空気ばねの特性に絞り特性が及ぼす影響*

山本 浩^{*1}, 鄭 穎^{*1}, 奥本 眞吾^{*2}

Effects of Restriction Characteristics on Characteristics of Air Suspension

Hiroshi YAMAMOTO^{*3}, Ying ZHENG and Shingo OKUMOTO^{*3} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo Ohkubo, Sakura-ku, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

In this study we make clear the characteristics of an air suspension with a flow channel connected from a cylinder to a reservoir tank. The flow resistance of channel is given by a viscous restriction or an orifice restriction. Differences between approximated analytical results, which are based on the 3-element model, of stiffness and damping coefficients of the air suspension with the viscous restriction and results of numerical analysis considering non-linear characteristics are very small. Moreover, the approximated analytical results of a transfer function of the air suspension and the experimental results of it are good well. Dependence of the oscillating amplitude on the maximum value of the transfer function of the air suspension system with the viscous restriction is very small since dependence of the oscillating amplitude on the stiffness and the damping is almost negligible. However, it depends on the oscillating amplitude of air suspension system with the orifice restriction because the damping coefficient of that decreases when the oscillating amplitude decreases. We can choose the optimal restriction coefficient of viscous restriction to minimize resonance amplitude easily. However, it is difficult to choose the optimal restriction coefficient of orifice restriction to minimize resonance amplitude because the oscillating amplitude often fluctuates generally. Thus, the air suspension with the viscous restriction is better for isolating the small vibration, in case of the high precision machinery.

Key Words: Vibration Isolation, Damping, Optimum Design, Precision Instrument, Air Suspension, Viscous Restriction, Orifice Restriction

1. 緒 言

現在鉄道車両などにおいて多く用いられている空気ばねは、ピストンおよびシリンダに相当する部分の他にシリンダと導通する補助タンクを設けて、ばね体積を大きくすることにより支持剛性を低くするとともに、シリンダと補助タンク間の空気流路に設けたオリフィス部分で与えられる流体抵抗、すなわち絞りにより減衰効果を得る構造となっている⁽¹⁾。このような構造の空気ばねのばね定数および減衰係数は周波数および振幅に依存するものとなるが、小田・西村⁽²⁾は、絞りにおける流量と圧力差の関係が線形であり、絞りに起因する空気ばねの減衰係数に振幅依存性がないと考えられる場合について、微小振動を仮定することにより、周波数および振幅によらず係数が一定である等価

なばねおよび減衰要素を並列結合した Voigt モデルにばねを直列結合した 3 要素系で空気ばねを近似的にモデル化できることを明らかにしているが、系の非線形性を考慮した厳密な計算結果との比較や実験結果との比較はなされていない。また小柳⁽³⁾は、小田・西村のモデルで表しうる空気ばねで質量を支持した系において、共振倍率を最小化する設計指針を明らかにするとともに、オリフィス絞りで減衰を付与する空気ばねにおける減衰係数には振幅依存性があることを実験により示し、この問題を解消するため可変絞り機構を提案している。その他空気ばねの絞りに起因する減衰効果に関連する研究として、浅見・関口⁽⁴⁾⁽⁵⁾は、ピストンとシリンダからなる空気ダンパに関して、ピストンとシリンダの間の狭いすきまにおける粘性に起因する減衰効果とシリンダに設けたオリフィスに起因する減衰効果の特徴を理論および実験から明らかにしている。

小柳⁽³⁾の実験結果で示されているとおり、これまで用いられているオリフィス絞りにより減衰効果を得る空気ばねにおいては、微小振幅の振動に対しては減衰

* 原稿受付 2007 年 9 月 20 日。

^{*1} 正員、埼玉大学大学院理工学研究科(☎ 338-8570 さいたま市桜区下大久保 255)。^{*2} 学生員、東北大学大学院工学研究科(☎ 980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉 6-6-01)。

E-mail: yamamoto@mech.saitama-u.ac.jp

が著しく小さくなってしまいう問題があり、また可変絞り機構を用いた場合には構造が複雑になってしまうという問題があるため、いずれの場合も、小型精密機器などで求められる微小振動を低コストで防振するという観点からは必ずしも理想的とはいえない。

