

# 油圧式セミアクティブサスペンションによる車両の振動制御 Vehicle Vibration Control by Hydraulic Semi-Active Suspension

○佐藤直人, 林 叡, 早瀬敏幸, 飯村或郎  
○Naoto SATO, Satoru HAYASHI, Toshiyuki HAYASE, Ikuro IIMURA

東北大学 流体科学研究所  
Tohoku University, Institute of Fluid Science

キーワード： 振動制御 (Vibration Control), セミアクティブダンパ (Semi-Active Damper), 数値シミュレーション (Numerical Simulation), 1/4 車両モデル (1/4 Car Model), 動特性 (Dynamic Characteristics)

連絡先：〒980-77 仙台市青葉区 2-1-1 東北大学 流体科学研究所 流動場制御研究部門  
佐藤直人, Tel.: (022)217-5255, Fax.: (022)217- 5311, E-mail: g0005@reynolds.ifs.tohoku.ac.jp

## 1. 緒言

自動車のセミアクティブダンパ減衰力の制御は、制振の観点から、多段階あるいは無段階に制御するのが望ましいが、現在、そのようなセミアクティブダンパは少なく、ほとんどが、内部のオリフィス流路面積を数段階に切換えるタイプである。このため、車体の振動抑制に効果的なスカイフック制御<sup>1)</sup>はセミアクティブサスペンションにはほとんど適用されていない。

本研究で対象とするセミアクティブダンパは無段階に減衰力が制御でき、サスペンションシステムにおいてスカイフック制御が可能である。本研究では、このダンパに、スカイフック制御を行い、乗り心地において重要である車体加速度の周波数特性を改善することを目的とする。

## 2. ダンパと 1/4 車両モデルの基礎方程式

図1に、考察の対象とするセミアクティブダンパの模式図を示す。ダンパのピストンに連なるI軸は車体に接続され、シリンダに連なるII軸は車輪に接続される。このダンパは、油圧弁式圧力調整機構をピストン内に組み込み、パイロット弁作動型の主弁の可変オリフィスによってダンパ減衰力を能動的に調整するようになっている。パイロット弁は、電磁力で弁開度

を連続的に調節し、主弁を駆動するパイロット圧の調整を行う。また、上下シリンダ室の急激な圧力変化を防ぐ目的でシリンダ外套にバッファタンクIIIを設けてある。

このダンパは、シリンダ伸長時と圧縮時で油の主な流れが異なる。伸長時は  $Q_a, Q_o, Q_p, Q_r$

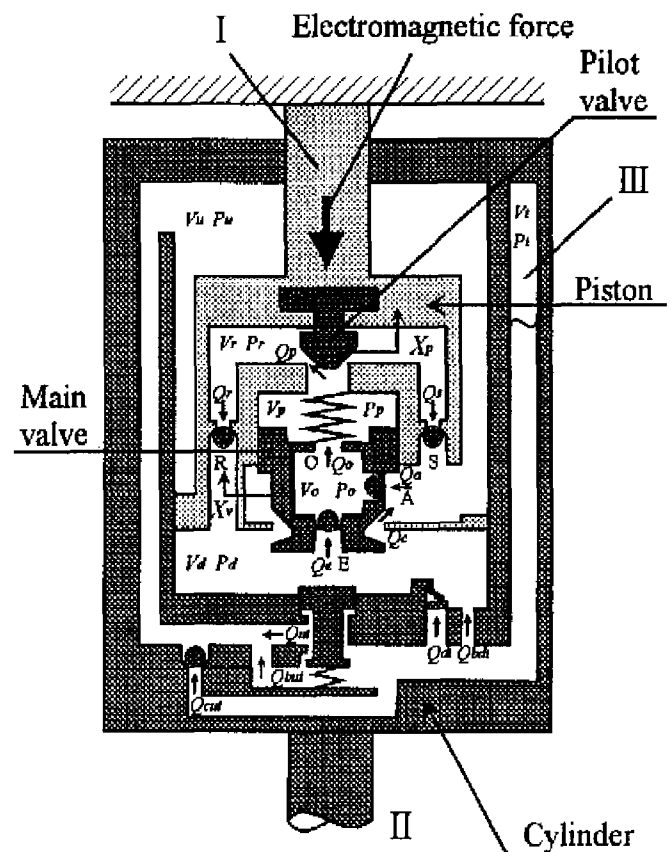


図1 セミアクティブダンパの模式図

圧縮時は  $Q_e, Q_o, Q_p, Q_s$  となる。

図2に、考察の対象とする2自由度の車両モデルを示す。なお、本モデルでは、タイヤは線形ばねの特性をもつと仮定した。

以下に車両モデルの基礎方程式を示すが、パッシブダンパとセミアクティブダンパの動特性を表す基礎方程式は付録に示す。ただし、今回対象としたセミアクティブダンパは、既報<sup>2)</sup>における改良型Bのダンパである。一方、セミアクティブダンパとの性能比較に用いるパッシブダンパは、セミアクティブダンパのピストン部にオリフィスのみを設けたダンパである。

車体の運動方程式

$$m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} + k_1(X_1 - X_2) + F_d = 0 \quad (1)$$

ただし、

$$F_d = A_{cu} P_u - A_{cd} P_d \quad (2)$$

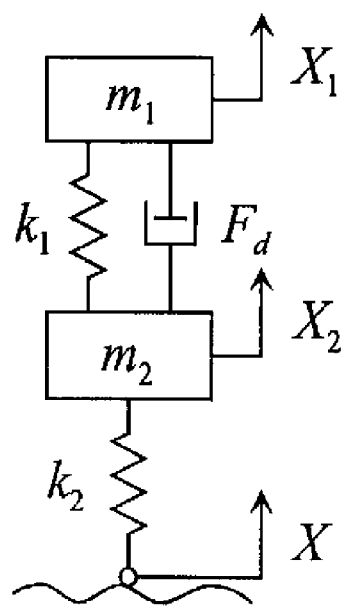
車輪の運動方程式

$$m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} + k_1(X_2 - X_1) + k_2(X_2 - X) - F_d = 0 \quad (3)$$

