

車両懸架系の減衰力伸圧比特性が 乗心地に及ぼす影響について

森 和典*

Effect of Ratio of Extension/Compression Side Damping Forces on Suspension Characteristics for Vehicle Ride Comfort

Kazunori MORI

Abstract

It is important to grasp the fundamental relevancy of damping force characteristics on automobile suspension systems and vehicle performances. The damping characteristics in vertical direction are well known and a suitable value exists, in regard to various road surface situations and travelling conditions. Double-movement type is being adopted to shock absorbers for automobiles and the damping force in the extension side is set up more largely than in the compression side generally. However, the results of analysis and experiment for the influence of ratio of extension/compression side damping forces on the vehicle dynamics have not been announced before. Therefore, in this paper, paying attention to the transient characteristics of vibration especially, we analyse the effect of extension/compression ratio on the vibration property in vertical direction of sprung mass by using a simple kinetics model. We investigate the attitude change of the body by computer simulation of a seven degrees-of-freedom vehicle model, and clarify the fundamental relation between the extension/compression ratio indicating a nonlinear damping characteristic and the ride comfort performance.

1. まえがき

サスペンションの減衰特性は、車両の振動・乗心地や操縦性・安定性などの性能を決定する主要な特性の一つである。近年、車両性能向上を図る目的で、路面や走行状況を検出して適切な減衰力特性を得ることができる減衰力可変式ショックアブソーバ^{(1)~(4)}や、バネ特性も含めて制御するセミ・アクティブ・サスペンション⁽⁵⁾などの電子制御システムが多数実用化されるなど、サスペンション減衰特性の電子制御化に関しては様々な研究が行われており、その進展には著しいものがある。しかし、高度なシステムも基本的技術は、パッシブ・サスペンションと呼ばれる電子制御を使用しない従来式ショックアブソーバの研究開発から得られたものである。現在でも、経済性と制御効果のトレードオフ、省エネルギー性、搭載重量等の問題から、自動車の大半はこのパッシブ・サス

ペンションが採用されている。このようにパッシブ・サスペンションの減衰特性と車両性能の基本的な関連性を把握しておくことは重要である。

自動車の上下方向の減衰特性は、様々な路面状況や走行状態によって適値が存在することが知られている。所期の車両性能を確保するために、開発段階では計算による解析や車両走行実験等を繰り返し行いながら、ショックアブソーバの減衰力特性が設定される。一般に、2輪車を含めた自動車用パッシブ・サスペンションのショックアブソーバは、ピストンロッドの伸長方向を正としたとき、そのピストンロッド速度が正の場合(伸び側)、負の場合(圧側)共に減衰力を発生させる機構を有する複動式が採用されている。実際のショックアブソーバでは、伸び側減衰力が圧側減衰力よりも大きく設定されている場合が多い。しかし、こうした伸び側減衰力と圧側減衰力の比(伸圧比)が車両性能の関連性については、2輪

*交通機械工学科

平成7年9月29日受理

車に関して定性的に述べられたもの⁽⁶⁾、大型高速計算機による車両運動計算シミュレーション解析のなかでその手法が一部紹介されたもの⁽⁷⁾などがあるが、解析・実験結果が公表されたものは見あたらないようである。

そこで、本論文では、特に過渡応答特性に着目し、簡単な力学系モデルを使用して減衰力伸圧比特性が車両上下方向の振動に及ぼす影響を解析するとともに、7自由度車両モデルの計算シミュレーションにより車体の姿勢変化などについて調べて、非線形減衰特性である伸圧比と乗心地などの車両運動特性との基本的な関係を明らかにする。

2. 運動方程式

図1に示すように車両を2自由度1輪モデルに置き換える。車両は、路面変位が x_0 で表わされる路面上を直進している状態とする。質点1は、ばね下質量を示し、絶対変位 x_1 、質量 m_1 であり、ばね定数 k_1 と粘性減衰係数 c_1 の特性をもつタイヤを介して路面と接している。質点2は、ばね上質量を示し、絶対変位 x_2 、質量 m_2 であり、ばね定数 k_2 、粘性減衰係数 c_2 (減衰力： f) および摩擦力 F を有するサスペンションを介して質点1に結合されている。また、質点1と路面間、質点2と質点1間の相対変位をそれぞれ x_{s1} 、 x_{s2} で表わす。この系の運動方程式は次式で

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_{s1} + k_1 x_{s1} - f(\dot{x}_{s2}) - k_2 x_{s2} - F(\dot{x}_{s2}) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + f(\dot{x}_{s2}) + k_2 x_{s2} + F(\dot{x}_{s2}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