そこで本研究では、シリンダと補助タンクとの間の空気流路を狭いスリット状とした粘性絞り特性を有する空気ばねと、広い空気流路に小径の穴を設けたオリフィス絞り特性を有する空気ばねについて、絞り特性が空気ばね支持系の振動特性に及ぼす影響を計算および実験により明らかにすることにより粘性絞りを有する空気ばねの有効性を明らかにするとともに、粘性絞りを有する空気ばねに小田・西村のモデルを適用した場合の妥当性を計算および実験により明らかにしたので、以下に報告する。

2. 絞りを有する空気ばね

図1に本研究で対象とする流路に絞りを有する補助タンク付き空気ばねの概念図を示す。シリンダと補助タンクをつなぐ流路を長さ l および幅 b に比べきま h が十分に狭いスリット状にすることにより、毛細管に比べ低コストで製作可能な形状で粘性が支配的な流れを実現することができ、この部分の粘性抵抗により減衰効果を得ることができると考えられる。また流路を広くし流路入り口に小径の穴を開けた薄板を取り付けることによりオリフィス絞りを実現することができ、この部分の抵抗により減衰効果を得ることができる。これまでの空気ばねにおいては流路抵抗をオリフィスにより与えていたため、圧力差は空気流速の2乗にほぼ比例する関係となっており、結果としてピストンの移動速度の2乗にほぼ比例する減衰力が生じるものであった。この場合、ピストン振幅が小さい場合には減衰力が著しく小さくなってしまいう問題があり、これを解決するべく、本研究では圧力差が空気流速にほぼ比例する関係となり、結果としてピストンの移動速度に比例する減衰力が生じる粘性絞りによりシリンダと補助タンクを結合する形式の空気ばねについて主に検討し、比較のためオリフィス絞りを有する場合についても検討を行った。以下ピストン断面積を A 、初期圧力を p_0 、シリンダ初期体積を V_c 、補助タンク体積を V_r 、全体積を $V = V_c + V_r$ 、体積比を $\eta = V_r/V$ とし、空気ばねに変位 u を与えたときのピストン変位を x 、シリンダ圧力の変動成分を p_c 、補助タンク圧力の変動成分を p_r として解析を行う。

Fig. 1 Concept of air suspension

3. 理論解析

3.1 補助タンク付き空気ばねの圧力とピストン変位の関係 はじめに、空気ばねの基本的な特性を明らかにするべく、ピストンのシリンダに対する相対変位 $y = x - u$ と空気ばね圧力との関係を求める。断熱変化の場合、シリンダ内の空気の質量変化率 Δm_c は、シリンダ内の空気の密度を ρ_c 、体積を v_c とすると、

$$\Delta m_c = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_c v_c) = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\frac{p_0 + p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \rho_0 (V_c + Ay) \right] \quad (1)$$

となる。ここで γ および ρ_0 はそれぞれ空気の比熱比および初期状態における密度である。同様に、補助タンク内の空気の質量変化率 Δm_r は、補助タンク内の空気の密度を ρ_r 、体積を v_r とすると、

$$\Delta m_r = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_r v_r) = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\frac{p_0 + p_r}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \rho_0 V_r \right] \quad (2)$$

となる。

式(1)および(2)を無次元圧力 $P_c = (p_0 + p_c)/p_0$ および $P_r = (p_0 + p_r)/p_0$ 、ピストンの無次元変位 $Y = y/y_0$ ($y_0 = V/A$) および無次元時間 $\tau = \omega t$ (ω はピストンの運動の角周波数) を用いて整理すると、それぞれ次式ようになる。

$$\begin{aligned} \Delta m_c &= \frac{\omega \rho_0 V}{\gamma} P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \{ P_c' (Y + 1 - \eta) + \gamma P_c Y' \} \\ \Delta m_r &= \frac{\omega \rho_0 V \eta}{\gamma} P_r^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_r' \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、記号 $'$ は諸量の無次元時間 τ による微分を表す。シリンダから補助タンクへの流路を通る空気の質量流量は、流路をスリットとし粘性流れと仮定できる場合は

$$q_v = \frac{\rho_0 b h^3}{12 \mu l} (p_c - p_r) = \frac{\rho_0 p_0}{Z} (P_c - P_r) \quad (4)$$

