

111 MRダンパを用いたセミアクティブサスペンションの制御

Gain-scheduled control of semi-active suspension using MR damper

○正 西村 秀和 (千葉大) 加山 竜三 (千葉大院)

Hidekazu NISHIMURA, Chiba University, Yayoichou1-33, Inage-ku, Chiba

Ryozo KAYAMA, Graduate School of Science and Technology, Chiba University, ibid

This paper proposes a design method for vibration isolation control of a semi-active suspension using MR damper. By using nonlinear functions we formulated the linear-parameter-varying system taking account of mechanical constraints such as valve stroke of the semi-active damper and the damping coefficient restriction. The gain-scheduled controller based on the linear matrix inequalities is obtained so that the closed-loop system is stable and has good performance even if saturation of the valve stroke occurs. By simulations it is verified that the semi-active damper system designed is effective in comparison with a passive damper. We then made a experimental setup which has an MR damper and investigated characteristics of the MR damper. Furthermore, we proposed the control method of the MR damper using the relation between input current and the damping coefficient.

Key Words: Vibration Isolation, Semi-active Suspension, MR damper, Gain-scheduled control, Linear-parameter-varying system

1. 緒言

路面外乱を車体に伝えないようにする振動絶縁制御問題に関して、スカイフック制御がアクティブサスペンションやセミアクティブサスペンションに広く適用され、多くの研究や実用化がなされている。セミアクティブ方式は減衰係数のみを可変にする方法であるため、アクチュエータ駆動のための油圧源などを必要とするアクティブ方式に比べ、よりコストおよびエネルギー消費を抑えることができ、かつ保全性の高いシステムを構築できる利点を有する。

しかし、セミアクティブサスペンションは双線形システムとなるため、 H_∞ 制御等の線形制御を適用する場合には、アクティブサスペンションとしての制御系設計を施した上で、減衰力で発生可能な力のみを制御入力として用いる方法をとる。このため、スカイフック制御のカルノッブ近似則⁽¹⁾同様、減衰力の急激な切替が発生し、乗車する人へ不快感を与えてしまうという問題がある。また力入力として設計しなければならぬために、ハード的に不可能な減衰係数をとる可能性がある。

三平らは非線形 H_∞ 制御をセミアクティブサスペンションに応用し、実用化されている⁽²⁾。しかしながら、重み関数の設定にはある種の条件(非線形重みの導入)があり、また出力フィードバック制御系を直接求めているなどの問題がある。

著者らは減衰係数をバルブ開度により可変とした機構を想定し、バルブに制約を持たせたセミアクティブダンパの線形パラメータ変動系に対してGS制御器を設計し、得られたGS制御系が外乱の大きさに応じて減衰係数を適切に切り替えることができ、バネ上およびバネ下固有振動数の帯域でパッシブダンパより優れた応答低減性能を有することを示した^{(3),(4)}。

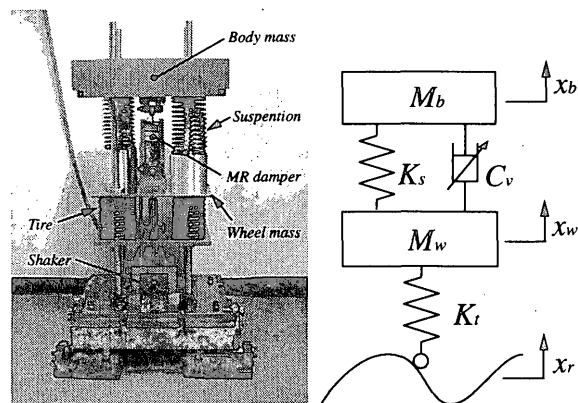
一方、磁気粘性流体(Magneto-rheological fluid)を用いた可変減衰型のMRダンパが開発され、その応用が盛んに行われている^{(5),(6)}。MRダンパは、コイルに流れる電流により流体の粘性を変化させることができ、比較的小さな電圧で大きな減衰力を得ることができる⁽⁷⁾。

そこで本研究では、実際の車両の質量約1/4サイズの実験装置を製作し、実験装置の諸元に合わせたGS制御器を再設計する。さらに、実際の制御に用いる可変減衰型のMRダンパの特性を評価し、このMRダンパの特性に近い近似式を導出し、シミュレーションにより考察を行う。

2. 実験装置

実験装置は2自由度の1/4サスペンションモデルで、実際の質量の1/4を目安に製作した。実験装置の全体図をFig. 1(a)に、1/4サスペンションモデルをFig. 1(b)に示す。バネ上質量(車体 M_b)とバネ下質量(車輪 M_w)の間にサスペンションバネ(K_s)とセミアクティブダンパ(MRダンパ)が接続されている。また、タイヤ剛性をバネ(K_t)としている。この実験装置の諸元をTable 1に示す。

