

連続減衰力制御弁の特性解析

土居俊一

Characteristics Analysis of Continuously Controlled Dampers

Shun'ichi Doi

要 旨

車両の振動乗り心地向上をめざして、懸架系の挙動に応じて連続的に弁開度を切り替える制御弁を用いて振動減衰力制御システムを構築し、省エネルギーな準能動形懸架系制御を試みた。すなわち、制御弁の特性を計算と基礎的な実験装置により解析し、弁形状および制御周期の最適化を図り効果を確認するとともにこれらの技術の実用化への課題を検討した。主な結果は次のようである。

1) 連続減衰力制御弁の絞り部断面積変化に所定の非線形特性を付与することによって広範囲の制御が安

定化する。

2) 制御の遅れに起因するスパイク状の振動を防止するには制御周期を少なくとも5ms以下とする必要がある。

3) 模擬実験装置を用いた検討により、本減衰力制御システムの効果を確認した。また本システムを搭載した制御実験車により、車室へ伝達される振動が1～数ヘルツまでの周波数領域で非制御車に比べ低減することを確認した。

● ●

Abstract

Realization of a semi-active control equipment with a low energy consumption is expected from development of controlling valve devices and the control system. In this study, characteristics of a continuously controlled valve is analyzed by both calculations and experiments. With the aim of the practical application of the system, critical conditions for optimal design of the damping

valve are proposed with respect to the valve opening, responses and control period of the controller. From experimental study of the effectiveness of the system, it is confirmed to have a stable controlling characteristics for a vibration suppression system using an apparatus of two degrees of freedom as well as for a chassis controlled experimental vehicle.

キーワード

ダンパーシステム、最適振動制御、セミアクティブ制御、計算および実験解析

主な記号

A_c	シリンダ有効受圧面積
A_s	絞り部等価断面積
B_s	絞り幅方向長さ
K_h	油の体積弾性率
L_1	絞り弁室の減衰長さ
P	シリンダ圧力変動量
P_0	ガスばねの初期圧力
P_g	ガスばねの変動圧力
P_s	絞り弁室内の圧力
Q_j	油の変動流量
T	制御弁一次遅れ時定数
V	ガスばね体積変動率
V_0	ガスばねの初期体積
V_a	シリンダ体積変動量
V_g	ガスばねの体積変動量
c_0	絞り流量係数
c_c	絞り縮流係数
c_s	絞り部等価粘性係数
f	理想的な懸架系制御力
f_c	発生減衰力
f_0	スプール部自励振動数
f_s	スプール流体力
k'	弁作動遅れ定数
k_1	タイヤ縦ばね係数
k_2	懸架系縦ばね係数
k_s	スプール部ばね係数
m_1	ばね下質量
m_2	ばね上質量
m_s	スプール部の質量
u	最適目標制御力
v	絞り弁室内の油の流速
x_0	振動外乱変位
x_1	ばね下質量絶対変位
x_3	ばね上質量絶対変位
x_r	弁開度信号
x_s	スプールの変位
y	ばね上ばね下相対変位
κ	ポリトロプ指数
θ	絞り部を流れる油流のなす角度
ρ	油の密度

 Δt コントローラ制御周期 δ_{sw} 操舵角

1. まえがき

車両の振動乗り心地向上をめざした懸架系における受動形ダンパの性能追求が進むとともに、制御サスペンションの分野¹⁾では、油圧等のエネルギーを用いたアクティブ制御²⁾の導入も活発化している。一方、このような高機能化と並行して省エネルギーでコストパフォーマンスに優れたセミアクティブ（準能動形）制御の実現が期待されている。このセミアクティブ制御はパッシブ要素に調整機能をもたせて状態変動に対して積極的に要素特性を変化させるものである。³⁻⁵⁾

本研究では、懸架系の挙動に応じて連続的に弁開度を切り替える制御弁を用いて振動減衰力制御システムを構築し、省エネルギーな懸架系制御を試みた。すなわち、制御弁の特性を計算と基礎的な実験装置により解析し、制御弁における開度特性と制御系に具備すべき条件について検討し、弁形状および制御周期の最適化を図った。更に本制御システムを実装した実験車を試作し、走行試験によりその効果を確認すると共にこれらの技術の実用化への課題を検討した。

2. 構造と動作原理

2.1 制御弁の構成

本研究に用いた制御弁の構成をFig. 1(a)に示す。減衰力を発生する絞り弁は、図中のスリーブとスプールとからなるオリフィスによって成り立っている。このスプールは直動式のアクチュエータにより駆動され、端部に設けた非接触変位計により位置制御される。Fig. 1(b)は、スリーブの拡大図で、絞りの開口部を更に拡大して示している。このような形とすることで弁開

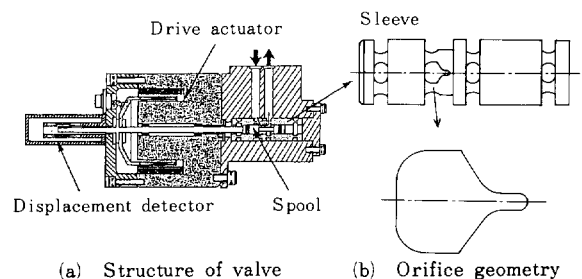


Fig.1 Continuously controlled valve.

