

うねり路走行時における車両旋回性能の解析

(第2報：懸架系リンク幾何特性の影響)

森 和典*

Analysis of Vehicle Cornering Behaviors on Undulated Road Surfaces (2nd Report: Effects of Suspension Geometry Characteristics)

Kazunori MORI

Abstract

To improve maneuverability and stability of automobiles, it is important to grasp the fundamental relevancy of characteristic values for vehicle design and cornering performances on such broken road surface as winding path, besides level and flat road surface. Paying attention to the characteristics of suspension link geometry related to the attitude change of the body, we analyze the effects of roll center height on cornering performances on undulated road surfaces. As a result, it can be confirmed that the rear roll center characteristics tend to exert more influence on cornering behaviors than the front ones. We also clarify the effects of the initial roll center height, and of the ratio of roll center change to wheel travel, on cornering performances in the case of turning on winding road. Furthermore, the effect of anti-pitching geometry that produces the power of suspension link, so that the body pitching angle is restrained during braking, is investigated. Preparing a new vehicle model with a total of 14 degrees of freedom that considered each attitude angle and displacement on body in 3 directions (6 degrees of freedom), each displacement of unsprung mass (4 degrees of freedom) and each revolution angle of wheel (4 degrees of freedom) for theoretical analysis, we carried out the computer simulation.

Key words: Vehicle Dynamics, Undulated Road, Suspension Geometry, Roll Center, Simulation

1. まえがき

自動車の運動性能の向上を図るためには、水平で平坦な路面だけではなく、うねり路や凹凸路など実際に存在する様々な非平坦路面上での旋回性能と車両諸設計値との関連性を把握しておくことが重要である。

著者は、これまでに、比較的単純な車両モデルを用いたシミュレーション計算を実施して、懸架系および操舵系の動的ジオメトリやコンプライアンスステア特性がうねり路走行時の車両旋回性能に及ぼす影響を調べ、次のような知見を得た⁽¹⁾。(1)操舵・懸架系のステア特性はヨーレイト変動の振幅に影響を及ぼすが、前輪側よりも後輪側のステア特性のほうがヨーレイトへの影響が大きい傾

向にある。(2)コンプライアンスステアよりもロールステアのほうがヨーレイト変動に及ぼす影響は大きい。前輪側ロールステア係数をアングーステア方向に大きくし、後輪側のロールステア係数を零とすれば、ヨーレイト変動を小さくできる。

本報では、車体姿勢変化と関係が深い懸架系のリンク幾何特性に着目して、ロールセンタ高さがうねり路旋回性能に及ぼす影響について解析をおこなった。その結果、前輪側よりも後輪側の特性の影響が大きいことが明らかになり、初期ロールセンタ高さと、ホイールストロークに対するロールセンタ高さの変化の大きさがうねり路旋回性能に与える影響を把握した。また、制動駆動時の車体ピッチング角を抑制するように懸架系リンク力を発生

* 交通機械工学科
平成10年9月30日受理

させるアンチ・ピッチング・ジオメトリの影響についても調べた。なお、懸架系の幾何特性は、ばね上部分の特性値であり車輪の上下動に応じて変化するため、解析に際しては、新たに、車体3方向の姿勢角と変位（6自由度）、各輪のばね下質量の変位（4自由度）および各輪の回転角（4自由度）を考慮した合計14自由度の操安性車両モデルを作成してシミュレーション計算を行った。

2. 記号

車両モデルのなかで使用される主な記号を示す。

F_{ix}, F_{iy}, F_{iz} : 各輪位置に働く x, y, z 方向の力。ただし, F_{iz} は懸架系から車体に作用する力
 F_{ix}^c : 懸架系のばね, ショックアブソーバから車体に作用する力
 F_{ix}^w : タイヤから, ばね下質量に作用する力
 F_{kj} : サスペンションのばね力
 I_x, I_y, I_z : ロール, ピッチ, ヨー慣性モーメント
 K_{st} : ステアリング剛性
 $K_{\phi}, K_{\phi i}$: 全ロール剛性, 前・後ロール剛性
 $M_{\phi i}$: 抵抗ロールモーメント
 N : ステアリングO.A.ギヤ比
 R : タイヤ有効半径
 S_{ki} : スタビライザによるロール剛性成分
 T_j : タイヤの制動, 駆動トルク
 W_j : タイヤ荷重
 a, b : 前・後車軸～車両重心距離
 c_i : サスペンションの上下方向減衰係数
 c_t : タイヤ縦方向の減衰係数
 g : 重力速度
 h_{CG}, h_{RC} : 車両重心高, 重心位置におけるロールセンタ高さ
 h_i, h_s : ロールセンタ高さ, ロールモーメントアーム長
 h_j : ストローク ϵ_j の時のロールセンタ高さ
 k_i : サスペンションの上下方向ばね定数
 k_t : タイヤ縦ばね係数
 k_{yi}, k_{ai} : コーナリングパワー, キャンバスティフネス
 l : ホイールベース
 m, m_s, m_j : 車両質量, ばね上質量, ばね下質量
 r : ヨーレイト
 s : タイヤのスリップ率
 t : 時間
 t_i, t_{sj} : 初期トレッド, タイヤスカップ (トレッドの1/2)
 t_c : 前輪キャストトレール

