研究論文

小型コンプレッサを用いた空気圧アクティブサスペンションの制御*

カハル・サムサク**, 則次俊郎**

Control of a Pneumatic Active Suspension with a Small Compressor

Kahar SAMSAK and Toshiro NORITSUGU

In order to improve the vibration isolation performance and to decrease the energy consumption of an active suspension with a pneumatic cylinder, a frequency dependent control, an energy regenerating control and so on have already been developed. In this study, to build up a stand-alone type active suspension which reconciles vibration isolation performance and energy savings, a driving system comprising a small sized compressor and an energy regeneration circuit is proposed. From some experiments, the control performance of the proposed system is investigated. The results show the feasibility of the proposed system.

Key Words: Pneumatic active suspension, Compressor control, Energy saving, Vibration control, Skyhook control

1. はじめに

自動車のサスペンションの役割として、路面からの振動の絶縁や操縦安定性の確保がある。近年、快適性を損なうことなくより一層の操縦安定性の確保が要求されており、サスペンションの高性能化が必要不可欠なものとなっている。

空気圧シリンダをアクチュエータとして用いた車両用アクティブサスペンション^{1),2)}を対象とし、これまでに制振性能の向上とエネルギー消費の低減を目的として、周波数依存型制御法^{3),4)}やエネルギー回生制御法⁵⁾などを提案している。今後、これらの実用化を進めるためにはアクチュエータ（空気圧シリンダ）の駆動エネルギーを供給するコンプレッサの選定が重要な課題となる。コンプレッサの選定は省エネルギーの立場から避けて通れない問題である。また、車両への搭載を考えた場合、コンプレッサを内蔵した空気圧駆動システムの構築が必要である。本研究では、このようなシステムの開発を目的として、市販の小型コンプレッサを用いてアクティブサスペンションおよびエネルギー回生制御手法を取り入れたエネルギー回生サスペンションを構成し、制振性能と省エネルギーを両立させるためのコンプレッサおよびサスペンションの制御手法を提案する。まず、駆動システムの構成について記述した後、実験結果に基づいて、構成した駆動システムの有効性を示す。

2. 駆動システムの構成

2.1 コンプレッサ制御システム

Fig. 1にコンプレッサ制御システムの構成を示す。図中のコンプレッサ部分には、Table 1に示す仕様を有する日東工器(株)製の2台の小型コンプレッサが並列に接続されている。

圧力タンクの容積は10lであり、圧力センサを取付けてタンク内の圧力 P_{t1} を検出する。

コンプレッサはSSR（Solid State Relay）交流用スイッチによりオンオフ（駆動あるいは停止）制御する。SSRスイッチング回路のオンオフ条件は次式で与えられる。

$$P_{t1} < P_d \quad (1)$$

$$P_{t1} \geq P_d \quad (2)$$

P_d はコンプレッサに要求されるタンク内目標圧力である。

Fig. 1 Compressor control system

*平成13年9月25日 原稿受付

**岡山大学工学部

(所在地 〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)

E-mail: toshihiro@sys.okayama-u.ac.jp

Table 1 Specification of small sized compressor

Rated pressure	100	[kPa]
Outlet flow	16	[l/min]
Rated voltage	AC100	[V]
Rated frequency	50/60	[Hz]
Electric power	90/85	[W]
Ampere	2.2	[A]
Mass	4.9	[kg]

式(1)の状態ではコンプレッサを駆動し、式(2)の状態ではコンプレッサを停止させる。ここでは、最も単純なオンオフ制御を用いる。

上述の制御方式を用いて、コンプレッサの目標圧力 P_d を100秒間隔で $P_d=100, 150, 200$ [kPa] に設定した時のタンク内圧力の時間的変化をFig. 2に示す。目標圧力に達するまでに10~15秒程度の時間がかかるが、その後は目標圧力を維持している。ここではタンクから空気の放出はない。なお、目標圧力に達するまでの時間はタンクの容積に依存する。

Fig. 1のコンプレッサ制御システムの圧力・流量特性(P - Q 図)をFig. 3に示す。流量が $Q=32\sim35$ [l/min] 以下

Fig. 2 Pressure response in tank

Fig. 3 Characteristics of compressor control system

の範囲内において、タンク内圧力は目標圧力 $P_d=50, 100, 150$ [kPa] の値を保ち、 $Q=20$ [l/min] 以下では、 $P_d=200$ [kPa] 以上の圧力を維持できる。これより、本研究で提案する小型コンプレッサシステムは有効であると考えられる。

