ヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性に関する研究
(容量およびネックの寸法形状が減衰特性に及ぼす影響)栗林 哲也^{*1}, 一柳 隆義^{*2}, 西海 孝夫^{*2}Research on the attenuation characteristics of a Helmholtz type hydraulic silencer
(Influence of a volume and neck geometry on the attenuation characteristics)Tetsuya KURIBAYASHI^{*1}, Takayoshi ICHIYANAGI^{*2} and Takao NISHIUMI^{*2}^{*1} Graduate School of Science and Engineering Equipment and Structural Engineering, National Defense Academy
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka, Kanagawa 239-8686, Japan^{*2} Department of Mechanical Systems Engineering, National Defense Academy
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka, Kanagawa 239-8686, Japan

Received 26 February 2014

Abstract

The noise and vibration caused by pressure pulsation are one of detrimental problems in hydraulic systems. A Helmholtz type hydraulic silencer, which is based on the resonant phenomena of a mass-spring-damper system for its attenuate principle, is known as one of the most practical silencers in the hydraulic systems. In the previous researches, the transmission loss characteristics of the Helmholtz type hydraulic silencer were modeled by a distributed parameter model. However, in the design case that the ratio of the length and diameter L/D of the cylindrical volume is smaller, the resonance frequency of the existing model begins to deviate from the experimental results and the disparity increases with decreasing the ratio of L/D . The purpose of this research is to clarify the influence of a neck and volume geometry on the attenuation characteristics. In particular, a mathematical model that considers the flow for the radial direction of the cylindrical volume is newly proposed for the design case that L/D is smaller. The transmission loss characteristics of the Helmholtz type hydraulic silencer are investigated theoretically for both the proposed model and existing models. In addition, the experimental examination of the influence of volume geometry on the attenuation characteristics is carried out in order to verify the theoretical investigations.

Key words : Helmholtz silencer, Attenuation characteristics, Pressure pulsation, Hydraulic system, Transmission loss

1. まえがき

ヘルムホルツ共鳴器は、騒音を低減するための消音技術として音響分野で広く用いられている(福田, 奥田, 1965, 日本機械学会編, 2003, 2004)。この原理を、油圧システム内の圧力脈動の低減に適用したものが油圧脈動吸収用ヘルムホルツ共鳴器であり、本報ではヘルムホルツ型油圧サイレンサと呼ぶ。このサイレンサは、円筒容器のような比較的大きい容量部の入口にネック部を設け、これらを主管路に分岐して設置する構造である。この原理は、ヘルムホルツ共鳴により主管路内で生じる圧力脈動の下流への伝ばを抑制するもので、共振周波数近傍においてのみ高い減衰効果を得られるような性能を有する。構造が単純でコストパフォーマンスに優れているという長所をもつ一方で狭帯域でしか減衰効果を得られないために、圧力脈動を効果的に減衰させるためには対象となる周波数を特定し、その周波数に一致するようにヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数を設計する必要がある。

ヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性に関しては、基本原理であるヘルムホルツ共鳴を集中定数系で近似した簡易モデルや、円筒容器の軸方向に波動が伝ばする平面波理論を用いた分布定数系のモデルが用いられてい

る(一柳, 1969, 小嶋, 一柳, 1995). とくに, 軸方向の分布定数系モデルは, 一般的な形状である細長い円筒容器を用いたヘルムホルツ型油圧サイレンサの設計モデルとして実用上十分な精度で実測値と一致することが知られている(Ichiyanagi, et al., 2013). しかしながら, 円筒容器の長さ L の直径 D に対する比 L/D が小さい扁平形状のサイレンサでは, 軸方向の分布定数系モデルでは特性を正しく予測し得なくなることが明らかとなっている(鷺尾他, 1993). このようなヘルムホルツ共鳴器の形状と減衰特性の関係に関して, 音響分野では数多くの研究がなされてきた(Ingard, 1953, Tang and Sirignano, 1973). 例えば, 共鳴器の形状に関しては, 円筒形状のみならず矩形形状を有するヘルムホルツ共鳴器の減衰特性に関する報告がされている(Chanaud, 1994, 1997). また, Selamet らは円筒容器の体積を一定として容器の長さ L と直径 D の比を変化させた場合の減衰特性を理論解析や数値計算とともに実験による検証を行っている. その結果, 容器の形状が変化することで共鳴器の共振周波数が低下することを明らかにしている(Dickey and Selamet, 1996, Selamet, et al., 1997). しかしながら, Selamet らの研究では長さ L と直径 D の比が小さい領域での実験的検証がなされておらず, さらに, 容器形状の変化にともなう共振周波数の低下に関する物理的な原因についても言及されていない. また, これら音響分野の研究では, 作動流体が空気であるため粘性の影響が無視され, 作動油を対象としたヘルムホルツ型油圧サイレンサとは定量的な特性が異なると考えられる.

そこで, 本研究では, ヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰性能を正確に予測するために, サイレンサの形状が減衰特性に及ぼす影響を明らかにすることを目的とする. とくに本報では, 従来の円筒軸方向の平面波動理論による分布定数系モデルに加え, 円筒容器の半径方向に平面波動理論を適用した分布定数系モデルを新たに提案する. これらの数学モデルを用いて, まず, 容量部の長さ L と直径 D の比 L/D やネック部の寸法をパラメータとして, ヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状が共振周波数や減衰性能に与える影響を調査する. さらに, モデルの妥当性を確認するために, ヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部の L/D を変化させて透過損失特性を実測する. 試験で供した油圧サイレンサは全 10 種類で, 主に, 容量部が扁平形状になる条件と縦長になる条件を選定し実験的な検証を行う.