この諸元をもとに実験装置の外乱からバネ上加速度の周波数応答を実験により測定した結果をFig. 2に示す。ただし、実験装置にはMRダンパは取り付けしていないが、スライドベアリングによる摩擦が存在するため、破線で示した数値計算結果には8Ns/mの減衰を加えてある。これより数値計算結果と実験結果はほぼ一致していることがわかる。



(a) Experimental setup (b) 1/4 model

Fig. 1 Suspension model

Table 1 Parameters of experimental model

Parameter	1/4 model	Exp.*	Unit
M_b	375	91.0	kg
M_w	38	11.8	kg
K_s	21560	5520	N/m
K_t	240000	62980	N/m

* Exp.: Experimental setup

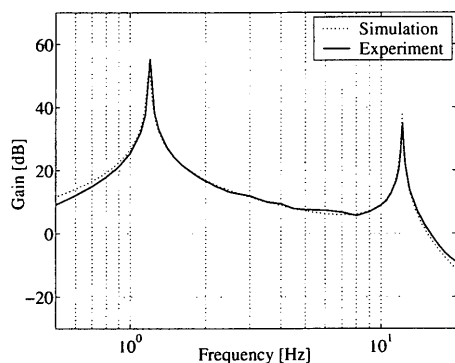


Fig. 2 Frequency responses of suspension model

3. 制御系設計

3.1 力学モデル

力学モデルは、Fig. 1(b)に示した1/4サスペンションモデルで、前章にて求めた実験装置の諸元を用いた。セミアクティブダンパの減衰係数を C_v とすると制御入力 u は

$$u = C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b) \quad (1)$$

となり、状態量を

$$x_p = [x_r - x_w \quad x_w - x_b \quad \dot{x}_w \quad \dot{x}_b]^T \quad (2)$$

と定義すると、状態方程式および出力方程式は

$$\begin{aligned} \dot{x}_p &= A_p x_p + B_w \dot{x}_r + B_u u \\ y &= C_p x_p + D_p u \quad (3) \\ &= [\dot{x}_w - \dot{x}_b \quad \ddot{x}_b \quad \dot{x}_b]^T \end{aligned}$$

となる。ここで、 $\dot{x}_r$ は路面速度外乱である。また、観測出力としてはバネ上加速度 $\ddot{x}_b$ を用い、制御量には、ストローク速度 $\dot{x}_w - \dot{x}_b$ 、バネ上加速度 $\ddot{x}_b$ 、バネ上速度 $\dot{x}_b$ を採用する。

3.2 セミアクティブダンパモデル

実際の制御で用いるセミアクティブダンパはMRダンパであるが、制御系設計のためのモデリングの際にはバルブ機構を想定したダンパモデルを考える⁽⁴⁾。

セミアクティブダンパの減衰係数 C_v はバルブ開度 x_a に制約を与えて $\pm\eta$ の範囲内で可変とする。式(4)に關係式を示し、Fig. 3(a)に図示する。

$$C_v = -\alpha x_a + \beta \quad (-\eta \leq x_a \leq \eta) \quad (4) \\ \alpha, \beta = \text{const.} (> 0)$$

本設計では、 $\eta = 0.01$ 、 $\alpha = 12500$ 、 $\beta = 500$ とする。この制約とサスペンションのストローク速度の2つをパラメータとして用いてシステムを線形パラメータ依存モデルへと変形する。

Fig. 4に示したダンパモデルに基づき、制御入力を e 、バルブ開度を x_a とすると、その支配方程式はバルブ特性を2次遅れ系と仮定して次式で与える。

$$m_a \ddot{x}_a + \hat{c}_a \dot{x}_a + \hat{k}_a x_a = k_a e \quad (5)$$

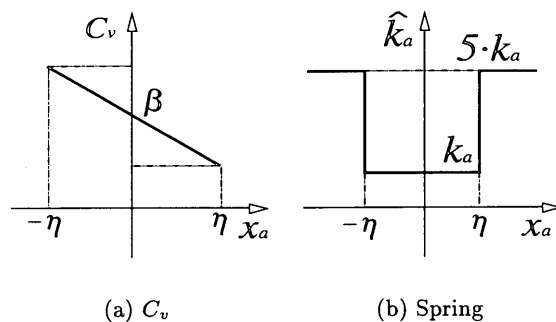


Fig. 3 Semi-active damper property

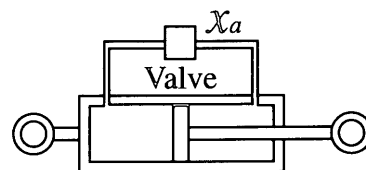


Fig. 4 Semi-active damper

バルブ開度 x_a に制約を与えるため、式(6)に示す非線形バネ $\hat{k}_a$ を用いる。この關係をFig. 3(b)に図示する。

$$\hat{k}_a = \begin{cases} k_a & (|x_a| < \eta) \\ 5 \cdot k_a & (|x_a| \geq \eta) \end{cases} \quad (6)$$