となる。ここで μ は空気の粘度、 b, h, l はそれぞれスリット状流路の幅、すきま、長さである。また、

$$Z = \frac{12\mu l}{bh^3} \quad (5)$$

で表される Z は絞りの抵抗係数であり、式 (4) より Z が大きいほど流量 q_v が少なく、すなわち流路の抵抗が大きくなることがわかる。そして、粘性絞りの場合には式 (4) よりシリンダと補助タンクの圧力差 $p_c - p_r$ は質量流量 q_v に比例することがわかる。一方、流路がオリフィスと仮定できる場合の空気の質量流量は

$$\begin{aligned} q_o &= C_D S \operatorname{sgn}(p_c - p_r) \sqrt{2\rho_0 |p_c - p_r|} \\ &= C_D S \operatorname{sgn}(P_c - P_r) \sqrt{2\rho_0 p_0 |P_c - P_r|} \end{aligned} \quad (6)$$

となる。ここで C_D はオリフィスの流量係数で S はオリフィスの断面積である。そして、オリフィス絞りの場合には式 (6) よりシリンダと補助タンクの圧力差 $p_c - p_r$ は質量流量 q_o の 2 乗に比例することがわかる。

シリンダおよび補助タンク内の気体の無次元質量変化率を次のように定義する。

$$\begin{aligned} \Delta M_c &= \frac{\gamma}{\omega Q_0 V} \Delta m_c = P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \{P'_c(Y+1-\eta) + \gamma P_c Y'\} \\ \Delta M_r &= \frac{\gamma}{\omega Q_0 V} \Delta m_r = \eta P_r^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P'_r \end{aligned} \quad (7)$$

粘性絞りおよびオリフィス絞りにおける無次元質量流量 Q_v および Q_o はそれぞれ以下のとおりである。

$$\begin{aligned} Q_v &= \frac{\gamma}{\omega Q_0 V} q_v = \frac{1}{\sigma_v} (P_c - P_r) \\ Q_o &= \frac{\gamma}{\omega Q_0 V} q_o = \frac{1}{\sigma_o} \sqrt{|P_c - P_r|} \operatorname{sgn}(P_c - P_r) \end{aligned} \quad (8)$$

ここで $\sigma_v = \omega V Z / \gamma p_0$ および $\sigma_o = \omega V / \gamma C_D S \sqrt{2\rho_0 / \rho_0}$ はそれぞれ粘性絞りおよびオリフィス絞りの場合の無次元周波数である。

質量保存則 $\Delta M_c = -Q$ および $\Delta M_r = Q$ より

$$\begin{aligned} P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \{P'_c(Y+1-\eta) + \gamma P_c Y'\} + Q &= 0 \\ P_r^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P'_r - Q &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

が得られ、 Y および Y' を与えることにより P_c および P_r を求めることができる。ここで Q は絞りにおける無次元質量流量で、粘性絞りの場合は Q_v を、またオリフィス絞りの場合は Q_o を用いる。式 (9) は P_c および P_r に関して非線形なので、

$$\begin{aligned} P'_c &= -\frac{1}{Y+1-\eta} \left(\gamma P_c Y' + P_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} Q \right) \\ P'_r &= \frac{1}{\eta} P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} Q \end{aligned} \quad (10)$$

のように変形しルンゲ・クッタ法などにより数値的に解くか、後述のように摂動法により Y の微小変動に対する P_c および P_r の微小変動量を求める。

式 (10) に $Y = Y_0 \sin \tau$ および $Y' = Y_0 \cos \tau$ を与え数値的に解いて得られる P_c の時刻歴応答より、次式により無次元剛性 K および減衰 C を求める。

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{P_c}{Y_0} \sin \tau d\tau \quad \left(= \frac{V}{A^2 p_0} \cdot k \right) \\ C &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{P_c}{Y_0} \cos \tau d\tau \quad \left(= \frac{V}{A^2 p_0} \cdot c \omega \right) \end{aligned} \quad (11)$$