2.2 サスペンション制御システム

実験で用いる1軸のサスペンション装置をFig. 4に示す。車体に相当するばね上質量、車軸に相当するばね下質量、タイヤに相当する空気ばねが設置されており、空気ばねの下部から油圧加振機により振動を与える。コイルばねと平行に空気圧シリンダと減衰力可変ダンパが設置されている。本研究では減衰力可変ダンパは最もソフトの状態に設定されている。空気圧シリンダとダンパによりアクティブサスペンションが構成され、油圧加振機により与えられた振動の車体への伝達を抑制する。

Fig. 5は小型コンプレッサを用いたサスペンション制御システムの構成を示す。空気圧シリンダと流量制御弁(サーボ弁)により空気圧サーボ機構を構成し、目標とする制振力を発生させる。目標とする制振力を決定するための制御則としてスカイフック理論を用いる。スカイフック

Fig. 4 Structure of experimental suspension

Fig. 5 Suspension control system

理論では車体の鉛直方向速度に比例する減衰力を発生させるため、ばね上質量（車体）の速度をフィードバック信号として用いる。

目標とする制振力 f_r ，これを実現するための上下シリンダ室の目標圧力 P_{ur} ， P_{lr} は次式により与えられる^{4),5)}。

$$f_r = -c_s \dot{x}_2 \quad (3)$$

$$f_r = P_{ur} A_u - P_{lr} A_l \quad (4)$$

$$P_{ur} = P_{u0} + f_r / 2 A_u \quad (5)$$

$$P_{lr} = P_{l0} - f_r / 2 A_l \quad (6)$$

目標圧力が供給圧力 P_{r1} を越えた場合，また大気圧を下回った場合には以下の式を用いてできるだけスカイフック理論により要求される目標発生力を確保する。

$$\text{if } P_{ur} > P_{r1} \text{ then } P_{ur} = P_{r1}, P_{lr} = \frac{A_u}{A_l} P_{r1} - \frac{f_r}{A_l} \quad (7)$$

$$\text{if } P_{ur} < 0 \text{ then } P_{ur} = 0, P_{lr} = -\frac{f_r}{A_l} \quad (8)$$

$$\text{if } P_{lr} > P_{r1} \text{ then } P_{lr} = P_{r1}, P_{ur} = \frac{A_l}{A_u} P_{r1} + \frac{f_r}{A_u} \quad (9)$$

$$\text{if } P_{lr} < 0 \text{ then } P_{lr} = 0, P_{ur} = \frac{f_r}{A_u} \quad (10)$$

添字 u, l はそれぞれ上部および下部シリンダ室を示し， r は目標値を示す。 $\dot{x}_2$ は車体の速度であり， A_u, A_l はそれぞれ上部および下部シリンダ室の断面積である。 P_{u0}, P_{l0} は上部および下部シリンダ室の平衡圧力であり，次式により与える。

$$P_{u0} = \frac{1}{2} P_{r1} \quad (11)$$

$$P_{l0} = \frac{A_u}{A_l} P_{u0} \quad (12)$$

2.3 エネルギー回生制御システム

エネルギーの有効利用を図るために，エネルギー回生制御を行う。これは，従来大気中に排気していた空気を回収し，外部に取り付けたセービングタンクを通して再利用するもので，これにより供給源（コンプレッサ）からの供給流量を低減することができる。本研究で用いるエネルギー回生制御システムをFig. 6に示す。

オンオフ弁1を通して下部シリンダ室からの排出空気をセービングタンクに回収し，オンオフ弁2を通して回収した空気を再び下部シリンダ室に供給する。上部シリンダ室へはセービングタンクのみから供給する。各オンオフ弁の切換えは次の条件にしたがって行われる。

$$P_l > P_{r2} \quad (13)$$

$$P_{r2} > P_l + \delta P_1 \quad (14)$$

式(13)において，下部シリンダ室の圧力 P_l がセービングタンクの圧力 P_{r2} より高い場合には，弁1をオンにしセービングタンクへ排出空気を回収する。そうでない場合には，大気へ排出する。式(14)において，セービングタンクの圧力が下部シリンダ室圧力よりある一定値 δP_1 だけ高くなると，

Fig. 6 Suspension control system and regeneration

弁2をオンにし，セービングタンクより下部シリンダ室へ空気を供給する。そうでない場合には，供給源（pressure tank）より供給する。式(14)の δP_1 はエネルギー回生制御が働くために必要な閾値である⁵⁾。

3. 実験装置および方法

3.1 実験装置

Fig. 4の実験装置を用いて，Fig. 5の小型コンプレッサを用いた場合とFig. 6のエネルギー回生システムを併用した場合について制振性能とエネルギー消費量を測定する。実験装置のシステムパラメータをTable 2に示す。