$\hat{k}_a$ は $|x_a| < \eta$ の範囲では k_a の値をとり $|x_a| \geq \eta$ の範囲ではその5倍の値をとるものとする。これにより、バルブ開度 x_a が $\pm\eta$ [m]を越えるとバルブが固くなるという制約を加えることができる。またダンパ $\hat{c}_a$ についても同様に

$$\hat{c}_a = \begin{cases} c_a & (|x_a| < \eta) \\ 20 \cdot c_a & (|x_a| \geq \eta) \end{cases} \quad (7)$$

とする。ただし、制御系設計が複雑になるのを避けるため、このダンパの非線形性は制御系設計用の線形パラメータ依存モデルには考慮しないものとする。

3.3 線形パラメータ依存モデルの導出

状態ベクトルを

$$x_s = [x_r - x_w \quad x_w - x_b \quad \dot{x}_w \quad \dot{x}_b \quad x_a \quad \dot{x}_a]^T \quad (8)$$

とし拡大系を構成すると、状態方程式および出力方程式は

$$\begin{aligned} \dot{x}_s &= A_s(p_1, p_2)x_s + B_{sw}\dot{x}_r + B_{su}e \\ y &= C_s(p_1)x_s \quad (9) \\ &= [\dot{x}_w - \dot{x}_b \quad \ddot{x}_b \quad \dot{x}_b]^T \end{aligned}$$

となる。ここで、 p_1 、 p_2 はそれぞれ、サスペンションストローク速度およびバルブ開度制約によるスケジューリングパラメータで、次式に示すとおりとなる。

$$\begin{aligned} p_1 &= \dot{x}_w - \dot{x}_b \\ p_2 &= \hat{k}_a/k_a \end{aligned} \quad (10)$$

これで p_1 と p_2 をスケジューリングパラメータとする線形パラメータ依存モデルへと変形することができた。ここで、第3章に示すLMIに基づくGS制御器を設計する上で、 C_s

が時変パラメータに対して、独立でなければならないという条件があるため、プラントの出力端に十分広い帯域幅をもつローパスフィルタを付加することで $C_s(p_1)$ のパラメータ依存性をなくし、新たな拡大方程式を構成すると、

$$\begin{aligned} \dot{x}_w &= (A_0 + p_1 A_1 + p_2 A_2)x_w + B_{ww}\dot{x}_r + B_{uw}e \\ y_w &= C_w x_w \end{aligned} \quad (11)$$

と変形できる。 A_0 は A_w から2つのスケジューリングパラメータに対して独立な成分のみを取り出した行列であり、 A_1, A_2 はそれぞれ p_1, p_2 に依存する成分を取り出した行列である。

しかし $p_1=0$ では不可制御となるため、 p_1 の範囲を以下のように正負2つにわけ、それぞれについてパラメータ依存モデルを求めた。また $|p_1| \leq 0.001$ の範囲では制御入力 e を0とした。これによりスケジューリングパラメータ p_1, p_2 は次の範囲で変化することとなる。

$$\begin{aligned} p_1^- &\in [-0.20, -0.001], p_1^+ \in [0.001, 0.20], \\ p_2 &\in [1, 5] \end{aligned} \quad (12)$$

この関係の略図を Fig. 5 に示す。得られた線形時不変 (LTI) 端点モデルは p_1 の正負で対称性があり、 p_1^- の最大値と p_1^+ の最小値、および p_1^- の最小値と p_1^+ の最大値において、ゲインが同じで位相が180度ずれたモデルとなる。 p_1^+, p_2 の最大値、最小値4つの線形時不変 (LTI) 端点モデルの周波数応答のゲイン線図を Fig. 6 に示す。