ここで Y_0 はピストンの無次元相対振幅である。また k および c はそれぞれ有次元のばね定数および減衰係数である。

3.2 摂動法による特性解析 絞りにおける無次元質量流量 Q が $(P_c - P_r)/\sigma$ と表せる場合には、質量保存則 $\Delta M_c = -Q$ および $\Delta M_r = Q$ より

$$\begin{aligned} P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \{P'_c(Y+1-\eta) + \gamma P_c Y'\} + \frac{1}{\sigma} (P_c - P_r) &= 0 \\ P_r^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P'_r - \frac{1}{\sigma} (P_c - P_r) &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

となる。無次元圧力および変位をそれぞれ $P_c = 1 + \Delta P_c e^{j\tau}$, $P_r = 1 + \Delta P_r e^{j\tau}$, $Y = \Delta Y e^{j\tau}$ のように定常成分と微小変動成分の和と置いて式 (10) に代入し、高次の微小量を無視して整理すると以下ようになる。

$$\begin{aligned} j \left\{ (1-\eta) \Delta P_c + \gamma \Delta Y \right\} + \frac{1}{\sigma} (\Delta P_c - \Delta P_r) &= 0 \\ j \eta \Delta P_r - \frac{1}{\sigma} (\Delta P_c - \Delta P_r) &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

上式を $\Delta P_c / \Delta Y$ について解くと次式を得る。

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta Y} = -\gamma \frac{1 + j\eta\sigma}{1 + j\eta(1-\eta)\sigma} \quad (14)$$

式 (14) よりピストンに作用する変動力 $\Delta f (= A p_0 \cdot \Delta P_c)$ と変位 $\Delta y (= y_0 \cdot \Delta Y)$ の関係を表す以下の式が得られる。

$$\frac{\Delta f}{\Delta y} = \frac{A^2 p_0}{V} \frac{\Delta P_c}{\Delta Y} = -\gamma \frac{A^2 p_0}{V} \frac{1 + j\eta\sigma}{1 + j\eta(1-\eta)\sigma} \quad (15)$$

また、式 (11) に対応する無次元剛性 K および減衰 C は以下ようになる。

$$\begin{aligned} K &= \operatorname{Re} \left(\frac{\Delta P_c}{\Delta Y} \right) = \gamma \frac{1 + \eta^2(1-\eta)\sigma^2}{1 + \eta^2(1-\eta)^2\sigma^2} \\ C &= \operatorname{Im} \left(\frac{\Delta P_c}{\Delta Y} \right) = \gamma \frac{\eta^2\sigma}{1 + \eta^2(1-\eta)^2\sigma^2} \end{aligned} \quad (16)$$

粘性絞りの場合には式 (8) より $Q = Q_v = (1/\sigma_v) \cdot (\Delta P_c - \Delta P_r) \cdot e^{j\tau}$ となるので、式 (13)~(16) において σ を σ_v と置き換えれば良い。また、オリフィス絞りの

Fig. 2 Dynamical model of air suspension

場合も、 $P_c - P_r$ が調和関数で表されるとき Q_o も同周期で同位相の調和関数で表されると仮定すると、

$$\begin{aligned} \operatorname{sgn}(\sin \tau) \sqrt{|\sin \tau|} &\approx a \sin \tau \\ a &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \{\operatorname{sgn}(\sin \tau) \sqrt{|\sin \tau|}\} \sin \tau d\tau \end{aligned} \quad (17)$$

の関係をを用いることにより、 $P_c = 1 + \Delta P_c e^{j\tau}$, $P_r = 1 + \Delta P_r e^{j\tau}$ とすると

$$Q_o = \frac{a}{\sigma_o \sqrt{|\Delta P_c - \Delta P_r|}} (\Delta P_c - \Delta P_r) \cdot e^{j\tau} \quad (18)$$

と表すことができるので、式 (13)~(16) の σ を $(\sqrt{|\Delta P_c - \Delta P_r|}/a)\sigma_o$ に置き換えれば良い。このように、オリフィス絞りにおいては σ は $\sqrt{|\Delta P_c - \Delta P_r|}$ を含む形となり、 σ_o が一定であっても振幅 $Y_0 (= |\Delta Y|)$ が大きくなるほど $\sqrt{|\Delta P_c - \Delta P_r|}$ は大きくなり結果として σ が大きくなることから、 K および C は振幅に依存することがわかる。