2. 主な記号

A_N	: ネック部の断面積
c	: 作動油中の音速
D	: 容量部の直径
d	: ネック部の直径
d_0	: 主管路の直径
F_r	: 減衰目標周波数
f	: 脈動の周波数
f_r	: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数
f_s	: サイドブランチ型サイレンサの共振周波数
J_n	: n 次の第一種ベッセル関数
K	: 作動油の体積弾性係数
k	: 作動油の圧縮性によるばね定数
L	: 容量部の長さ
l	: ネック部の長さ
$l_{12,34}$	: 圧力変換器 1, 2 および 3, 4 間の長さ
l_c	: 接続管路の長さ
l_s	: サイドブランチ型サイレンサの長さ
l_v	: 負弁 A, B 間の長さ

m	: 流体イナータンス
N_n	: n 次の第二種ベッセル関数
P	: 圧力
P_d	: 吐出し圧力
$p_{1\sim4}$	: 圧力脈動の実測値
Q	: 流量
r	: 半径方向
s	: ラプラス演算子
TL	: 透過損失
TL_r	: 透過損失の極大値 (共振周波数 f_r における透過損失)
$\mathbf{T}_N$	: ネック部の伝達マトリックス
$\mathbf{T}_V$	: 容量部の伝達マトリックス
U	: 半径 r における断面平均流速
u_r	: 半径方向 (r 方向) の流速
u_z	: 軸方向 (z 方向) の流速
V	: 容量部の体積
Z_c	: 主管路の特性インピーダンス
Z_{cN}	: ネック部の特性インピーダンス
Z_{cV}	: 容量部の特性インピーダンス
Z_h	: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの入口インピーダンス
z	: 軸方向
μ	: 作動油の粘度
ν	: 作動油の動粘度
ρ	: 作動油の密度
ξ	: 主管路の非定常粘性抵抗の影響を表す複素係数
ξ_N	: ネック部の非定常粘性抵抗の影響を表す複素係数
ξ_V	: 容量部の非定常粘性抵抗の影響を表す複素係数

3. ヘルムホルツ型油圧サイレンサの数学モデル

図1にヘルムホルツ型油圧サイレンサの構造を示す。本サイレンサは、円筒形状の容量部の入口にネック部を有する構造となっている。同図に見るように、ネック部における流体の質量、容量部における流体の圧縮性によるばね、作動流体の粘性抵抗によるダッシュポット効果は、減衰一自由度振動系を構成し、この共振現象が圧力脈動を減衰させる。本研究では、ネック部と容量部の直径や長さをパラメータとして、サイレンサの形状が減衰特性に及ぼす影響を調べる。容量部の形状に関しては図1に示すような従来のヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状のほかに、容量部が扁平になる場合や縦長の形状になる場合が考えられる。本研究では、まず、古典的な集中定数近似によるモデルとサイレンサ形状を考慮した2種類の分布定数系モデルを用いて形状の影響を理論的に検証する。

3・1 集中定数系モデル

集中定数系モデルはヘルムホルツ型油圧サイレンサの基本原理解であるヘルムホルツ共鳴の物理現象をモデル化したものである。音響の分野では古くからヘルムホルツ共鳴器の特性を集中定数近似によるモデルで取り扱っており、油圧サイレンサに適用した場合でも共振周波数 f_r は次式のとおり求められる(Ichiyanagi, et al., 2013)。

Fig.1 Helmholtz type hydraulic silencer (Conventional volume shape)

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

ここで、 m は流体イナータンス、 k は作動油の圧縮性によるばね定数と呼びそれぞれ以下で定義される。

$$m = \frac{\rho l}{A_N} = \frac{4\rho}{\pi} \frac{l}{d^2} \quad (2)$$

$$k = \frac{K}{V} \quad (3)$$

上式中の ρ と K はそれぞれ作動油の密度と体積弾性係数、 V は容量部の体積、 d と l はネック部の直径と長さ、 A_N はネック部の断面積 $A_N = \pi d^2/4$ である。

本報では、油圧サイレンサの減衰性能を評価する指標としてサイレンサ固有の減衰特性を表す透過損失 TL を用いる。ヘルムホルツ型油圧サイレンサのようにサイレンサが主管路に分岐接続されている場合、透過損失 TL は次式のように表される (小嶋, 一柳, 1995)。

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left| 2 + \frac{Z_c}{Z_h} \right| \right\} \quad (4)$$

ここで、 Z_h はサイレンサの入口インピーダンス、 Z_c はサイレンサを設置する主管路の特性インピーダンスであり、作動油中の音速を c 、主管路の直径を d_0 とすると

$$Z_c = \frac{4\rho c}{\pi d_0^2} \xi \quad (5)$$

である。 ξ は主管路の非定常粘性抵抗を表す複素係数で、作動油の動粘度を ν 、ラプラス演算子を s とすると次式で求められる (Brown and Nelson, 1965)。

$$\xi \doteq 1 + \sqrt{\frac{4\nu}{d_0^2 s}} + \frac{4\nu}{d_0^2 s} \quad (6)$$

式(4)で表される透過損失 TL は、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの場合は共振周波数 f_r において極大値 TL_r となり、集中定数系モデルを用いると次式のとおり得られる。

$$TL_r = 20 \log_{10} \left| 1 + \frac{c\xi}{64\nu d_0^2} \frac{d^4}{l} \right| \quad (7)$$

