

高速オンオフ電磁弁を用いた油圧アクティブサスペンション のPWM制御*

山田 宏 尚^{*1}, 末松 良 一^{*2}
武藤 高 義^{*1}, 劉 少 軍^{*3}

PWM Control of Hydraulic Active Suspension with High-speed On/Off Valves

Hironao YAMADA, Yoshikazu SUEMATSU,
Takayoshi MUTO and Shaojun LIU

In this study, a new system of an active control hydro-pneumatic suspension for automobile is proposed and its dynamic performance is tested. The proposed system is composed of high speed On/Off solenoid valves, in stead of a proportional valve or servo-valve in conventional use. As a method for driving the On/Off valves, the pulse width modulation (PWM) method is adopted. Since the choice of On/Off valves driven in digital mode, such as the PWM method, leads the system to an economical and reliable one, it is expected that the proposed system can realize high reliability and cost reduction. The dynamic characteristics of the system are investigated by experiment and digital simulation. These results are compared with those obtained from a conventional system composed of a pressure control valve, and the availability of the proposed system is confirmed.

Key Words: Hydraulic Actuator, Vibration Control Device, Computer Control, Simulation, Active Suspension, On/Off Valve

1. 緒 言

近年のマイクロプロセッサの発達および各種センサ、アクチュエータ等の小形化、低コスト化、耐久性、信頼性の向上などにより、アクティブサスペンションシステム(以下、ASシステムと略記する)が乗用車に登載されつつある。従来のサスペンションでは車両乗り心地と操縦安定性という相反する二つの性能を同時に満足させることが困難であったのに対し、ASシステム登載車では、両性能を同時に高いレベルに向上させることが可能となっている。しかし一方で、ASシステムは車両の複雑化をもたらし、価格の上昇、燃費の低下などを招くため、現在一部の高級車のみでの採用にとどまっている。ASシステムの今後のより広い普及のためには、より低エネルギーかつ低価格なシステムの開発が望まれている。

現在実用化されている乗用車用 AS システムの多くは、圧力比例弁とガスばねを併用した油圧シリンダを組合せたシステムにより構成されている⁽¹⁾。圧力比例

弁は応答性能に優れる反面、構造が複雑であるため価格が高価であること、また油の汚染にも弱いなどの欠点をもつ。一方、オンオフの2値で作動する電磁弁は、構造が単純であることに基づく頑強性、保守管理の容易さ、油の汚染に強い、低価格などの点で優れている。オンオフ電磁弁は一般にアナログ式比例弁と比較すると応答性能面で劣っているといわれるが、近年のオンオフ電磁弁の切り換え性能の高速化⁽²⁾やPWM制御法の工夫⁽³⁾などにより、応答性能の問題も改善されつつある。そこで、本研究では乗用車のASシステムの高信頼性化、低価格化を目的とし、圧力比例弁に代えて高速オンオフ電磁弁(以下、オンオフ弁と略す)を用いたASシステムを構成し、その制御方法および制御性能についての検討を行う。本報では、オンオフ弁適用の第1段階として、路面からの比較的low周波の振動的入力を制振するバウンディング制御の性能について検討する。実験装置としては、実車に用いられるASシステムを用いて1輪ベンチシステムを構成し、実験とシミュレーションとの両面より性能の評価を行う。

