

左右輪相互連携サスペンションを 用いた自動車の運動性能解析

森 和典*

Maneuverability and Stability of Vehicles through Use of Suspension System with Connected Left and Right Dampers

Kazunori MORI

Abstract

A practical and simple suspension system with connected left and right dampers is proposed to concurrently improve maneuverability/stability and ride comfort for automobiles. Because this suspension apparatus is able to produce both a spring characteristic as well as a damping characteristic, with bouncing/pitching and with rolling separately, a degree of freedom peculiar to a suspension design can be increased. When this apparatus is applied to automobiles, it becomes easy to improve these contradictory vehicle performances. It has a simple constitution in which each damper on the left and right wheels is joined with hydraulic piping of X form. And it has higher reliability and energy conservation effect in comparison with general electronic control suspension systems, and therefore does not require the electronic devices and the drive resources of actuator. In this paper, we show a design method of this system with coordinated right and left suspension dampers. Furthermore, we report the results of computer simulation confirming that circular turning performance is improved by the proper adjustments of the roll stiffness with nonlinear characteristics to roll angle, and of the roll damping characteristics in the front and rear suspensions.

Key words: Automobile, Vehicle Dynamics, Motion Control, Suspension System, Connected Damper, maneuverability, Stability, Frequency Response, Simulation

1. まえがき

自動車の予防安全性を向上させるために操縦性安定性技術は一層重要となっているが、一方では乗り心地などの快適性に関しても要求レベルが高くなっている。一般的に操安性と乗り心地は相反する性能であり、性能の両立を図るために車両の懸架装置では4輪に装着されたばねやダンパ特性の非線形化、スタビライザ（アンチロールバー）の採用など様々な工夫が実施されてきた⁽¹⁾。近年では最新の制御理論やメカトロニクス技術を応用して、運転状態や走行路面状態に応じて懸架装置のばねや減衰力特性を切り替え制御する電子制御サスペンション^{(2)~(4)}、

ロールの抑制や左右輪間の荷重移動を制御するスタビライザをオン・オフ制御する装置⁽⁵⁾⁽⁶⁾、大幅な性能向上を可能にするため各輪に取り付けられた油圧式アクチュエータで車体を直接支持して高度な姿勢制御を行なう構成としたアクティブサスペンション⁽⁷⁾などの開発や実用化が進められている。しかし、こうした電子制御やアクチュエータを用いたサスペンションは構成の複雑さ、高コスト、重量および消費エネルギー増などの問題を抱えており、乗用車では限定された普及にとどまっている。そのため、電子制御技術やアクチュエータの駆動源を必要としない従来からの純機械式懸架装置について、改善や新技術への取り組みも盛んに行われるようになってきている。

* 交通機械工学科
平成10年8月4日受理

その一つに車輪間相互連携サスペンション装置がある。最近、前後両懸架装置のダンパを毛細管で結合し連携させて乗り心地向上を図った研究例⁽⁸⁾⁽⁹⁾や、左右輪のダンパを油路で結合して車体のロール運動時およびバウンス、ピッチング運動時において、それぞれのダンパ特性を分離できる構成として操安性と乗り心地の両立を図った実用化例⁽¹⁰⁾などが報告されている。

本論文では、車両懸架装置の設計的な自由度をさらに増して運動性能向上を図るための一手法として、減衰力特性だけではなくばね力特性もロール時とバウンス、ピッチング時とで独立に設定できるようにした単純な構成の左右輪間相互連携サスペンションについて、その設計方法を示す。また、当該装置を適用して車両のロール角に対する前後ロール剛性の非線形化と、前後輪間のバランスも考慮したロール剛性およびロール減衰の適正化を図れば、旋回性能が向上することをシミュレーション計算により確認したのでその概要を報告する。

2. 理 論

2. 1 相互連携サスペンション

車体が上下動またはピッチング運動をする場合と旋回中にロール運動をする場合とでは、サスペンションのばねとダンパ特性の最適値が異なることは知られている。一般的に、ロール時の方が大きなばね力と減衰力が必要になる。そこで、サスペンションに関して、左右輪の両ダンパのピストンロッドの運動が同位相の場合と逆位相の場合とで減衰力特性を個別に設定できて、逆位相の場合のみばね力が発生するような構成としたダンパについて検討する。