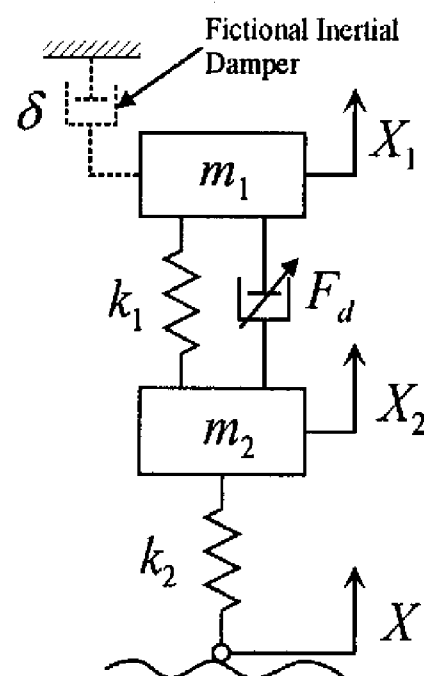
### 3. 制御則

本研究で対象としたセミアクティブダンパには、以下のような制約条件がある。

- ・パイロット弁に作用する電磁力  $F_m$  の最小値は0N、最大値は10Nである。
- ・パイロット弁および主弁の最大開度は、それぞれ1.1mm, 2.4mmである。



(a) パッシブ



(b) セミアクティブ

本研究では、車体の振動抑制に効果的なスカイフック制御<sup>1)</sup>をセミアクティブダンパに対して行った。この場合の理想的な減衰力  $F_d$  は次式で与えられる。ただし、 $\delta$  は、図2(b)に示す仮想的なスカイフックダンパの減衰係数である。

$$\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) > 0 \text{ ならば, } F_d = \delta \dot{X}_1 \quad (4)$$

$$\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) < 0 \text{ ならば, } F_d = 0 \quad (5)$$

$\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) = 0$  のときは、 $\dot{X}_1 = 0$  と  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 = 0$  の2つの場合が考えられる。 $\dot{X}_1 = 0$  のときは、理想的な減衰力  $F_d$  は次式で与えられる。

$$\dot{X}_1 = 0 \text{ ならば, } F_d = 0 \quad (6)$$

$\dot{X}_1 - \dot{X}_2 = 0$  のときは、線形モデルであれば減衰力  $F_d$  は0になる。この制御により、フルアクティブサスペンションに近い性能が得られることが知られている<sup>1)</sup>。

本研究で対象としたセミアクティブダンパには前に示した制約条件があるため、上記制御則(4)~(6)を常に満足するように電磁力  $F_m$  を制御することはできない。そこで本研究では、これらの制約条件を満たし、スカイフック制御の性能を最大限に引き出すため、以下のような制御を行った。

(a)  $\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) > 0$  のとき

本セミアクティブダンパは、パイロット弁に作用する電磁力  $F_m$  を連続的に制御して減衰力  $F_d$  を調節する方式であるが、このダンパは、シ

図2 2自由度の車両モデル

リング伸長行程と圧縮行程で油が流れる主な経路が異なる。このため、本研究では、相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  が正、負の場合にモデルを分けて電磁力  $F_m$  を算出した。既報<sup>2)</sup>のオリジナルモデルから、バッファタンク、容量効果の小さい弁室および  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  の正負に応じて上部シリンダ室または下部シリンダ室の動特性を無視した5次の単純化モデルにおいて、電磁力  $F_m$  を静特性として算出した(付録参照)。必要とされる電磁力  $F_m$  が 0N 以下のときは 0N とし、10N 以上のときは 10N とした。それ以外のときはそのまま使用した。なお、相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  は、車体および車輪に加速度計を装着して検知した値を積分すれば容易に得られる。

(b)  $\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) < 0$  のとき

減衰力  $F_d$  が出来るだけ小さくなるように、電磁力  $F_m$  を 0N に固定した。

(c)  $\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) = 0$  のとき

$\dot{X}_1 = 0$  のときは、減衰力  $F_d$  が出来るだけ小さくなるように、電磁力  $F_m$  を 0N に固定した。一方、 $\dot{X}_1 \neq 0$  かつ  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 = 0$  のときは、1刻み前の時間の電磁力  $F_m$  を保持することにした。

## 4. 数値シミュレーション結果

### 4.1 パッシブダンパとセミアクティブダンパの最適化

本研究では、車両の乗り心地を評価するのに車体加速度を利用した。車体加速度にとって重要な周波数整形の領域は 4~8Hz(以後、「体感周波数帯」と呼ぶ)であることが一般に知られており<sup>4)</sup>、ISO規格により提案された図3に示すゲイン特性で重みをつけて乗り心地評価を行った。周波数応答は、路面入力として極良路、普通路、悪路の3種類を考え、極良路は 30m/s、普通路は 15m/s、悪路は 7.5m/s で車両が通過するときを基本入力とした。図4,5に、各路面の入力波形の一部およびパワースペクトル密度をそれぞれ示す。これら3つの路面は、ISO規格により提案された実際の路面に近いパワースペクトル密度をもつように設定してある<sup>5)</sup>。

パッシブダンパとセミアクティブダンパの性能を比較する前に、それぞれのダンパの最適化を行う。ただし、最適化は、車両が普通路を 15m/s で通過するときで行った。計算スキームとしては Runge-Kutta 法を採用し、時間刻みは  $10^{-6}$ s とした。付録に、車両モデル、パッシブダンパおよびセミアクティブダンパの系諸元(基準値)をそれぞれ示す。

