に応じて線形化ポイントを決める。

(13)、(14)式中の $\mathbf{m}_o^S$ 、 $\Delta \mathbf{f}^S$ 、 $\Delta(\mathbf{A} \mathbf{S}_o)$ を導出すれば線形化が行えたことになる。そこで、まず線形化ポイントにおける拘束後の質量行列 $\mathbf{m}_o^S$ を以下に示す。ただし、添え字の (INITIAL) は初期値を表す。

$$\mathbf{m}_o^S = \mathbf{H}_{S_o}^T \mathbf{m}_o^H \mathbf{H}_{S_o} \quad \cdots \quad (15)$$

ここで、

$$\mathbf{m}_o^H = \mathbf{m}^H \quad \cdots \quad (16)$$

$$\mathbf{H}_{S_o} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{2 \times 2} & \chi \mathbf{R}_{A_0 A A i}(\text{INITIAL}) & \Phi_{V i} \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 1 & \Phi_{\Omega i} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{I}_{2 \times 2} & \chi \mathbf{R}_{A_0 A A n}(\text{INITIAL}) & \Phi_{V n} \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 1 & \Phi_{\Omega n} \end{bmatrix} \quad \cdots \quad (17)$$

次に、拘束後の外力行列 $\Delta \mathbf{f}^S$ は式(18)になる。

$$\Delta \mathbf{f}^S = \Delta(\mathbf{H}_{S_o}^T \mathbf{f}^H) + \mathbf{H}_{S_o}^T (\Delta \mathbf{f}^H) - \mathbf{H}_{S_o}^T \mathbf{m}_o^H \Delta \left(\frac{d\mathbf{H}_s}{dt} \mathbf{S}_o \right) \quad \cdots \quad (18)$$

ここで $\Delta(\mathbf{H}_{S_o}^T \mathbf{f}^H)$ は、

$$\Delta(\mathbf{H}_{S_o}^T \mathbf{f}^H) = \begin{bmatrix} \mathbf{d}_Y (\mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \mathbf{V}'_{OA0o} + \mathbf{F}_{i(\text{INITIAL})}) \Phi_{\Omega r} \\ (\mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \mathbf{V}'_{OA0o} + \mathbf{F}_{i(\text{INITIAL})}) (\mathbf{R}_{A_0 A A r}^T(\text{INITIAL}) \mathbf{d}_X \Phi_{\Omega r} - \mathbf{d}_i^T \Phi_{V r}) \\ \Phi_{V r}^T \mathbf{d}_Y (\mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \mathbf{V}'_{OA0o} + \mathbf{F}_{i(\text{INITIAL})}) \Phi_{\Omega r} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{q} \quad \cdots \quad (19)$$

$$\left(\mathbf{d}_Y = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{G} = \mathbf{F}_{\text{INITIAL}} / V_{\text{TARGET}} \right) \text{ (添え字の (TARGET) は目標値を表す)}$$

拘束前の一般化力 $\mathbf{f}^H$ は、操舵輪が付いている剛体要素、駆動輪が付いている剛体要素、その他の系を構成する剛体要素で異なる。そこで、各剛体要素に分けて以下に記述する。

(i) 操舵輪、駆動輪取り付け点を除く剛体要素 ($i \neq f, r$)

$$\Delta \mathbf{f}_i^H = - \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{2 \times 2} & \mathbf{0}_{2 \times 1} & 2\mathbf{K}_{A_0 A A V i} \Phi \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{K}_{A_0 A A \Omega i} \Phi \end{bmatrix} \Delta \mathbf{Q} - \begin{bmatrix} 0 & m_{AAi} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} & m_{AAi} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} \Phi_{\Omega i} \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{0}_{1 \times m} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{S} \quad \cdots \quad (20)$$

(ii) 操舵輪取り付け点の剛体要素 ($i = f$)

$$\Delta \mathbf{f}_f^H = - \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{2 \times 2} & \mathbf{0}_{2 \times 1} & 2\mathbf{K}_{A_0 A A V f} \Phi \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{K}_{A_0 A A \Omega f} \Phi \end{bmatrix} \Delta \mathbf{Q} - \begin{bmatrix} \mathbf{d}_i \mathbf{K}_f \left(\frac{\partial \mathbf{p}_f}{\partial \mathbf{V}'_{OA0o}} \right)_o & \mathbf{d}_i \mathbf{K}_f \left(\frac{\partial \mathbf{p}_f}{\partial \omega_{OA0o}} \right)_o + m_{AAf} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} & \mathbf{d}_i \mathbf{K}_f \left(\frac{\partial \mathbf{p}_f}{\partial \mathbf{h}} \right)_o + m_{AAf} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} \Phi_{\Omega i} \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{0}_{1 \times m} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{S} - \begin{bmatrix} \mathbf{d}_i \mathbf{K}_f \\ 0 \end{bmatrix} \Delta \mathbf{U} \quad \cdots \quad (21)$$