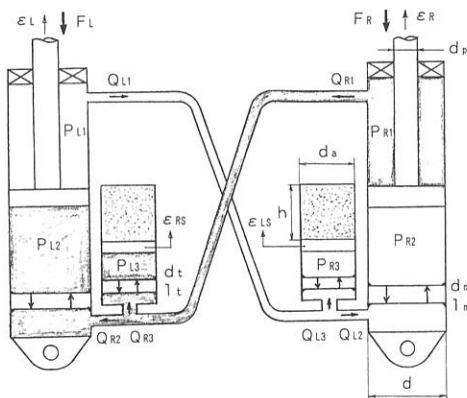


Fig. 1 Connected dampers model

図1に左右輪間の相互連携サスペンションのダンパの構成を示す。左右それぞれのダンパのシリンダ室をx型配管の油路で連結し、シリンダ下部にはオリフィスまたはバルブを設けて左右輪が同位相で変位した場合に減衰力を発生させる。この部位は、通常の自動車用ダンパと同様にピストンの伸側と圧側とで異なった減衰力特性に設定できるような構成にすれば、乗り心地やロール感など操安性のチューニングに有効である。配管途中には気体を封入した蓄圧器を取り付ける。蓄圧器の油管取り付け部にもオリフィスを設け、左右輪が逆位相で変位した場合に減衰力を発生させる。また、封入気体の圧力はスタビライザとして作用する。

左右ダンパのピストンロッドの変位をそれぞれ ϵ_L, ϵ_R とし、左右蓄圧器のフリーピストンの変位をそれぞれ $\epsilon_{Ls}, \epsilon_{Rs}$ とする。左ダンパにおいて、シリンダ上室部から流出する流量を Q_{L1} 、右ダンパのシリンダ下室部への流量を Q_{L2} 、蓄圧器のオリフィスを通過する流量を Q_{L3} とすると

$$Q_{L1} = Q_{L2} + Q_{L3} \quad (1)$$

の関係がある。

オリフィスは円管として、内径および長さをシリンダ側 d_m, l_m 、また蓄圧器側を d_t, l_t とする。ただし、ピストンの伸圧方向により減衰力特性が切り替わるため、計算上 d_m と d_t は次の関数で置き換える。

$$d_m = \begin{cases} d_{m1} : \dot{\epsilon}_i \geq 0 \\ d_{m2} : \dot{\epsilon}_i < 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$d_t = \begin{cases} d_{t1} : \dot{\epsilon}_{is} \geq 0 \\ d_{t2} : \dot{\epsilon}_{is} < 0 \end{cases} \quad (3)$$

添字 i は L または R とし、 L は左側、 R は右側を表す。作動流体の粘性係数を μ とすると式(3)の各流量は次式のようなになる。

$$\begin{cases} Q_{L1} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_p^2) \dot{\epsilon}_L \\ Q_{L2} = \frac{\pi (P_{L1} - P_{R2}) d_m^4}{128 \mu l_m} = \frac{\pi}{4} d^2 \dot{\epsilon}_R \\ Q_{L3} = \frac{\pi (P_{L1} - P_{L3}) d_t^4}{128 \mu l_t} = \frac{\pi}{4} d_a^2 \dot{\epsilon}_{Ls} \end{cases} \quad (4)$$

ここで P_{L1}, P_{L3}, P_{R2} は、それぞれ左シリンダ上室部の圧力、左蓄圧器の流体室圧力、右シリンダ下室部の圧力を表す。また、 d, d_p, d_s は、それぞれシリンダ内径、ピストンロッド径、蓄圧器内径を示す。

同様にして、右ダンパに関しては次式を得る。

$$\begin{cases} Q_{R1} = Q_{R2} + Q_{R3} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_p^2)\dot{\epsilon}_R \\ Q_{R2} = \frac{\pi(P_{R1} - P_{L2})d_m^4}{128\mu\ell_m} = \frac{\pi}{4}d^2\dot{\epsilon}_L \\ Q_{R3} = \frac{\pi(P_{R1} - P_{R3})d_l^4}{128\mu\ell_l} = \frac{\pi}{4}d_a^2\dot{\epsilon}_{RS} \end{cases} \quad (5)$$

蓄圧器内の封入気体はポルトロープ変化をすると仮定すると、

$$\begin{cases} P_{L3} = \frac{P_0 h_0^n}{(h_0 - \epsilon_{LS})^n} \\ P_{R3} = \frac{P_0 h_0^n}{(h_0 - \epsilon_{RS})^n} \end{cases} \quad (6)$$

となる。ここで、 n はポルトロープ指数、 P_0 、 h_0 はそれぞれ封入気体の圧力、気体室の高さの初期値を表す。

流体の非圧縮性を前提にすると、

$$\begin{cases} S_p \epsilon_L = S \epsilon_R + S_a \epsilon_{LS} \\ S_p \epsilon_R = S \epsilon_L + S_a \epsilon_{RS} \end{cases} \quad (7)$$