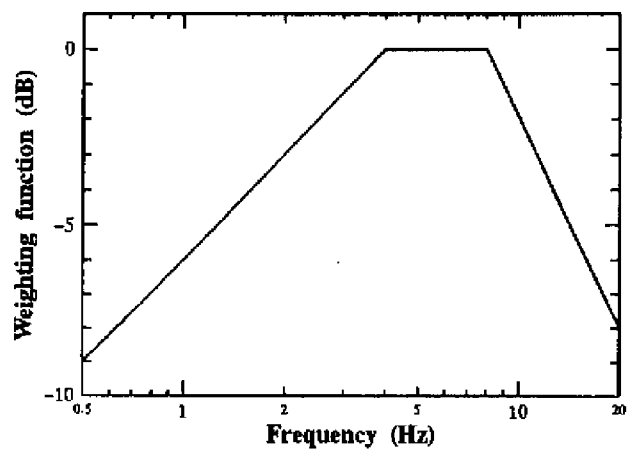
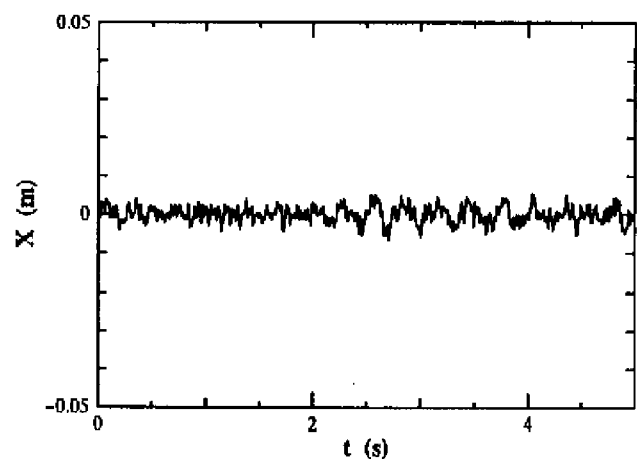
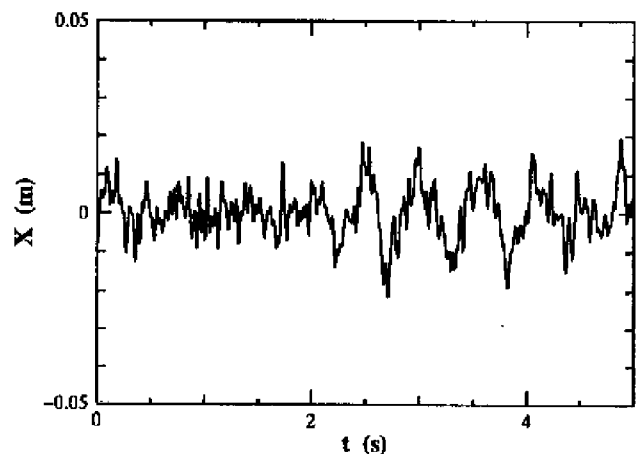


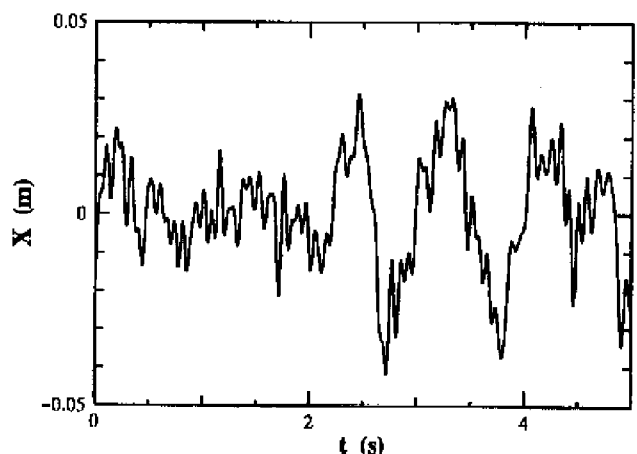
図3 人の振動伝達関数



(a) 極良路 (v=30m/s)



(b) 普通路 (v=15m/s)



(c) 悪路 (v=7.5m/s)

図4 各路面の時間波形

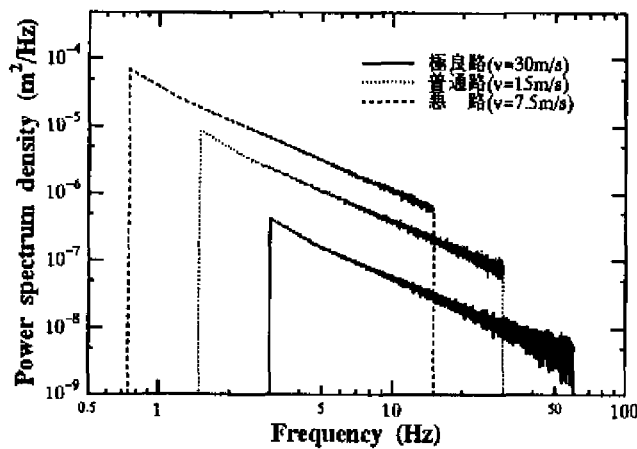


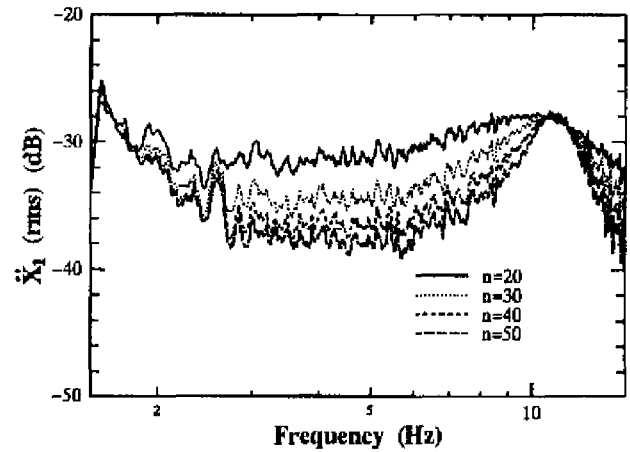
図5 各路面のパワースペクトル密度

最初に、パッシブダンパの最適化を行う。パッシブダンパの最適化は、厳密には、車体加速度特性が最も良くなるようにオリフィス流路面積を設定することであるが、ここでは、流路面積が十分小さいオリフィスをピストン部に設け、その数  $n$  を決定することで最適化した。図6に、図4に示す普通路の路面入力を与えたときの車体加速度の周波数応答を、 $n=20, 30, 40, 50$  の場合に対してまとめて示す。ただし、図6(a)は乗り心地に関して重みをつけてない結果、図6(b)は図3に示すゲイン特性で重みをつけた結果である。乗り心地の優劣は、図6(b)における最大ゲインの大小で判断する。 $n$ が増加するにつれて、体感周波数帯のゲインは減少しているが、車体の固有振動数(約1.3Hz)付近のゲインは増加している。