2. おもな記号

A_{ao} : ガスばね部オリフィスの開口面積 m^2

* 原稿受付 1997年12月15日。

^{*1} 正員, 岐阜大学工学部(☎501-1193 岐阜市柳戸1-1)。

^{*2} 正員, 名古屋大学工学部(☎464-0814 名古屋市中種区不老町)。

^{*3} 中南工業大学(☎410083 中国 長沙)。

- A_c, A_{cp} : フリーピストンおよび油圧ピストンロッドの断面積 m^2
- A_l : 油圧管路の断面積 m^2
- α_{v1}, α_{v2} : オンオフ弁(供給側, ドレン側)の開口面積 m^2
- C_a : 油圧シリンダ部の粘性減衰係数 kg/s
- C_{fp} : フリーピストン部の粘性減衰係数 kg/s
- C_{ao} : アクチュエータ内オリフィスの流量係数
- C_{v1}, C_{v2} : オンオフ弁(供給側, ドレン側)の流量係数
- f_c : PWM搬送波周波数 Hz
- g : 重力加速度 m/s^2
- I_o : 圧力比例弁への初期電流 A
- K_t, X_{wr} : タイヤのばね定数 N/m および初期たわみ m
- K : 油の体積弾性係数 Pa
- L, L_{c1}, L_{c2} : 油圧管路, 油圧シリンダ油室およびガス室の初期長さ m
- M_b, M_w, M_{fp} : 車体, ホイール, フリーピストンの質量 kg
- p_a : アクチュエータシリンダ内圧力($=p_{a1} + p_{a1o}$)
- p_{a1}, p_{a1o} : アクチュエータシリンダ内変動圧力および初期圧力 Pa
- p_{a2} : ガス室アクチュエータ側変動圧力 Pa
- p_g, p_{g0} : ガス室内変動圧力および初期圧力 Pa
- p_{ud} : オンオフ弁と油圧管路の合流部の変動圧力 Pa
- p_{sc} : 比例弁C室の変動圧力 Pa
- p_s, p_o, p_{air} : 供給圧力, ドレン側圧力, 大気圧 Pa
- q_{ao}, q_i : アクチュエータ内オリフィスの流量および油圧管路内の流量 m^3/s
- q_u, q_d : オンオフ弁(供給側, ドレン側)の流量 m^3/s
- R_f : 管路流動抵抗係数 S^{-1}
- x_b, x_w, x_g, x_r : 車体, ホイール, フリーピストン, 路面の変位 m
- κ : ガスの比熱比
- ρ : 油の密度 kg/m^3
- ν : 動粘度 m^2/s

3. 高速オンオフ電磁弁を用いた油圧アクティブサスペンションの構成

図1に、圧力比例弁を用いた従来のASシステムの構造図を示す。アクチュエータは、油圧ピストンとガスばねが一体化されたもので、シリンダの変位は圧力比例弁からの油の流入出により制御される。圧力比例弁は、リニアソレノイドにより駆動されるニードルと

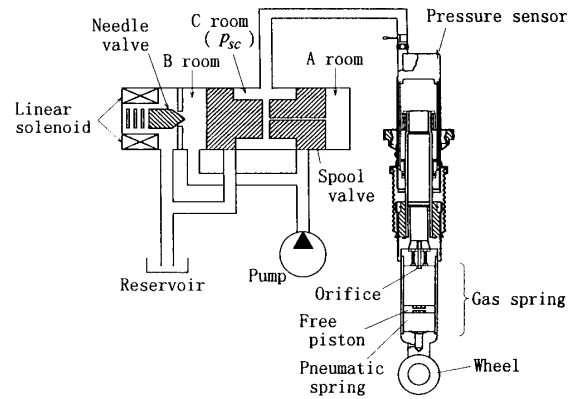


Fig. 1 Conventional hydraulic active suspension system composed of pressure control valve

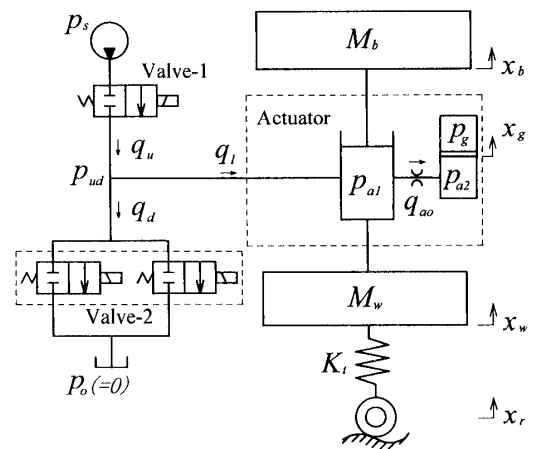


Fig. 2 Proposed active suspension system composed of high speed On/Off valves

スプールにより構成される。圧力比例弁によれば、ソレノイド電流にほぼ比例した発生圧力が得られる。また、アクチュエータ側からの急激な圧力変動があった場合、その変動を速やかに吸収できるメカニカルフィードバック機構を有している⁽¹⁾。さらに、弁が応答できない路面からの高周波入力に対しては、アクチュエータ内のガスばねと減衰力バルブにより振動を吸収できる。