となる⁽⁸⁾。

ここで、解析を簡単にするためにサスペンションの減衰

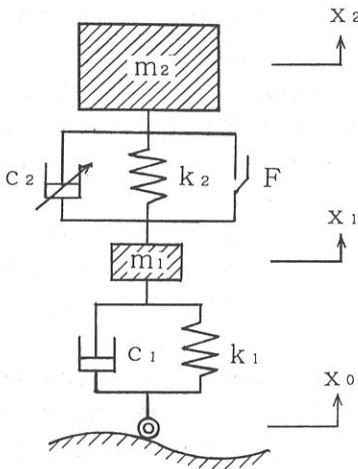


図1 解析モデル

力特性は、

$$f(\dot{x}_{s2}) = c_2 \dot{x}_{s2} = \begin{cases} c_p \dot{x}_{s2} & (\dot{x}_{s2} \geq 0) \\ c_l \dot{x}_{s2} & (\dot{x}_{s2} < 0) \end{cases} \quad (2)$$

とする。 c_p 、 c_l はそれぞれ伸び側、圧側の減衰係数である。減衰力 f と相対速度 \dot{x}_{s2} の関係を図2に示す。また摩擦力と相対速度は次式の関係で表わす。図3はその関係を示したものである。

$$F(\dot{x}_{s2}) = F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_{s2}) = \begin{cases} F_0 & (\dot{x}_{s2} > 0) \\ 0 & (\dot{x}_{s2} = 0) \\ -F_0 & (\dot{x}_{s2} < 0) \end{cases} \quad (3)$$

式を簡単にするために、以下の記号を用いる。

$$\omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}, \omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2}, \nu = \frac{\omega_2}{\omega_1}, R = \frac{m_2}{m_1}$$

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1\omega_1}, \zeta_2 = \frac{c_2}{2m_2\omega_2}, F_1 = \frac{F_0}{m_1}, F_2 = \frac{F_0}{m_2}$$

式(1)は

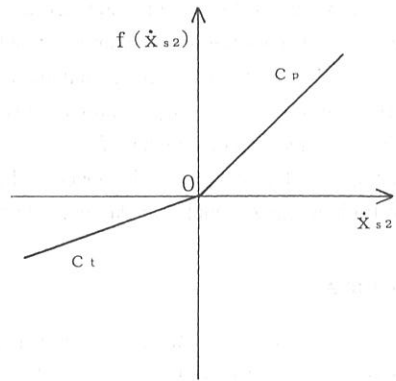


図2 減衰力特性

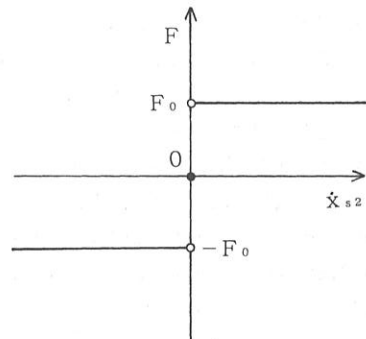


図3 摩擦力特性

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 - 2R(\nu\omega_1)\zeta_1\dot{x}_{s2} - R(\nu\omega_1)^2x_{s2} \\ - F_1\text{sgn}(\dot{x}_{s2}) + 2\omega_1\zeta_1\dot{x}_{s1} + \omega_1^2x_{s1} = 0 \\ \ddot{x}_2 + 2(\nu\omega_1)\zeta_2\dot{x}_{s2} + (\nu\omega_1)^2x_{s2} \\ + F_2\text{sgn}(\dot{x}_{s2}) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

と変形される。

また、各変位は路面変位の振幅 a を用いて無次元化を図る。

$$y_0 = \frac{x_0}{a}, \quad y_1 = \frac{x_1}{a}, \quad y_2 = \frac{x_2}{a}$$

$$y_{s1} = \frac{x_{s1}}{a}, \quad y_{s2} = \frac{x_{s2}}{a}$$

3. 解析

突起乗り越し等を想定した路面変位を入力として加えたときの過渡応答特性を調べるため、直接数値積分計算 (Runge-Kutta-Gill 法) により、式(4)を解いた。また、車体の姿勢変化は、ロール、ピッチ、バウシングの3自由度と各輪のばね下運動4自由度の計7自由度の車両モデルを用いたシミュレーション計算により求めた。なお車体は剛体と仮定している。本文中、表記を容易にするために伸圧比の値 p を次のように定義する。

$$p = \frac{F_p}{F_p + F_t} \quad (5)$$

F_p, F_t は、ある相対速度 \dot{x}_{s2} における伸び側および圧側減衰力を示す。解析では $F_p + F_t$ を一定とし p をパラメータとした。なお、計算には一般的な小型乗用車の車両諸元値と特性値を使用した。表1には計算で用いた主なデータを示す。