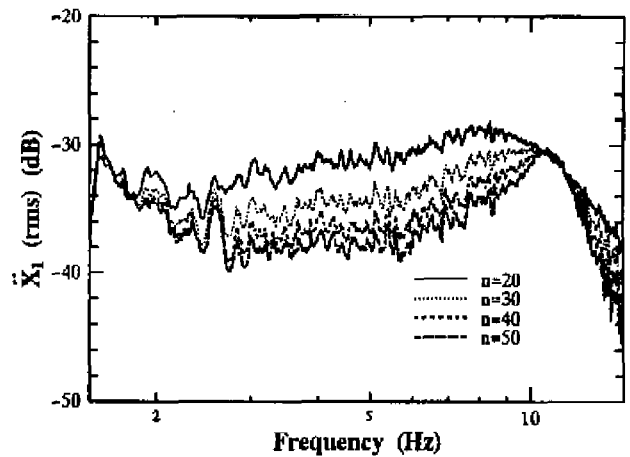
オリフィスの数  $n$  の最適化をわかりやすくするため、 $n$  と図6(b)における最大ゲインの関係を図7に示す。 $n=30$  近傍に最大ゲインの最小値があると推測できることから、この付近で最も乗心地が良くなることがわかる。

次に、セミアクティブダンパの最適化を行う。セミアクティブダンパの最適化は、3.1節で述べた制約条件を満たす制御器のうちで車体加速度特性が最も良くなるように、仮想的なスカイフックダンパの減衰係数  $\delta$  を決定することである。図8に、パッシブダンパの場合と同様に、車両が普通路を15m/sで通過したときの車体加速度の周波数応答を、 $\delta=0, 5000, 10000, 20000\text{Ns/m}$  の場合に対してまとめて示す。図8(a)は乗り心地に関して重みをつけてない結果、図8(b)は乗り心地に関して重みをつけた結果である。 $\delta$ が増加するにつれて、車体の固有振動数付近のゲインは減少しているが、体感周波数帯のゲインは増加している。

仮想的なスカイフックダンパの減衰係数  $\delta$



(a) 重みなし



(b) 重みあり

図6 オリフィスの数  $n$  の影響  
(パッシブダンパ: 普通路,  $v=15\text{m/s}$ )

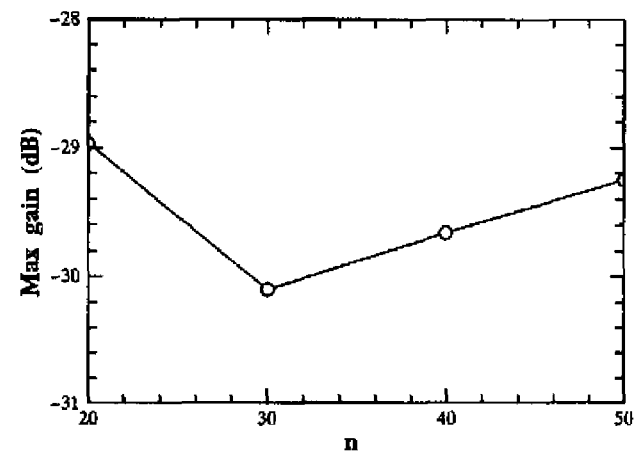


図7 オリフィスの数  $n$  と最大ゲインの関係

の最適化をわかりやすくするため、 $\delta$  と図8(b)における最大ゲインの関係を図9に示す。 $\delta=10000\text{Ns/m}$  近傍に最大ゲインの最小値があると推測できることから、この付近で最も乗心地が良くなることがわかる。

#### 4.2 パッシブダンパとセミアクティブダンパの性能の比較

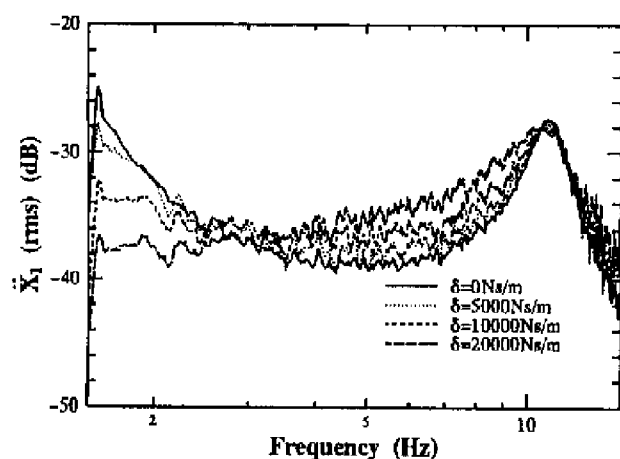
本節では、前節で最適化したパッシブダンパとセミアクティブダンパの性能の比較を行う。

ただし、パッシブダンパ、セミアクティブダンパとも、それぞれ厳密に最適な  $n, \delta$  の値を求めることは困難であるので、便宜上、 $n=30, \delta=10000\text{Ns/m}$  のときを最適値として比較を行った。ただし、以降の車体加速度の周波数応答は、図3のゲイン特性で重みをつけた結果である。

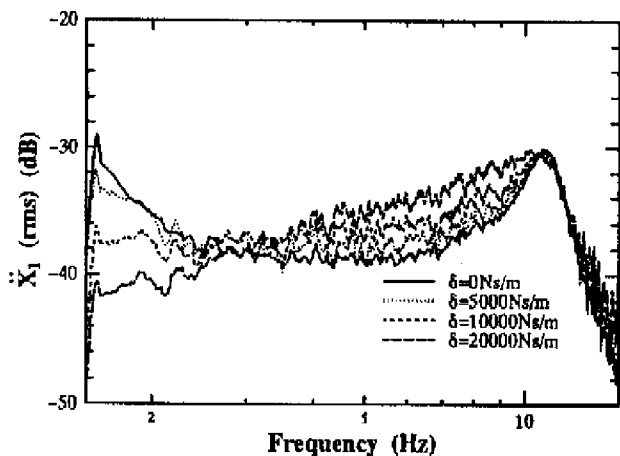
図4に示す極良路、普通路、悪路の路面入力に対する車体加速度の周波数応答を、 $n=30$  の

パッシブダンパと  $\delta=10000\text{Ns/m}$  のセミアクティブダンパに対してそれぞれ図10, 11, 12に示す。

最大ゲインに関しては、各路面ともセミアクティブダンパの方がパッシブダンパよりもわずかに小さくなっている。図10の極良路では、体感周波数帯においてセミアクティブダンパの方がパッシブダンパよりもゲインがわずかに大きくなっているが、加速度のレベルが普通