度に対する絞り部の断面積変化が線形の部分と非線形の部分を作り所定の弁開度特性を得ることができる。

2.2 減衰力制御システムの構成

本研究における減衰力制御システムの構成をFig. 2に示す。このシステムは各輪独立に制御系を構築しているので図中の左前輪を例にとると、連続制御弁は図中右上に示すようにばね上とばね下質量の間に設けられたアクチュエータと高圧ガスばねの間に設けられている。ここで、コントローラにおいて加速度センサやストロークセンサの信号等に基づき振動系の状態量が時々刻々演算され瞬時瞬時の目標制御力が演算される。そして、この目標制御力に追従するような減衰力が発生するように制御弁が駆動される。すなわち、絞り開度調整により状態変化に応じた減衰力制御を行う。

ここで、懸架系の最適な制御力をもとめるために、ばね上質量とばね下質量からなる線形2自由度モデルに最適レギュレータ手法を適用した。対象とする振動系は以下のように示される。

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) - k_2(x_1 - x_2) - f \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + f \quad (2)$$

$$\dot{f} = -f/T + k'u/T \quad (3)$$

以上の式により、本制御系は次式のような状態空間表現を用いて表すことができる。

$$\dot{X} = AX + BU + CX_0 \quad (4)$$

$$X = [y, \dot{y}, x_2, \dot{x}_2, f]^T \quad (5)$$

これをもとに、次のような評価関数を定めて最適状態フィードバック制御系を構成する。

$$J = \int \{ a_1 \dot{x}_2^2 + a_2 x_2^2 + Ru^2 \} dt \quad (6)$$

すなわち、乗り心地に関連するばね上の振動加速度と、運動に関連する振動変位を評価量とした。これらの結果より、最適制御力は状態量の関数として次式で示される。

$$u = -KX \quad (7)$$

$$K = [k_1, k_2, k_3, k_4, k_5] \quad (8)$$

なお、この状態フィードバックゲインは次のように与えられる。

$$K = R^{-1}B^TP \quad (9)$$

ここで、 P はリッカチ方程式の正定解である。

$$PA + A^TP - PBR^{-1}B^TP + Q = 0 \quad (10)$$

次に式(6)に示した制御の評価関数の各重み係数をパラメータとして最適レギュレータの極配置を求めた。ここでは、(1)ばね上質量の振動加速度の重み係数 α_1 を1とし制御力 u の重み係数 R を変化させた場合、(2)ばね上質量の振動変位の重み係数 α_2 を変えた場合および(3)重み係数 α_1 を0、 α_2 を1とし同様に重み係数 R を変化させた場合について検討した。複素根より得られた極配置の四半平面をFig. 3に示した。図中右上に位置するばね下振動系に関する極配置はほとんど変化していないが、ばね上振動系に関する極配置、すなわち根軌跡はパラメータの変化にともなって特徴的に変化している。すなわち、乗り心地を重視した設定である(1)の場合は左下方に半円を描き、また姿勢の安定性を重視した(3)の場合は逆に左斜め上方に変化し、これらの

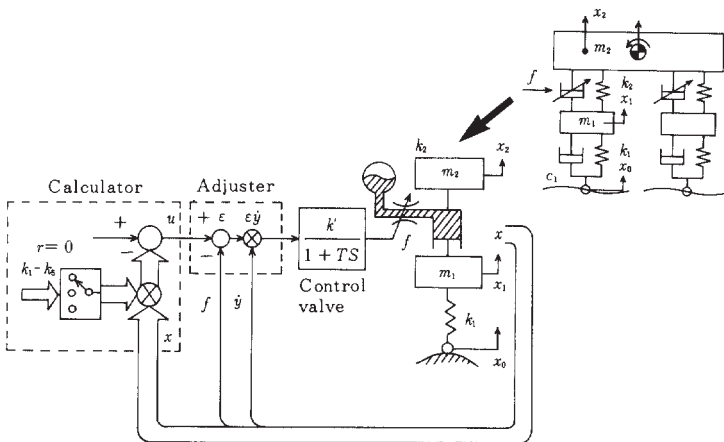


Fig. 2 Semi-active vibration control system with damping control valve.

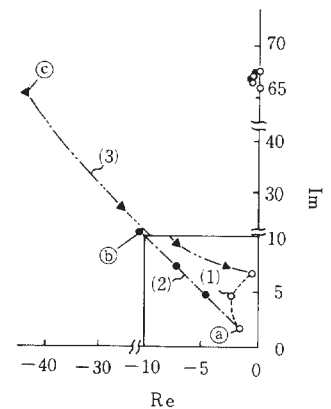


Fig. 3 Root locuses of optimal control.

Table 1 Logics for valve control signals.

$\dot{y}$	Compressed +			Stretched -		
u	+			-		
$\varepsilon = u - f$	+	-	-	+	+	-
$\varepsilon \dot{y}$	+	-	-	-	-	+
Valve opening	s	o	o	o	o	s

o : open

s : shut

(a) (b)

両者を共に考慮した(2)の場合は上記の半円の弧上から斜め上方に軌跡を描くこととなる。なお図中に示した軌跡の上で特徴的な3条件 (a), (b), (c) につき制御ゲインを求め、以下の検討における目標制御力を設定した。

次に、目標制御力 u を目標とする減衰力制御機構について示す。減衰力は、制御弁の絞り開度を連続的に制御することにより、油流速の変化にともない発生するので、これを最適制御力に追従させるように弁開度を制御する。ただし、サスペンションの作動方向によっては追従できない状態もありうるので、発生減衰力と目標制御力の偏差の方向と油流速すなわち相対速度の方向により、減衰力制御弁の絞り開度の制御方向と制御量の調整を行う。すなわち、Fig. 2中に示した信号の流れにしたがって以下のような処理を行う。制御力 u を目標値として発生する減衰力 f_c との偏差 ε を求め、この偏差を減じるように制御弁の絞り開度を制御する。偏差の示す方向と油流の方向との判断を示す信号として $\varepsilon \dot{y}$ を求める。これらの信号の符号と絞り開度の関係をTable 1に示す。ここで、表の中央部記号(a)および(b)にて示した相対速度 $\dot{y}$ と目標制御力 u の符号が異なる場合には、減衰力を減じる必要があるため絞り直ちに全開して油流の抵抗を少なくすうに制御する。