(iii) 駆動輪取り付け点の剛体要素 ($i = r$)

$$\Delta \mathbf{f}_r^H = - \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{2 \times 2} & \mathbf{0}_{2 \times 1} & 2\mathbf{K}_{A_0 A A V r} \Phi \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{K}_{A_0 A A \Omega r} \Phi \end{bmatrix} \Delta \mathbf{Q} - \begin{bmatrix} \mathbf{d}_i \mathbf{K}_r \left(\frac{\partial \mathbf{p}_r}{\partial \mathbf{V}'_{OA0o}} \right)_o & \mathbf{d}_i \mathbf{K}_r \left(\frac{\partial \mathbf{p}_r}{\partial \omega_{OA0o}} \right)_o + m_{AAr} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} & \mathbf{d}_i \mathbf{K}_r \left(\frac{\partial \mathbf{p}_r}{\partial \mathbf{h}} \right)_o + m_{AAr} \chi \mathbf{V}'_{OA0o} \Phi_{\Omega i} \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{0}_{1 \times m} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{S} - \begin{bmatrix} \mathbf{d}_s \mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \left(\frac{\partial \mathbf{V}'_{OA0o}}{\partial \omega_{OA0o}} \right)_o & \mathbf{d}_s \mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \left(\frac{\partial \mathbf{V}'_{OA0o}}{\partial \omega_{OA0o}} \right)_o & \mathbf{d}_s \mathbf{G} \mathbf{d}_X^T \left(\frac{\partial \mathbf{V}'_{OA0o}}{\partial \mathbf{h}} \right)_o \\ \mathbf{0}_{1 \times 2} & 0 & \mathbf{0}_{1 \times m} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{S} \quad \cdots \quad (22)$$

次に、 $\Delta \left(\frac{d\mathbf{H}_s}{dt} \mathbf{S}_o \right)$ は、

$$\Delta \left(\frac{d\mathbf{H}_s}{dt} \mathbf{S}_o \right) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\chi \mathbf{V}'_{OA0o} \Phi_{\Omega r} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \Delta \mathbf{S} \quad \cdots \quad (23)$$

となる。

最後に、式(14)の $\Delta(\mathbf{A} \mathbf{S}_o)$ を以下に示す。

$$\Delta(AS_o) = \begin{bmatrix} \chi V'_{OA0o} \\ 0 \\ 0_{m \times 1} \end{bmatrix} \Delta\theta_{OA0} \cdots \cdots \cdots (24)$$

以上より、これまでに導出した式を式(13)に代入することで、線形化された運動方程式が求められる。

5. 弾性車両モデルの検証

走行時の車体振動特性に関する実験、弾性車両と剛体車両のレーンチェンジ試験とシミュレーションの比較によって、弾性車両モデルの有効性を検証する。

5・1 走行速度の変化と車体振動特性の比較

走行中の車体振動特性を比較する。図8は、走行速度に対する1次曲げモードの固有振動数変化を表している。

Fig.8 Frequency of 1st Mode in Running State

図8から、走行速度が約1.5[m/s]までは速度に比例して固有振動数が大きくなり、それ以上の速度領域では約4.7[Hz]に収束していく傾向がシミュレーション結果から推測できる。また、ロードシミュレータの限界速度である1.67[m/s]までは、実験結果とよく一致しているといえる。

図9に図8のA点、B点における実験モード解析から求めた1次曲げのモード形を示す。低速領域では速度変化に対するモデルの変動が大きく、複雑な形状になり、走行速度の上昇に伴って自由境界条件のモード形に近づいていく傾向が確認できた。走行速度を変化させたときの実験モード解析結果から、A点付近の走行速度に対する固有振動数とモード形がよく一致しているので、提案する弾性車両モデルは走行中の振動特性を表現できると考えられる。

Fig.9 Mode Shape of 1st Mode in Running State

5・2 レーンチェンジ試験による動的挙動の比較

走行速度 1.67[m/s]で走行中の車両に実舵角 6[deg], 2.5[Hz]を入力とした車線乗り移りによる車両の過渡応答を比較する。実験結果、シミュレーション結果をそれぞれ図10、図11に示す。

