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*

— 柳 隆 義^{*1}, 小 嶋 英 一^{*2}, 竹下 清一郎^{*3}

Optimum Design of a “Variable Resonance-Mode Type Side Branch” Resonator in a Real Hydraulic System

Takayoshi ICHIYANAGI, Eiichi KOJIMA^{*4} and Seiichiro TAKESHITA

^{*4}Kanagawa University, Dept. Mechanical Engineering,
3-27-1 Rokkakubashi, Kanagawa-ku Yokohama-shi, Kanagawa, 221-8686 Japan

The new hydraulic silencer called a “variable resonance-mode type side-branch” resonator has been developed by one of authors in the previous paper. This device can make up the desired plural resonance modes freely with a single closed-end tube configuration. This paper presents the optimum design method of the present silencer for a real hydraulic system. In order to attenuate the pressure pulsation effectively in a real hydraulic system, the insertion loss or the peak amplitude of pressure pulsation, which are both dependent on the wave propagation characteristics of all the circuit elements including the silencer, are used as the constraint condition in the optimum design method. The appropriateness of the present optimum design method and the pulsation attenuation capability of the present silencer are examined by the fundamental experiments in the test hydraulic systems equipped with every key circuit design factors of practical hydraulic systems. Further, it is shown that the present silencer, which was designed to attenuate the successive 1st~3rd harmonics of fixed discrete-frequency pressure pulsation, has proven to be very successful also in application to a real hydraulic excavator for attenuation of audible noise as well as pressure pulsation of these harmonics.

Key Words: Fluid Power System, Pressure Pulsation, Noise, Side-Branch Resonator, Silencer, Insertion Loss, Transmission Loss, Hydraulic Excavator

1. 緒 言

著者らは、これまでに油圧エクスカベータや射出成形機のような負荷サイクル中のポンプ回転数変動の比較的少ない油圧システムに発生するポンプ誘起の離散周波数圧力脈動の低減を目的に、複数の所望の調和成分を選択的に同時に減衰できる“可変共振モード形サイドブランチ”と呼ぶ共鳴器(以下、本サイレンサとも記す)を開発し、基礎実験によりその有用性と実用可能性を確認した⁽¹⁾。ただし前報⁽¹⁾では、脈動伝達特性に対する本サイレンサの理論モデル、最適化設計法および製作法(特に、チョーク絞りの開口端補正と面取りの長さ・角度)の妥当性を検討することを主目的としたため、挿入するシステムには依存しないサイレンサ固有の特性値である透過損失(Transmission Loss)⁽²⁾⁽³⁾に制約を設けて、換言すれば回路の終端が無反射である仮定の油圧システムを対象に、最適化設

計を行った。しかし、現実の油圧システム(以下、実システムと略記する)における油圧サイレンサの脈動減衰性能は、サイレンサ自体の特性のほかに、脈動源を含むサイレンサ上流側管路と負荷を含む下流側回路の脈動伝達特性にも著しく依存する^{(4)~(8)}。そのため、実際の油圧システムへの適用に当たって本サイレンサの有する潜在的な脈動減衰能力を最大限に引出すためには、実システムの主要な回路構成要素の脈動伝達特性をすべて考慮し、かつ適切な制約条件の下で最適化設計を行う必要がある。

本論文では、本開発の“可変共振モード形サイドブランチ”の実用化を目的に、実システムにおける脈動減衰の実的な評価量である挿入損失(Insertion Loss)または挿入後の圧力脈動の大きさに制約条件を設けて最適化設計を行い、実システムを模擬した試験用油圧システムでの基礎実験と実際の油圧エクスカベータでの実機試験により、本設計法の妥当性と本サイレンサの工業的有用性を検討する。