ヘルムホルツ共鳴の原理にもとづいた集中定数系モデルでは共振周波数 f_r は、式(1)に示すようにネック部の流体イナータンス m と容量部のばね定数 k の比で求められる。サイレンサの設計では作動油の物性値は一定と置けるので、式(2), (3)より形状に関するネック部と容量部のパラメータはそれぞれ l/d^2 , V となる。ここで、容量部に関するパラメータは、形状が扁平であろうと縦長であろうと体積 V のみであることから、集中定数系モデルでは容量部の形状が考慮されていないことがわかる。

3・2 軸方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデル

一般的なヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部は図1のような縦長の円筒形状であるため、容量部内の流体に対して、ネック部と同様に軸方向 (z 方向) に平面波が伝ばすると仮定できる。したがって、容量部の長さが L のヘルムホルツ型油圧サイレンサに対する軸方向の分布定数系モデルは次式のように表される(Ichiyanagi, et al., 2013)。

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{1}{Z_{cv} \coth \left\{ \frac{\xi_r s}{c} L \right\} + \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N^2} \quad (8)$$

ここで、 Z_{cv} は容量部の特性インピーダンスであり、式(5)において主管路の直径 d_0 を容量部の直径 D に、 ξ を ξ_r に置き換えたものである。また、 ξ_r および ξ_N はそれぞれ容量部およびネック部における非定常粘性抵抗を表す複素係数であり、式(6)の主管路の直径 d_0 を容量部の直径 D およびネック部の直径 d と置いたものである。

3・3 半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデル

図2に示すように、容量部の形状が扁平な場合は、軸方向 (z 方向) への流れよりも半径方向 (r 方向) への放射状の流れが支配的になると考えられる。そこで容量部において半径方向に着目すると、圧縮性を考慮した連続の方程式と半径方向に関するナビエ・ストークス方程式は以下のとおり表される。

$$\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \quad (10)$$

ここに u_r , u_z は半径方向および軸方向の流速、 μ は作動油の粘度である。式(9)に微小断面積 $2\pi r dz$ を掛け半径方向の断面上で積分して式(10)と連立すると、半径方向の断面における平均流速 $U(s)$ および圧力 $P(s)$ がラプラス領域において次のように求められる。

$$U(s) = C_1 J_1(r\sqrt{\gamma}) + C_2 N_1(r\sqrt{\gamma}) \quad (11)$$

Fig.2 Helmholtz type hydraulic silencer (Flat volume shape)

$$P(s) = -\frac{K\sqrt{\gamma}}{s} [C_1 J_0(r\sqrt{\gamma}) + C_2 N_0(r\sqrt{\gamma})] \quad (12)$$

ただし、 C_1, C_2 は積分定数、 J_n および N_n は n 次の第一種および第二種ベッセル関数であり、上式中の係数 γ は次式のとおりである。

$$\gamma = \frac{\rho s^2}{\frac{2K}{L} \sqrt{\frac{\nu}{s}} \tanh\left(\frac{L}{2} \sqrt{\frac{s}{\nu}}\right) - K} \quad (13)$$

式(11), (12)において, 容量部入口の半径 r_1 ($\neq 0$), および閉鎖端での半径 r_2 ($=D/2$) での圧力脈動および流量脈動を P_2 , P_3 および Q_2 , Q_3 とすれば積分定数 C_1 , C_2 が得られる. なお, 流量脈動 Q はそれぞれの境界での断面積を式(11)の流速 $U(s)$ に乗して求められる.

ここで、容量部の入口（上流端）と閉鎖端（下流端）における圧力脈動と流量脈動の関係を伝達マトリックス $\mathbf{T}_v$ を用いて次式のように表す.

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_V \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{V,11} & T_{V,12} \\ T_{V,21} & T_{V,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (14)$$

式(11)～(14)より，伝達マトリックス $\mathbf{T}_V$ の係数 $T_{V11} \sim T_{V22}$ は以下のように導出される．

$$T_{v,11} = \frac{N_0(r_1\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (15)$$

$$T_{v,12} = \frac{K\sqrt{\gamma}}{2\pi r_2 L s} \cdot \frac{J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_0(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_0(r_2\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (16)$$

$$T_{v,21} = \frac{2\pi r_1 L s}{K\sqrt{\gamma}} \cdot \frac{J_1(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_1(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (17)$$

$$T_{v,22} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (18)$$

つぎに、ネック部は軸方向への脈動流れが支配的なので軸方向に関する平面波動理論を適用する．ネック部の上流端と下流端における脈動伝達特性は次式で得られる．

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_N \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{N.11} & T_{N.12} \\ T_{N.21} & T_{N.22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

上式中の伝達マトリックス $\mathbf{T}_N$ の係数 $T_{N.11} \sim T_{N.22}$ は、

$$T_{N.11} = 1 \quad (20)$$

$$T_{N.12} = \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N(s)^2 \quad (21)$$

$$T_{N.21} = 0 \quad (22)$$

$$T_{N.22} = 1 \quad (23)$$

である(Ichiyanagi, et al., 2013)．ネック部における脈動は、容量部の入口付近で流れ方向が変わり軸方向から半径方向に放射状に伝ばしていくと考えられるが、本研究においては、この曲がりの影響を無視してネック部から容量部への流れは連続であると仮定した．この前提を考えれば、ネック部上流端から容量部閉鎖端までのヘルムホルツ型油圧サイレンサの伝達マトリックスは、

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix}$$

と表され、上式中の伝達マトリックス $\mathbf{T}$ は、

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_N \cdot \mathbf{T}_V = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (24)$$

のとおり求められる．サイレンサ終端の流量脈動 $Q_3=0$ であるので、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの入口インピーダンス Z_h の逆数は次式のとおりに導かれる．

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{T_{21}}{T_{11}} = \frac{1}{\frac{K\sqrt{\gamma}}{2\pi r_1 L s} \frac{N_0(r_1\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})}{J_1(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_1(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})} + \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N^2} \quad (25)$$