3.4 GS 制御器

前章で作成した線形パラメータ依存モデルに対して、LMI に基づく GS 制御を適用する。ここで一般化プラントを Fig. 7 のように構成する。周波数重み関数 W_T によって高周波数領域での制御入力の影響を低減し、周波数重み関数 W_S により、外乱に対する応答を低減する。また観測量としては、バネ上加速度 ($\ddot{x}_b$) とストローク速度 ($\dot{x}_w - \dot{x}_b$) である。 Fig. 8 に各周波数重み関数のゲイン線図を示す。周波数重み W_{S1} はサスペンションのストローク速度 ($\dot{x}_w - \dot{x}_b$)、 W_{S2} はバネ上加速度 ($\ddot{x}_b$)、 W_{S3} はバネ上速度 ($\dot{x}_b$) に対する重みである。ここで、バネ上速度、バネ上加速度を効果的に抑えるため、 W_{S2} と W_{S3} には5Hz付近に若干のピークを持たせた。

動作点 $p^*(t)$ (*: - または +) における GS 制御器は、MATLAB LMI toolbox を用いて求まるスケジューリングパラメータ p_1^*, p_2 においてそれぞれの最大値、最小値である4つの端点に対応した LTI 端点制御器の凸補間によって表わすことができる。また設計した LTI 端点制御器についても p_1 の正負において対称性があり、ゲインが同じで、位相が180度ずれた制御器となる。 p_1^+, p_2 での LTI 端点制御器のボード線図を Fig. 9 に示す。