2. 記 号

本論文で使用するおもな記号は以下のとおりである。

[a]: サイレンサ上流側管路の伝達マトリックス

* 原稿受付 2000年11月10日。

^{*1} 神奈川大学大学院 (☎221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。

^{*2} 正員, 神奈川大学工学部。

^{*3} 日立建機(株)技術開発センター (☎300-0013 土浦市神立町650)。

E-mail: kojime01@kanagawa-u.ac.jp

[c]: サイレンサ下流側回路の伝達マトリックス

c : 流体中の音速

D : 閉鎖管の直径

d_k : チョーク絞りの直径

f : 脈動周波数

$f_{r,j}$: 可変共振モード形サイドブランチの共振周波数

$f_{r,j}^*$: $f_{r,j}$ の目標値

IL : 挿入損失

L_i : 閉鎖管の分割部の長さ

l_k : チョーク絞りの長さ

P : 圧力脈動

$P(X)$: 目的関数

Q : 流量脈動

Q_s : ポンプの吐出し流量脈動

[T]: サイレンサ取付け部における主管路の入口と出口間の伝達マトリックス

Z_L : サイレンサ出口端における主管路の負荷インピーダンス

Z_r : 本サイレンサの入口インピーダンス

Z_s : ポンプの内部インピーダンス

Z_r : 主管路の終端インピーダンス

X : 設計変数

3. 実システムにおける本サイレンサの最適化設計法

3.1 本サイレンサの基本原理と構造

本サイレンサは鋼管製またはフレキシブルホース製の閉鎖管の途中に複数のチョーク絞りを設けて閉鎖管を複数の部分に分割し、それらの径と長さを調整して絞り端における閉鎖管内の流体波動の反射率を適切な値に調節することにより、1本のサイドブランチの形状のままで従来の1/4波長モードサイドブランチでは実現できなかった複数の所望の周波数に共振モードを生起できるようにしたものである。図1に本“可変共振モード形サイドブランチ”共振器の構造の概略を示す。図1(a)は基礎実験用に製作した鋼管製、図1(b)は実機(油圧エクスカベータ)用に製作した高圧フレキシブルホース製(油圧エクスカベータなどの実機では、スペースの関係で、取付けに便利なフレキシブルホースでサイレンサを製作しなければならない場合がある)で、いずれも2個のチョーク絞りを挿入したものである。

3.2 実システムにおける本サイレンサの脈動減衰特性

本サイレンサの実際の油圧システムへの適用に当たって圧力脈動を効果的に減衰させるためには、

Fig. 1 Schematic diagram and state and design variables of “variable resonance-mode type side-branch” resonators with 2 choke orifices made of (a) steel pipe and (b) flexible rubber hose

所望の挿入損失特性や所望の圧力脈動の減衰が得られるように、これらの値を評価しながら設計を行うことが必要である。この中、挿入損失はサイレンサ挿入前と挿入後の下流側回路の同一位置における圧力脈動 P' と P の振幅比をデシベル単位で表したものであり、次式によって定義される値である。

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{P'}{P} \right| \dots\dots\dots (1)$$

この式は、図2に示す実システムの主要な回路設計パラメータを用いて次式のように表せる⁽⁸⁾。

$$IL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{\{(a_{1,1} + a_{2,1}Z_s)(T_{1,1}Z_L + T_{2,1}) + (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s) \times (T_{2,1}Z_L + T_{2,2})\}}{\{(a_{1,1} + a_{2,1}Z_s)Z_L + (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s)\}} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

$$IL = 20 \log_{10} \times \left| \frac{(a_{1,1} + a_{2,1}Z_s)Z_rZ_L + (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s)(Z_r + Z_L)}{(a_{1,1} + a_{2,1}Z_s)Z_rZ_L + (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s)Z_r} \right| \dots\dots\dots (3)$$

ここに、式(2)はサイレンサの脈動伝達特性を伝達マトリックス係数 $T_{1,1} \sim T_{2,2}$ を用いて、式(3)は入口インピーダンス Z_r [これらの理論モデルに関しては文献(1)を参照]を用いて表したものである。なお、 Z_L はサイレンサ下流側管路の伝達マトリックス係数 $c_{1,1} \sim c_{2,2}$ と回路の終端インピーダンス Z_T がわかると次式により求められる。

$$Z_L = \frac{c_{1,1}Z_T + c_{1,2}}{c_{2,1}Z_T + c_{2,2}} \dots\dots\dots (4)$$

また、サイレンサ挿入後のサイレンサ下流側の圧力脈動、例えば回路終端の圧力脈動 P_3 は、ポンプの吐出し流量脈動 Q_s の関数として次式で与えられる。ただし、式(5)はサイレンサの伝達マトリックス係数 $T_{1,1} \sim T_{2,2}$ を用いて、式(6)は入口インピーダンス Z_r を用いて表したものである。

$$P_3 = Z_L Z_T Z_s Q_s / \{ (c_{1,1}Z_T + c_{1,2}) \{ (a_{1,1} + a_{2,1}Z_s)(T_{1,1}Z_L + T_{1,2}) \} \dots\dots\dots (5)$$

$$+ (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s)(T_{2,1}Z_L + T_{2,2}) \} \dots\dots\dots (5)$$

$$P_3 = \frac{Z_L Z_T Z_s Q_s}{(c_{1,1}Z_T + c_{1,2}) \{ (a_{1,1} + a_{1,2}Z_s)Z_L + (a_{1,2} + a_{2,2}Z_s)(Z_L + Z_r) \}} \dots\dots\dots (6)$$