次に、図2に本研究で提案するオンオフ弁を用いたASシステムの構成を示す。ただし、ここでは数学モデルを構成するための模式図を示す。これは、自動車の1/4分割モデルであり、 M_b は車体重量、 M_w はばね下重量、また K_t はタイヤのばね定数をそれぞれ示している。また、圧力比例弁に代えて供給圧力側に1個、ドレン側に2個の2方向オンオフ弁を用いている。この弁をドレン側で2個使用している理由は、ドレン側の弁前後の差圧が供給圧力側の弁前後の差圧に比べて小さいため、十分な流量を確保するためである。

4. 数学モデルとシミュレーション

弁が高速でオンオフ作動するPWM制御系においては、管路内での非定常流動や、切り換えに伴う弁の遅れ特性の影響について考慮する必要がある⁽⁴⁾。また、本研究で用いた実験装置では、与えうる路面入力波形や周波数に限界があるため、それを補うことを目的として、本システムのシミュレーションを実施する。まず、図2に示した系に対する支配方程式を導くに当たり、次の仮定を設ける。

- (1) 油圧源からの供給圧力を一定とする。
- (2) オンオフ弁の運動(ポペット部の変位 y と時間 t との関係曲線)に関しては、それを [むだ時間+一次曲線] の関係で表す⁽⁴⁾。
- (3) アクチュエータのガス室内のガスは断熱変化するものとする。
- (4) 油圧管路は弁-ピストン間の管路を一自由度集中定数系モデルにより考慮する。

まず、車体およびホイールの運動方程式として次式が成り立つ。

$$M_b \ddot{x}_b + C_a(\dot{x}_b - \dot{x}_w) = A_{cp}(p_{a1} + p_{a10}) - M_b g \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$M_w \ddot{x}_w + C_a(\dot{x}_w - \dot{x}_b) + K_t(x_w - x_r - X_{wr}) = -A_{cp}(p_{a1} + p_{a10}) - M_w g \quad \dots\dots\dots (2)$$

また、フリーピストンの運動方程式として次式が成り立つ。

$$M_{fp} \ddot{x}_g + C_{fp} \dot{x}_g = A_c(p_{a2} - p_g) \quad \dots\dots\dots (3)$$

次に、油圧シリンダおよびガスばね部の流量に関して、次式の関係が成り立つ。

$$\frac{A_{cp}(L_{c1} + x_b - x_w)}{K} \dot{p}_{a1} + A_{cp}(\dot{x}_b - \dot{x}_w) = q_l - q_{a0} \quad \dots\dots\dots (4)$$

さらに、ガスばね部について次式が成り立つ。

$$\frac{A_c(L_{c2} + x_g)}{K} \dot{p}_{a2} + A_c \dot{x}_g = q_{a0} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\dot{p}_g = \frac{\kappa(p_{g0} + p_g + p_{air})}{L_{c2} - x_g} \dot{x}_g \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$q_{a0} = \pm C_{a0} A_{a0} \sqrt{\frac{2|p_{a1} - p_{a2}|}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、±の符号は $p_{a1} \geq p_{a2}$ のとき正、 $p_{a1} < p_{a2}$ のとき負をとるものとする。

弁とシリンダを結ぶ管路に対して次式が成り立つ。

$$\dot{q}_l = \frac{A_l(p_{ud} - p_{a1})}{\rho L} - R_f q_l \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\dot{p}_{ud} \frac{A_l L}{K} = q_u - q_d - q_l \quad \dots\dots\dots (9)$$

Valve-1, Valve-2 に対して、各ポペット部を通

過する流量は、次式で与えられる。

$$q_u = \pm C_{v1} a_{v1} \sqrt{\frac{2|p_s - p_{ud} - p_{a10}|}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$q_d = \pm C_{v2} a_{v2} \sqrt{\frac{2|p_{ud} + p_{a10} - p_o|}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、式(10)において、±の符号は $p_s \geq p_{ud} + p_{a10}$ のとき正、 $p_s < p_{ud} + p_{a10}$ のとき負をとるものとする。また、式(11)において、±の符号は $p_{ud} + p_{a10} \geq p_o$ のとき正、 $p_{ud} + p_{a10} < p_o$ のとき負をとるものとする。また、Valve-2 は、並列する二つのオンオフ弁を等価な流量をもつ一つの弁として近似した。