t_{pi} : タイヤのニューマチックトレール
 u_j, u_{0j} : 各輪位置での車体変位, 路面変位
 v : 車速
 v_j : 各輪のタイヤ中心位置における車体速度
 v_{jw} : タイヤ中心線方向の速度成分
 w_j : ばね下変位
 $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$: 車両重心位置における前後, 横, 上下加速度
 β, β_j : 車体横すべり角 (at C.G.), タイヤスリップ角
 γ_{ci} : サスペンションの横力によるキャンパ剛性
 γ_{Ri} : ロールキャンパ
 γ_j, γ_{i0} : タイヤの対地キャンパ角, 初期キャンパ角
 γ_{0j} : 能動制御によるキャンパ角 (対車体)
 δ_{ci} : 前後力と横力によるコンプライアンスステア
 δ_{Ri} : ロールステア
 δ_j, δ_{i0} : タイヤ実舵角, 初期トー角
 δ_{0j} : ハンドル操作及び操舵制御による実舵角
 ϵ_j, ϵ'_j : ホイールストローク, タイヤ上下変位
 η_j : ロール運動において, 懸架系リンクの瞬間回転中心と y 軸とのなす角 (対車体基準)
 θ : ハンドル操舵角
 x : 制動力前後配分
 λ : ピッチ角
 μ_s, μ_d : 路面静摩擦係数, 動摩擦係数
 ξ_j : ロール運動において, 懸架系リンクの瞬間回転中心と路面とのなす角 (対地基準)
 ϕ : ロール角
 ϕ_j : ピッチング運動において, 懸架系リンクの瞬間回転中心と前後力とのなす角
 $o-xyz, O-XYZ$: 車両固定座標系, 路面座標系 (動座標系)
 添字 i : f -前輪, r -後輪
 添字 j : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪
 添字 0 : 初期値

3. 車両モデル

3.1 運動方程式

ばね上質量の3方向の並進運動と回転運動とに加えて、ばね下質量の上下運動および車輪の回転運動とを考慮した14自由度の車両モデルを図1に示す。また、図2は車体、各輪のばね下質量および接地面の変位、各部位に作用する力の関係を示す。

車両諸元や特性が運動性能を表す変数にどの様に影響するかなどを見通し良くするために、運動方程式を導く

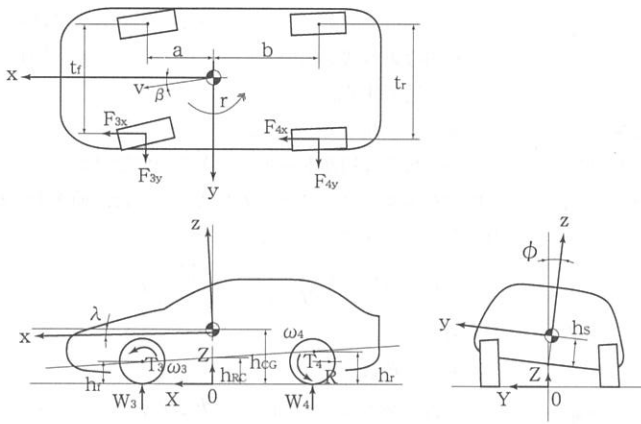


Fig. 1 Theoretical analytical model

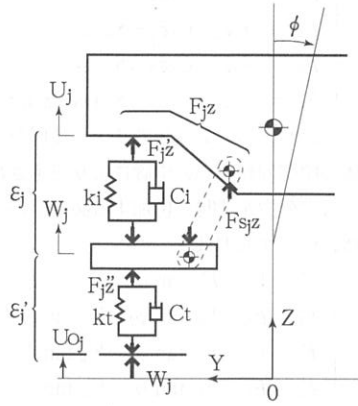


Fig. 2 Motion model of body and unsprung mass

に当たっては、次の内容を前提にして式の簡略化を図った。車体固定座標回りの慣性相乗モーメントは全て零とする。また、幾何学的ロールセンタの考えを採用するとともに、ロールセンタは左右輪を結ぶ線の中点を含み、路面に対して垂直な平面上に位置する。タイヤ接地面では、非平坦路走行によってタイヤ上下力のみが直接的に変動するものとし、路面横断方向の傾斜による影響は無いものとする。さらに、車体、操舵・懸架系およびタイヤの横剛性の影響は考慮しない。

車体固定座標系を用いて車両の運動方程式を導くと、

$$m a_x = \sum F_{jx} \quad (1)$$

$$m a_y = \sum F_{jy} \quad (2)$$

$$m_s a_z = \sum F_{jz} \quad (3)$$

$$I_x \ddot{\phi} - m_s a_y h_s - m_s g h_s \phi = M_{\phi f} + M_{\phi r} + h_f (F_{1y} + F_{3y}) + h_r (F_{2y} + F_{4y}) \quad (4)$$

$$I_y \ddot{\lambda} + m_s a_x h_s = b (F_{2z} + F_{4z}) - a (F_{1z} + F_{3z}) - h_{RC} \sum F_{jx} \quad (5)$$

$$I_z \dot{r} = a_1 (F_{1y} + F_{3y}) - b_1 (F_{2y} + F_{4y}) + t_{s1} F_{1x} + t_{s2} F_{2x} - t_{s3} F_{3x} - t_{s4} F_{4x} \quad (6)$$

となる⁽²⁾⁽³⁾。

ただし、

$$a_1 = a - t_{pf}, \quad b_1 = b + t_{pr}$$

$$h_{RC} = (b h_f + a h_r) / \ell, \quad h_{CG} = h_{RC} + h_s$$

重心位置におけるバウンス量を \$z\$、車体重心高の初期値を \$h_{CG0}\$ とすると、

$$h_{CG} = h_{CG0} + z \quad (7)$$

となる。

ロール抵抗モーメントは、前後輪それぞれ

$$\begin{cases} M_{\phi f} = -t_f (F_{1z} - F_{3z}) k k / 2 \\ M_{\phi r} = -t_r (F_{2z} - F_{4z}) k k / 2 \end{cases} \quad (8)$$