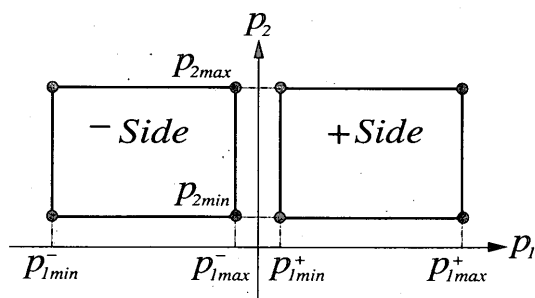


Fig. 5 LPV model

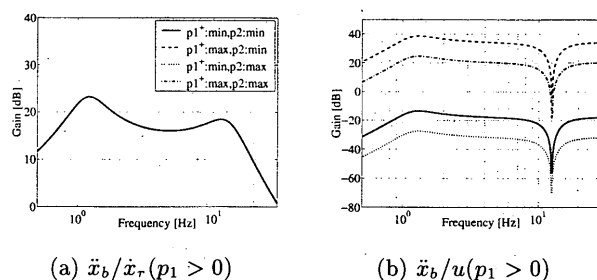


Fig. 6 Frequency responses of LPV model

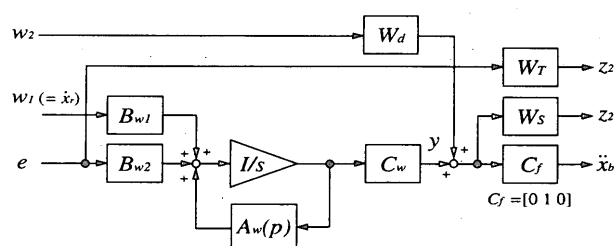


Fig. 7 Block diagram of generalized plant

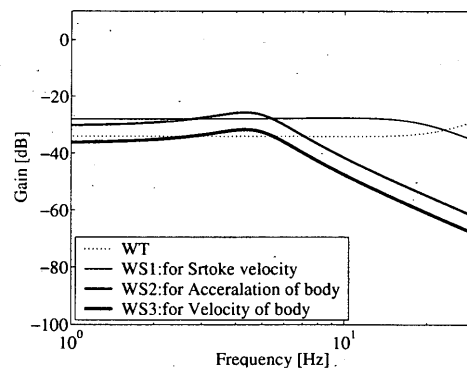


Fig. 8 Frequency responses of weight function

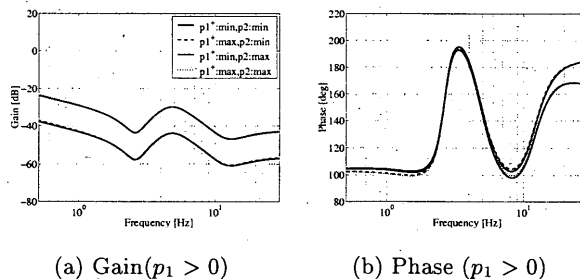


Fig. 9 Bode diagram of controller

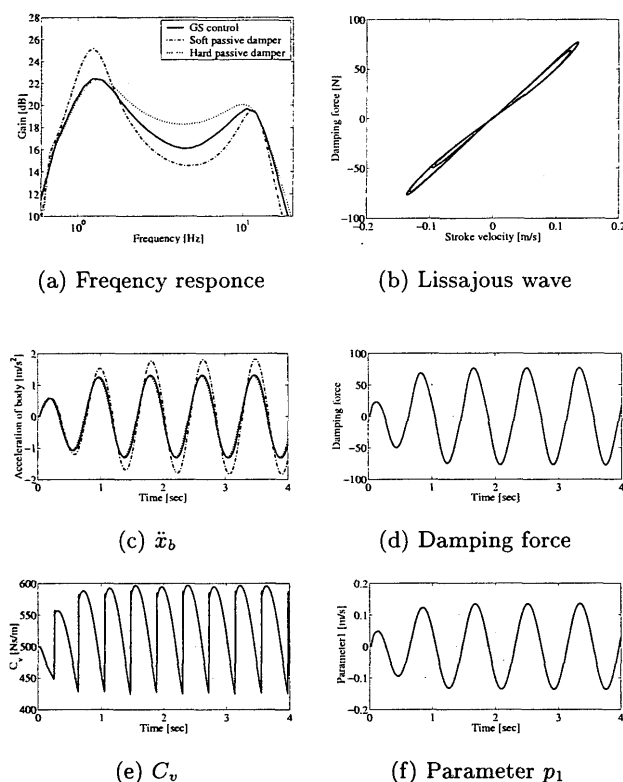


Fig. 10 Time history responses by sinusoidal inputs

3.5 数値計算結果

設計されたGS制御器と、 C_v をハード($C_h = 625$)とソフト($C_s = 375$)に固定したパッシブダンパとの比較をシミュレーションにより行った。正弦波を路面の速度外乱として入力し、バネ上加速度を評価する。ただし、シミュレーションではパルプが制約内で動くように制御器を設計する際に用いた p_2 を

$$p_2 = \begin{cases} 1 & (|x_a| < \eta) \\ 7 & (|x_a| \geq \eta) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (13)$$

としている。正弦波の振幅を一定($A = 0.10$)で周波数をスイープさせ、それぞれの周波数で定常状態での振幅比を計算した結果をFig. 10(a)に示す。セミアクティブサスペンションは、バネ上固有振動数1.2Hzの帯域ではハード固定のダンパよりも応答を低減しており、2~10Hzの帯域ではソフト固定のダンパよりも1~2dB程度応答が悪化しているものの、バネ下固有振動数12Hzの帯域ではソフト固定のダンパと同等の応答を示している。

次に、外乱周波数1.2Hzのときのストローク速度と減衰力の関係をFig. 10(b)に示す。このリサージュ波形は減衰係数として物理的に妥当な値をとる第1象限と第3象限のみに入っていることがわかる。

Fig. 10(c)~(f)には外乱周波数1.2Hzのときの時刻歴応答を示す。減衰係数はストローク速度(p_1)が0m/sにおいて制御器の切替が起こるために急激な変化が見られるが、生じる減衰力は滑らかに変化している。それによって、バネ上加速度も滑らかに振動し、かつ振動低減が見られる。

4. MR ダンパの特性と制御

4.1 MR ダンパの概略図

本研究で使用するMRダンパはLORD社製(型番:RD1005-5-1)で、このMRダンパの概略図をFig. 11に示す。シリンダー内に磁気粘性流体が封入されており、ピストン内に設けられたオリフィスにより流体が行き来できるようになっている。またピストン内部にはコイルが巻かれており、このコイルに電流が流れることにより、磁界が発生し流体が磁化されることで減衰特性が変化する。このことから、MRダンパの減衰係数はコイルに流れる電流による関数で表されるので⁽⁸⁾、この入力電流と減衰力の関係を実験的に求めた。

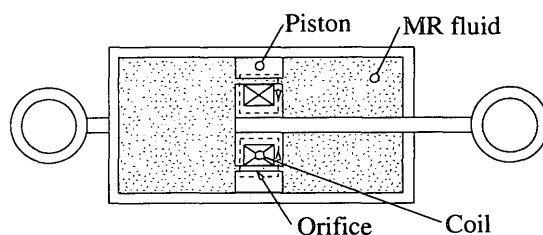


Fig. 11 Schematic diagram of MR damper

4.2 一定電流入力

Fig. 12には、実験装置にMRダンパを取り付け、MRダンパに一定電流を加えた場合のストローク速度($\dot{x}_w - \dot{x}_b$)と減衰力の関係図を示す。ストローク速度はレーザー変位計により得られたバネ上質量とバネ下質量の相対変位の一階微分値、減衰力はひずみゲージを用いて測定している。入力電流は0.00Aから0.25Aまで0.05A刻みで変化させた。ストローク速度が比較的小さなところでは急激に減衰力が変化し、大きなところでは緩やかに変化する。また、入力電流が増加するに伴って全体的な発生減衰力が増加することがわかる。