3.1 ステップ応答

図4は、ばね上質量変位のステップ応答の計算結果である。図4中(1)は段差乗り上げであり、(2)は段差降りの場合を示す。減衰力は $\dot{x}_{s2} = 0.3\text{m/sec}$ 時に $F_p + F_t = 0.6\text{kN}$ 一定とした。 F_p を変えることにより伸圧比を0, 0.5, 0.75, 1として比較を行なった。ここでは振動特性の比較を簡単にするため摩擦力を0とした。図4(1)の場合、伸圧比が大きいほど波形の立ち上がり時間は遅くなり、オー

表1 2自由度モデルの特性値

$m_1 = 300\text{kg}$
$m_2 = 50\text{kg}$
$k_1 = 180\text{kN/m}$
$k_2 = 20\text{kN/m}$
$c_1 = 0.2\text{kN}\cdot\text{s/m}$
$c_2 = (F_p + F_t)/0.3 = 2\text{kN}\cdot\text{s/m}$

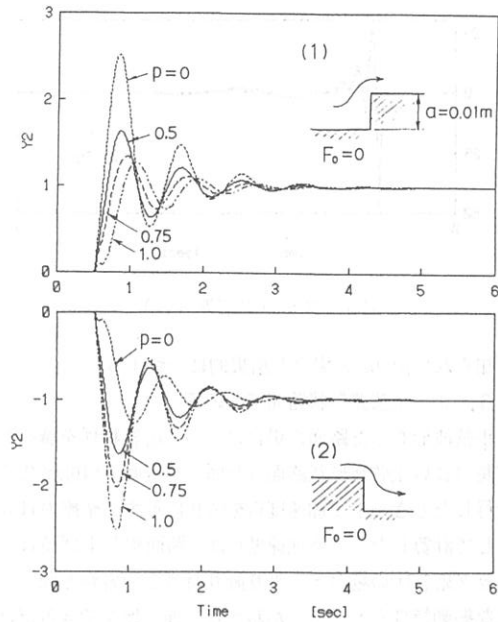


図4 ステップ応答 (y_2)

パーシュートは小さい傾向があることがわかる。しかし(2)の場合は(1)の場合と逆の特性を示す。これは式(4)の形から推定できることである。したがって、以後の解析では(1)のように最初に乗り上げ状態となる凸路面に関して検討をすすめる。図5には相対速度 \dot{y}_{s2} の変化を示す。この図からは伸び側と圧側の減衰力が切り替わる様子がわかる。ステップ入力直後の切り替わりは、伸圧比に関わらずほぼ同じである。また、 \dot{y}_{s2} は当初負となり約70msec後に正となるが、この時点の近傍では伸圧比 $p=1$ すなわち圧側減衰力が発生しない場合、 y_2 が一時的に停留する現象が発生する(図4)。図6は、乗心地に直接影響するばね上加速度 \ddot{x}_2 の時間変化を示す。段差乗り上げの場合、伸圧比を大きくするほうが加速度がおおむね小さくなる傾向になるが、加速度のピーク値は $p=0.75$ の時が最も小さくなった。段差降りの場合、 p に対する y_2 の変化は段差乗り上げの場合と逆の傾向になる。乗心地性能については、路面形状の違いにより最適な伸圧比があるものと思われる。

3.2 摩擦力の影響

$p=0.75$ にて、摩擦力を0, 50, 100, 200Nとしたときの y_2 と \ddot{x}_2 のステップ応答をそれぞれ図7, 図8に示す。摩擦力は減衰性を高める効果があるが、大きすぎると上下加速度 \ddot{x}_2 が大きくなり乗心地を悪化させる。これは、従来か

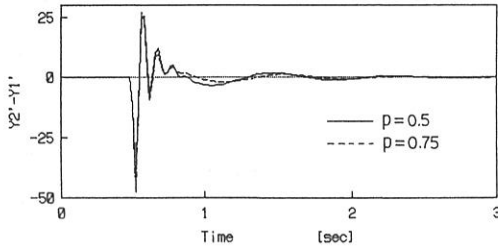


図5 ステップ応答 (y_2)

