

圧力脈動低減のための ヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する研究

防衛大学校理工学研究科後期課程

装備・基盤工学系専攻 装備システム工学教育研究分野

栗林 哲也

平成28年3月

研究成果の概要

騒音規制法は、工場、事業場および建設作業場から発生する騒音の上限を定めており、これらの設置環境で用いられる産業機械には静粛性が望まれている。油圧ショベルなどの建設機械、油圧プレスや射出成型機などの工作機械、またトラクターといった農業機械では、動力伝達機構に油圧システムが利用されているため、油圧騒音の低減化によって、その静粛性は飛躍的に向上する。油圧騒音の原因の一つは、主に容積形ポンプから発生する周期的な圧力の変動と定義される圧力脈動であり、油圧システムを構成する管路の壁面などを通じて空気を励振させている。本論文は、油圧回路中の圧力脈動を低減させるためのヘルムホルツ型油圧サイレンサを研究対象とする。このパッシブ型サイレンサは、円筒形容容量部に円筒形のネック部が直列に接続されており、これらの内部の流体から構成される減衰1自由度振動系の共振現象によって圧力脈動を低減させる。そのため、共振周波数近傍では高い減衰効果を得られるものの、そこから外れた周波数の圧力脈動に対しては有効でないという特徴を有している。したがって、本サイレンサを用いて圧力脈動を低減させるには、たとえば以下に示す課題に取り組むことが求められる。

第一の課題は、本サイレンサの共振周波数が、低減対象とする圧力脈動の周波数と一致するように設計を行う必要があるということである。従来の研究成果より、容量部が細長い場合には、減衰特性を実用上十分な精度で得ることができる。しかし、容量部の長さが直径に対して小さい扁平な形状では、特性を正しく予想し難くなるなど、サイレンサのネック部および容量部の形状が減衰特性に与える影響に関しては、これまで明らかにされていない。

第二の課題は、本サイレンサはポンプの回転速度変化に対応できないことである。近年、可変容量形ポンプを使用する代わりに容量形ポンプの回転速度をインバータやサーボモータにより制御する省エネルギー型のシステムが脚光を浴びている。本サイレンサにおいて減衰効果が期待できるのは共振周波数近傍のみであるため、負荷サイクル中のポンプの回転速度がほぼ一定な油圧システムに対しては有効であるが、ポンプ回転速度が変化したときには減衰効果を失う結果となる。

第三の課題は、油圧回路を構成する管路内において生じる圧力脈動の液柱共鳴である。圧力脈動は、ポンプの要素数と回転速度で定まる基本周波数およびその整数倍の周波数において高い振幅を有している。そのため、狭帯域においてのみしか有効でない本サイレンサでは、これらの調和成分における圧力脈動の全てを減衰対象とすることはできない。同サイレンサで低減されない圧力脈動の周波数と油圧回路における液柱の固有振動数とが一致した場合、共振により圧力脈動が増大する。その結果、油圧回路全体では圧力脈動をさほど減衰できず、本サイレンサを効果的に利用できなくなると考えられる。

本研究論文では、実際の油圧システムにおけるヘルムホルツ型油圧サイレンサを用いた圧力脈動の低減を最終的な目標とし、これら三つの課題の解決を目指している。論文の各章は次のように要約される。

第1章では、研究の背景および課題と研究目的について述べている。

第2章および第3章では、第一の課題に着目している。まず、容量部が扁平な場合に適用

できる半径方向の平面波動理論による分布定数系モデルを新たに提案する．つぎに，容量部およびネック部の寸法をパラメータとし，本サイレンサの形状が減衰性能に与える影響を考察する．なお新しいモデルでは，容量部の壁面における弾性変形が共振周波数に与える影響も考慮している．

第4章では，第二の課題に着目している．同章では，ポンプ回転速度に従って共振周波数を推移させることのできる可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサの開発を行っている．まず，汎用の油圧シリンダをベースとした単段のヘルムホルツ型油圧サイレンサを設計する．つぎに，試作サイレンサをポンプ回転速度が変化する油圧回路内に設置し，減衰効果を調べることで可変共振機構の有効性を検証している．

第5章では，第三の課題に着目している．同章では，実際の油圧回路の終端条件が液柱の共振現象へ与える影響を論じている．まず，終端インピーダンスの振幅および位相と接続管路内の圧力脈動の関連性を調べる．つぎに，終端条件が閉鎖端と開放端との間の領域に対して，圧力脈動の共振モードが遷移することを明らかにし，この遷移領域におけるモードの特性を考察する．

第6章では，結論について述べている．

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 過去の研究	4
1.2.1 構造伝ば振動に関する研究例	4
1.2.2 流体伝ば振動に関する研究例	4
1.3 研究における課題と目的	6
1.4 論文の構成	10
第2章 ネック部および容量部の寸法形状が減衰特性に及ぼす影響	12
2.1 緒言	12
2.2 ヘルムホルツ型油圧サイレンサの数学モデル	13
2.2.1 減衰性能の評価値	14
2.2.2 集中定数系モデル	14
2.2.3 軸方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデル	16
2.2.4 半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデル	17
2.3 数学モデルによる考察	20
2.3.1 サイレンサの寸法	20
2.3.2 計算結果と考察	22
2.4 実験による検証	26
2.4.1 供試サイレンサ	26
2.4.2 実験方法	27
2.4.3 結果および考察	29
2.5 結言	31
第3章 扁平な容量部の壁面の弾性変形が減衰特性に及ぼす影響	33
3.1 緒言	33
3.2 容量部の壁面の弾性変形を考慮したモデル	34
3.2.1 扁平な容量部をもつヘルムホルツ型油圧サイレンサ	34
3.2.2 基礎方程式	35
3.2.3 壁面の弾性変形とモデル	35
3.3 解析結果と考察	37
3.3.1 有効体積弾性係数	37
3.3.2 サイレンサの減衰特性	40
3.4 有限要素法による壁面の弾性変形	42
3.5 減衰特性の測定結果	45

3.6 結言	48
第4章 可変共振機構の開発と油圧システムへの適用	50
4.1 緒言	50
4.2 可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサ	51
4.2.1 サイレンサの構造と設計	51
4.2.2 容量部を環状管路としたサイレンサの分布定数系モデル	52
4.2.3 試作サイレンサの寸法諸元	54
4.3 試作サイレンサの検証	56
4.3.1 実験装置	56
4.3.2 試作サイレンサの透過損失	57
4.3.3 可変共振機構の検証	59
4.4 減衰特性の測定および考察	60
4.4.1 圧力脈動の時刻歴波形	60
4.4.2 試作サイレンサの挿入損失	61
4.4.3 容量部の長さで減衰性能	62
4.5 結言	64
第5章 圧力脈動の共振現象を避けるための油圧回路の設計	66
5.1 緒言	66
5.2 油圧回路における圧力脈動の分布の数学モデル	67
5.2.1 油圧回路の共振モード	67
5.2.2 管路長さに応じた共振モード	70
5.3 圧力脈動および終端インピーダンスの無次元化	73
5.3.1 無次元圧力脈動と正規化終端インピーダンス	73
5.3.2 正規化終端インピーダンスによる無次元圧力脈動の分布	74
5.4 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと共振モード特性	76
5.5 実験による検証	82
5.6 結言	86
第6章 結 論	87
付録A 円筒座標における半径方向の分布定数系モデル	90
A.1 半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルの基礎式	90
A.2 半径方向の断面における平均流速および平均流量	91

付録 B 拡大管路のサイドブランチの共振周波数	95
B.1 拡大サイドブランチの数学モデル	95
B.2 断面の拡大率と共振周波数	96
謝 辞	98
参考文献	99
研究業績	106

主な記号の説明

A_N	: ネック部の断面積
c	: 剛体管内での油中音速
c_a	: 環状管路内での油中音速
D	: 容量部の直径
D_b	: 締結ボルトのピッチ円直径
d	: ネック部の直径
d_0	: 主管路の直径
d_k	: k 番目のネック部の直径
d_r	: ピストンロッドの直径
E	: 縦弾性係数
F_n	: 管路の無次元共振周波数
F_r	: 減衰目標周波数
f	: 脈動の周波数
f_i	: i 次成分の圧力脈動の周波数
f_{ni}	: i 次の管路の共振周波数
f_r	: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数
f_r^*	: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの無次元共振周波数
f_s	: サイドブランチ型サイレンサの共振周波数
G_{dk}	: k 番目の容量部における非定常粘性抵抗を表わす複素係数
G_i	: カバーの曲げ剛性 ($i=1$: 上側のカバー, $i=2$: 下側のカバー)
h	: チューブの肉厚
h_i	: カバーの厚さ ($i=1$: 上側のカバー, $i=2$: 下側のカバー)
IL	: 挿入損失
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_e	: カバーの弾性変形を考慮した有効体積弾性係数
k	: 作動油の圧縮性によるばね定数
L	: 容量部の長さ
L_k	: k 番目の容量部の長さ
L_o	: 容量部[1]の目標長さ
L_p	: 管路の長さ
L_{ps}	: ポンプとサイレンサの距離
L_{sr}	: サイレンサと回路終端の距離
L_{ss}	: サイレンサと圧力変換器の距離
l	: ネック部の長さ
l_c	: 圧力変換器 2 および 3 と油圧サイレンサの距離

l_s	: サイドブランチ型サイレンサの長さ
l_k	: k 番目のネック部の長さ
l_v	: 負荷弁 A および B の距離
l_{12}	: 圧力変換器 1 と 2 の距離
l_{34}	: 圧力変換器 3 と 4 の距離
m	: 流体イナータンス
m_d	: ピストンロッドと容量部の直径比
N	: ポンプの回転速度
N_n	: n 次の第二種ベッセル関数
n_s	: 区分近似法における容量部の分割数
P	: 圧力脈動
P_X	: 回路の任意の位置 x における無次元圧力脈動
P_a	: 終端が無反射条件における圧力脈動
P_{in}	: サイレンサの始端における圧力脈動
P_{out}	: サイレンサの終端における圧力脈動
P_x	: 回路の任意の位置 x における圧力脈動
$P_{S,x}$: 回路の任意の位置 x における圧力脈動 (サイレンサが挿入されている場合)
p_d	: ポンプの吐出し圧力 (油圧回路の平均圧力)
$p_{1\sim4}$: 圧力変換器 1~4 における圧力脈動の実測値
Q	: 流量脈動
Q_s	: ポンプの流量脈動源
Q_{in}	: サイレンサの始端における流量脈動
Q_{out}	: サイレンサの終端における流量脈動
q_d	: 油圧回路の平均流量
r	: 半径方向
S_a	: 安全率
s	: ラプラス演算子
\mathbf{T}_A	: 油圧回路全体の伝達マトリックス
\mathbf{T}_E	: サイレンサより下流の伝達マトリックス
\mathbf{T}_F	: サイレンサより上流の油圧回路全体の伝達マトリックス
\mathbf{T}_L	: サイレンサより下流の油圧回路全体の伝達マトリックス
\mathbf{T}_N	: ネック部の伝達マトリックス
$\mathbf{T}_{N,k}$: k 番目のネック部の伝達マトリックス
\mathbf{T}_S	: サイレンサの伝達マトリックス
\mathbf{T}_t	: サイレンサ後端から任意の位置 x までの伝達マトリックス
\mathbf{T}_u	: ポンプ端からサイレンサまでの伝達マトリックス
\mathbf{T}_V	: 容量部の伝達マトリックス
$\mathbf{T}_{V,k}$: k 番目の容量部の伝達マトリックス

TL	: 透過損失
TL_r	: 共振周波数における透過損失
t	: 時間
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
\bar{w}	: カバーに作用する等分布荷重
x	: 油圧回路における任意の位置
x_s	: 油圧回路のサイレンサ挿入位置
y_i	: カバーのぬれ面における法線方向変位 ($i=1$: 上側のカバー, $i=2$: 下側のカバー)
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	: サイレンサの入口インピーダンス
Z_L	: サイレンサより下流のインピーダンス
$Z_{N,k}$: k 番目のネック部のインピーダンス
$Z_{S,1}$: 油圧回路の始端におけるインピーダンス (サイレンサが挿入されている場合)
Z_s	: ポンプの内部インピーダンス
Z_T	: 油圧回路の終端インピーダンス
Z_{TR}	: 正規化終端インピーダンス
$Z_{V,k}$: k 番目の容量部のインピーダンス
Z_1	: 油圧回路の始端におけるインピーダンス
z	: 軸方向
z_e	: 容積式ポンプのポンプ要素数
α_i	: ぬれ面での法線方向速度に関わる係数 ($i=1$: 上側のカバー, $i=2$: 下側のカバー)
Δr	: 区分近似法における微小円筒の幅
γ	: 半径方向の分布序数系モデルにおける係数
η	: ポアソン比
μ	: 作動油の粘度
ν	: 作動油の動粘度
ρ	: 作動油の密度
σ_a	: 引張強さ
ξ	: 主管路の非定常粘性抵抗の影響を表わす複素係数
ξ_N	: ネック部の非定常粘性抵抗の影響を表わす複素係数
ξ_V	: ネック部の非定常粘性抵抗の影響を表わす複素係数
ξ_k	: k 番目のネック部の非定常粘性抵抗の影響を表わす複素係数

1

緒 論

1.1 研究の背景

1992 年の地球環境サミットでの環境と開発に関するリオデジャネイロ宣言や 1996 年の ISO14001 環境マネジメント規格の規定、また 2001 年における環境省の設置などを契機に、国内外において環境に関連した諸問題とその対策に注目が集まっている。地域の生活環境を保全するために規定された騒音規制法⁽¹⁾は、工場、事業場および建設作業場から発生する騒音の上限を定めており、これらの場所で用いられる建設機械、工作機械、農業機械などの産業機械には静粛性が求められている。騒音に関する苦情件数のうち、建設作業に起因するものが全体の約 25 % であることから、国土交通省は建設工事に伴う騒音対策として、騒音が相当程度軽減された建設機械を低騒音型建設機械、超低騒音型建設機械として型式指定を行い、生活環境を保全すべき地域で行う工事では指定を受けた機械の使用を推進している⁽²⁾。また EU 諸国では、騒音規制値を超える建設機械の流通は制限されている。近年では、日欧双方の規制をクリアする建設機械の開発が行われており、建設機械における低騒音化への研究や技術開発はますます重要になっている。

図 1-1 に中型油圧ショベルの作業時における騒音源とその寄与度の一例を示す⁽³⁾。このデータは、主な騒音源と考えられるファン、エンジン、エンジンの吸排気口および油圧システム関連の機器を 1 つずつ遮断し、それぞれの音響エネルギーが全体に占める割合を測定し得られたものである。油圧システムではまず電動機やエンジンから得られる機械的な動力をポンプにより油圧動力へと変換し、伝達媒体である作動油に圧力と流量を生成する。なお、この高压油の圧力、流量および流れ方向はバルブにより制御される。つぎに、作動油はアクチュエータに送り込まれ、油圧動力は機械的な動力に再変換されて負荷が求める仕事を生み出す。

作業時には動力源に高負荷がかかることから、エンジンおよび油圧機器からの音はそれぞれ、騒音全体の 1/4 近くを占めている。これより、油圧を動力伝達機構として用いる装置における油圧騒音の抑制は、機械の低騒音化に大きく寄与することがわかる。たとえば、油圧プレスや射出成型機などの工作機械、またトラクターといった農業機械では、動力伝達機構に油圧システムが利用されているが、油圧騒音の低減化により同機械の静粛性は飛躍的に向上すると予想できる。

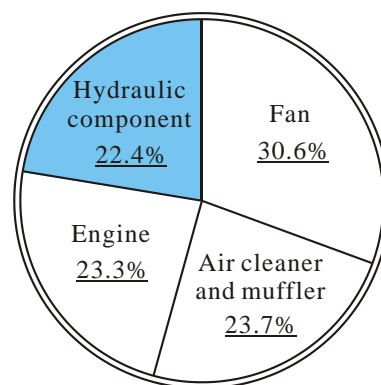


Fig. 1-1 Ratio of noise source in a hydraulic excavator

図 1-1 における油圧機器からの音の原因には次の三種類が考えられる。第一は自励振動現象により引き起こされる騒音である。例えば、減圧弁やチェック弁、またリリーフ弁などにおけるチャタリングによる音などはこれにあたる。第二はキャビテーション（蒸気性キャビテーション）やエアレーション（気体性キャビテーション）による気泡が消滅する際に生じる音である。これらは制御弁などの絞りにおいて高速で作動油が噴出することで、圧力が局部的に低下するために生じる。第三は圧力の変動による騒音である。これは、制御弁の高速切換え時に誘起されるサージ圧力による非定常な変動や、ポンプに起因する圧力の変動により油圧機器が励振され、それが周辺の空気を振動させることで発生する。これらの個々の騒音発生原因が騒音全体に占める割合は油圧システムにより異なるが、本研究では第三の圧力の変動のうち、ポンプに起因する圧力の周期的な変動による騒音の低減化に着目する。

油圧システムにおいて一般的に用いられる容積式ポンプは、ピストン、ベーン、ギヤなどの固体壁の移動に基づく閉じた空間（ポンプ室と称する）の容積変化を利用し、タンクから流体を吸込み、圧力負荷の変化にかかわらず原理的に同じ流量を吐出することができるという特徴を有している。図 1-2 にポンプを起振源とした振動エネルギーおよびその伝達経路を示す⁽⁴⁾。これらの振動が油圧システムを構成する機器の表面を励振するため、そこに接している空気に加圧変動が与えられ騒音が発生する。以下に振動エネルギーの特徴を整理する。

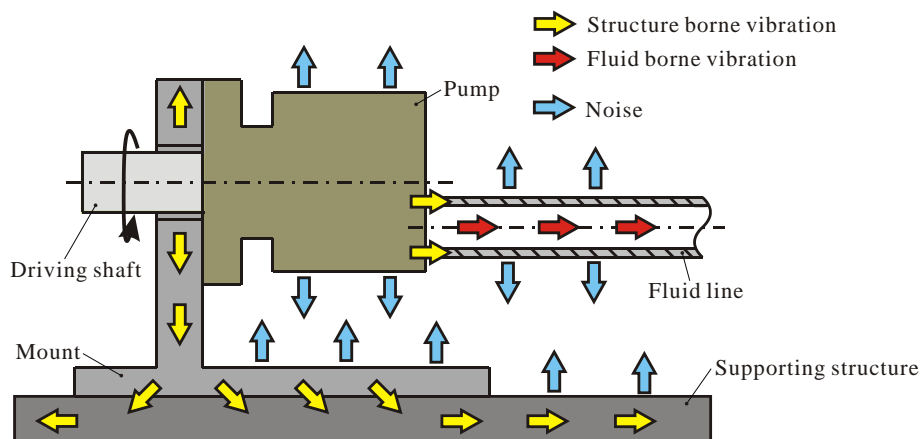


Fig. 1-2 Transfer path of vibrations

(i) 構造伝ば振動

ポンプケーシングやそれに接続されている様々な固体部材（管路，マウント，支持構造など）を伝達する機械的な振動である．これは例えば，ポンプ室において交互に現れる吸込み作用と吐出し作用が切替わる際のポンプ室内の急激な圧力変動により生じる起振力および起振モーメントなどが原因となり発生する．

(ii) 流体伝ば振動

配管中の作動油を伝ばする流量脈動および圧力脈動である．流量脈動とは作動油の流れにおける細かな流量の変動であり，ポンプ室の周期的な吐出し作用により発生する．また圧力脈動は，流量脈動と油圧システムとの相互作用によって生じる流体における細かな圧力の変動であり⁽⁵⁾，管路の壁面などを励振させるため騒音の直接的な原因となっている．図 1-3 にポンプに起因する圧力脈動の時刻歴波形の一例を示す．

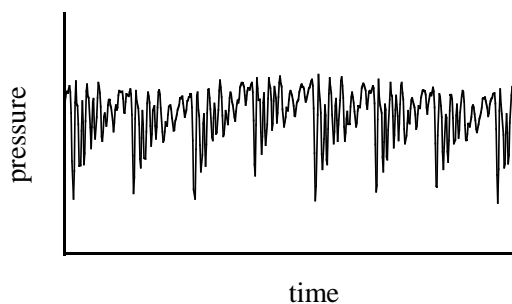


Fig. 1-3 Example of pressure ripple generated from positive displacement pump

1.2 過去の研究

騒音の主な原因となっている構造伝ば振動および流体伝ば振動の低減を目的として行われてきた研究例について以下に示す。

1.2.1 構造伝ば振動に関する研究例

構造伝ば振動は、ポンプが吐出し行程および吸込み行程に切替る際に生じるポンプ室内の過渡的な圧力変動による加振力が、ポンプのシャフトなどに作用することで発生する。この加振力の解析やこれにより生じる振動を回避することを目的として以下の研究が行われている。湯浅は、斜軸型油圧ポンプのポンプ室における圧力波形を騒音の発生原因となっているポンプの内部応力加振の現象と結びつける手法を提案した⁽⁶⁾。Lin らは斜板の角度や吐出し圧力がポンプ室内の圧力変動に及ぼす影響を理論的に導き、斜板に加えられる平均トルクを求めた⁽⁷⁾。大内および増田らは、加振力をアクティブに制振することを目的として、可変容量形アキシアルピストンポンプに加振力を補償する機構を実装させた^{(8), (9)}。また、発生した加振力の構造体内部における伝達経路は複雑であるため、振動エネルギーの伝達特性を明らかにすることが望まれる。そこで葛らは、斜板ピストンポンプを回転および往復振動機構体として複数の集中定数モデルで置き換え、圧力脈動に起因して生じる加振力に対する各部材の応答を理論的に解析した⁽¹⁰⁾。小嶋らは、ポンプの動的応答を有限要素法（FEM）や実験モード解析（EMA）で調べた^{(11), (12)}。また清水らは表面振動から実稼働時の音響放射パワーを精度よく推定するための FEM シミュレーション技術を開発した⁽¹³⁾。Opperwall らは外接ギヤポンプの音響性能を FEM や境界要素法（BEM）により求め、これらの解析結果を実験的に検証した⁽¹⁴⁾。

1.2.2 流体伝ば振動に関する研究例

流体伝ば振動は作動油を媒体とするため油圧システム全体に伝ばしやすく、油圧回路が大規模となり、管路の壁面など励振される部位が増加した場合には、騒音への寄与率が構造伝ば振動に比べ高くなる傾向にある⁽¹⁵⁾。そのため、振動エネルギーを減衰させることは油圧システムの低騒音化において重要である。以下に、流体伝ば振動の起振源であるポンプに関する研究およびその減衰を目的とした油圧サイレンサに関する研究について示す。

(a) ポンプについて

流量脈動は、ポンプの幾何学的な流量と逆流による間欠的な流量から構成されるが⁽¹⁶⁾、後者の逆流により生じる流量の変動は一般的に振幅が大きいため、これをできるだけ緩やかにすることを目的とした研究が行われている。Weddfelt は、弁板上に穴と吐出しポートを連結するコンジットに逆止弁を設け、理想的な予圧縮が行えるピストンポンプを構築した⁽¹⁷⁾。同研究では、ポンプの吐出し圧力が 10 MPa 以上の場合、弁の振動のため騒音レベルが増加することを明らかにした。そこで Edge は、逆止弁の下流側にチャンバおよびオリフィスを

設け、弁のポペットが高周波で振動するのを抑える機構を考案した⁽¹⁸⁾。Pettersson らは、弁板の予圧縮区間にコンジットをもつ予圧縮フィルタ容積を備えたピストンポンプを試作し、ポンプ室内の昇圧速度を緩やかにした⁽¹⁹⁾。また綾部らは、予圧縮フィルタ容積の代わりにアキュムレータを用いた⁽²⁰⁾。西海らはベーンポンプのポンプ室における過剰な予圧縮を回避するため、予圧縮区間に絞り部と容量部からなるヘルムホルツ共鳴器およびばね式アキュムレータを取り付けた⁽²¹⁾、⁽²²⁾。Rocha らは、弁板に逃げ溝を設けたベーンポンプにおいて、流量脈動が小さくなる代りに駆動軸への外力が大きくなるという実験結果を得ており、構造伝ば振動および流体伝ば振動の双方を考慮したポンプの設計について言及した⁽²³⁾。小嶋らは、弁板に設けた逃げ溝と予圧縮および予膨張区間の寸法をパラメータとした流量脈動のシミュレーションモデルを構築した⁽²⁴⁾。鷲尾らは、ギヤポンプの歯車の幾何学的形状が流量脈動に与える影響について調べた⁽²⁵⁾。なお、流量脈動を実測する方法としては、小嶋らによる 2 圧力 2 システム法⁽²⁶⁾、⁽²⁷⁾、Weddfelt らによる 2 マイクロフォン法⁽²⁸⁾、Edge らによる 2 次脈動法⁽²⁹⁾、⁽³⁰⁾などが提案されている。また、流量脈動を干渉作用により低減することに着目した研究も行われており、Hobbs および Headric らはギヤポンプの流量脈動を位相干渉により低減する方法について明らかにした⁽³¹⁾、⁽³²⁾。安達はベーンポンプにおいて実用可能な位相干渉装置を提案した⁽³³⁾。

(b) 油圧サイレンサについて

つぎに、油圧システムに取り付けて圧力脈動を減衰させることを目的とした油圧サイレンサに関する研究について示す。油圧サイレンサは、油圧共鳴器、脈動吸収器、脈動フィルタ、油圧マフラなどとも呼ばれ、もともとは音響系において騒音対策に用いられていたサイレンサを油圧に適用したものである。油圧サイレンサはアクティブ型およびパッシブ型に大別することができるが、以下にこれらに関する研究例について示す。アクティブ型は、外部に脈動源（2 次ソース）を有し、そこから振幅が等しく位相が 180° 異なる別の脈動を加えて、波動の干渉作用により主脈動源からの脈動を消去するサイレンサである。横田らは、積層 PZT 素子により制御されるアクティブアキュムレータを用いて、脈動のアクティブ制振を試みた⁽³⁴⁾。小嶋および山岡らは、液体の輸送配管などにおける圧力脈動の低減を目的に 2 次ソースをアクチュエータとしたアクティブサイレンサの開発および制御系の構築を行った⁽³⁵⁾–⁽³⁹⁾。アクティブ型のサイレンサは、2 次ソースの制御が複雑であるとともにそれらに用いる機器が比較的高価なことなどから、これまでのところ実用化には至っていない。

一方でパッシブ型の油圧サイレンサは、管路に対し直列挿入または分岐接続されることで流路を不連続にし、その部分で脈動の一部を反射させたり、エネルギーを消散させたりして、脈動が下流部に伝ばすることを防いでいる。Kinsler は主管路に容量を挿入して構成される油圧マフラの数学モデルを開発し、減衰特性を求めた⁽⁴⁰⁾。Earnhart らおよび Marek らは、内部に複数のオリフィスを有するインラインタイプのアキュムレータの減衰特性を数学モデルおよび実験により調べている⁽⁴¹⁾、⁽⁴²⁾。加藤は、ブラダガス圧の変動機能を有するインラインアキュムレータを開発し、圧力脈動の周波数に応じたガス圧の最適値を明らかにした⁽⁴³⁾。Hasting らはレゾネータホースの壁面変位および内部の圧力を表わす 3 次元モデルを構築し、振動解析を行った⁽⁴⁴⁾。永田らは、レゾネータホースを弾性管路および粘弾性管路のモデルにより表

わし、減衰特性を測定結果と比較した⁽⁴⁵⁾。しかしながら同研究では、300 Hz 以上で減衰特性の理論値と実験値にかなりの差異が認められることがわかった。そこで小嶋らは、高周波においても精度の高い数学モデルを構築するための基礎的資料として、各種レゾネータホースの減衰特性を実験的に調べた⁽⁴⁶⁾。一柳はアキュムレータをヘルムホルツ型共鳴器としてモデル化し、周波数応答を実験および理論により求め、その減衰特性を実測した^{(47), (48)}。Mikota は複数のばねおよび質量からなる多自由度の振動補償器を油圧回路に挿入し、異なる周波数の圧力脈動に対し減衰効果があることを確かめた⁽⁴⁹⁾。鷺尾らは、音響分野で用いられていたサイドブランチの考え方を非定常層流の粘性波動理論に基づいた油圧用のサイドブランチとして発展させた⁽⁵⁰⁾。小嶋らは、内部にチョーク絞りを有し複数の圧力脈動に有効なサイドブランチを開発した⁽⁵¹⁾。神田はサイドブランチ内部に充填剤を入れ脈動の伝ぱに対する抵抗を大きくすることにより、従来よりも全長を短くする手法を提案した⁽⁵²⁾。Strunk は、サイドブランチのように分岐接続するが、その先端は閉鎖端ではなく再び主管路に接続される輪形のサイレンサを設計した⁽⁵³⁾。一柳および小嶋らは、実システムに挿入された油圧サイレンサの減衰性能を挿入損失により表わし、減衰特性に影響を与える油圧回路の主要な因子について明らかにした^{(54), (55)}。また一柳らは、油圧回路の脈動伝達特性を考慮したサイドブランチの最適設計手法について報告した⁽⁵⁶⁾。

1.3 研究課題と目的

本研究論文では、パッシブ型の油圧サイレンサの一つであるヘルムホルツ型油圧サイレンサ（以下、本サイレンサと呼称する）に着目している。本サイレンサは、形状が単純で減衰性能が高いにもかかわらずコンパクトであるという特徴を有している。例えば同じパッシブ型のサイレンサのなかでもよく知られているサイドブランチは、形状は単純であるものの、低減対象とする周波数の圧力脈動の 1/4 波長の長さが必要であるが⁽⁵⁷⁾、本サイレンサではこれよりも短く設計することが可能であり、取りまわしが容易となる。

本サイレンサは図 1-4(a)のとおり、円筒形容量部に円筒形のネック部が直列に接続され、油圧システムの主管路から分岐した構造となっている。また、同図(b)の力学モデルに示すとおり、ネック部における作動油の質量、容量部における作動油の圧縮性によるばね、およびネック部における作動油の粘性抵抗によるダッシュポット効果で構成される減衰 1 自由度振動系の共振現象により圧力脈動を減衰させる。そのため、共振周波数近傍では高い減衰効果を得られるものの、そこから外れた周波数の圧力脈動に対しては有効ではないという特徴を有している。したがって、油圧システムにおいて本サイレンサにより圧力脈動を減衰させるには、以下に示すいくつかの課題を解決する必要がある。

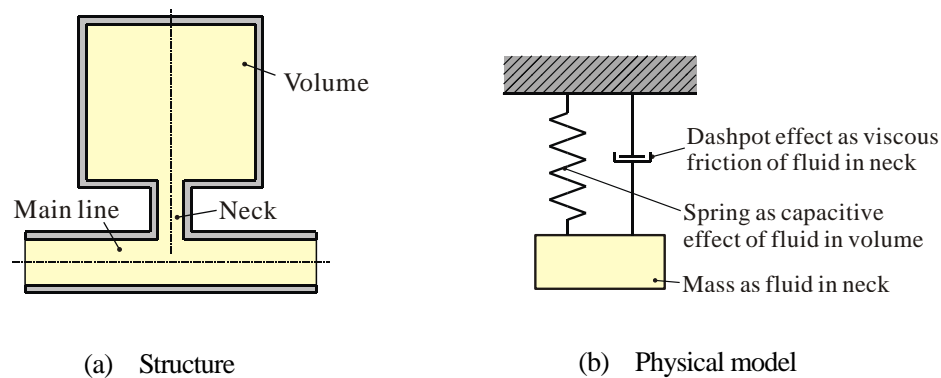


Fig. 1-4 Helmholtz type hydraulic silencer

一つ目の課題は、対象となる周波数を特定し本サイレンサの共振周波数とその周波数と一致するように設計を行う必要があるということである。本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⁽⁵⁸⁾や、サイレンサ内における波動の伝ばを、非定常層流の粘性波動理論によりモデル化した分布定数系のモデルが用いられている⁽⁵⁹⁾。とくに分布定数系モデルは、容量部に細長い円筒容器を用いた一般的な形状の本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。しかしながら鷺尾らは、容量部の長さ 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、これまで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示しているが⁽⁶⁰⁾、本サイレンサにおいてネック部および容量部の形状が減衰特性に与える影響は未だ説明されていない。

音響分野においては、ヘルムホルツ共鳴器の形状が減衰特性に与える影響に関して数多くの研究がなされている。例えば Ingard および Chanaud は、容量部が一般的な円筒ではなく立方体形状をしたサイレンサの場合において^{(61), (62)}、Panton は、ネック部の断面が楕円形状な場合において⁽⁶³⁾、深野および Selamet は、ネック部がテーパ形状の場合および複数個有する場合においてそれぞれ減衰特性を実験的に求めた^{(64), (65)}。Selamet は、ネック部が容量部と接続する位置が減衰特性に与える影響を明らかにした⁽⁶⁶⁾。Selamet らおよび Dickey らは、円筒からなる容量部の体積を一定として、その長さ L と直径 D の比 L/D 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⁽⁶⁷⁾⁻⁽⁶⁹⁾。しかしながら、Selamet らおよび Dickey らの研究⁽⁶⁷⁾⁻⁽⁶⁹⁾では、容量部が縦に長い形状での実験的検証しかなされておらず、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。また音響分野における報告は、作動流体が空気であるため粘性の影響が無視されるなど、これらの研究で得られた知見を油圧分野に対してそのまま適用することはできない。

二つ目の課題は、本サイレンサはポンプの回転速度変化に対応できないことである。近年、可変容量形ポンプを使用する代わりに容量形ポンプの回転速度をインバータやサーボモータにより制御する省エネルギー型のシステムが脚光を浴びている⁽⁷⁰⁾。本サイレンサにおいて減衰効果が期待できるのは共振周波数近傍のみであるため、負荷サイクル中のポンプの回転速

度がほぼ一定な油圧システムに対しては有効であるが、ポンプの回転速度が変化した場合には効果が低下してしまう。音響用のヘルムホルツ共鳴器では、このように騒音の周波数が変化する場合でも容量部の容積やネック部の断面積を機構的に操作することで、共鳴周波数を騒音の周波数変化に対応させる研究例がある。例えば、任ら、Bedout ら、小机ら、泉ら、Matsuhisa ら、Kim らおよび Kostek は、容量部の体積を⁽⁷¹⁾⁻⁽⁷⁷⁾、Esteve らおよび泉らは、ネック部の直径を^{(78), (79)}、Esteve らおよび小机らはネック部の長さを^{(80), (81)}調整するための機構を有するヘルムホルツ共鳴器の開発を行っている。しかし、これらの音響分野において考案された寸法を変化させるための機構は、高圧で作動する油圧システムでは材料強度や漏れに対するシール化技術が十分でないことや、設計に用いる数学モデルで流体の粘性が考慮されていないことなど、音響系における研究成果を油圧システム用のサイレンサに適用することはできない。

油圧システムを対象とした研究において Kela らは、容量部の長さを調整するために、ピストンを油圧アクチュエータにより動作させることで、共振周波数を減衰させたい脈動の周波数に合わせて変化させるサイレンサについて報告している⁽⁸²⁾。しかし同研究では平均圧力が 0.28 MPa 程度という油圧システムとしては極めて低い特殊な場合でしか検証されておらず、一般的な油圧システムにおいてポンプの回転速度変化に対応できるヘルムホルツ型サイレンサの構築は行われていない。すでに著者が所属する研究室では、圧力脈動の複数の調和成分に対し減衰効果のある多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサについて検討が行われており、同サイレンサをポンプ回転速度の変化する油圧システムへ適用することを目標とした研究が進められてきた。すなわち Ichiyonagi らは、同サイレンサの寸法と減衰特性の関係を求め、容量部の体積のみの調整により、減衰性能をほぼ一定に保持したまま共振周波数を変化できることを報告した^{(83), (84)}。この多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサでは、容量部内の複数のネック部を個々に外部からロッドで駆動できれば容量部の体積が調整可能となる。しかし、ロッドを用いると各容量部は従来までの円筒形状ではなく環状形状となるため、同サイレンサの減衰特性は既に提案された数学モデル⁽⁵⁹⁾によって設計できなくなる。そのため、多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサの開発を進めるためには、まずは単純な単段サイレンサにて可変共振機構を有する場合の数学モデルの構築と動作確認の検証を図る必要がある。