Table 2 System parameters

Sprung mass	m_2	136	[kg]
Unsprung mass	m_1	66	[kg]
Damping coefficient of air spring	c_1	300	[Ns/m]
Stiffness of coil spring	k_2	41.2	[kN/m]
Stiffness of air spring	k_1	150	[kN/m]
Upper part of cylinder	A_u	19.63	[cm ²]
Lower part of cylinder	A_l	15.83	[cm ²]

Fig. 7 Disturbance from road Surface

油圧加振機により、Fig. 7に示すような、0.1～11 [Hz]までの複数正弦波を位相をずらせて重ね合わせたランダム加振入力を与える。

上部および下部シリンダ室において、それぞれ上記の目標圧力 P_w および P_b に対して比例制御によるフィードバック制御系を構成する。比例制御ゲインを $k_p=0.12$ [V/(kPa)], スカッフックダンパの減衰係数は $c_s=2000$ [Ns/m] に設定する。

3.2 実験方法

まず、コンプレッサを常時駆動 (Full drives, すなわち P_d をコンプレッサの最大吐出圧力240 [kPa] (Fig. 3を参照) 以上の300 [kPa] に設定) し、Fig. 5のシステムを用いた場合の制振性能と消費エネルギー (アクチュエータ駆動用の消費流量とコンプレッサ駆動用の消費電力量) を測定し、比較の基準とする。

次に、目標圧力 P_d を空気圧シリンダの上部、下部シリンダ室の目標圧力に沿わせるように、 P_w と P_b の大きい方に設定し、次式で与える。これにより、Fig. 5およびFig. 6のシステムに対して実験を行う。

$$P_d = \max(P_w, P_b) + \delta P_d \quad (15)$$

ここで、 δP_d は供給圧力に余裕を持たせるための補正項である。

本研究では制振性能とエネルギー消費について評価を行う。制振性能の評価は加振機による加振加速度 (路面加速度) と車体加速度の振幅比により評価する。以下で示す加速度振幅比 $\ddot{x}_z/\ddot{x}_0$ はパソコン内に構成したフーリエ変換により求めたものである。アクチュエータ駆動用の空気消費流量とコンプレッサ駆動用の消費電力量を消費エネルギーとする。空気圧供給源に取り付けた流量センサ (STEC製, SEF-22A) と電力計 (横河製, WT200) により供給体積流量と電力量を測定する。流量センサは熱線流速系の原理を応用した熱式質量流量系であり、大気圧換算の体積流量の瞬時値を表示するものである。個々の実験は5分間実施する。消費流量は実験全体 (5分間) での蓄積流量を1分あたりに平均したもので、電力量は5分間の蓄積電力量である。なお、消費エネルギーにはシステム始動から定常状態になるまでのエネルギーも含まれている。

4. 実験結果および考察

4.1 サスペンション制御システム

Fig. 8にFull driveのときの制振性能をパッシブサスペンション (空気圧シリンダに空気を供給しないサスペンション) の性能とともに示す。Fig. 8より、Full driveはパッシブサスペンションに比べて、ばね上共振点2.5 [Hz] 付近を含む2～4 [Hz] の低周波領域で大きな改善が見られる。

次に、小型コンプレッサの目標圧力 P_d を式(15)で定め、圧

Fig. 8 Frequency response (Full drive, Passive)

Fig. 9 Frequency response

Table 3 Flow and power consumption

Pressure [kPa]	Flow rate [l/min]	Electric power [Wh]
Full	60.98	12.64
$\delta P_d = 40$	54.05	11.43
$\delta P_d = 30$	46.82	10.36
$\delta P_d = 20$	39.73	9.31

力補正項 $\delta P_d=20$ [kPa] とし、実験を行った。この場合の制振性能をFig. 9, エネルギー消費量をTable 3に示す。Fig. 10はこのときの圧力の時間応答で、Fig. 11はスカッフック理論により計算される目標制振力 f_c (式(3)) とシリンダが実際に発生している力 $f_c (f_c = P_d A_u - P_l A_l)$ の時間応答である。Fig. 9より、Full driveと比較して、ばね上共振点付近でやや制振性能の悪化が見られたが、5～7 [Hz] では若干向上している。このように、Full driveとほぼ同様な制振性能が得られた原因としては、コンプレッサの目標圧力を、式(15)よりシリンダの目標圧力で与えるために、Fig. 10, Fig. 11の圧力および力の時間応答より、244.5秒, 246.0秒, 248.5秒付近などで下部シリンダ室の圧力と発生力の不足が少々生じるものの、全体としては空気圧シリンダの圧力と発生力が目標圧力および目標制振力に追従していることによるものと考えられる。