である。ただし、\$kk\$ はレバー比等の係数である。

式(1)~(3)の左辺の加速度成分は、

$$\begin{cases} a_x = \ddot{x} - \dot{y} r + \dot{z} \dot{\lambda} \\ a_y = \dot{y} + \dot{x} r - \dot{z} \dot{\phi} \\ a_z = \ddot{z} - \dot{x} \dot{\lambda} + \dot{y} \dot{\phi} \end{cases} \quad (9)$$

と表すことができる。

重心位置での車体速度と横すべり角は、

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (10)$$

$$\tan \beta = \dot{y} / \dot{x} \quad (11)$$

各輪位置における車体変位をバウンス量とロール角、ピッチ角で表すと、

$$\begin{cases} u_1 = z - a \dot{\lambda} - t_f \phi / 2 \\ u_2 = z + b \dot{\lambda} - t_r \phi / 2 \\ u_3 = z - a \dot{\lambda} + t_f \phi / 2 \\ u_4 = z + b \dot{\lambda} + t_r \phi / 2 \end{cases} \quad (12)$$

ホイールストローク、車体変位、ばね下変位、および路面変位の関係は、

$$\begin{cases} \epsilon_j = u_j - w_j \\ \epsilon_j = w_j - u_{0j} \end{cases} \quad (1 \leq j \leq 4) \quad (13)$$

となる。

サスペンションばね、ショックアブソーバおよびスタビライザを通して車体に作用する力は、

$$\begin{cases} F_{1z} = -k_f \epsilon_1 - C_f \dot{\epsilon}_1 - S_{kf}(\epsilon_1 - \epsilon_3)/t_f^2 \\ F_{2z} = -k_r \epsilon_2 - C_r \dot{\epsilon}_2 - S_{kr}(\epsilon_2 - \epsilon_4)/t_r^2 \\ F_{3z} = -k_f \epsilon_3 - C_f \dot{\epsilon}_3 - S_{kf}(\epsilon_3 - \epsilon_1)/t_f^2 \\ F_{4z} = -k_r \epsilon_4 - C_r \dot{\epsilon}_4 - S_{kr}(\epsilon_4 - \epsilon_2)/t_r^2 \end{cases} \quad (14)$$

また、サスペンションのリンク幾何を考慮する場合は、車体の瞬間回転中心の位置により決定されるタイヤ力の上下方向分力を式(14)に付加する必要がある。したがって、車体に作用する力は、

$$\begin{cases} F_{1z} = F'_{1z} + F_{1x} \tan \phi_1 - F_{1y} \tan \xi_1 \\ F_{2z} = F'_{2z} - F_{2x} \tan \phi_2 - F_{2y} \tan \xi_2 \\ F_{3z} = F'_{3z} + F_{3x} \tan \phi_3 - F_{3y} \tan \xi_3 \\ F_{4z} = F'_{4z} - F_{4x} \tan \phi_4 - F_{4y} \tan \xi_4 \end{cases} \quad (15)$$

と表される。右辺の第2項は、制駆動力とピッチング幾何から求められる。第3項は、横力とロール幾何により導かれる上下力であり、ジャッキアップ（車体持ち上げ力）またはジャッキダウン（車体引き下げ力）を誘起する力となる。

ばね下質量の上下運動は、

$$\begin{cases} m_i \ddot{w}_1 = -F_{1z} + F''_{1z} \\ m_i \ddot{w}_2 = -F_{2z} + F''_{2z} \\ m_i \ddot{w}_3 = -F_{3z} + F''_{3z} \\ m_i \ddot{w}_4 = -F_{4z} + F''_{4z} \end{cases} \quad (16)$$

である。ただし、

$$F''_{jz} = -k_t \epsilon'_j - C_t \dot{\epsilon}'_j \quad (1 \leq j \leq 4) \quad (17)$$

タイヤ荷重は、式(17)を用いて

$$\begin{cases} W_1 = bmg/2\ell + F''_{1z} \\ W_2 = amg/2\ell + F''_{2z} \\ W_3 = bmg/2\ell + F''_{3z} \\ W_4 = amg/2\ell + F''_{4z} \end{cases} \quad (18)$$

となる。

各輪のステア角は、ステアリング操舵角だけでなく懸架系と操舵系のリング幾何や前後、左右力によるコンプライアンスによっても変化し、ホイールストローク、タイヤ横力、前後力、上下力などの多変数関数として表現できる。ここでは、ホイールストロークとタイヤ横力、前後力の関数とする。キャンバ角の場合も同様である。

ステア角は、

$$\begin{cases} \delta_1 = \delta_{01} - (t_c + t_{bf})(F_{1y} + F_{3y})/K_{st} + \delta_{Rf}(\epsilon_1) + \delta_{Cf}(F_{1x}, F_{1y}) \\ \delta_2 = \delta_{02} + \delta_{Rr}(\epsilon_2) + \delta_{Cr}(F_{2x}, F_{2y}) \\ \delta_3 = \delta_{03} - (t_c + t_{bf})(F_{1y} + F_{3y})/K_{st} - \delta_{Rf}(\epsilon_3) + \delta_{Cf}(F_{3x}, F_{3y}) \\ \delta_4 = \delta_{04} - \delta_{Rr}(\epsilon_4) + \delta_{Cr}(F_{4x}, F_{4y}) \end{cases} \quad (19)$$

となる。ここで、ステアリング操舵角によるステア角は

$$\delta_{01} = \delta_{03} = \theta/N \quad (20)$$

で表され、左右輪は等しいと仮定する。

また、ロールステアとコンプライアンスステアは実用的に有用な近似式を用いる。ロールステアは ϵ に関して2次式で近似する。

$$\delta_{Ri}(\epsilon_j) = \delta_{i0} + \delta_{i1}\epsilon_j + \delta_{i2}\epsilon_j^2$$