4. 理論と実験による考察

4・1 ヘルムホルツ型油圧サイレンサの寸法

はじめに、集中定数系モデルを用いてサイレンサの寸法を決定する．式(1)より、ヘルムホルツ共鳴の原理ではネック部の流体イナータンス m と容量部のばね定数 k の比より共振周波数 f_r が求められる．また、その共振周波数での透過損失 TL_r は、式(7)よりネック部の直径 d と長さ l のみから得られる．本研究では、サイレンサによって減衰させるべき周波数の目標値（以降、減衰目標周波数 F_r と呼ぶ）を3種類（ $F_r=200\text{ Hz}$, 400 Hz , 1000 Hz ）に設定して理論的考察を行う．表1に計算に必要な作動油の物性値と主管路の諸元、また、表2には本研究で用いたサイレンサの寸法諸元を示す．本サイレンサの共振周波数 f_r に関しては、例えば $F_r=200\text{ Hz}$ と設定しても流

Table 1 Hydraulic fluid properties and specifications in numerical calculation

Density	$\rho = 875 \text{ kg/m}^3$
Viscosity	$\mu = 0.0280 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Kinematic viscosity	$\nu = 3.20 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Bulk modulus	$K = 1.66 \text{ GPa}$
Sound speed in fluid	$c = 1380 \text{ m/s}$
Diameter of main line	$d_0 = 21.0 \text{ mm}$

Table 2 Silencer dimensions for numerical calculation

	Neck conditions	Case 1	Case 2	Case 3
Target attenuation frequency	$l/d^2 [\text{m}^{-1}]$	350	700	1400
$F_r = 200 \text{ Hz}$	$V [\text{m}^3]$	26.8×10^{-4}	13.5×10^{-4}	6.7×10^{-4}
$F_r = 400 \text{ Hz}$		6.7×10^{-4}	3.4×10^{-4}	1.7×10^{-4}
$F_r = 1000 \text{ Hz}$		1.1×10^{-4}	0.54×10^{-4}	0.27×10^{-4}

体イナータンス m とばね定数 k との比で決まるために、その組み合わせは無数に存在する。そこで、流体イナータンス m のネック部寸法に関するパラメータ l/d^2 を Case 1 : $l/d^2 = 350 \text{ m}^{-1}$, Case 2 : $l/d^2 = 700 \text{ m}^{-1}$, Case 3 : $l/d^2 = 1400 \text{ m}^{-1}$ の3種類とし、それぞれの l/d^2 に対して共振周波数 f_r が減衰目標周波数 F_r となるようにばね定数 k のパラメータである容量部の体積 V を決定した。

本研究では、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部やネック部の形状が減衰特性に及ぼす影響を考察するために、本サイレンサの形状を以下のように変化させる。すなわち、集中定数系モデルにおける減衰目標周波数 F_r を一定に保ったままネック部と容量部の形状を変化させるものである。まず、ネック部は流体イナータンス m のネック部寸法に関するパラメータ l/d^2 を表2で示すように一定に保ちつつ、直径 d をパラメータとしてネック部形状を変化させる。一般の油圧システムで用いられる高圧側回路では、直径が $d = 6 \text{ mm} \sim 25 \text{ mm}$ (呼び径 6A $\sim$ 25A) 程度の主管路が用いられることから、本研究で考察するネック部直径の最大値も $d = 25 \text{ mm}$ とした。容量部に関しては、ばね定数 k の形状に関するパラメータである体積 V を一定としながら、容量部の長さ L と直径 D の比 L/D を変化させる。図3および図4にこれらパラメータの変化に対するネック部と容量部の寸法を示す。図3は、ネック部のパラメータ l/d^2 を Case 1 $\sim$ 3 としたときのネック部直径 d と長さ l の関係である。得られた寸法をもとに実際のサイレンサを製作することを考えると、ネック部の長さ l が短くなる場合には、高圧条件の油圧システム

Fig.3 Dimension of neck

This figure shows the relationships between the length l and diameter d of the neck on the condition that the parameter related to the fluid inertia l/d^2 is constant.

(a) Length L (b) Diameter D

Fig.4 Dimensions of volume (Case 2)

This figure shows the relationships between (a) the diameter D and L/D , (b) the length L and L/D of the volume. For the neck parameter the fluid inertia is Case 2 ($l/d^2 = 700 \text{ m}^{-1}$).

ではサイレンサ材料に強度上の問題が生じる可能性がある。また、長すぎる場合にはネック部が大きくなるので重量や設置するスペースに問題が生じると考えられる。図4は、ネック部の条件が Case 2 において容量部のパラメータ L/D の変化に対する長さ L と直径 D の関係を示したものである。同図より、容量部の寸法もネック部と同様に L/D が小さい場合や大きい場合には直径 D や長さ L が実用上では存在し得ない寸法となることがわかる。しかしながら、サイレンサ形状が減衰性能に及ぼす影響とその物理的現象を解明するためには、このような極端な寸法形状も含めて調べる必要があり、本研究ではネック部と容量部のパラメータがそれぞれ、 $1\text{ mm} \leq d \leq 25\text{ mm}$, $0.01 \leq L/D \leq 100$ の範囲で形状を変え、サイレンサの共振周波数 f_r とそこでの透過損失 TL_r を調べることにする。