3.3 3要素系における変位と反力の関係 図2(a)に示すばねとダンパを並列に結合した Voigt 要素にさらにばねを直列に結合した3要素系の力の釣合いを考えると、

$$\begin{aligned} f &= \frac{k}{1-\eta}(y-y_2) \\ 0 &= -\frac{k}{1-\eta}(y_2-y) - \frac{k}{\eta}y_2 - c\dot{y}_2 \end{aligned} \quad (19)$$

となる。 $y = \Delta y e^{j\omega t}$, $y_2 = \Delta y_2 e^{j\omega t}$ および $f = \Delta f e^{j\omega t}$ とおき、式 (19) に代入し $\Delta f/\Delta y$ について解くと、

$$\frac{\Delta f}{\Delta y} = -k \frac{1 + j\omega\eta(c/k)}{1 + j\omega\eta(1-\eta)(c/k)} \quad (20)$$

となる。ここで

$$k = \gamma \frac{A^2 p_0}{V}, \quad \sigma = \frac{c}{k} \omega \quad (21)$$

とおくと式 (20) は式 (15) となることから、 $Q = (P_c - P_r)/\sigma$ と表せる場合のように、絞り流量が圧力差に比例する空気ばねは3要素系と等価であることがわかる。式 (20) を係数のとり方や無次元化の方法を変えるこ

とにより小田・西村⁽²⁾あるいは小柳⁽³⁾の示す式と同様の形となる。粘性絞りの場合は $c = A^2 Z$ となり等価な減衰係数 c は振幅に依存しないが、オリフィス絞りの場合には $c = A^2 \sqrt{(|\Delta P_c - \Delta P_r|/a^2 C_D^2 S^2)} \cdot (\rho_0/2p_0)$ となるので、3要素系にモデル化した場合でも等価な減衰係数 c は圧力差に、すなわち振幅に依存することになる。

3.4 空気ばね支持系の伝達関数 節3.3に示したとおり粘性絞りを有する空気ばねは3要素系と等価であることから、粘性絞りを有する空気ばねで支持された質量の変位の基礎の変位に対する伝達関数は3要素系のそれと同等となる。実際の空気ばねにおいては、ピストンとシリンダの気密性を高めるためゴム膜を用いることが多いので、ここでは図2(b)に示す、3要素系にゴム膜に対応する等価剛性 k_r と等価減衰 c_r を並列に配置した系について考える。系の運動方程式は

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + \frac{k}{1-\eta}(x-x_2) + c_r(\dot{x}-\dot{u}) + k_r(x-u) &= 0 \\ \frac{k}{1-\eta}(x_2-x) + \frac{k}{\eta}(x_2-u) + c(\dot{x}_2-\dot{u}) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

となる。 $x = X e^{j\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$ および $u = U e^{j\omega t}$ を式 (22) に代入し X/U について解き、整理すると、

$$\begin{aligned} H = \frac{X}{U} &= \frac{B + j\omega D}{E + j\omega G} \\ B &= k + k_r - \omega^2 \eta(1-\eta)c_r \frac{c}{k} \\ D &= \eta(1-\eta)k_r \frac{c}{k} + \eta c + c_r \\ E &= k + k_r - \omega^2 \{m + \eta(1-\eta)c_r\} \frac{c}{k} \\ G &= \eta(1-\eta)(k_r - m\omega^2) \frac{c}{k} + \eta c + c_r \end{aligned} \quad (23)$$

となる。以下、粘性絞りを有する空気ばねについて、式 (23) を用いた計算結果を実験結果と比較検討することにより、計算手法の妥当性を検証する。

4. 実験装置および実験方法

4.1 実験装置 図3に試作空気ばねの構造概略を示す。本実験装置では、空気ばねの上下方向運動に関する特性を明らかにすることを目的とし、多少構造は複雑となるが、傾き運動を避けるようにピストンを直動形ころがりガイドにより支持する構造としている。そして、ピストンはシリンダに対しゴム膜を介して取り付けられており、ゴム膜の外周部分はU字断面となっている。このような構造にすることにより、空気圧縮膨張に対する膜そのものの伸縮量を小さくしながら、ピストンの可動方向の剛性を極力低くすることができ、ゴム膜の影響を低減することができる。またシリンダを空気ばね中央部に配置し、その外側部分全周に補助タンクを配置する構造となっており、シリン