の関係が成り立つ。ただし、 S 、 S_p 、 S_a は、それぞれシリンダ下室、シリンダ上室、蓄圧器内室の断面積を示す。

ダンパのピストンロッドが受ける力を F_L 、 F_R とすると、それぞれ次のように与えられる。

$$\begin{cases} F_L = S_p P_{L1} - S P_{L2} \\ F_R = S_p P_{R1} - S P_{R2} \end{cases} \quad (8)$$

式(1)~(7)を用いて F_L と F_R を ϵ_i および $\dot{\epsilon}_i$ ($i=L, R$) の関数として表すと

$$F_L = \left\{ \frac{S_p^2}{K_{Ll}} + S^2 \left(\frac{1}{K_{Lr}} + \frac{1}{K_{mL}} \right) \right\} \dot{\epsilon}_L - \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{Lr}} \right) S S_p \dot{\epsilon}_R + \frac{S_p P_0}{(1 - u_{LS})^n} - \frac{S P_0}{(1 - u_{RS})^n} \quad (9)$$

$$F_R = \left\{ \frac{S_p^2}{K_{Rr}} + S^2 \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{mR}} \right) \right\} \dot{\epsilon}_R - \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{Lr}} \right) S S_p \dot{\epsilon}_L + \frac{S_p P_0}{(1 - u_{RS})^n} - \frac{S P_0}{(1 - u_{LS})^n} \quad (10)$$

となる。

ただし、各係数および変数は次の通り。

$$K_{mL} = K_m(\dot{\epsilon}_L) = \frac{\pi d_m^4(\dot{\epsilon}_L)}{128\mu\ell_m}$$

$$K_{mR} = K_m(\dot{\epsilon}_R) = \frac{\pi d_m^4(\dot{\epsilon}_R)}{128\mu\ell_m}$$

$$K_{Ll} = K_t(\dot{\epsilon}_{LS}) = \frac{\pi d_l^4(\dot{\epsilon}_{LS})}{128\mu\ell_l}$$

$$K_{Lr} = K_t(\dot{\epsilon}_{RS}) = \frac{\pi d_l^4(\dot{\epsilon}_{RS})}{128\mu\ell_l}$$

$$u_{LS} = \frac{\epsilon_{LS}}{h_0} = \frac{S_p \epsilon_L - S \epsilon_R}{h_0 S_a}$$

$$u_{RS} = \frac{\epsilon_{RS}}{h_0} = \frac{S_p \epsilon_R - S \epsilon_L}{h_0 S_a}$$

シリンダ下部側にもピストンロッドを延長すると、ロッド断面積分の反力の影響を無視できる。この場合の F_L と F_R は、式(9)、(10)において $S = S_p$ を代入すると求めることができる。左右輪が同位相に変位する場合、 $\epsilon_L = \epsilon_R = \epsilon$ を式(9)、(10)に代入すると、

$$F_L = F_R = \frac{S_p^2}{K_m} \dot{\epsilon} = C_s \dot{\epsilon} \quad (11)$$

が得られる。ここで、 $K_m = K_{mL} = K_{mR}$ である。同位相のときは通常のダンパとして作動することがわかる。また、逆位相に変位する場合、 $\epsilon_L = \epsilon$ 、 $\epsilon_R = -\epsilon$ として、

$$\begin{cases} F_L = C_{Ll}(\dot{\epsilon}) + C_{Lr}(-\dot{\epsilon}) + F_{Lk} \\ F_R = C_{Rl}(-\dot{\epsilon}) + C_{Rr}(\dot{\epsilon}) + F_{Rk} \end{cases} \quad (12)$$

となる。ただし、

$$C_{Ll} = S_p^2 \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{Lr}} + \frac{1}{K_{mL}} \right)$$

$$C_{Lr} = C_{Rr} = -S_p^2 \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{Lr}} \right)$$

$$C_{Rl} = S_p^2 \left(\frac{1}{K_{Ll}} + \frac{1}{K_{Lr}} + \frac{1}{K_{mR}} \right)$$

$$F_{Lk} = S_p P_0 \left\{ \frac{1}{(1 - u_s)^n} - \frac{1}{(1 + u_s)^n} \right\}$$

$$F_{Rk} = -F_{Lk}$$

$$u_s = u_{LS} = -u_{RS} = \frac{2S_p \epsilon}{h_0 S_a}$$

式(12)において、 F_L と F_R の右辺の第1、2項はロール時減衰力として、第3項はスタビライザとして作用する。以上から、減衰力はバウンス時、ピッチング時(同位相)とロール時(逆位相)とで個別に独立して設定できることがわかる。

図2にサスペンションに取り付けられた左右連携ダンパと車輪との位置関係を示す。車輪が上下方向に ϵ_w 変位したとき、ダンパとサスペンションばねとがそれぞれ ϵ 、 ϵ_1 変位したとすると、レバー比は $\rho = \epsilon/\epsilon_w$ 、 $\rho_1 = \epsilon_1/\epsilon_w$ で与えられる。簡単のためにレバー比を一定として、

