タイヤの姿勢角制御による自動車の操縦性安定性*

森 和 典^{*1}Study on Vehicle Dynamics through Attitude Control
of Front and Rear Wheels

Kazunori MORI

A new active control method for the attitude angles of wheels is proposed to improve the maneuverability and stability of vehicles. It is expected that a system for controlling not only the steer angles of the front and rear wheels but also their camber angles will make it possible to provide enhanced vehicle dynamics mainly due to the effect of camber thrust force, particularly such as under cornering behavior with relatively large lateral acceleration. According to theoretical analysis and computer simulation, it can be confirmed that the attitude control system of tire-wheels which uses combined methods of feedforward and feedback controls corresponding to various running conditions can realize the intended vehicle response characteristics in wider maneuvering ranges of lateral acceleration than four-wheel-steering systems depending on steer angle control only.

Key Words: Automobile, Vehicle Dynamics, Transfer Function, Transient Response, Stability, Maneuverability, Simulation, Attitude Control, Four-Wheel-Steering

1. 結 言

近年、自動車の安全性への要求が高まる中で四輪操舵(4WS)、アクティブサスペンションなど車両運動性能面から安全に寄与するシャシ制御システムの研究開発が盛んに進められている。現在では、タイヤに働く前後、上下、左右の3軸方向の力を能動的に制御して運動性能の向上を図ることも可能になってきた^{(1)~(3)}。

タイヤに作用する力のうち、横方向力であるコーナリングフォースやキャンバラストの制御に関しては、従来からサスペンション機構において、旋回運動中に車体がロールすることを利用してタイヤのトー角⁽⁴⁾やキャンバ角⁽⁵⁾などのホイールアライメントを変化させたり、横方向力によるサスペンションの弾性変形で生じるトー角変化などを利用して車両の操縦性・安定性の改善を図ることが行われてきた⁽⁶⁾。高速度域での操安性向上を目的とした4WSは、こうしたサスペンション機構による受動的なトー角制御の概念を発展させたものとも考えられる⁽⁷⁾。通常走行時のような、タイヤスリップ角が比較的小さい領域での操安性向上に

4WSは大きな効果を発揮する。しかし、大きな横加速度を伴う旋回運動時のように、タイヤスリップ角が大きく、タイヤ特性が非線形となる領域ではコーナリングフォースが飽和状態に近づくため性能向上代は少なくなる⁽⁸⁾。そこで、トー角に加えてタイヤのキャンバ角をも積極的に制御すれば、旋回運動時における操舵応答性などをさらに向上できる可能性がある。

本稿では、前後輪タイヤのトー角とキャンバ角の両方を協調させて能動制御する一制御手法を提案するとともに、このタイヤ姿勢制御により車両の操安性向上が図れることを解析計算により明らかにしたので、その内容を報告する。

2. 運動モデル

車両の運動は図1に示すような平面2自由度モデルで検討する。車両が一定車速 v で走行しているとき、次の運動方程式が成立する⁽⁹⁾。

$$\left. \begin{aligned} Mv(\dot{\beta} + r) &= F_{1i} + F_{1o} + F_{2i} + F_{2o} \\ I\dot{r} &= a(F_{1i} + F_{1o}) - b(F_{2i} + F_{2o}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

ここで、 M ：車両質量、 I ：ヨー慣性モーメント、 a 、 b ：前、後軸～重心間距離、 β ：重心位置での車体スリップ角、 r ：ヨーレイト、 F_{jk} ($j=1, 2, k=i, o$)：各タ

* 原稿受付 平成5年5月28日。

*1 正員、久留米工業大学工学部 (〒830 久留米市上津町2228)。

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 + (R_1 - 1)\delta_0 + r_1 \cdot r \\ \delta_2 &= R_2\delta_0 + r_2 \cdot r \\ \gamma_1 &= -k_1\beta_1 \\ \gamma_2 &= -k_2\beta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

と表すことができる。ただし、 $\delta_0 = N/\theta$ ：ステアリング操舵による前輪実舵角、 N ：ステアリングギヤ比、 $R_{1,2}$ 、 $r_{1,2}$ ：トー角制御ゲイン、 $k_{1,2}$ ：調整可能なキャンバ角制御ゲインである。