右辺の定数項は初期トー角、1次項の係数はロールステア係数を示す。コンプライアンスステアは、前後力と横力に関して1次までをとり、

$$\delta_{Ci}(F_{jx}, F_{jy}) = \left(\frac{\partial \delta_{Ci}}{\partial F_{jx}} \right) F_{jx} + \left(\frac{\partial \delta_{Ci}}{\partial F_{jy}} \right) F_{jy}$$

とする。

キャンバ角は、

$$\begin{cases} \gamma_1 = \gamma_{01} + \gamma_{Rf}(\epsilon_1, \delta_{01}) + \gamma_{Cf}(F_{1y}) + \phi \\ \gamma_2 = \gamma_{02} + \gamma_{Rr}(\epsilon_2, \delta_{02}) + \gamma_{Cr}(F_{2y}) + \phi \\ \gamma_3 = \gamma_{03} - \gamma_{Rf}(\epsilon_3, \delta_{03}) + \gamma_{Cf}(F_{3y}) + \phi \\ \gamma_4 = \gamma_{04} - \gamma_{Rr}(\epsilon_4, \delta_{04}) + \gamma_{Cr}(F_{4y}) + \phi \end{cases} \quad (21)$$

となる。上式は、対地キャンバ角を表す。右辺の最初から第3項までは対車体基準のキャンバ角であり、対地基準のキャンバ角に変換するために第4項にロール角を加えている。計算では、ロールキャンバ分を

$$\gamma_{Ri}(\epsilon_j, \delta_{0j}) = \gamma_{i0} + \gamma_{i1}\epsilon_j + \gamma_{i2}\epsilon_j^2 + \left(\frac{\partial \gamma_{Ri}}{\partial \delta_{0j}} \right) \delta_{0j}$$

とおく。右辺の第1項は初期キャンバ角で第2項の係数はロールキャンバ係数を示す。

なお、本論では電子制御を使用しない通常の走行装置搭載の車両を想定しており、式(20)、(21)のアクティブ制御の項は、零として解析を進める。

タイヤスリップ角は、

$$\begin{cases} \beta_1 = \delta_1 - \tan^{-1}((\dot{y} + ar)/v) - \beta_{e q1} - \beta_{s1} \\ \beta_2 = \delta_2 - \tan^{-1}((\dot{y} - br)/v) - \beta_{e q2} + \beta_{s2} \\ \beta_3 = \delta_3 - \tan^{-1}((\dot{y} + ar)/v) - \beta_{e q3} - \beta_{s3} \\ \beta_4 = \delta_4 - \tan^{-1}((\dot{y} - br)/v) - \beta_{e q4} + \beta_{s4} \end{cases} \quad (22)$$

で表される。右辺の第3項および第4項は、それぞれにキャンバ角とスカッフ変化による発生横力を等価的にコーナリングフォースに置き換えてスリップ角に換算したものである。これは、計算を簡単にするため、コーナリングフォースやキャンバスラストなど発生横力の和の最大値が路面摩擦係数とタイヤ輪荷重の積を越えないというクーロンの摩擦法則を適用している。ここでは、

$$\begin{aligned} \beta_{eqj} &= C_{ami} \gamma_j, \quad C_{ami} = k_{ai}/k_{yi} \\ \beta_{sj} &= \tan^{-1}(t_{sj}/v) \end{aligned}$$

3. 2 ロール幾何

ロール運動による懸架系の車体に対する瞬間回転中心

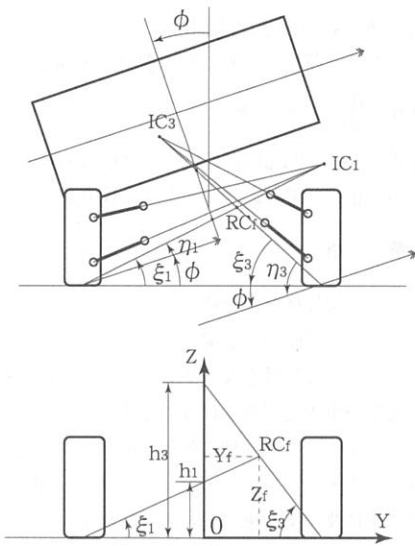


Fig. 3 Roll center kinematics

は、図3に示すようにリンクの幾何学で容易に求められる。また、ロール運動によるトレッド変化曲線の曲率中心でもあり、対地基準で角度 ξ の方向にある⁽⁴⁾。地面に対する懸架系の回転中心を接地点と見なせば、3瞬間中心の定理により、路面に対する車体の瞬間回転中心は角度 ξ の方向にある。ロール角が ϕ のとき、車体基準で車体の瞬間回転中心が角度 η の方向にあるとすると、内外輪ではそれぞれ、

$$\begin{cases} \xi_{out} = \eta_{out} + \phi \\ \xi_{in} = \eta_{in} - \phi \end{cases} \quad (23)$$

の関係がある。ただし、

$$\eta_j = \tan^{-1}(h_j/t_{sj})$$

左右輪のホイールストロークは異なるから、幾何学的ロールセンタは角度 ξ_1 と角度 ξ_3 の方向の2直線の交点で表される。対地基準でロールセンタの座標を (Y_f, Z_f) とすると、

$$\begin{cases} Y_f = \frac{t_{s3} \tan \xi_3 - t_{s1} \tan \xi_1}{\tan \xi_1 + \tan \xi_3} \\ Z_f = \frac{(t_{s1} + t_{s3}) \tan \xi_1 \tan \xi_3}{\tan \xi_1 + \tan \xi_3} \end{cases} \quad (24)$$

となる。簡単のため、計算では、ロールセンタは左右輪を結ぶ線の中点を含み、路面に対して垂直な平面上にあると仮定して、 $h_f = Z_f$ とする⁽⁵⁾。後輪側も同様にして求める。