4・2 計算結果と考察

図5(a), (b)に軸方向の分布定数系モデルにより求めたヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数 f_r とそこでの透過損失 TL_r の結果を示す。同図の結果は、ネック部の寸法条件が Case 2 での3種類の容量部体積 V に対応するものであり、集中定数系モデルにより求められた減衰目標周波数はそれぞれ (i) $F_r=200\text{ Hz}$, (ii) $F_r=400\text{ Hz}$, (iii) $F_r=1000\text{ Hz}$ である。図中の2つのパラメータは前節で述べたとおりネック部の直径 d と容量部の L/D で、共振周波数 f_r とそこでの透過損失 TL_r はこれら2つのパラメータを変化させながら、次節の図11の計算結果(青線)のような透過損失特性からその極大値 TL_r と共振周波数 f_r を数値的に探索して求めた。

同図(a)から、共振周波数 f_r はネック部の形状にはほぼ影響を受けないが、容量部の形状に関しては L/D が大きくなると共振周波数 f_r が低下することがわかる。すなわち、ヘルムホルツ共鳴の原理にもとづく集中定数系モデルでは一定である共振周波数が、容量部の形状によって大きく影響を受けることを示唆している。共振周波数 f_r が低下する L/D は、減衰目標周波数 F_r が高くなるほど小さくなる傾向が見られ、 $F_r=200\text{ Hz}$ では $L/D=20$ 付近で

Fig.5 Calculated attenuation characteristics of Helmholtz hydraulic silencer (Case 2)
(z -directional distributed parameter model)

These figures illustrate the influence of the volume and neck shapes on the attenuation characteristics (the resonance frequency f_r and transmission loss at the resonance frequency TL_r) by calculated results from the z -directional distributed parameter model. It can be seen that the resonance frequency f_r significantly decreases from the target attenuation frequency F_r when the ratio of the volume length and diameter L/D increases ($L/D > 10$).

低下しはじめるのに対して、 $F_r=1000\text{ Hz}$ では $L/D=10$ 付近で下がりはじめる．そのため、 $F_r=1000\text{ Hz}$ では $L/D=100$ 付近の減衰目標周波数 F_r に対する共振周波数 f_r の低下量も他に比べて大きいことが確認できる．共振周波数 f_r における透過損失 TL_r に関しては、同図(b)より、容量部の形状よりもネック部の形状の影響を受けていることがわかる．この理由は式(7)からも明らかとなっており、透過損失 TL_r は容量部の体積 V に依存せずネック部の寸法のみ関数となるからである．ただし、共振周波数 f_r が大きく低下する L/D の領域では透過損失 TL_r も減少することが確認できる．

図 6 は、図 5 と同じ条件で計算した半径方向の分布定数系モデルの結果である．このモデルは容量部の形状が扁平な場合に有効であると推定できるが、同図(a)より、扁平な条件 (L/D が小さくなる) になると共振周波数 f_r が低下する傾向が観察される．ただし、減衰目標周波数 F_r に対する共振周波数 f_r の低下量は軸方向の分布定数系モデルに比べると少ない．また、共振周波数 f_r や透過損失 TL_r の結果を定性的に見ると、 $L/D=1$ 近傍を中心として軸方向の分布定数系モデルと概ね対称な特性を示していることがわかる．

図 5 および図 6 から容量部の寸法が扁平や細長い形状になると共振周波数が低くなることが確認できるが、このように共振周波数が低下する原因を以下で考察する．まず、容量部の L/D が増大する場合については、容量部の長さ L が増大すると直径 D は減少するために容量部の形状が細長くなっていく．すなわち、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状はサイドブランチ型サイレンサの形状に類似する．サイドブランチ型サイレンサとは、減衰対象となる周波数の $1/4$ 波長の管路を主流管路に枝分岐させるだけの単純な構造であり、液柱共鳴の原理を利用して、対象周波数とその奇数倍の脈動成分を減衰させる特性を有している．液柱共鳴の原理において共振周波数は $f_s=c/(4l_s)$ で求められ、管路の長さに反比例して低くなることから、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの全長が長くなると共振周波数も低下することが推定できる．

Fig.6 Calculated attenuation characteristics of Helmholtz hydraulic silencer (Case 2)
(r -directional distributed parameter model)

These figures illustrate the influence of the volume and neck shapes on the attenuation characteristics (the resonance frequency f_r and transmission loss at the resonance frequency TL_r) by calculated results from the r -directional distributed parameter model. In contrast with results of the z -directional distributed parameter mode, the resonance frequency f_r decreases when the ratio of the volume length and diameter L/D decreases ($L/D < 0.1$).

図7に、容量部の L/D に対するヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰目標周波数とサイドブランチ型サイレンサの共振周波数の比 f_s/F_r の関係を示す。サイドブランチ型サイレンサの共振周波数 f_s を求めるにはネック部の長さも考慮する必要があるが、本研究では容量部の長さ L のみから共振周波数 f_s を求めている。なお、図中の破線は容量部の半径 $D/2$ をもとにサイドブランチ型サイレンサの共振周波数 f_s を算出した結果であり、容量部が扁平形状の場合に参照し後述する。同図から、Case 1~3 のいずれの条件においても L/D が増大すると $f_s/F_r < 1$ (図中の赤色で示した領域) になることが確認できる。 $f_s/F_r < 1$ では、サイドブランチ型サイレンサの共振周波数 f_s がヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰目標周波数 F_r より低くなることを示している。すなわち、容量部の L/D が増大することによって、サイレンサの減衰特性がヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴に遷移しており、これが本サイレンサの共振周波数 f_r が低下する原因であると考察付けられる。また、同図からこの遷移は以下の2つの事項に関係していることがわかる。

- ・サイドブランチサイレンサの共振周波数は $f_s = c/(4L_s)$ で求められるため、減衰目標周波数 F_r が高くなるほど容量部の長さ L が短くても $f_s/F_r < 1$ が成り立つ。
- ・減衰目標周波数 F_r が同じであれば体積 V が大きいほど容量部の長さ L も長くなるので、 L/D が小さくても $f_s/F_r < 1$ が成り立つ。

Fig. 7 Frequency ratio of side branch and Helmholtz type hydraulic silencer

These figures show the frequency ratio between the resonance frequency of side branch and the target resonance frequency of Helmholtz silencer. The resonance frequencies of side branch are obtained by the length L and radius $D/2$ of volume. It is found that the resonance frequency of side branch, which is based on the length of volume, becomes lower than the resonance frequency of Helmholtz silencer when L/D increases.