式(1)、(3)と式(8)～(10)により $R_{1,2}$ 、 $r_{1,2}$ に関する連立方程式が与えられ、これを解くと次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= NG_r(Meb + I)/2IC_1'T \\ R_2 &= NG_r(Mea - I)/2IC_2'T \\ r_1 &= \frac{1}{2IC_1'} \left\{ \frac{Mbv^2 + 2IC_1'(e + a)}{v} - \frac{Meb + I}{T} \right\} \\ r_2 &= \frac{1}{2IC_2'} \left\{ \frac{Mav^2 + 2IC_2'(e - b)}{v} - \frac{Mea - I}{T} \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 $C_1' = C_1 + k_1K_1$ 、 $C_2' = C_2 + k_2K_2$

こうして、目標特性によりトー角制御ゲインが与えられるため、タイヤの姿勢制御則が確定する。

3・2 操舵応答伝達関数 横加速度を伴う旋回運動時における車両の操舵応答性・安定性について検討するため、定常旋回運動状態からの摂動を考慮することで運動方程式を近似的に線形化を図り、ステアリング操舵に対するヨーレイト、車体スリップ角および横加速度の伝達関数を求める⁽¹³⁾。

横加速度が α_0 となる定常旋回 ($\dot{r} = \dot{\beta} = 0$) において、式(2)より

$$\left. \begin{aligned} F_c(\beta_{10}, W_{10}) - F_a(\gamma_{10}, W_{10}) + F_c(\beta_{10}, W_{100}) \\ - F_a(\gamma_{10}, W_{100}) = bM\alpha_0/l \\ F_c(\beta_{20}, W_{20}) - F_a(\gamma_{20}, W_{20}) + F_c(\beta_{20}, W_{200}) \\ - F_a(\gamma_{20}, W_{200}) = aM\alpha_0/l \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

の二つの式が得られる。なお、変数記号の添字0は定常値を示している。式(12)は、式(1)、(3)～(7)および制御則の式(10)から、ステアリング操舵による前輪実舵角 δ_{00} と車体スリップ角 β_0 との非線形連立方程式になるが、Newton-Raphson法などの逐次近似計算法を用いて容易に近似解を得ることができる。 δ_{00} と β_0 が解ければ定常旋回時における各変数の定常値はすべて求められる。

次に、定常状態から過渡的にステアリングを微小操舵したときの状態変数の変動を調べる。各変数の変動分は Δ を付して表し、運動方程式をラプラス変換してまとめると

$$\left[\begin{array}{cc} \bar{M}v + \xi/v & \bar{M}vs + \eta \\ Is + \zeta/v + \bar{d}_wv & \bar{d}_wvs + \xi \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{array} \right] \\ = \left[\begin{array}{cc} F_{c\beta 1} & F_{c\beta 2} \\ aF_{c\beta 1} & -bF_{c\beta 2} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \Delta \delta_1(s) \\ \Delta \delta_2(s) \end{array} \right] \\ - \left[\begin{array}{cc} F_{a\gamma 1} & F_{a\gamma 2} \\ aF_{a\gamma 1} & -bF_{a\gamma 2} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \Delta \gamma_1(s) \\ \Delta \gamma_2(s) \end{array} \right] \dots\dots\dots (13)$$

となる。そこで式(10)から導かれるタイヤ姿勢制御角の変動分を上式に代入して伝達関数を求めると、以下の式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta r(s)}{\Delta \delta_0(s)} &= \frac{B(s)}{A(s)}, \quad \frac{\Delta \beta(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{C(s)}{A(s)} \\ \frac{\Delta \alpha(s)}{\Delta \delta_0(s)} &= \frac{v\{sC(s) + B(s)\}}{A(s)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} A(s) &= 1 - K_a C_{\phi 1}(s) - K_b C_{\phi 2}(s) + F_{n1} C_{\beta 1}(s) \\ &\quad + F_{n2} C_{\beta 2}(s) + K_x C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) \\ &\quad - K_x C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) \\ B(s) &= R_1 F_{m1} C_{\phi 1}(s) + R_2 F_{m2} C_{\phi 2}(s) \\ &\quad + K_y C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) - K_y C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) \\ C(s) &= R_1 F_{m1} C_{\beta 1}(s) + R_2 F_{m2} C_{\beta 2}(s) \\ &\quad + K_z C_{\phi 1}(s) C_{\beta 2}(s) \\ &\quad - K_z C_{\phi 2}(s) C_{\beta 1}(s) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

式(14)の伝達関数は有理関数だから、この式を用いて操舵による周波数応答特性などを解析的に検討することが可能になる。

4. 計算と考察

タイヤの姿勢制御(以下 ACT: Attitude Control of Tire-wheels と記す)とステア角制御のみの4WS、および2WSの操安性能をシミュレーション計算により比較する。ACTの制御則は式(10)を用い、一方4WSは同式において $k = k_1 = k_2 = 0$ を代入した制御則を使用した。また、目標特性は、比較を容易にするために G_r を2WSの定常ヨーレイトゲイン値とし、さらに $T = 0.07 \text{ sec.}$ 、 $e = 0 \text{ m}$ とした。なお、計算では一般的な小形乗用車の車両諸元値を用いた。