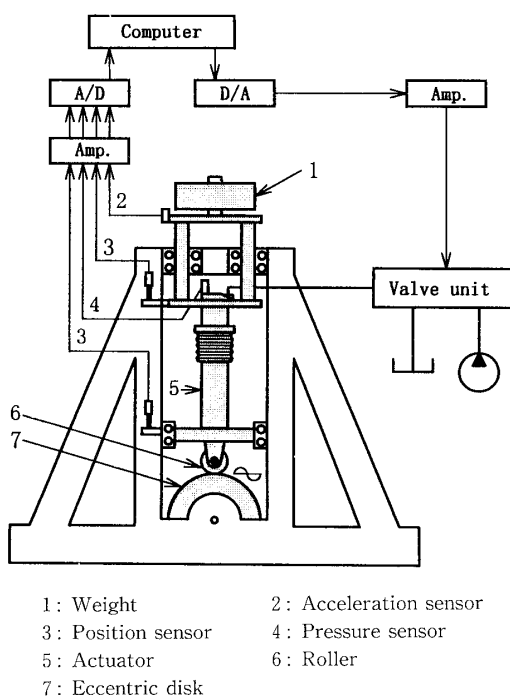
圧力比例弁を使用したシステムのシミュレーションでは、式(8)における p_{ud} を p_{sc} で置き換え、また式(9)~(11)の代わりに次式を用いる。

$$p_{sc} + C_v(p_{sc} + P_{a10}) = K_v(i_{cu} + I_o) \quad \dots\dots\dots (12)$$

ただし上式は、圧力比例弁 C 室に発生する圧力 p_{sc} を圧力比例弁への入力電流 i_{cu} に対する一次遅れ系で近似したものであり、 C_v , K_v の値は実験により同定した。

5. システムの応答性能

5.1 ベンチシステムの構成 ASシステムの性能評価に用いた1輪ベンチシステムの構成図を図3に示す。図3中の油圧アクチュエータ(5:ハイドロニューマチックシリンダ)は市販車に用いられているタイプのものであり、車体に相当する $M_b = 200 \text{ kg}$ の荷重(1)を支えている。また、サスペンション下部にはロ



1: Weight 2: Acceleration sensor
3: Position sensor 4: Pressure sensor
5: Actuator 6: Roller
7: Eccentric disk

Fig. 3 Quarter car test bench system

ーラ(6)がついており、路面入力を模擬する偏心ディスク(7:偏心量 $A_e=5\text{ mm}$)により上下に加振される。荷重およびホイールの変位は差動トランス、荷重の加速度は加速度センサ、またシリンダ圧力は圧力センサによりそれぞれ検出され、A/D変換器を経てコンピュータに入力される。これに基づきコンピュータは制御アルゴリズムに従って制御入力を演算する。その後、この信号はD/A変換器、弁駆動用増幅器を経てバルブユニットを駆動する。バルブユニットには、用途に応じてオンオフ弁ユニットあるいは圧力比例弁ユニットのどちらかが取付けられる。

本報ではASシステムの性能評価項目中、特に重要な10 Hz以下の振動制御(バウンス抑制)の性能について評価を行う。

5.2 オンオフ弁の静特性と補正法 オンオフ弁の静特性として、デューティ u に対するアクチュエータへの流量 q_l の関係を測定した結果を図4中の黒丸印(●)で示す。ただし、その測定条件は、供給圧を $p_s=10\text{ MPa}$ 、搬送波周波数を $f_c=50\text{ Hz}$ としている。測定に際しては、 $u \geq 0$ の場合は、Valve-2をOFFとしつつ、Valve-1をデューティ駆動し、 $u < 0$ の場合は、Valve-1をOFFとしつつ、Valve-2をデューティ駆動した。図4より、原点($u=0$)近傍で不感帯が存在することがわかる。これは、オンオフ弁の動作時におけるむだ時間(約5ms)によるものである⁽³⁾。また、 u の正負により、傾きも異なっている。そこで、これらの非線形特性を線形化するために、次式に基づき u の補正を行う。