三つ目の課題は、油圧回路を構成する管路内において生じる圧力脈動の液柱共鳴である。圧力脈動は、ポンプの要素数と回転速度で定まる基本周波数およびその整数倍の周波数において高い振幅を有している。そのため、狭帯域においてのみしか有効でない本サイレンサでは、これらの調和成分における圧力脈動の全てを対象とすることはできない。同サイレンサで低減されない圧力脈動の周波数と油圧回路における液柱の固有振動数とが一致した場合、共振により圧力脈動が増大する結果となる⁽⁸⁵⁾。よって、油圧回路全体では圧力脈動はさほど減衰されず、本サイレンサを効率よく使用できなくなると考えられる。

一般にダクト等を伝ばする音の現象では、気柱の固有振動数において音の共鳴が起こることが知られている。Hansen は、油圧回路内の圧力脈動においてもこれと同様の共振現象が生じることを明らかにした⁽⁸⁶⁾。したがって、油圧回路全体の圧力脈動を小さくするためには、油圧回路における液柱の固有振動数をあらかじめ把握して、本サイレンサにより低減できな

い周波数の圧力脈動との共振現象を避けることのできるような回路の設計が不可欠である。液柱の固有振動数は終端条件の影響を受けるが、これまでの研究では、終端が開放端や閉鎖端の場合についてのみ設計に関する提言が行われてきた⁽⁸⁷⁾⁻⁽⁸⁹⁾。しかしながら実際の油圧回路においては、回路終端が単純な開放端や閉鎖端のみになることはほとんどない。これはガスなどを輸送する配管系においても同様であるが、Goyder は任意の回路終端を反射係数により表わし、コルゲートパイプ内の気柱の固有振動数を確認した⁽⁹⁰⁾。同研究では、その知見を用いてパイプで生起する騒音のモデル化を行った。一方、油圧回路での接続管路下流の回路終端が液柱の固有振動数に与える影響を詳細に検証したものは、過去の研究において見受けられない。

上記に述べたヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する課題は以下のように整理できる。

- (I) 本サイレンサは、減衰 1 自由度振動系の共振現象を用いていることから、狭帯域でのみ高い減衰効果を有するという特徴を持つため、低減の対象とする圧力脈動の周波数に対して精度よく設計を行わなければならない。しかしながら容量部の長さ L と直径 D の比 L/D が小さく容量部が扁平な場合では、従来の数学モデルにより減衰特性を予測することができないように、ネック部および容量部の形状が減衰特性に与える影響は未だ明らかとなっていない。
- (II) 本サイレンサは、共振周波数付近においてのみしか高い減衰効果が得られず、圧力脈動の周波数が変化する油圧システムにおいては効果が低下してしまうため、効率よく圧力脈動を低減するためには共振周波数を推移させることが必要となる。しかしながら、共振周波数をポンプの回転速度に応じて調整することのできる可変共振機構の構築およびそれを装着させるヘルムホルツ型油圧サイレンサの数学モデルの検証は行われていない。
- (III) 本サイレンサは、基本周波数およびその整数倍の周波数からなる圧力脈動のうち、ただ一つの周波数に対してのみしか有効でない。そのため、減衰対象とならない圧力脈動が油圧回路における共振現象により増大する場合、油圧回路全体では本サイレンサを効果的に使用できていないと考えられる。しかし、終端が開放端や閉鎖端の場合についてのみしか油圧回路の設計に関する提言は行われておらず、実際の終端条件のもとで共振現象を回避するための方法は明らかにされていない。

本研究論文では、これらの課題を解決することに着目し、「減衰特性の基礎的な考察」および「実際面での適用における検討」の二つのテーマを定め、ヘルムホルツ型油圧サイレンサを用いた油圧システムにおける圧力脈動の低減を目的としている。「減衰特性の基礎的な考察」においては、課題(I)で述べたネック部および容量部の形状が減衰特性に及ぼす影響について調べている。また「実際面での適用における検討」においては、共振周波数近傍に対してのみしか減衰性能が高くないという欠点をもつヘルムホルツ型油圧サイレンサによりできるだけ効率よく圧力脈動を低減することを目指している。そのため課題(II)に対しては、ポンプの回転速度に従って共振周波数を推移させることのできる可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサの開発を行い、本サイレンサが常に圧力脈動に対して減衰効果を及ぼすのを可能にすることを目指す。また課題(III)に対しては、本サイレンサにより低減できない

周波数の圧力脈動が共振現象を起こさないための油圧回路の設計について検証を行い、油圧システム全体の静粛化に寄与する。

1.4 論文の構成

本研究論文では、以上のとおりヘルムホルツ型油圧サイレンサに対して「減衰特性の基礎的な考察」および「実際面での適用における検討」の二つのテーマを定め、容積式ポンプに起因する圧力脈動の低減による油圧システムの低騒音化を最終的な目的としている。本論文は全6章で構成され、各章の内容は以下のように要約される。また図 1-5 に本研究論文における全般の流れおよび各章の位置付けについて示す。

第1章

本研究における背景、課題、目的を述べている。

第2章

本研究論文における二つのテーマのうち「減衰特性の基礎的な考察」に着目している。1.3 節の課題(I)を受けて、ネック部および容量部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。まず、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。そして、これらの数学モデルにより、容量部の長ささと直径の比 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。本研究では主に、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。

第3章

本章では、第2章において新たに提案した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に、容量部の壁面における弾性変形の影響を加えている。まず、容量部の壁面における軸方向への弾性変形を考慮した半径方向の平面波動理論を用いて分布定数系モデルを構築する。つぎに、この数学モデルを用いて壁面における弾性変形の影響が有効体積弾性係数やサイレンサの減衰特性に与える影響を考察する。最後に、弾性変形に影響を及ぼすパラメータを変化させて透過損失を測定し、減衰特性について検証する。

第4章

本研究論文における二つのテーマのうち「実際面での適用における検討」に着目している。1.3 節で述べた課題(II)に対し、ポンプの回転速度に従って共振周波数を推移させることのできる可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサの開発を行う。まず、容量部の体積のみを変えることのできる単段のヘルムホルツ型油圧サイレンサを設計し、容量部に環状管路を有する数学モデルを用いてその寸法諸元を決定する。つぎに、数学モデルを検証するため、試作サイレンサの減衰特性を実験的に求め設計仕様と比較する。最後に、ポンプの回

転速度が変化する油圧回路内に試作サイレンサを設置し、その減衰効果を挿入損失特性により調べることで可変共振機構の有効性を明らかにする。

第5章

本研究論文における二つのテーマのうち「実際面での適用における検討」に着目し、1.3 節における課題(III)について、実際の回路の終端条件が油圧回路における共振現象へ与える影響を検証する。まず、終端インピーダンスの複素パラメータである振幅と位相を考慮し、これら複素パラメータと接続管路内の圧力脈動の関連性を調べる。とくに、圧力脈動の起振源である油圧ポンプの特性に依らない無次元圧力脈動を導入することで、終端インピーダンスのみが接続管路内における圧力脈動の共振現象に及ぼす影響を調査する。また、閉鎖端と開放端との中間域となる終端条件に対して、圧力脈動の共振モードが遷移することを明らかにし、この遷移領域におけるモードの特性を検証する。

第6章

本研究の結論を述べる。

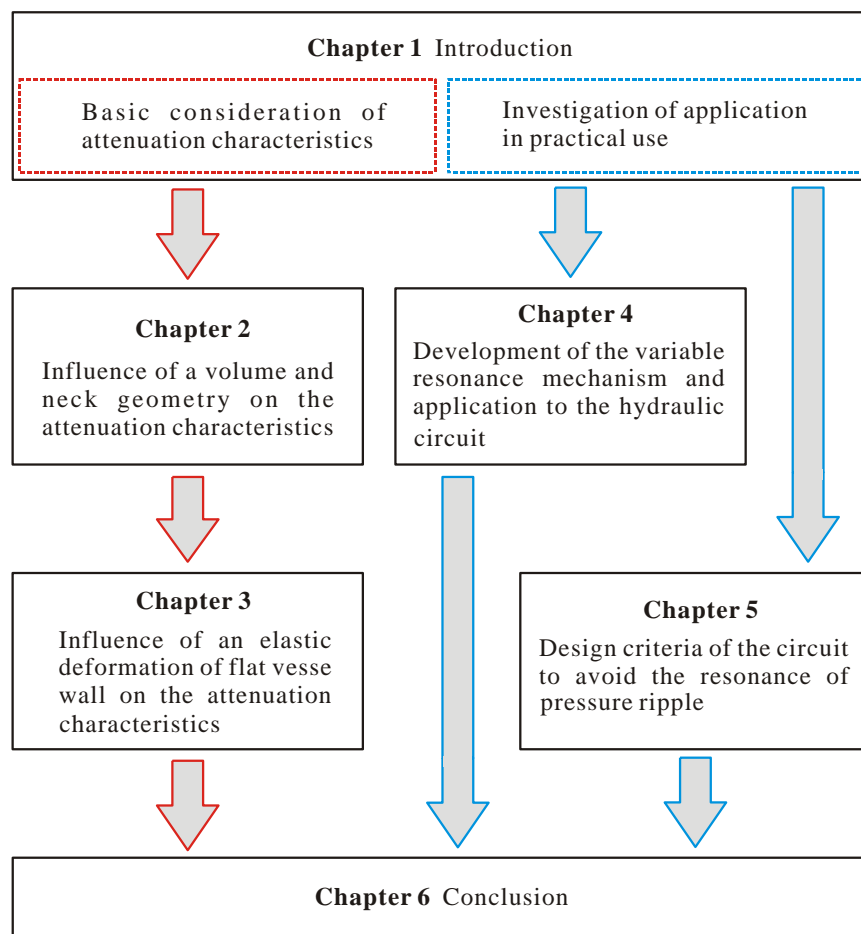


Fig. 1-5 Flow diagram of this research

2

ネック部および容量部の寸法形状 が減衰特性に及ぼす影響

2.1 緒言

ヘルムホルツ型油圧サイレンサは構造が単純で安価であるが、共振周波数付近のみでしか高い減衰性能を得ることができないという問題点を有している。したがって、油圧システムにおいて減衰対象とする脈動の周波数とサイレンサの共振周波数が一致するように設計されなければならない。一般的な形状の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は、軸方向の分布定数系モデルにより実用上で十分な精度で実測値と一致することが知られている^{(83), (84)}。一方で鷲尾らは、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において、前述の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を報告している⁽⁶⁰⁾。これは、ヘルムホルツ型油圧サイレンサのネック部および容量部の形状に応じて減衰特性が異なることを示唆している。

音響分野では、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数多くの研究がなされてきた。とくに 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い、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た⁽⁶⁷⁾⁻⁽⁶⁹⁾。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いないばかりか、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るなど、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。

そこで本章では、ヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰性能を精度よく予測するために、ネック部および容量部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。まず、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。そして、これらの数学モデルにより、容量部の長さや直径の比 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。試験に供した油圧サイレンサは全 10 種類であり、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び実験的な検証を行う。

2.2 ヘルムホルツ型油圧サイレンサの数学モデル

図 2-1 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。本章では、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、同図に示すような細長い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。本節では、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。

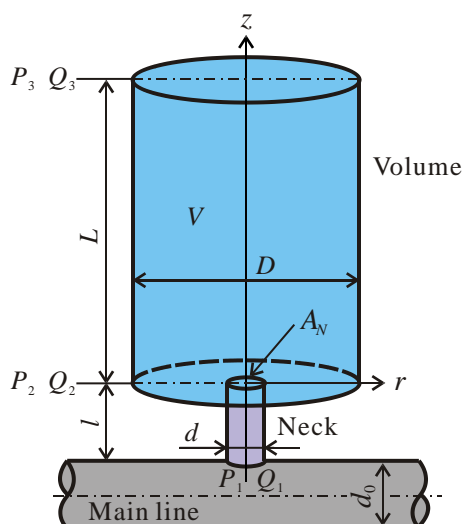


Fig. 2-1 Helmholtz type hydraulic silencer (Conventional volume shape)

2.2.1 減衰性能の評価値

管路内における圧力脈動は、ポンプの吐出し流量脈動と油圧回路の構成機器との相互作用によって生じるため、管路内における位置および周波数によって振幅と位相が異なる。したがって、サイレンサの入口および出口での圧力脈動の比などは、測定を行った回路やサイレンサを挿入した位置などの特性を含むことからサイレンサの性能評価の指標には適さない。そのため、サイレンサの終端が無反射という特別な条件下での減衰性能であり、サイレンサ固有の評価値となる透過損失がしばしば用いられる。

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⁽⁵⁹⁾。

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \left| 2 + Z_c \frac{T_{21}}{T_{11}} \right| \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \left| 2 + Z_c \frac{1}{Z_h} \right| \right) \quad (2-1)$$

ここで T_{11} , T_{21} は、後ほど式(2-23)にて説明するが、サイレンサの伝達マトリックスの係数である。また Z_h はサイレンサの入口インピーダンスを表わす。 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 c 、主管路の直径 d_0 を用いれば

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

となる。 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⁽⁹¹⁾。

$$\xi \doteq 1 + \sqrt{\frac{4\nu}{d_0^2 s}} + \frac{4\nu}{d_0^2 s} \quad (2-3)$$

なおヘルムホルツ型油圧サイレンサの場合、式(2-1)で表される透過損失 TL は共振周波数において極大値をとる。

2.2.2 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。ネック部における作動油の運動方程式および容量部における作動油の圧縮性に関する関係式は次のとおり表される。

$$\rho A_N l \frac{d}{dt} \left(\frac{q_2}{A_N} \right) = A_N (p_1 - p_2) - A_N \frac{128\mu l}{\pi d^4} q_2 \quad (2-4)$$

$$q_2 - 0 = \frac{V}{K} \frac{dp_2}{dt} \quad (2-5)$$

ここで ρ と K はそれぞれ作動油の密度と体積弾性係数， d と l はネック部の直径と長さ， V は容量部の体積， A_N はネック部の断面積 ($A_N = \pi d^2/4$) を表わす．また p_1 ， q_1 および p_2 ， q_2 はそれぞれ，ネック部の入口および出口における圧力脈動，流量脈動である．本モデルでは，流体を集中定数系で表わしており，ネック部の入口および出口における流量脈動は等しく $q_1 = q_2$ となる．式(2-4)，(2-5)をラプラス領域において，初期値を 0 と置き連立すれば，サイレンサの入口インピーダンス Z_h の逆数は

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{s}{ms^2 + Cs + k} \quad (2-6)$$

となる．ここに P_1 ， Q_1 はラプラス領域におけるネック部入口の圧力脈動および流量脈動を表わす．また m は流体イナータンス， C は流体の粘性抵抗に関する係数， k は作動油の圧縮性によるばね定数であり，それぞれ

$$m = \frac{\rho l}{A_N} = \frac{4\rho}{\pi} \frac{l}{d^2} \quad (2-7)$$

$$C = \frac{128\mu}{\pi} \frac{l}{d^4} \quad (2-8)$$

$$k = \frac{K}{V} \quad (2-9)$$

である． μ は作動油の粘度を表す．ここで式(2-6)を式(2-1)に代入することにより，集中定数系モデルにおける透過損失 TL を求めることができる．ラプラス演算子は，虚数単位 j および周波数 f を用いて $s = j2\pi f$ と表されるが，ヘルムホルツ型油圧サイレンサにおいてはサイレンサの入口インピーダンスの絶対値 $|Z_h|$ を最小とする周波数が共振周波数となる．したがって，共振周波数 f_r およびその周波数における透過損失の値 TL_r は次のように表される．

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2-10)$$

$$TL_r = 20 \log_{10} \left| 1 + \frac{c\xi}{64\nu d_0^2} \frac{d^4}{l} \right| \quad (2-11)$$

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，共振周波数 f_r は式(2-10)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(2-7)，(2-9)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。

2.2.3 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 2-1 のような縦長の円筒形状であるため、ネック部および容量部における圧力脈動および流量脈動は、軸方向 (z 方向) に伝達される平面波と同じように伝ばすると仮定できる。ここで、容量部およびネック部の入口（上流端）と閉鎖端（下流端）における圧力脈動 P と流量脈動 Q の関係は、容量部およびネック部の伝達マトリックス \mathbf{T}_V および \mathbf{T}_N を用いれば、

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_V \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{V,11} & T_{V,12} \\ T_{V,21} & T_{V,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_N \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{N,11} & T_{N,12} \\ T_{N,21} & T_{N,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

となる。ここに添字の 1, 2 および 3 は、ネック部の入口、容量部の入口および容量部の終端を意味する。

油圧管路内を軸方向に伝達される平面波は、粘性および半径方向の流速分布を考慮した軸対称非定常流れの運動方程式によってモデル化できる⁽⁹²⁾。したがって、式(2-12)における容量部の伝達マトリックス \mathbf{T}_V の係数 $T_{V,11} \sim T_{V,22}$ はそれぞれ次のように表わされる⁽⁹³⁾。

$$T_{V,11} = \cosh\left(\frac{\xi_V s}{c} L\right) \quad (2-14)$$

$$T_{V,12} = Z_{cV} \sinh\left(\frac{\xi_V s}{c} L\right) \quad (2-15)$$

$$T_{V,21} = \frac{1}{Z_{cV}} \sinh\left(\frac{\xi_V s}{c} L\right) \quad (2-16)$$

$$T_{V,22} = \cosh\left(\frac{\xi_V s}{c} L\right) \quad (2-17)$$

また、式(2-13)において、ネック部の伝達マトリックス \mathbf{T}_N の係数 $T_{N,11} \sim T_{N,22}$ は、

$$T_{N,11} = 1 \quad (2-18)$$

$$T_{N,12} = \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N^2 \quad (2-19)$$

$$T_{N,21}=0 \quad (2-20)$$

$$T_{N,22}=1 \quad (2-21)$$

である⁽⁹³⁾．ここで L および l は容量部およびネック部の長さ， Z_{cV} は容量部の特性インピーダンスであり，式(2-2)において主管路の直径 d_0 を容量部の直径 D に， ξ を ξ_V に置き換えたものである．また， ξ_V 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(2-3)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．

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，

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (2-22)$$

と表され，上式中の伝達マトリックス \mathbf{T} は

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_N \cdot \mathbf{T}_V = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (2-23)$$

のとおり求められる．サイレンサ終端の流量脈動は $Q_3=0$ であるので，軸方向の分布定数系モデルにおいて，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 の逆数は次式のように表される．

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{T_{21}}{T_{11}} = \frac{1}{Z_{cV} \coth\left(\frac{\xi_V s}{c} L\right) + \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N^2} \quad (2-24)$$

上式を式(2-1)に代入することにより，軸方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルの透過損失が計算できる．しかしながら，分布定数系モデルにおける透過損失 TL の式は複雑であり，集中定数系モデルのように共振周波数 f_r を解析的に得ることはできない．そのため同モデルでは，各周波数における透過損失 TL の値を計算し，ピークとなる周波数を調べることで共振周波数 f_r およびその周波数における透過損失の値 TL_r を求める．

2.2.4 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 2-2 に，容量部の形状が扁平なヘルムホルツ型油圧サイレンサを示す．同サイレンサの容量部においては，軸方向 (z 方向) よりも半径方向 (r 方向) へ放射状に伝ばする圧力脈動および流量脈動が支配的になると考えられる．前項の軸方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルでは，軸方向に長い管路内を伝ばする脈動の現象を，粘性および半径方向の流速分布を考慮した波動方程式を基礎式としてモデル化した．したがって本項では，これまで研

究されてきた軸方向に対する数学モデルの考え方を半径方向に適用し，基礎方程式の導出および解析を行う．

容量部における脈動の伝ばについて，以下の仮定を設ける．

- (i) 流体の温度変化は十分に小さく，作動油の粘性は一定である．
- (ii) 容量部の周方向に対する脈動の伝ばの影響は無視できる．
- (iii) 脈動は半径方向へ平面波として伝ばし，同面内における圧力脈動は一定とする．
- (iv) 壁面の弾性による影響は無視できる．

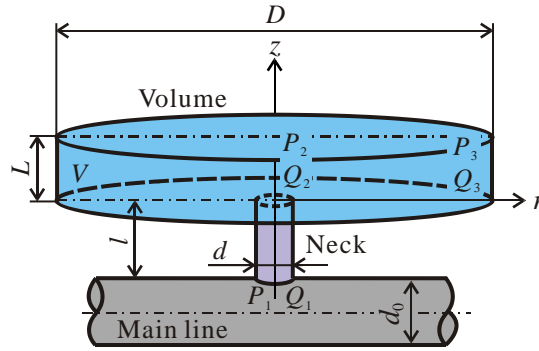


Fig. 2-2 Helmholtz type hydraulic silencer (Flat volume shape)

以上により容量部において伝ばする圧力脈動は，次式の粘性および軸方向の流速分布を考慮した非定常流れの運動方程式⁽⁹⁴⁾を用いて表される．

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \quad (2-25)$$

ここに u_r は半径方向の流速である．また容量部内における流体は，下記の圧縮性を考慮した連続の方程式⁽⁹⁵⁾および流体の状態方程式⁽⁹⁶⁾を満足する．

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (2-26)$$

$$\frac{\partial \rho}{\rho} = \frac{\partial p}{K} \quad (2-27)$$

u_z は軸方向の流速を表わす．なお，本項における分布定数系モデルの基礎式である式(2-25)および式(2-26)に関する詳細は，付録 A.1 に記述する．

式(2-26)に式(2-27)を代入し整理すると，

$$\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (2-28)$$

となる．この式(2-28)を半径方向の断面積で平均化し，式(2-25)と連立すれば，ラプラス領域において半径方向の断面における平均流速 U および圧力 P が次のように求められる．なお，細部に関しては付録 A.2 に示す．

$$U = C_1 J_1(r\sqrt{\gamma}) + C_2 N_1(r\sqrt{\gamma}) \quad (2-29)$$

$$P = -\frac{K\sqrt{\gamma}}{s} [C_1 J_0(r\sqrt{\gamma}) + C_2 N_0(r\sqrt{\gamma})] \quad (2-30)$$

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．

$$\gamma = \frac{\rho s^2}{\frac{2K}{L} \sqrt{\frac{\nu}{s}} \tanh\left(\frac{L}{2} \sqrt{\frac{s}{\nu}}\right) - K} \quad (2-31)$$

式(2-29)，(2-30)において，容量部入口の半径 r_1 ($\equiv 0$) および閉鎖端での半径 r_2 ($\equiv D/2$) で圧力脈動および流量脈動 P_2 , P_3 および Q_2 , Q_3 を用いれば積分定数 C_1 , C_2 を求められる．なお流量脈動 Q はそれぞれの境界での断面積と式(2-29)の流速 U の積から求められる．式(2-29)および式(2-30)にこの境界条件を適用し，式(2-12)の伝達マトリックスのように整理すれば，半径方向へ放射状に伝ばする脈動が支配的な容量部における伝達マトリックス \mathbf{T}_V の係数 $T_{V,11} \sim T_{V,22}$ は，それぞれ以下のように導出される．

$$T_{V,11} = \frac{N_0(r_1\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (2-32)$$

$$T_{V,12} = \frac{K\sqrt{\gamma}}{2\pi r_2 L s} \cdot \frac{J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_0(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_0(r_2\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (2-33)$$

$$T_{V,21} = \frac{2\pi r_1 L s}{K\sqrt{\gamma}} \cdot \frac{J_1(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_1(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (2-34)$$

$$T_{V,22} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})}{N_0(r_2\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})} \quad (2-35)$$

ネック部における脈動は軸方向への伝ばが支配的であり，その伝達マトリックスは式(2-18)～(2-21)で表される．ただし容量部の入口付近では流れの方向が変わり，脈動は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，本サイレンサではこの曲がりの影響は無視でき，ネック部から容量部への流れは連続であると仮定する．この前提を考えれば，ネック部の上流端から容量部の閉鎖端までの伝達マトリックスは式(2-23)となる．したがって半径方向の分布定数系モデルでは，本サイレンサの入口インピーダンス Z_h の逆数は次式のように表される．

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{T_{21}}{T_{11}} = \frac{1}{\frac{K\sqrt{\gamma}}{2\pi_1 Ls} \frac{N_0(r_1\sqrt{\gamma})J_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma})}{J_1(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_2\sqrt{\gamma}) - J_1(r_2\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})} + \frac{4\rho l s}{\pi d^2} \xi_N^2} \quad (2-36)$$

なお，このモデルでも，共振周波数 f_r およびその周波数における透過損失の値 TL_r は式(2-24)と同様な方法で求める．

2.3 数学モデルによる考察

2.3.1 サイレンサの寸法

本節では，前節で得られた分布定数系モデルにより本サイレンサの寸法形状が減衰特性に与える影響を考察する．まず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(2-10)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(2-11)よりネック部の直径 d と長さ l のみから得られる．理論的考察においては，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（ $F_r = 200$ Hz, 400 Hz, 1000 Hz）に設定する．表 2-1 に計算に必要な作動油の物性値と主管路の諸元，また表 2-2 には本章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 $F_r = 200$ Hz と設定しても流体イナータンス 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．

本章では，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

Table 2-1 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 2-2 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}

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 2-2 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、本章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 \times 直径の比 L/D を変化させる。

図 2-3 および図 2-4 は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 2-3 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 2-4 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、本章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。

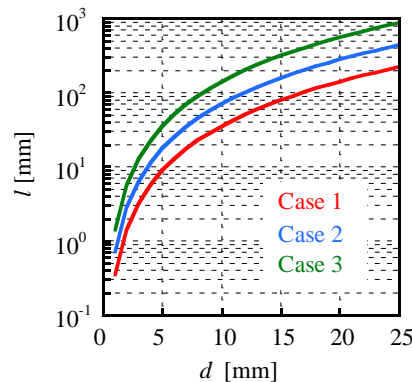


Fig. 2-3 Dimension of neck

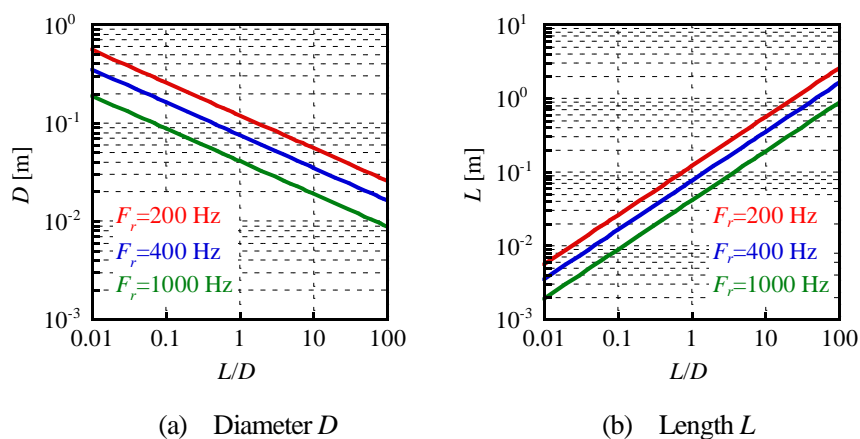


Fig. 2-4 Dimensions of volume (Case 2)

2.3.2 計算結果と考察

図 2-5(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 2-11 に示す計算結果のように各周波数における透過損失 TL を計算し、その極大値 TL_r と共振周波数 f_r を求めた。

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、 $F_r = 200$ Hz では $L/D = 20$ 付近で低下しはじめるのに対して、 $F_r = 1000$ Hz では $L/D = 10$ 付近で下がりはじめる．そのため、 $F_r = 1000$ 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 $F_r = 200$ Hz および $F_r = 400$ Hz の場合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と考えられる．この理由は式(2-11)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．

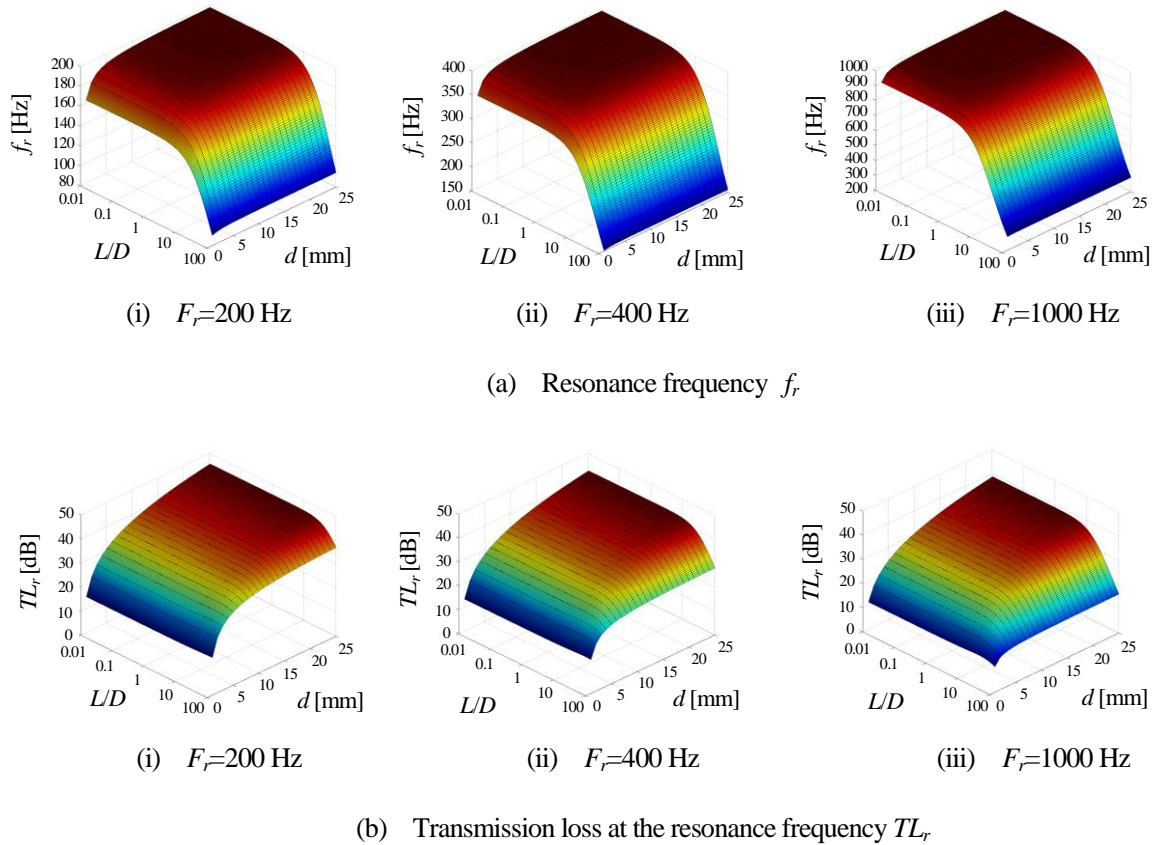


Fig. 2-5 Calculated attenuation characteristics of Helmholtz hydraulic silencer (Case 2)
(z-directional distributed parameter model)

図 2-6 は、図 2-5 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較すると少ない。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 2-5 および図 2-6 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⁽⁵⁷⁾。液柱共鳴の原理において共振周波数は、分岐した枝の長さ l_s を用いて $f_s = c / (4l_s)$ 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。

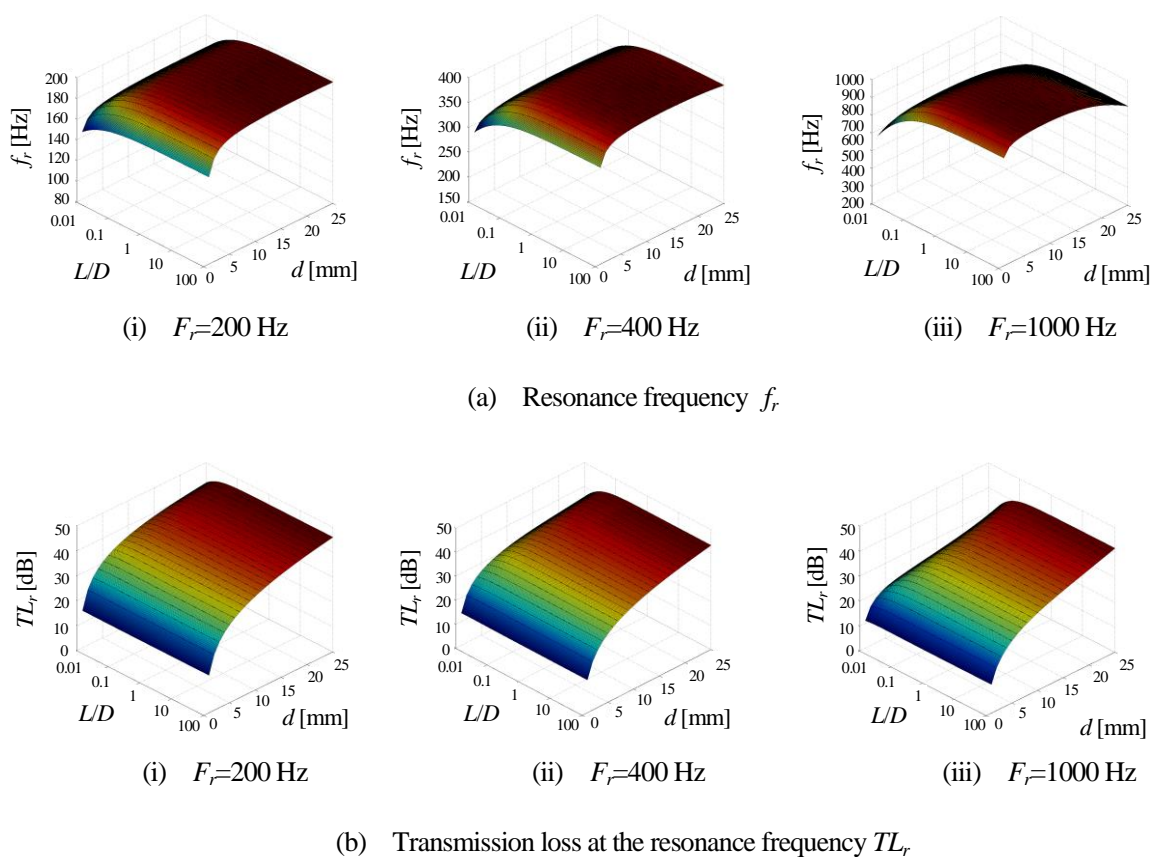


Fig. 2-6 Calculated attenuation characteristics of Helmholtz hydraulic silencer (Case 2)
(r -directional distributed parameter model)

図 2-7 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

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、本章では容量部の長さ 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下記の2つの事項に関係していることがわかる。

- (i) 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。
- (ii) 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。

なお同図では、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。

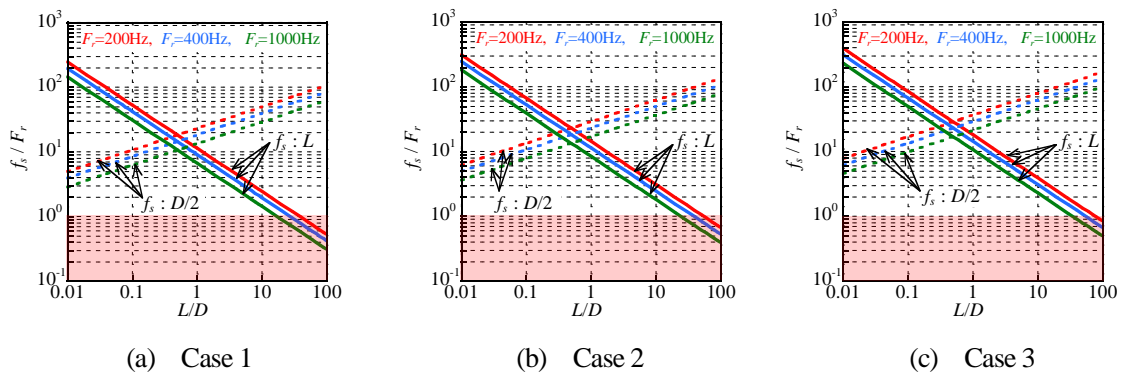


Fig. 2-7 Frequency ratio of side branch and Helmholtz type hydraulic silencer

図 2-8 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 ($d = 10 \text{ mm}$) 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明らかとなっている⁽⁸⁴⁾。同図はネック部の直径が $d = 10 \text{ mm}$ 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 2-7 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 2-6 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いるが⁽⁹⁷⁾、 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．拡大管路のサイドブランチの共振周波数に関する詳細は付録 B に示す．