図7では、ヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴に遷移する現象について容量部の長さ L に関して考察したが、ネック部の直径 d と容量部の直径 D が一致する場合もサイレンサの形状はサイドブランチ型サイレンサとなる。図8は、容量部の L/D に対する容量部の直径とネック部の直径 ($d=10$ mm) の比 D/d を表したものである。同図から、 L/D が増大すると容量部の直径 D はネック部の直径 d に近づき、同図(c)のように条件によっては $D/d < 1$ となる場合も存在する。このことに関しては、 $D/d = 1$ に近づくとサイレンサの共振周波数 f_n がサイレンサの全長の $1/4$ 波長に対応する周波数に近づくことが既報にて明らかとなっている(Ichiyanagi, et al., 2013)。同図はネック部の直径が $d=10$ mm の条件であるが、 d を増大するとより小さい L/D で $D/d < 1$ となることが明らかである。

つぎに、 L/D が小さく容量部の形状が扁平になる場合の減衰特性について考察する。まず、図7に破線で示すように、容量部の半径 $D/2$ をサイドブランチ型サイレンサの長さと考えたときの f_s/F_r を求めた。同図から、図4において共振周波数 f_r が低下する $L/D=0.1$ 付近でサイドブランチ型サイレンサの共振周波数はヘルムホルツ共鳴の共振周波数の10倍程度 ($f_s/F_r \approx 10$) であることが確認できる。したがって、 L/D が大きく円筒の細長い形状のように長さのみで共振周波数が決まる一般のサイドブランチ型サイレンサとして仮定することはできないことがわかる。しかし、半径方向の平面波動理論を容量部に適用した扁平形状の場合には、半径方向の増大に従って軸方向の分布定数系モデルと異なり流路断面積が増大するので、管路が連続的に拡大するサイドブランチ型サイレ

ンサとみなせる．拡大管路のサイドブランチ型サイレンサは，管路長さの $1/4$ 波長に対応する周波数よりも共振周波数は低くなることが知られており（鷲尾他，1974）， L/D が小さくなる場合も，ヘルムホルツ共鳴から拡大管路における液柱共鳴に減衰特性が遷移することが原因で共振周波数 f_r が低下すると推定できる．

Fig. 8 Diameter ratio of volume and neck (Diameter of neck $d=10$ mm)

These figures show the ratio between the volume and neck diameter. If the diameter of neck accords with the diameter of volume, the structure of silencer becomes the side branch silencer. Therefore, it can be deduced that the resonance frequency of Helmholtz silencer changes into the resonance frequency of side branch if D/d is close to 1.

4・3 実験による検証

理論モデルの妥当性を検証するために，ヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部の L/D を変化させて透過損失特性を実測した．供試サイレンサは全 10 種類で，主に，容量部が扁平形状になる条件と縦長になる条件を選定し，寸法は集中定数系モデルを用いて減衰目標周波数が $F_r=1030$ Hz，そこでの透過損失が $TL_r=57$ dB になるよう設計した．一般的な産業用油圧ポンプの基本周波数は $f<500$ Hz であるが，本研究では容量部の L/D の増減にともなう共振周波数の低下の影響を実験により確認するために，その影響が顕著となる高周波域に目標共振周波数を設定した．設計条件から得られたネック部の寸法は直径 $d=12.0$ mm，長さ $l=45.0$ mm ($l/d^2=312.5$ m⁻¹)，容量部の体積は $V \approx 1.15 \times 10^{-4}$ m³ である．なお，従来のヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部形状（おおよそ $3 \leq L/D$

Table 3 Volume dimensions of Helmholtz type hydraulic silencer for experimental investigation

L/D	0.03	0.05	0.10	0.29	0.54	0.89	1.62	9.7	18.7	49.8
L [mm]	5.1	7.0	11.2	23.0	34.9	48.7	72.8	240	373	717
D [mm]	170	145	115	80	65	55	45	24.8	19.9	14.4

Fig.9 Helmholtz type hydraulic silencer (Flat volume shape)

Fig. 10 Experimental system for measuring transmission loss of test hydraulic silencer

Fig. 11 Transmission loss characteristics ($L/D=0.54$, $P_d=7$ MPa)

This figure shows the comparison between the three mathematical models and the experimental results on the condition that $L/D=0.54$. In this case, as the volume is flat shape, the r -directional distributed parameter model agrees well with the experimental results.