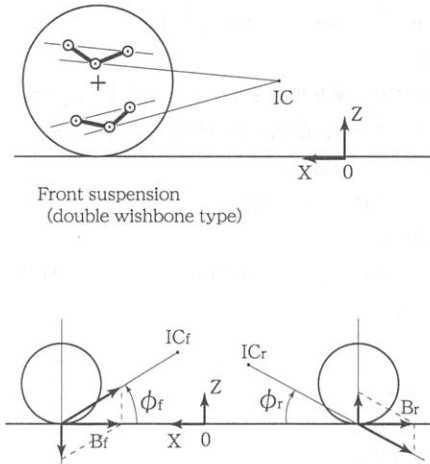


Fig. 4 Force caused by anti-pitching geometry

3. 3 ピッチング幾何

前後力を懸架系の瞬間回転中心方向の力と上下力に分解すれば、後者は荷重移動量に相当し、サスペンションストロークを引き起こす。図4は制動時のアンチ・ピッチング・ジオメトリと荷重移動の関係を示す。

瞬間回転中心の座標を車体固定座標系で (x_{1cr}, z_{1cr}) と (x_{1cr}, z_{1cr}) とすると、路面座標系では、

$$\begin{bmatrix} X_{1c1} & Z_{1c1} \\ X_{1c2} & Z_{1c2} \\ X_{1c3} & Z_{1c3} \\ X_{1c4} & Z_{1c4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{1cr} + \lambda z_{1cr} & -\lambda x_{1cr} - \frac{t_f}{2} \phi + z_{1cr} + z \\ x_{1cr} + \lambda z_{1cr} & -\lambda x_{1cr} - \frac{t_r}{2} \phi + z_{1cr} + z \\ x_{1cr} + \lambda z_{1cr} & -\lambda x_{1cr} + \frac{t_f}{2} \phi + z_{1cr} + z \\ x_{1cr} + \lambda z_{1cr} & -\lambda x_{1cr} + \frac{t_r}{2} \phi + z_{1cr} + z \end{bmatrix} \quad (25)$$

となる。したがって、

$$\begin{cases} \tan \phi_1 = -(Z_{1c1} - u_{01}) / (X_{1c1} - a) \\ \tan \phi_2 = -(Z_{1c2} - u_{02}) / (X_{1c2} + b) \\ \tan \phi_3 = -(Z_{1c3} - u_{03}) / (X_{1c3} - a) \\ \tan \phi_4 = -(Z_{1c4} - u_{04}) / (X_{1c4} + b) \end{cases} \quad (26)$$

3. 4 車輪の回転運動

4輪の回転の運動方程式は、

$$I_i \dot{\omega}_j = T_j - F_{jx} R \quad (27)$$

で表される。 I_i は車輪の回転軸回りの慣性モーメントである。

ここで、タイヤ発生力の車体前後および左右方向成分 F_{jx}, F_{jy} と、タイヤ中心線方向および直角方向成分 F'_{jx}, F'_{jy} の関係は、

$$\begin{bmatrix} F_{jx} \\ F_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F'_{jx} \\ F'_{jy} \end{bmatrix} \quad (28)$$

となる。

タイヤ中心線方向の速度を $v_{j\omega}$ とすると、各輪タイヤのスリップ率は、制動時と駆動時の場合それぞれ

$$s_j = (v_{j\omega} - R\omega_j) / v_{j\omega} \quad (29)$$

$$s_j = -(R\omega_j - v_{j\omega}) / (R\omega_j) \quad (30)$$

と表される。

タイヤ中心位置での速度成分は、 x, y 方向成分 v_{jx} と v_{jy} を用いて、

$$v_j = \sqrt{v_{jx}^2 + v_{jy}^2}$$

になるが、

$$v_{j\omega} = v_{jx} \cos \delta_i + v_{jy} \sin \delta_i = v_{jx} = v_j \quad (31)$$

の関係が導かれる。

ここで、

$$\begin{cases} v_1 = \dot{x} + t_r r / 2 \\ v_2 = \dot{x} + t_r r / 2 \\ v_3 = \dot{x} - t_r r / 2 \\ v_4 = \dot{x} - t_r r / 2 \end{cases}$$

制動の場合、4輪各々の配分トルクは、

$$\begin{cases} T_1 = T_3 = x m a_x R / 2 \\ T_2 = T_4 = (1-x) m a_x R / 2 \end{cases} \quad (32)$$

とする。

3. 5 タイヤ動特性

タイヤのコーナリング特性式として、タイヤスリップ率が考慮された酒井の式⁶⁾を用いる。ただし、計算実行上、タイヤ横力の式はタイヤスリップ角に関して奇関数でなければならないため、次のようにする。添字 $i=f$ の時、添字 j は1または3、添字 $i=r$ の時、添字 j は2または4をとる。

$$F'_{jx} = \begin{cases} -\operatorname{sgn}(s_j) \mu_a W_j & : |s_j| = 1 \\ -\{K_j(1-q_j)^2 + W_j \mu_a q_j(3-2q_j)h_j\} s_j & : |s_j| < 1 \end{cases} \quad (33)$$

$$F'_{jy} = \begin{cases} K_j(1-s_j^2)(1-q_j^2)\tan \beta_i + W_j \mu_a q_j^2 h_j(3-2q_j)\tan \beta_i & : -1 \leq s_j \leq 0 \\ K_j(1-s_j)(1-q_j^2)\sin \beta_i + W_j \mu_a q_j^2 h_j(3-2q_j)\tan \beta_i & : 0 \leq s_j \leq 1 \end{cases} \quad (34)$$