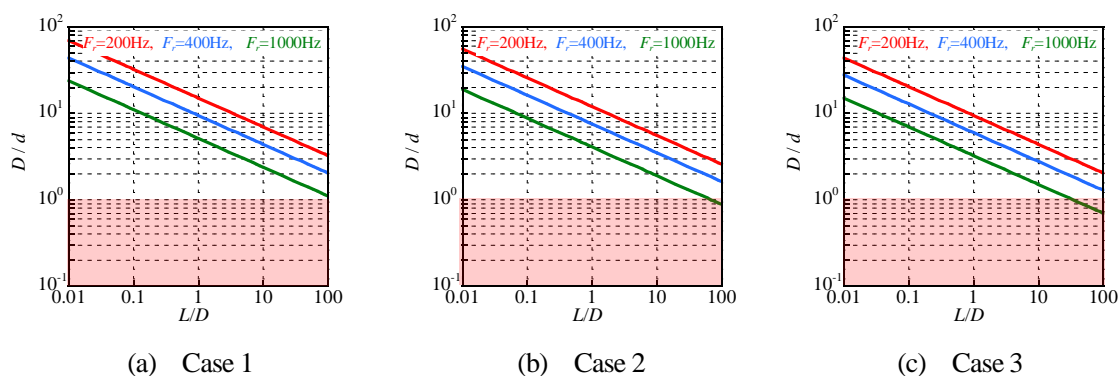


Fig. 2-8 Diameter ratio of volume and neck (Diameter of neck $d=10$ mm)

2.4 実験による検証

2.4.1 供試サイレンサ

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圧力脈動の基本周波数は $f < 500$ Hz であるが、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 ($l/d^2 = 312.5 \text{ m}^{-1}$)、容量部の体積は $V \approx 1.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ 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 $3 \leq L/D \leq 7$ 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 2-3 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 2-9 は供試サイレンサの外観である．

Table 2-3 Volume dimensions of Helmholtz type hydraulic silencer

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



(a) Flat volume shape ($L/D=0.05$)



(b) Slender volume shape ($L/D=18.7$)

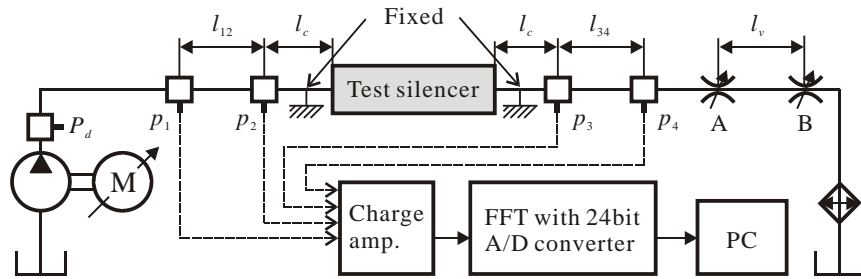
Fig. 2-9 Helmholtz type hydraulic silencer

2.4.2 実験方法

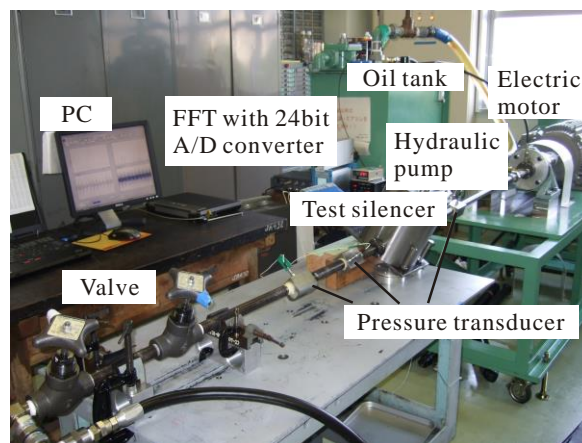
本章では供試サイレンサの透過損失を実測するために，小嶋らの測定手法（4圧力2システム法）を用いた⁽⁵⁹⁾．4圧力2システム法は，油圧機器の伝達マトリックスを実験により明らかにする場合に用いられるが，本実験では，この手法によりサイレンサの伝達マトリックスを求めている．式(2-1)からわかるように，透過損失 TL はサイレンサの伝達マトリックスの係数 T_{11} および T_{21} により与えられる．そこで本研究では，透過損失 TL を同手法により実験的に得られた伝達マトリックス係数を用いて計算している．

図 2-10 は測定用の油圧回路と計測システムである．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．表 2-4 に FFT アナライザ（小野測器 DS-2100）における分析条件を示す．なお計測結果には20回測定した交流成分の加算平均を用いている．

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により求められる。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領域を $f=50 \text{ Hz} \sim 2 \text{ kHz}$ までとすると、それぞれ $l_{12}=l_{34}=220 \text{ mm}$ 、 $l_v=210 \text{ mm}$ ($l_c=180 \text{ mm}$) とした⁽⁵⁹⁾。なお、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 $d_0=21.0 \text{ mm}$ の一様な形状となるように工夫し、計測条件は吐出し圧力 $p_d=7 \text{ MPa}$ で油温を $40 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ 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。



(a) Schematic diagram



(b) Whole view

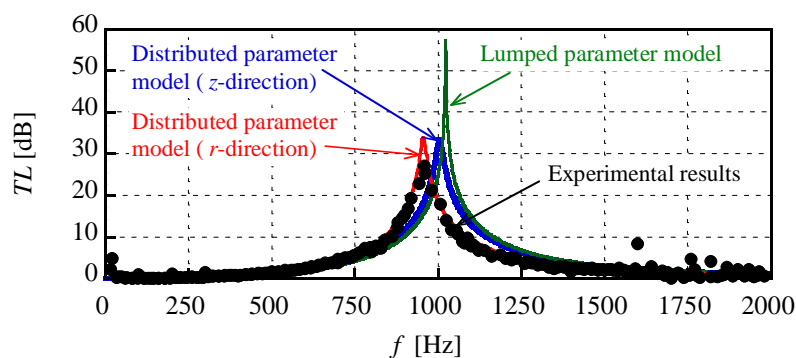
Fig. 2-10 Experimental system for measuring transmission loss of test hydraulic silencer

Table 2-4 Analysis condition in FFT

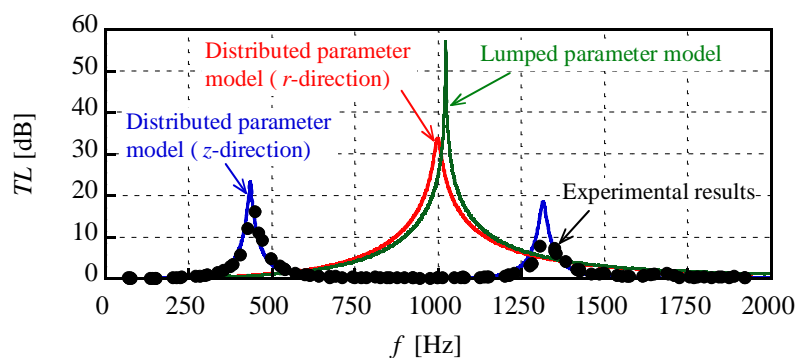
Frequency range	2000 Hz
Sampling frequency	5120 Hz
Frequency resolution	0.625 Hz
Time window length	1.6 s
Sampling points	8192
Window function	Hamming window

2.4.3 結果および考察

図 2-11 は、容量部の形状が $L/D = 0.54$ および $L/D=49.8$ 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。同図(a), (b)には本章で用いた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(a)の $L/D = 0.54$ 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。一方、同図(b)では共振周波数 $f_r = 445 \text{ Hz}$ のほかに、その3倍の $f_r = 1245 \text{ Hz}$ 付近でも共振現象が見られるが、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、軸方向の分布定数系モデルに合致していることがわかる。ここから、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。



(a) $L/D=0.54$

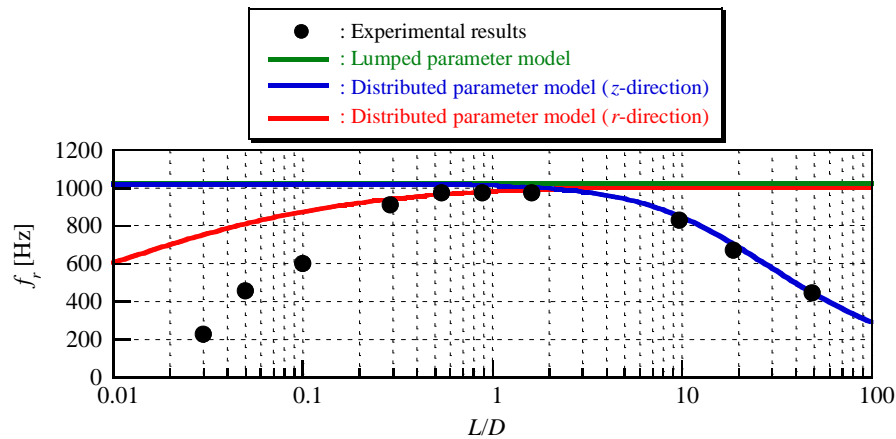


(b) $L/D=49.8$

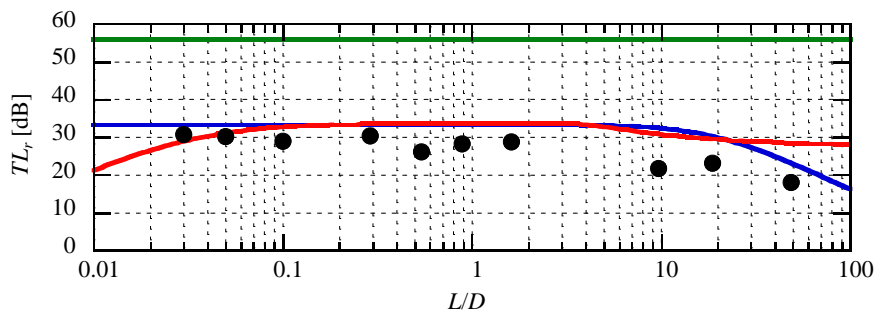
Fig. 2-11 Transmission loss characteristics

図 2-12 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、そこでの透過損失 TL_r の結果を示す．ここに、共振周波数 f_r とその透過損失 TL_r は、図 2-11 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．

つぎに、 L/D が小さく容量部が扁平になる場合を観察すると、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、容量部の入口付近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．



(a) Resonance frequency f_r



(b) Transmission loss TL_r

Fig. 2-12 Influence of volume shape for Helmholtz type hydraulic silencer

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、2つの分布定数系モデルに近い結果を示しているものの、計算結果よりもわずかに低下している。これまでの研究でも、このような分布定数系モデルの共振周波数近傍における透過損失の値に関するモデル化誤差については述べられており⁽⁹²⁾、原因の一つはネック部の出入口における断面積変化で生じる圧力損失と考えられる。

毛利らは、ダクトに接続されたタンクの出入口における断面積変化部の圧力損失を等価な線形減衰を用いて解析し、圧力脈動の周波数応答を数値的に求め、共振振動数においても振幅が実験値とよく一致することを明らかにした⁽⁹⁸⁾。また石川らは、マフラーの断面積変化部の圧力損失にもとづく非線形減衰を集中系モデルにより表わし、周波数応答の測定結果と定量的に合致することを確認した⁽⁹⁹⁾。以上の観点から、本サイレンサの分布定数系モデルにおいても、脈動の伝ばに対し、粘性の影響のみではなく、ネック部の出入口において生じる圧力損失に関する検討を行うことで、より実測値と一致する計算結果が得られると考えられる。

2.5 結言

本章では、ヘルムホルツ型油圧サイレンサのネック部および容量部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 l と直径 d 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な検討を行った。以下に、本章で得られた主な知見を述べる。

- (1) 円筒形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、ほぼ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 を変化させたところ、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と考察できた。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．これに対し， 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増大することがわかった．

3

扁平な容量部の壁面の弾性変形 が減衰特性に及ぼす影響

3.1 緒言

ヘルムホルツ型油圧サイレンサは、ヘルムホルツ共鳴の原理にもとづいているため、共振周波数付近でのみ高い減衰効果を有している。よって、効果的に圧力脈動を低減するには、共振周波数が減衰対象の圧力脈動周波数と等しくなるようにサイレンサを設計する必要がある。第2章では、容量部およびネック部の寸法形状が減衰性能に及ぼす影響について調べるため、円筒容量部の長さ L の直径 D に対する寸法比 L/D が比較的小さい扁平な形状のサイレンサの分布定数系モデルを新たに構築した。その結果、寸法比 L/D が減少し容量部が扁平になると共振周波数が低下することが明らかとなり、その実測値は数学モデルによる計算値よりも著しく小さくなることがわかった。

第2章で述べたヘルムホルツ型油圧サイレンサの分布定数系モデルは、ネック部と容量部内の作動油に対して非定常層流の粘性波動理論を適用したモデルである。これらのモデルではネック部および容量部を剛体と仮定している。そのため、寸法比 L/D が大きい縦長のヘルムホルツ型油圧サイレンサに対して、軸方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルでは、剛体管路内における非定常層流の波動現象を表わす数学モデル⁽¹⁰⁰⁾⁻⁽¹⁰³⁾が用いられている。一方で、本サイレンサにおいて容量部における円周壁面での弾性変形の影響を考慮した数学モデルが用いられた例もある。たとえば鷲尾らは、管路において分布的に生じる円筒殻の半径方向への膨張収縮の影響を、液体の有効体積弾性係数として等価的に取り扱うことによって考慮している⁽⁶⁰⁾。なお、容量部を剛体とした分布定数系モデルと比較すると、弾性変形を考慮したモデルでは共振周波数がわずかに低くなる。また Earnhart らは、容量部に壁面の管材よりも柔軟なライナを挿入すると、ライナが無い場合に比べて共振周波数が著しく低下す

ることを明らかにした⁽¹⁰⁴⁾。これらの要因は、容量部の管壁やライナの弾性変形の影響により、有効体積弾性係数が低くなるためである。以上のことを勘案すると、第2章における寸法比 L/D の減少にともなう共振周波数の計算結果と実験結果の著しい差異の原因の一つは、容量部における動的な壁面の弾性変形の影響と推察される。

そこで本章では、扁平な容量部の壁面の弾性変形がサイレンサの減衰特性に及ぼす影響について調べることを目的とする。まず、2.2.4 項の(iv)において無視できると仮定した容量部の壁面における弾性変形を考慮し、新しい分布定数系モデルを構築する。つぎに、この数学モデルを用いて壁面における弾性変形が有効体積弾性係数やサイレンサの減衰特性に与える影響を考察する。最後に、弾性変形に影響を及ぼすパラメータを変化させて透過損失を測定し、減衰特性について検証を行う。

3.2 容量部の壁面の弾性変形を考慮したモデル

3.2.1 扁平な容量部をもつヘルムホルツ型油圧サイレンサ

図 3-1 に本章で取り扱う扁平な容量形状を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサを示す。このサイレンサは、円筒容量部の直径 D が長さ L に比べて長い扁平形状であり、その入口に主管路から分岐接続したネック部を有する構造となっている。容量部は太く短い円筒管（チューブ）と二つのカバーをボルトとナットで締結することにより構成されている。またネック部は下側のカバーおよび主管路を接続するブロック内に設けられ、各部材の接合面は O リングによりシールされている。サイレンサ内を伝ばする圧力脈動は、ネック部では軸方向（ z 方向）の平面波となるが、容量部においては半径方向（ r 方向）へと放射状に伝ばする平面波が支配的になると考えられる。そのため第2章では、扁平な剛体容量部での平面波の基礎方程式について、円筒座標系での半径方向のナビエ・ストークス方程式および圧縮性を考慮した連続の方程式をもとに解析をする。

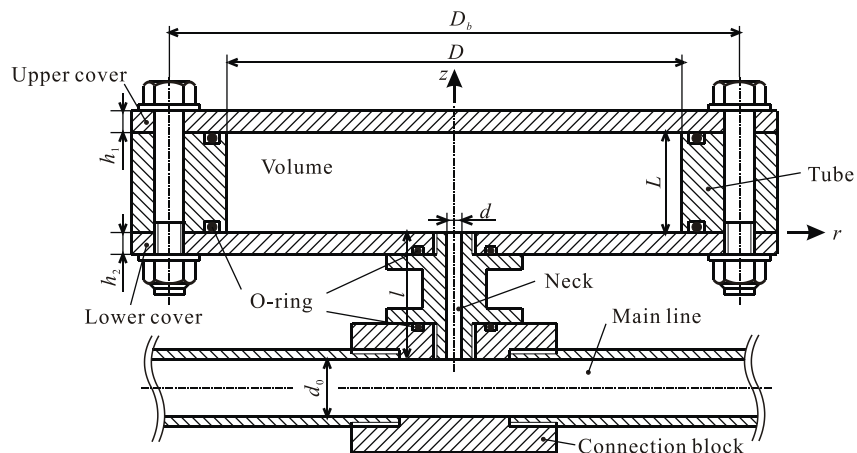


Fig. 3-1 Helmholtz type hydraulic silencer with flat vessel configuration

本章で考察する容量部の上下カバーの弾性変形は、内部の作動油の圧力脈動が上下のカバーに作用することにより生じる。この弾性変形におけるカバー表面の変位をモデル化し、それを基礎方程式の一つである連続の方程式に組み込むことで、弾性変形の影響を含む作動油の有効体積弾性係数を導出する。

3.2.2 基礎方程式

扁平な容量部では、半径方向に伝ばする圧力脈動が支配的と考えられ、その基礎方程式は第2章にて示した式(2-25)および(2-28)の、半径方向のナビエ・ストークス方程式および液体に対する圧縮性を考慮した連続の方程式である。ここで式(2-26)を半径方向で平均化すると付録Aの式(A-6)が得られるが、同式の左辺第4項を積分すると

$$\frac{1}{K} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\bar{u}_r}{r} + \frac{1}{L} (u_{z,1} - u_{z,2}) = 0 \quad (3-1)$$

となる。 \bar{p} および \bar{u}_r は、半径方向断面における平均圧力および平均流速を表わす。また $u_{z,1}$ および $u_{z,2}$ は、カバーの上面 $z=L$ および下面 $z=0$ での軸方向断面における法線方向の流速である。第2章では容量部を剛体と仮定していたため $u_{z,1}=u_{z,2}=0$ としたが、本章ではこれらの項からカバーの弾性変形の影響を考慮する。

3.2.3 壁面の弾性変形とモデル

縦長のヘルムホルツ型油圧サイレンサにおいて円周壁面の弾性変形の影響を考慮した数学モデルでは、圧力脈動に起因する半径方向への壁面の変位を静的釣合い問題として近似的に取り扱っている⁽⁶⁰⁾。これと同様に、扁平な容量部を持つサイレンサでは上下カバーの弾性変形を円板に作用する荷重とたわみの関係より導き、このカバーの内側表面（以降、ぬれ面と呼称する）における法線方向変位の時間変化から、式(3-1)の速度 $u_{z,1}$ 、 $u_{z,2}$ を求める。

ここでは、ぬれ面における法線方向変位を求めるにあたり以下の仮定を設ける。

- (i) ぬれ面上の直径 D の円領域には、容量部における圧力脈動により等分布荷重 \bar{w} が作用する。
- (ii) 変位は円板の曲げにおける最も単純なラグランジュによる低次近似の古典平板理論で表わされる。
- (iii) ぬれ面上の等分布荷重 \bar{w} は下側ぬれ面における直径 d のネック部断面には作用しないが、 $D \gg d$ のため、その影響を無視し上下対称とする。
- (iv) 接続ブロックの影響は無視できる。

以上より、上下のぬれ面における法線方向速度 $u_{z,1}$ 、 $u_{z,2}$ はカバーに作用する等分布荷重 \bar{w} を用いて

$$u_{z,1} = \alpha_1(r) \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} \quad (3-2)$$

$$u_{z,2} = -\alpha_2(r) \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} \quad (3-3)$$

で表わされる．係数 $\alpha_1(r)$ ， $\alpha_2(r)$ はカバーの拘束条件により定まるが，図 3-1 に示すとおりボルトにより締結されていることから，ここでは次に示す2つの条件を用いて考察する．

(I) 上下カバーが容量部の円領域周縁（ $r=D/2$ ）で固定支持された場合⁽¹⁰⁵⁾

$$\alpha_i(r) = \frac{1}{64G_i} \left(\frac{D}{2} \right)^4 \left[1 - \left(\frac{2}{D} \right)^2 r^2 \right]^2 \quad (3-4)$$

ここに i は上面，下面を表わす添え字であり， G_i ($i=1, 2$) は上下カバーの曲げ剛性である．また，この曲げ剛性 G_i は部材の縦弾性係数 E ，ポアソン比 η および上下カバーの厚さ h_i ($i=1, 2$) を用いて

$$G_i = \frac{Eh_i^3}{12(1-\eta^2)} \quad (3-5)$$

と表わされる．

(II) 上下カバーがボルトのピッチ円周縁（ $r=D_b/2$ ）で固定支持された場合⁽¹⁰⁵⁾

$$\alpha_i(r) = \frac{1}{16G_i} \left(\frac{D}{2} \right)^4 \left\{ 4 \left(\frac{r}{D} \right)^4 - 2 \left(\frac{r}{D_b} \right)^2 + \left(\frac{D_b}{D} \right)^2 - \left[1 + 8 \left(\frac{r}{D} \right)^2 \right] \ln \left(\frac{D_b}{D} \right) - \frac{3}{4} \right\} \quad (3-6)$$

これら2種類の拘束条件のモデルにおいて，等分布荷重 \bar{w} を平均圧力 \bar{p} に等しく置き，式(3-2)，(3-3)を式(3-1)に代入すれば，上下カバーの弾性変形を考慮した連続の方程式が次のとおり導出される．

$$\frac{1}{K_e(r)} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\bar{u}_r}{r} = 0 \quad (3-7)$$

ここに $K_e(r)$ は容量部の上下壁面の弾性変形を考慮した有効体積弾性係数であり，次式のとおり半径 r の関数として表わされる．

$$K_e(r) = \frac{1}{\frac{1}{K} + \frac{\alpha_1(r) + \alpha_2(r)}{L}} \quad (3-8)$$

3.3 解析結果と考察

3.3.1 有効体積弾性係数

カバーの弾性変形の影響を含む有効体積弾性係数 $K_e(r)$ は、式(3-4)、(3-5)、(3-6)および式(3-8)に示すとおり、容量部の長さ L および直径 D とカバーの厚さ h_i の影響を受ける。まずは、容量部の直径 D を一定と置き、カバーの厚さ h_i および容量部の長さ L を変化させて有効体積弾性係数を求める。計算に用いたサイレンサの容量部の直径は $D=100$ mm、容量部の長さ L は $0.03 \leq L/D \leq 1.0$ を満足するように $3 \text{ mm} \leq L \leq 100 \text{ mm}$ とする。またネック部の直径 d および長さ l は、 $L/D=1.0$ において共振周波数が $f_r=415$ Hz、共振周波数における透過損失が $TL_r=58$ dB となるように、集中定数系モデルを用いて $d=12$ mm、 $l=40$ mm と定めた。カバーの厚さ h_i は実際面での製作上の都合により $10 \text{ mm} \leq h_i \leq 50 \text{ mm}$ とする。なおカバーの厚さ h_i の下限値は、強度上の観点から次式を用いて決定した⁽¹⁰⁶⁾。

$$h_i = D_b \sqrt{\frac{0.25 p_d k}{\sigma_a / S_a}} \quad (3-9)$$

ここに設計圧力（回路の平均圧力）は $p_d=5$ MPa、締結ボルトのピッチ円直径は $D_b=140$ mm とする。また材質を SS400 に選定し、その引張強さを $\sigma_a=450$ MPa、安全率を $S_a=2$ 、係数を $k=0.75$ とした。これ以降、言及しない限り上下のカバー厚さ h_1 、 h_2 は等しいものとし h_i で表わす。計算に必要な作動油およびサイレンサを構成する部材の物性値および主管路の直径を表 3-1 に示す。

Table 3-1 Specifications in numerical calculation

Density of oil	$\rho=875 \text{ kg/m}^3$
Speed of sound	$c=1380 \text{ m/s}$
Kinematic viscosity	$\nu=3.20 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Bulk modulus	$K=1.66 \text{ GPa}$
Modulus of longitudinal elasticity	$E=206 \text{ GPa}$
Poisson's ratio	$\eta=0.3$
Diameter of main line	$d_0=21.0 \text{ mm}$

図 3-2 および図 3-3 はそれぞれカバーの拘束条件を(I)、(II)とした場合の有効体積弾性係数 $K_e(r)$ を表わす。同図(a)ではカバーの厚さを $h_i=20$ mm で一定とし、容量部長さ L の影響を調べるために $L=3, 10, 30, 100$ mm とした。また同図(b)では容量部長さを $L=10$ mm で一定とし、カバーの厚さ h_i の影響を調べるために $h_i=10, 20, 50$ mm とした。すべての図において、有効体積弾性係数 $K_e(r)$ はカバーの中心において最も減少しており、周縁に近づくにつれて増加する。これは、ぬれ面における法線方向速度に関わる係数 $\alpha_1(r)$ 、 $\alpha_2(r)$ が式(3-4)および式(3-6)で見られるように半径 r の偶関数であり、 $r=0$ において最大となるからである。図 3-2 は、 $r=D/2$ で固定支持されている場合であり、 $\alpha_i(D/2)=0$ となるためカバーの周縁において作動油の体積弾性係数 ($K=1.66$ GPa) となる。なお、 $r=D/2$ 付近での有効体積弾性係数 $K_e(r)$ の傾きは、

カバーの拘束条件によって決定され、周縁近傍での円板のたわみ角と同じ傾向を示している。一方、図 3-3 は $r=D_b/2$ で固定支持されているので $\alpha_t(D_b/2)=0$ となり、 $r=D/2$ における有効体積弾性係数の値は $K=1.66 \text{ GPa}$ よりも小さい。

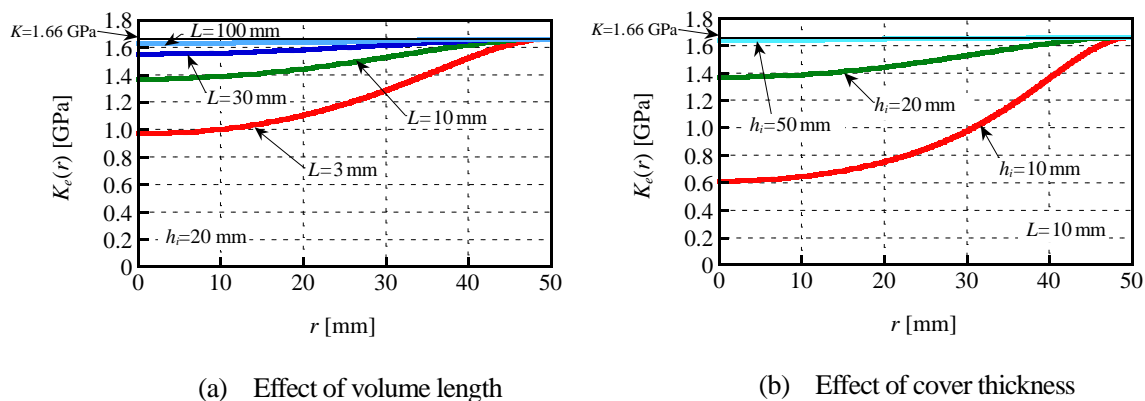


Fig. 3-2 Effective bulk modulus in relation to the elastic deformation of vessel walls modeled by constraint condition (I)

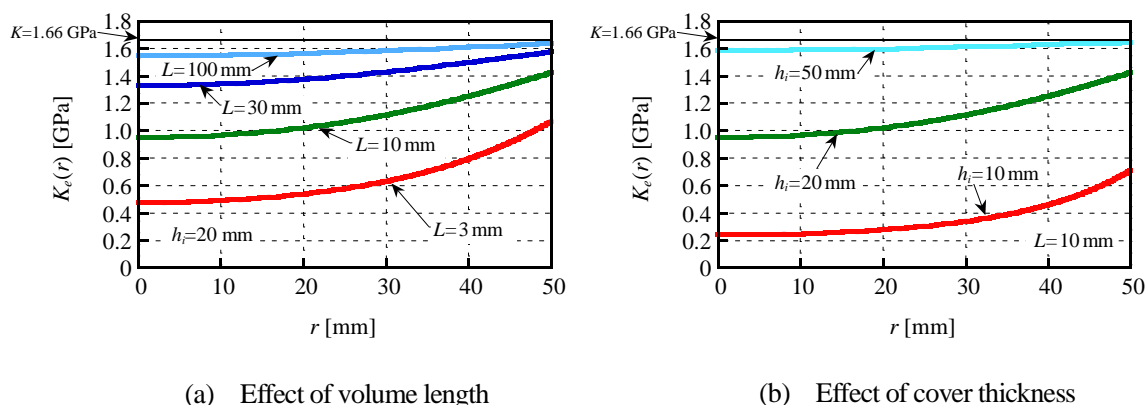


Fig. 3-3 Effective bulk modulus in relation to the elastic deformation of vessel walls modeled by constraint condition (II)

つぎに、カバーの厚さ h_i および容量部の長さ L と有効体積弾性係数 $K_e(r)$ との関係を調べる。ここで図 3-2 および図 3-3 に示したとおり有効体積弾性係数は半径 r の関数であり、パラメータに対する傾向を一義的に表わすことができないため、次式に示す平均値 \bar{K}_e を定義する。

$$\bar{K}_e = \frac{1}{V} \int_V K_e(r) dV = \frac{1}{\pi D^2/4} \int_0^{D/2} 2\pi r K_e(r) dr \quad (3-10)$$

ここに V は容量部の体積を表わす。なお上式における定積分は数値的に計算した。図 3-4 はカバーの厚さを $h_i=10, 20, 50 \text{ mm}$ と置き、容量部の長さ L の影響を表わしている。また、図 3-5 は容量部長さを $L=3, 10, 30 \text{ mm}$ と置き、カバーの厚さ h_i の影響を表わしている。

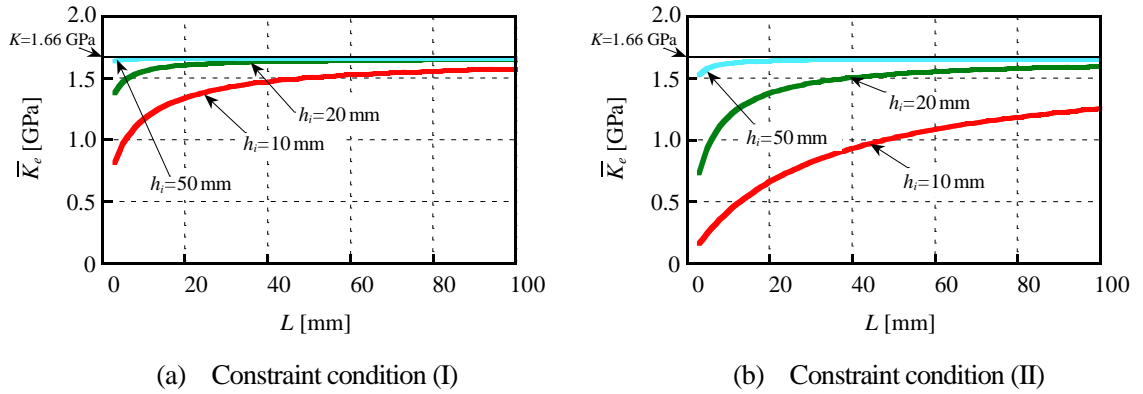


Fig. 3-4 Integral mean value of effective bulk modulus (Effect of volume length L)

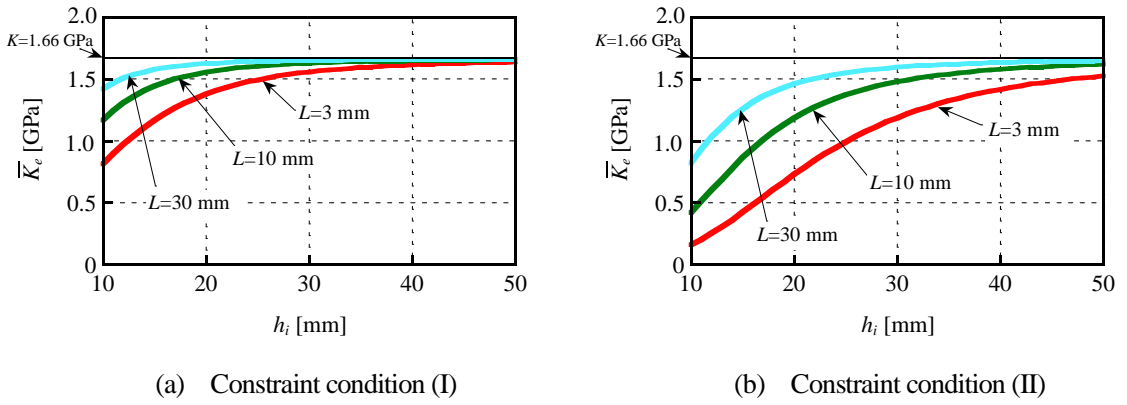


Fig. 3-5 Integral mean value of effective bulk modulus (Effect of cover thickness h_i)

これらのグラフより、カバーの厚さ h_i および容量部長さ L が小さくなるほど有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e は低くなるという傾向が確認できる。これは次式の

$$K_e = \frac{\Delta p_f}{(\Delta V_f + \Delta V_e)/V_f} \quad (3-11)$$

で表わされる有効体積弾性係数 K_e ^{(107), (108)} において、液体の体積 V_f および圧力変化 Δp_f から生じる壁面の弾性変形による液体の体積変化 ΔV_e に着目することで説明できる。すなわち、カバーの厚さ h_i が薄くなると圧力脈動による壁面の変位が大きくなり壁面の弾性変形による体積変化 ΔV_e が増加することから、式(3-11)の関係により有効体積弾性係数 K_e が減少する。また容量部長さ L が短くなる場合にも容量部の体積 V_f が小さくなり K_e が低下することになる。なお ΔV_f は圧力変化 Δp_f により生じる液体の圧縮または膨張による体積変化である。

3.3.2 サイレンサの減衰特性

本節では、有効体積弾性係数が扁平な容量部をもつサイレンサの減衰特性に与える影響を共振周波数 f_r とその周波数における透過損失の値 TL_r によって評価する．サイレンサの透過損失 TL は、式(2-1)および式(2-36)より求められるが、この際に式(2-31)における体積弾性係数 K を式(3-10)で示す有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e に置き換えることで、容量部の弾性変形を考慮した場合について計算できる．

図 3-6 に有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e とサイレンサの減衰特性である共振周波数 f_r および共振周波数における透過損失 TL_r との関係の一例を示す．計算に使用したネック部の直径 d および長さ l と容量部の直径 D は前節と同様に $d=12$ mm, $l=40$ mm, $D=100$ mm とし、容量部の長さは $L=10$ mm とする．また有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e の上限は作動油の体積弾性係数の値 $K=1.66$ GPa である．同図より有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e が小さいほど共振周波数 f_r は低くなる傾向が確認できる．これは、ヘルムホルツ共鳴の原理において、作動油の体積弾性係数はばね定数と等価であると類推できるため、有効体積弾性係数が減少することでばね定数が小さくなり共振周波数が低下することに起因している．このように、上下壁面の弾性変形の影響を考慮することで、扁平な容量部をもつサイレンサの共振周波数 f_r は低下する．また、有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e が減少すると、共振周波数における透過損失 TL_r は増加する傾向を示すことが明らかとなった．

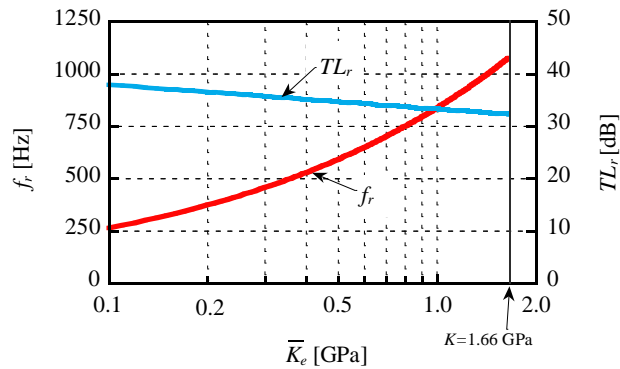


Fig. 3-6 Attenuation characteristics of Helmholtz type hydraulic silencer with a flat vessel (Change in the integral mean value of effective bulk modulus \bar{K}_e)