(a) 重みなし



(b) 重みあり

図8 仮想的なスカイフックダンパの減衰係数 $\delta$ の影響 (セミアクティブダンパ: 普通路,  $v=15\text{m/s}$ )

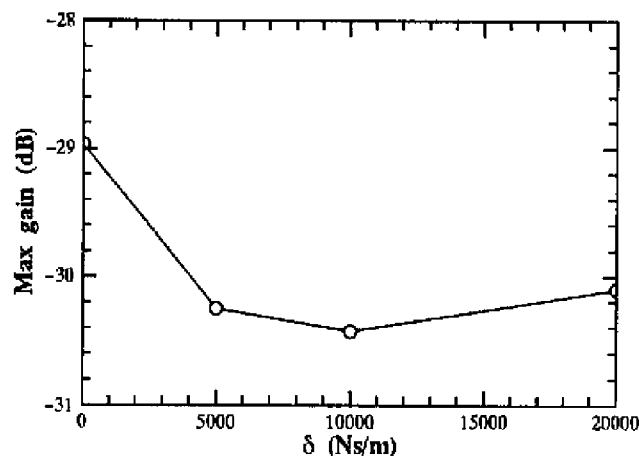


図9 仮想的なスカイフックダンパの減衰係数 $\delta$ と最大ゲインの関係

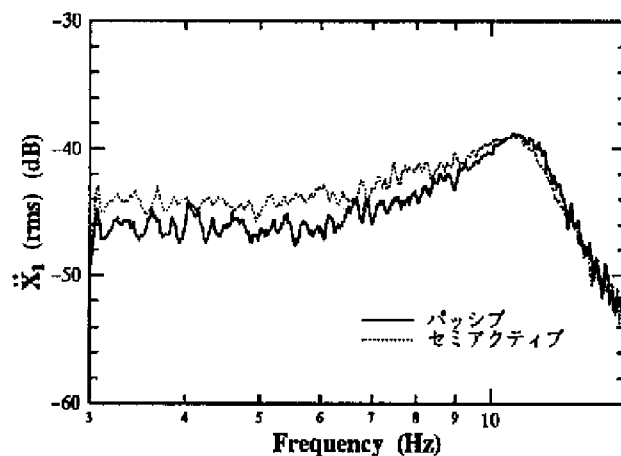


図10 車体の振動特性の比較 (極良路,  $v=30\text{m/s}$ )

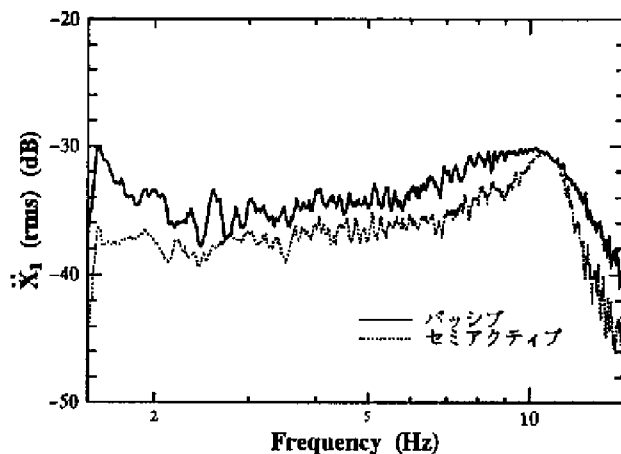


図11 車体の振動特性の比較 (普通路,  $v=15\text{m/s}$ )

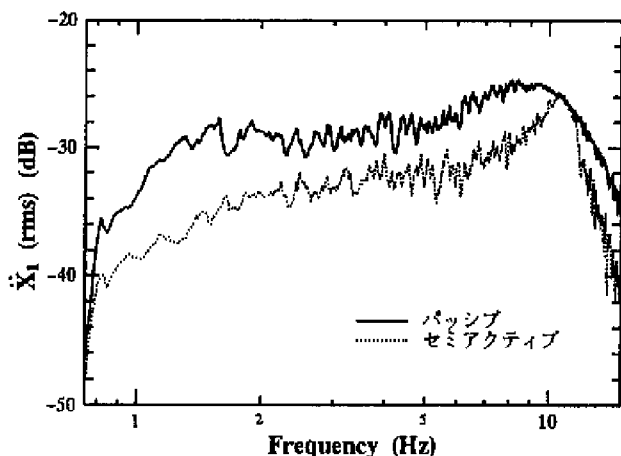


図12 車体の振動特性の比較 (悪路,  $v=7.5\text{m/s}$ )

路(図 11)と悪路(図 12)に比べて全体に低いので、両者の差はあまり問題とならない。図 11 の普通路と図 12 の悪路では、体感周波数帯および車体の固有振動数(約 1.3Hz)付近でセミアクティブダンパのゲインが小さくなっている。特に、車体の固有振動数付近で顕著な減少を示している。このことから、セミアクティブダンパはパッシブダンパに比べて良好な性能をもつことがわかる。

次に、車両速度  $v$  が乗り心地に及ぼす影響を調べる。車両が普通路を  $v=10, 20\text{m/s}$  で通過したときの車体加速度の周波数応答をそれぞれ図 13, 14 に示す。これらの図より、車両速度  $v$  が変化しても、セミアクティブダンパの優位性には変化がないことがわかる。

#### 4. 3 ロバスト性

本研究で対象としたセミアクティブダンパの制振性能には、車体質量  $m_1$  の変動に対して、ロバストであることが要求される。本節では、車体質量  $m_1$  の変動が乗り心地に及ぼす影響を調べるため、付録に示す諸条件を基準値とし、図 4 に示す普通路を路面入力として与えたときの車体加速度の周波数応答を調べた。 $n=30$  のパッシブダンパ、 $\delta=10000\text{Ns/m}$  のセミアクティブダンパに対する結果をそれぞれ図 15, 16 に示す。パッシブダンパ、セミアクティブダンパの場合とも、車体質量  $m_1$  の増加とともに最大ゲインが減少しており、乗り心地が良くなることがわかる。これは、車体が重くなることによって、車体の固有振動数が低周波側に移動したことが原因と考えられる。

### 5. 結 言

減衰力の無段階制御が可能なセミアクティブダンパに対してスカイフック制御を適用した場合の数値シミュレーションを行い、パッシブダンパの場合と性能を比較した。その結果は以下のように要約される。