i) $u \geq 0$ のとき、

$$u_r = k_{c1} \times (u + d_{c1}) \dots\dots\dots(13)$$

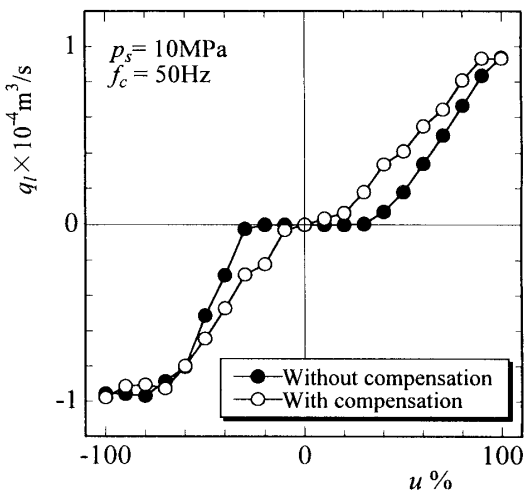


Fig. 4 On/Off valve characteristics between flow rate and duty signal

ii) $u < 0$ のとき、

$$u_r = k_{c2} \times (u + d_{c2}) \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 u_r は補正後のデューティ、 d_{c1} 、 d_{c2} は、弁の不感帯に対する補正係数を、また、 k_{c1} 、 k_{c2} は、傾きに対する補正係数をそれぞれ表す。上記方法により補正された特性を図4に白丸(○)で示す。図によれば、線形化への大幅な特性改善がなされている。以下では、上記によって補正された弁特性に基づき、オンオフ弁を駆動するものとする。

オンオフ弁に対する制御では、車体速度 \dot{x}_b を打ち消す方向にアクチュエータの速度制御を行う。すなわち、制御入力であるデューティ u を以下のように与える。

$$u = -C_s \times \dot{x}_b \dots\dots\dots(15)$$

ただし、 $C_s (>0)$ は、車体速度に対するフィードバックゲインを表す。また、実験においては、 \dot{x}_b は加速度センサからの入力値 \ddot{x}_b を積分することにより求めた。

5.3 実験およびシミュレーション結果 オンオフ弁を用いて制振制御を行った実験結果を図5に示す。おもな実験条件として、供給圧力 $p_s=10\text{ MPa}$ 、偏心ディスク(図3中6)の回転数を1 Hzとした。また、車体速度に対するゲインは、試行錯誤により最適値 $C_s=3 \times 10^3\%/m/s$ を選んだ。その他の実験諸元を

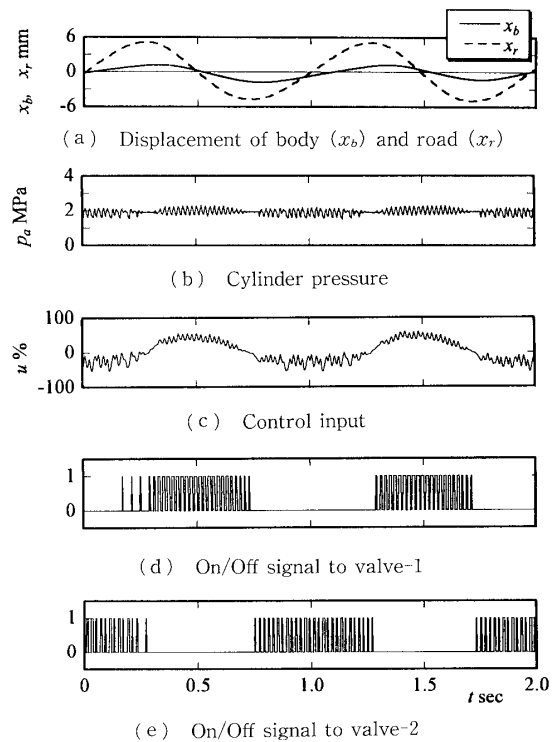


Fig. 5 Experimental results of the bench system with On/Off valve

表1にまとめて示す。図5中の各座標としては、図5(a)では、路面変位 x_r と車体変位 x_b の両者が、また図5(b)~(e)では、それぞれ、シリンダ内圧力 p_a 、制御入力デューティ u 、Valve-1、Valve-2 への入力信号が取って示されている。