Fig. 3 Configuration of air suspension

Table 1 Experimental conditions

A	$3.14 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$	m	0.08 (kg)
V	$4.49 \times 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$	η	0.909
b	8 (mm)	l	23 (mm)
k_r	$1.70 \times 10^3 \text{ (N/m)}$	c_r	2.16 (N/m/s)
h	$0.0, 0.1, 0.2, 0.4, 3.0 \text{ (mm)}$		
d	$0.7, 0.8 \text{ (mm)}$		

ダ下部と補助タンク下部が流路でつながれている。この部分を狭いスリットにすることにより、粘性絞りを実現することができ、またこの部分を広い流路とし、図中 A で示すシリンダ部分の流路入り口に小径の穴を開けた厚さ 0.1mm の薄板を取り付けることにより、オリフィス絞りを実現することができる。

4.2 実験方法 図 4 に伝達関数測定系概略を示す。空気ばね本体を電磁式加振機にて振幅一定で正弦加振し、周波数を変化させて空気ばね本体の変位と空気ばねのピストンの変位をレーザー変位計により測定し、両者より伝達関数を算出する。また絞り特性の振幅依存性を明らかにするため、加振振幅を変化させ伝達関数の測定を行った。

表 1 に実験条件を示す。 $h = 0.0\text{mm}$ は絞りをふさいだ場合に対応し、 $h = 3.0\text{mm}$ は絞りにおける抵抗が無視できる場合に対応する。ゴム膜の等価剛性 k_r および等価減衰 c_r は、図 3 に示す絞りを構成する部材を取り外し、空気ばねを開放し作動しない状態にして測定した伝達関数より求めた。

Fig. 4 Experimental apparatus

5. 結 果

5.1 数値解析結果 図 5 に、粘性絞りをを用いた場合について、ルンゲ・クッタ法による数値解析により求めた無次元剛性 K および無次元減衰 C と無次元周波数 σ_v との関係を、ピストンの無次元振幅 Y_0 をパラメータとして体積比 $\eta = 0.9$ とした場合について示す。図 5 に示すとおり、剛性および減衰の周波数特性はほとんど振幅に依存しないことがわかる。

また、摂動法により求めた剛性 K_p および減衰 C_p の妥当性を明らかにするべく、数値解析で求めた剛性 K_n および減衰 C_n と比較する。図 6 に 2 つの方法で求めた剛性および減衰の相対誤差 $K_{error} = (K_p - K_n)/K_n$ および $C_{error} = (C_p - C_n)/C_n$ と σ_v との関係を Y_0 をパラメータとして体積比 $\eta = 0.9$ とした場合について示す。図 6 に示すとおり、 Y_0 が大きくなるほど誤差は大きくなるが、 $Y_0 = 0.02$ の場合でも、実用上問題となる無次元減衰 C が最大となる $\sigma_v = 10$ 近傍で $C_{error} = 1\%$ 程度であり、摂動法による解析でも実用上十分であるといえる。

図 7 にオリフィス絞りをを用いた場合について、ルンゲ・クッタ法による数値解析により求めた K および C と σ_0 との関係を Y_0 をパラメータとして体積比 $\eta = 0.9$ とした場合について示す。剛性および減衰の周波数特性は、いずれの Y_0 の場合も K に関しては σ_0 が大きくなるほど単調に増加しある値に漸近し、 C に関してはある σ_0 の値で極大となりその後減少するという、図 6 に示す粘性絞りをを用いた場合と類似の傾向を有することがわかる。このことは図 5 および図 7 における $Y_0 = 0.001$ の場合の結果を比較するとほぼ同様であることから理解できる。このように粘性絞りをを用いた場合とオリフィス絞りをを用いた場合が類似の傾向を有することが、これまでの入力振幅が一定とした場合に関する研究では $Q \propto (P_c - P_r)$ と考えても空気ばねの特性をかなり良く表しうるとされていた理由であると考

Fig. 5 Relations of dimensionless stiffness K , dimensionless damping C and dimensionless frequency σ_v (Viscous restriction, $\eta = 0.9$)

Fig. 7 Relations of dimensionless stiffness K , dimensionless damping C and dimensionless frequency σ_o (Orifice restriction, $\eta = 0.9$)