以上のように有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e を用いてサイレンサの減衰特性を考察したが、実際の有効体積弾性係数 $K_e(r)$ は、図 3-2 および図 3-3 に示すように $10^7 \sim 10^9$ のオーダーを持ち半径 r の関数で与えられている．そこで、区分近似法^{(109), (110)}を用いて有効体積弾性係数 $K_e(r)$ を分布定数系で取り扱う．本サイレンサでは、図 3-7 に示すように、容量部を長さ L 、幅 Δr の微小円筒により n_s 個に分割し、それぞれの区分における有効体積弾性係数 $K_e(r_j)$ を用いて透過損失 TL を求める．この微小円筒の半径が $r=r_j$ における伝達マトリックス \mathbf{T}_{Vj} の係数は、式(2-

32)~(2-35)において $r_1=r_j$, $r_2=r_j+\Delta r$ と置き換えて求められる。またこの際、式(2-31)に示す係数 γ の体積弾性係数 K は $K_e(r_j)$ となる。ただし、 j は 1 から n_s-1 までの自然数である。区分近似法における容量部の伝達マトリックス $\mathbf{T}_{V\Delta}$ は、区分した微小円筒の伝達マトリックス \mathbf{T}_{Vj} の総乗により

$$\mathbf{T}_{V\Delta} = \prod_{j=1}^{n_s-1} \mathbf{T}_{Vj} \quad (3-12)$$

と表わされる。この場合、式(2-36)に示す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、式(2-23)における容量部の伝達マトリックス \mathbf{T}_V を、区分近似法における容量部の伝達マトリックス $\mathbf{T}_{V\Delta}$ に置き換えて算出される。

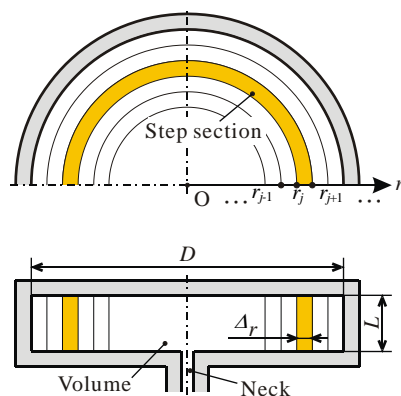


Fig. 3-7 Schematic diagram for step section approximation

図 3-8 に有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e および区分近似法を用いて求めた透過損失 TL を示す。比較に用いる 2 種類のサイレンサ (Case 1, Case 2) のカバーの厚さ h_i 、容量部長さ L および有効体積弾性係数の平均値 \bar{K}_e は表 3-2 のとおり定め、有効体積弾性係数 $K_e(r)$ の計算には拘束条件(I)を適用した。また、サイレンサのネック部直径 d と長さ l および容量部直径 D は前節と同様とする。なお計算における分割数は $n_s=500$ (区分した微小円筒の幅 $\Delta r=0.1$ mm) とし、 n_s をこれ以上大きく与えても計算結果に差異がないことを確認している。同図より、有効体積弾性係数を平均値で近似して求めた共振周波数 f_r は、区分近似法による結果に対し十数ヘルツ程度の差異を有することがわかる。

Table 3-2 Specifications of silencer and integral mean value of bulk modulus ($D=100$ mm)

	Thickness of covers h_i [mm]	Length of vessel L [mm]	Integral mean value of bulk modulus \bar{K}_e [GPa]
Case 1	10	5	0.823
Case 2	20	10	1.52

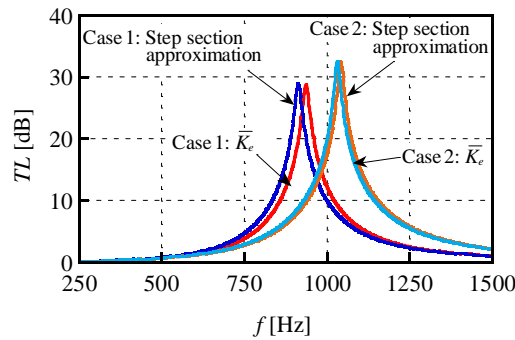


Fig. 3-8 Comparison of transmission loss characteristics obtained from two types of silencers (Case 1 and Case 2)

3.4 有限要素法による壁面の弾性変形

前節では、3.2.3 項で述べた仮定(i)~(iv)や、式(3-4)および式(3-6)を用いて容量部の壁面の弾性変形をモデル化し、有効体積弾性係数やサイレンサの減衰特性に与える傾向を調べた。その結果、容量部のカバー厚さ h_i やカバーの拘束条件は、有効体積弾性係数やサイレンサの減衰特性に比較的大きな影響を与えることがわかった。したがって、有限要素法を用いて壁面の静的な弾性変形を求めれば、サイレンサの共振周波数をより正確に評価できると考えられる。

式(3.8)の有効体積弾性係数における係数 $\alpha_1(r)$ 、 $\alpha_2(r)$ は、式(3-2)、(3-3)からもわかるように、上下カバーのぬれ面における法線方向変位 $y_1(r)$ 、 $y_2(r)$ とそこに作用する等分布荷重 \bar{w} との関係を表わす係数である。したがって、カバーが弾性変形をする場合には、これらの微小変化の間に

$$\alpha_i(r) = \frac{\Delta y_i(r)}{\Delta \bar{w}} \quad (3-13)$$

が成立する ($i=1, 2$)。ここでは、等分布荷重 \bar{w} に対する法線方向変位 $y_i(r)$ を汎用有限要素解析ソフト (ANSYS, Ver. 15.0) において静的構造解析をすることにより求め、式(3-13)を用いて係数 $\alpha_i(r)$ を算出した。

図 3-9 に本サイレンサのボディーの一例を示す。各部諸元は次の 3.5 節で述べる実験にて使用したサイレンサのものをを用いている。モデル形状の作成は DesignModeler により行った。材料物性は表 3-3 に示す実験の供試サイレンサと同じ一般構造用圧延鋼材 SS400⁽¹¹¹⁾を用いた。なお、ボルトおよびナットは剛体としている。各ボディー間の接触は表 3-4 のとおり定義した。また、メッシュ生成は ANSYS Mechanical により行い、細部の設定は表 3-5 とした。等分布荷重は、ネック部、チューブおよび上下カバーの内側面に作用するように与え、下部ブロックの x 方向 (図 3-9 の右下に記載されている座標系) の側面にて、変位のみを拘束した。

等分布荷重の微小変化を $\Delta \bar{w}=0.1$ MPa および 0.05 MPa とし、 $\bar{w}=3, 4, 5$ MPa 近傍において変位の微小変化 $\Delta y_i(r)$ を求め、係数 $\alpha_i(r)$ を計算したところ、どの条件でもほぼ一致していた。なお表 3-5 のとおりメッシュの要素サイズを 2, 4, 6 mm としているが、それぞれの場合の解析結果にも相違がないことを確認している。

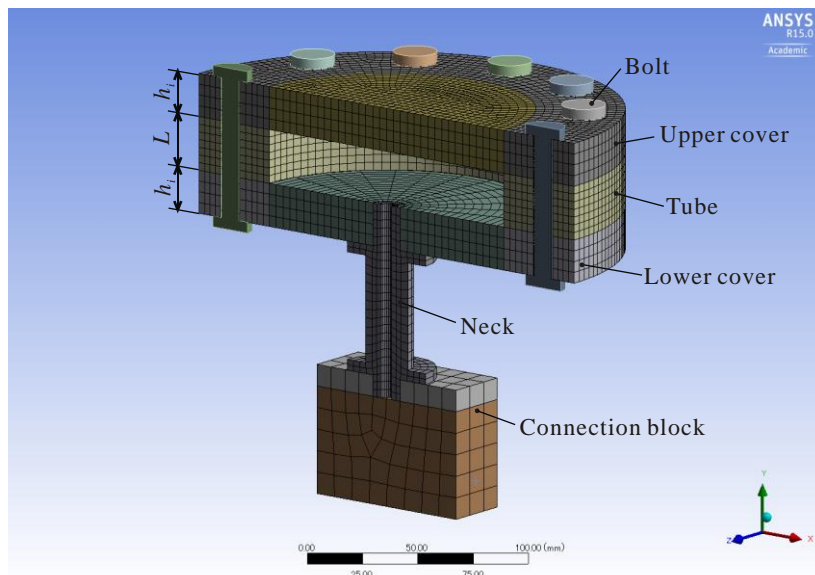


Fig. 3-9 Three-dimensional model for numerical analysis
(Vessel length $L=25$ mm, Thickness of cover $h_f=20$ mm)

Table 3-3 Physical property of body

Density	7900 kg/m ³
Modulus of longitudinal elasticity	206 GPa
Poisson's ratio	0.3
Yield strength	235 MPa
Shear modulus	76.9 GPa
Tangent modulus	1.45 GPa

Table 3-4 Setting of body connections

Upper and lower cover ~ Tube	Frictional (Friction coefficient : 0.2)
Upper and lower cover ~ Bolt	Frictional (Friction coefficient : 0.2)
Lower cover ~ Neck	Bonded
Neck ~ Connection block	Bonded

Table 3-5 Setting of mesh generation

Global setting	
Relevance	100
Element size	2, 4, 6 mm
Shape checking	Aggressive mechanical
Element mid-side nodes	Dropped
Lower and upper cover	
Method	Sweep method
Sweep number	4
Connection block	
Method	Hex dominant method

図 3-10 に、式(3-4)および式(3-6)の数学モデルと、有限要素法により求めた有効体積弾性係数の係数 $\alpha_1(r)$ 、 $\alpha_2(r)$ の一例を示す。なお有限要素法による結果は、半径 r の三次関数により近似している。解析はメッシュの要素サイズを 4 mm，等分布荷重の微小変化を $\Delta\bar{w}=0.1$ MPa とし， $\bar{w}=5$ MPa 近傍において行った。計算に用いたサイレンサの諸元は，容量部長さ $L=25$ mm，上下カバー厚さ $h_f=20$ mm であり，その他の寸法は次節における表 3-6 のとおりである。同図(a)より，上カバーにおける有限要素法での結果は数学モデルの結果よりも大きく，とくにカバー周辺では差異が広がることがわかる。これは，数学モデルにおいてはカバーの曲げのみしか考慮できていないが，有限要素法においてはカバーの内面の圧縮やチューブおよびボルト等との干渉による変形も考慮されているためと考えられる。一方同図(b)における有限要素法は，同図(a)と異なり，拘束条件(II)の数学モデル（ピッチ円周縁における固定支持）よりも小さくなっている。これは，数学モデルにおいては 3.2.3 節の仮定(iv)のとおり，接続ブロックの影響を無視しているためである。ここから，実際の弾性変形は接続ブロックにより無視できないほどの影響を受けていることが明らかとなった。

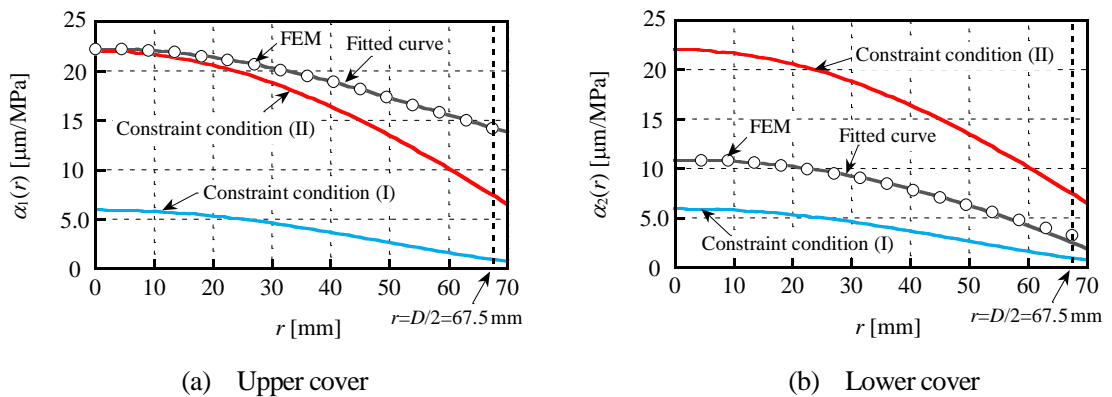


Fig. 3-10 Coefficient of effective bulk modulus

3.5 減衰特性の測定結果

本節では、容量部の直径 D を一定に保ち、カバー厚さ h_i および容量部の長さ L を変化させてサイレンサの透過損失 TL を測定することによって、容量部の上下カバーの弾性変形が減衰特性に与える影響について検証する。実験には、2.4.2 項で述べた 4 圧力 2 システム法における油圧回路および計測機器を用いた。供試サイレンサ（図 3-1）は、上下のカバーおよびチューブを 12 本の M10 のボルトで締結する構造である。また各部の寸法諸元および実験条件を表 3-6 に示す。なお本章の実験では平均圧力を 3, 4, 5 MPa とし、カバーへの弾性に与える影響についても検証をしている。

Table 3-6 Dimensions of the silencer and experimental specification

Neck	Diameter	$d=8\text{ mm}$
	Length	$l=90\text{ mm}$
Vessel	Diameter	$D=135\text{ mm}$
	Length	$L=5, 10, 25, 70\text{ mm}$
Thickness of volume covers		$h_i=10, 20, 30, 50\text{ mm}$
Diameter of cover bolt pitch circle		$D_b=179\text{ mm}$
Experimental condition	Discharge pressure	3, 4, 5 MPa
	Fluid temperature	$40\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$
	Hydraulic oil	ISO VG 32

まず容量部長さは $L=25\text{ mm}$ で一定として、上下のカバー厚さ h_i が減衰特性に及ぼす影響を調べる。図 3-11 に容量部長さ $L=25\text{ mm}$ 、カバー厚さ $h_i=10\text{ mm}$ および 50 mm における透過損失 TL を示す。回路の平均圧力が異なっても共振周波数は等しく、カバーの弾性変形による影響に差がないことが確認できる。同図には、カバーの弾性変形を古典平板理論および有限要素法によりモデル化した計算結果および弾性変形を考慮しないモデルの結果を示すが、有限要素法が測定結果にもっとも近いことがわかる。

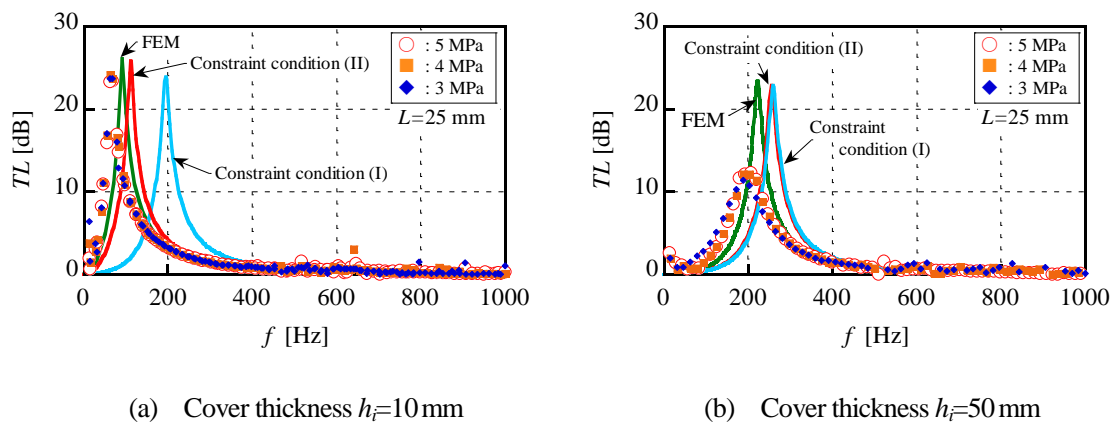


Fig. 3-11 Transmission loss of silencer

本サイレンサは構造上から、上下カバーにおける振動が減衰特性に影響を及ぼす可能性が考えられる。そこで有限要素法により本サイレンサの固有振動数のうち、上下カバーの振幅が大きくなる周波数を調べた。その結果を表 3-7 に示す。なお、解析条件は 3.4 節と同様とした。同表より、カバーの固有振動数は一般的なヘルムホルツ型油圧サイレンサの共振周波数帯域に比べて高く、減衰特性には影響を与えないと考えられる。また油圧機器の構造振動が脈動の伝ば特性に影響を与える場合、測定結果にばらつきが生じるが⁽¹¹²⁾、図 3-11 に示す透過損失にそのような傾向は確認できない。したがって、上下カバーにおける振動は減衰特性に影響を与えないと考えられる。

Table 3-7 Natural oscillation frequency of covers

Cover thickness	Natural oscillation frequency	
	Upper cover	Lower cover
10 mm	4359 Hz	758 Hz
20 mm	6772 Hz	1027 Hz
30 mm	7347 Hz	1058 Hz
50 mm	8290 Hz	1085 Hz

図 3-12 に容量部の上下カバー厚さ h_i と共振周波数 f_r および透過損失 TL_r の関係を示す。同図に示す解析結果は、第 2 章における壁面の弾性変形を考慮していない分布定数系モデル ($K=1.66$ GPa)，上下カバーの弾性変形を古典平板理論により表わした数学モデルおよび有限要素法を用いた数学モデルである。また実験結果は図 3-11 において平均圧力による違いが観察できないことから、5 MPa の場合を示す。同図(a)より、実験結果および古典平板理論と有限要素法を用いてカバーの変形を考慮した分布定数系モデルは、上下カバー厚さ h_i が減少するにしたがって共振周波数 f_r が低下するが、弾性変形を考慮していない数学モデルでは一定値となることが確認できる。このことから、容量部のカバーが薄くなり弾性変形の影響が大きくなると、共振周波数は著しく低下することが明らかとなった。また、有限要素法を用いた数学モデルは、古典平板理論によるモデルに比べ実験結果に近いことから、弾性変形を正しく予測することで、より正確な共振周波数が求められることがわかった。なお、有限要素法を用いても、数学モデルと測定結果が定量的に一致しない理由は以下のように推察できる。まずは、3.2.3 項で述べたとおりぬれ面における法線方向変位を求めるにあたり設けた仮定にあると考える。とくに、(i)のように、容量部の中心からの距離によって異なる圧力脈動に起因する動的な変位を、等分布荷重の静的釣合い問題として近似的に取り扱う点において、実現象との乖離が生じると推測される。また、第 2 章でも述べたように、脈動流れを一次元平面波として取り扱ったモデルにも起因すると考察できる。とくに、容量部の入口において脈動の伝ば方向が、ネック部における軸方向から半径方向へと曲っているが、この影響を無視していることも要因と思われる。

つぎに、カバー厚さが無限となる場合のサイレンサの共振周波数を検証した。有限要素法においてカバー厚さを $h_i = 100$ mm および 150 mm とした場合の共振周波数はともに $f_r = 251$ Hz

となった．このことから，カバーがある程度厚くなると，弾性変形による影響に差が現れず共振周波数は収束すると考えられる．なおこの解析では，上下カバーとチューブの接触条件を溶接とした．共振周波数の収束値が弾性変形の影響を考慮しない分布定数系モデルにおける値 ($f_r=262$ Hz) よりも小さいのは，カバーがどれほど厚くても，カバーぬれ面においては圧力脈動による変形が生じるためと推察できる．

同図(b)は共振周波数 f_r における透過損失の値 TL_r を表わしている．壁面の弾性変形を考慮しない数学モデルでは，カバーの厚さ h_i にかかわらず共振周波数における透過損失 TL_r は一定であるが，古典平板理論および有限要素法により弾性変形を考慮したモデルおよび測定結果は h_i が大きくなるにつれ TL_r が減少しており，壁面の弾性変形の影響が現れていることが確認できる．両者は定量的には合致しているとは言えないが，これは第2章でも述べたとおり，ネック部の出入口における圧力損失を考慮していないことにより生じたモデル化誤差のためである．本章の結果でもこのモデル化誤差が原因で，数学モデルに比べて実測値は低下していると考えられる．

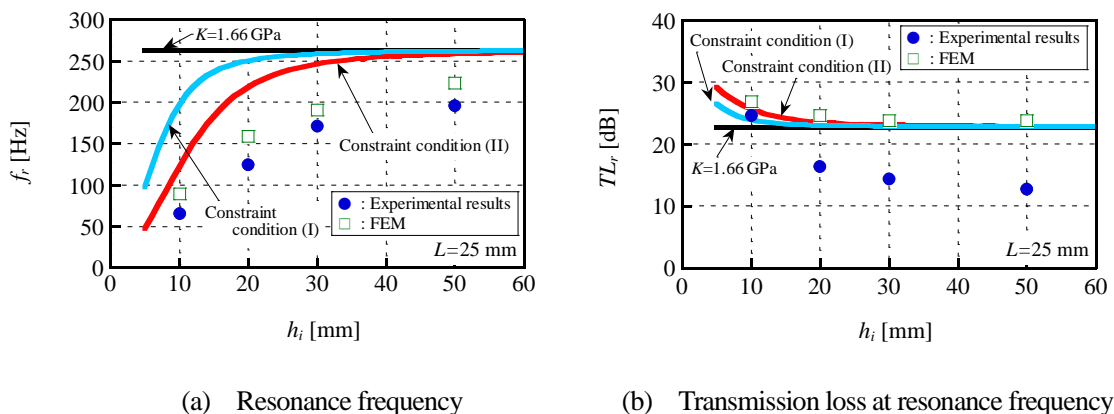


Fig. 3-12 Influence of cover thickness h_i for Helmholtz type hydraulic silencer with a flat vessel (Vessel length $L=25$ mm)

つぎに，図 3-13 は容量部の長さ L の影響を検証するため，カバー厚さを $h_i=20$ mm としたときの容量部長さ L と減衰特性の関係を示す．同図(a)の縦軸は，分布定数系モデルによる共振周波数 f_r の結果を，式(2-10)で計算される集中定数系モデルの結果で除した無次元共振周波数 f_r^* である．この表記はそれぞれの容量部長さ L において，容量部の体積 V が異なるため，共振周波数に差が生じるためである．同図(a)において，古典平板理論または有限要素法により弾性変形を考慮した数学モデルおよび測定結果は，弾性変形を考慮しない数学モデル ($K=1.66$ GPa) に比べ，容量部の長さ L が短くなるほど低下しており，測定結果に近づいている．このことから，容量部の長さ L が小さいほど弾性変形の影響が増大し，有効体積弾性係数が低下するため共振周波数は減少することが確認できる．また，図 3-12(a)の場合と同様に，有限要素法を用いたモデルの方が実験結果に近いことがわかる．同図(b)の共振周波数に

おける透過損失 TL_r の測定値の結果では、数学モデルと定性的には同じであるが、図 3-12(b)でも見られたように実測値は数学モデルよりも小さくなっている。

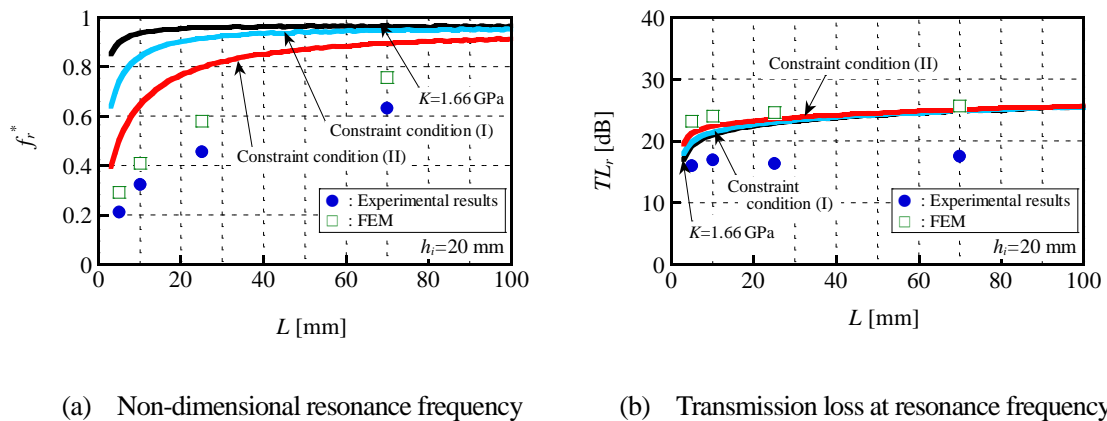


Fig. 3-13 Influence of vessel length L for Helmholtz type hydraulic silencer with a flat vessel (Cover thickness $h_f = 20$ mm)

3.6 結言

本章では、扁平な容量部の上下壁面の弾性変形がサイレンサの減衰特性に及ぼす影響を調べた。圧力脈動に起因して生じる壁面の変位とカバーに作用する等分布荷重の関係は、古典平板理論および有限要素法により求められた。壁面の弾性変形を考慮した分布定数系モデルから導出された容量部内の有効体積弾性係数を容量部の長さおよびカバーの厚さをパラメータとして算出した。また、容量部長さおよびカバーの厚さを変化させてサイレンサの透過損失を測定した。以下に本章の主な内容および得られた知見を示す。

- (1) 上下壁面における弾性変形の影響を加えた半径方向の分布定数系モデルを構築した。本数学モデルの特徴は、ぬれ面における法線方向速度を円領域に等分布荷重を受ける周縁を固定支持された円板のたわみにより与えていることである。
- (2) 分布定数系モデルの基礎式から扁平な容量部における有効体積弾性係数を半径の関数として導いた。その結果、容量部が短いほど、またカバーが薄いほど有効体積弾性係数は低下することが明らかとなった。
- (3) 有効体積弾性係数がサイレンサの減衰特性に与える影響について調べた。有効体積弾性係数が減少するとサイレンサの共振周波数は低下すること、共振周波数における透過損失は増大することが確認された。また、有効体積弾性係数の平均値を用いて計算された共振周波数は、区分近似法による結果と十数ヘルツ程度の差異を有することがわかった。
- (4) 容量部の長さおよびカバーの厚さをパラメータとしてサイレンサの減衰特性を測定したところ、これらのパラメータの減少に対して共振周波数は低下した。この結果から、容量部の上下壁面の弾性変形がサイレンサの減衰特性に与える影響が明らかとなった。

- (5) 有限要素法を用いて弾性変形を評価した数学モデルによる共振周波数は、古典平板理論を用いたモデルよりも測定結果に対し定量的に合致する傾向にあることがわかった。したがって、弾性変形を正しく予測することにより、より正確な共振周波数が求められると考えられる。

4

可変共振機構の開発と 油圧システムへの適用

4.1 緒言

ヘルムホルツ型油圧サイレンサは、構造が単純で脈動の減衰効果が比較的高く建設機械や産業機械などの現場においてしばしば用いられている。近年これらの機械では、油圧回路において可変容量形ポンプを使用する代わりに、定容量形ポンプの回転速度をインバータやサーボモータによって制御する省エネルギー型の油圧システムが脚光を浴びてきている⁽⁷⁰⁾。ヘルムホルツ型油圧サイレンサは共振現象を利用しているため減衰効果が期待できるのは共振周波数近傍のみであるため、ポンプの回転速度が変動する油圧システムに対しては十分な減衰効果を得られない欠点を有している。

音響用のヘルムホルツ型共鳴器では、共振周波数を騒音の周波数に一致させるように調整するシステムの例が数多く報告されている⁽⁷¹⁾⁻⁽⁸¹⁾。しかしながら、これらの研究で考案された寸法を変化させるための可変共振機構は、高圧条件で作動する油圧システムでは強度が十分でないことや、サイレンサの設計に用いる数学モデルにおいて流体の粘性が考慮されていないことなどから、音響系における研究成果を油圧システムに適用することはできない。油圧システムを対象としたものでは、Kela が容量部の長さを変えることで共振周波数を変化させているが⁽⁸²⁾、同サイレンサは平均圧力が 0.28 MPa 程度という極めて低い圧力条件下のみでしか検証されておらず、通常の油圧システムでの工業的な有効性や信頼性は乏しい。

これまで筆者の所属する研究室では、圧力脈動の複数の調和成分に対し減衰効果のある多

段ヘルムホルツ型油圧サイレンサをポンプ回転速度の変化する油圧システムへ適用することを目指した研究が進められてきた．とくに Ichiyangi らは，同サイレンサの寸法と減衰特性の関係を求め，容量部の体積のみの調整により，減衰性能をほぼ一定に保持したまま共振周波数を変化できることを報告した^{(83), (84)}．この多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサでは，容量部内の複数のネック部を個々に外部からロッドなどで駆動できれば，容量部の体積は調整が可能となる．しかし，ロッドを用いると各容量部は従来までの円筒形状ではなく環状の断面を有する筒形状となるため，同サイレンサの減衰特性はこれまでの報告^{(83), (84)}において示した数学モデルでは予測できなくなるという問題点が生じると考えられる．そのため，多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサの開発を進めるには，まずは単純な単段サイレンサにて可変共振機構を有する場合の数学モデルの構築と動作確認の検証を図る必要がある．

そこで本章では，容量部が環状形状のサイレンサ設計に有用な数学モデルを構築し，一般的な圧力条件下で有効な可変共振機構を有する単段の油圧サイレンサを試作する．まず，容量部の体積のみを変えることのできる単段のヘルムホルツ型油圧サイレンサを設計し，容量部に環状管路を有する数学モデルを用いてその寸法諸元を決定する．つぎに，数学モデルを検証するため，試作サイレンサの減衰特性を実験的に求め設計仕様と比較する．最後に，ポンプの回転速度が変化する油圧回路内に試作サイレンサを設置し，その減衰効果を挿入損失特性により調べることで可変共振機構の有効性を明らかにする．

4.2 可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサ

4.2.1 サイレンサの構造と設計

ヘルムホルツ型油圧サイレンサは，ネック部（咽）における作動油の質量と容量部（胴）における作動油の圧縮性にもとづくばねによって一自由度振動系を構成しており，共振周波数 f_r において高い減衰性能を得られる．したがって，ポンプの回転速度 N とポンプ要素数 z_e （整数，ピストン数やベーン数など）から

$$f_i = i \frac{z_e N}{60} \quad (4-1)$$

によって与えられる圧力脈動の i 次成分の周波数 f_i に対し，共振周波数 f_r が一致するようにサイレンサを設計する必要がある．しかし，ポンプの回転速度 N が変化する場合には，式(4-1)に示すように圧力脈動の周波数 f_i が変わるためサイレンサによる減衰効果は低減する．そこで本章では，可変共振機構により同サイレンサの容量部の体積を外部からサーボ機構などにより調整することで，共振周波数 f_r と圧力脈動の周波数成分 f_i とを一致させる方法を提案する．

図 4-1 に設計したサイレンサの構造を示す．主管路とシリンダポートとの間にネック部 [1] と称する絞りを設け，そこにつながる前カバー，ピストン，ピストンロッドおよびシリンダ

チューブに囲まれた環状の断面を有する空間を容量部 [1]と呼ぶ．ピストンとシリンダチューブの隙間における内部漏れはピストンパッキンにより，前後カバーとピストンロッドにおける外部漏れはロッドパッキンによりシールしている．また，ピストンを動かすために必要な推力を最小限にすることを目的として，ピストンの両面における圧力により生じる力の差を少なくするために，小孔（ネック部 [2]）をあけて容量部 [2]にも同程度の圧力を作用させるとともに，両ロッドのピストンを用いて有効受圧面積を等しくしている．なお，同図では空気抜きやタイロッドなどの構成部品は省略している．本サイレンサは，ネック部を2個，容量部を2個有する2段のヘルムホルツ型油圧サイレンサであり，結果的に2つの共振周波数をもつことになる．ただし，容量部の体積を所望の値に設定できるのはどちらか一方のみであることから，本章では容量部[1]の長さを調整して，ネック部[1]と容量部[1]による共振周波数のみを可変とするような単段のサイレンサとして設計する．

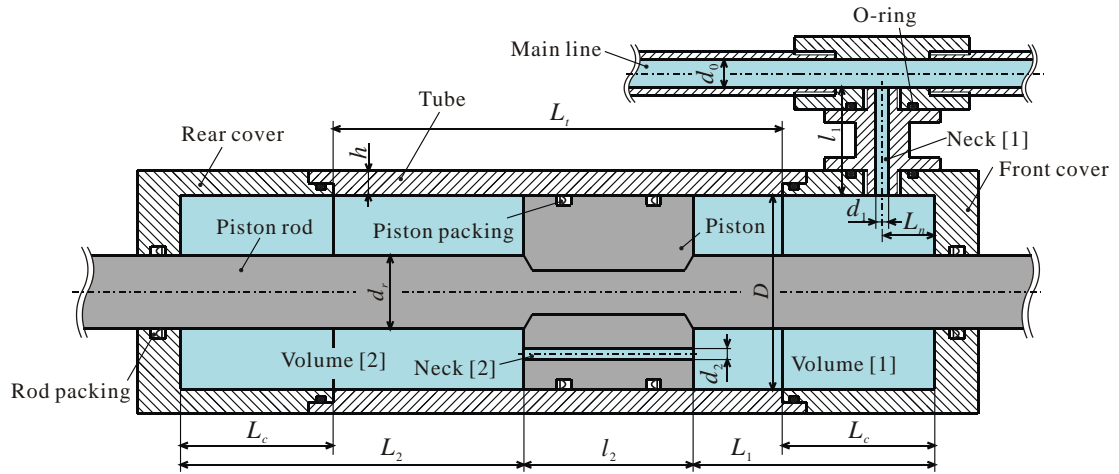


Fig. 4-1 Structure of Helmholtz type hydraulic silencer

4.2.2 容量部を環状管路としたサイレンサの分布定数系モデル

可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサ（図 4-1）の寸法を設計するために，本項では容量部を環状管路として扱った数学モデルについて示す．本サイレンサの減衰特性は，式(2-1)のサイレンサ固有の特性値である透過損失 TL により評価する．容量部はチューブおよびピストンロッドから成る環状の空間であるため，容量部の伝達マトリックス $\mathbf{T}_{v,k}$ は，軸方向の平面波動理論を環状管路の境界条件のもとで鷺尾らが解析した次式(4-2)～(4-7)を採用する⁽¹¹³⁾．なお，添字 k は容量部[1]，[2]に対して $k=1, 2$ である．

$$\mathbf{T}_{v,k} = \begin{bmatrix} \cosh\left(\frac{G_d s}{c_a} L_k\right) & Z_{v,D} \sinh\left(\frac{G_d s}{c_a} L_k\right) \\ \frac{1}{Z_{v,D}} \sinh\left(\frac{G_d s}{c_a} L_k\right) & \cosh\left(\frac{G_d s}{c_a} L_k\right) \end{bmatrix} \quad (4-2)$$

ここに s はラプラス演算子, L_k は容量部の長さである. また Z_{vD} および G_d はそれぞれ環状管路における特性インピーダンスおよび非定常粘性抵抗を表わす複素係数であり, 作動油の密度 ρ , シリンダチューブの内径 D およびピストンロッド径 d_r を用いて

$$Z_{v,D} = \frac{4\rho c_a G_d}{\pi (D^2 - d_r^2)} \quad (4-3)$$

$$G_d = 1 + \frac{1}{(1-m_d)\sigma} + \frac{3}{2(1-m_d)^2\sigma^2} - \frac{1-22m_d+m_d^2}{8m_d(1-m_d)^3\sigma^3} \quad (4-4)$$

と表わされる. 式(4-2), (4-3)において c_a は環状管路内での油中の音速であり, 作動油の体積弾性係数 K , 剛体管路での油中の音速 c , チューブの肉厚 h , 管材の縦弾性係数 E およびポアソン比 η を用いて次式のとおりと与えられる.

$$c_a = c \left[1 - \frac{K}{E} \frac{m_d^2}{1-m_d^2} \left(\frac{D}{2h} + 1 - \eta \right) \right] \quad (4-5)$$

また m_d はピストンロッドとシリンダチューブとの直径比であり, 係数 σ は動粘度 ν を用いて表せば, それぞれ

$$m_d = \frac{d_r}{D} \quad (4-6)$$

$$\sigma = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{s}{\nu}} \quad (4-7)$$

となる.

一方, ネック部には剛体管路における平面波動理論が適用される. したがってネック部の伝達マトリックス \mathbf{T}_{Nk} ($k=1, 2$) は, 式(2-18)~(2-21)において, ネック部の直径 d および長さ l を d_k および l_k と, また ζ_N を式(2-9)において $d_0=d_k$ とした ζ_k に置き換えて表される.