3. 減衰力制御特性

3.1 制御弁の開度特性

制御弁には上記の制御を達成するため高応答かつ広範囲な作動性能が必要になる。制御性の良否を左右するもののひとつとしてその開度特性がある。Fig. 4は、

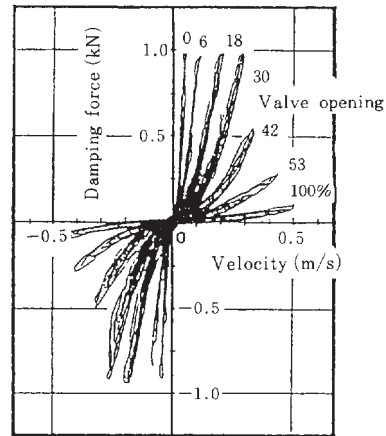


Fig. 4 Damping force characteristics.

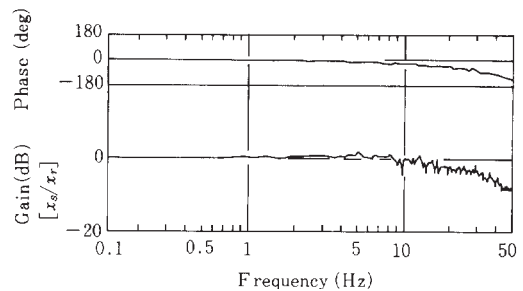


Fig. 5 Frequency response of control valve.

制御弁の弁開度を一定とした場合の相対速度と発生減衰力特性について調べたもので、減衰力は絞り部形状により流量係数が変化し油流速に対し非線形な特性を示す。ここで、弁開度の小さな、すなわち、絞り面積の小さい領域で速度に対する減衰力の発生ゲインの高いことに、弁作動不安定現象すなわち振動発生の原因があることが予想される。

3.2 制御弁の応答特性

弁開度指令に対する実弁開度として示される弁応答特性をFig. 5に示す。横軸に周波数、縦軸に弁開度指令に対する実際の弁開度制御量の比を示したものである。この特性は弁形式や駆動アクチュエータ特性により決定されるが、更にコントローラの制御周期の影響により応答遅れを生じる。図より、この制御弁の応答性は、ほぼ10Hzまでフラットで、約30Hzに折れ点周波数を持つ1次遅れ特性を示している。

4. 作動解析とシミュレーション

4.1 解析モデル

車両懸架系の一輪を想定し2自由度振動系をもとに連続減衰力制御システムをモデル化し制御弁の作動解析を行った。モデルは、振動外乱を受けるピストン・シリンダ部と、一端をアクチュエータで駆動されるスプールとスリーブとからなる制御弁部および背圧を保持するガスばね部よりなる。また、更に制御弁の弁開度を状態量の変化に応じて制御するコントローラ部がある。Fig. 2中の記号を用いて、各部は次のように示される。

(ピストン・シリンダ部)

$$Q_i = A_c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + V_a P / K_h \quad (11)$$

(制御弁部)

$$m_s \ddot{x}_s = -c_s \dot{x}_s - k_s x_s + f_s \quad (12)$$

$$f_s = -\rho L_1 Q_i - r Q_i v \cos \theta \quad (13)$$

ここで、

$$Q_t = c_0 B_s x_s \sqrt{2P/\rho} \quad (14)$$

$$v = Q_t / (c_0 B_s x_s) \quad (15)$$

(ガスばね部)

$$V = -Q_i \quad (16)$$

$$P_s = -\kappa P_0 V_g / V_0 \quad (17)$$

(コントローラ部)

$$u = F(y, \dot{y}, x_2, \dot{x}_2, f_c) \quad (18)$$

ただし、

$$y = x_1 - x_2 \quad (19)$$

$$\dot{x}_s = -x_s / T + k' x_r / T \quad (20)$$

ここで、制御弁部においては、スプールに働く流体力とスプールの駆動系であるアクチュエータの位置保持特性および上流側の圧力変動に起因する自励振動を発生する。この自励振動の発生周波数は、式(12)に示した係数関係より次式で示される。

$$f_0 = (1/2\pi) \sqrt{k_s / m_s} \quad (21)$$

この自励振動の減衰性はスプールとスリーブによって形成される流れの絞り部の等価粘性係数によって決まり、その特性は弁開度特性と密接に関係する。

一方、絞りの前後では流量は保存されるので、この振動系で発生する減衰力は流れの断面積と圧力の関係より次式で求まる。

$$f_c = A_s P_s = A_c P \quad (22)$$

ここで、

$$A_s = B_s x_s \quad (23)$$

振動外乱によって生じる流量変化が圧力変動を生じ、その圧力変動によって絞り通過時に減衰力が発生するので、発生減衰力は外乱速度と等価絞り面積により次式で示されることになる。

$$f_c = A_c \rho / 2 * (A_c / c_0)^2 * (\dot{y} / A_s)^2 \quad (24)$$

すなわち、発生減衰力は外乱速度が大きくかつ絞りの等価面積が小さい時すなわち制御弁の制御開度ゲインの大きい時に不安定となることがわかる。

更に、実際の制御システムでは、上記の外乱の他制御要素に加わる慣性外乱や背圧保持ガスばねの非線形特性をはじめとする振動系の非線形と油圧配管系の遅れ特性等の影響により制御遅れが生じると考えられる。