Fig. 6 Relations of dimensionless stiffness error K_{error} , dimensionless damping error C_{error} and dimensionless frequency σ_v (Viscous restriction, $\eta = 0.9$)

Fig. 8 Relation between transmissibility $|H|$ and frequency f (Viscous restriction, $u_0 = 0.07\text{mm}$)

えられる。しかし図7に示すように、 Y_0 が小さい場合ほど C が最大となる σ_o は高くなるなど、明らかにその特性は振幅に依存していることから、オリフィス絞りをを用いた空気ばねにおいて外乱の振幅が変動する場合には、入力振幅を一定として設計した時に意図した最適な特性は必ずしも得られないといえる。

5.2 粘性絞りを有する空気ばねの特性 図8に、粘性絞りをを用いたときの、基礎励振変位と支持質量変位、すなわち空気ばね本体の変位に対するピストン変位の関係を表す伝達関数の摂動法による近似計算結果

と実験結果を、絞りスリットすきま h をパラメータとして示す。ここで基礎の励振振幅 u_0 は一定値 0.07mm とした。 $h = 0.2\text{mm}$ は計算結果において共振倍率が最小となる場合であるが、実験結果においても共振倍率は非常に小さくなっている。またこれに関連して h が 0.2mm 以下の場合には h が小さくなるにつれて、 h が 0.2mm 以上の場合には h が大きくなるにつれて共振倍率は大きくなることがわかる。さらに h が 0.2mm 以上の場合には h が大きくなるにつれ共振振動数は 25Hz に漸近するが、これはこの領域においては流路の粘性抵抗がさほど大きくないため、流路を通じたシリンダと補助タンクの空気の流入出が十分にあり、その結果空

Fig. 9 Relation between transmissibility $|H|$ and frequency f (Orifice restriction)

Fig. 10 Relation between maximum transmissibility $|H|_{\max}$ and oscillating amplitude u_0

気ばねの剛性は、 h が大きくなるにつれて絞り抵抗が無視できる h が 3mm の場合の値に、すなわちシリンダと補助タンクをあわせた体積により決まる値に漸近するためである。一方 h が 0.2mm より小さい領域においては共振振動数は 40Hz に漸近しているが、これはこの領域においては流路の粘性抵抗が大きいので、流路を通じたシリンダと補助タンクの空気の流入出は非常に少なくなり、その結果空気ばねの剛性は、 h が小さくなるにつれて絞り抵抗がふさがれた状態である h が 0mm の場合の値に、すなわちシリンダのみの体積により決まる値に漸近するためである。図に示す計算結

果は、シリンダおよび補助タンクと両者をつなぐ粘性絞り部分により構成される空気ばね自体の特性とゴム膜の特性をともに考慮した式 (23) により求めたものであるが、空気ばねの絞りに起因する減衰特性の影響が支配的となる、共振倍率を最小化するという観点での最適条件である $h = 0.2\text{mm}$ の場合については、共振倍率の計算結果は 1.89 であるのに対し実験結果は 1.85 でありよく一致している。またゴム膜の特性がかなり大きな影響を及ぼす共振振幅が大きい場合においても計算結果と実験結果はかなりよく一致していることから、本研究で用いた粘性絞りを有する空気ばねを 3 要素系でモデル化し伝達関数を求める解析手法は妥当であるといえる。

5.3 オリフィス絞りを有する空気ばねの特性 図 9 にオリフィス絞りを有する空気ばねにおける伝達関数を、絞り径 d と基礎励振振幅 u_0 をパラメータとして示す。 d が 0.7mm の場合は最適値に比べ絞り抵抗が大きい場合に対応し、この場合は u_0 が大きくなるにつれてシリンダと補助タンクの圧力差も大きくなるので、絞り抵抗はより大きくなり、結果として粘性絞りの場合において最適値より絞り抵抗が大きい場合と同様に共振倍率は大きくなり、図中実線で示す、 h が 0mm の場合の計算結果、すなわち補助タンクがない場合に相当する結果に漸近する。また d が 0.8mm の場合は最適値に比べ絞り抵抗が小さい場合に対応し、この場合は u_0 が小さくなるにつれてシリンダと補助タンクの圧力差も小さくなるので、絞り抵抗はより小さくなり、結果として粘性絞りの場合において最適値より絞り抵抗が小さい場合と同様に共振倍率は大きくなり、図中点線で示す h が 3mm の場合の計算結果、すなわちシリンダと補助タンクとの間の流路の抵抗がほとんどない場合の結果に漸近する。