- (1) 本研究で対象としたセミアクティブダンパは、パッシブダンパに比べて、乗り心地において重要な車体加速度の周波数特性が改善されることがわかった。
- (2) 本セミアクティブダンパは、車体質量の変動に対して十分ロバストであることがわかった。

### 参考文献

- 1) D. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood : Vibration Control Using Semi-Active Force

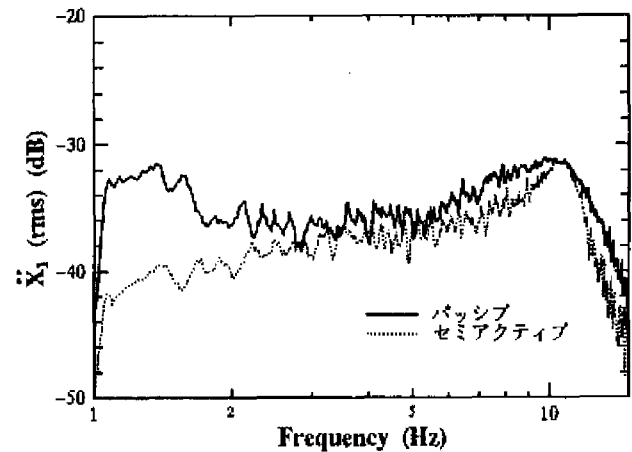


図13 車両速度 $v$ の影響(普通路,  $v=10\text{m/s}$ )

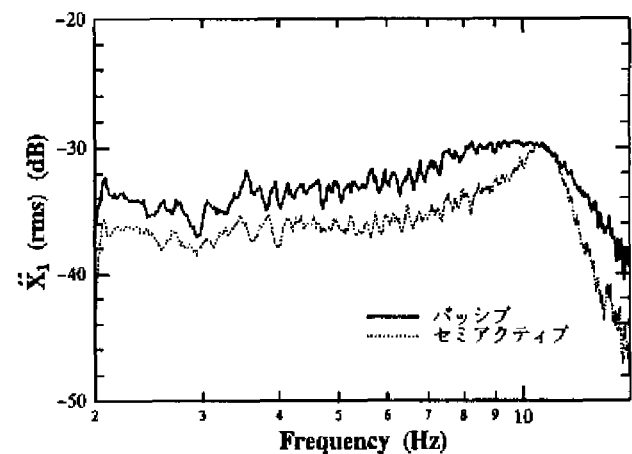


図14 車両速度 $v$ の影響(普通路,  $v=20\text{m/s}$ )

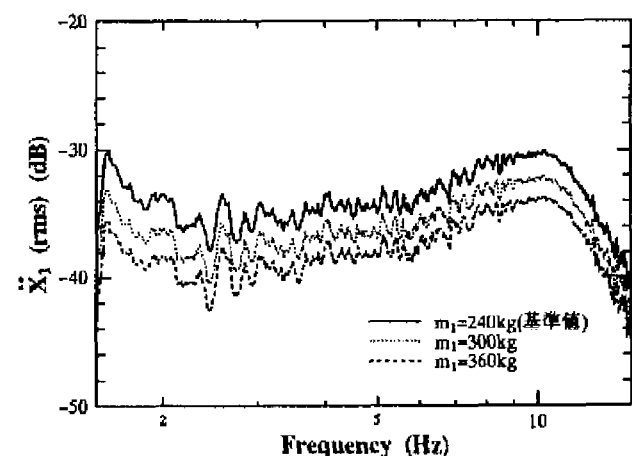


図15 車体質量 $m_1$ 変動の影響(パッシブダンパ)

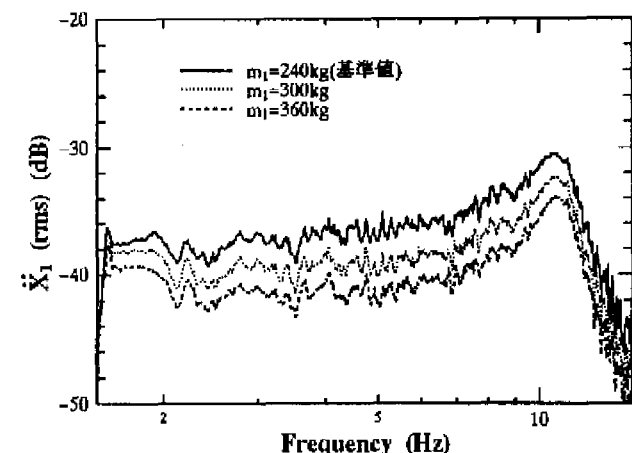


図16 車体質量 $m_1$ 変動の影響(セミアクティブダンパ)

Generators, Trans. ASME. Journal of Engineering for Industry, 96-2, 619/626 (1974)

- 2) 佐藤, 林, 田中, 飯村: セミアクティブダンパに関する研究(第1報, 数学モデルの誘導と数値シミュレーション), 油圧と空気圧, 28-4, 92/99 (1997)
- 3) 佐藤, 林, 早瀬, 田中, 飯村: セミアクティブダンパに関する研究(第2報, セミアクティブダンパの安定性), 油圧と空気圧, (印刷中)
- 4) International Standard ISO 2631/1 Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1: General requirements (1985)
- 5) カヤバ工業株式会社編: 自動車のサスペンション, 山海堂 (1991)

## 付 録

### 1. 基礎方程式

#### 1. 1 パッシブダンパ

オリフィス流量  $Q_b$

$$Q_b = nc_b \frac{\pi d_b^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_d - P_u| \text{sgn}(P_d - P_u)} \quad (7)$$

上下シリンダ室からバッファタンクへ流れる調整流量  $Q_{ut}$ ,  $Q_{but}$ ,  $Q_{cut}$ ,  $Q_{dt}$ ,  $Q_{bdt}$

$$Q_{ut} = c_{ut} A_{ut} \phi \left( \frac{P_d - aP_u - bP_t}{|P_d - aP_u - bP_t|} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_t - P_u| \text{sgn}(P_t - P_u)} \quad (8)$$

$$Q_{but} = c_{but} A_{but} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_t - P_u| \text{sgn}(P_t - P_u)} \quad (9)$$

$$Q_{cut} = c_{cut} A_{cut} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_t - P_u)} \quad (10)$$

$$Q_{dt} = c_{dt} A_{dt} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_t - P_d)} \quad (11)$$

$$Q_{bdt} = c_{bdt} A_{bdt} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_t - P_d| \text{sgn}(P_t - P_d)} \quad (12)$$