4.2 制御シミュレーション

連続減衰力制御弁の性能を解析するため、種々の弁形状を仮定してシミュレーションにより弁の開度特性と制御周期の影響を調べた。計算式は式(1)、(2)をもとにした2自由度の振動系についてルンゲクッタギル法による時刻歴応答を求めた。

Fig. 6は、ここで仮定した絞り部断面積変化が線形な弁Aと非線形な弁Bの例を示す。これらの弁開度に対する絞り部断面積変化の影響について以下に検討した。

Fig. 7(a)および(b)は、正弦波加振を想定したシミュレーションによりそれぞれの弁特性を仮定した場合の、弁開度制御状況とその時の減衰力波形を求めたものである。このように、弁Aでは制御波形に不安定振動が発生することがわかる。一方、絞り部断面積変化が非線形な弁Bではほとんど振動は認められない。

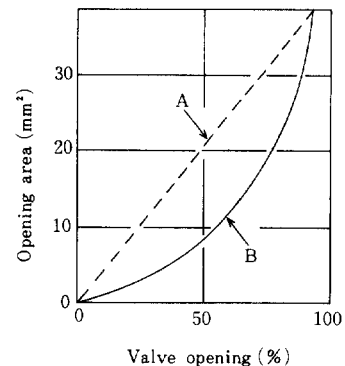


Fig.6 Supposed valve opening characteristics.

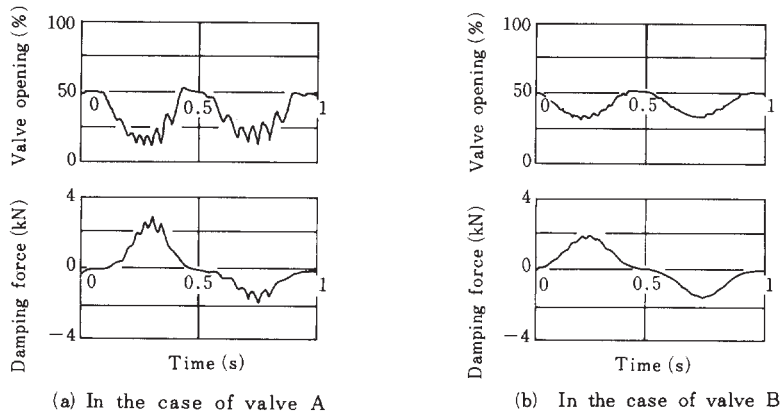


Fig.7 Simulated results for controlled damper.

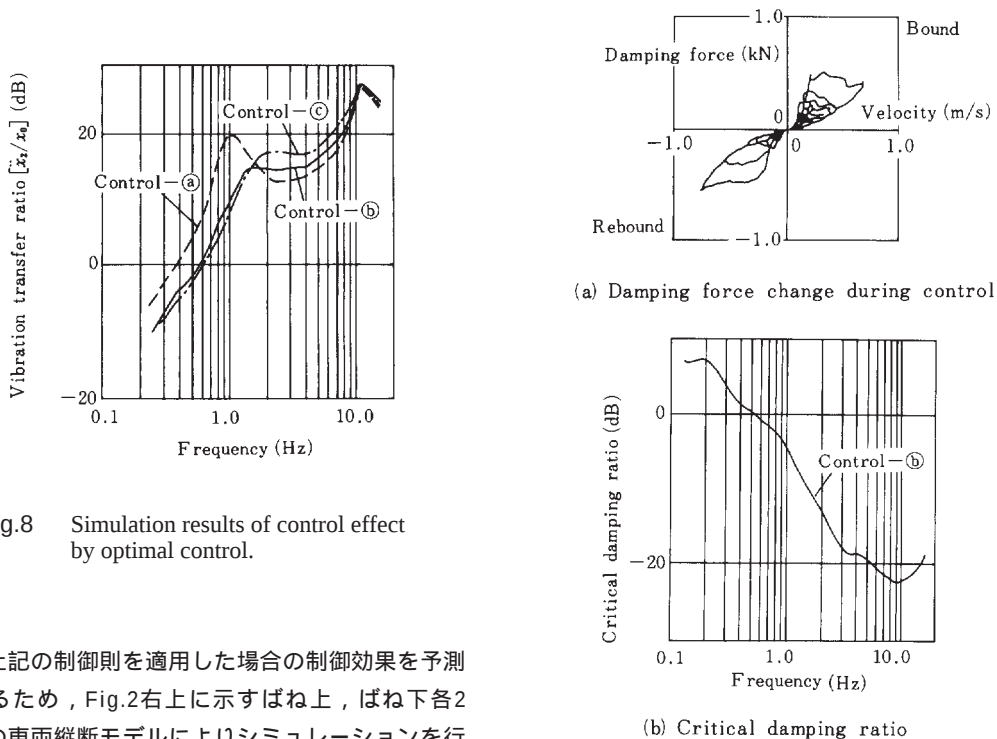


Fig.8 Simulation results of control effect by optimal control.

次に上記の制御則を適用した場合の制御効果を予測評価するため、Fig.2右上に示すばね上、ばね下各2自由度の車両縦断モデルによりシミュレーションを行った。ここで目標制御力の制御ゲインはFig.3中に示した3条件である。Fig.8に路面入力からばね上への上下振動伝達特性を示す。制御条件①、③の場合と比較して、制御条件②の場合は1Hz前後のばね上共振周波数から、数Hzまでの振動がともに低減されていることがわかる。また、制御条件②の場合の制御における減衰力特性と等価減衰係数の周波数特性をFig.9(a)および(b)に示す。時々刻々変化する減衰力は、サスペ

Fig.9 Obtained damping characteristics for control ②.