ただし、コーナリングパワーはタイヤ荷重の関数として

$$K_j = \mu_a K_{j0} \left\{ \frac{4}{3} \left(\frac{W_j}{W_{j0}} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{W_j}{W_{j0}} \right)^2 \right\} \quad (35)$$

の関数があると仮定する。 K_{j0} は、基準とするタイヤ荷重が W_{j0} のときのコーナリングパワーを示す。

また、式(33)と(34)で用いた係数は、

$$\begin{cases} h_j = 1 / \sqrt{s_j^2 + \tan^2 \beta_i} \\ q_j = K_j \sqrt{s_j^2 + \tan^2 \beta_i} / (3 \mu_s W_j) \end{cases} \quad (36)$$

さらにタイヤ荷重の変動に伴う横力の動的变化は

$$\sigma(W_j) \frac{dF'_{jy}}{dx} + F'_{jy} = F_{jy0} \quad (37)$$

となる報告⁷⁾があり、計算にはこの特性を組み込む。 σ はタイヤの緩和長であり、タイヤ荷重の関数になる。

4. 解 析

4. 1 車両仕様と走行路面

通常、ロール挙動や左右輪間の荷重移動に関係があり旋回性能に大きな影響を及ぼすロールセンタ高さが、非平坦路面での車両旋回性能に与える影響について調べる。また、ロールセンタと同様に懸架系のリンク幾何により定まるアンチ・ピッチング・ジオメトリが、制動を伴った旋回性能に及ぼす効果についても計算を行う。

各種設計パラメータの影響把握を容易にするために、車両側の特性値は、サスペンションばね、タイヤおよび前後トレッドを除いて線形とする。計算には一般的な後輪駆動、前輪操舵の小型乗用車の車両諸元を用い、主な

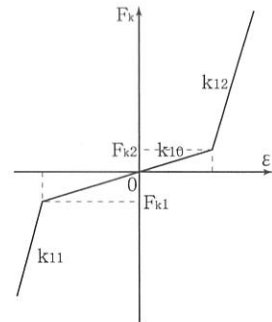


Fig. 5 Characteristics of suspension spring to wheel travel

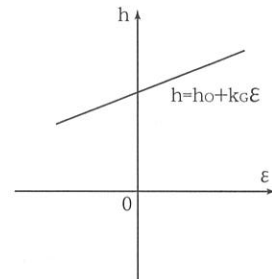


Fig. 6 The ratio of roll center height to wheel travel

特性値は第一報のA仕様と同じにする。スタビライザ分を除いたサスペンションばねの特性は、ホイールストローク量の規制やロール剛性の非線形化のために用いられるヘルパーラバー（バンパーラバー）とリバウンドストoppのばね特性を考慮して、前後共に図5に示すような非線形特性とする。ホイールストロークに対する前後トレッドの変化は、2次関数で近似し、ロールセンタ高さは図6に示す様な直線近似とする。以後、解析計算に際してはロールセンタ高さとの関係式を路面座標系基準にて、

$$h_j = h_{i0} + k_{iG} \epsilon_j \quad (37)$$

とする。ただし、 h_{i0} は初期ロールセンタ高さ、 k_{iG} はホイールストロークに対するロールセンタ高さの変化の比である。

路面は正弦波状うねり路面とする。シミュレーションでは、車速60km/hで定常横加速度0.3Gで正弦波路面を旋回走行する場面を想定している。路面は振幅0.015m、波長14.9mとし左右輪間の路面変位の位相差は 0° (Case I) と 180° (Case II) の2つの場合を検討した。なお路面波長は時間周波数が車両前輪ばね上質量の上下方向の固有振動数である1.12Hz近傍となるように設定している。

4.2 計算および考察

① ロールセンタ高さの影響

式(37)で表されるロールセンタ高さの特性の中で、基準仕様に対して h_{i0} と k_{iG} を変化させた仕様とで車両運動特性を比較した。基準仕様は、前輪側 $h_{f0}=40[\text{mm}]$ 、 $k_{fG}=1.5[\text{mm/mm}]$ 、後輪側 $h_{r0}=95[\text{mm}]$ 、 $k_{rG}=2.0[\text{mm/mm}]$ とする。変化幅は初期ロールセンタ高さが $\pm 50[\text{mm}]$ 、変化比が $\pm 1.0[\text{mm/mm}]$ である。変化させる特性は4特性中1特性で、残りは基準値のままである。

図7は、Case Iのうねり路走行における、各仕様毎の車両運動特性の変動振幅を計算した結果を示す。縦軸の Δ 記号は各運動特性の変動振幅を意味している。ロールセンタ高さは、非平坦路面において車両運動特性の変動の大きさに関係することがわかる。また、ピッチ角変動には前後輪の h_{i0} と k_{iG} とが共に大きく影響するが、一般的には前輪側よりも後輪側のロールセンタ特性の方が運動特性の変動に与える影響が大きい傾向にある。また、ロールセンタ高さの特性値を実用域内で考えた場合、 h_{i0} は k_{iG} よりも運動特性の変動に及ぼす効果が大きい。

図8は、後輪側の初期ロールセンタ高さをパラメータにしたときの車両運動特性の時間的变化である。定常値を基準にしてロール角変化を見ると、揺れ戻し側の方が揺れ増し側の変化よりも大きい。これは、外輪側のホイ