符号関数  $\text{sgn}(P)$ ,  $\phi(P)$

$$\text{sgn}(P) = \begin{cases} 1 & \text{for } P \geq 0 \\ -1 & \text{for } P < 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$\phi(P) = \begin{cases} P & \text{for } P \geq 0 \\ 0 & \text{for } P < 0 \end{cases} \quad (14)$$

各絞り間の容積に関する連続の方程式

$$\frac{V_u}{\beta} \frac{dP_u}{dt} = Q_b + Q_{ut} + Q_{but} + Q_{cut} + A_{cu} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (15)$$

$$\frac{V_d}{\beta} \frac{dP_d}{dt} = -Q_b + Q_{dt} + Q_{bdt} - A_{cd} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (16)$$

ただし, 式(15), (16)において, 車体および車輪変位に伴う上下シリンダ室の容積変化をそれぞれ次式で表す.

$$V_u = A_{cu} (S_t/2 - (X_1 - X_2)) \quad (17)$$

$$V_d = A_{cd} (S_t/2 + (X_1 - X_2)) \quad (18)$$

#### 1. 2 セミアクティブダンパ

パイロット上流室への流量  $Q_a$

$$Q_a = c_a \frac{\pi d_a^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_u - P_o)} \quad (19)$$

主ポペット流量  $Q_c$

$$Q_c = c_v \pi d_v X_v \sin \alpha_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_d - P_u| \text{sgn}(P_d - P_u)} \quad (20)$$

パイロット上流室への流量  $Q_e$

$$Q_e = c_e \frac{\pi d_e^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_d - P_o)} \quad (21)$$

ポペットオリフィス O の流量  $Q_o$

$$Q_o = c_o \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_o - P_p| \text{sgn}(P_o - P_p)} \quad (22)$$

パイロット流量  $Q_p$

$$Q_p = c_p \pi d_p X_p \sin \alpha_p \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_p - P_r| \text{sgn}(P_p - P_r)} \quad (23)$$

下部シリンダ室への戻り流路逆止弁 R の流量  $Q_r$

$$Q_r = c_r \frac{\pi d_r^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_r - P_d)} \times 2 \quad (24)$$

上部シリンダ室への戻り流路逆止弁 S の流量  $Q_s$

$$Q_s = c_s \frac{\pi d_s^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \phi(P_r - P_u)} \times 2 \quad (25)$$

上下シリンダ室からバッファタンクへ流れる調整流量  $Q_{ut}$ ,  $Q_{but}$ ,  $Q_{cut}$ ,  $Q_{dt}$ ,  $Q_{bdt}$  は, パッシブダンパの式(8)~(12)と同じである.

各絞り間の容積に関する連続の方程式

$$\frac{V_u}{\beta} \frac{dP_u}{dt} = -Q_a + Q_c + Q_s + Q_{ut} + Q_{but} + Q_{cut} - A_{vp} \frac{dX_v}{dt} + A_{cu} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (26)$$

$$\frac{V_d}{\beta} \frac{dP_d}{dt} = -Q_c - Q_e + Q_r + Q_{dt} + Q_{bdt} - A_v \frac{dX_v}{dt} - A_{cd} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (27)$$

$$\frac{V_o}{\beta} \frac{dP_o}{dt} = Q_o + Q_s - Q_o \quad (28)$$

$$\frac{V_p}{\beta} \frac{dP_p}{dt} = Q_o - Q_p + A_{pp} \frac{dX_v}{dt} \quad (29)$$

$$\frac{V_r}{\beta} \frac{dP_r}{dt} = Q_p - Q_r - Q_s \quad (30)$$

$$\frac{V_t}{\beta_t} \frac{dP_t}{dt} = -Q_{ut} - Q_{but} - Q_{cut} - Q_{dt} - Q_{bdt} \quad (31)$$

車体および車輪変位に伴う上下シリンダ室の容積変化は、式(15)、(16)と同じである。また、式(29)において、主弁変位に伴うパイロット弁室容積の変化を考慮して、

$$V_p = V_{pi} - A_{pp} X_v \quad (32)$$

とする。

パイロット弁の運動方程式

$$m_p \frac{d^2 X_p}{dt^2} + \delta_p \frac{dX_p}{dt} = F_p - F_m \quad (33)$$

$$F_p = A_p (P_p - P_r) (1 - 4c_p \frac{X_p}{d_p} \sin 2\alpha_p) \quad (34)$$

ただし、 $A_p = \pi d_p X_p \sin \alpha_p$  である。

主弁の運動方程式

$$m_v \frac{d^2 X_v}{dt^2} + \delta_v \frac{dX_v}{dt} + k(X_v + X_t) = F_v \quad (35)$$

$$F_v = A_v P_d + A_{vp} P_v - A_{pp} P_p \quad (36)$$

## 2. 記号

表1 系諸元(1/4 車両モデル)

$k_1$	サスペンションバネ定数	$=1.6 \times 10^4$	(N/m)
$k_2$	タイヤバネ定数	$=1.6 \times 10^5$	(N/m)
$m_1$	車体質量	$=240$	(kg)
$m_2$	車輪質量	$=36$	(kg)

表2 系諸元(パッシングダンパ)

$A_{cd}$	ピストン受圧面積(下面)	$=\pi d_{cy}^2/4$	( $m^2$ )
$A_{cu}$	ピストン受圧面積(上面)	$=\pi(d_{cy}^2 - d_{ro}^2)/4$	( $m^2$ )
$A_{bdb}, A_{but}$ $A_{cut}, A_{db}, A_{ut}$	バッファタンク圧調整流路面積	$=1.51 \times 10^{-6}, 8.4 \times 10^{-7}, 1.0 \times 10^{-6}, 1.0 \times 10^{-5}, 1.0 \times 10^{-5}$	( $m^2$ )
$c_b$	オリフィス流量係数	$=0.73$	
$c_{bdb}, c_{but}, c_{cut}$ $c_{db}, c_{ut}$	バッファタンク調整流量係数	$=0.70, 0.70, 0.70, 0.60, 0.60$	
$d_b$	オリフィス直径	$=0.8 \times 10^{-3}$	(m)
$d_{cy}$	シリンダ径	$=36.0 \times 10^{-3}$	(m)
$d_{ro}$	ピストンロッド直径	$=22.0 \times 10^{-3}$	(m)
$n$	オリフィスの数	$=20, 30, 40, 50$	
$S_t$	最大シリンダストローク	$=0.20$	(m)
$\beta$	作動油の体積弾性率	$=1.5 \times 10^8$	(Pa)
$\beta_t$	バッファタンク内流体の体積弾性率	$=2.4 \times 10^5$	(Pa)
$\rho$	作動油の密度	$=883.8$	( $kg/m^3$ )