まず、図5(a)より、路面からの入力の変幅が ± 5 mm であるのに対して、車体の変位は約 ± 1.11 mm となっており、入出力振幅比は約 22.2% となっていることがわかる。また、シリンダ内の圧力変動は、弁のオンオフに伴い約 1.75~2.21 MPa の範囲で変動している。しかし、車体変位 x_b の波形にはほとんどこの圧力変動の影響は現れていないことがわかる。次に、図6は上記の実験値に対応するシミュレーション結果である。図6より、車体変位、シリンダ内圧力等の値は実験値とよく一致しており、数学モデルの妥当性が確認される。

次に、上記の結果に対する比較基準として、先のオンオフ弁を圧力比例弁に代えた場合における実験結果を図7(a)~(c)に示す。ここでも、車体速度に対するゲインは、試行錯誤により最適値 3×10^4 N/(m/s) を選んだ。また、供給圧力は、 $p_s = 12$ MPa としている。図7より、路面変位 x_r に対する車体変位 x_b の比は約 21.6% となっており、図5(a)の結果とはほぼ同様な結果が得られている。シリンダ内圧力変動は約 1.78~1.95 MPa の範囲で変動しているが、図5(b)に比べると、その波形は滑らかになっている。また、図7(a)に対応するシミュレーション結果を図8に示す。図8より、車体変位 x_b の値は実験値とよく一致

している(なお、上記の応答以外の変量に対してもこれらと同程度の一致が得られた)。

図9(a)~(c)は、オンオフ弁を用い、偏心ディスクの回転数を 1.5~2.5 Hz までの範囲で変化させた場合の実験結果である。ただし、図9では路面変位 x_r と車体変位 x_b のみを示している。まず、それぞれの周波数について、路面入力に対する車体変位の振幅比の平均値は約 21.4% となっており、ほぼ、良好な制振性能が得られていると言える。図10に圧力比例弁を用いた場合における先と同様な実験結果を示す。こ

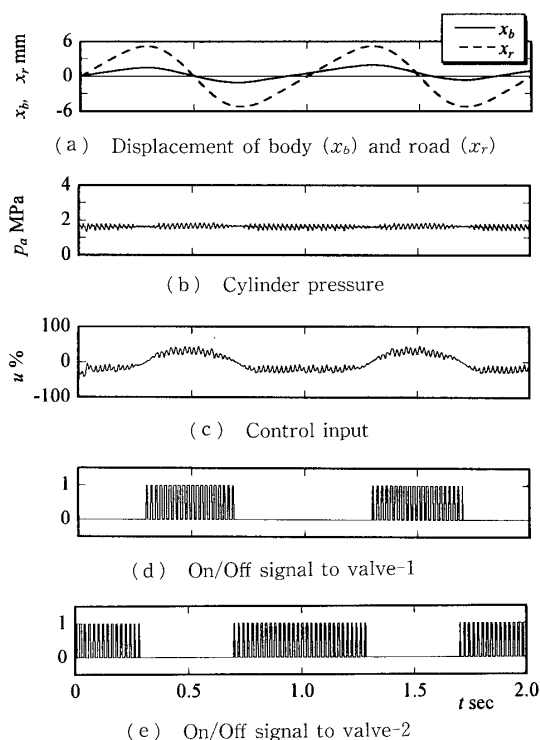


Fig. 6 Simulated results of the bench system with On/Off valve

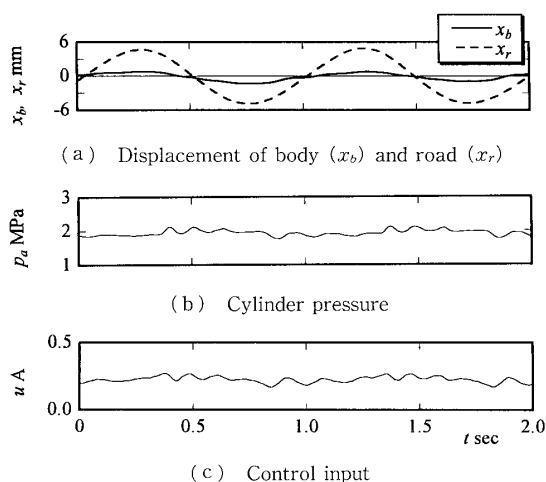
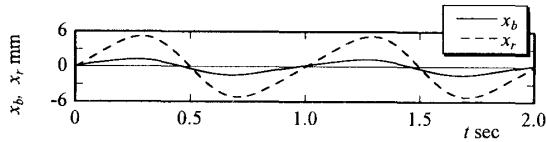