ンション速度を横軸にして示すと、(a)のように扇形に分布し、低減衰力から高減衰力に至る広い領域で制御されていることがわかる。また、(b)に示すように低周波数から高周波数に至る広い範囲にわたって減衰係数の周波数依存特性が付与されている。

5. 実験装置と制御実験

5.1 実験装置

Fig. 10は、検討に用いた制御システムの模擬実験装置の外観を示したものである。この装置は、ばね上とばね下の質量からなる2自由度のモデル実験装置で、左右2本の案内棒を上下に摺動するふたつの質量の間に懸架系ユニットが設けてある。ユニットは、ピストン・シリンダからなる油圧アクチュエータと高圧ガスアキュムレータからなるガスばねおよびそれらの間に設置される減衰力制御弁とから構成されている。減衰力制御弁には発生減衰力を絞り前後の差圧より求めるための圧力計を2個設置している。各々の質量と基礎の間に絶対変位計測用の変位計が、また各質量上に評価量計測用に加速度計が設置されている。外乱に相当する加振入力変位はデータレコーダからの信号により電気油圧式加振機により与えた。なお、本実験装置の各数値は次のとおりである。

$$m_1 = 45\text{kg}, m_2 = 215\text{kg}, k_1 = 186\text{N/mm}$$

$$k_2 = 10.4\text{N/mm}, T = 5\text{ms}$$

5.2 制御実験結果とその検討

本実験では、減衰力制御弁の絞り部形状の最適化を検討するため、前述のシミュレーションと同様に2種の開度特性を設定し制御系の安定性を調べた。Fig. 11(a)は、速度0.3m/sにおける弁開度に対する発生減衰力を2種の弁について示したものである。絞り部断面積変化が線形な弁Aでは、高減衰力発生域において発生減衰力が急増することがわかる。この図より減衰力制御ゲインを求めた結果をFig. 11(b)に示す。すなわち、弁Aでは制御ゲインが急激に立ち上がり、弁Bの制御ゲインの変化率は非線形特性を付与することによって小さくなっている。実験による制御波形の一例として、段差状波形による同一加振条件において、絞り部断面積変化が線形な弁Aと非線形な弁Bでの制御波形を比較して、Fig. 12(a)および(b)に示した。図中にはばね上質量の加速度波形と発生減衰力を示した。この図より線形の弁Aでは制御力に振動が生じることがわかり、弁Bでは制御が安定化することがわかる。すなわち、絞り部断面積変化が線形な弁では、高減衰力発生域において減衰力制御ゲインが急増するので制御力に振動が生じる。一方、非線形特性を付与することによって、広範囲の減衰力制御が安定化することが明らかとなっ

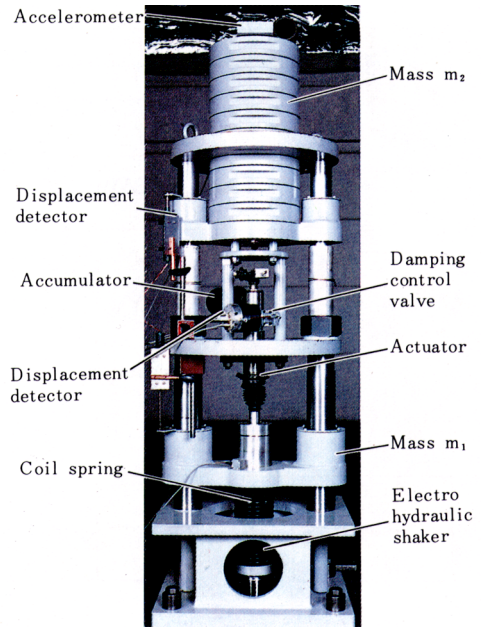
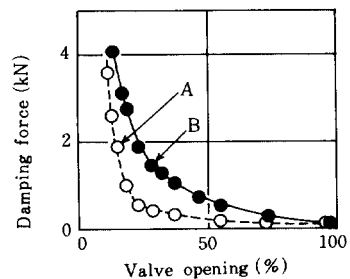
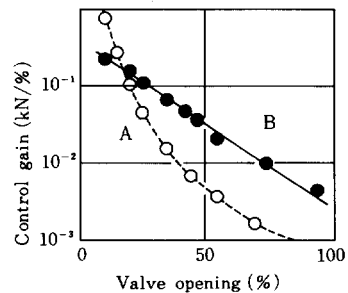


Fig.10 Model apparatus of system.



(a) Damping force



(b) Control gain for damping

Fig.11 Valve opening and damping force.

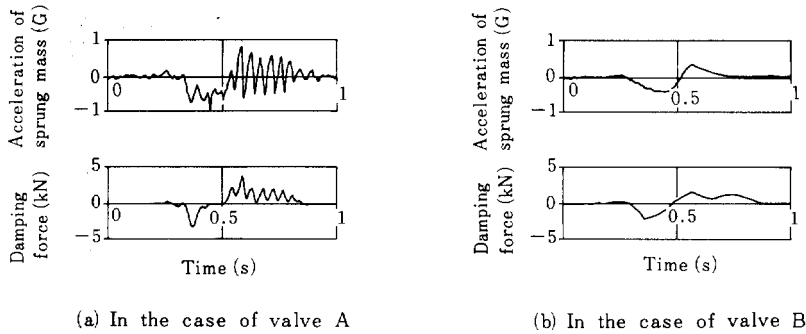


Fig.12 Experimental results for controlled effect and damping force.