ら知られた $p=0.5$ の場合と結果的に一致する。

3.3 正弦波形状路面での応答

正弦波形をした路面の場合について応答特性を調べた。波長の長い正弦波形状路面(凸面)を速度 $v=40\text{km/h}$ で走行したときの上下加速度 \ddot{y}_2 を図9に示す。摩擦力は0として計算した。上下加速度 \ddot{y}_2 は、路面乗り上げ時はステップ応答(1)の場合と、乗り降り時は(2)の場合と同じような振動特性をもつことがわかる。伸圧比をできるだけ大きくしたほうが振幅が小さく、乗心地には良い結果が

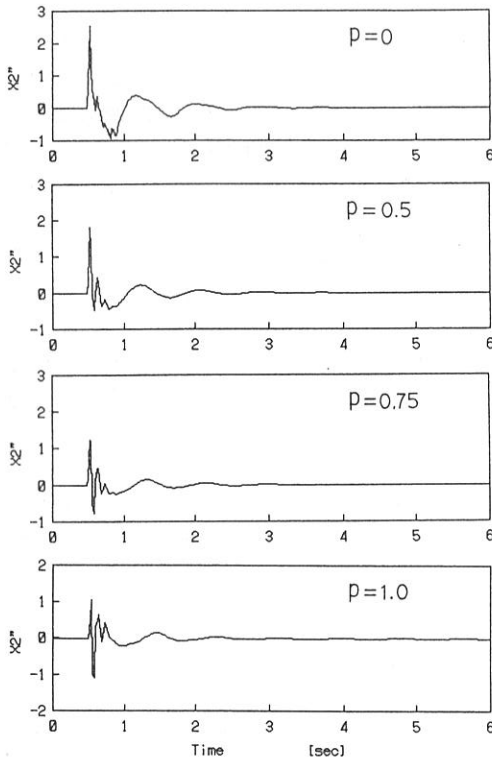


図6 ばね上質量の上下方向加速度

得られた。図10は変位 y_2 と上下加速度 \ddot{y}_2 の関係をリサーチ図形にしたものである。伸圧比を大きくした方が、 y_2 、 \ddot{y}_2 ともに振幅が小さいことがわかる。

3.4 伸圧比と振動特性

基本的な振動特性値に減衰力伸圧比が及ぼす影響をステップ応答波形から調べる。ステップ入力は段差乗り上げの場合である。図11は伸圧比と車体変位 y_2 の立ち上がり時間 T_s 、オーバーシュート量 δ_o の関係を示す。図中波形から算出したものは点で表わし、相隣の2点間は3次のスパイラル曲線で補間した。伸圧比を大きくすると立ち上がり時間は長くなる。特に $p=0.5$ 以上で顕著である。また、オーバーシュート量は減少する。次に、応答波形を2次振動系に同定して、等価的な円振動数 ω_e と減衰係数比 S_e を求める。図12は伸圧比と円振動数、減衰係数比の関係を示す。伸圧比に対する円振動数の変化は少ないが、