Fig.10 Time Response of Yaw rate (Experiment)

Fig.11 Time Response of Yaw rate (Simulation)

この結果から、車体剛性の低下が、ヨーレイトの立ち上がりの遅れ、ピーク値の増加を引き起こし、またレーンチェンジ後の振動的な応答から車両挙動の安定性を損なっていることがわかる。

そして、作成した弾性車両モデルによるシミュレーションにおいても実験車両とよく一致した結果となっており、車体剛性を考慮した車両運動特性を表現できるモデルであるといえる。

6. 弾性モードが車両運動性能に与える影響

5・2の結果から、弾性車両にヨーレイトの立ち上がりとピークの遅れ、ピーク値の増加が見られる。この原因を1次曲げモードのみ採用、2次曲げモードのみ採用した弾性車両モデルを用いて、実験と同じ条件でレーンチェンジ試験のシミュレーションを行い、ヨーレイト、横すべり角の時刻歴応答の比較から分析する。

図12から、1次曲げモードのみ採用した場合、操舵開始直後のヨーレイトの立ち上がりは剛体車両と比べて違いはないが、ピークの増大を引き起こすことがわかる。

Fig.12 Time Response of Yaw rate (Rigid and 1st Mode)

Fig.13 Time Response of Yaw rate (Rigid and 2nd Mode)

図 13 から 2 次曲げモードのみ採用した場合、ピーク値の大きさは変わらないが、立ち上がりが遅れと、その影響によるピークの遅れが引き起こされる。

Fig.14 Slip Angle of Rear Tire

横すべり角については、採用モードの違いによって後輪にだけ大きな変化を確認した。図 14 から、操舵直後に 2 次曲げモードの固有振動数に近い、約 10[Hz]の振動的な横すべり角が発生し、その影響から後輪の横すべり角発生の遅れが確認できるので、車両の旋回が遅れる原因となると考えられる。また、ヨーレイトピーク時は、1 次曲げモードのみ採用した場合、前輪に発生する横すべり角がほぼ同じなのに対して後輪が減少することからアンダーステア特性が弱まり、ピーク値が増加していると考えられる。

7. 結言

実験車両と弾性車両モデルの振動特性、運動特性の比較から、剛性の低下が車両ヨーレイトに影響を与えることを確認するとともに、著者らが提案している弾性車両モデルが車体剛性を考慮した車両の動的挙動を表現できるモデルとして有効であることを確認した。

走行シミュレーションから、1 次曲げモード(低次のモード)がヨーレイトのピークを増加させ、2 次曲げモード(高次のモード)が遅れを引き起こすことがわかった。

参考文献

- (1) Kusaka, K., Nagahisa, M., Nishimura, T., The Influence of Body Front Lateral Bending on Handling Characteristics (in Japanese), *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan(Proceedings)*, No.116-01(2001), 5516.
- (2) Shiraishi, Y., Aoki, H., Kitamura, H., Ueda, E., Ushimura, T., Mechanism Study of Body Stiffness Affecting to Handling Performance (in Japanese), *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan(Proceedings)*, No.101-04(2004), 5538.
- (3) Shiiba, T., Suda, Y., Real-Time Simulation of Vehicle Dynamics Based on the Analysis Model of Multibody Systems (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.67, No.658(2001), pp.130-135.
- (4) E. Fischer, Standard multi-body system software in the vehicle development process, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Multi-Body Dynamics Part K*, Vol.221(2007).
- (5) Kobayashi, Y., Yonekawa, T., Honma, K., Oenoki, K., Development of Full Vehicle Simulation Method using Modal Approach (in Japanese), *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan(Proceedings)*, No.982(1998).
- (6) Sugiura, T., Simulation of Vehicle Dynamics and Vehicle Vibrations by Digital Vehicle Model, *MAE Technical Reports*, No.12(2003), pp.34-40.
- (7) Sagane, T., Tajima, H., Kazuto, S., Modeling and Control for Flexible Multibody System (in Japanese), *Nihon Univ., Ph.D. dissertation*, (2005).
- (8) Seto, K., An Estimation Method of Equivalent Masses for a Multi-Degree of Freedom System (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. C*, 53-485(1987), pp.52-58.
- (9) Tajima, H., *Fundamentals of Multibody Dynamics* (in Japanese), (2006), Tokyo Denki University Press.