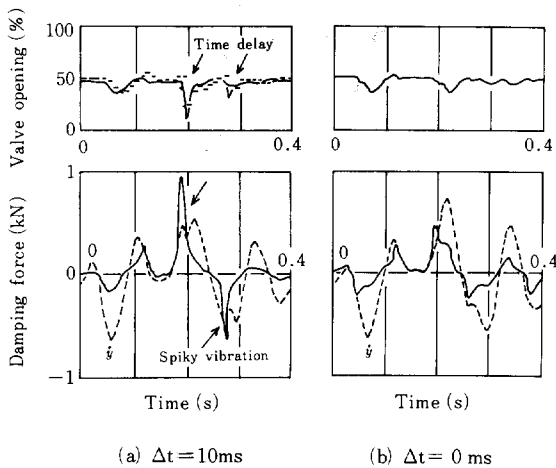


Fig.13 Spiky vibrations due to control delay.

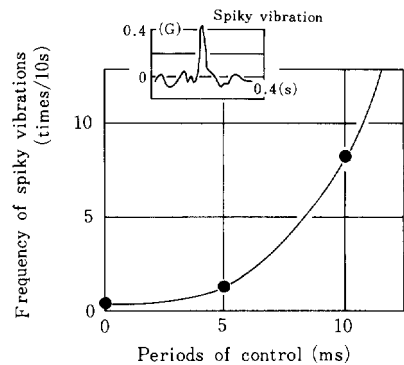


Fig.14 Frequency of spiky vibrations.

た。なおこの発生振動は、絞り弁室内の圧力変動に起因するものと考えられ、スプールの質量と駆動部の等価ばね定数より算定した自励振動数とほぼ一致している。

次に、弁応答特性に対する制御周期の影響を検討した。コントローラの制御周期を10.5msおよびアナログ処理の3段階についてその制御波形を調べた。ランダム波形による加振条件下で周期が長くなると制御の遅れに起因するスパイク状の振動が発生した。Fig. 13 (a)および(b)はこの振動発生状況を示したもので、(a) 制御周期10msの場合と(b) 0msの場合について、発生減衰力とばね上ばね下相対速度波形とを弁開度信号と共に示した。図より減衰力は相対速度と共に発生し、制御周期10msでは、部分的にスパイク状の振動の発生することがわかる。これは弁開度の命令信号（弁開度図中実線）と実際のコントローラの出力波形（同破線）に

制御周期分だけの遅れが発生し、油圧系に応答遅れが生じることによって考えられる。この応答遅れにより相対速度の大きいときにスパイク状の振動が発生することがわかった。またスパイク振動の発生率をコントローラの制御周期に対してプロットすると、Fig. 14のようになる。これより、制御周期は少なくとも5ms以下とする必要があることがわかる。

以上の検討により、減衰力波形に発生した制御弁の作動不安定による振動は、弁形状と制御周期の最適化により減少し、振動体の不安定振動もほとんど減衰し、更にこれらの振動に基づく異音の問題も解決することができた。Fig. 15およびFig. 16に前述の3つの制御条件（a, b, c）と高低2種類のパッシブな一定減衰力を設定した場合（d, e）の各部の時間軸波形および減衰力の発生状況を示した。さらにFig. 17に振動伝達

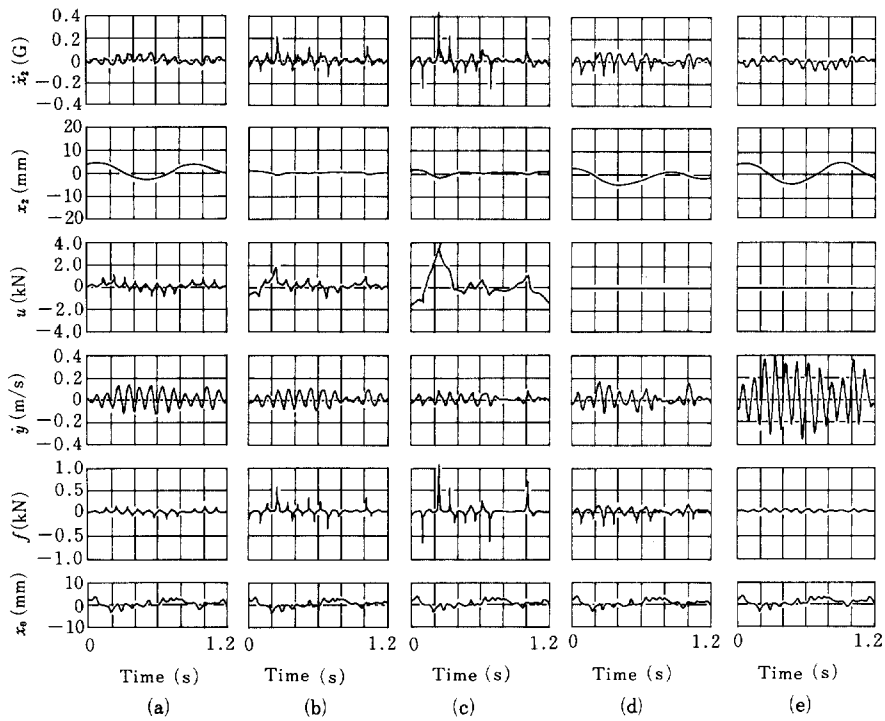


Fig.15 Comparison of measured time histories ($-5 < x_0 < 5\text{mm}$).