〈参考〉 $M = 1500 \text{ kg}$ 、 $m_s = 1300 \text{ kg}$ 、 $I = 240 \text{ kgm}^2$ 、 $a = 1.18 \text{ m}$ 、 $b = 1.44 \text{ m}$ 、 $t_1 = t_2 = 1.45 \text{ m}$ 、 $h = 0.49 \text{ m}$ 、 $K_{\phi 1} = 38 \text{ kNm/rad}$ 、 $K_{\phi 2} = 32 \text{ kNm/rad}$ 、 $C_1 = 51.6 \text{ kN/rad}$ 、 $C_2 = 96.9 \text{ kN/rad}$ 、 $K_1 = 6.7 \text{ kN/rad}$ 、 $K_2 = 12.6 \text{ kN/rad}$ 、 $\mu = 1.0$ 、 $N = 15.4$

図2は、車速 100 km/h 、定常横加速度 $\alpha_0/g = 0.6 \text{ G}$ 時のステアリング操舵に対するヨーレイトと横加速度の周波数応答特性を示す。ここでは、ACTの制御ゲイ

ン k を0.2, 0.5, 0.8と変化させた場合の特性も計算した。ACTは、2WS, 4WSに比べ、ヨーレイト、横G共に操舵周波数の増加に伴うゲインの低下が少な

図 2 周波数応答

図 3 定常横Gに対する周波数応答の変化

図 4 ステップ応答

く、位相遅れも小さい。操舵応答性のよさは、ACT($k=0.8, 0.5, 0.2$), 4WS, 2WSの順になる。特に使用頻度の高い操舵周波数1 Hz近傍でその差が顕著に表れている。また、 k を大きくすると全周波数領域でヨーレイト、横Gのゲインを増加させ、位相遅れを小さくできる。ただし、 k を過大にするとキャンバ角の制御量が実用的な大きさではなくなる上に、舵の効き過ぎなどの問題も生じる可能性がある。そのため以後の計算では、現実的な値と思われる $k=0.5$ として検討を行った。

定常横加速度をパラメータとした場合の周波数応答特性を図3に示す。横加速度が大きい領域では、2WSは、ゲインの静動比が大きくなり、減衰性が悪く不安定に近い状態になるが、ACTは、減衰性の低下を抑制するなど、操舵応答安定性を改善できる。横加速度が大きくなるほど、キャンバ角制御の効果によりACTは、4WSに比べて、操舵応答安定性の向上代が大きくなる。

図4はステップ応答を示す。ACTは、ヨーレイトや横Gの立ち上がりも早く、オーバーシュート量も少ない。また、車体スリップ角の変化も少ないなど応答性・安定性がよい。

次に、人-自動車系のクローズド・ループ応答を調べるため、直接数値積分(Runge-Kutta法)を用いて車線変更のシミュレーション計算を行った。計算では、

人の車両制御動作モデルとして一次予測による前方誤差補正モデルを用いた。図5は計算結果である。図中(X, Y)は路面固定座標系を表し、走行軌跡は車両重心の軌跡である。ACTは、無理なく安定した操舵ができ、ステアリング操舵量も少なくすむ。また、 β - r 線図から、車両は β , r が小さく無駄な動きが少ないことがわかる。

5. 結 言

前後輪タイヤの姿勢角を制御する車両の操縦性・安定性に関する検討をまとめると、次のようになる。

(1) タイヤ特性を線形とした場合、ステアリング操舵角に対するヨーレイト特性を適切な一次遅れ系とし、車体の動的横すべり角が零となる位置を所期位置にできるタイヤ姿勢制御則が得られた。

(2) (1)の制御則により前後輪操舵に加えて対地キャンバ角も能動制御すると、前後輪操舵制御のみの場合よりも幅広い運動走行領域で車両の操安性が向上する。特に、比較的大きい横加速度を伴う旋回運動時の操舵応答安定性の改善に効果がある。

本研究は、タイヤ姿勢制御による車両の運動性能向

図5 車線変更

上の可能性を理論的に追求したものである。将来の実用化を指向した場合、解析面を取り上げても、タイヤのスリップ角、キャンバ角が大きい領域でのコーナリングフォースとキャンバスラストとの関連性について実験および理論による正確な把握、制駆動力を伴う場合のタイヤ姿勢制御の有効性、制御用アクチュエータの消費エネルギー量を考慮した姿勢制御則の検討など、解決されるべき課題はまだ多い。