そこで、MRダンパの発生減衰力を式(14)に示すように近似した。 F は発生減衰力、 $\hat{C}_v(i)$ は電流(i)のみによる関数である。

$$F = \hat{C}_v(i)(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^\alpha \quad \dots\dots\dots (14)$$

α および $\hat{C}_v(i)$ はFig. 12より式(15)のように求めた。このようにして求めたMRダンパの近似特性図をFig. 13に示す。

$$\begin{aligned} \alpha &= 0.2 \\ \hat{C}_v(i) &= ai^2 + bi + c \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ここで a , b , c はそれぞれ

$$\begin{aligned} a &= 902.6 \\ b &= 217.29 \\ c &= 50.394 \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

である。また、 $\alpha=0.2$ という値は文献⁽⁸⁾でも示されており、妥当な値であると考えられる。

4.3 入力電流の変化に対するMRダンパの過渡特性

Fig. 14には、MRダンパの入力電流を変化させたときの時刻歴応答を示す。(A)にはMRダンパへの入力電流を初期入力0.00Aから5秒後に0.40Aに増加させた場合、(B)には初期入力0.40Aから5秒後に0.00Aに減少させた場合を示す。また(a)～(e)はそれぞれ、実験より測定した減衰力、式(14)の近似式より計算される減衰力(ただし、ストローク速度の絶対値が0.001m/s以下では減衰力を0.00Nとしている)、5秒付近の減衰力、ストローク速度、ストローク速度と減衰力のリサージュ波形を示している。(a), (b), (e)より実験値と式(14)で導出した近似式はほぼ一致していることがわかる。また(c)より入力電流の変化による減衰力の時間遅れはそれほど現れていないことがわかる。