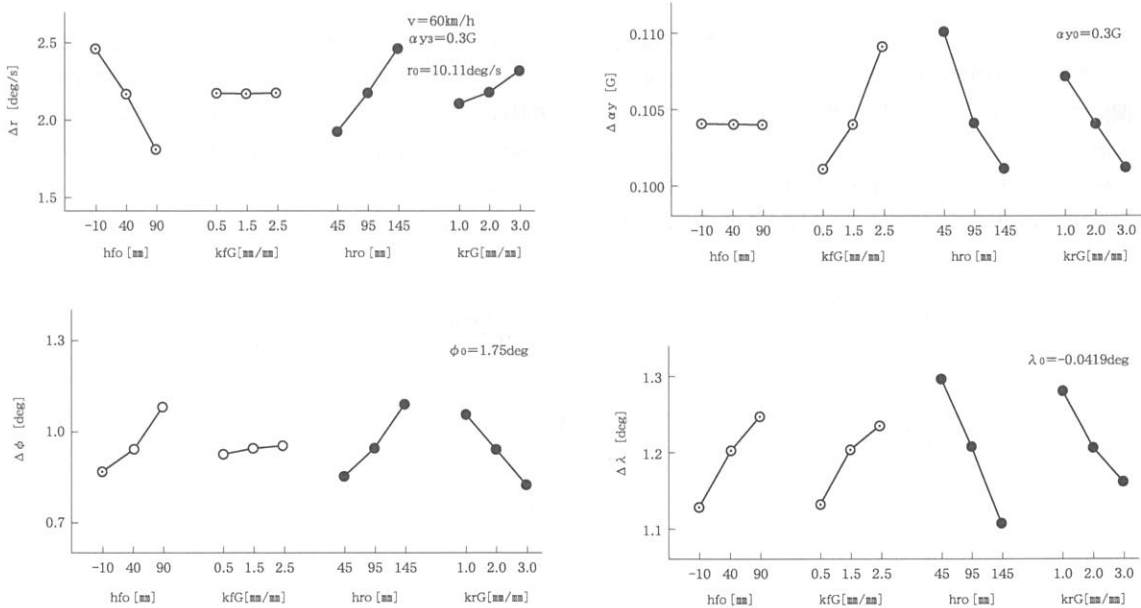


Fig. 7 Comparison of vehicle motion characteristics

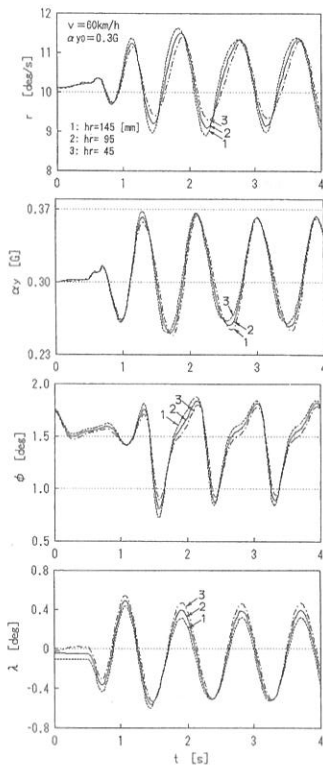


Fig. 8 Calculated vehicle behaviors (Case I)

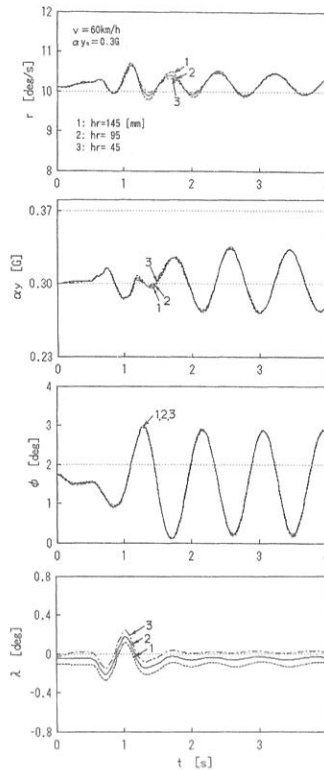


Fig. 9 Calculated vehicle behaviors (Case II)

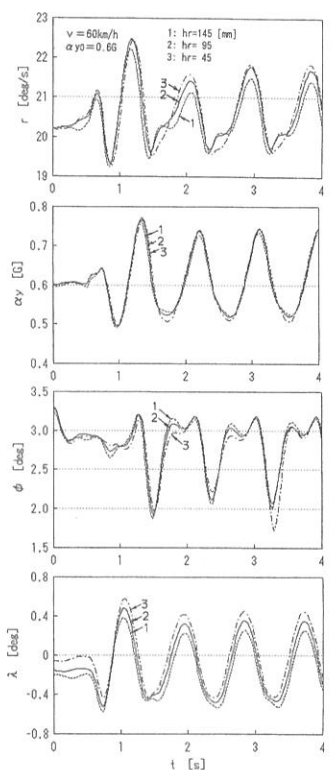


Fig. 10 Calculated vehicle behaviors (large lateral acceleration)

ールストロークが、バウンド側の非線形ばね特性の領域に入りロール剛性が急増したこと、ロールセンタ位置の関係でジャッキアップ・ダウン効果が現れたことなどが原因として考えられる。ロール剛性の非線形化は、ロール感や旋回性能に大きい影響を及ぼすものと思われる。図9は、Case IIのうねり路面を旋回走行した場合の結果

である。自明のことではあるが、ロール角変動のみが大きくなりCase Iの約2倍となる。その他の運動特性の変動は小さく、ロールセンタ高さの影響も少ない。以後の解析では、路面は全てCase Iの場合を取り扱うこととする。