表3 系諸元(セミアクティブダンパ)

$A_{pp}$	主弁パイロット圧受圧面積	$= \pi d_{pv}^2/4$	( $m^2$ )
$A_v$	主弁圧側受圧面積	$= \pi d_v^2/4$	( $m^2$ )
$A_{vp}$	主弁伸側受圧面積	$= \pi(d_{pv}^2 - d_v^2)/4$	( $m^2$ )
$c_a$	逆止弁 A のオリフィス流量係数	$= 0.65$	
$c_e$	逆止弁 E のオリフィス流量係数	$= 0.55$	
$c_o$	ポペットオリフィス O 流量係数	$= 0.72$	
$c_p$	パイロット弁流量係数	$= 0.45$	
$c_r$	逆止弁 R のオリフィス流量係数	$= 0.65$	
$c_s$	逆止弁 S のオリフィス流量係数	$= 0.65$	
$c_v$	主弁流量係数	$= 0.73$	
$d_a$	逆止弁 A のオリフィス直径	$= 0.8 \times 10^{-3}$	(m)
$d_e$	逆止弁 E のオリフィス直径	$= 1.0 \times 10^{-3}$	(m)
$d_o$	ポペットオリフィス O 直径	$= 2.8 \times 10^{-3}$	(m)
$d_p$	パイロット弁シート径	$= 3.4 \times 10^{-3}$	(m)
$d_{pv}$	主弁軸径	$= 13.0 \times 10^{-3}$	(m)
$d_r$	逆止弁 R のオリフィス直径	$= 1.5 \times 10^{-3}$	(m)
$d_s$	逆止弁 S のオリフィス直径	$= 1.4 \times 10^{-3}$	(m)
$d_v$	主弁シート径	$= 10.4 \times 10^{-3}$	(m)
$k$	主弁バネ定数	$= 1.0 \times 10^4$	(N/m)
$m_p$	パイロット弁質量	$= 6.6 \times 10^{-3}$	(kg)
$m_v$	主弁質量	$= 9.8 \times 10^{-3}$	(kg)
$V_o$	パイロット弁上流室容積	$= 0.53 \times 10^{-7}$	( $m^3$ )
$V_{pi}$	パイロット弁室初期容積	$= 4.18 \times 10^{-7}$	( $m^3$ )
$V_r$	パイロット下流室容積	$= 2.48 \times 10^{-7}$	( $m^3$ )
$V_i$	バッファタンク容積	$= 2.117 \times 10^{-7}$	( $m^3$ )
$X_i$	主弁バネ初期圧縮長さ	$= 0.05 \times 10^{-3}$	(m)
$\alpha_p$	パイロット弁のポペット半頂角	$= 30$	(deg)
$\alpha_v$	主弁のポペット半頂角	$= 60$	(deg)
$\delta_p$	パイロット弁の減衰係数	$= 12$	(Ns/m)
$\delta_v$	主弁の減衰係数	$= 500$	(Ns/m)

ただし,  $A_{cd}, A_{cu}, A_{bdt}, A_{but}, A_{cut}, A_{dt}, A_{ut}, C_{bdt}, C_{but}, C_{cut}, C_{dt}, C_{ut}, d_{cy}, d_{ro}, S_t, \beta, \beta_t, \rho$  については, 表2のパッシブダンパの場合と同じ値であるため省略した。

### 3. 電磁力の算出法

$\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) > 0$ , 即ち, 車体の絶対速度  $\dot{X}_1$  と相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  の向きが同じとき, 車体の絶対速度  $\dot{X}_1$  がわかれば, 理想的な減衰力  $F_d$  は式(4)から  $\delta \dot{X}_1$  であることがわかる。さらに, 相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  がわかれば, シリンダ伸長行程, 圧縮行程に関する簡単化モデルにおいて, 必要な電磁力  $F_m$  を静特性として以下のように算出することができる。

・伸長行程 ( $\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) > 0$  かつ  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 > 0$  のとき)

車輪と車体の相対変位  $X_1 - X_2$ , バッファタン

ク圧力  $P_i$  および下部シリンダ室圧力  $P_d$  を 0 とし, 検知した相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  を入力として電磁力  $F_m$  を算出する。

式(26), (28)~(30), (33), (35)において相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  以外の時間微分項をすべて 0 とすれば, 以下の式が得られる。

$$0 = -Q_a + Q_c + A_{cu} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (37)$$

$$0 = Q_a - Q_o \quad (38)$$

$$0 = Q_o - Q_p \quad (39)$$

$$0 = Q_p - Q_r \quad (40)$$

$$0 = F_p - F_m \quad (41)$$

$$k(X_v + X_l) = F_v \quad (42)$$

式(37)~(42)を連立して  $F_m$  について解けば、必要な電磁力  $F_m$  が求められる。

・圧縮行程 ( $\dot{X}_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) > 0$  かつ  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 < 0$  のとき)

車輪と車体の相対変位  $X_1 - X_2$ 、バッファタンク圧力  $P_l$  および上部シリンダ室圧力  $P_u$  を 0 とし、検知した相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  を入力として電磁力  $F_m$  を算出する。

式(27)~(30), (33), (35)において相対速度  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$  以外の時間微分項をすべて 0 とすれば、式(39), (41), (42)および以下の式が得られる。

$$0 = -Q_c - Q_e - A_{cd} \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (43)$$

$$0 = Q_e - Q_o \quad (44)$$

$$0 = Q_p - Q_s \quad (45)$$

式(39), (41)~(45)を連立して  $F_m$  について解けば、必要な電磁力  $F_m$  が求められる。