≦7 程度) に関しては、軸方向の分布定数系モデルの妥当性が確認されているので実験の対象外とする。表 3 に製作した 10 種類の供試サイレンサの容量部寸法を示す。また、図 9 は容量部が扁平形状の供試サイレンサの外観である。

図 10 は測定用の油圧回路と計測システムである。本研究では供試サイレンサの透過損失を実測するために、小嶋らの測定手法を用いた(小嶋, 一柳, 1995)。脈動源には 5 本ピストンの定容量形ポンプを用い、その出口端の圧力を回路内の平均圧力 P_d としてひずみゲージ式圧力変換器(共和電業 PGM-200KD)で測定した。圧力脈動($p_1 \sim p_4$)は圧電式の圧力変換器(PCB piezotronics 113B22)を使用し交流成分のみを測定している。透過損失は $p_1 \sim p_4$ の 4 点の圧力脈動を負荷弁 A と負荷弁 B の 2 つ境界条件で測定することで求められる。圧力変換器間の長さとして 2 つの負荷弁間の長さは、対象とする計測周波数を $f=100$ Hz $\sim$ 2 kHz までとすると、文献(小嶋, 一柳, 1995)に準じてそれぞれ $l_{12}=l_{34}=220$ mm, $l_r=210$ mm ($l_c=180$ mm)とした。測定区間の管路および圧力変換器取付用ブロックは直径 $d_0=21.0$ mm の一様な形状となるように工夫してある。計測条件は吐出し圧力 $P_d=7$ MPa で油温を 40 ± 2 °C とした。また、供試サイレンサの前後の管路は、主管路自体の振動を防止するために免振用のゴムを介して実験台に固定した。

図 11 は、容量部の形状が $L/D=0.54$ における透過損失 TL の周波数特性の実測値である。プロット点で示す実測値は、ポンプ誘起の圧力脈動の調和成分の実測値から算出しており、透過損失の極大値付近の特性が確認できるようにポンプの回転速度を $800 \text{ min}^{-1} \sim 1000 \text{ min}^{-1}$ の範囲内において複数条件で細かく変化させて測定した。また、同図には本研究で用いた 3 種類の数学モデルをあわせて示す。これら 3 種類のモデルの特徴については前節で検証したが、集中定数系モデルに比べて、軸方向および半径方向の分布定数系モデルの共振周波数 f_r は低くなり、特に透過損失の極大値 TL_r の差異は大きい。同図から、 $L/D=0.54$ の条件では、半径方向の分布定数系モデルが実測値に一致することが確認できる。

Fig.12 Influence of volume shape for Helmholtz type hydraulic silencer ($P_d=7$ MPa)

These figures illustrate the influence of volume shape, which is represented by L/D , on the attenuation characteristics (the resonance frequency f_r and transmission loss at the resonance frequency TL_r). Transmission loss characteristics of test Helmholtz type hydraulic silencers, which volumes are ten different shapes, are measured to compare with the three mathematical models.

図 12 に、容量部の L/D を変化させて実測した全 10 種類のヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数 f_r とその透過損失 TL_r の結果を示す。ここで、共振周波数 f_r とその透過損失 TL_r は、図 11 に例示するような透過損失 TL の周波数特性を測定しその極大値から求めている。同図(a)より、共振周波数 f_r に関しては L/D が大きく容量部が細長くなる場合には軸方向の分布定数モデルと実測値はよく一致することが確認できる。とくに、 $L/D = 49.8$ の条件では共振周波数 $f_r = 445$ Hz のほかに、紙面の都合上で省略するが、その約 3 倍の $f_r = 1245$ Hz でも共振現象が見られた。これは、サイドブランチサイレンサの減衰特性の特徴であり、前節で考察したとおり L/D が増大するとヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴へ遷移し、その影響で本サイレンサの共振周波数 f_r が集中定数系モデルに比べ低下することが確認できる。

つぎに、 L/D が小さく容量部が扁平になる場合をみると、半径方向の分布定数系モデルで得られた傾向と同様に実測値の共振周波数 f_r が低下している。ただし、その低下度合は $L/D=0.3$ まではモデルと一致するが、それ以下の領域では著しい差異が見られる。この原因は、容量部の入口において脈動流れが軸方向から半径方向へと曲がっているが、この影響を無視していることや、容量部の流路拡大に伴う周方向流れの影響も無視していることなどが考えられる。最後に、共振周波数における透過損失 TL_r の実測値については、同図(b)より、多少のばらつきが見られるものの 2 つの分布定数系モデルに一致している。これまでの報告でも、分布定数系モデルの共振周波数近傍におけるモデル化誤差が既に知られており、本研究でも既報と同様に分布定数系モデルと比べて実測値は 10~20%程度小さくなっている。

5. む す び

本報では、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状が減衰特性に及ぼす影響を明らかにするために、3種類の数学モデルを用いて検証を行った。数学モデルには、ヘルムホルツ共鳴の原理をモデル化した古典的な集中定数系モデルや軸方向の平面波動理論によるモデルに加え、円筒容器の半径方向に平面波動理論を適用した数学モデルを新たに提案した。そして、容量部の長さとの直径の比 L/D やネック部の寸法 l/d^2 をパラメータとして、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数 f_r やそこでの透過損失 TL_r を求め、それぞれの形状が減衰性能に与える影響を調べた。さらに、これらのモデルの妥当性を検証するために、容量部の寸法比 L/D が異なる10種類の供試サイレンサを用いて実験的検討を行った。以下に、本研究で得られた主な知見を述べる。

1. 円筒形容容量部の形状が扁平な場合の数学モデルとして、半径方向に波動が伝ばする平面波動理論を適用した分布定数系モデルを構築した。
2. 3種類の数学モデルを用いた理論的検証の結果、実用的なネック部寸法の範囲内では、ネック部の形状は共振周波数にはば影響を与えないことがわかった。ただし、透過損失の極大値はネック部の寸法が設計パラメータとなる。
3. 容量部の体積 V を一定に保ち、形状変化を表わすパラメータ L/D を変化させた結果、縦長の形状をモデル化した軸方向の分布定数系モデルでは、 L/D が増加すると共振周波数が低下する。また、扁平形状に対する半径方向の分布定数系モデルでは、 L/D が減少すると共振周波数が低下することが明らかになった。
4. 容量部の L/D の増加にともなう共振周波数の低下は、共振現象がヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴へと遷移することが原因であることが考察できた。扁平形状においても容量部の半径方向での一次元波動の反射による液柱共鳴への遷移が考えられるが、その形状から拡大管路における液柱共鳴現象と推定できる。
5. 実験結果より、 L/D が大きい領域では共振周波数が低下し軸方向の分布定数系モデルと一致することが確認できた。 L/D が小さくなる扁平形状では、縦長形状の場合よりも共振周波数の低下度合が大きくなり、半径方向の分布定数系モデルとの誤差が大きくなることがわかった。