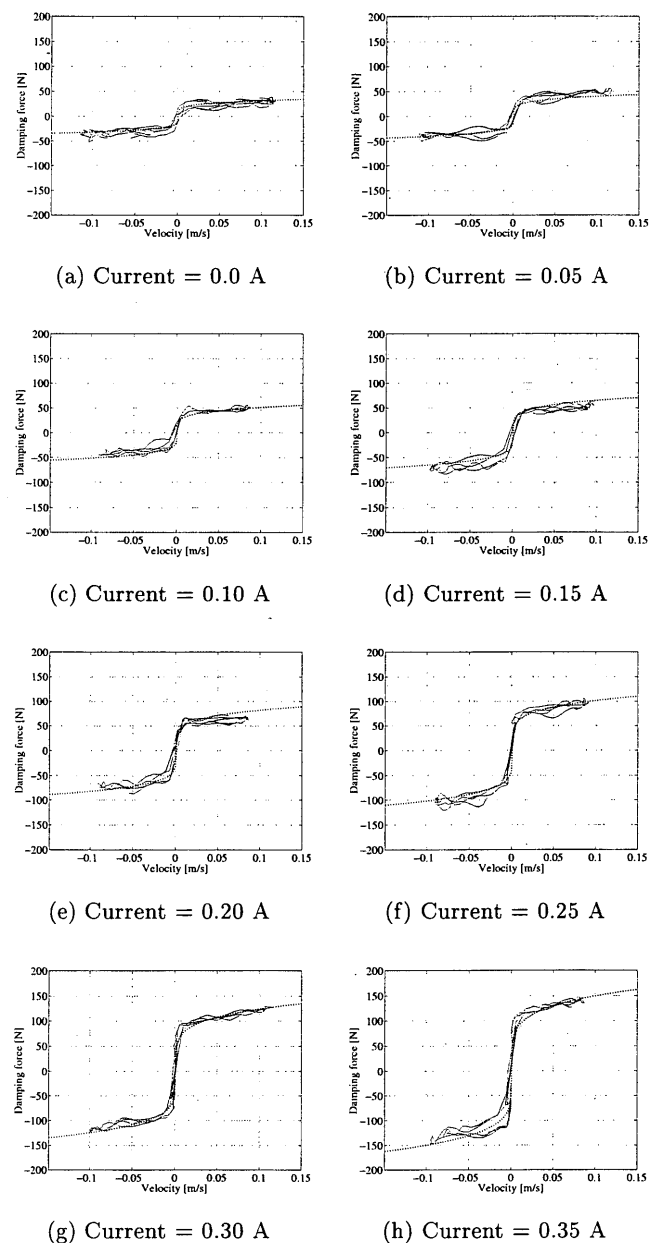


Fig. 12 Characteristics of MR damper

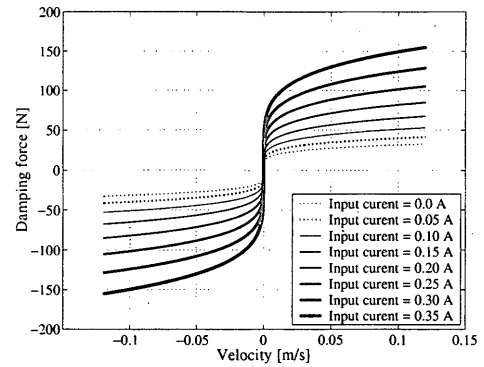


Fig. 13 Approximated diagram

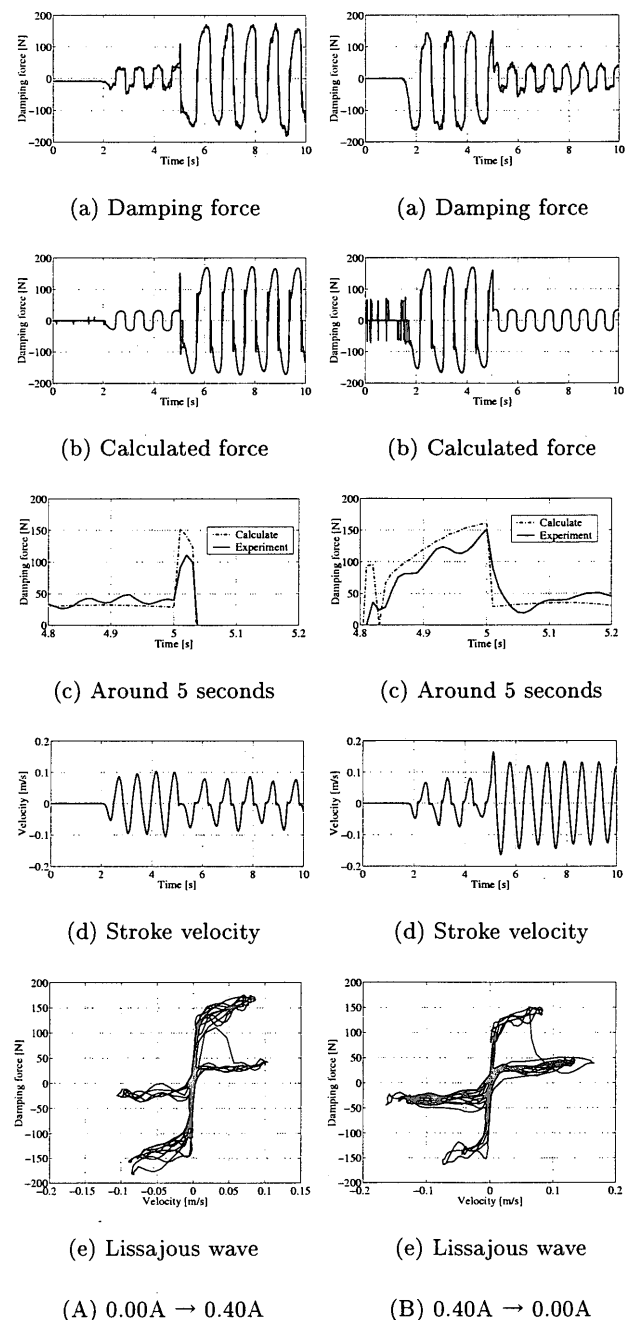


Fig. 14 Transient response of MR damper

4.4 入力電流の計算

2章で求めたGS制御で出力される C_v からMRダンパへの入力電流を求める。

$$F = \hat{C}_v(i)(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^\alpha = C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b) \quad \dots\dots\dots (17)$$

より

$$\hat{C}_v(i) = C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^{1-\alpha} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となり,上記の $\hat{C}_v(i)$ を用いて

$$i = f(C_v) = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4a\{c - C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^{1-\alpha}\}}}{2a} \quad (19)$$

がMRダンパに入力電流になる。しかしながら,式(19)は $C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^{1-\alpha} < c = 50.394$ の場合,式(17)の解は虚数解となる。従ってその場合は入力電流を0.00Aとする。そのため, $C_v(\dot{x}_w - \dot{x}_b)^{1-\alpha} < c = 50.394$ の場合に制御性能に悪影響を及ぼす可能性がある。そこでシミュレーションにより検証を行った。