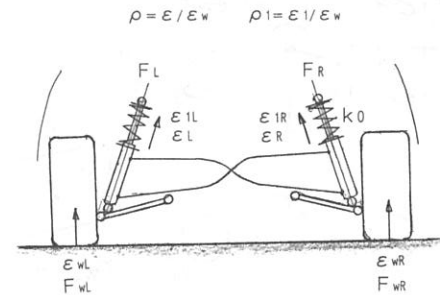


Fig. 2 Suspension system

車輪端におけるサスペンションのばねとダンパとによる左右輪の抵抗力 F_{wL} と F_{wR} を求めると、式(1)より同位相の場合は、

$$F_{wL} = F_{wR} = \rho^2 C_s \dot{\epsilon}_w + \rho_1^2 k_0 \epsilon_w \quad (13)$$

となる。ただし、 k_0 はサスペンションばね単体のばね定数を表す。

逆位相の場合は式(12)により

$$\begin{cases} F_{wL} = \rho(C_{Li}(\rho \dot{\epsilon}_w) + C_{Lc}(-\rho \dot{\epsilon}_w)) + \rho F_{Lk} + \rho_1^2 k_0 \epsilon_w \\ F_{wR} = \rho(C_{Li}(-\rho \dot{\epsilon}_w) + C_{Rc}(\rho \dot{\epsilon}_w)) + \rho F_{Rk} + \rho_1^2 k_0 \epsilon_w \end{cases} \quad (14)$$

となる。

車両のトレッドを t 、ロール角を ϕ 、ロール抵抗モーメントを $M_\phi(\phi, \dot{\phi})$ とすると

$$\begin{cases} M_\phi(\phi, \dot{\phi}) = -\frac{t}{2}(F_{wL} - F_{wR}) \\ \epsilon_w = \frac{t}{2}\phi \end{cases} \quad (15)$$

で与えられる。

2. 2 車両の運動方程式

図3に車両モデルを示す。相互連携サスペンションによるロール剛性の非線形特性が車両旋回性能に及ぼす影響を検討するために3自由度操安性モデルを用いる。また、車両に作用する前後力と左右力とによる荷重移動を考慮するために4輪モデルとする。解析を容易にするためにロール軸は固定とし、サスペンションのステア特性やコンプライアンスなどロール剛性以外の諸特性は全て線形と仮定する。

解析では走行速度の変化が無視できる程の短い時間を考える準定常⁽¹¹⁾の状態を前提にすると(前後加速度 $a_x = 0$ と仮定できる)、車両の運動方程式は次のようになる⁽¹²⁾。

$$mv(\dot{\beta} + r) = \sum F_{jy} \quad (16)$$

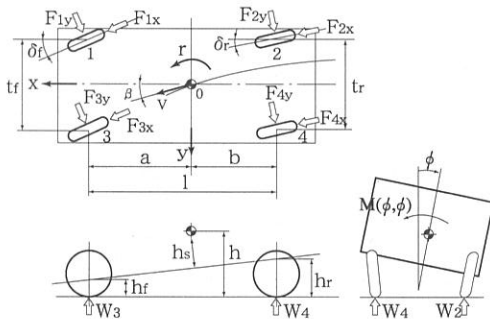


Fig. 3 Analytical vehicle model

$$I_z \dot{r} = a_1(F_{1y} + F_{3y}) - b_1(F_{2y} + F_{4y}) \quad (17)$$

$$I_x \ddot{\phi} + M_\phi(\phi, \dot{\phi}) = mvh_s(\dot{\beta} + r) \quad (18)$$

ここで、

$$\begin{cases} v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \\ \beta = \tan^{-1}(\dot{y}/\dot{x}) \end{cases} \quad (19)$$

また、

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

記号は、

F_{jy} : 各輪のタイヤ接地面に働く横力 ($1 \leq j \leq 4$)

I_x, I_z : ロールおよびヨー慣性モーメント

a, b : 前・後車輪～車両重心距離

h_s : ロールモーメントアーム長

m : 車両質量

r, β : ヨーレート, 車体スリップ角 (at C.G.)

t_{pf}, t_{pr} : 前・後タイヤのニューマチックトレッド

v : 旋回の接線方向速度

$o-xyz$: 車両固定座標系

添字 j : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪を表す。

左右輪のタイヤスリップ角は等しいとおくと、前後輪のタイヤスリップ角 β_f, β_r は、それぞれ次のようになる。

$$\begin{cases} \beta_f = \delta_f - \beta - ar/v \\ \beta_r = \delta_r - \beta + br/v \end{cases} \quad (20)$$