Fig. 7 Experimental results of the bench system with pressure control valve

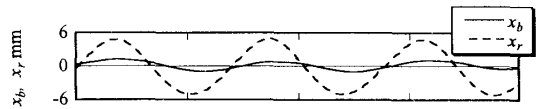
Table 1 System dimensions and parameters

Actuator	$A_c = 9.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $A_{cp} = 1.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $A_{ao} = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$, $A_l = 6.36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$, $C_a = 1.43 \times 10^3 \text{ kg/s}$, $C_{fp} = 1.60 \times 10^3 \text{ kg/s}$, $C_{ao} = 0.12$, $L_{c1} = 0.1 \text{ m}$, $L_{c2} = 0.1 \text{ m}$, $L = 2.7 \text{ m}$, $p_{a1o} = p_{a2o} = p_{go} = 1.65 \text{ MPa}$
Valve parameters	$C_{v1} = 0.20$, $C_{v2} = 0.25$, $C_v = 33.3 \text{ s}^{-1}$, $d_{c1} = 29\%$, $d_{c2} = -29\%$, $K_v = 3.53 \times 10^2 \text{ MPa/s}$, $k_{c1} = 0.8$, $k_{c2} = 0.65$, $f_c = 50 \text{ Hz}$
Other parameters	$K = 1.59 \text{ GPa}$, $K_t = 3.0 \times 10^7 \text{ N/m}$, $M_b = 200 \text{ kg}$, $M_w = 20 \text{ kg}$, $M_{fp} = 0.1 \text{ kg}$, $p_{air} = 1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, $X_{wr} = 7.19 \times 10^{-5} \text{ m}$, $\kappa = 1.4$, $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.88 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$, $R_f = 34.8 \text{ s}^{-1}$



Displacement of body (x_b) and road (x_r)

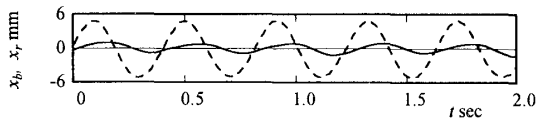
Fig. 8 Simulated results of the bench system with pressure control valve



(a) 1.5 Hz



(b) 2.0 Hz

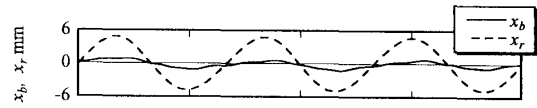


(c) 2.5 Hz

Fig. 9 Experimental results with various input frequency (On/Off valve)

の場合における路面入力に対する車体変位の振幅比の平均値は約21.2%となっており、低周波数帯域においては両者の制振性能はほぼ同等と見なせる。なお、それぞれの実験結果に対してもシミュレーション結果は良好な一致を示した。

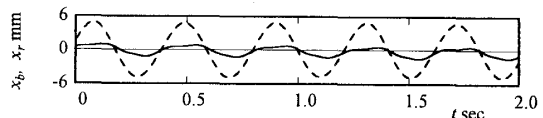
図11に、オンオフ弁を用いた場合の周波数応答特性を示す。ただし、本ベンチシステムでは偏心ディスクを駆動する油圧モータの性能の限界により、2.5 Hz以上での実験が困難であったため、以下ではシミュレーションを併用して検討を行う。図11では、制御を行わない場合と制振制御を行った場合の特性が示されている。図11より、高周波になるほど制振効果が薄れる傾向がある。これは、弁およびアクチュエータの応答の限界に起因するものである。一般に乗用車のASシステムに要求されるバウンス制振の周波数は約1~3 Hzであるため、本制振効果はほぼ良好なものであるといえる。また、参考のために、式(13)、(14)による弁特性の補正を行わなかった場合の実験結果を同図に×印で示す。補正を行わない場合、弁特性的非線形性に起因して x_b の時間応答波形がひずみ、また高周波の振動が重畳して応答が不安定になる傾向がみられたため、フィードバックゲイン C_s を大きくとることができなかった。これらの要因により、補正