図 4-2 に示すとおり本サイレンサのネック部[1]の始端と容量部[2]の終端における圧力脈動および流量脈動を P_{in} , P_{out} および Q_{in} , Q_{out} とすれば, これらの関係はサイレンサ全体の伝達マトリックス \mathbf{T}_S を用いて

$$\begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_S \begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} \quad (4-8)$$

と表わされる. 同図のようにネック部および容量部の出入口が直列に連結しているので, サイレンサ全体の伝達マトリックス \mathbf{T}_S は次式のとおりの 2 個のネック部と 2 個の容量部の伝達マトリックスの積で表わされる.

$$\mathbf{T}_s \equiv \begin{bmatrix} T_{S,11} & T_{S,12} \\ T_{S,21} & T_{S,22} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{N,1} \cdot \mathbf{T}_{V,1} \cdot \mathbf{T}_{N,2} \cdot \mathbf{T}_{V,2} \quad (4-9)$$

すでに式(2-1)で示したように、透過損失 TL に関するサイレンサの入口インピーダンス Z_h は、式(4-9)のサイレンサ全体の伝達マトリックス成分を用いて

$$\frac{1}{Z_h} = \frac{T_{S,21}}{T_{S,11}} \quad (4-10)$$

で表される。

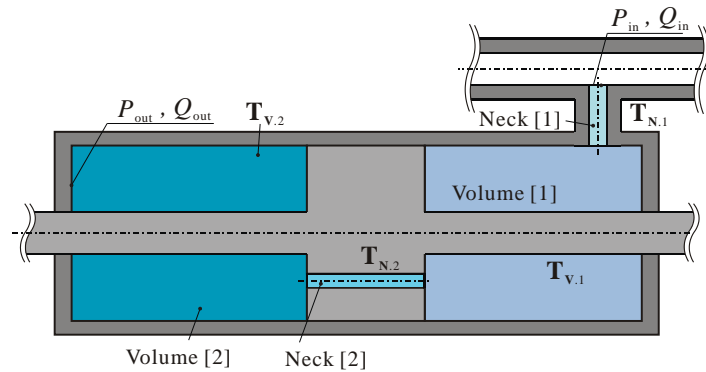


Fig. 4-2 Transfer matrices of silencer

4.2.3 試作サイレンサの寸法諸元

本サイレンサでは、減衰対象とする油圧システムの脈動源を回転速度が $N=1440\sim 2400 \text{ min}^{-1}$ で変化する歯数 $z_c=10$ の外接ギヤポンプを想定し、共振周波数 f_r と、この周波数での透過損失の値 TL_r とを下記(I), (II)の設計仕様をもとに定める。

- (I) ギヤポンプでは圧力脈動の基本周波数成分 ($i=1$) が特に卓越しているため、この基本成分を減衰対象とする。したがって、式(4-1)よりサイレンサの共振周波数は $f_r=240\sim 400 \text{ Hz}$ である。
- (II) 共振周波数における透過損失の値は $TL_r=15 \text{ dB}$ とする。

なお本サイレンサでは、比較的容易に試作が行えるよう汎用の油圧シリンダ部品を用いることを前提に、できる限り各部寸法は国内で慣用的に利用されている旧 JIS の複動油圧シリンダ⁽¹¹⁴⁾より選択する。なお減衰特性の計算には表 4-1 に示す諸元を用いる。

試作サイレンサの各部の寸法決定にあたり以下の点に留意した。前述したように、この単段サイレンサは容量部[1], [2]およびネック部[1], [2]を有していることから、実際には二段のヘルムホルツ型油圧サイレンサであり 2つの共振周波数をもつ。容量部[1]の長さ L_1 を調整して共振周波数を変化させる場合、容量部が 2ヶ所存在すると、それらは相互に影響を及ぼし合うため設計仕様(I)において定めた共振周波数の範囲 ($f_r=240\sim 400 \text{ Hz}$) を満足するようにサ

Table 4-1 Specifications in numerical calculation

Density	$\rho=875 \text{ kg/m}^3$
Kinematic viscosity	$\nu=3.20 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Speed of sound	$c=1380 \text{ m/s}$
Diameter of main line	$d_0=21.0 \text{ mm}$
Bulk modulus	$K=1.66 \text{ GPa}$
Modulus of longitudinal elasticity	$E=206 \text{ GPa}$
Poisson's ratio	$\eta=0.3$

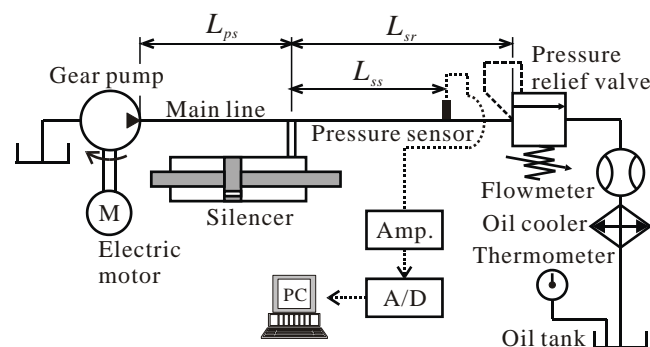
イレンサを設計することが困難である．そこでネック部[2]の直径 d_2 をできるだけ小さく設計することによって，容量部[2]が容量部[1]の長さ L_1 で調整される共振周波数 f_r に対し，できるだけ影響を与えないよう工夫した．

ヘルムホルツ型油圧サイレンサは容量部の体積が小さいほど，つまり容量部[1]の長さ L_1 が短いほど共振周波数は高くなる．一方で，第2章および第3章において論じてきたように，容量部[1]が減少することで容量部の直径 D との比 L_1/D が小さくなると，サイレンサの数学モデルから計算される共振周波数に比べ，実測の共振周波数 f_r が低下すると考えられる．とくに，本サイレンサの容量部は環状形状であり，ピストンロッドの影響も含まれることから L_1/D の低下にともない，どの程度共振周波数が下がるかを推定することは難しい．したがって，できるだけ容量部[1]が扁平形状に近づくことを避けるために，設計仕様(I)の共振周波数の最大値 $f_r=400 \text{ Hz}$ において寸法比が $L_1/D=1.0$ となるように容量部[1]の長さを $L_1=80 \text{ mm}$ と定める．また，サイレンサの共振周波数が最小値 $f_r=240 \text{ Hz}$ を満たすよう，容量部[1]の長さの最大値を $L_1=242 \text{ mm}$ とする．実験での共振周波数における透過損失の値 TL_r は，第2章および第3章でも述べたが，数学モデルにより計算される値に比べて一般に低くなることが知られている⁽⁹³⁾．これは，サイレンサのネック部の出入口における損失を考慮していないために生じるモデル化誤差に起因している．そこで本サイレンサでは TL_r が数学モデルによる計算値の7割程度になると仮定し，設計仕様(II)にしたがい設計における TL_r を 22 dB と設定する．最終的に定められたサイレンサ各部の寸法諸元を表4-2に示す．

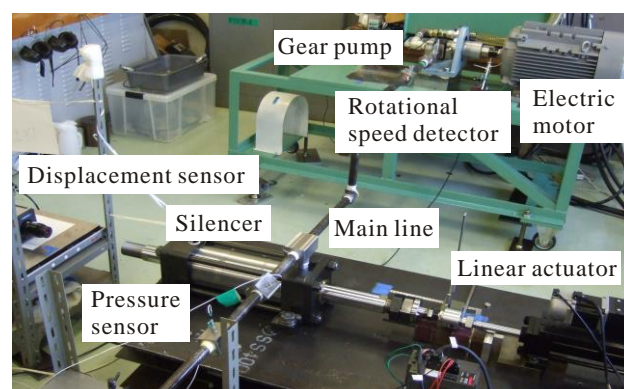
Table 4-2 Dimensional specification of the prototype silencer

Diameter of neck [1]	$d_1=10 \text{ mm}$
Length of neck [1]	$l_1=90 \text{ mm}$
Diameter of neck [2]	$d_2=2 \text{ mm}$
Length of neck [2]	$l_2=50 \text{ mm}$
Length of front and rear cover	$L_c=47 \text{ mm}$
Length of volume [1]	$L_1=80\sim242 \text{ mm}$
Diameter of volume	$D=80 \text{ mm}$
Length of tube	$L_t=250 \text{ mm}$
Length between front cover and neck [1]	$L_n=21.5 \text{ mm}$
Thickness of tube	$h=7 \text{ mm}$

図 4-4 に減衰性能を評価するための実験装置を示す．同図(a)は油圧回路図を，同図(b)は全景を表わしている．外接ギヤポンプ（歯数 $z_e=10$ ）からの作動油は，試作サイレンサを分岐接続している油圧管路を通り回路終端のリリーフ弁にて調圧され大気圧に解放される．サイレンサ下流には圧電式の圧力センサ（PCB Piezotronics 113B22）を設置している．ポンプの吐出し口からサイレンサ接続部までの距離は $L_{ps}=1750$ mm，サイレンサ接続部から圧力センサの距離は $L_{ss}=1245$ mm（リリーフ弁からポンプ側へ 49 mm），サイレンサ接続部からリリーフ弁の距離は $L_{sr}=1294$ mm である．なお実験において作動油は ISO VG32 相当油（表 4-1）を用い，油温はオイルクーラにより 40 ± 1 °C に保った．また，回路の平均圧力は 7 MPa とした．



(a) Hydraulic circuit



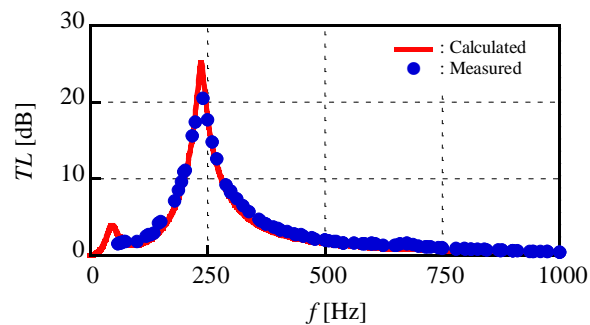
(b) Whole view

Fig. 4-4 Overview of experimental apparatus

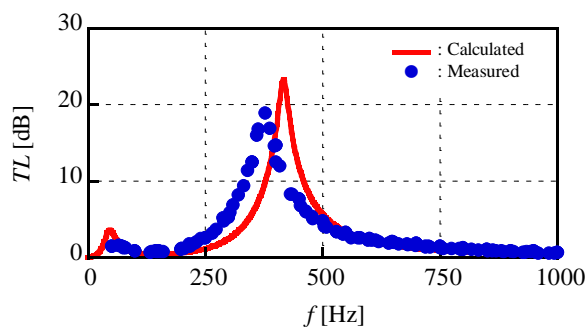
4.3.2 試作サイレンサの透過損失

図 4-5 は容量部の長さを 5 通りに設定した場合の透過損失 TL について，数学モデルによる計算値と，第 2 章で述べた 4 圧力 2 システム法による測定結果との比較を示す．同図(a)に示すように容量部[1]の長さ L_1 が長い場合（ $L_1=242$ mm），容量部内にピストンロッドを有する

試作サイレンサの測定結果は環状管路の数学モデルと良く合致している．また，ピストン両面にかかる圧力による力の差をできるだけ少なくするために設けたネック部[2]により生起する共振ピークは低周波数領域に現れているが，この直径 d_2 を細くしたことによってサイレンサの減衰特性に影響を与えない程度まで低くなっていることが確認できる．ただし，容量部[1]の長さ L_1 が短くなると ($L_1=80$ mm)，同図(b)に見られるように共振周波数の測定値は数学モデルよりも低下する．



(a) $L_1=242$ mm



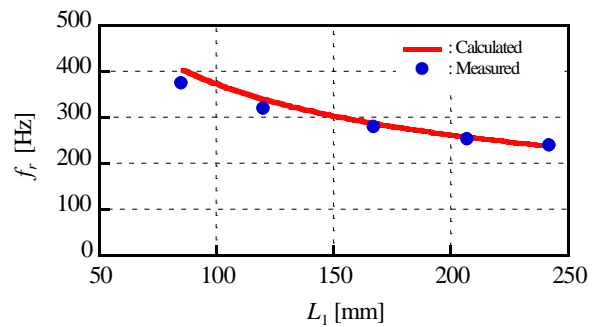
(b) $L_1=80$ mm

Fig. 4-5 Transmission loss of silencer

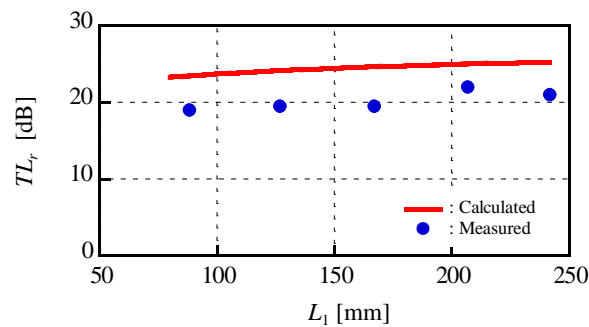
このような共振周波数における差異の傾向を明らかにするために，図 4-6 に容量部[1]の長さ L_1 に対する共振周波数 f_r および共振周波数における透過損失 TL_r の関係を示す．同図(a)から $L_1=242$ mm では両者に良い一致が見られるものの，容量部[1]の長さ L_1 が短くなるにつれ共振周波数 f_r の測定結果は数学モデルによる結果に比べわずかに低下していく．本サイレンサでは，容量部[1]の長さ L_1 と直径 D の比 L_1/D が小さく扁平形状にならないように，容量部[1]の長さの最小値を $L_1=80$ mm ($L_1/D=1$) と設計したが，最小値における数学モデルの共振周波数 $f_r=400$ Hz に比べて実験値は $f_r=375$ Hz 程度に減少している．このことから，本章の設計で想定した数学モデルと実験値の差異が生じる領域 ($L_1/D<1$) は通常の円筒形状のサイレンサの場合であり，環状形状の場合には $L_1/D=1$ よりも大きい領域で差異が生じることがわかる．

同図(b)では，共振周波数における透過損失 TL_r の実験結果は，容量部長さにかかわらず数

学モデルの結果に比べて小さいが、どの周波数においても設計仕様(II)で与えたように TL_r は 15 dB 以上を満たしていることが確認できる。これは 2 章および 3 章でも述べた、ネック部の出入口における圧力損失にもとづき、共振周波数における透過損失 TL_r の実測値を数学モデルの 7 割程度と仮定することにより、 $TL_r=22$ dB となるように寸法を定めていたからである。



(a) Resonance frequency



(b) Transmission loss at resonance frequency

Fig. 4-6 Attenuation characteristics of silencer

4.3.3 可変共振機構の検証

本項では、試作サイレンサの可変共振機構が所望の性能を有しているかについて検証する。ポンプの回転速度 N によって定まる圧力脈動の基本周波数成分 f_1 とサイレンサの共振周波数 f_r を合致させるには、 N に対する容量部[1]の目標長さ L_0 をあらかじめ調べておく必要がある。前項で明らかになったように、容量部長さ L_1 が短い場合、共振周波数の測定結果と数学モデルには差異が生じるため、目標長さ L_0 を数学モデルではなく測定結果のプロット点（図 4-6(a)）を補間近似することにより求める。

図 4-5(b)および図 4-6(a)に見るように、 $L_1=80$ mm で測定されたサイレンサの共振周波数は $f_r \approx 375$ Hz であるため、もともと定めていた設計仕様(I)における $f_r=400$ Hz は得られない。そこで、圧力脈動の周波数 f_1 を実測したサイレンサの共振周波数の範囲内（図 4-6(a)）に限定して可変共振機構の検証を行う。ここでは一例として、表 4-3 に示すようにポンプ回転速度 N を変化させた場合の試作サイレンサの性能を測定する。図 4-7 はポンプの回転速度 N 、容量部

[1]の長さ L_1 およびその目標長さ L_o の実験結果を表わす．まずステージ i, iii および v における一定回転速度領域では，容量部[1]の目標長さ L_o と測定結果 L_1 を比べると両者はほぼ一致しているものの， $\pm 1 \text{ mm}$ 程度の偏差が生じている箇所も見受けられる．この偏差がサイレンサの減衰性能に与える影響については後述の 4.4.3 項において考察する．つぎに，ステージ ii の $t \approx 15 \sim 18 \text{ s}$ およびステージ iv の $t \approx 40 \sim 42 \text{ s}$ において容量部[1]の長さ L_1 を稼働させているが，遅れをほとんど生じることなく目標長さ L_o に追従できていることがわかる．またステージ ii においてピストンは約 3 秒で 150 mm ほど移動しており，リニアアクチュエータに対する仕様の最高速度 $v_p = 50 \text{ mm/s}$ をほぼ達成できていることから，可変共振機構は所望の性能を満足していることが確認できる．

Table 4-3 Time schedule of pump rotational speed

Stage	Time [s]	Pump rotational speed $N [\text{min}^{-1}]$	Fundamental frequency of pressure pulsation $f_1 [\text{Hz}]$
i	0→15	1440	240
ii	15→18	1440→2160	240→360
iii	18→40	2160	360
iv	40→42	2160→1800	360→300
v	42→60	1800	300

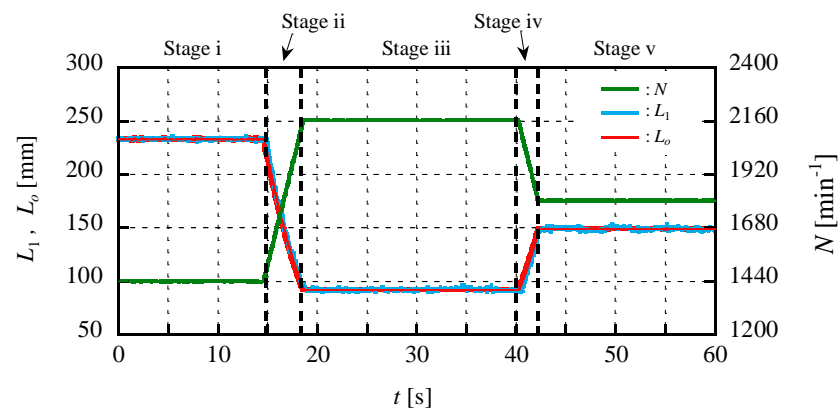
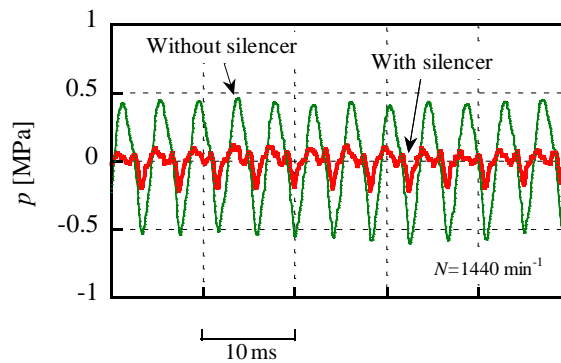


Fig. 4-7 Experimental results of the volume length L_1 with reference signal L_o and pump rotational speed N

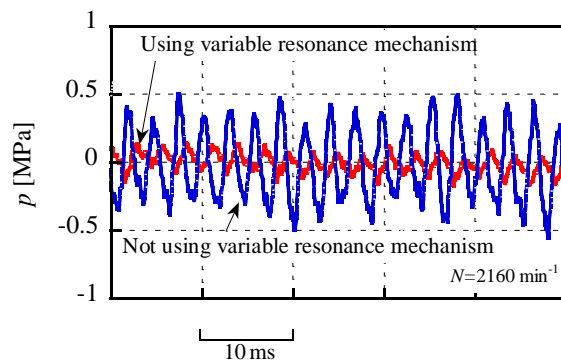
4.4 減衰特性の測定および考察

4.4.1 圧力脈動の時刻歴波形

図 4-8 に、リリーフ弁より 49 mm 上流で測定した圧力脈動の時刻歴波形を示す．同図(a)はポンプ回転速度は $N=1440 \text{ min}^{-1}$ であり，図 4-4(a)のとおりにポンプの吐出口から $L_{ps}=1750 \text{ mm}$ の位置にサイレンサを挿入することによって圧力脈動のピーク振幅は約 1/3 に低減できることがわかる．同図(b)はポンプ回転速度を $N=1440 \text{ min}^{-1}$ から $N=2160 \text{ min}^{-1}$ に変化させた際に，可変共振機構を作動させた場合と作動させなかった場合の実験結果である．可変共振機構を作動させている場合，目標長さ L_o は $N=2160 \text{ min}^{-1}$ では $L_o=92 \text{ mm}$ ， $N=1440 \text{ min}^{-1}$ では $L_o=242 \text{ mm}$ となる．一方，同機構を作動させていない場合には，ポンプの回転速度に関わらず容量部[1]の長さは $L_1=242 \text{ mm}$ で一定に保たれる．サイレンサの共振周波数 f_r が減衰対象とする圧力脈動の i 次成分の周波数 f_i からずれると，同図(b)に見られるように圧力脈動を十分に減衰できない．



(a) Availability of silencer



(b) Availability of variable resonance mechanism

Fig. 4-8 Time history of pressure pulsation

4.4.2 試作サイレンサの挿入損失

本項では、ポンプの回転速度が変化しても可変共振機構によりサイレンサの共振周波数を調整することで、減衰性能が維持できるかを検証する。サイレンサや可変共振機構の有無に関して圧力脈動の時刻歴波形（図 4-8）を比較したが、圧力脈動は測定位置により異なるため、同図で示した時刻歴波形におけるピーク振幅を比べてもサイレンサの減衰性能を定量的に表わすことはできない。そこで、次式で定義される挿入損失 IL によりサイレンサの減衰性能を評価する⁽⁵⁵⁾。

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{P'}{P} \right| \quad (4-11)$$

ここに P' および P は、サイレンサを挿入しない場合および挿入した場合の圧力脈動である。本サイレンサでは、サイレンサ下流側の $L_{ss}=1245 \text{ mm}$ のセンサ位置（図 4-4）において測定した圧力脈動の時刻歴データを離散フーリエ変換し、得られた基本周波数成分 f_1 の振幅値を用いて挿入損失 IL を求める。

図 4-9 は、ポンプの回転速度 N を 1440 min^{-1} から 2160 min^{-1} に変化させた場合のサイレンサの挿入損失 IL の測定値である。同図にポンプの回転速度に応じた圧力脈動の基本周波数 f_1 を横軸に併記する。ポンプ回転速度 N が変化し圧力脈動の基本周波数 f_1 が推移しているにもかかわらず、挿入損失は $IL \approx 15 \sim 22 \text{ dB}$ と、十分な減衰効果が得られており、可変共振機構の有効性が実験的に検証された。

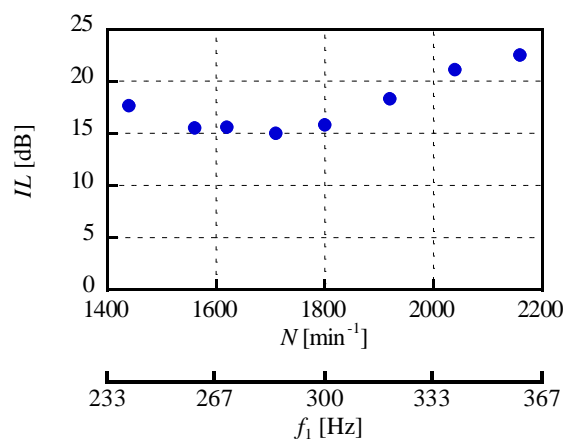


Fig. 4-9 Insertion loss of silencer

4.4.3 容量部の長さと減衰性能

容量部[1]の長さ L_1 とその目標長さ L_o が異なる場合、サイレンサの共振周波数 f_r は圧力脈動の基本周波数 f_1 と一致しないため減衰性能が低下すると考えられる。そこで本項では容量

部[1]の長さ L_1 を目標値付近で変化させ、挿入損失がどの程度低下するかを数学モデルおよび実験により検証する。挿入損失 IL は、サイレンサを挿入する油圧回路のインピーダンスやサイレンサの入口インピーダンス Z_h などを用いれば

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{u,21} Z_L Z_h + T_{u,22} (Z_h + Z_L)}{Z_h (T_{u,21} Z_L + T_{u,22})} \right| \quad (4-12)$$

で表わされる⁽⁵⁵⁾。なお本実験では、ポンプの吐出し口から $L_{ps}=1750$ mm の位置にサイレンサを挿入している（図 4-4）。ここに $T_{u,21}$ および $T_{u,22}$ はサイレンサよりも上流側における油圧管路の伝達マトリックス \mathbf{T}_u の成分である。この油圧管路は、直径が 21 mm、長さがギヤポンプ内部の吐出し流路の等価長さ L_e およびポンプ吐出し口からサイレンサまでの長さ L_{ps} の和で表される剛体管路である。図 4-10 に本実験で用いたギヤポンプの内部インピーダンス Z_s を示すが、同図のとおり吐出し流路の等価長さは $L_e=150$ mm と見積もることができる⁽¹¹²⁾。また Z_L はサイレンサの下流側のインピーダンスであり、回路の終端インピーダンスを Z_T とすれば次式で表わされる。

$$Z_L = \frac{Z_c \left[Z_T \cosh \left(\frac{\xi s}{c} L_{sr} \right) + Z_c \sinh \left(\frac{\xi s}{c} L_{sr} \right) \right]}{Z_T \sinh \left(\frac{\xi s}{c} L_{sr} \right) + Z_c \cosh \left(\frac{\xi s}{c} L_{sr} \right)} \quad (4-13)$$

ここに、回路の終端インピーダンス Z_T はオリフィス絞りのインピーダンスを用いて

$$Z_T = \frac{2p_d}{q_d} \quad (4-14)$$

と表される⁽¹¹²⁾。なお p_d および q_d は油圧回路の平均圧力および平均流量であり、 $p_d=7$ MPa, $q_d=56$ L/min を用いた。

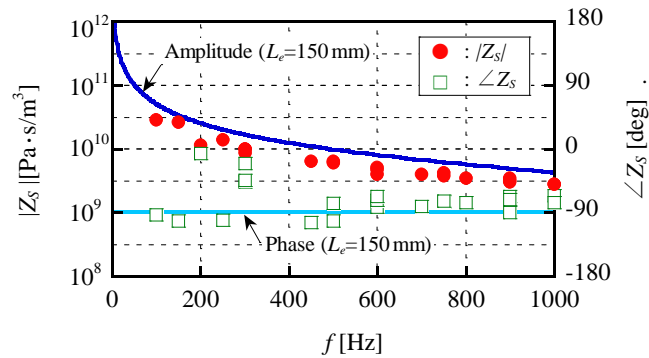


Fig. 4-10 Source impedance

図 4-11 に挿入損失 IL の実測値および数学モデルによる計算値を示す。同図はポンプの回転速度を $N=1620 \text{ min}^{-1}$ とした場合であり、容量部[1]の目標長さは $L_0=190 \text{ mm}$ である。まず、挿入損失 IL の実測値および計算値は両者とも容量部[1]の長さが $L_1=190 \text{ mm}$ 付近において最大となっていることがわかる。つぎに、最大値付近の挿入損失 IL の傾向に着目すると、数学モデルでは容量部[1]の長さ L_1 が目標値から離れると IL が低下するものの、実測値では $\pm 15 \text{ mm}$ 程度ずれていたとしても、それほど変わらないことがわかる。このことから、図 4-7 において見られた目標長さ L_0 に対する容量部[1]の長さ L_1 の偏差 ($\pm 1 \text{ mm}$ 程度) は、サイレンサの減衰性能にほとんど影響を及ぼさないと考えられる。なお、目標長さ付近で実測値と計算値に差異が見られるのは、計算値におけるサイレンサのモデル化誤差が原因であると推測できる。図 4-5 に見られるように共振周波数付近の透過損失 TL の実測値は、数学モデルに比べて低下しており、この特性が挿入損失 IL の最大値付近の傾向に現れていると考えられる。

最後にピストンロッドの固定に用いたブレーキの有用性について述べる。前述の容量部[1]の長さ L_1 と挿入損失 IL に関する検証を通じて、容量部[1]の長さがその目標値に対し多少ずれていても減衰特性は大幅に低下しないことが明らかとなった。そこでブレーキを用いない場合のサイレンサの挿入損失 IL を測定したところ、例えばポンプ回転速度が $N=1440 \text{ min}^{-1}$ では $IL \approx 12 \text{ dB}$ となり、ブレーキを用いた場合の結果 ($IL \approx 18 \text{ dB}$) に比べて低下することがわかった。これは圧力脈動がピストンの両面に作用することで生じる振動のためと推測できる。

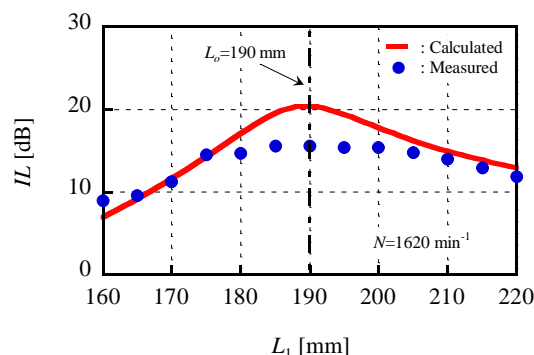


Fig. 4-11 Changes in insertion loss with respect to volume length

4.5 結言

本章では、ポンプの回転速度が変わることによって圧力脈動の周波数が変化する油圧システムに対し、可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサを試作し、その減衰性能を調べた。サイレンサは容量部の長さのみを可変することで共振周波数を圧力脈動の周波数と一致させることのできる構造とし、その各部寸法は、要求性能を満足するように環状形状の容量部をもつサイレンサの数学モデルを用いて決定した。試作したサイレンサをポンプの回転速度が変化する油圧システムに導入し、可変共振機構を用いることにより減衰効果を高く維持できることを実証した。以下に本章の主な内容および得られた知見を示す。

- (1) 汎用の油圧シリンダをベースに、ピストンを移動させることにより容量部長さを調整できるヘルムホルツ型油圧サイレンサを試作した。サイレンサの各部寸法は、環状管路の伝達マトリックスによる新たな数学モデルを用いて設計した。
- (2) 容量部に環状形状が用いられる場合には、容量部の直径と長さの比が 1 よりも大きい領域においても共振周波数の数学モデルと実験結果に差異が生じることを確認した。一方、共振周波数における透過損失は、実験結果を数学モデルの 7 割程度と仮定することにより設計仕様を満たすことができた。
- (3) 構築した可変共振機構により、容量部の長さをポンプの回転速度変化に対応して調整することを可能とした。またポンプの回転速度が変化しても同機構を用いて、サイレンサの共振周波数を圧力脈動の周波数と一致させることにより、十分な減衰効果が得られることを明らかにした。
- (4) 容量部の長さを目標長さ付近において変化させ、サイレンサの減衰性能を測定した。挿入損失は容量部の長さにかかわらずほとんど一定であり、容量部の長さが目標長さと多少異なっても、サイレンサの性能は劣化することなくほぼ同程度となることが確認された。

5

圧力脈動の共振現象を避けるための油圧回路の設計

5.1 緒言

容積式ポンプに起因して油圧回路内に定常的に発生する圧力脈動は、作動油を媒体として回路全体に伝わり構造部材を励振する。この圧力脈動に対して用いられるヘルムホルツ型油圧サイレンサは、共振周波数とほぼ等しい周波数の圧力脈動にしか効果が無い。一方、圧力脈動の周波数は式(4-1)で示したように離散して存在することから、低減できない周波数の圧力脈動が油圧回路内には存在する。本章では、このようなヘルムホルツ型油圧サイレンサを用いる際に減衰対象とはできない圧力脈動に注目する。油圧回路における液柱の固有振動数と等しい周波数の圧力脈動の振幅は共振により増大してしまうが⁽⁸⁵⁾、本章ではこれを圧力脈動の共振現象と呼称する。ヘルムホルツ型油圧サイレンサによって低減できない圧力脈動の共振現象が油圧回路内において発生した場合、サイレンサを用いているにも関わらず油圧システム全体の振動および騒音はそれほど小さくならない。このことから、ヘルムホルツ型油圧サイレンサにより圧力脈動を低減する場合には、同サイレンサの減衰特性に注目するのみではなく共振現象についても調べ、圧力脈動の増大を回避できるよう油圧回路を設計することが重要となる。

液柱の共振現象に関する研究は古くから行われており、これまでに単一の管路の始端および終端が単純な開口端または閉鎖端の場合における液柱の固有振動数はよく知られている^{(90), (115), (116)}。Hansen は油圧回路内における圧力脈動においても、これと同様の共振現象が生起することを明らかにした⁽⁸⁶⁾。また小嶋は、油圧回路の特性インピーダンスと終端インピーダンスの大小関係に応じて液柱の固有振動数を算出した⁽¹¹⁷⁾。しかしながら実際の油圧回路では、回路の終端は油圧システムの用途によって様々な機器が考えられるため、従来のように終端

を閉鎖端または開放端のみとして扱うことはできない。Johnston らや Edge らは、油圧回路の終端となる種々の油圧機器のインピーダンス特性は複素数で表され、絞り弁であっても弁開度によっては流体抵抗効果（実数）のみではモデル化できないことを実験により明らかにした^{(118), (119)}。このことから、閉鎖端や開放端だけでなく様々なインピーダンス特性をもつ終端を有する油圧回路において圧力脈動の共振現象を検証する必要がある。

そこで本章では、ヘルムホルツ型油圧サイレンサを用いて効果的に圧力脈動を低減することができる油圧回路を設計するために、回路終端における油圧機器のインピーダンス特性に応じた回路の共振モード特性を求めることを目的とする。とくに終端インピーダンスの複素パラメータである振幅と位相に着目し、これら複素パラメータと共振モードの関連性を、回路内の圧力脈動の振幅分布を計算することにより調べる。ここで終端インピーダンスは、油圧回路の特性インピーダンスを用いて正規化することで終端が無反射となる条件を基準とする⁽¹²⁰⁾。また圧力脈動の振幅は、起振源である油圧ポンプの特性に影響を受けないよう無次元圧力脈動により表わしている。まず、終端インピーダンスのみが油圧回路内の圧力脈動の共振現象に及ぼす影響を調査する。つぎに、閉鎖端と開放端との中間域となる終端条件に対して、圧力脈動の共振モードが遷移することを明らかにし、この遷移領域におけるモードの特性を検証する。

5.2 油圧回路における圧力脈動の分布の数学モデル

5.2.1 油圧回路の共振モード

油圧ポンプから発生した流量脈動は、管路内を流体伝ば振動の形態で回路終端の負荷要素となる油圧機器へと伝ばする。図 5-1 にポンプと負荷要素が管路で接続された油圧回路を示す。油圧回路内に生じる圧力脈動の分布は、(a)ポンプの脈動源特性、(b)油圧回路を構成する機器の脈動伝達特性、(c)負荷要素の終端インピーダンス特性により容易に計算することができる。まず、これら3つの特性について、以下に説明する。

(a) ポンプの脈動源特性

ポンプの脈動源特性とは、ポンプの回転速度に応じて周期的に発生する流量脈動と、ポンプケーシング内部の油路の脈動の両者で評価される⁽¹²¹⁾。油圧ポンプが吐出する流量脈動源 Q_s は圧力脈動の起振源となるため、この振幅の大きさが圧力脈動の振幅の大きさに著しい影響を与える。なお本章では、この流量脈動源 Q_s が油圧回路の始端（ポンプ出口端）から発生していると仮定することによって、ポンプの内部インピーダンスを $Z_s = \infty$ とし、ポンプの内部通路の影響を無視している。