車速60km/hで定常横加速度を2倍の0.6Gとした時

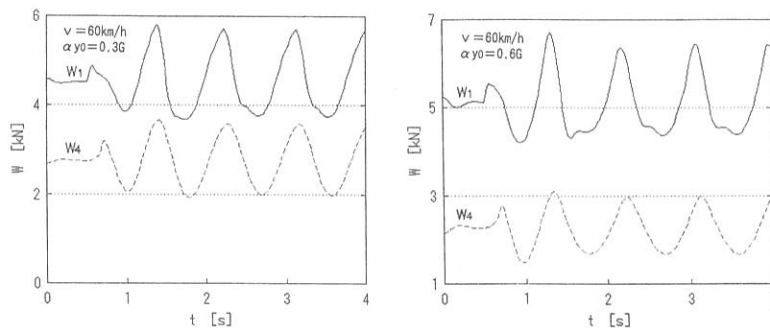


Fig. 11 Load change on wheel

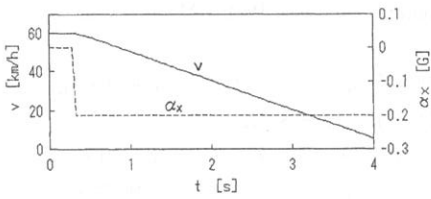


Fig. 12 Vehicle velocity and longitudinal acceleration

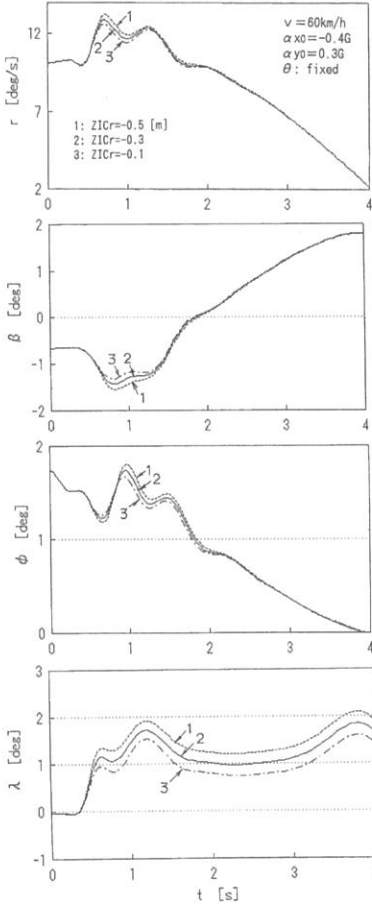


Fig. 13 Circular turning with braking

の計算結果を図10に示す。ヨーレイトおよびロールの変動は0.3Gの時とほぼ同じであるが、横加速度の変動が約2倍と大きくなる。またピッチ角変動では後輪のロールセンタ高さの影響がより一層顕著になる。ロール角の揺れ戻し側の方が揺れ増し側の変化よりも大きくなる傾向が強くなる。図11は、タイヤ荷重変化を示す。変動幅は、定常横加速度が0.3と0.6Gの場合では大差無いことがわかる。定常横加速度0.3と0.6Gにおける運動特性変動の

違いは、ホイールストロークによるロールセンタ特性の変化、タイヤやロール剛性の非線形性などによると考えられる。

② アンチ・ピッチング・ジオメトリの影響

車速60km/hで初期横加速度0.3Gで旋回走行している状態から、ハンドル角固定のまま前後加速度が-0.4Gの制動を加えたときの車両挙動を調べる。後輪側の瞬間回転中心の高さ方向の位置を車体固定座標系でそれぞれ-500,-300,-100[mm]とした3仕様を比較する。

図12は、車速と前後加速度の時間的变化である。図13には車両運動特性を示す。瞬間回転中心の位置が高くなるほど(図中仕様3が最も高い位置にある)、アンチ・ピッチング・ジオメトリの効果がでることになるが、うねり路での制動を伴う旋回においても、ピッチ角が抑制され、ヨーレイト、車体横すべり角およびロール角の変動が小さいことがわかる。

5. まとめ

車体の姿勢変化に関する懸架系リンク幾何特性が、うねり路走行時の旋回性能に及ぼす影響について解析を行うため、4輪のばね下質量の変位等も考慮した14自由度の操安性解析モデルを作成した。このモデルを用いたシミュレーション計算により次の結果を得た。

- (1) 正弦波状のうねり路面の走行において、車両のロールセンタ高さはヨーレイトやロールなど車両運動性能の特性値の変動の大きさに影響を及ぼす。
- (2) ロールセンタ高さの初期値は、ホイールストローク変化に対するロールセンタ高さの変化の比よりも車両運動特性の変動に及ぼす感度が大きい。また、前輪よりも後輪側のロールセンタ特性のほうが車両運動特性に及ぼす影響が大きい傾向にある。
- (3) 左右両輪の路面変位の位相差が180°の場合、ロールセンタ特性はロール挙動に大きく影響するがヨーレイト、横加速度への影響は少ない。
- (4) 制動を伴う場合のアンチ・ピッチング・ジオメトリ特性は、うねり路旋回走行時にも効果がある。

文 献

- (1) 森和典, うねり路走行時における車両旋回性能の解析(第1報:操舵・懸架系ステア特性の影響), 久留米工業大学研究報告, No20 (1996), 19-27.
- (2) 自動車技術ハンドブック(基礎・理論編), 自動車技術会, (1990), 209-213.

- (3) G. Genta, Motor Vehicle Dynamics, World Scientific, (1997), 365-388.
- (4) 川越健次, ロール感向上のためのサスペンション技術, 自動車技術会シンポジウム「操縦性と予防安全のためのビークルダイナミクス最先端」資料, 9730858 (1997), 22-28.
- (5) J. H. Dixon, The roll-center concept in vehicle handling dynamics, Proc I MechE, Vol. 201 No. D1, (1987), 69-78.
- (6) 酒井秀男, タイヤの力学(2), 自動車技術, Vol. 30, No11, (1976), 968-972.
- (7) 高橋俊道・ほか1名, 非平坦路走行時のタイヤコーナリング特性とそのモデル化, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9301962, (1993-5), 153-156.