ここで、前後輪のタイヤ実舵角 δ_f, δ_r は、

$$\begin{cases} \delta_f = \frac{\theta}{N} + \left(\frac{C_{sfy}}{2} - \frac{t_c + t_{pf}}{K_{st}} \right) (F_{1y} + F_{3y}) + C_{Rf} \phi \\ \quad + C_{sfx} \frac{F_{1x} + F_{3x}}{2} \\ \delta_r = \frac{C_{sry}}{2} (F_{2y} + F_{4y}) + C_{srx} \frac{F_{4x} + F_{4x}}{2} \end{cases} \quad (21)$$

であり、ハンドル操舵による実舵角とステアリングおよびサスペンションのステア特性とにより表される。記号は、

θ, N : ハンドル角, ステアリングO.A.ギヤ比

t_c, K_{st} : キャスタトレッド, ステアリング剛性

C_{Rf}, C_{Rr} : 前, 後輪のロールステア係数

C_{sfx}, C_{srx} : 前後力による前, 後輪のコンプライアンスステア係数

C_{sfy}, C_{sry} : 左右力による前, 後輪のコンプライアンスステア係数

を表す。

各輪のタイヤ接地荷重 W_j は、初期荷重に前後および

横加速度による荷重移動分を加えて次のようになる。

$$\begin{cases} W_1 = mgb/(2\ell) + w_{jy} - w_x \\ W_2 = mga/(2\ell) + w_{ry} + w_x \\ W_3 = mgb/(2\ell) - w_{jy} - w_x \\ W_4 = mga/(2\ell) - w_{ry} + w_x \end{cases} \quad (22)$$

ただし、 ℓ はホイールベース、 g は重力加速度である。前後輪間の荷重移動 w_x と前、後軸における左右輪間の荷重移動は、

$$\begin{cases} w_x = \frac{mhd_x}{2\ell} \\ w_{jy} = \frac{(F_{1y} + F_{3y})h_f + M_{\phi r}(\phi, \dot{\phi})}{t_f} \\ w_{ry} = \frac{(F_{2y} + F_{4y})h_r + M_{\phi r}(\phi, \dot{\phi})}{t_r} \end{cases} \quad (23)$$

となる。

記号は、

h_f, h_r : 前、後輪のロールセンタ高さ

t_f, t_r : 前、後輪のトレッド

$M_{\phi r}, M_{\phi r}$: 前、後輪のロール抵抗モーメント

を表す。

式(14)、(15)を用いて前、後輪のロール抵抗モーメントの式を減衰項とばね項に分けると次のように記述される。

$$\begin{cases} M_{\phi}(\phi, \dot{\phi}) = M_{\phi f}(\phi, \dot{\phi}) + M_{\phi r}(\phi, \dot{\phi}) \\ M_{\phi f}(\phi, \dot{\phi}) = C_{\phi f}(\dot{\phi}) + K_f(\phi) \\ M_{\phi r}(\phi, \dot{\phi}) = C_{\phi r}(\dot{\phi}) + K_r(\phi) \end{cases} \quad (24)$$

制動時は、制動力前後配分 x を一定として、前後力 F_{jx} は、

$$\begin{cases} F_{1x} = F_{3x} = xma_x/2 \\ F_{2x} = F_{4x} = (1-x)ma_x/2 \end{cases} \quad (25)$$

とする。 a_x は減速度の場合を負で表す。

タイヤコーナリング特性を表す式は酒井の式を用いる。計算では、横力をタイヤスリップ角に関して奇関数とする必要があるために、式を次のようにする⁽¹³⁾。添字は $i=f$ の時、 $j=1, 3$ 、 $i=r$ の時、 $j=2, 4$ とする。

前後力が作用しないときの横力は、

$$F_{jy0} = \begin{cases} \text{sgn}(e_j)\mu_d W_j : |e_j| > 1 \\ K_j \tan \beta_j (1 - |e_j|^2) \\ \quad + \mu_d W_j e_j |e_j| (3 - 2|e_j|) : |e_j| \leq 1 \end{cases} \quad (26)$$

ただし、

$$e_j = K_j \tan \beta_j / (3\mu_s W_j)$$

コーナリングパワーはタイヤ荷重の関数として、

$$K_j = \mu_d K_0 \left\{ \frac{4}{3} \left(\frac{W_j}{W_0} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{W_j^2}{W_0^2} \right) \right\}$$

とする。 K_0 は基準とするタイヤ荷重が W_0 のときのコーナリングパワーを示す。

横力と前後力の関係は、摩擦楕円の式が成立するとして

$$F_{jy} = F_{jy0} \sqrt{1 - \left(\frac{F_{jx}}{\mu_d W_j} \right)^2} \quad (27)$$