以上、式(2)～(6)から、油圧サイレンサの脈動減衰特性はサイレンサ固有の特性のほかに脈動源と負荷を含む主要な回路要素の脈動伝達特性にも著しく依存し、そのため、実システムへの適用に当たって圧力脈動を効果的に減衰させるためには、これらの回路要素の脈動伝達特性をすべて考慮してサイレンサを設計しなければならないことがわかる。

3.3 最適化設計法の設計結果 本研究では、実際の油圧エクスカベータや射出成形機などで特に問題となるポンプ誘起の圧力脈動の1次～3次までの調和成分を減衰させることを目的としている。そのため、本最適化設計では本サイレンサの共振周波数 $f_{r,j}$ がこれらの調和周波数に一致するように分割された各閉鎖管部とチョーク絞りの長さや径を求めている。制約条件は各共振周波数における挿入損失または最大圧力脈動の振幅の値に設ける。ただし、本研究ではサイレンサの製作の利便性を考慮して、閉鎖管の径(D)とチョーク絞りの径(d_k)を設計変数から除外した。よって、挿入損失 $IL(f_{r,j})$ (または圧力脈動)の大きさそのものには制約を設けず、各共振周波数におけるこれらの調和振幅の比率のみに制約を設けた。

なお、本研究の基礎実験では回路終端が弁負荷の油圧システムを対象としているため、回路終端の圧力脈動 P_3 がすべての調和成分に対して最大となる。

設計変数の探索には、制約のある目的関数を SUMT 変換して制約のない目的関数に変換した後、Powell の共役方向法を用いた⁽⁹⁾。以下に、本研究で用いた設計変数、目的関数および2種類の制約条件の式を示す。

設計変数：

$$X = \{L_1, L_2, L_3, l_1, l_2\}^T \dots\dots\dots (7)$$

目的関数：

$$P(X) = |f_{r,1} - f_{r,1}^*| + |f_{r,2} - f_{r,2}^*| + |f_{r,3} - f_{r,3}^*| \dots\dots\dots (8)$$

制約条件：

(1)：サイレンサ挿入後の最大圧力脈動の各調和振幅の比率

$$\left. \begin{aligned} P_3(f_{r,2}) &= \alpha_1 \cdot P_3(f_{r,1}) \\ P_3(f_{r,3}) &= \alpha_2 \cdot P_3(f_{r,1}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

(2)：挿入損失の各調和成分の比率

$$\left. \begin{aligned} IL(f_{r,2}) &= \alpha_1 \cdot IL(f_{r,1}) \\ IL(f_{r,3}) &= \alpha_2 \cdot IL(f_{r,1}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

Fig. 2 Impedance representation of the test hydraulic circuit with a silencer inserted

本サイレンサの設計変数は図1に示す L_1 , L_2 , L_3 , l_1 および l_2 の五つの長さである。なお、実機用に製作したサイレンサ(No. 4)は、図1(b)に示すように、取付部が金属製のホースかしめ固定部を含むスプリットフランジ継手になっている。通常、この継手は寸法の変更が難しい規格品を使用するため、本研究ではこの取付け用継手の部分は設計変数から除外した。また、サイレンサを取付けるポンプケーシング内の分岐通路も本サイレンサの閉鎖管路部の一部となるが、この部分の寸法の変更も容易でないため設計変数から除外した。よって、ポンプケーシング内吐出し通路の分岐部から最初のチョーク絞りまでの設計変数としての閉鎖管路部の長さ L_1 はフレキシブルホース部分の長さ L_1 のみとした。