文 献

- Brown, F. T. and Nelson, S. E., Step responses of liquid lines with frequency dependent effects of viscosity, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol.87 (1965), pp.504–510.
- Chanaud, R. C., Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol.178, No.3 (1994), pp.337–348.
- Chanaud, R. C., Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, Part 2, Journal of Sound and Vibration, Vol.204, No.5 (1997), pp.829–834.
- Dickey, N. S. and Selamet, A., Helmholtz resonators: One-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios, Journal of Sound and Vibration, Vol.95, No.3 (1996), pp.512–517.
- 福田基一, 奥田襄介, 機械の騒音とその対策, 第1版 (1965), p.193, 共立出版.
- 一柳健, アキュムレータによる油圧系の振動制振法, 日本機械学会論文集, Vol.35, No.270 (1969), pp.369–378.
- Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T. and Nishiumi, T., Design criteria for a Helmholtz silencer with multiple degrees of freedom for hydraulic systems, Journal of Fluid Science and Technology, Vol.8, No.3 (2013), pp.277–293.
- Ingard, U., On the theory and design of acoustic resonators, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.25, No. 6 (1953), pp.1037–1061.
- 小嶋英一, 一柳隆義, 油圧ポンプに起因する油圧システム内の圧力脈動の発生と伝ば: 第2報, 油圧サイレンサの脈動伝達特性と性能評価法の検討, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.583 (1969), pp.1014–1022.
- Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S. and Novak, J. M., Circular concentric Helmholtz resonator, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.101, No.1 (1997), pp.41–51.
- Tang, P. K. and Sirignano, W. A., Theory of a generalized Helmholtz resonator, Journal of Sound and Vibration, Vol.26, No.2 (1973), pp.247–262.
- 日本機械学会編, 事例に学ぶ流体関連振動, 第2版 (2008), p.189, 技報堂出版.
- 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎 $\alpha 2$ 機械力学, 初版 (2004), p.139, 日本機械学会.
- 鷺尾誠一, 小西忠孝, 岡村健二郎, 油圧管路における波動現象の研究: 第3報, テーパ管の波動特性, 日本機械

学会論文集, Vol.40, No.329 (1974), pp.208-216.

鷺尾誠一, 高橋智, 向畑和男, 山口智史, ヘルムホルツ共鳴器型油圧脈動フィルタの研究, 油圧と空気圧, Vol.24, No.5 (1993), pp.729-735.

References

- Brown, F. T. and Nelson, S. E., Step responses of liquid lines with frequency dependent effects of viscosity, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol.87 (1965), pp.504–510.
- Chanaud, R. C., Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol.178, No.3 (1994), pp.337–348.
- Chanaud, R. C., Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, Part 2, Journal of Sound and Vibration, Vol.204, No.5 (1997), pp.829–834.
- Dickey, N. S. and Selamet, A., Helmholtz resonators: One-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios, Journal of Sound and Vibration, Vol.95, No.3 (1996), pp.512–517.
- Fukuda, M. and Okuda, J., Noise from Machine and Its measures (1967), p.193, Kyoritsu Shuppan Co., Ltd. (in Japanese).
- Ichiryu, K., Vibration damping method of hydraulic system by accumulators, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.35, No.270 (1969), pp.369–378 (in Japanese).
- Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T. and Nishiumi, T., Design criteria for a Helmholtz silencer with multiple degrees of freedom for hydraulic systems, Journal of Fluid Science and Technology, Vol.8, No.3 (2013), pp.277–293.
- Ingard, U., On the Theory and design of acoustic resonators, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.25, No. 6 (1953), pp.1037–1061.
- Kojima, E. and Ichiyanagi, T., Generation and propagation of fluid-borne pressure ripple in fluid power systems caused a pump : 2nd report, experimental determination of transfer matrix parameters of hydraulic silencers and assessment of its attenuation performance, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.61, No.583 (1995), pp.1014–1022 (in Japanese) .
- Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S. and Novak, J. M., Circular concentric Helmholtz resonator, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.101, No.1 (1997), pp.41–51.
- Tang, P. K. and Sirignano, W. A., Theory of a generalized Helmholtz resonator, Journal of Sound and Vibration, Vol.26, No.2 (1973), pp.247–262.
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., Flow Induced Vibrations: Classification and Lessons from Practical Experiences (2003), p.190, Gihodo Shuppan Co., Ltd. (in Japanese) .
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., JSME Mechanical Engineers' Handbook $\alpha 2$ Dynamics of Machinery (2004), p.139, The Japan Society of Mechanical Engineers (in Japanese) .
- Washio, S., Konishi, T. and Okamura, K., Research on propagation phenomena in hydraulic Line : 3rd Report, Propagating Characteristics in Tapered Tube, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.40, No.329 (1974), pp.208–216 (in Japanese) .
- Washio, S., Takahashi, S., Mukaibatake, K. and Yamaguchi, S., Oil Hydraulic pulsation filters of Helmholtz resonator type, Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol.24, No.5 (1993), pp.729–735 (in Japanese) .