で表される。 μ_s, μ_d は、それぞれ路面間との静、動摩擦係数である。

以上の運動方程式を基にして、ハンドル固定の準定常円旋回運動およびその状態から微少操舵したときの車両の応答性と安定性を調べる。解析では、左右連携サスペンションに関する式(14)、(15)と車両に関する式(16)~(21)の各状態変数の1次までの摂動を考えて、各式の線形化を図り、計算を行う。

3. 計算と考察

式(12)、(14)、(15)から判るように、ロール剛性は、封入気体の圧縮性によりロール角に対して非線形性を有する。ここでは、このロール剛性の非線形性とロール減衰が車両の旋回性能に及ぼす影響について調べる。なお、相互連携サスペンションでロール剛性の非線形性を得るには、気体室部分に非線形コイルばねを挿入してフリーピストンをばね力により保持する構成としても可能である。

シミュレーション計算では、簡単のためにロール剛性と式(26)、(27)で示されるタイヤコーナリング特性以外の車両諸特性は線形とする。また、ダンパの減衰力特性も伸側と圧側で等しいとする。制動時における前後輪の制動力配分は一定と仮定して0.5とする。計算データには一

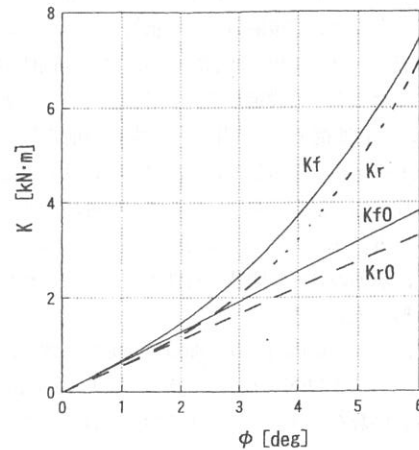


Fig. 4 Roll resistant moment vs. roll angle

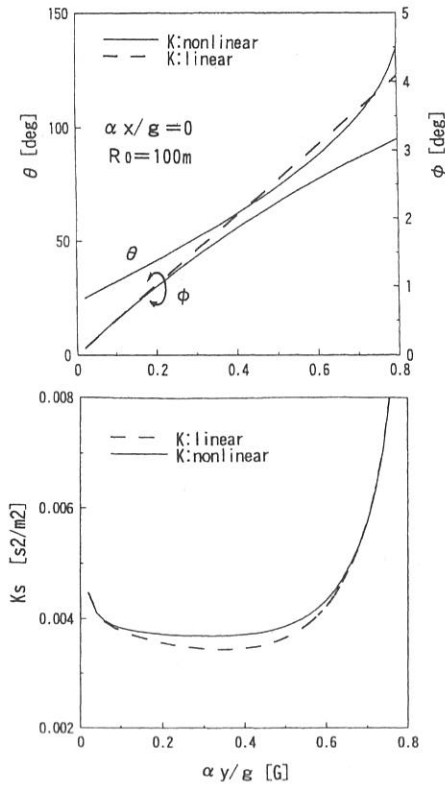


Fig. 5 Circular turning characteristics

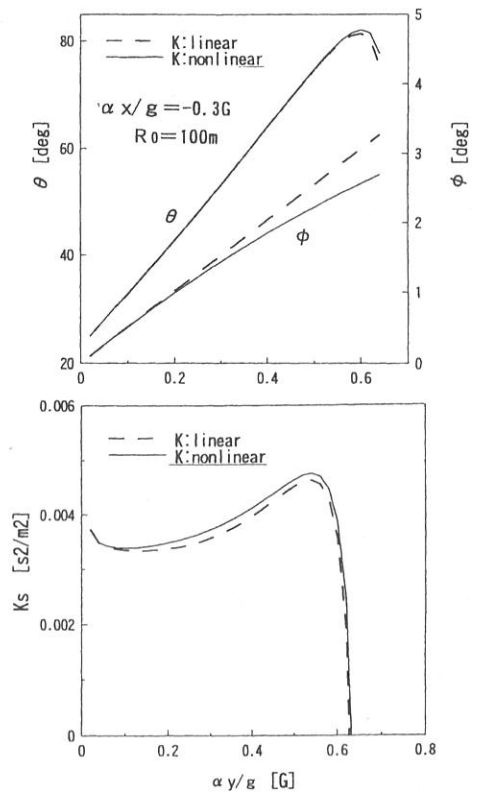


Fig. 6 Circular turning with braking

一般的な後輪駆動小型乗用車の車両諸元値を用いた。

3.1 相互連携サスペンションの特性

図4は計算に用いるロール抵抗モーメントとロール角の関係を示す。 K_f と K_r は、左右輪間の相互連携ダンパを適用した場合の前後輪のロール抵抗モーメントのばね項分を表す。ロール角の増加に伴い、ロール剛性が徐々に大きくなるように設定している(特性1)。一方 K_{r0} と K_{f0} は、左右連携ダンパを用いない場合の前後輪のロール抵抗モーメントを示しており、ロール剛性は一定とする(特性2)。比較し易いようにロール角が零近傍では、 $K_f=K_{f0}$, $K_r=K_{r0}$ としロール剛性を等しくする。以後図中では、前述のロール剛性の特性1, 2をそれぞれ非線形、線形と表記する。