図3に基礎実験用の試験油圧システムを示す。その中、図3(a)は流体伝ば騒音の直接的な原因となる下流側管路の圧力脈動の最大値そのものに制約を設けて本サイレンサの最適化設計を行うためのシステムであり、下流側回路には脈動伝達特性に対する精度の高い理論モデルが確立されている鋼管を使用し〔換言すれば、式(5)または式(6)から理論的に圧力脈動 P_3 が求められるようにし〕、その長さ L_d が1.041 m(No. 1)と2.086 m(No. 2)の2種類(内径はいずれも19.6 mm)の鋼管を用いた。なお、通常、サイレンサはポンプ吐出しポート近くに設置されるので、本研究でも上流側管路はサイレンサ取付用ブロックの長さ($L_u=0.035$ m)のみとした。図3(b)は実際の油圧エクスカベータのようにサイレンサ下流側回路が極めて複雑でその伝達マトリックス係数 $c_{1,1} \sim c_{2,2}$ を理論的に求めることが不可能〔換言すれば、式(5)または式(6)を用いて理論的に圧力脈動を求めることも、式(4)を用いて理論的に負荷インピーダンス Z_L を求めることも不可能〕に近いシステムへの適用を想定した油圧システムである。ここでは、負荷インピーダンス Z_L を実験的に同定し、式(2)〔または式(3)〕の IL の値

に制約を設けて本サイレンサ(No. 3)の最適化設計を行う。負荷インピーダンス Z_L の測定法の概略は以下のとおりである。サイレンサの下流側回路の上流端に脈動伝達特性の既知の長さ L の基準管路(鋼管)を接続し、その入口と出口の圧力脈動 P_{in} と P_{out} を実測して次式により算出する⁽¹⁰⁾。

$$Z_L = \frac{P_{out}}{Q_{out}} = P_{out} / \left[\left(\frac{1}{Z_c} \sinh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L \right\} \right) P_{in} - \left(\cosh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L \right\} / Z_c \sinh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L \right\} \right) P_{out} \right] \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここで、 Z_c は基準管路の特性インピーダンス、 $\xi(s)$ は粘性抵抗を表す複素係数である⁽¹¹⁾。

なお、油圧エクスカベータの種々の作業モードにおける負荷インピーダンス Z_L も実機上で同様な方法で実測した。その他、本サイレンサの最適化設計に必要な未知定数の中、脈動源である油圧ポンプの吐出し流量脈動 Q_s と内部インピーダンス Z_s は、試験油圧システムおよび実際の油圧エクスカベータ用のポンプともに、“2圧力/2システム”法⁽¹²⁾⁽¹³⁾を用いて実験的に同定した。また、基礎実験用の鋼管製サイドブランチ内油中の音速にはISOに準じた方法⁽¹⁴⁾で測定した1440 m/sの値を、油圧エクスカベータ用のフレキシブルホース製サイドブランチ(No. 4)内油中の音速には1090 m/s(ホース部)と1200 m/s(取付用継手部)の値(同じ材質のフレキシブルホースで製作した従来形の1/4波長モードサイドブランチの共振周波数の実測値から推定した値)を用いた。目的関数である圧力脈動の基本周波数 $f_{r,1}$ は、基礎実験用のNo. 1~No. 3のサイレンサに対しては250 Hz(ピストン本数: 9本, 電動機回転数 $N=1533$ rpm)、実機用のNo. 4サイレンサに対しては230 Hz(ピストン本数: 7本, エンジン回転数 $N=1971$ rpm)に設定した。

表1に、与えられたパラメータ、制約条件および本最適設計で得られた計4種類の本サイレンサの設計変数の値を示す。

Fig. 3 Test hydraulic systems for fundamental experiments

4. 実験結果と考察

4.1 基礎実験の結果と考察 図4にサイレンサ挿入後の下流側回路における最大圧力脈動の調和振幅の比率に制約条件 ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1.0$) を設けて最適化設計を行った (i) No. 1 と (ii) No. 2 の本サイレンサの脈動減衰性能を示す。図4には、サイレンサ挿入前・後の圧力脈動 P_3 の (a) 時刻歴波形の実測値と (b) 振幅スペクトルの実測値と計算値(設計値)が示してある。ここで、サイレンサ挿入後の振幅スペクトルの計算値は、ポンプの流量脈動 Q_s と内部インピーダンス Z_s に実測値を用いている以外は、サイレンサの伝達マトリックス係数 $T_{1,1} \sim T_{2,2}$ 、上流側と下流側管路の伝達