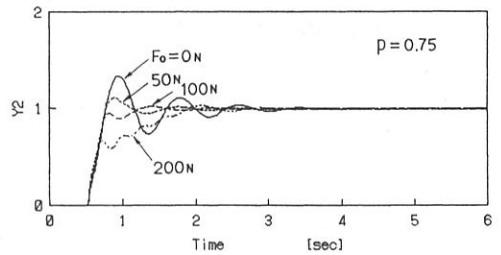


図7 摩擦力によるステップ応答への影響

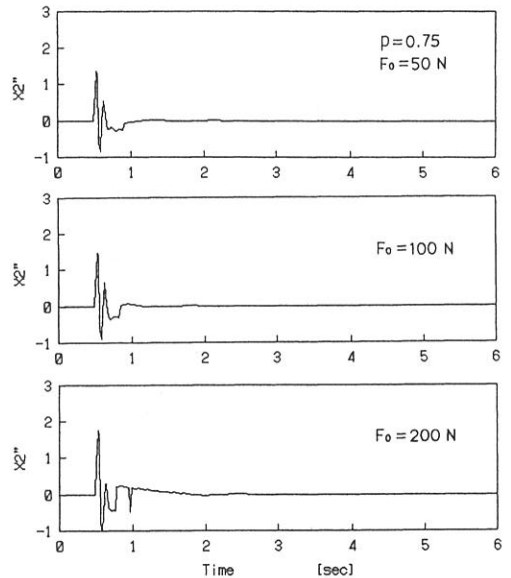


図8 摩擦力による上下方向加速度への影響

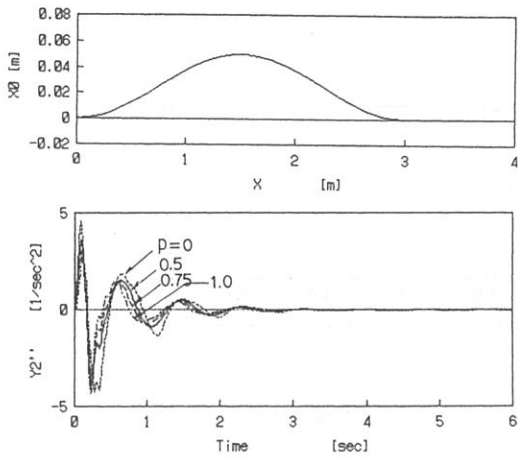


図9 ばね上質量の上下方向加速度 (正弦波形状路面の場合)

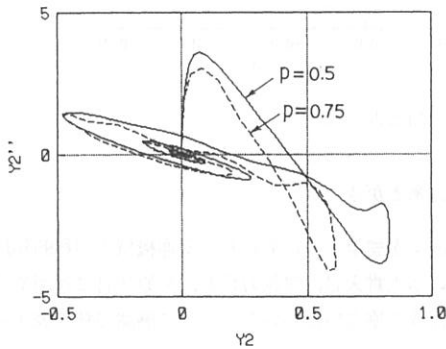


図10 $y_2 - \dot{y}_2$ と伸圧比

$p=0.5$ の時に最も高くなる。減衰係数比は $p=0.5$ の時に最小となる。

3.5 車体姿勢変化

右側車輪のみが突起を乗り越した時の車体運動を調べた。減衰力は $\dot{x}_{s2}=0.3\text{m/sec}$ 時に前輪、後輪1輪当たりそれぞれ $F_p + F_r = 0.6\text{kN}$, 0.5kN 一定とした。摩擦力は4輪とも 50N とした。また伸圧比は解析を容易にするため前後とも同じとして計算した。図13, 14には伸圧比をパラメータとしたピッチ角の時間変化、およびピッチ角—バウニング量の関係を示す。図中、 Z_g は重心位置のバウニング量、RAMDAはピッチ角を表す。今回のシミュレーション結果では $p=0.5$ のときに最も姿勢角変動およびバウニング量が少なかった。

4. 結果と考察

車両懸架系の減衰力特性のうち伸圧比に着目し、乗心

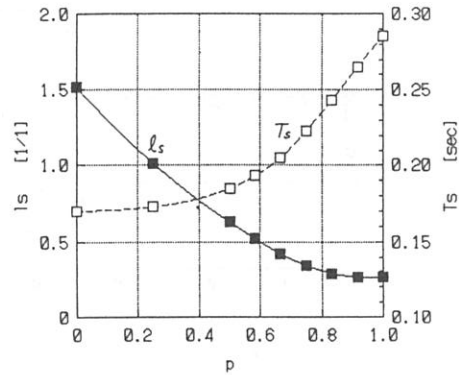


図11 伸圧比と l_s , T_s の関係

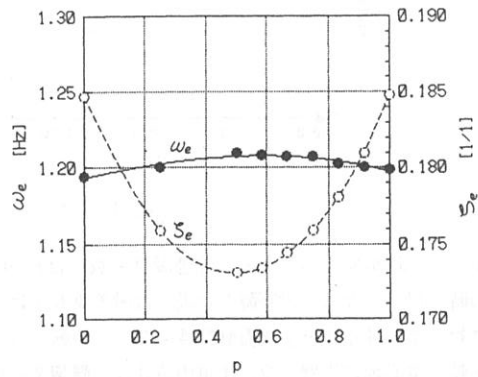


図12 伸圧比と ω_e , ζ_e の関係

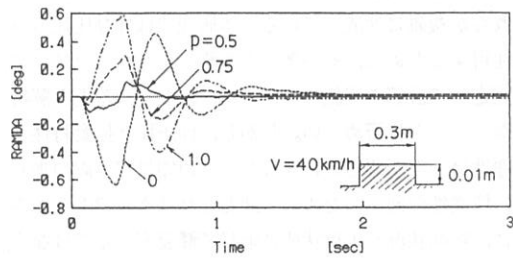


図13 突起乗り越し時の車体ピッチ角

地性能に関わる基本的な振動特性への影響をシミュレーション計算により調べ、次の結果を得た。

- (1)路面形状の違いにより最適な減衰力伸圧比が存在すると考えられ、伸圧比を適切に選択すれば乗心地の向上が期待される。
- (2)段差乗り上げの場合、伸圧比を大きくすると立ち上がり時間は長くなり、オーバーシュート量は減少する。また、伸圧比に対する等価円振動数の変化は少ないが、