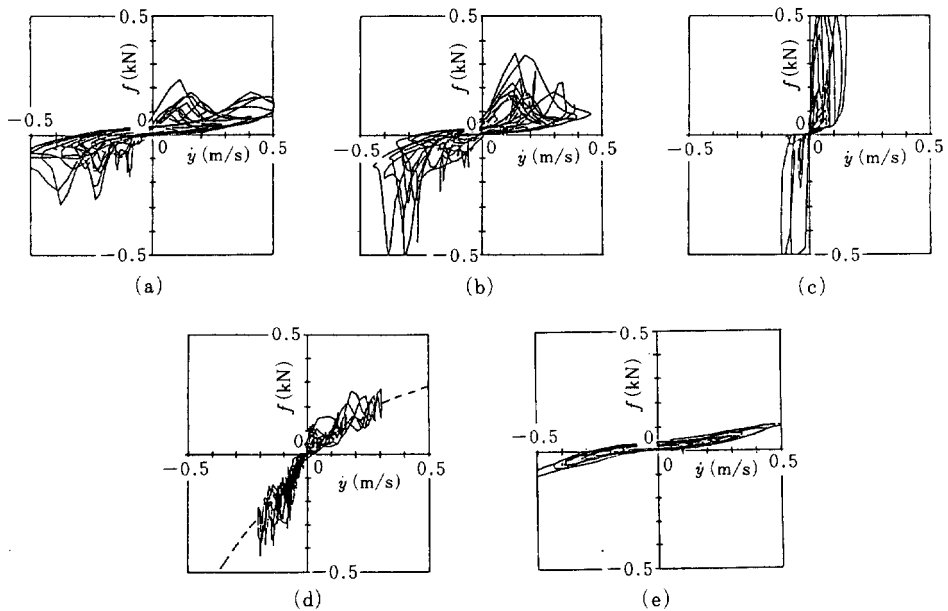


Fig.16 Comparison of generated damping forces during the control ($-10 < x_0 < 10\text{mm}$).

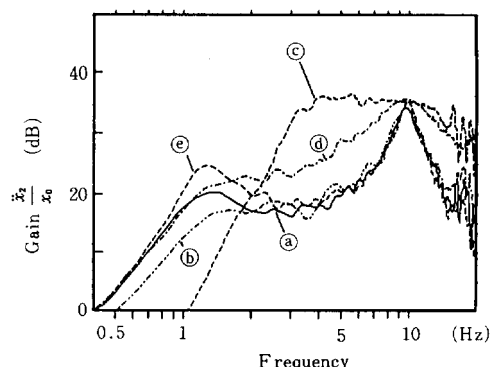


Fig.17 Comparison of frequency response.

比特性を示した。これより、相対速度に対して低減衰力から高減衰力にいたる広い範囲で制御されていることがわかった。

6. 車両制御への応用

6.1 制御実験車の構成

本研究で用いた実験車両は、シャシー系制御実験車で懸架系集積型サスペンションユニットを各輪に配置している。サスペンションユニットの一輪あたりの構成要素と組み付け状態をFig. 18に示す。減衰力制御弁、ガスばねおよび油圧発生源であるモータ、ポンプとを一体化して構成されており、それぞれ振動制御部と姿勢制御部となっている。減衰力制御弁はパルスモータにより駆動され、姿勢制御用歯車ポンプはサーボモータによって直結駆動される。また、車両の状態量を検出するためのセンサ・アンプ並びにコントローラを搭載している。コントロールシステムは、各輪ごとの振動制御と車両全体の姿勢制御を行う2種類があり、高速演算の必要な振動制御には四輪独立に、姿勢制御には全体で1cpuを割り当てた5cpuのマルチプロセッサシステムを構築している。なお、本システムを各種の路面に最適に対応させるため、目標制御力の演算にはゲインスケジューラ法が用いられている。

6.2.実走行試験による効果検討

車両振動乗り心地性能の評価試験は、一般路を車速50km/hで、悪路を車速30km/hで走行し定常走行時の振動特性を調べた。ここでは、本実験システムを搭載したセミアクティブ制御車と、パッシブな減衰力特性を備える非制御車の一般路走行における振動乗り心地試験

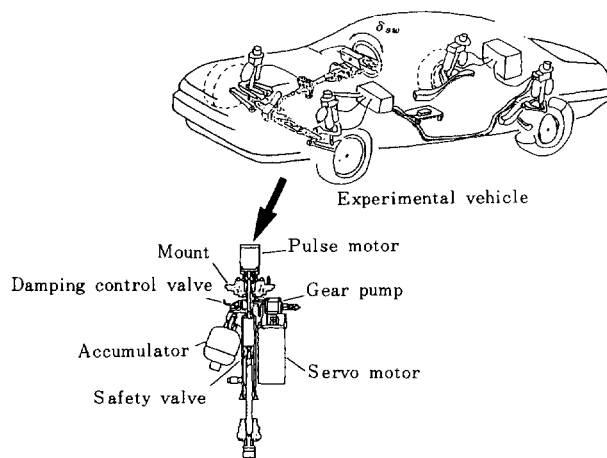


Fig.18 Integrated suspension unit and experimented vehicle.

結果について述べる。非制御車の設定減衰力特性は高低二段の特性であり、減衰力は、ばね上げね下相対速度に応じて一義的に決まる。Fig. 19(a)および(b)に、一般路走行時の車両フロアの中央における上下加速度特性と制御車の減衰力発生状況を示す。(a)の一点鎖線で示す非制御車の低減衰力時の特性では、車両のばね上共振周波数である1Hz付近のふわふわした振動レベルが高くなる。また、図の破線で示す高減衰力時の特性では、人間の振動を敏感に感じる4から8Hzのごつごつした振動のレベルが高くなる。このように、パッシブな減衰力特性ではふわふわした振動とごつごつした振動のレベルを同時に低減することはできない。一方、制御車の振動は、非制御車の特性に比べ、ふわふわとごつごつの振動のレベルを共に低減していることがわかる。制御車の減衰力発生状況を調べると、減衰力は相対速度に対して時々刻々変化していることがわかる。