(b) 油圧回路を構成する機器の脈動伝達特性

油圧回路は、配管、バルブ、アクチュエータやフィルタなどの補器類などにより構成されるが、圧力脈動および流量脈動はこれら機器内の油路を伝ばする。脈動伝達特性は、油圧機器の油路の入口と出口間の流量脈動 Q_{in} , Q_{out} と圧力脈動 P_{in} , P_{out} の関係を表わすものであり、その特性は伝達マトリックス \mathbf{T} を用いれば

$$\begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} \quad (5-1)$$

と与えられる．本章における油圧回路は，図 5-1 に示すように長さ L_p の鋼管からなる．

(c) 終端インピーダンス特性

圧力脈動の計算において油圧回路の終端境界は任意の位置に設定でき，その位置から下流側のインピーダンスで終端の特性を表す．これを終端インピーダンス Z_T と呼ぶ．

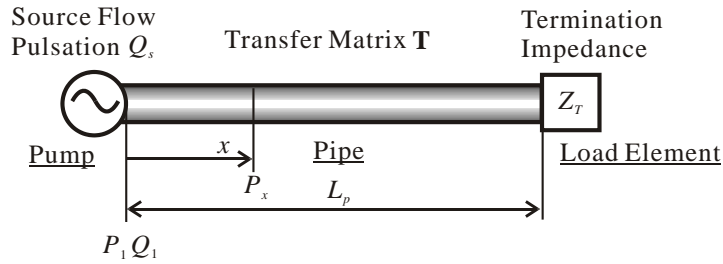


Fig. 5-1 Hydraulic circuit

つぎに，油圧回路内に生じる圧力脈動を求める．ポンプからの流量脈動源 Q_s は，ポンプの吐出し口①（すなわち配管との接続部）から入力されると，ポンプ吐出し口における圧力脈動 P_1 と回路下流側の流量脈動 Q_1 は以下のように表される．

$$P_1 = Z_1 Q_s \quad (5-2)$$

$$Q_1 = Q_s \quad (5-3)$$

ここで，油圧回路始端のインピーダンス Z_1 は，ポンプ吐出し口から回路の終端まで接続する管路の伝達マトリックス \mathbf{T} および終端インピーダンス Z_T を用いて次式となる．

$$Z_1 = \frac{Z_T \cosh\left(\frac{\xi s}{c} L_p\right) + Z_c \sinh\left(\frac{\xi s}{c} L_p\right)}{\frac{Z_T}{Z_c} \sinh\left(\frac{\xi s}{c} L_p\right) + \cosh\left(\frac{\xi s}{c} L_p\right)} \quad (5-4)$$

なお油圧管路の伝達マトリックス \mathbf{T} には，式(2-14)～(2-17)を用いている．ここに s はラプラス演算子， c は油中音速である．また Z_c および ξ は主管路の特性インピーダンスおよび非定常粘性抵抗を表わす複素係数であり，式(2-2)，式(2-3)のとおり表される．油圧管路の任意の位置 x における圧力脈動 P_x は

$$P_x = P_1 \cosh\left(\frac{\xi s}{c} x\right) - Q_1 Z_c \sinh\left(\frac{\xi s}{c} x\right) \quad (5-5)$$

であり，式(5-2)～(5-4)を用いて整理すれば，

$$P_x = \frac{Z_T \cosh\left[\frac{\xi s}{c}(L_p - x)\right] + Z_c \sinh\left[\frac{\xi s}{c}(L_p - x)\right]}{Z_T \sinh\left[\frac{\xi s}{c}L_p\right] + Z_c \cosh\left[\frac{\xi s}{c}L_p\right]} Z_c Q_s \quad (5-6)$$

となる．

油圧管路内における圧力脈動の振幅分布の特性を求めるためには，式(5-6)を用いて周波数ごとに管路始端 $x=0$ から終端 $x=L$ までの振幅を計算すればよい．図 5-2 に，一例として終端を絞りとした場合の圧力脈動の振幅分布を示す．表 5-1 は計算に用いた回路の諸元である．式(5-6)から明らかなように，流量脈動源 Q_s は油圧回路内における圧力脈動および流量脈動の入力となるため，各周波数における振幅 $|Q_s|$ は，圧力脈動の大きさに顕著に影響を与える．本章では，各周波数における圧力脈動の振幅分布を調べることを目的としていることから，流量脈動源 Q_s の特性に関する影響を除外するために入力振幅 $|Q_s|$ を同表のとおり一定値としている．図 5-2 は，圧力脈動の周波数 f と接続管路の位置 x をパラメータとした圧力脈動の振幅 $|P_x|$ であり，任意の周波数において $x=0$ から $x=L_p$ までの連続する振幅値 $|P_x|$ がその周波数の振幅分布となる．同図の例では，管路長さの半波長に対応する周波数 ($f \approx 345$ Hz) において管路の始端および終端の両端で圧力脈動の振幅が極大となる分布が生起している．これは，管路の両端が閉鎖端の場合の 1 次の共振モードと考えることができる．両端閉鎖の共振モードでは，管路長さの半波長に対応する周波数の整数倍で 2 次，3 次，…， $n-1$ 次， n 次の共振モードが現れる．同図からもわかるように，液柱の固有振動数すなわち管路の共振周波数では圧力脈動の振幅が極大値となる．一方，これ以外の周波数帯域では振幅は大きくならないことから，式(4-1)に示すポンプからの脈動の調和成分 f_i と管路の共振周波数が一致しないように留意することが重要となる．

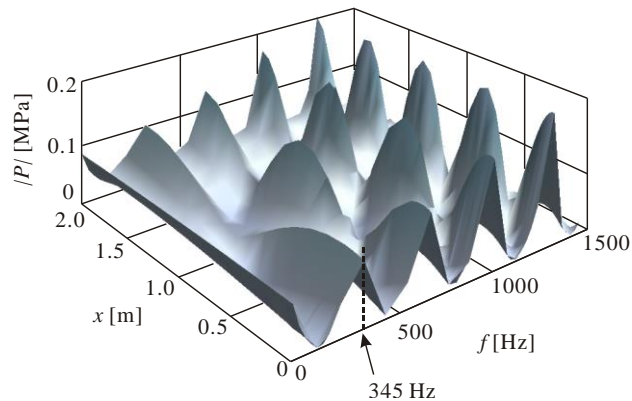


Fig. 5-2 Example plot of distribution of pressure pulsation for restrictor termination

Table 5-1 Specification of parameters

Length of pipe	$L_p = 2.0 \text{ m}$
Diameter of pipe	$d_o = 21 \text{ mm}$
Sound velocity in oil	$c = 1380 \text{ m/s}$
Density of oil	$\rho = 875 \text{ kg/m}^3$
Kinematic viscosity of oil	$\nu = 3.2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Source flow pulsation	$ Q_s = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ $\angle Q_s = 0$
Source impedance	$Z_s = \infty$
Termination impedance	$ Z_T = 2.32 \times 10^{10} \text{ Pa}\cdot\text{s/m}^3$ $\angle Z_T = 0$

5.2.2 管路長さに応じた共振モード

本項では図 5-3 に示すとおり長さ L_p の鋼管から構成され、位置 $x=x_s$ にヘルムホルツ型油圧サイレンサが挿入された油圧回路の圧力脈動の振幅分布をもとめる。任意の位置 x における圧力脈動 $P_{s,x}$ は、以下のように表される。

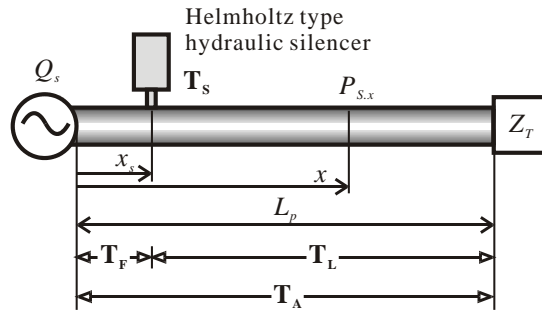


Fig. 5-3 Hydraulic circuit with Helmholtz type hydraulic silencer

$0 \leq x \leq x_s$ の場合：

$$P_{s,x} = \left[Z_{s,1} \cosh\left(\frac{\xi_s}{c} x\right) - Z_c \sinh\left(\frac{\xi_s}{c} x\right) \right] Q_s \quad (5-7)$$

$x_s \leq x \leq L$ の場合：

$$P_{s,x} = \left(\frac{T_{E,12} - Z_{s,1} T_{E,22}}{T_{E,12} T_{E,21} - T_{E,11} T_{E,22}} \right) Q_s \quad (5-8)$$

式(5-7)、(5-8)において、 $Z_{s,1}$ は図 5-3 のサイレンサを含む回路の始端におけるインピーダンスであり、

$$Z_{s,1} = \frac{Z_T T_{A,11} + T_{A,12}}{Z_T T_{A,21} + T_{A,22}} \quad (5-9)$$

と表される． $T_{A,11} \sim T_{A,22}$ は回路全体の伝達マトリックス \mathbf{T}_A の要素で

$$\mathbf{T}_A = \mathbf{T}_F \cdot \mathbf{T}_S \cdot \mathbf{T}_L \quad (5-10)$$

である． \mathbf{T}_F 、 \mathbf{T}_S および \mathbf{T}_L は図 5-3 におけるサイレンサ上流，サイレンサ本体およびサイレンサ下流の伝達マトリックスであり，それぞれ

$$\mathbf{T}_F = \begin{bmatrix} \cosh\left(\frac{\xi s}{c} x_s\right) & Z_c \sinh\left(\frac{\xi s}{c} x_s\right) \\ \frac{1}{Z_c} \sinh\left(\frac{\xi s}{c} x_s\right) & \cosh\left(\frac{\xi s}{c} x_s\right) \end{bmatrix} \quad (5-11)$$

$$\mathbf{T}_S = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_h} & 1 \end{bmatrix} \quad (5-12)$$

$$\mathbf{T}_L = \begin{bmatrix} \cosh\left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x_s)\right] & Z_c \sinh\left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x_s)\right] \\ \frac{1}{Z_c} \sinh\left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x_s)\right] & \cosh\left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x_s)\right] \end{bmatrix} \quad (5-13)$$

により与えられる． Z_h は第 2 章で説明したサイレンサの入口インピーダンスである．また，式(5-8)における $T_{E,11} \sim T_{E,22}$ は，サイレンサより下流の伝達マトリックス \mathbf{T}_E の係数で

$$\mathbf{T}_E = \mathbf{T}_F \cdot \mathbf{T}_S \cdot \mathbf{T}_t \quad (5-14)$$

と表される．同式において，サイレンサ後端の伝達マトリックス \mathbf{T}_t は

$$\mathbf{T}_t = \begin{bmatrix} \cosh\left[\frac{\xi s}{c} (x - x_s)\right] & Z_c \sinh\left[\frac{\xi s}{c} (x - x_s)\right] \\ \frac{1}{Z_c} \sinh\left[\frac{\xi s}{c} (x - x_s)\right] & \cosh\left[\frac{\xi s}{c} (x - x_s)\right] \end{bmatrix} \quad (5-15)$$

である．

図 5-3 に示す油圧回路では，ポンプから発生する圧力脈動の基本周波数は $f_1=240$ Hz であると仮定する．また同回路には，圧力脈動を低減するために，ヘルムホルツ型油圧サイレンサ（共振周波数は $f_r=240$ Hz）が挿入されているものとする．なお同サイレンサは円筒形の形状であり（図 2-1），その諸元は表 5-2 に示す．図 5-4 は，式(5-7)，(5-8)を用いて計算した圧力脈動の振幅分布を表わす．なお油圧回路の諸元は表 5-1，サイレンサの挿入位置は $x_s=150$ mm と

した。また式(5-12)におけるサイレンサの入口インピーダンス Z_h は式(2-24)を用いた。同図より、1次の管路の共振周波数は 475 Hz であることがわかる。これはポンプからの圧力脈動の2次成分の周波数 (480 Hz) と近いため、共振現象が生じると考えられる。したがって、圧力脈動の1次成分 (240 Hz) はサイレンサにより消去できたとしても、2次成分 (480 Hz) の振幅が共振により増大することで、油圧回路全体においては圧力脈動がそれほど低減されず、本油圧回路ではサイレンサを効果的に利用できないと予想される。

そこで、サイレンサの挿入位置は変えずに、油圧管路の長さを $L_p=2.3$ m とし、圧力脈動の振幅分布を求めた。図 5-5 に計算結果を示す。同図より1次の管路の共振周波数は 420 Hz となる。したがって、油圧回路において、管路長さ L_p をわずかに変えるだけで、共振現象は容易に回避できることが明らかとなった。

以上のことから、本章で行うように油圧回路の共振モードの特性を解析し、共振現象を回避することのできる油圧回路を構築することの重要性が確認できた。図 5-4 および図 5-5 では終端を絞り弁として計算を行ったが、5.1 節で述べたように、実際の油圧回路で用いられる種々の油圧機器のインピーダンス特性は複素数で表される。そこで以降では、鋼管からなる油圧回路の共振モード特性を求められるように、終端インピーダンスの複素パラメータである振幅と位相に着目し、これら複素パラメータと圧力脈動の関連性を数値計算により調べる。

Table 5-2 Specifications of silencer

Diameter of volume	$D=55$ mm
Length of volume	$L=275$ mm
Diameter of neck	$d=7$ mm
Length of neck	$l=45$ mm
Resonance frequency	$f_r=240$ Hz
Transmission loss at resonance frequency	$TL_r=25.3$ dB

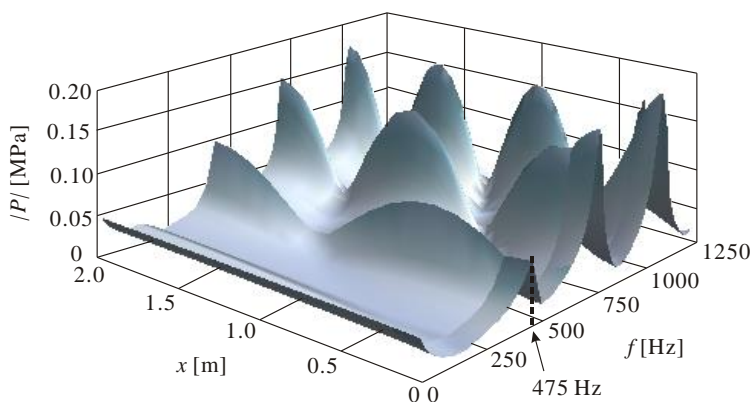


Fig. 5-4 Distribution of pressure pulsation ($L_p=2.0$ m)

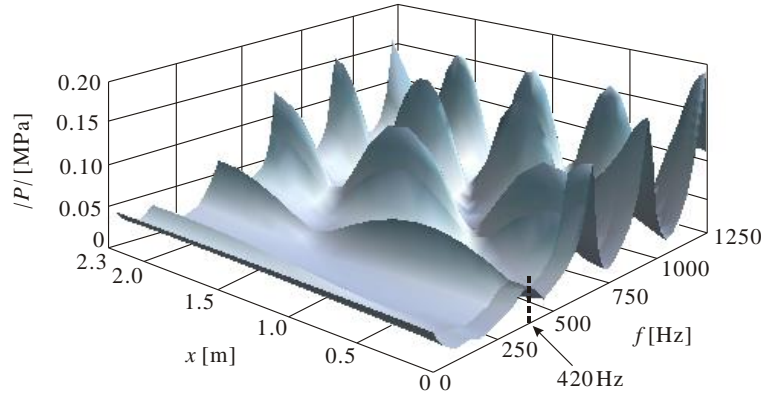


Fig. 5-5 Distribution of pressure pulsation ($L_p=2.3$ m)

5.3 圧力脈動および終端インピーダンスの無次元化

5.3.1 無次元圧力脈動と正規化終端インピーダンス

前節ではポンプの流量脈動源 Q_s を表 5-1 で示すような振幅一定で $|Q_s| = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 、位相 $\angle Q_s = 0$ の特性を有する脈動源を用いて計算を行った。これ以後では、ポンプの脈動源特性に依らない接続管路の共振モード特性を調べるために次式の無次元圧力脈動 P_X を新たに導入する。無次元圧力脈動とは、式(5-5)で求められる圧力脈動 P_x を、接続管路の終端が無反射の場合での圧力脈動 $P_a = Z_c Q_s$ で無次元化したものであり、次式のとおり表される。

$$P_X = \frac{P_x}{P_a} = \frac{Z_{TR} \cosh \left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x) \right] + \sinh \left[\frac{\xi s}{c} (L_p - x) \right]}{Z_{TR} \sinh \left(\frac{\xi s}{c} L_p \right) + \cosh \left(\frac{\xi s}{c} L_p \right)} \quad (5-16)$$

ここに、 Z_{TR} は正規化終端インピーダンスと呼ばれ

$$Z_{TR} = \frac{Z_T}{Z_c} \quad (5-17)$$

で与えられる。式(5-16)より明らかなとおり、無次元圧力脈動 P_X は油圧管路と終端のみの特性で表されていることから、終端インピーダンス特性が油圧管路の圧力脈動に及ぼす影響のみを調べることができる。なお、正規化終端インピーダンスが $|Z_{TR}|=1$ 、 $\angle Z_{TR}=0$ のとき管路終端は無反射となるので、無次元圧力脈動の振幅は全ての周波数域で $|P_X|=1$ の一定値となる。すなわち、ポンプの流量脈動源 Q_s によって発生した圧力脈動 P_a が減少も増幅もせずに管路中を伝ばする。また $|P_X|>1$ であれば圧力脈動は増幅し、 $|P_X|<1$ であれば減少していることを意味している。

5.3.2 正規化終端インピーダンスによる無次元圧力脈動の分布

オリフィスでモデル化した絞りや容量の終端は、油圧回路の代表的な負荷要素であるが、これらの終端インピーダンスは実数（流体抵抗要素）または純虚数（流体コンプライアンス要素）のみで表される⁽¹¹⁷⁾。図 5-6 に終端インピーダンス Z_T の一例として、制御弁の上流側におけるインピーダンスの計測結果を示す。同図から、実機の終端インピーダンスは周波数ごとに振幅と位相の異なる複雑な特性を有しており、実数や純虚数のみでは表せないことがわかる。そこで本報では、終端インピーダンスの振幅や位相をパラメータとして、これらの値に対して管路内における圧力脈動の振幅分布がどのような特性となるかを考察する。

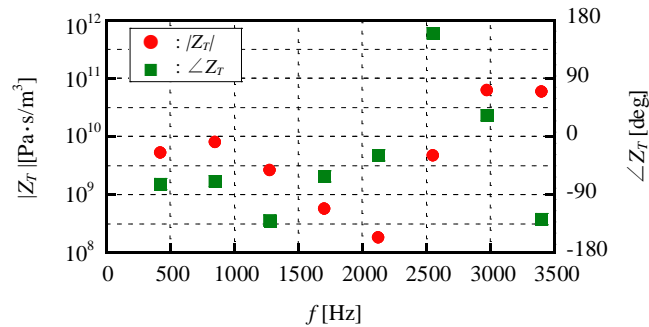


Fig. 5-6 Example of experimental termination impedance of control valve for construction machine

まず、式(5-17)で定義される正規化終端インピーダンス Z_{TR} の振幅や位相が一般的な油圧回路においてどのような値になるかを見積もるために、同式の分母である接続管路の特性インピーダンス Z_c の周波数特性を図 5-7 に示す。これらの結果は管路の直径を $d=6\sim 25$ mm（呼び径 6A～25A）とし、式(2-2)，(2-3)より求めている。同図より、通常の管路では特性インピーダンスの振幅が $10^9 < |Z_c| < 10^{11}$ Pa·s/m³ の範囲であり、位相は $f=100$ Hz において $-3^\circ < \angle Z_c < -0.7^\circ$ ， $f > 100$ Hz では $\angle Z_c \approx 0$ とみなすことができる。例えば図 5-6 で示される終端インピーダンス特性を有する負荷回路に $d=15$ mm の管路を接続することを想定すると、終端インピーダンスの振幅は図 5-5 より $1.8 \times 10^8 < |Z_T| < 6.3 \times 10^{10}$ Pa·s/m³ であるから、正規化終端インピーダンスは式(5-17)より $0.027 < |Z_{TR}| < 9.1$ であり、位相は $\angle Z_{TR} \approx \angle Z_T$ となる。

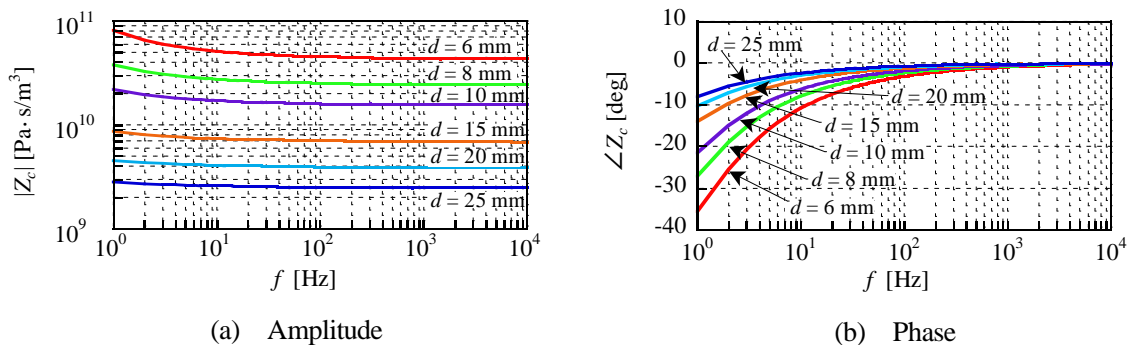


Fig. 5-7 Characteristics impedance of pipes

つぎに、この正規化終端インピーダンス Z_{TR} をパラメータとして無次元圧力脈動振幅 $|P_X|$ を算出し、接続管路内における共振モードの特徴を調べる。表 5-3 に示すように、例として 6 種類の正規化終端インピーダンス Z_{TR} の値を任意に選び、これらの正規化終端インピーダンス Z_{TR} に対する無次元圧力脈動 P_X の計算結果を図 5-8 に示す。本節では、油圧管路の長さ $L_p=2.0$ m に対して $\Delta x=0.01$ m の刻み、周波数に関しては最大周波数を $f_{\max}=1000$ Hz として $\Delta f=0.5$ Hz の刻みで計算を実施した。なお、管路の共振周波数は数値的に導かれているため、周波数の刻み幅 Δf に依存する離散的な計算周波数と真の共振周波数の間に差異が生じる。この差異は周波数の刻み幅 Δf をさらに小さくすれば減少していくものと考えられるが、ここでは共振モードの定性的な特性を明らかにすることを目的としているため、計算負荷やデータの取り扱いを考慮して $\Delta f=0.5$ Hz と設定した。

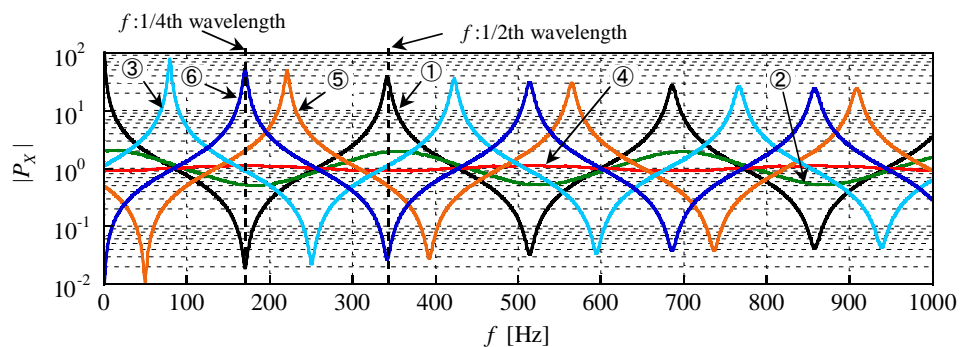
図 5-8(a)は、ポンプ出口端 $x=0$ における無次元圧力脈動振幅 $|P_X|$ の周波数特性を示している。同図から、無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ は、極大値と極小値が交互に現れる特性を持っており、とくに正規化終端インピーダンスが① $|Z_{TR}|=10^3$, $\angle Z_{TR}=60^\circ$, ③ $|Z_{TR}|=1.1$, $\angle Z_{TR}=90^\circ$, ⑤ $|Z_{TR}|=0.5$, $\angle Z_{TR}=-90^\circ$, ⑥ $|Z_{TR}|=10^{-3}$, $\angle Z_{TR}=-45^\circ$ では、極大における値が極めて大きくなっている。この管路の共振周波数は、正規化終端インピーダンス Z_{TR} の値によって異なることがわかり、それぞれ、① $f_{n1} \doteq 342.5$ Hz, ② $f_{n1} \doteq 354.5$ Hz, ③ $f_{n1} \doteq 79.5$ Hz, ④ $f_{n1} \doteq 170.5$ Hz, ⑤ $f_{n1} \doteq 221$ Hz, ⑥ $f_{n1} \doteq 170.5$ Hz と読み取れる。

図 5-8(b)は、1 次の管路の共振周波数 f_{n1} における、無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ とポンプ端からの位置 x との関係であり、 f_{n1} での振幅分布を表している。同図から、振幅の極大値が大きい圧力脈動の振幅（①, ③, ⑤, ⑥）は接続管路全域にわたって高いことがわかる。同図では、圧力脈動の波形と 1 次の管路の共振周波数 f_{n1} の値から共振モードの特性を知ることができる。例えば、正規化終端インピーダンスが① $|Z_{TR}|=10^3$, $\angle Z_{TR}=60^\circ$ の場合、振幅の腹がポンプ端と終端で見られ、管路の中央付近が節、さらに、共振周波数も管路長さに対して 1/2 波長に対応する周波数近傍 $f_{n1} \doteq 342.5$ Hz であることから、両端閉鎖の共振モードであることがわかる。また、⑥ $|Z_{TR}|=10^{-3}$, $\angle Z_{TR}=-45^\circ$ の場合では、ポンプ端が腹で終端が節のポンプ端閉鎖・終端開放の共振モードであり、1 次の管路の共振周波数は 1/4 波長に対応する周波数で $f_{n1} \doteq 170.5$ Hz となる。これらの共振モードは気柱の共鳴現象などで従来からよく知られたモードであり、終端閉鎖 $|Z_{TR}|=\infty$ または終端開放 $|Z_{TR}|=0$ とした場合と同様のモードである。他方、③ $|Z_{TR}|=0.1$, $\angle Z_{TR}=90^\circ$ および⑤ $|Z_{TR}|=0.5$, $\angle Z_{TR}=-90^\circ$ の終端条件では、振幅分布や共振周波数が、両端閉鎖やポンプ端閉鎖・終端開放のような従来の共振モード特性とは異なっている。しかしながら、これらの条件においても無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ は、①や⑤の共振モードにおける圧力脈動の分布と同様に極めて高くなっていることから、これを共振モードとして取り扱う。図 5-7 で示したように、正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$ をパラメータとして圧力脈動の分布波形と管路の共振周波数を求めれば共振モードの特性を知ることができる。ただし、全ての複素パラメータに対して図 5-8 のように脈動の分布を求め、その特性を検証することは困難である。したがって、次節では、正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$ の複素パラメータに対して以下の 2 つの値を計算することにより共振モード特性を検証する。すなわち、圧力脈動の振幅分布のポンプ端 ($x=0$) の値が極大となる

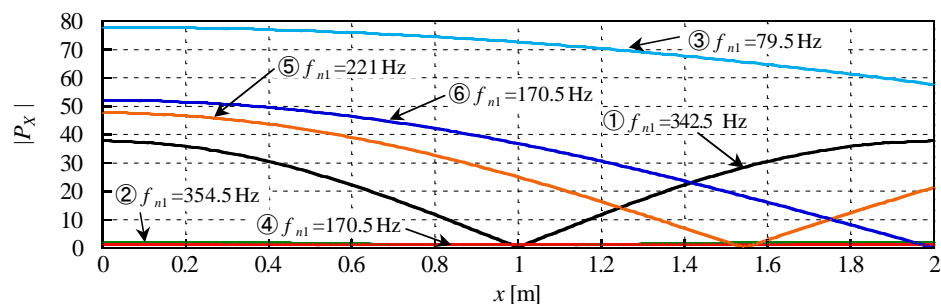
最低次数の周波数（1次の管路の共振周波数）と、その周波数におけるポンプ端（ $x=0$ ）と終端（ $x=L$ ）での振幅値 $|P_X|$ より共振モードの特性を推定する。

Table 5-3 Normalized termination impedance for example calculations

No.	Normalized termination impedance	No.	Normalized termination impedance
①	$ Z_{TR} = 10^3, \angle Z_{TR} = 60^\circ$	④	$ Z_{TR} = 0.9, \angle Z_{TR} = 0^\circ$
②	$ Z_{TR} = 2.0, \angle Z_{TR} = 10^\circ$	⑤	$ Z_{TR} = 0.5, \angle Z_{TR} = -90^\circ$
③	$ Z_{TR} = 1.1, \angle Z_{TR} = 90^\circ$	⑥	$ Z_{TR} = 10^{-3}, \angle Z_{TR} = -45^\circ$



(a) Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_X|$ at pump exit $x=0$



(b) Pressure distribution of non-dimensional pressure pulsation $|P_X|$ at fundamental resonance frequencies

Fig. 5-8 Example of pressure distribution by non-dimensional pressure pulsation $|P_X|$

5.4 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと共振モード特性

本節では、正規化終端インピーダンス Z_{TR} の2つの複素パラメータ（振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$ ）と、油圧管路の共振モードの特性との関連性について考察する。まず、図 5-9 に、正

規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と、次式で定義する管路の無次元共振周波数 F_n の関係を示す。

$$F_n = \frac{f_{ni}}{c/(4L_p)} \quad (5-18)$$

管路の無次元共振周波数 F_n とは、ポンプ端における i 次の管路の共振周波数 f_{ni} を式(5-16)から数値的に探索し、この値を、管路長さに対して $1/4$ 波長に対応する周波数 $f=c/(4L_p)$ で無次元化した値である。ここから、接続管路の長さ L_p に依らない管路の共振周波数を求めることができる。同図 (a)は正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR}=-175^\circ \sim -5^\circ$ 、同図(b)は $\angle Z_{TR}=0^\circ \sim 180^\circ$ の結果である。式(5-18)からわかるように、ポンプ端閉鎖・終端開放の共振モードの場合では、 $1/4$ 波長に対応する周波数 $F_n=1$ とその奇数倍 $2n-1$ で、両端閉鎖の共振モードでは $1/2$ 波長に対応する周波数 $F_n=2$ とその整数倍 n が n 次の管路の共振周波数となる。

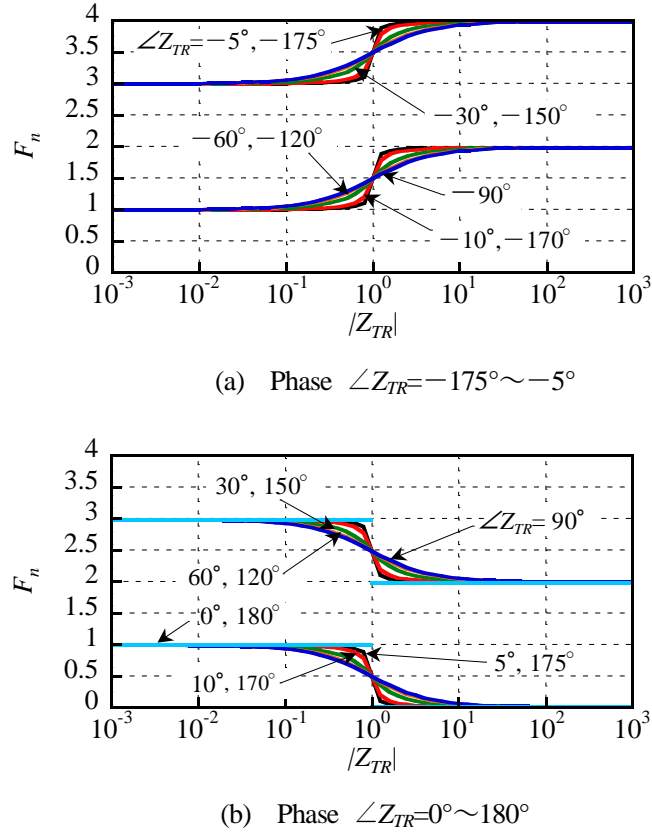


Fig. 5-9 Non-dimensional resonance frequency F_n by normalized termination impedance Z_{TR}

つぎに、これら管路の無次元共振周波数 F_n における無次元圧力脈動の振幅 $|P_x|$ と正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ との関係を図 5-10 ($\angle Z_{TR} = -90^\circ \sim 0^\circ$)と図 5-11 ($\angle Z_{TR} = 0^\circ \sim 90^\circ$)に示す。なお、図 5-11 の $\angle Z_{TR} \geq 0^\circ$ の条件に関しては、両端閉鎖の周波数 $F_n=2$ への移行が $F_n=1$ から $F_n=2$ ではなく、 $F_n=1$ は $F_n=0$ へ、 $F_n=3$ が $F_n=2$ へと移行するので、これら 2 つの

結果を同図(a), (b)および同図(c), (d)に分けて示す。なお同図には、ポンプ端 $x=0$ および終端 $x=L_p$ における振幅 $|P_X|$ が示されており、図 5-9 の管路の無次元共振周波数 F_n と、図 5-10 および図 5-11 の結果を見ることで、終端インピーダンスの振幅および位相に応じた共振モード、またポンプ端および終端における管路の共振周波数での振幅が推定できる。以下では、終端インピーダンスの振幅や位相に関する管路内での圧力脈動の特性について図 5-9～図 5-11 にもとづき考察する。

図 5-9 から、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ では、全ての位相域 ($-175^\circ \leq \angle Z_{TR} \leq 180^\circ$) で管路長さの 1/4 波長に対応する周波数 $F_n=1$ が 1 次の管路の無次元共振周波数として得られる。このとき図 5-10 および図 5-11 を見ると、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ において無次元圧力脈動の振幅は、ポンプ端のみ大きくなることから共振モードはポンプ端閉鎖・終端開放のモードになることがわかる。

他方、 $|Z_{TR}| > 100$ では、正の位相域で $F_n=0$ となるが、後述の理由でこれを考慮しなければ全位相域 ($-175^\circ \leq \angle Z_{TR} \leq 180^\circ$) で管路長さの半波長に対応する周波数 $F_n=2$ が 1 次の管路の無次元共振周波数となる。さらに図 5-10 および図 5-11 におけるポンプ端と終端の両端で無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ が大きくなることから、 $|Z_{TR}| > 100$ では両端閉鎖の共振モードとなる。これらの共振モードは、前述のとおり、終端を閉鎖 $|Z_{TR}| = \infty$ または開放 $|Z_{TR}| = 0$ と仮定した場合と同じモード特性である。したがって、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ や $|Z_{TR}| > 100$ の領域であれば終端開放や終端閉鎖と近似することができ、一般によく知られた共振モードとして取り扱うことができる。

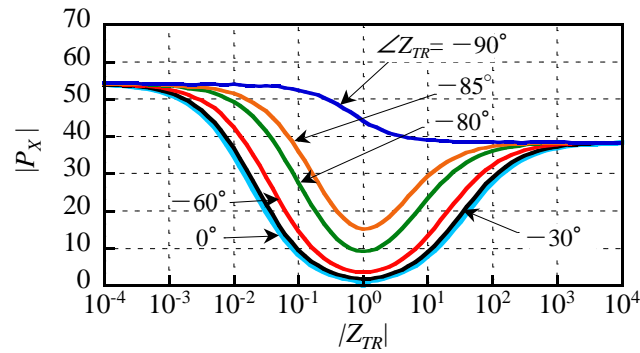
これに対して、 $0.01 < |Z_{TR}| < 100$ の領域では共振モードはポンプ端閉鎖・終端開放から両端閉鎖のモードに遷移している。図 5-9(a)より、この遷移の傾向は正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} < 0$ の場合は、1/4 波長とその奇数倍の周波数から半波長とその整数倍の周波数 ($F_n=1 \rightarrow 2$) に遷移している。また、 $\angle Z_{TR} \geq 0$ の場合には、1/4 波長とその奇数倍の周波数から 1/4 波長分低い周波数 ($F_n=1 \rightarrow 0$, $F_n=3 \rightarrow 2$) へ遷移する。さらに、遷移領域は正規化終端インピーダンスの位相 $\angle Z_{TR}$ によって増減し、 $\angle Z_{TR} = 90^\circ$ ($\text{Re}(Z_{TR}) = 0$) に近づくと遷移領域の帯域が増大し、 $\angle Z_{TR} = 0^\circ$ または $\angle Z_{TR} = 180^\circ$ ($\text{Im}(Z_{TR}) = 0$) に近づくと遷移領域の帯域は減少する。そして、 $\angle Z_{TR} = 0^\circ$, $\pm 180^\circ$ では $|Z_{TR}| = 1$ においてステップ状に管路の無次元共振周波数が変化する。 $|Z_{TR}| = 1$, $\angle Z_{TR} = 0^\circ$ または $\angle Z_{TR} = \pm 180^\circ$ は終端が無反射の条件であり、図 5-10 および図 5-11 において見られるように、ポンプ端と終端の無次元圧力脈動の振幅は極めて小さい。