マトリックス係数 $a_{1,1} \sim a_{2,2}$ と $c_{1,1} \sim c_{2,2}$ および終端インピーダンス Z_T にはすべて理論モデルを用いて、式(5)から算出したものである。図4から、まず、サイレンサ挿入後の圧力脈動の1次～3次の調和成分の計算値は制約条件で与えた $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.0$ によく一致しており、理論計算に関する限りは、圧力脈動に制約条件を設けても本最適化設計法で設計変数が精度よく探索されていることが確認できる。次に、実測値に関しては、調和振幅の実測値の比率は制約条件とよく一致しているが、計算値に比べて周波数平均で約25%大きくになっている。この差異は、前報⁽¹⁾に示したサイレンサ固有の特性値である透過損失に制約を設けて設計した本サイレンサの計算値と実測値の差異(詳しくは、各

Table 1 Calculated design variables of the test “variable resonance-mode type side-branch” resonators

Silencers			Variables			Given variables			Constraint conditions			Design variables					
	Material	Downstream line	D	d_1	d_2	$f_{r,1}^*$	$f_{r,2}^*$	$f_{r,3}^*$		α_1	α_2	L_1'	L_1	L_2	L_3	l_1	l_2
No.1	Steel pipe made	Steel pipe (1.041m)	19.6	4	3	250	500	750	$P_3(f_{rj})$	1.0	1.0	—	680	146	119	45	65
No.2		Steel pipe (2.086m)	19.6	4	3	250	500	750		1.0	1.0	—	799	253	119	23	45
No.3		Flexible hose (1.627m)	19.6	4	3	250	500	750	$IL(f_{rj})$	1.0	1.0	—	812	194	127	33	41
No.4	Flexible hose made	Downstream circuit of real hydraulic excavator	19.0	4	3	230	460	690		1.0	1.0	256	—	194	82	36	56

Unit: [mm] for D, d_1, L_1, l_1 , [Hz] for $f_{r,i}$

(a) Time-history waveform

(a) Time-history waveform

(b) Amplitude spectra

(i) No. 1 silencer

(b) Amplitude spectra

(ii) No. 2 silencer

Fig. 4 Pressure pulsation P_3 at the valve end without and with test silencer No. 1 and No. 2 (delivery mean pressure: 14 MPa)

調和周波数におけるそれぞれの透過損失の極大値の差異)に比べて幾分大きくなっている。これは本最適設計法で導入されたサイレンサ以外の回路要素の数学モデルの精度(不十分さ)に起因しているものと推測される。

図5に、式(11)から導出した図3(b)の試験用油圧システムにおけるサイレンサ下流側回路の負荷インピーダンスの測定値を示す。

図6は、図3(b)の油圧システムを対象に、各調和周波数における挿入損失の比率に制約条件($\alpha_1=\alpha_2=1.0$)を設けて設計したNo.3サイレンサの脈動減衰特性であり、(a)サイレンサ挿入前・後の圧力脈動 P_2 の時刻歴波形の実測値と(b)各調和成分に対する挿入損失特性の実測値と計算値(設計値)が示してある。ここで、挿入損失の実験値はサイレンサ挿入前・後のサイレンサ出口端の圧力脈動 P_2 と P_2 を実測して式(1)から直接に算出した値である。また、挿入損失の計算値は $T_{1,1}\sim T_{2,2}$ と $a_{1,1}\sim a_{2,2}$ の理論値、 Z_s の実測値および図5で求めた負荷インピーダンス Z_L の実測値を基に、式(2)から算出した値である。図5、6から、計算値は制約条件で与えた $\alpha_1=\alpha_2=1.0$ に極めてよく一致しており、挿入損失に制約条件を設けても本最適化設計法により設計変数が精度よく探索されていることが確認できる。また、実測値の調和成分の比率もほぼ制約どおりになっており、計算値との差異も周波数平均で約2.5 dB以内に入っている。

以上、実システムを模擬した試験油圧システムを対象に2種類の制約条件の下で設計した鋼管製の本サイレンサの基本特性を解析し、本最適化設計の有効性を確認するとともに、本開発の“可変共振モード形サイドブランチ”共鳴器が実システムに発生する離散周波数圧力脈動の複数の調和成分の減衰に極めて有効であ

Fig. 5 Experimentally determined load impedance Z_L of downstream circuit at No.3 silencer outlet (delivery mean pressure 14 MPa)