シミュレーションは3.5節と同様に振幅0.10m/sの速度外乱を加え,外乱からバネ上加速度の周波数応答をFig. 15(a)に,外乱周波数1.2Hzの場合のリサージュ波形をFig. 15(b)に示す。(a)には3.5節での周波数応答図と比較している。これより周波数応答はそれほど悪化しないことがわかる。また, Fig. 15(c)から(f)に外乱周波数1.2Hzのときの時刻歴応答を示す。これより減衰力はやや振動的になるが,それによる加速度への影響はそれほどみられない。

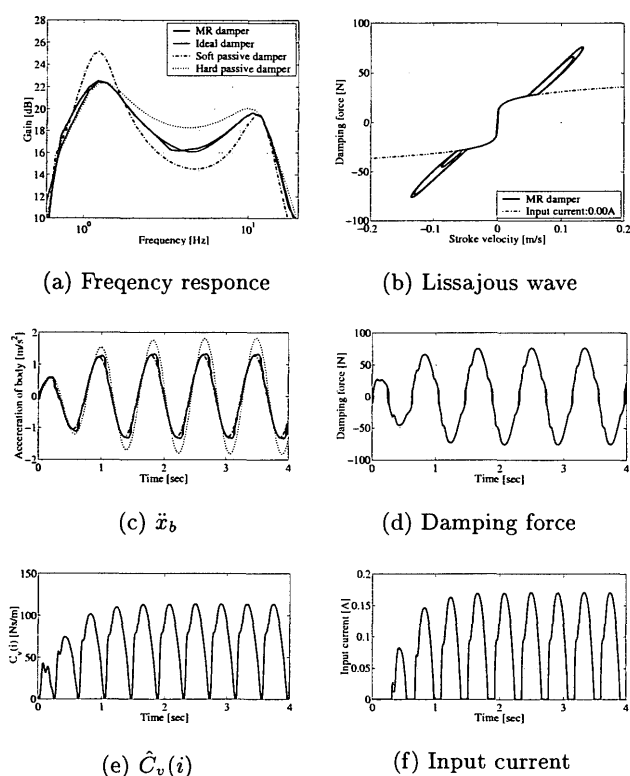


Fig. 15 Time history responses using MR damper

4.5 制御手法

以上をまとめた制御方法の概略図をFig. 16に示す。フィードバック信号はバネ上加速度とし,PC内に取り込み2章で設計したGS制御器に入力する。またストローク速度の正負により制御器を切り替え,仮想的に考えたバルブ機構のセミアクティブダンパモデルを介して制御に必要な減衰係数を出力させる。この減衰係数に見合う入力電流を4章にて導出した近似式により求め,MRダンパに入力を加える。

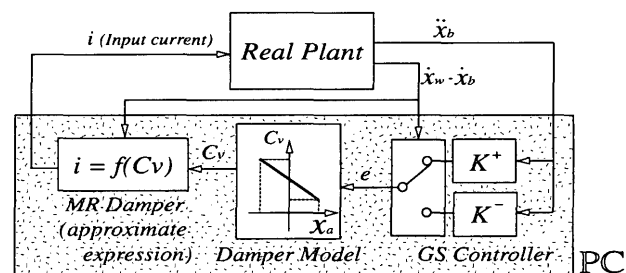


Fig. 16 Control process

5. 結言

MRダンパを用いた車両用セミアクティブサスペンションにGS制御を適用することにより,動作条件の変化によってMRダンパの発生する減衰力を適切に切り換えるための制御系設計手法を示した。MRダンパはストローク速度が大きな所では比較的緩やかに減衰力が変化し,またストローク速度が小さなところでは急激に減衰力が変化することが実験的に示され,入力電流により減衰特性の変化を近似式を用いて表現した。そして,低周波数帯域ではハード固定と同程度,高周波数帯域ではソフト固定と同程度の制振性能を得ることができることをシミュレーションにより示した。今後は加振実験を行い,本提案手法の有効性を検証する予定である。

参考文献

- (1) Karnopp, D., Crosby, M. J., Harwood, R. A., Trans. ASME, J. of Eng. for Industry, 619/626, (1974)
- (2) 三平・大作・上村, システム/制御/情報, 43-10(1999), 544-552
- (3) 西村・佐野・尾家, 機論(C編), 67-662(2001), 78-84
- (4) 加山・西村・横山, 第44回自動制御連合講演会講演論文集, (2001), 112-118
- (5) 潘・松久・本田, 機論(C編), 67-660(2001), 112-118
- (6) 横山・中村・外山, 第13回「電磁気力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集, (2001), 509-512
- (7) 袖山・砂子田, D&D Conference 2001 CD-ROM論文集, No.507(2001)
- (8) 袖山・砂子田・ほか3名, 日本建築学会大会学術講演梗概集, No.21459(2000)