また、ダンパ単体当たり換算した減衰係数は、前輪を $C_{Lf}=C_{rL}=3.5 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 、後輪を $2.2 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ とする。減衰係数をパラメータとする検討ではこの値を基準値とした。

3.2 車両運動性能に及ぼす効果

前述の特性1と特性2について、半径100mの定常円旋回運動時の車両特性を計算した。横加速度をパラメータとした計算結果を図5と図6に示す。図5は前後力を伴わない旋回運動の場合である。特性1は横加速度の増加に対して、特性2に比べてロール角の増加は少ない。これはロール角の変化に対してロール剛性を大きくしているため当然の結果ではあるが、旋回中の車体姿勢変化が少ないためにドライバは不安感を抱くことなく運転がし易くなる。また、車輪のストロークにも余裕が出るために大きな横加速度を伴う旋回運動の時は旋回内輪側の接地性上も有利となる。さらに、ロール特性によりロールステア量や左右輪間の荷重移動量が制御できるため、横加速度に対する拡張スタビリティファクタ⁽¹¹⁾(以後スタビリティファクタと記す)の変化を少なくすることができる。つまり車両のステア特性の変化が少ないためにドライバは制御が容易となる。図6は0.3Gの減速度を伴う旋回の場合である。図5とほぼ同様の結果であるが、

特性1の方がスタビリティファクタが若干大きい傾向にある。

図7と図8は制動旋回からステップ操舵したときのロール挙動を表す。図7より、特性1は特性2に比べてロール、ロールレイトともに過渡的にも絶対値およびオー

バーシュート量が小さいことが判る。図8はロール減衰の大きさを基準値に対して0.5および2.0倍としたときの比較を示す。この場合ロール剛性は3仕様ともに特性1である。減衰力を大きくするとオーバーシュートは小さくなるが立ち上がり時間が長くなる。減衰力の過小は振動的となり、逆に減衰力の過大はロールステアの立ち上がり遅れを招くため、大きなロールステアを付ける場合は操舵応答安定性への影響に配慮が必要となる。

図9は制動旋回時の操舵による周波数応答を示す。操舵に対するロール角特性からは、ロール剛性を特性1とするのが良いことがわかる。減衰特性に関しては図8のステップ応答の結果とほぼ同じことが言える。