次に、路面性状の違いによる乗り心地制御性能を検討する。上記のふわふわした振動レベルとごつごつした振動レベルを、それらの代表値として各々のPSDのピーク値を取り出してプロットすると、Fig. 20 (a)および(b)に示すようになる。ここで、(a)は一般路走行、(b)は悪路走行の場合を示す。いずれの図中にも、減衰力制御弁の開閉度を全開および全閉とした状態の結果と一般路用制御 (A) 及び悪路用制御 (B) の場合の結果を示す。図中、原点に近くなるほど制御効果が

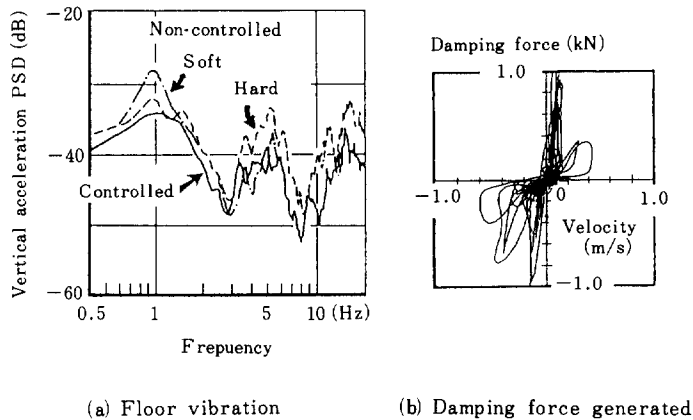


Fig.19 Experimental results for vibration control (ordinary road).

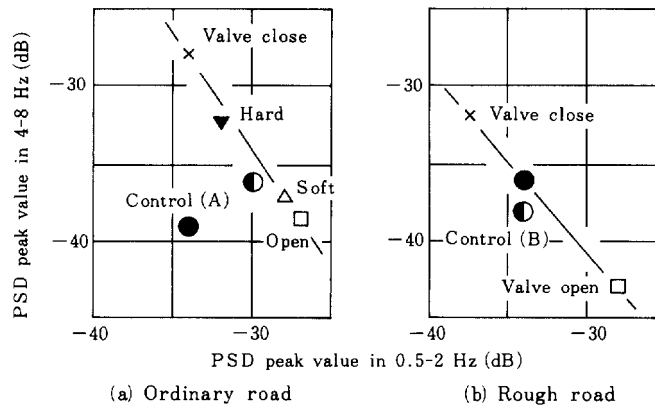


Fig.20 Comparison of control effects.

大きい。この結果より、路面性状に応じた制御ゲインスケジュール方式を付加することが必要であることがわかる。

7. まとめ

懸架系のセミアクティブ制御に用いる連続減衰力制御弁の弁開度特性と弁制御系に具備すべき条件について検討し、計算と模擬実験装置を用いて弁形状および制御周期の最適化を図り制御システムを構築した。更に、制御実験車を用いて実装システムへの課題を検討した。本検討により明らかとなったことがらをまとめると以下ようになる。

- (1) 絞り部断面積変化が線形な弁では、高減衰力発生域において減衰力制御ゲインが急増するので制御弁に不安定振動が生じることがわかり、所定の非線形特性を付与することによって広範囲の制御が安定化する。
- (2) 弁応答特性に対する制御周期の影響を検討した結果、制御周期が長くなると制御の遅れに起因するスパイク状の振動が発生し、これを防止するには制御周期を少なくとも5ms以下とする必要がある。
- (3) 模擬実験装置を用いた検討により、本減衰力制御システムの効果を確認した。すなわち、線形化

した振動系に最適レギュレータを適用し振動系の最適制御力をもとめそれに発生減衰力を追従させた。また本システムを搭載した制御実験車により制御効果を検討した結果、車室へ伝達される振動が1～数ヘルツまでの周波数領域で非制御車に比べ低減することを確認した。

なお、制御性の向上にはさらに弁開度制御ロジックを含めた制御システム全体の詳細な構成法に関する検討が必要である。すなわち、周波数特性を考慮した制御系の設計法や、実用化のための省センサシステムの開発、あるいはシステムのフェイルに対する制御の安全性を高めることなどが今後の課題である。

最後に、本研究に際し多くの関係各位に資料のご提供並びにご指導、ご協力を頂いた。特に、研究実施において当所顧問長谷川準三氏、同取締役機械2部部長林靖享博士には常にご指導頂いた。当所開発部および機械2部の方々には、実験および装置の試作にご協力頂いた。

参 考 文 献

- 1) Kizu, R., Harada, H, and Minabe, H. : "Electronic

Control of Car Chassis Present Status and Future Perspective", Proc. Int. Congr. Transportation Electronics, Dearborn, Michigan, (1988), 173, IEEE and SAE

- 2) 林靖享 : "ACTの自動車技術への応用", 日本航空宇宙学会誌, 35-398(1987), 54
- 3) Karnopp, D. C., et al. : "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators", Trans. ASME. Ser. B : J. Eng. for Industry, 96(1974), 619
- 4) 塩練俊一, 永井正夫 : "セミアクティブサスペンションの安定性に関する研究", 自動車技術会論文集, 42(1989), 90
- 5) Margolis, D. L., et al. : "The Chatter of Semi-Active On-Off Suspensions and its Cure", Veh. syst. dyn., 13(1984), 129

著 者 紹 介



土居俊一 Shun'ichi Doi

生年：1947年。

所属：応用力学研究室。

分野：機械振動および車両運動力学分野の研究。

学会等：日本機械学会, 自動車技術会, 計測自動制御学会会員。