ることを明らかにした。

4・2節では本サイレンサを実際の油圧エクスカベータに適用しその工業的有用性を検討する。

4・2 実際の油圧エクスカベータへの適用結果と考察

図7に実際の油圧エクスカベータ(200 kN級)のバケットリリーフ時におけるアームの近接騒音の振幅スペクトルを示す。図7から、サイレンサを挿入しない図7(a)の場合には、ポンプ誘起の圧力脈動(基本周波数:約230 Hz)の1次, 2次および3次の周波数の騒音が卓越して発生しており、また、これら三つの成分が騒音のオーバーオール値や音色に支配的に影響していることがわかる。その他、アームリリーフ時やブームリリーフ時にも同様に高い騒音が発生するが、本研究では実機への適用の第1段階として、これらバケットリリーフ時の騒音の低減化のみを目的に、その原因となる圧力脈動の1次~3次の調和成分を効果的に減衰させるように最適化設計を行い、騒音低減化に対する本サイレンサの工業的有用性を検討した。ただし、圧力脈動と発生騒音との定量的な関係が不明であるため、本研究では試みに、1次~3次の調和周波数に

(a) Time-history waveform

(b) Insertion Loss

Fig. 6 Time-history waveforms of pressure pulsation P_2 at No.3 silencer outlet without and with No.3 silencer and insertion loss of No.3 silencer (delivery mean pressure: 14 MPa)

Fig. 7 Spectra of near-by noise of the arm surface at the time of bucket relief of a real hydraulic excavator

おける挿入損失が等しくなる〔すなわち、式(9)で $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.0$ 〕という制約条件の下で最大の減衰性能が得られるように設計変数を求めている。なお、実機(油圧エクスカベータ)用の本サイレンサは取付けスペースの関係で閉鎖管部には可とう性の高圧フレキシブルホースを用いた。

また、式(2)に示す挿入損失を制約条件に用いて最適化設計を行うのに必要な未知定数(本サイレンサの伝達マトリックス係数 $T_{1,1} \sim T_{2,2}$ の算出には粘弾性管を弾性管で近似した理論モデルを用いている⁽¹⁾)の中、ポンプの内部インピーダンス Z_s は台上試験装置を用い“2圧力/2システム”法で測定した。バケットリリーフ時のサイレンサ下流側回路の負荷インピーダンス Z_L は実機上で式(11)に示す方法で測定した。図8に、エンジン回転数速度(換言すればポンプ回転数速度)をいろいろに変えて P_{in} と P_{out} を測定し、その10次までの調和成分を基に式(11)から算出したバケットリリーフ時の負荷インピーダンス Z_L の周波数特性を示す。

表1のNo. 4に、このような条件で最適化設計を行って得られた供試油圧エクスカベータ用の本サイレンサの設計変数を示す。なお、No. 4サイレンサの全長はケーシング内通路を除いて0.766 mであり、これは従来の1/4波長モードサイドブランチの長さ1.133 m ($1090/(4 \times 230) - 0.052$) に比べてかなり短く(68%)になっている。

図9にNo. 4サイレンサの挿入損失の計算値と実測値を示す。ここで、挿入損失の実測値はバケット用シリンダの入口ポート部におけるサイレンサ挿入前・後の圧力脈動を実測し、式(1)から直接に算出したものである。図9から、計算値に関する限りは各調和周波数における挿入損失の比率はほぼ制約値どおりになっており、基礎実験の場合と同じく、挿入損失に制約条

Fig. 8 Experimentally determined load impedance Z_L of downstream circuit of real hydraulic excavator (delivery mean pressure: 35 MPa)

Fig. 9 Insertion loss of No. 4 silencer in real hydraulic excavator (delivery mean pressure: 35 MPa)

件を設けて本最適化設計を行っても設計変数が精度よく探索されていることがわかる。実測値は1次～3次までの周波数平均で約8.3 dB(1次: 10.5 dB, 2次: 5.4 dB, 3次: 9.1 dB)であり、本サイレンサは実用的には十分な脈動減衰性能を有しているといえる。しかし、計算上達成できる13.4 dBの挿入損失に比べると実測値はかなり小さく、特に2次の実測値は計算値の

50%以下になっている。この原因については後で考察する。

図7(b)に、No. 4 サイレンサを挿入したときの、同図(a)と同じ位置の近接騒音の振幅スペクトルを示す。図7から、本サイレンサの挿入により、騒音は1次: 15.1 dB, 2次: 5.4 dB, 3次: 13.7 dB(1次~3次の周波数平均で 11.3 dB)低下しており、本開発の“可変共振モード形サイドブランチ”共鳴器は実際の油圧エクスカベータの低騒音化に対しても工業的有用性の極めて高いものであることがわかる。しかし、試作した No. 4 サイレンサは圧力脈動の二次調和成分に対して設計どおりの性能が得られないために、騒音の二次調和成分に対しては低減効果が他の調和成分に対するものに比べて約 1/3 程度に減少している。以下、この原因について考察してみる。