図 5-9(b)に示すように、正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} \geq 0$ において、管路の無次元共振周波数が $F_n=1 \rightarrow 0$ に遷移する共振モードを考察する。同図より、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| > 5$ の領域では管路の無次元共振周波数が $F_n < 0.1$ と低周波となることが読み取れる。例えば、長さ $L_p = 0.345$ m の接続管路において $F_n = 0.1$ の管路の 1 次の共振周波数を考える。この場合、 $f_{n1} = F_n \times c / (4L_p) = 100$ Hz であるので長さが $L_p = 0.345$ m 以上であれば管路の 1 次の共振周波数は 100 Hz 以下となる。また、ピストンやベーンなどのポンプ要素数 z_e が多い場合や回転速度 N が高い場合には、圧力脈動の基本周波数 $f = z_e N / 60$ が大きくなり 100 Hz 以下となることはまれとなる。したがって、油圧システムの実用的な運転条件を考えると、正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} \geq 0$ の条件では、振幅 $|Z_{TR}|$ が小さい場合は $F_n = 1 \rightarrow 0$

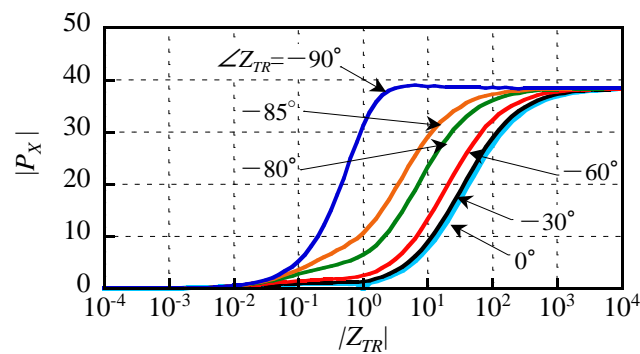
に遷移するモードを対象とし、振幅 $|Z_{TR}|$ の増大にしたがって $F_n=3 \rightarrow 2$ に遷移するモードを実用的な1次の共振モードとすべきである。すなわち、 $|Z_{TR}| > 5$ の領域では1次の管路の無次元共振周波数は $F_n \doteq 2$ とみなすことができる。これにともない、図 5-11 では正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 5$ の領域では同図(a), (b)の結果、 $|Z_{TR}| > 5$ の領域では同図(c), (d)の結果が1次の管路の共振周波数における無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ と考える。

最後に、遷移領域 ($0.01 < |Z_{TR}| < 100$) 近傍での共振モード特性をさらに検証するために、正規化終端インピーダンス Z_{TR} と反射係数 R_T の関係を調べる。ここで、反射係数 R_T は終端における進行波と反射波の比で定義される複素係数であり、次式で表される。

$$R_T = \frac{Z_T - Z_c}{Z_T + Z_c} \quad (5-19)$$

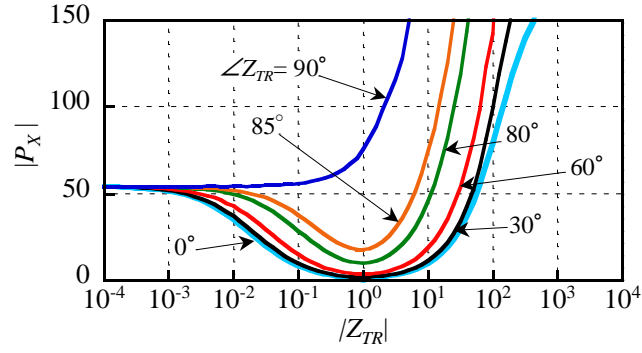


(a) Pump end $x=0$ ($F_n=1 \rightarrow F_n=2$)

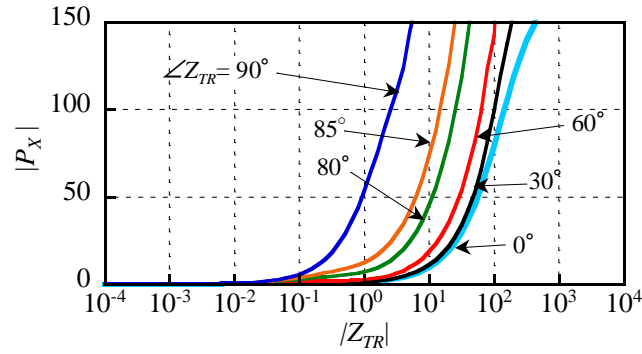


(b) Termination end $x=L_p$ ($F_n=1 \rightarrow F_n=2$)

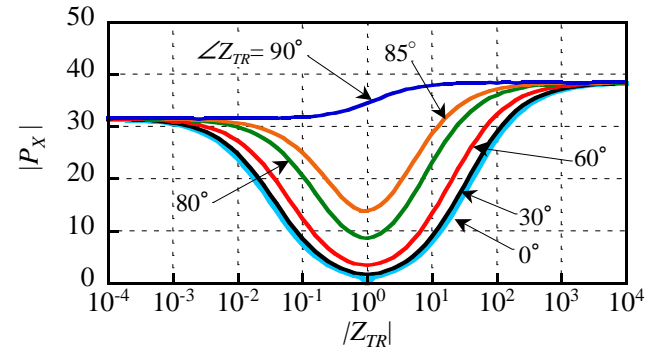
Fig. 5-10 Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_X|$ by normalized termination impedance Z_{TR} (Phase of normalized termination impedance $\angle Z_{TR} = -90^\circ \sim 0^\circ$)



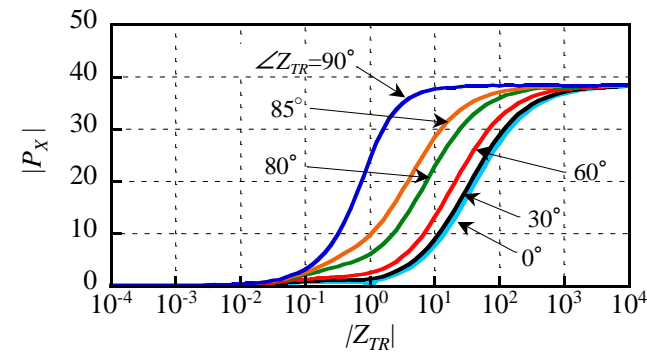
(a) Pump end $x=0$ ($F_n=1 \rightarrow F_n=0$)



(b) Termination end $x=L_p$ ($F_n=1 \rightarrow F_n=0$)



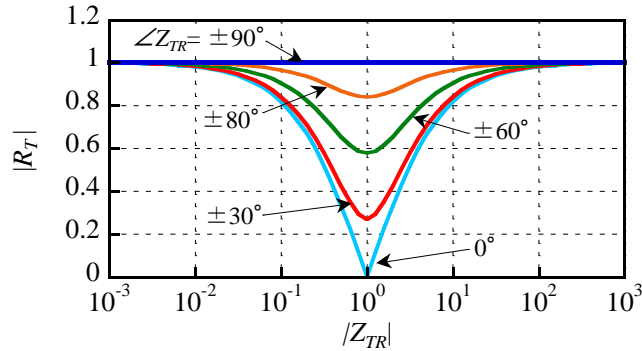
(c) Pump end $x=0$ ($F_n=3 \rightarrow F_n=2$)



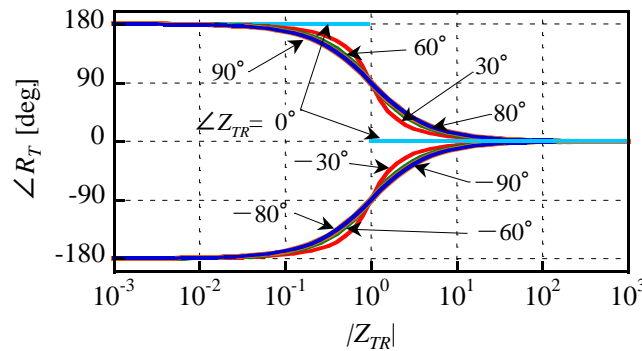
(d) Termination end $x=L_p$ ($F_n=3 \rightarrow F_n=2$)

Fig. 5-11 Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_X|$ by normalized termination impedance Z_{TR} (Phase of normalized termination impedance $\angle Z_{TR} = 0^\circ \sim 90^\circ$)

図 5-12 は、正規化終端インピーダンスの位相 $\angle Z_{TR}$ をパラメータとして、横軸に正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ を、縦軸に反射係数の振幅 $|R_T|$ と位相 $\angle R_T$ を示したものである。終端インピーダンス Z_T と接続管路の特性インピーダンス Z_c が一致する無反射条件では反射係数が $R_T=0$ となるが、同図より、両者の振幅のみが一致 ($|Z_{TR}|=1$) しても無反射とはならないことがわかる。とくに、 $\angle Z_{TR} = \pm 90^\circ$ では、両者の振幅が一致 ($|Z_{TR}|=1$) しても、 $|Z_{TR}|=0$, $|Z_{TR}|=\infty$ と同様に完全反射 ($|R_T|=1$) となる (同図(a))。



(a) Amplitude



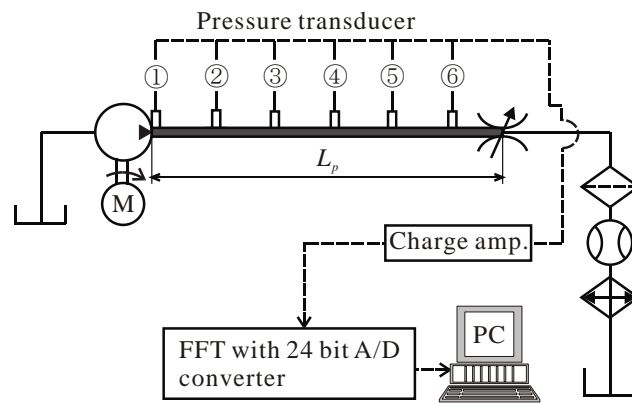
(b) Phase

Fig. 5-12 Reflection coefficient R_T by nominal termination impedance Z_{TR}

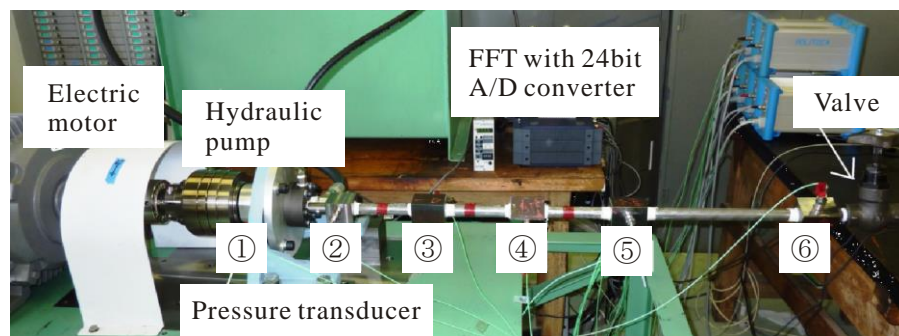
本項での考察により、正規化終端インピーダンスの位相 $\angle Z_{TR}$ が $\pm 90^\circ$ 付近では、図 5-10 および図 5-11 でも示したように、無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ は全領域 ($0 < |Z_{TR}| < \infty$) で極めて大きくなることが裏付けられた。さらに、管路の共振周波数は、従来から知られている 1/4 波長とその奇数倍の周波数 ($|Z_{TR}| < 0.01$) や半波長とその整数倍の周波数 ($|Z_{TR}| > 100$) だけではなく、遷移領域 ($0.01 < |Z_{TR}| < 100$) 近傍では、管路の共振周波数は両者の値を遷移することも図 5-9 によって確認できた。

5.5 実験による検証

本節では、実際のポンプの脈動源特性により計算した圧力脈動の振幅分布の計算結果を実験的に検証する。図 5-13 に実験で用いた回路を示す。脈動源には5本ピストンの定容量型ポンプを使用し、終端に絞り弁を設けた。管路中の圧力脈動は、①～⑥の圧電式の圧力変換器（Kistler 701A）により計測している。また測定結果はFFTアナライザ（小野測器 DS 2100）を利用し、周波数ごとの振幅値として出力させた。なおFFTアナライザの分析は表 2-4 に示した条件と同じとしている。実験回路の諸元を表 5-4 に、各圧力変換器の距離を表 5-5 に示す。ただし圧力変換器①はポンプの吐出し口に設置した。圧力脈動の振幅の計算においては、終端インピーダンス Z_t として式(4-14)を用いた。図 5-14 および図 5-15 に、2圧力2システム法⁽²⁶⁾で実測した定容量型ポンプの脈動源特性 Q_s および内部インピーダンス Z_s を示す。なおポンプの運転条件は、基本周波数が $f=100\text{Hz}$ となるように定めた。



(a) Schematic diagram



(b) Whole view ($L_p=1.0\text{m}$)

Fig. 5-13 Experimental setup

Table 5-4 Specification of experimental setup

Length of pipe	$L_p=1.0, 1.5$ m
Diameter of pipe	$d_o=21$ mm
Mean pressure	$P_d=10$ MPa
Mean flow rate	$Q_d=2.13 \times 10^{-4}$ m ³ /s
Termination impedance	$ Z_T =9.39 \times 10^{10}$ Pa·s/m ³ $\angle Z_T=0$

Table 5-5 Length between each pressure transducer

Number of pressure transducer	$L_p=1.0$ m	$L_p=1.5$ m
①~②	145 mm	145 mm
②~③	170 mm	360 mm
③~④	170 mm	250 mm
④~⑤	170 mm	400 mm
⑤~⑥	250 mm	250 mm

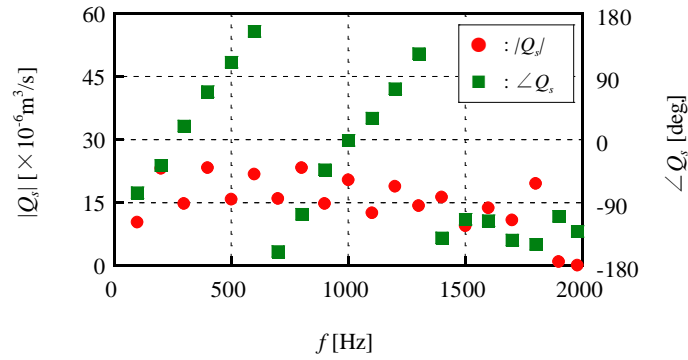


Fig. 5-14 Characteristic of source flow

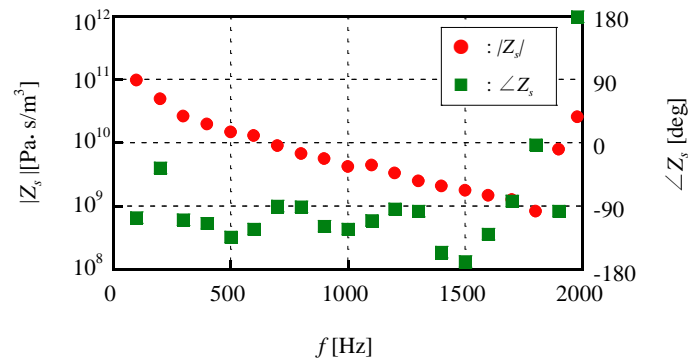


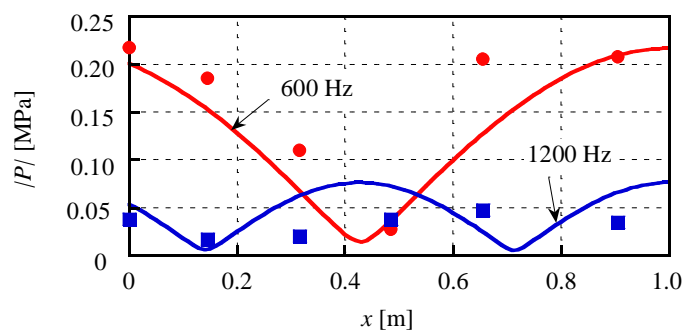
Fig. 5-15 Characteristic of source impedance

図 5-16 に油圧管路の長さを $L_p=1.0\text{ m}$ 、図 5-17 に $L_p=1.5\text{ m}$ とした場合の圧力脈動の計算値および実測値を示す。式(5-6)は脈動源の内部インピーダンス Z_s を無限大とした場合の圧力脈動の計算値式であるが、実験結果と比較する場合には、ポンプの内部通路の影響も考慮しなければならない。その場合、脈動源 Q_s はポンプの吐出し口においてポンプ内部側のインピーダンス Z_s と油圧回路始端におけるインピーダンス Z_1 に分岐接続と考えられる⁽⁴⁾。したがって、式(5-2)および式(5-3)はそれぞれ

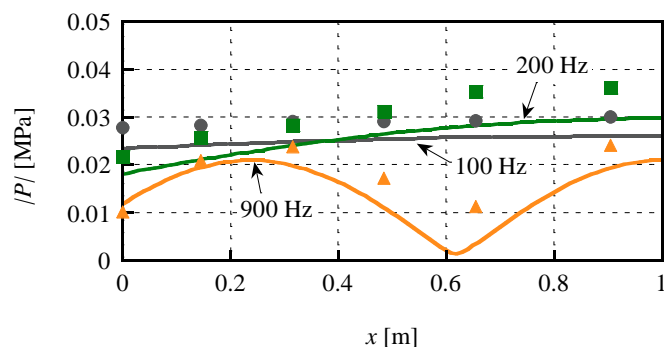
$$P_1 = \frac{Z_s Z_1}{Z_s + Z_1} Q_s \quad (5-20)$$

$$Q_1 = \frac{Z_s}{Z_s + Z_1} Q_s \quad (5-21)$$

となる。図 5-16 および図 5-17 における理論値は、式(5-4)、式(5-5)、式(5-20)、式(5-21)から計算した。



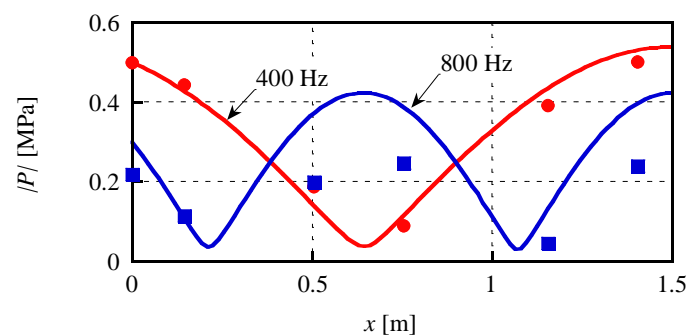
(a) $f = 600\text{ Hz}$ and 1200 Hz



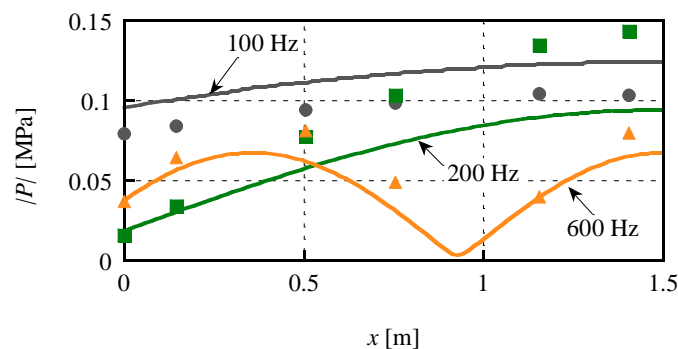
(b) $f = 100\text{ Hz}$, 200 Hz and 900 Hz

Fig. 5-16 Distribution of pressure pulsation ($L_p=1.0\text{ m}$)

図 5-16(a)は、管路の長さ $L_p=1.0$ m における両端閉鎖端の共振モードとして 600 Hz および 1200 Hz を、図 5-16(b)は、その他の周波数として 100 Hz, 200 Hz, 900 Hz を示す. また図 5-17(a)は管路の長さ $L_p=1.5$ m における両端閉鎖端の共振モードとして 400 Hz, 800 Hz を、図 5-17(b)は、その他の周波数として 100 Hz, 200 Hz, 600 Hz を示す. 図 5-14 に示す各周波数における入力流量脈動源 Q_s の振幅にはそれほど違いはないが、共振モードでの圧力脈動の振幅は、その他の周波数の場合に比べ、計算結果および実験結果ともに増大していることがわかる. とくに 600 Hz の圧力脈動に着目すると、 $L_p=1.5$ m では振幅が 0.06 MPa 程度にもかかわらず、管路長さが $L_p=1.0$ m の場合は共振現象により振幅が約 3.3 倍の 0.2 MPa まで増加していることが確認できる. 計算値は測定結果と概ね等しい傾向を示しているが、とくに共振モードの 1 次成分では、両者が定量的に一致している. ここから、管路内における圧力脈動の定性的な分布の予測が実用上で十分に可能であることが確認できた.



(a) $f=400$ Hz and 800 Hz



(b) $f=100$ Hz, 200 Hz and 600 Hz

Fig. 5-17 Distribution of pressure pulsation ($L_p=1.5$ m)

5.6 結言

本章では、回路終端における油圧機器のインピーダンス特性に応じた回路の共振モード特性を求めることを目的として、正規化した終端インピーダンスの振幅と位相の2つの複素パラメータが管路内の圧力脈動の共振現象に及ぼす影響を調べた。とくに無次元圧力脈動を用いることにより、圧力脈動の起振源であるポンプの脈動源特性に依存せずに、終端条件と管路内における圧力脈動の分布の関係を検証することが可能となった。以下に本章の主な内容および得られた知見を示す。

- (1) 終端インピーダンスの振幅が接続管路の特性インピーダンスの 0.01～100 倍の領域で共振モードは遷移領域となり、管路の両端閉鎖または一端閉鎖・他端開放における液柱の固有振動数とは異なる周波数で圧力脈動の振幅が極大となることが明らかになった。
- (2) 遷移領域において圧力脈動の振幅の大きさは終端インピーダンスの位相に依存し、とくに位相が $\pm 90^\circ$ 付近になると圧力脈動の振幅は増大することがわかった。
- (3) 油圧回路において圧力脈動の共振現象を避けるためには、ポンプの運転周波数と液柱の固有振動数が一致しないように管路長さを定めることが有効となるが、共振モードは終端の負荷条件に応じて従来から知られている管路長さの半波長や 1/4 波長のモードの間を遷移する。
- (4) 実際の油圧回路における実験結果および計算値はよく一致しており、本章で得られた圧力脈動の分布特性には妥当性があることが確認できた。また、管路内における圧力脈動分布の定性的な予測が実用上で十分に可能であることがわかった。

6

結 論

本研究論文で対象としたヘルムホルツ型油圧サイレンサは、減衰 1 自由度振動系の共振現象によって圧力脈動を減衰させるため、共振周波数近傍では高い減衰効果を得られる。しかしながら、それ以外の周波数領域では有効ではないという問題点を有している。そのため、油圧システムにおいて本サイレンサを用いて圧力脈動を減衰させるには、以下の課題について取り組む必要があった。

課題(I)は、これまで本サイレンサではネック部および容量部の形状が減衰特性に与える影響が明らかになっていない点である。

課題(II)は、共振周波数近傍でのみ高い減衰効果を持つという特徴のため、本サイレンサをポンプの回転速度が変化し、圧力脈動の周波数が推移する油圧システムには適用できない点である。

課題(III)は、本サイレンサの減衰対象ではない圧力脈動の振幅が、液柱共鳴により増大することを避けるための油圧回路の設計に関する考察がこれまで報告されていない点である。

本論文ではヘルムホルツ型油圧サイレンサを用いた油圧システムにおける圧力脈動の低減を目的とし、これらの課題の解決を目指した。

第 2 章では、課題(I)のネック部および容量部の寸法形状が減衰特性に及ぼす影響について調べた。その結果、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ほぼ影響を与えないことが確認された。また、容量部の体積が一定という条件下では、容量部が縦長または扁平になると、サイレンサにおいて生起する共振現象が、ヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴に遷移するため、共振周波数が低下することがわかった。またこれを実験的に検証したところ、容量部が縦長となる場合は、軸方向の分布定数系モデルと測定結果がよく一致した。一方、容量部が扁平となる場合には、新しく構築した半径方向の分布定数系モデルと測定結果は、

定性的に合致するものの、容量部の寸法比が減少するにつれ、両者が乖離することが明らかとなった。

第3章では、扁平な容量部の壁面の弾性変形が減衰特性に及ぼす影響について考察するために、容量部における有効体積弾性係数を定式化した。その結果、容量部長さおよびカバーの厚さが薄くなるほど有効体積弾性係数は小さくなることが明らかとなった。また、有効体積弾性係数が減少するとサイレンサの共振周波数は低下すること、共振周波数における透過損失は増大することがわかった。なお、有効体積弾性係数の平均値を用いて計算された共振周波数は、区分近似法による結果と十数ヘルツ程度の差異を有することを確認した。実験により容量部の長さおよびカバーの厚さの異なるサイレンサの減衰特性を測定し、計算結果と比較したところ、これらのパラメータの低下に対して共振周波数は減少した。有限要素法を用いて弾性変形を評価した数学モデルによる共振周波数は、古典平板理論を用いたモデルよりも測定結果に対し定量的に一致することがわかった。したがって、弾性変形を正しく予測することにより、設計段階において共振周波数を高精度で得られると考えられる。

第4章では、課題(II)に対し、可変共振機構を構築し、ポンプの回転速度変化が変化する油圧システムへ対応できるサイレンサの開発を行った。汎用の油圧シリンダをベースとし、ポンプ回転速度に応じてピストンを移動させることにより容量部長さを調整できる可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサを試作した。サイレンサの各部寸法は、環状管路の伝達マトリックスによる新たな数学モデルを用いて設計した。容量部に環状形状が用いられる場合には、容量部の直径と長さの比が1よりも大きい領域においても共振周波数の数学モデルと実験結果に差異が生じることを確認した。一方、共振周波数における透過損失は、実験結果を数学モデルの7割程度と仮定することにより設計仕様を満たすことができた。構築した可変共振機構を採用することで、容量部の長さをポンプの回転速度変化に対応して調整することが可能となった。またポンプの回転速度が変化しても同機構を用いて、サイレンサの共振周波数を圧力脈動の周波数と一致させることにより、十分な減衰効果が得られることを明らかにした。容量部の長さを目標長さ付近において変化させ、サイレンサの減衰性能を測定した。挿入損失は容量部の長さに関わらず、ほとんど一定であり、容量部の長さが目標長さとも多少異なっても、サイレンサの性能は劣化することなくほぼ同程度となることが確認できた。

第5章では、課題(III)に対し、圧力脈動の共振現象を避けるための油圧回路の設計について調べた。油圧回路において圧力脈動の共振現象を避けるためには、ポンプの回転周波数と管路の共振周波数が一致しないように接続管路の長さを設計することが有効となる。そのため、正規化した終端インピーダンスの振幅と位相の2つの複素パラメータが管路内の圧力脈動の共振現象に及ぼす影響を検証した。とくに無次元圧力脈動を用いることにより、圧力脈動の起振源であるポンプの脈動源特性に依存せずに、終端条件と管路内における圧力脈動の分布の関係をもとめることが可能となった。終端インピーダンスの振幅が接続管路の特性インピーダンスの0.01~100倍の領域で共振モードは遷移領域となり、両端閉鎖や一端閉鎖・他端開放の共振周波数とは異なる周波数で圧力脈動の振幅が極大となることが明らかになった。遷移領域において圧力脈動の振幅の大きさは終端インピーダンスの位相に依存し、とくに位相が $\pm 90^\circ$ 付近になると圧力脈動の振幅は増大する。実際の油圧回路における実験結果と計算値はよく一致しており、

圧力脈動の分布特性には妥当性があることが確認できた。また、管路内における圧力脈動分布の定性的な予測が実用上十分に可能であることがわかった。

以上で述べたことを総括すると、下記に示す新規性のある成果に要約できる。

- (1) サイレンサの容量部の形状は、その減衰特性に多大な影響を及ぼすことを見出した。この理由は、サイレンサにおける共振現象のヘルムホルツ共鳴から液柱共鳴への遷移に起因する。
- (2) 容量部が扁平な場合には、容量部カバーの弾性変形の影響により共振周波数が著しく減少することがわかった。
- (3) 過去の研究例では見られない容量部が扁平なサイレンサの設計に対して、容量部カバーにおける弾性変形の影響を考慮した分布定数系モデルを導出した。
- (4) 共振周波数が調整可能な可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサを構築し、ポンプ回転速度の変化に対しても十分な減衰性能が発揮できることを検証した。
- (5) 終端インピーダンスの振幅および位相が油圧管路内に生起する共振モードに与える影響について調査し、液柱共鳴の固有振動数およびその周波数における圧力脈動の振幅が予測できることを明らかにした。
- (6) ヘルムホルツ型油圧サイレンサで低減できない周波数領域において、圧力脈動の共振現象を回避するための回路の設計が、実用上で十分にできることを実証した。

付録 A

円筒座標における半径方向の 分布定数系モデル

本付録 A では、第 2 章における半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルの導出における詳細について示す。

A.1 半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルの基礎式

扁平なヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部において、圧力脈動および流量脈動の伝ばする方向は、半径方向が支配的と考えられる。したがって、脈動の伝ばを表わす運動方程式は、半径方向に対するナビエ・ストークス方程式より次式の円筒座標系で表される⁽⁹⁴⁾。

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{4}{3} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{4}{3} \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{4}{3} \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial^2 u_z}{\partial z \partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \quad (\text{A-1})$$

なお、周方向の影響は 2.2.4 項の仮定(ii)に示すとおり無視している。同式の左辺は加速度を、右辺の第 1 項は圧力を、第 2 項以降は粘性の影響を表わしている。式(A-1)はこのままでは解析できないため、圧力脈動、流量脈動の伝ばおよび扁平な容量部における特性を考慮し、同式を簡略化する。

まず加速度を表わす項において、圧力脈動および流量脈動の伝ばする速度は音速であり、油圧回路中における平均流速よりもはるかに大きいことから、対流項を省略する。つぎに粘性の影響を表わす項について、表 A-1 に同項における各記号のオーダーを示す。ここに ε はオーダー関数である。同表にもとづけば、式(A-1)の右辺における第 2～5 項は、第 6 項に比べ小さいため省略できる。以上のとおり省略を行うことで、式(A-1)より式(2-25)が導かれる。

Table A-1 Order of each symbol

Symbol	Characteristic symbol of order
Coordinate in axial direction z	εU
Coordinate in radial direction r	L
Velocity in axial direction u_z	εU
Velocity in radial direction u_r	U

円筒座標における圧縮性を考慮した連続の方程式は次式のとおりである⁽⁹⁵⁾．

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_z \frac{\partial \rho}{\partial z} + u_r \frac{\partial \rho}{\partial r} \right) + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (\text{A-2})$$

脈動が伝ばすることにより，流体の密度 ρ は非定常に変化するが，その伝達速度は音速である．したがって，密度 ρ の物質微分に関する項に着目すると，式(A-1)において対流項を省略した際と同様に，第2項および第3項は省略することができ，これにより式(2-26)は導出される．

A.2 半径方向の断面における平均流速および平均流量

式(2-25)および式(2-28)に示す半径方向の平面波動理論を適用した分布定数系モデルの基礎式を連立することで，式(2-29)および式(2-30)のとおり，容量部の半径方向断面における平均流速および平均流量が求められる．ここでは，式の誘導に関する詳細について示す．

式(2-28)を半径方向の断面で平均化すると

$$\frac{1}{K} \int_0^L 2\pi r \frac{\partial p}{\partial t} dz + \int_0^L 2\pi r \frac{\partial u_r}{\partial r} dz + \int_0^L 2\pi r \frac{u_r}{r} dz + \int_0^L 2\pi r \frac{\partial u_z}{\partial z} dz = 0 \quad (\text{A-3})$$

となる．ここで，

$$2\pi r \int_0^L u_r dz = 2\pi r L \bar{u}_r \quad (\text{A-4})$$

$$2\pi r \int_0^L p dz = 2\pi r L \bar{p} \quad (\text{A-5})$$

を用いると，式(A-3)は次式のように整理される．

$$\frac{1}{K} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\bar{u}_r}{r} + \frac{1}{L} [u_z]_0^L = 0 \quad (\text{A-6})$$

ここで、2.2.4 項で示した容量部における脈動の伝ばにおいて設けた仮定(iv)より、容量部の軸方向壁面においては流速が 0 であるため、式(A-6)の第 4 項は 0 となる。したがって、式(A-6)は、

$$\frac{1}{K} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\bar{u}_r}{r} = 0 \quad (\text{A-7})$$

となる。これをラプラス変換し、ラプラス領域における半径方向断面の平均圧力 \bar{P} について整理すれば、

$$\bar{P} = -\frac{K}{s} \left(\frac{\partial \bar{U}_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \bar{U}_r \right) \quad (\text{A-8})$$

となる。

一方で、式(2-25)をラプラス変換すると

$$\rho s U_r = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 U_r}{\partial z^2} \quad (\text{A-9})$$

となるが、2.2.4 項における仮定(iii)より、圧力脈動 P は z の関数ではないため、式(A-9)は半径方向の流速 U_r に関する変数 z の常微分方程式となる。この方程式の解は、積分定数 D_1 および D_2 を用いて

$$U_r = D_1 \cos \left(j \sqrt{\frac{s}{\nu}} z \right) + D_2 \sin \left(j \sqrt{\frac{s}{\nu}} z \right) - \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (\text{A-10})$$

となる。容量部の軸方向壁面においては流速が 0 であることから、 $z=0$ 、 $z=L$ において $U_r=0$ が成立する。以上より、積分定数 D_1 および D_2 は次式のとおり表される。

$$D_1 = \frac{1}{s\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (\text{A-11})$$

$$D_2 = \frac{1}{s\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \left[\frac{1}{\tan \left(j \sqrt{\frac{s}{\nu}} L \right)} - \frac{1}{\sin \left(j \sqrt{\frac{s}{\nu}} L \right)} \right] \quad (\text{A-12})$$

ここで、

$$\bar{U}_r = \frac{1}{2\pi r L} \int_0^L 2\pi r U_r dz \quad (\text{A-13})$$

に対し，式(A-10)を代入し整理すれば，

$$\bar{U}_r = \frac{s}{K} \frac{1}{\gamma} \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} \quad (\text{A-14})$$

となる．上式にて係数 γ は式(2-31)にて与えられる．また，仮定(iii)より $P = \bar{P}$ とした．

式(A-8)を式(A-14)の右辺に代入すれば，半径方向の平均流速 \bar{U}_r に関するベッセル方程式が次のとおり導かれる．

$$\frac{\partial^2 \bar{U}_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{U}_r}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \bar{U}_r + \gamma \bar{U}_r = 0 \quad (\text{A-15})$$

上式の解が，式(2-29)に示す半径方向の断面における平均流速 U である．なお第2章では，本付録における半径方向の平均流速 \bar{U}_r を U と置き換えている．この解（式(2-29)）を式(A-8)に代入すると，同式は

$$\bar{P} = -\frac{K}{s} [C_1 E_1(r) + C_2 E_2(r)] \quad (\text{A-16})$$

となる．ここに関数 $E_1(r)$ および $E_2(r)$ は

$$E_1(r) = \frac{\sqrt{\gamma}}{2} [J_0(r\sqrt{\gamma}) + J_2(r\sqrt{\gamma})] + \frac{1}{r} J_1(r\sqrt{\gamma}) \quad (\text{A-17})$$

$$E_2(r) = \frac{\sqrt{\gamma}}{2} [N_0(r\sqrt{\gamma}) + N_2(r\sqrt{\gamma})] + \frac{1}{r} N_1(r\sqrt{\gamma}) \quad (\text{A-18})$$

である．また上式は，ベッセル関数の漸化式⁽¹²²⁾を用いれば

$$E_1(r) = \sqrt{\gamma} J_0(r\sqrt{\gamma}) \quad (\text{A-19})$$

$$E_2(r) = \sqrt{\gamma} N_0(r\sqrt{\gamma}) \quad (\text{A-20})$$

となるため，式(A-16)から式(2-30)に示す半径方向断面における圧力 P を導くことができる．

式(2-29)および式(2-30)における積分定数 C_1 および C_2 は， $r=r_1$ において $U=U_1$ ， $P=P_1$ とすれば，それぞれ

$$C_1 = \frac{2\pi L s N_1(r_1\sqrt{\gamma}) P_1 + K \sqrt{\gamma} N_0(r_1\sqrt{\gamma}) Q_1}{2\pi K L r_1 \sqrt{\gamma} (N_0(r_1\sqrt{\gamma}) J_1(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma}) N_1(r_1\sqrt{\gamma}))} \quad (\text{A-21})$$

$$C_2 = -\frac{2\pi LsJ_1(r_1\sqrt{\gamma})P_1 + K\sqrt{\gamma}J_0(r_1\sqrt{\gamma})Q_1}{2\pi KLr_1\sqrt{\gamma}\left(N_0(r_1\sqrt{\gamma})J_1(r_1\sqrt{\gamma}) - J_0(r_1\sqrt{\gamma})N_1(r_1\sqrt{\gamma})\right)} \quad (\text{A-22})$$