5.4 伝達率の線形性 図 10 に、粘性絞りおよびオリフィス絞りを有する空気ばねについて、伝達関数の最大値 $|H|_{\max}$ と基礎の励振振幅 u_0 の関係を示す。粘性絞りを有する空気ばねにおいては、 u_0 が変化しても $|H|_{\max}$ はほぼ一定であり、また図中に示す計算結果とかなり良く一致していることから、微小振動を含む広い範囲の振幅の外乱振動に対しても有効に振動を絶縁できる空気ばねを実現できることがわかる。一方、オリフィス絞りを有する空気ばねにおいては $d = 0.8\text{mm}$ のときは u_0 が大きくなるほど $|H|_{\max}$ は小さくなり、また $d = 0.7\text{mm}$ のときは u_0 が大きくなるほど $|H|_{\max}$ は大きくなるように、 $|H|_{\max}$ は u_0 に依存することがわかる。このように、オリフィス絞りを有した場合、ある外乱振動に対して最適な絞り形状であったとして

も、外乱振動振幅が変化した場合必ずしも最適とはならず、このことから、オリフィス絞りを有する空気ばねは外乱振動の振幅が変動する場合必ずしも有効に振動を絶縁できないことがわかる。

6. 結 言

本研究では、微小振幅の低コストでの防振を目的とし、粘性絞りを有する空気ばねおよびオリフィス絞りを有する空気ばねについて、数値解析、摂動法による近似解析、実験によりその特性を明らかにした。本研究で得られた結論は以下のとおりである。

(1)系の非線形性を考慮した計算より、粘性絞りを有する空気ばねの剛性および減衰の周波数特性は、ピストン振幅にほとんど依存せずほぼ等しくなることを明らかにした。またオリフィス絞りを有する空気ばねの剛性および減衰の周波数特性は、ピストン振幅が一定の条件下では、それぞれの場合について粘性絞りを有する空気ばねと類似の傾向を有するが、振幅が大きくなるほど減衰が最大となる周波数は低くなるように、その特徴は振幅に依存することを明らかにした。

(2)粘性絞りおよびオリフィス絞りを有する空気ばねを用いた実験結果より、粘性絞りを有する空気ばね支持系の共振倍率は基礎の励振振幅に依存しないが、オリフィス絞りを有する系の共振倍率は励振振幅に依存し、励振振幅が大きくなるほど共振倍率が大きくなる場合と小さくなる場合があることを明らかにした。

(3)粘性絞りを有する空気ばねを3要素系にモデル化した摂動法による計算結果と、非線形性を考慮した計算結果との誤差は、振幅が大きくなるほど若干大きく

なるが、実用上問題となる無次元減衰が最大となる無次元周波数10近傍で、無次元振幅0.02のときに無次元減衰の誤差は1%程度であり、また、空気ばね支持系の伝達率の摂動法による計算結果と実験結果は、変位励振振幅によらずかなりよく一致することから、摂動法による計算により粘性絞りを有する空気ばねの特性を十分よく表しうるといえる。

以上より、粘性絞りを有する空気ばねを用いることにより、外乱振動振幅が変動する場合においても、微小振動を低いコストで防振することができるといえる。

文 献

- (1) Matsudaira, T., Air Spring for Vehicles, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.60, No.464 (1957), pp.908-915.
- (2) Oda, N. and Nishimura, S., Vibration of Air Suspension Vehicles and their Design, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.35, No.273 (1969), pp.996-1002.
- (3) Koyanagi, S., Optimum Design Methods of Air Spring Suspension Systems, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.49, No.439 (1983), pp.410-415.
- (4) Asami, T. and Sekiguchi, H., Fundamental Investigation on Air Damper(1st Report, Theoretical Analysis), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.56, No.526 (1990), pp.1400-1407.
- (5) Asami, T. and Sekiguchi, H., Fundamental Investigation on Air Damper(2nd Report, Theoretical and Experimental Study), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.56, No.532 (1990), pp.3201-3209.