Fig. 10 Time response of pressure

Fig. 11 Time response of force

なお、圧力補正項 δP_d を大きくすればアクチュエータの供給圧力が高くなり、制振性能の向上が期待できるが、消費エネルギーが増加する。逆に、 δP_d が小さいと消費エネルギーは減少するが、制振性能が悪化する恐れがある。本研究では、これらを考慮して $\delta P_d = 20$ [kPa] に設定しているが、Table 3 には、 $\delta P_d = 30$ [kPa], 40 [kPa] とした場合の空気消費流量と消費電力を合わせて示す。これらの異なる δP_d について、制振性能はほとんど差がないことが確認されている。また、当然のことながら δP_d が小さいほど消費エネルギーが少なく、 $\delta P_d = 20$ [kPa] の場合には Full drive に比べて、空気消費流量で約 34.8%, 消費電力で約 26.3% 低減している。なお、 $\delta P_d = 20$ [kPa] 以下に設定するとアクチュエータへの供給圧力の不足により制振性能が低下した。このように、コンプレッサの目標圧力を上部・下部シリンダ室の目標圧力の高い方を基準に設定することにより、制振性能を維持しつつエネルギー消費を低減させることができる。

4.2 エネルギー回生制御システム

次に、さらにエネルギー消費量を低減するために、Fig. 6 のエネルギー回生制御システムを用いる。圧力補正項 δP_d は同様に $\delta P_d = 20$ [kPa] とした。制振性能およびエネルギー消費をそれぞれ Fig. 12, Table 4 に示す。また、Fig. 13 は圧力の時間応答、Fig. 14 は目標制振力 f_r とシリンダが実際に発生している力 f_c の時間応答である。 f_r は上部

Fig. 12 Frequency response (Regeneration)

Table 4 Flow and power consumption (Regeneration)

Pressure [kPa]	Flow rate [l/min]	Electric power [Wh]
Full	60.98	12.64
$\delta P_d = 40$	34.43	8.12
$\delta P_d = 30$	29.64	6.74
$\delta P_d = 20$	26.94	6.44

Fig. 13 Time response of pressure which energy regeneration

Fig. 14 Time response of force which energy regeneration

および下部シリンダ室圧力の測定値を用いて、 $f_c = P_u A_u - P_l A_l$ より計算したものである。

Fig. 13に示すようにセービングタンク内の圧力 P_{12} は上部シリンダ室の圧力より高く、セービングタンクに回収した排気空気だけによって上部シリンダ室への給気が可能である。これによりコンプレッサの負担が軽減され、その結果、供給源圧力としての P_d を比較的高圧に維持することができる。そのため、Fig. 12に示すように、制振性能はFull driveに比べてほとんど悪化が見られない。また、消費エネルギーは、 $\delta P_d = 20$ [kPa] の場合に、Full driveに比べて、空気消費流量で約56%、消費電力で約49%ものの低減が可能である。

5. おわりに

本研究では、小型コンプレッサを用いたアクティブサスペンションおよびエネルギー回生制御手法を取り入れたエネルギー回生アクティブサスペンションを構成し、制振性能と省エネルギーを両立させるためのコンプレッサおよびサスペンションの制御手法を提案した。

構成したアクティブサスペンションシステムは制振性能の面において、パッシブサスペンションより性能がよいことを確認できた。

コンプレッサの目標圧力をシリンダの目標圧力で与えることにより、良好な制振性能を保つだけでなく、高周波においては改善もなされた。これにより、エネルギーの有効利用が図れた。

目標圧力を最適に与えることに加えて、エネルギー回生制御を行うことによりさらなるエネルギー消費量の低減がなされた。

以上の結果より、本研究で構成したアクティブサスペンションシステムは良好な制振性能を維持しつつ、エネルギー消費量を大幅に低減させることができ、車両への搭載が期待できる。

参 考 文 献

- 1) 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
- 2) 松下尚史，則次俊郎，堂田周治郎：予見フィードフォワード制御による空気圧駆動式アクティブサスペンションの性能向上，日本機械学会論文集（C編）59巻563号，pp. 166-172，1993
- 3) Noritsugu T., Sanada S., Takehara S., Energy Saving Control of Hybrid Type Pneumatic Active Suspension, Proc. of Japan USA Symposium, pp. 167-172, 1996
- 4) 則次俊郎，須賀康博，田原吉則：周波数フィルタを応用したハイブリッドエアサスペンションの省エネルギー制御，日本機械学会論文集（C編）66巻641号，No. 99-0608，pp. 112-117，2000
- 5) 則次俊郎，Kahar Samsak，高取弘之：エネルギー回生空気式アクティブサスペンションの開発，日本機械学会論文集（C編）66巻648号，pp 113-118，2000