となる．式(A-21)および式(A-22)を再び，式(2-29)および式(2-30)に代入し， $r=r_2$ において $U=U_2$ ， $P=P_2$ とすれば，積分定数を消去することができる．それらの関係式を，式(2-12)のマトリックスの形式に整理すれば，式(2-32)～(2-35)のとおり容量部の伝達マトリックスの係数が導かれる．

付録 B

拡大管路のサイドブランチの 共振周波数

本付録 B では、終端に向かうにつれ断面積が増加する拡大管路のサイドブランチにおける共振周波数について示す。

B.1 拡大サイドブランチの数学モデル

拡大管路のサイドブランチの透過損失を調べるためには、式(2-1)において示したように伝達マトリックス係数を求める必要がある。拡大管路の伝達マトリックスは既に報告されている⁽¹¹⁰⁾が、これらは断面積の増加の割合が小さい場合（1~3 % 程度）しか有効ではない。そこで区分近似法⁽¹⁰⁹⁾を用いる。図 B.1 に入口の直径を d_E 、出口の直径を d_T ($d_T > d_E$)、長さを L_{SB} とした拡大サイドブランチを示す。このサイドブランチ全体の伝達マトリックス \mathbf{T}_{SB} は n_{SB} 個に分割された区分の k 番目 ($1 \leq k \leq n_{SB}$) における伝達マトリックス $\mathbf{T}_{SB,k}$ の総乗により

$$\mathbf{T}_{SB} = \prod_{k=1}^{n_{SB}} \mathbf{T}_{SB,k} \quad (\text{B-1})$$

となる。 k 番目の区分における伝達マトリックス $\mathbf{T}_{SB,k}$ の係数は、式(2-14)~(2-17)において管路長さ L を $L_{SB,k}$ に、特性インピーダンス $Z_{c,V}$ を $Z_{SB,k}$ に、非定常粘性抵抗を表わす複素係数 ξ_V を $\xi_{SB,k}$ に置き換えて求められる。ここに

$$L_{SB,k} = \frac{L_{SB}}{n_{SB}} \quad (\text{B-2})$$

$$Z_{SB,k} = \frac{4\rho c}{\pi \left[d_E + (d_T - d_E) \frac{k}{n_{SB}} \right]^2} \xi_{SB,k} \quad (\text{B-3})$$

$$\xi_{SB,k} = 1 + \sqrt{\frac{4\nu}{\left[d_E + (d_T - d_E) \frac{k}{n_{SB}} \right]^2 s}} + \frac{4\nu}{\left[d_E + (d_T - d_E) \frac{k}{n_{SB}} \right]^2 s} \quad (\text{B-4})$$

である。

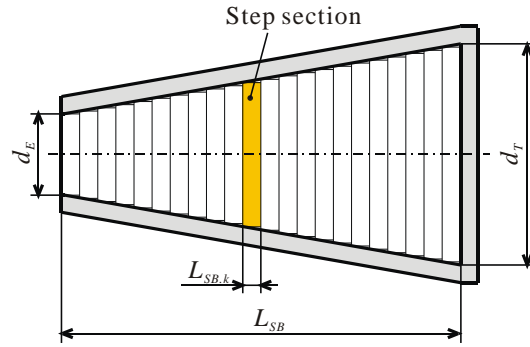


Fig. B-1 Tapered side branch

B.2 断面の拡大率と共振周波数

サイドブランチにおける液中共鳴は、管路長さを 1/4 波長とする周波数およびその奇数倍において生じる。そこで長さ L_{SB} を一定とおき、出口と入口の直径の比 $E_{SB} = d_T / d_E$ を拡大率と定め、これをパラメータとしてサイドブランチの共振周波数 f_{SB} を計算した。表 B.1 に計算で用いた諸元を、図 B.2 に共振周波数の結果を示す。なお計算結果は、出口と入口の直径の比が $E_{SB} = 1.0$ となる場合の共振周波数 f_s により無次元化した。また、分割数 n_{SB} は、各区分の長さ $L_{SB,k}$ が 1 mm となるよう定めた。同図より、2.3.2 項でも述べたように、拡大管路のサイドブランチ型サイレンサの共振周波数は、管路長さの 1/4 波長に対応する周波数よりも小さくなることが確認できる。

Table B-1 Specifications in numerical calculation

Density	$\rho = 875 \text{ kg/m}^3$
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	$d_0 = 21.0 \text{ mm}$
Length of side branch	$L_{SB} = 1000 \text{ mm}$
Diameter of side branch inlet	$d_E = 21.0 \text{ mm}$
Enlargement factor	$E_{SB} = 1 \sim 30$

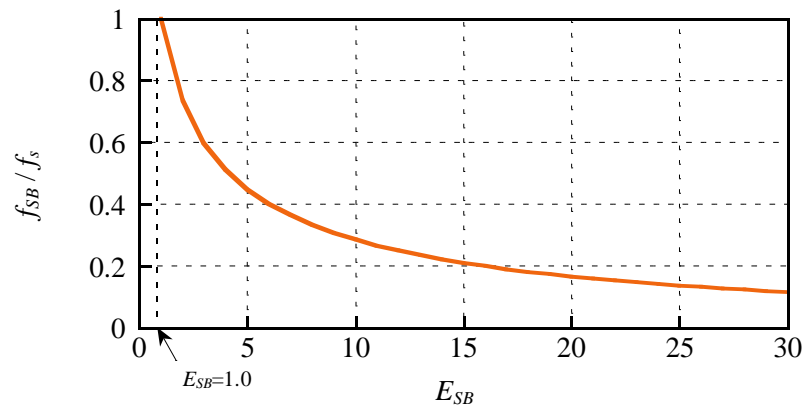


Fig. B-2 Non-dimensional resonance frequency

謝 辞

本研究論文は、防衛大学校 システム工学群 機械システム工学科 教授 西海孝夫 先生より賜りましたご指導のもとにまとめられました。西海先生とお会いしたのは、本科2学年時の流体力学の授業においてでした。それ以来、時には厳しく、時には優しく、ご多忙中の身ながらも、私に対し正面から向き合い、様々な事柄に関しご薫陶を頂きました。私が防衛省 陸上自衛隊の中で研究開発職域に進みたいという希望について語った際も、それを応援し、理工学研究科前期課程および後期課程への門戸を開いて下さいました。メニエール病に罹患し研究を思うように進められなかった際も、激励し、様々な面で便宜を図って下さいました。またこれ以外にも、紙上には書ききれないほど多くの面でお世話になりました。ここに深甚なる敬意と感謝の意を表します。

防衛大学校 システム工学群 機械システム工学科 准教授 一柳隆義 先生には、本科4学年時に西海研究室に配属となって以来、研究に関するご助言はもとより、各種実験装置の取り扱いや解析プログラムに関する問題の解決、論文等の推敲、発表用資料等の作成において、懇切丁寧なご指導を頂きました。心より感謝申し上げます。

防衛大学校 システム工学群 機械システム工学科 教授 山口秀谷 先生、同 教授 木原一先生、横浜国立大学 大学院工学研究院 教授 眞田一志 先生には、ご多忙中のところ、最終試験委員および卒業論文審査委員としてご就任頂き、本研究論文について適切なご指摘を賜りました。心よりお礼を申し上げます。

防衛大学校 実習工場 技官 齋藤雅史氏、同 小林浩明氏、同 山之内智晴氏、西田幸造氏、杉澤勉氏、山田勇氏には、工作機械等の操作について教えて頂いた他、実験装置の製作において多大なるご支援を頂きました。心よりお礼を申し上げます。

防衛大学校 総合情報図書館 石川みどり女史には、研究資料の収集等で多大なるご支援を頂きました。心よりお礼を申し上げます。

本校の多くの先生方には、本科から後期課程に至るまでの授業や実験、また個別の質問等において、懇切丁寧なご指導を頂きました。心よりお礼を申し上げます。

防衛大学校 理工学研究科 後期課程学生 第14期 中川修一氏には、西海研究室の同窓として有用なアドバイスを頂きました。ここに感謝の意を表します。

防衛大学校 理工学研究科 前期課程学生 第50期 伊藤正樹君、同52期 長山拓史君、防衛大学校 本科学生 第55期 野本祥平君、同56期 小田原晋君、同56期 八木大樹君、同57期 猪越紀克君、同57期 遠藤将君、同58期 新井冨輝君、同58期 坪松誉明君、同59期 齋藤龍太郎君、同59期 山王恭君、同60期 酒井久生君、同60期 三輪昇平君には、西海研究室の同窓として実験準備やデータ整理等にご協力頂きました。ここに感謝の意を表します。

陸上自衛隊に所属する全ての方々には、私が本課程に所属している間、業務をご負担頂きました。まことに恐れ入ります。復帰後はこれまで以上に職務に邁進する所存でございます。

平成27年12月

参考文献

- (1) 環境省, 平成二十六年改正 騒音規制法 (2014).
- (2) 国土交通省, 平成十三年改正 低騒音型・低振動型建設機械の指定について (2001).
- (3) 木村康正, 建設機械の低騒音化, 最新の機械騒音低減技術と応用事例, 日本機械学会 関西支部第228回講習会教材 (1998), p.29-34.
- (4) 小嶋英一, 油圧機器及びシステムの振動・騒音 (その1, 油圧ポンプの脈動源特性), 油空圧, Vol.11, No.1 (1997), pp.60-69.
- (5) 日本規格協会, 日本工業規格 JIS B 0142 油圧・空気圧システム及び機器 (2011).
- (6) 湯浅達治, 斜軸型油圧ポンプの騒音発生の原因となる加振力に関する研究, 油圧と空気圧, Vol.11, No.2 (1980), pp.115-122.
- (7) Lin, S., J., Aker, A., Zeiger, G., The effect of oil entrapment in an axial piston pump, Trans. of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.107, No.4 (1985), pp.246-251.
- (8) 大内英俊, 増田健二, 長田佐, 可変容量形ピストンポンプの加振力補償による騒音低減 (補償効果の実験的検証), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.33, No.3 (2002), pp.76-81.
- (9) 増田健二, 大内英俊, 長田佐, 可変容量形偶数ピストンポンプのアクティブ騒音制御に関する研究 (第1報, 騒音低減手法の実験的探索), 油圧と空気圧, Vol.34, No.4 (2003), pp.79-84.
- (10) 蔦紀夫, 河上昌弘, 藤原正康, 西村正, 梅田時彦, 斜板式油圧ポンプ全体系の動力学応答解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.589 (1995), pp.3504-3511.
- (11) 小嶋英一, 岩田浩一, 兵藤訓一, 松島慎二, 渡辺角栄, 油圧ポンプ構造体振動のモード解析, 油圧と空気圧, Vol.27, No.2 (1996), pp.315-327.
- (12) 小嶋英一, 松島慎二, 渡辺角栄, 清水智, 実稼働時における油圧ポンプ構造体振動の FEM 解析, 日本油空圧学会論文集, Vol.29, No.3 (1998), pp.21-28.
- (13) 清水智, 小嶋英一, 油圧ポンプの音響放射パワーの FEM 解析による推定, 日本油空圧学会論文集, Vol.30, No.6 (1999), pp.163-169.
- (14) Opperwall, T., Vacca, A., A combined FEM/BEM model and experimental investigation into the effects of fluidborne noise sources on the air-borne noise generated by hydraulic pumps and motors, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.228, No.3 (2014), pp.457-471.
- (15) 一柳隆義, 西海孝夫, 油圧回路に発生する流体伝ば振動, フルードパワーシステム, Vol.40, No.5 (2009), pp.55-59.
- (16) 辻茂, 油圧工学 (1982), 日刊工業新聞社.
- (17) Weddfelt, K., On modeling, simulation and measurements of fluid power pumps and pipelines, Linkoping Studies in Science and Technology, No. 268, Dissertation (1992).
- (18) Edge, K., Designing quieter hydraulic systems - some recent developments and contributions,

- Proc. of 4th JHPS International Symposium on Fluid Power (1999), pp.3-26.
- (19) Petterson, M., Weddfelt, K., Palmberg, J., O., Reduction of flow ripple from fluid power piston machines by means of a pre-compression filter volume, Proc. of 10th Aachen Colloquium on Fluid Power Technology (1992), pp.17-19.
 - (20) 綾部久文, 高島亮, 森田清司, 中原一暢, 蓄圧型分配によるアキシアルピストン油圧ポンプの吐出圧力脈動低減法の研究, 日本機械学会第69期通常総会講演論文集, Part B (1992), pp.7-9.
 - (21) 西海孝夫, 小波倭文朗, 前田照行, 可変容量形ベーンポンプにおけるベーンの挙動 (第2報 付加質量によるベーン離間の制御), 油圧と空気圧, Vol. 24, No. 7 (1993), pp.828-835.
 - (22) 西海孝夫, 小波倭文朗, 前田照行, 可変容量形ベーンポンプにおけるベーンの挙動 (第3報 ばね式アキュムレータによるベーン離間の制御), 油圧と空気圧, Vol. 25, No. 7 (1994), pp.850-856.
 - (23) Rocha, Z., L., Johnston, N., Gerges, S., N., Y., Flow ripple reduction in power steering hydraulic pumps, Fluid Power and Motion Control 2010 (2010), pp.187-200.
 - (24) 小嶋英一, 山田隆裕, 成川純央, 森山健二, アキシアルピストンポンプの吐出し流量脈動のシミュレーションモデル, 日本油空圧学会論文集, Vol.29, No.4 (1998), pp.100-106.
 - (25) 鷺尾誠一, 山口智史, 高橋智, ギヤポンプ吐出流量脈動の測定, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.59, No.565 (1993), pp.2855-2862.
 - (26) 小嶋英一, 油圧ポンプの流体伝ば振動特性の新しい測定法 (第1報, 測定法の原理), 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.269-274.
 - (27) 小嶋英一, 油圧ポンプの流体伝ば振動特性の新しい測定法 (第2報, 試験結果と考察), 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.275-282.
 - (28) Weddfelt, K., Petterson, M., Palmberg, J., O., Methods of reducing flow ripple from fluid power piston pumps - An experimental approach, SAE Technical Paper 911763 (1991).
 - (29) Edge, K., Johnston, D., N., The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 1: Description of method, Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 204 (1990), pp.33-40.
 - (30) Edge, K., Johnston, D., N., The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 2: Experimental results, Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 204 (1990), pp.41-46.
 - (31) Hobbs, J., Fricke, H., J., New method of reducing noise in external gear pumps, International Off-Highway Meeting and Exposition, MECCA, Vol.8, No.11 (1980), 801005.
 - (32) Headric D., C., Maroney, G., E., A quiet split gear pump for reduced fluidborne noise, The BFPR Journal, Vol.14, No.1 (1980), pp.83-85.
 - (33) 安達瑛二, 池田強, 位相干渉法と油圧脈動の低減, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.586 (1995), pp.2367-2372.

- (34) 横田眞一, 杣田久志, 山口博嗣, アクティブアキュムレータに関する研究 (液圧回路を伝ばする高周波流量脈動のアクティブ制振), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.60, No.570 (1994), pp.484-490.
- (35) 小嶋英一, 品田正昭, 真保雅治, 液体管路用アクティブ形圧力脈動減衰装置の開発 (第 1 報, 進行波の実時間計測), 日本機械学会論文集, Vol.56, No.530 (1990), pp.2937-2944.
- (36) 小嶋英一, 品田正昭, 山岡忠史, 液体管路用アクティブ形脈動減衰装置の開発 (第 2 報, システムの試作と減衰特性の基礎実験), 日本機械学会論文集, Vol.57, No.541 (1991), pp.2984-2991.
- (37) 小嶋英一, 品田正昭, 山岡忠史, 液体管路用アクティブ形脈動減衰装置の開発 (第 3 報, 広帯域ランダム脈動用制御系の試作と減衰特性の基礎実験), 日本機械学会論文集, Vol.58, No.553 (1992), pp.2691-2698.
- (38) 小嶋英一, 品田正昭, 山岡忠史, 姫路俊明, 液体管路用アクティブ形脈動減衰装置の開発 (第 4 報, システム安定性の検討), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.59, No.566 (1993), pp.3086-3093.
- (39) 山岡忠史, 小嶋英一, 品田正昭, 井沢昇, 液体管路用アクティブ形脈動減衰装置の開発, (第 5 報, 適応制御システムの試作と基礎実験), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.588 (1995), pp.2987-2995.
- (40) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Oppens, A. B., Sanders, J. V., Fundamentals of acoustics, John Wiley and Sons (1982).
- (41) Earnhart, N. E., Marek, K. A., Cunefare, K. A., Modeling and validation of an in-line hydraulic silencer, Proceedings of 6th FPNI-Ph.D Symposium, Proceedings (2010), pp.101-113.
- (42) Marek, K. A., Gruber, E. R., Cunefare, K. A., Linear multimodal model for a pressurized gas bladder style hydraulic noise suppressor, International Journal of Fluid Power, Vol.14, No.2 (2013), pp.5-16.
- (43) 加藤秀雄, 曹科華, インラインアキュムレータを用いた自己調節形油圧脈動抑制装置, 精密工学会誌, Vol.58, No.11 (1992), pp.1903-1908.
- (44) Hasting, M. C., Chen, C. C., Analysis of tuning cables for reduction of fluid borne noise in automotive power steering hydraulic lines, SAE Technical Paper 931295 (1993).
- (45) 永田精一, 高橋浩爾, 野々下知泰, 脈動減衰用油圧ホースの特性解析, 油圧と空気圧, Vol.27, No.7 (1996), pp.910-919.
- (46) 小嶋英一, 一柳隆義, 木村敬知, パワーステアリング用スパイラルチューブ入りホースの脈動減衰特性 (第 1 報, 実験的考察), 油圧と空気圧, Vol.27, No.6 (1996), pp.788-795.
- (47) 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 (1967), pp.369-378.
- (48) 一柳健, 高周波脈動吸収用アキュムレータの開発, 日本機械学会論文集, Vol.38, No.306 (1972), pp.340-350.

- (49) Mikota, J., Comparison of various designs of solid body compensators for the filtering of fluid flow pulsation in hydraulic systems, Proceedings of 1st FPNI-Ph.D Symposium, Proceedings (2000).
- (50) 鷺尾誠一, 小西忠孝, 植田敏明, 大熊昭二, 油圧管路における波動現象の研究 (第 1 6 報, 分岐管フィルタによる脈動の吸収), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.54, No.504 (1988), pp.1953-1961.
- (51) 小嶋英一, 木村敬和, 寺澤達士, 竹下清一郎, 可変共振モード形サイドブランチの開発研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.621 (1998), pp.1596-1603.
- (52) 神田哲郎, 抵抗分岐管による管内脈動低減, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 55, No. 512 (1989), pp.910-915.
- (53) Strunk, R., D., Silencer for hydraulic piston pump pressure pulsations, SAE Technical Paper 911759 (1991).
- (54) 一柳隆義, 小嶋英一, 竹下清一郎, 実システムにおける可変共振モード形サイドブランチ共鳴器の最適設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.659 (2001), pp.2204-2211.
- (55) 小嶋英一, 寺沢達士, 伊藤威一郎, 一柳隆義, 実システムにおける油圧サイレンサの挿入損失特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.637 (1999), pp.3606-3613.
- (56) 一柳隆義, 西海孝夫, 小嶋英一, 油圧回路の脈動特性を考慮したサイドブランチの最適設計, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.740 (2008), pp.833-840.
- (57) 小嶋英一, 油圧機器及びシステムの振動・騒音 (その 4, 各種油圧サイレンサの脈動減衰特性), 油空圧, Vol.11, No.4 (1997), pp.32-45.
- (58) 鈴木昭次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学, 機械音響工学 (2010), コロナ社.
- (59) 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 (1995), pp.1014-1022.
- (60) 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.6 (1993), pp.729-735.
- (61) Ingard, U., On the theory and design of acoustic resonators, The Journal of Acoustic Society of America, Vol.25, No.6 (1953), pp.1037-1061.
- (62) Chanaud, R., C., Effects of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol.178, No.3 (1994), pp.337-348.
- (63) Panton, R., L., Effect of orifice geometry on Helmholtz resonator excitation by grazing flow, AIAA Journal, Vol.28, No.1 (1990), pp.60-65.
- (64) 深野徹, 功能郁生, ヘルムホルツ共鳴器による減音 (第 2 報, 減音周波数および減音効果におよぼすのど部形状と個数の影響), Vol.57, No.538 (1991), pp.2027-2031.
- (65) Selamet, A., Lee, L., Helmholtz resonator with extended neck, Journal of Acoustical Society of America, Vol.113, No.4 (2003), pp.1975-1985.
- (66) Selamet, A., Ji, Z., L., Circular asymmetric Helmholtz resonators, Journal of Acoustical Society

- of America, Vol.107, No.5 (2000), pp.2360-2369.
- (67) Selamet, A., Dickey, N., S., Novak, J., M., Theoretical, computational and experimental investigation of Helmholtz resonators with fixed volume lumped versus distributed analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.187, No.2 (1995), pp.358-367.
 - (68) Dickey, N., S., Selamet, A., Helmholtz resonators: One-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.195, No.3 (1996), pp.512-517.
 - (69) Selamet, A., Radavich, P., M., Dickey, N., S., Novak, J., M., Circular concentric Helmholtz resonators, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol.101, No.1 (1997), pp.41-51.
 - (70) 井土久雄, ポンプ回転数制御による配管系の圧力制御解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, No. 578 (1994), pp.3428-3433.
 - (71) 任宝生, 松久寛, 阿部忠人, 佐藤進, 体積可変共鳴器による管路の準能動消音, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.531 (1990), pp.2957-2962.
 - (72) Bedout, J., M., Flanchek, M., A., Bernhard, R., J., Mongeau, L., Adaptive-passive noise control with self-tuning Helmholtz resonators, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.202, No.1 (1997), pp.109-123.
 - (73) 小机わかえ, 宮地秀征, ニューラルネットワークを用いたスマートヘルムホルツ共鳴器の共鳴振動数の設計, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014 USB 講演論文集, No. 510.
 - (74) 泉照之, 成清辰生, 共鳴室の容積を制御する可変共鳴形消音装置, 日本音響学会誌, Vol.46, No.6 (1990), pp.479-485.
 - (75) Matsuhisa, H., Ren, B., Sato, S., Semiactive control of duct noise by a volume-variable resonator, *The JSME International Journal*, Vol.35, No.2 (1992), pp.223-228.
 - (76) Kim, H., J., Song, J., P., Ko, Y., S., Geometric and number effect on damping capacity of Helmholtz resonators in a model chamber, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.329 (2010), pp.3266-3279.
 - (77) Kostek, T., M., Franchek, M., A., Hybrid noise control in ducts, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.237, No.1 (2000), pp.81-100.
 - (78) Esteve, S., J., Johnston, M., E., Adaptive Helmholtz resonators and passive vibration absorbers for cylinder interior noise control, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.288 (2004), pp.1105-1130.
 - (79) 泉照之, 高見弘, 成清辰生, 頸部開口断面積を制御する可変共鳴形消音装置, 日本音響学会誌, Vol.47, No.9 (1991), pp.647-652.
 - (80) Esteve, S., J., Johnston, M., E., Development of an adaptive Helmholtz resonator for broadband noise control, ASME International Mechanical Engineering Congress 2004, IMECE2004-61179, pp.47-53.
 - (81) 小机わかえ, 森村浩明, 荻原一郎, 宮地秀征, 可変長喉部をもつヘルムホルツ共鳴器による騒音の低減に関する実験, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2008, CD-ROM 論文集, No.229.
 - (82) Kela, L., Adaptive Helmholtz resonator in a hydraulic system, *World Academy of Science*,

- Engineering and Technology, Vol.68 (2010), pp.1180-1187.
- (83) Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T., Ito, M., Nishiumi, T., Research on the Helmholtz type variable resonance attenuator for the fluid power system, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Proceedings (2011), pp. 235-241.
 - (84) Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T., Nishiumi, T., Design criteria of a Helmholtz silencer with multiple degree of freedom for hydraulic systems, Journal of Fluid Science and Technology, Vol.8, No.3 (2013), pp.277-293.
 - (85) 日本機械学会編, 機械工学便覧 応用システム編 γ2 流体機械 (2007), 丸善出版.
 - (86) Hansen, R., C., The mechanics of fluidborne noise in hydraulic lines, Proc. of the 33rd National Conference on Fluid Power, Vol.31 (1977), pp.1-7.
 - (87) 秋元徳三, 水撃作用と圧力脈動 (1972), 日本工業新聞社.
 - (88) 小嶋英一, 管路脈動と装置騒音, 油圧と空気圧, Vol.28, No.6 (1997), pp.600-608.
 - (89) 日本機械学会編, 事例に学ぶ流体関連振動 (2003), 技報堂出版.
 - (90) Goyder, H., On the Modelling of Noise Generation in Corrugated Pipes, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.132, No.4 (2010), pp.041304-1 - 041304-7.
 - (91) Brown, F. T., 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.
 - (92) 小嶋英一, 松原昇, 須藤繁, 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ぱ (第1報, システム構成機器の伝達マトリックス係数の測定と全般的考察), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.583 (1995), pp.1005-1013.
 - (93) 一柳隆義, 小嶋英一, 油圧脈動吸収用多段ヘルムホルツ形共鳴器の開発と最適化設計法, 日本油空圧学会論文集, Vol.32, No.1 (2001), pp.13-20.
 - (94) Pai, S., I., Viscous Flow Theory (I – Laminar Flow), D. Van Nostrand Company, INC. (1956).
 - (95) 生井武文, 井上雅弘, 粘性流体の力学, 理工学社 (1978).
 - (96) 西海孝夫, はじめて学ぶ流体の力学, 日刊工業出版社 (2010).
 - (97) 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.
 - (98) 毛利義裕, 葉山眞治, 管路内圧力脈動の共振振幅: 第3報, 伝達マトリックスによる一計算, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.439 (1983), pp.351-359.
 - (99) 石川諭, 近藤孝広, 松崎健一郎, 集中系モデルによる非線形圧力波の解析 (第3報, 急拡大・急縮小要素のモデル化), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.764 (2010), pp.800-808.
 - (100) D'Souza, A. F., Oldenburger, R., Dynamic response of fluid lines, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.86, No.3 (1964), pp.589-598.
 - (101) 浦田暎三, 長い円管内の非定常粘性流れ, 日本機械学会論文集, Vol.36, No.286 (1970), pp.957-965.
 - (102) 岡村健二郎, 小西忠孝, 鷺尾誠一, 油圧管路における波動現象の研究: 第1報, 波動方程式の比較検討, 日本機械学会論文集, Vol.38, No.314 (1972), pp.2612-2620.

- (103) Scarton, H., A., Rouleau, W., T., Axisymmetric waves in compressible Newtonian liquids contained in rigid tubes : Steady periodic mode shapes and dispersion by the method of eigenvalleys, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.58, No.3 (1973), pp.595-621.
- (104) Earnhart, N., E., Cunefare, K., A., Compact Helmholtz resonators for hydraulic systems, *International Journal of Fluid Power*, Vol.13, No.1 (2012), pp.41-50.
- (105) 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 α3 材料力学 (2005), 丸善出版.
- (106) 吉沢武男, 大学演習機械要素設計, 改訂版 (1966), 裳華房.
- (107) 小波倭文朗, 西海孝夫, 油圧制御システム (1999), 東京電機大学出版局.
- (108) Watton, J., *Fluid Power Systems* (1989), Prentice Hall.
- (109) Trantine, F., J., Rouleau, W., T., Fluid pressure transients in a tapered transmission line, *Trans. of ASME, Journal of Basic Engineering*, Vol. 89, No. 1 (1967), pp.181-190.
- (110) 武藤高義, 木下好文, 米田隆一, テーパ油圧管路系の動特性 : 第 1 報, 伝達マトリックスと周波数特性, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.46, No.409 (1980), pp.1705-1712.
- (111) 日本規格協会, 日本工業規格 JIS G 3101 一般構造用延圧鋼材 (2010).
- (112) 伊藤正樹, 容積式ポンプの流路形状を考慮した内部インピーダンス特性, 防衛大学校理工学研究科 前期課程第 5 0 期 卒業論文 (2013).
- (113) 鷺尾誠一, 小西忠孝, 油圧管路における波動現象の研究 (第 1 2 報, 同心二重管内脈動現象の解明), *日本機械学会論文集 B 編*, Vol. 50, No. 459 (1984), pp.2569-2576.
- (114) 日本規格協会, 日本工業規格 JIS B 8354 複動油圧シリンダ (1992).
- (115) Streeter, V., L., Wylie, E., B., *Hydraulic Transients*, McGraw - Hill Inc. (1967).
- (116) 谷口修, 遠藤満, 坂田勝, 小林啓美, 尾瀬和大, 振動工学ハンドブック, 養賢堂 (1976).
- (117) 小嶋英一, 油圧機器及びシステムの振動・騒音 (その 3) 油圧ポンプの吐出し流量脈動に起因する油圧システムの圧力脈動, *油空圧*, Vol. 11, No. 3 (1997), pp.65-75.
- (118) Johnston, D., N., Edge, K., A., The impedance characteristics of fluid power components : Restrictor and flow control valves, *Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I*, Vol. 205 (1991), pp.1-10.
- (119) Edge, K., A., Johnston, D., N., The impedance characteristics of fluid power components : Relief valve and accumulators, *Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I*, Vol. 205 (1991), pp.11-18.
- (120) 鈴木勝正, 砂川高之, スミス・チャートに基づく油圧管路系の周波数特性の図式解析法, *油圧と空気圧*, Vol. 26, No. 4 (1995), pp.467-472.
- (121) International Organization for Standardization, *Hydraulic Fluid Power - Determination of Pressure Ripple Levels Generated in Systems and Components - Part 1: Precision Method for Pumps*, ISO 10767-1 (1996).
- (122) 森口繁一, 宇田川銑久, 一松信, 数学公式 III 特殊関数, 岩波書店 (1987).

研究業績

学術論文

- (1) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫: 油圧管路内に生起する圧力脈動の定在波に関する研究 (終端インピーダンスに対する考察), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 5, pp. 81-88, DOI: 10.5739/jfps.42.81 (2011.9)
- (2) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫: 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと油圧管路内圧力脈動の定在波の関連性 (数値計算による共振モードの遷移の解析), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 44, No. 5, pp. 102-109, DOI: 10.5739/jfps.44.102 (2013.9)
- (3) Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T., Nishiumi, T. : *Design Criteria of a Helmholtz Silencer with Multiple Degrees of Freedom for Hydraulic Systems*, Journal of Fluid Science and Technology, Vol.8, No.3, pp.277-293, DOI: 10.1299/jfst.8.277 (2013.3)
- (4) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: 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), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814, p. FE150, DOI:10.1299/transjsme.2014fe0150 (2014.6)
- (5) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: 扁平な容量部をもつヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する研究 (容量部の上下壁面の弾性変形が減衰特性に及ぼす影響), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.831, DOI: 10.1299/transjsme.14-00458 (2015.11)
- (6) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: 可変共振機構を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.832, DOI: 10.1299/transjsme.14-00477 (2015.12)

国際会議発表

- (1) Ichiyanagi, T., Kuribayashi, T., Nishiumi, T. : *Research on the Helmholtz type variable resonance attenuator for the fluid power system*, The 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Proceedings, pp. 235-241 (2011.10)
- (2) Kuribayashi, T., Ichiyanagi, T., Nishiumi, T. : *Influence of the Termination Impedance Characteristics on Standing Waves of Pressure Pulsation in Straight Fluid Line*, 7th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power, Proceedings, pp. 175-183 (2012.7)
- (3) Kuribayashi, T., Ichiyanagi, T., Nishiumi, T. : *Theoretical Analysis of a Hydraulic Helmholtz Silencer with Flat Shapes*, 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Proceedings, pp.51-56 (2013.10)
- (4) Kuribayashi, T., Ichiyanagi, T., Nishiumi, T. : *Experimental Investigation on the Helmholtz Silencer with Flat Cylindrical Vessel Configuration*, 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power, Proceedings, (2014.6)

- (5) Kuribayashi, T., Ichianagi, T., Nishiumi, T. : *Attenuation Characteristics of a Helmholtz Type Hydraulic Silencer with Hemispherical Vessel Shape*, The 9th JFPS International Symposium on Fluid Power, Proceedings, pp.607-613 (2014.10)

国内学会等発表

- (1) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 多段ヘルムホルツ型油圧共鳴器の減衰特性に関する研究, 日本機械学会 2010 年度次大会, 講演論文集, pp.151-152 (2010.9)
- (2) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 多段ヘルムホルツ型油圧共鳴器の可変共振機構に関する検討, 計測自動制御学会産業応用部門 2010 年度大会, 講演論文集, pp. 65-68 (2010.11)
- (3) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する研究 (可変共振機構の設計に関する検討), 平成 22 年秋季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.55-57 (2010.12)
- (4) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 油圧管路に発生する圧力脈動の定在波 (容量型終端に対する考察), 平成 23 年春季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp. 49-51 (2011.5)
- (5) 栗林哲也, 伊藤正樹, 一柳隆義, 西海孝夫 : 油圧管路に発生する圧力脈動の定在波に関する研究 (終端インピーダンスの影響), 日本機械学会第 12 回運動と振動の制御シンポジウム, 講演論文集, pp.63-66 (2011.6)
- (6) 栗林哲也, 伊藤正樹, 一柳隆義, 西海孝夫 : 油圧システムの流体伝ば振動低減化, 第 2 3 回フルードパワー国際見本市, 日本フルードパワーシステム学会, カレッジ研究発表 (ポスター展示), 講演論文集, pp. 49-50 (2011. 10)
- (7) 伊藤正樹, 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 油圧管路に生起する圧力脈動の定在波 (脈動伝達特性の影響), 計測自動制御学会産業応用部門 2011 年度大会, 講演論文集, pp. 42-45 (2011.11)
- (8) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 油圧管路での圧力脈動の定在波について, フルードパワーのトライボロジー研究委員会, 成果報告書Ⅲ, pp.38-42 (2011.12)
- (9) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサの設計指針に関する考察, 平成 24 年春季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.67-69 (2012.5)
- (10) 栗林哲也, 猪越紀克, 伊藤正樹, 一柳隆義, 西海孝夫 : 環状二重管を持つヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性, 平成 24 年秋季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.166-168 (2012.11)
- (11) 長山拓史, 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 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, 計測自動制御学会産業応用部門 2013 年度大会, 講演論文集, pp.63-67 (2013.11)
- (12) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫 : 扁平形状を有するヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性, 平成 25 年秋季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.58-60 (2013.11)

- (13) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫: 油圧管路に発生する圧力脈動の定在波 (正規化終端インピーダンスによる共振特性の考察), 平成 25 年秋季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.40-42 (2013.11)
- (14) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: 容量部が半球形状のヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性, 平成 26 年春季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp.10-12 (2014.5)
- (15) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの容量部形状と減衰特性, 第 24 回フルードパワー国際見本市, 日本フルードパワーシステム学会, カレッジ研究発表 (ポスター展示), 講演論文集, pp. 53-54 (2014. 10)
- (16) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: 容量部が扁平形状のヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性 (容量部カバーの弾性変形の影響), 計測自動制御学会産業応用部門 2014 年度大会, 講演論文集, pp. 60-64 (2014.11)
- (17) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫: ヘルムホルツ型油圧サイレンサにおける扁平な容量部の弾性変形が減衰特性に与える影響, 平成 27 年秋季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, pp. 38-40 (2015.11)

各章と関連する学術論文

章番号	章の題目	学術論文番号
第 2 章	ネック部および容量部の寸法形状が減衰特性に及ぼす影響	(4)
第 3 章	扁平な容量部の壁面の弾性変形が減衰特性に及ぼす影響	(5)
第 4 章	可変共振機構の開発と油圧システムへの適用	(6)
第 5 章	圧力脈動の共振現象を避けるための油圧回路の設計	(1), (2)