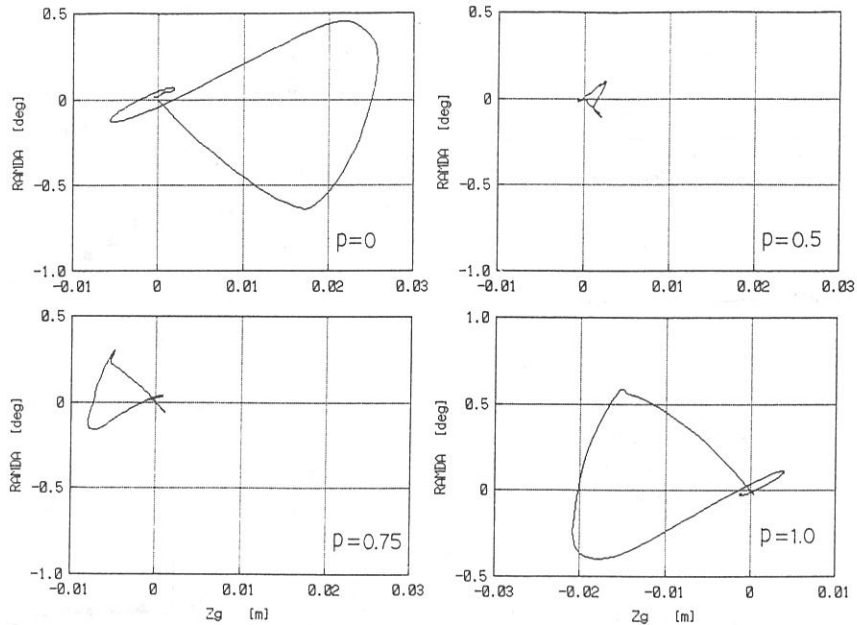


図14 バウンシング量—ピッチ角と伸圧比

$p=0.5$ の時に最も高くなる。等価減衰係数比は $p=0.5$ の時に最小となる。段差降りの場合は段差乗り上げ時に対して、伸圧比と上記振動特性の関係が逆転する。

振動・乗心地に影響を及ぼす車両特性は、懸架系の減衰力以外にも、ばね力、摩擦力、タイヤ特性、車両構成要素の剛性、前後輪の特性バランスなど多岐にわたり、それらが複雑に連成している。本研究では伸び圧比のみに注目するために、その多くを省略したり、パラメータを固定して計算を実施したために、かなり大雑把な解析となったことは否めない。しかし、伸圧比と振動特性と関連性は一部が明らかになった。この知見が車両の乗心地、快適性の向上のための一助となれば幸いである。さらに、路面状況や走行状態に応じて減衰率だけではなく伸圧比も可変にするサスペンション系を検討する場合の参考になると思われる。

減衰力伸圧比が車両性能に及ぼす影響に関する解析は、未だ十分ではなく、ランダム路面の場合の解析、周波数応答特性との関連性、ばね下振動、接地荷重変化、ロール挙動、前後輪の連成振動への影響など今後の課題とすべきものは数多い。

5. あとがき

本論文を執筆するにあたり、交通機械工学科95年度卒業生の水上貴夫君、村越力也君、宮原功君には図やデータの作成で協力いただいた。ここに感謝の意を表する。

参考文献

- (1)藤岡, 自動車技術会学術講演会前刷集, 892133, Vol. 892 (1989-10), 197-200
- (2)勝田・ほか3名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 911065, Vol. 911 (1991-5), 263-266
- (3)A. Hac, Trans. of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Vol. 114 (1992-12), 556-562
- (4)平井・ほか3名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9535684, Vol. 953. (1995-5), 73-76
- (5)小川・ほか2名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9535665, Vol. 953 (1995-5), 65-68
- (6)和歌山, 図説バイク工学入門, グランプリ出版, (1994), 132-153
- (7)自動車技術ハンドブック (基礎・理論編), 自動車技術会, (1990), 264-272
- (8)亘理, 機械振動, 丸善(株), (1975), 146-160