(a) 1.5 Hz



(b) 2.0 Hz



(c) 2.5 Hz

Fig. 10 Experimental results with various input frequency (Pressure control valve)

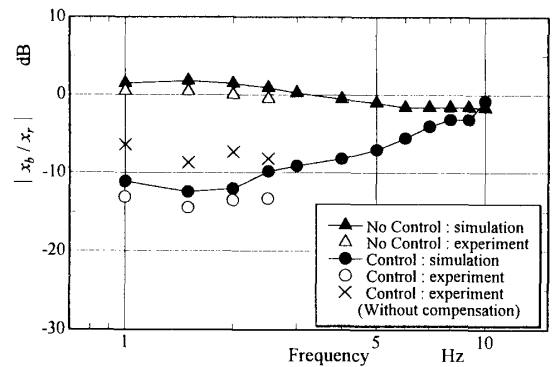


Fig. 11 Frequency response with On/Off valve

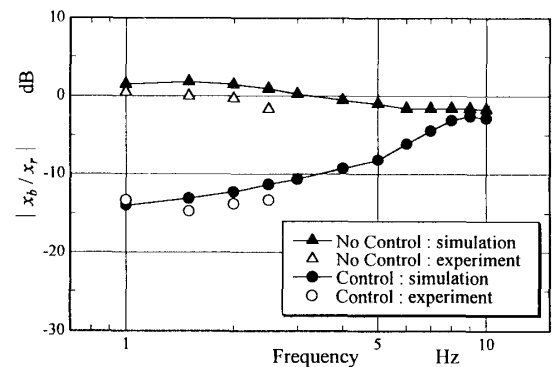


Fig. 12 Frequency response with pressure control valve

がない場合には十分な制振性能が得られなかった。比較のため、図12に圧力比例弁を用いたときの周波数応答特性を示す。これより、オンオフ弁を用いた場合でも圧力比例弁における場合とほぼ同等な制振効果が得られることがわかる。

6. 結 言

本報では、実車で用いられているタイプの油圧ASシステムに対して、オンオフ弁の適用可能性について

検討した。圧力比例弁を用いたバルブユニットに代えて、オンオフ弁を用いたベンチシステムを構成し、弁の非線形特性の補正を行い、システムの制振性能について検討した。その検討結果はおよそ以下のように要約される。

(1) 2.5 Hz 以下の低周波数領域における路面入力の実験およびシミュレーション結果によれば、オンオフ弁を用いた AS システムは、圧力比例弁を用いたシステムとほぼ同等の制振性能が得られた。

(2) 2.5~7 Hz においても、圧力比例弁のようなメカニカルフィードバック機構を持たない本システムにおいても同等な制振性能が得られることがシミュレーションにより確認された。

(3) オンオフ弁を用いた本システムでは、シリンダ内にはオンオフにともなう圧力振動が生じるものの、この圧力振動はサスペンション変位にはほとんど影響しないことがわかった。

終わりに、本実験で使用した AS システムに関して、ご便宜をいただいたアイシン精機(株)電子・制御事業部の古川保氏に厚くお礼申し上げる。

文 献

- (1) Kawakami, H., Urababa, S., Inoue, H., Ichimaru, H., Development of Soarer Active Control Suspension, *Toyota Technical Review*, **41**-1(1991), 64-76.
- (2) 田中裕久, 油空圧のデジタル制御, 油圧と空気圧, **16**-1(1985), 3-11.
- (3) 末松良一・山田宏尚・武藤高義, 差動 PWM 方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御, 機論, **55**-516, C (1989), 2053-2061.
- (4) 武藤高義・山田宏尚・末松良一, 2 方向型電磁弁による油圧アクチュエータの PWM デジタル制御, 油圧と空気圧, **19**-7(1988), 564-571.
- (5) Yamada, H., Suematsu, Y. and Muto, T., Sky-hook Control of Active Suspension System Composed of High Speed ON/OFF Valves, 10. *Fachtagung Hydraulik und Pneumatik*, (1995), 551-564.