また、ヨーレイト特性については、特性1でロール減衰を大きくした仕様が、ゲインの静動比も小さく位相遅

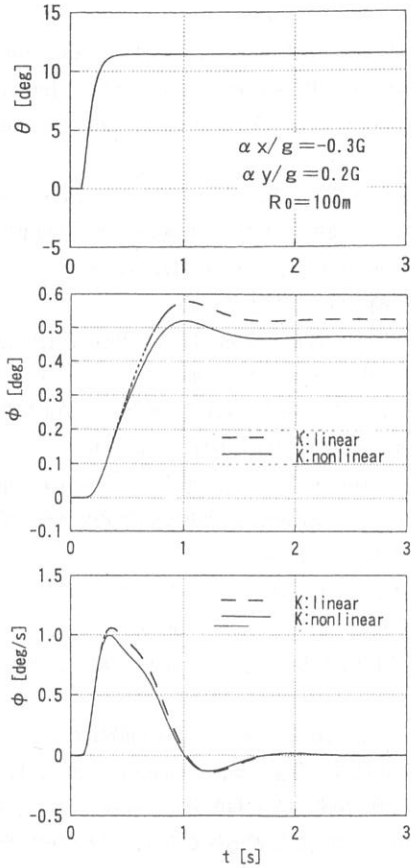


Fig. 7 Step response characteristics

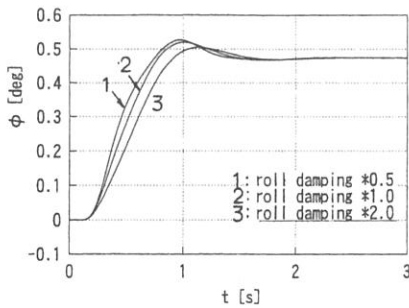


Fig. 8 Effect of roll damping characteristics

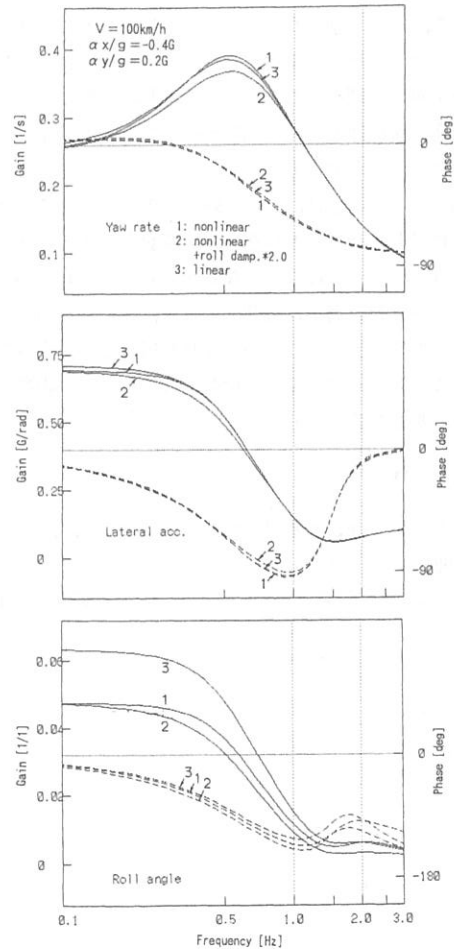


Fig. 9 Frequency response characteristics

れも小さいなど良好な結果となった。計算で使用したロールステア率(ロール角1°当たりのロールステア角)は前、後輪それぞれ0%, アンダーステア側4%と比較的小さいため、この結果はロールステアよりも動的な荷重移動変化に伴った前後輪横力のバランスの影響によるものと考えられる。

4. まとめ

左右輪間相互連携サスペンションを適用した車両の操縦性・安定性について検討した結果をまとめると次のようになる。

(1) 左右輪の上下変位が同位相の場合と逆位相の場合とで、ダンパ特性とばね特性とを独立して設定できるようにした相互連携サスペンションの設計方法を示した。

(2) (1)の構成の中で、蓄圧器の封入気体の圧縮性を利用して、ロール剛性がロール角の増加とともに大きくなるような非線形特性を持たせ、さらに前後のロール剛性配分を適正に調整すると、ロール運動の抑制とともに比較的高い横加速度を伴う制動旋回時などでも安定性を向上させることができる。

(3) ロール減衰は、ロール剛性とのバランスで決定する必要があり適正值が存在する。減衰力を大きくするとオーバーシュートは小さくなるが立ち上がり時間が長くなる。減衰力の過小は振動的となり、逆に減衰力の過大はロールステアの立ち上がり遅れを招くため、大きなロールステアを付ける場合は操舵応答安定性への影響に配慮が必要となる。

文 献

- (1) カヤバ工業, 自動車のサスペンション, 山海堂, (1991), 45-151
- (2) 荒井宏, 自動車の電子システム, 理工学社, (1992), 83-94
- (3) 寺村英司・ほか4名, スマートアクチュエータを用いた減衰力制御システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 961 (1996), 371-374
- (4) 阿部聡彦・ほか3名, 大型バス用電子制御エアサスペンションの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 961 (1996), 375-378
- (5) Darling, J., ほか2名, A Low Cost Anti-Roll Suspension for Passenger Cars, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 114 (1992), 599-605
- (6) 李顕生・ほか3名, アクティブ・ロール・スタビライザによる商用車のロール低減の研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 941 (1994), 85-88
- (7) 川原崎由博・ほか4名, 油圧アクティブサスペンションの開発, 自動車技術, 44-1 (1990), 120-125
- (8) 長谷川朋広・ほか2名, 前後サスペンションのダンパ結合による車両の制振性能の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, 944 (1994), 153-156
- (9) 長谷川朋広・ほか2名, 連結ダンパを有する車両のセミアクティブ制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, 954 (1995), 157-160
- (10) 坂井浩二, 相互連携ショックアブソーバシステム, 自動車技術, 52-5 (1998), 59-63
- (11) 安部正人, 自動車の運動と制御, 山海堂, 1992, 180-192
- (12) 森和典, 四輪操舵車の旋回運動時操舵応答性の解析, 日本機械学会論文集, 59-560, C (1993), 112-117
- (13) 森和典, 制動力左右輪配分と四輪操舵との協調制御を適用した車両の操舵応答安定性, 日本機械学会論文集, 64-618, C (1998), 150-157