図4と図6に示したように、基礎実験用に製作した一様断面の鋼管製の本サイレンサ(No. 1~No. 3)では、ある特定の調和成分の減少が特に悪化するという現象は起きていない。これより、この原因は本最適化設計法そのものによるものではなく、実機用に用いたフレキシブルホースの脈動伝達特性に対する数学モデルの不十分さに起因しているものと推察される。前述したとおり、本研究では、ホース取付用継手部以外の管路分割部はすべて一様断面(内径: 19.0 mm)の剛体管路でモデル化し⁽¹⁾、また、この部分の音速にはすべて 1 090 m/s の一定値を用いている。しかし、実際には図1(b)に示すように、フレキシブルホース製の本サイレンサの先端部(L_3 部)の一部はかしめ固定部を含む金属性キャップ継手から成っており、断面形状は一様ではなく、また、音速も使用した 1 090 m/s よりも大きくなっているものと推測される。図10は、この金属性キャップ継手の影響を考慮した修正モデル

(音速を 1 090 m/s $\rightarrow$ 1 200 m/s, 内径を 19.0 mm $\rightarrow$ 14.5 mm)と原モデルを用いて算出した No. 4 サイレンサの透過損失の計算値である。図10から、原モデルと修正モデルの差異は特に2次の共振周波数に著しく、この調和成分に対する減衰性能が著しく低下していることがわかる。これより、前述した圧力脈動の二次調和成分が十分に減衰しなかった原因は主として金属性キャップ継手を含む L_3 部の数学モデルの不十分さに起因しているものと推測できる。これに関してはいずれも実験的に検討する予定でいる。

5. 結 言

ポンプ誘起の離散周波数圧力脈動の複数の調和成分の減衰を目的に開発された“可変共振モード形サイドブランチ”と呼ぶ共鳴器を実システムに効果的に適用させるために、実システムに対する脈動減衰特性の適切な評価量である挿入損失または挿入後の圧力脈動の最大値に制約を設けた最適化設計法を提案し、まず、実システムを模擬した試験油圧システムでの基礎実験により、本設計法の妥当性と複数の所望(本研究では、1次~3次)の圧力脈動調和成分に対して本サイレンサの有する高い減衰性能を確認した。ついで、実際の油圧エクスカベータを例にとって実機での性能試験を行い、本サイレンサは圧力脈動の低減化だけではなく、システム騒音の低減化にも極めて効果の高いものであることを明らかにした。

文 献

- (1) 小嶋英一・木村敬和・寺沢達士・竹下清一郎, 機論, **64**-621, C(1998), 1596-1603.
- (2) 小嶋英一・一柳隆義, 機論, **61**-583, B(1995), 1014-1022.
- (3) Henderson, R., *Quieter Fluid Power Handbook*, BHRA, 33, ISBN No. 0-906085-49-7.
- (4) 鷲尾誠一・小西忠孝・植田俊明・大熊昭二, 機論, **54**-504, B(1988), 1953-1961.
- (5) Gassman, M. P., *SAE paper*, No. 871682 (1987), 1-7.
- (6) Bais, R. J. and Toet, G., *Fifth Bath Int. Fluid Power Workshop*, (1994), 138-154.
- (7) Strunk, R. D., *SAE paper*, No. 911759 (1991), 1-7.
- (8) 小嶋英一・寺沢達士・伊藤威一郎・一柳隆義, 機論, **65**-637, C(1999), 3606-3613.
- (9) Powell, M. J. D., *The Computer J.*, Vol. 7 (1964), 155-162.
- (10) 一柳隆義・小嶋英一, 日本油空圧学会論文集, **32**-1 (2001), 13-20.
- (11) Brown, F. T. and Nelson, S. E., *Trans. ASME*, Ser. D, **87**-2 (1965), 504-510.
- (12) 小嶋英一, 油圧と空気圧, **24**-2 (1993), 269-274.
- (13) 小嶋英一, 渡辺敏光, 油圧と空気圧, **24**-2 (1993), 275-282.
- (14) 小嶋英一・一柳隆義, 日本油空圧学会論文集, **31**-2 (2000), 50-57.

Fig. 10 Simulation results of Transmission Loss of No. 4 silencer