付 録

本論文の式中で用いた多項式および係数を表す記号の説明を以下に示す。

$$\begin{aligned}\xi &= aF_{c\beta 1} - bF_{c\beta 2} \\ \eta &= a^2F_{c\beta 1} + b^2F_{c\beta 2} \\ \zeta &= F_{c\beta 1} + F_{c\beta 2} \\ \bar{M} &= M - d_{w1} - d_{w2} \\ \bar{d}_w &= bd_{w2} - ad_{w1} \\ d_{w1} &= \frac{F_{cw1} - F_{aw1}}{t_1} \left(\frac{h_1 b M}{l} + \frac{K_{\phi 1} m_s h_s}{K_{\phi s}} \right) \\ d_{w2} &= \frac{F_{cw2} - F_{aw2}}{t_2} \left(\frac{h_2 a M}{l} + \frac{K_{\phi 2} m_s h_s}{K_{\phi s}} \right) \\ K_x &= F_{n2} K_a - F_{n1} K_b \\ K_y &= R_1 F_{n2} F_{m1} - R_2 F_{n1} F_{m2} \\ K_2 &= R_1 K_b F_{m1} - R_2 K_a F_{m2} \\ K_a &= r_1 F_{m1} - F_{n1} a / v \\ K_b &= r_2 F_{m2} + F_{n2} b / v\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{c\beta j} &= \frac{\partial F_c}{\partial \beta} (\beta_{j0}, W_{j\bar{o}0}) + \frac{\partial F_c}{\partial \beta} (\beta_{j0}, W_{ji0}) \\ F_{cwj} &= \frac{\partial F_c}{\partial W} (\beta_{j0}, W_{j\bar{o}0}) - \frac{\partial F_c}{\partial W} (\beta_{j0}, W_{ji0}) \\ F_{a\gamma j} &= \frac{\partial F_a}{\partial \gamma} (\gamma_{j0}, W_{j\bar{o}0}) + \frac{\partial F_a}{\partial \gamma} (\gamma_{j0}, W_{ji0}) \\ F_{awj} &= \frac{\partial F_a}{\partial W} (\gamma_{j0}, W_{j\bar{o}0}) - \frac{\partial F_a}{\partial W} (\gamma_{j0}, W_{ji0}) \\ F_{mj} &= F_{c\beta j} + k_j F_{a\gamma j} \\ F_{nj} &= k_j F_{a\gamma j} \quad (j=1, 2) \\ C_{\phi 1}(s) &= \{(\bar{d}_w - a\bar{M})vs + \xi - a\zeta\} / D(s) \\ C_{\phi 2}(s) &= \{(\bar{d}_w + b\bar{M})vs + \xi + b\zeta\} / D(s) \\ C_{\beta 1}(s) &= \{-Is + (a\bar{M} - \bar{d}_w)v + (a\xi - \eta)/v\} / D(s) \\ C_{\beta 2}(s) &= \{-Is - (b\bar{M} + \bar{d}_w)v - (b\xi + \eta)/v\} / D(s) \\ D(s) &= -\bar{M}Ivs^2 - (I\zeta + \bar{M}\eta - \bar{d}_w\xi)s \\ &\quad + (\bar{M}\xi - \bar{d}_w\zeta)v + (\xi^2 - \eta\zeta)/v\end{aligned}$$

文 献

- (1) 福島・ほか4名, 自動車技術, 44-3(1990), 29.
- (2) 井上・ほか4名, 自技会前刷集, No. 911060(1991).
- (3) 林・ほか3名, 計測自動制御学会論文集, 28-7(1992), 834.
- (4) 芝端・ほか4名, 自技会前刷集, No. 852115(1985).
- (5) Tateishi, Y., ほか2名, SAE paper, No. 860245(1986).
- (6) Tukuda, Y., SAE paper, No. 881774(1988).
- (7) 入江・ほか1名, 自動車技術, 40-3(1986), 360.
- (8) 山本, 自動車技術, 45-3(1991), 43.
- (9) 安部, 自動車の運動と制御, (1992), 49, 山海堂.
- (10) 新編自動車工学便覧(第2編), (1982), 2-40, 自動車技術会.
- (11) 井口, 自動車技術会論文集, 35(1987), 120.
- (12) 中本・ほか1名, 自動車技術, 42-3(1988), 286.
- (13) 森, 機論, 59-560, C(1993), 1080.