枝管の圧力脈動低減効果に関する一考察*

石原 国彦^{*1}, 森口 裕一^{*2}, 西川 和男^{*2}

A Consideration of Reduction Effect of Side Branch on Pressure Fluctuation

Kunihiko ISHIHARA^{*3}, Yuich MORIGUCHI and Kazuo NISHIKAWA^{*3} Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Technical Institute,
1-1 Kawasaki-cho, Akashi-shi, Hyogo, 673-8666 Japan

Pressure fluctuation occurs in an oil pressure pump in the nature of the machine. It becomes a cause of a vibration and a noise of a building where the oil pressure pump are set because the pressure fluctuation gives a fluctuating force on floors and walls of the building. So it is important to reduce the vibration and noise from an environmental point of view. A side-branch is often used to reduce the pressure fluctuation because of its simplicity and its effectiveness. In this paper, the side-branches are applied to the real pumps and the reduction effects are described. As 2nd and 3rd harmonics of the pressure fluctuation are dominant in this pump, two side-branches are used to reduce each harmonics components respectively. As a result, the vibration of wall and the interior noise of the room were suppressed violently. And it was clarified that the reduction mechanism is not resonance but the superposition of two fluctuating waves which are the progressive and reflective waves.

Key Words: Hydraulic Equipment, Measurement and Control, Pressure Wave, Noise, Pipe Line, Side-branch, Reduction Effect, Vibration

1. まえがき

油圧ポンプや往復動圧縮機では機械の特性として圧力脈動が発生する。圧力脈動を生じる流体用配管系などでは、その脈動によって配管の支持点から建屋の床に振動(力)が伝わり、建屋の壁や天井、床を振動させ、それが原因で大きな騒音を発生させる場合がある。そこで、起振源である圧力脈動を低減させるために、主配管に枝管を設けたり、共鳴型消音器を設けたりする手段が採用されている。しかし共鳴型消音器は構造が枝管に比べ複雑であり、チューニングも難しいため、枝管ほどには使われていない。

枝管は構造が簡単であるとともに、反射波の位相を主配管からの分岐部において反転(180度位相を変える)させ主配管の脈動と波動的に干渉させて相殺し、脈動を低減させるという簡単なメカニズムのため多用されている。

枝管の減衰性能については多くのテキストで述べられており^{(1)~(2)}、その評価法として透過損失(Transmission Loss, 略して TL)と挿入損失(Insertion loss, 略して IL)の二つが与えられている。しかしながら両者とも枝管前後の圧力脈動の比を調べるだけでは求まらない値であるため、実用的で信頼性のある評価方法は十分確立されていないようである。小嶋らはこのような観点から圧力脈動の伝達特性を測定し、減衰性能を適切に評価する手法を開発した^{(3)~(4)}。さらに小嶋

らは枝管の欠点である狭帯域しか効果を持たない問題を解決するため、可変共鳴モード形の枝管を開発した⁽⁵⁾。しかしながら枝管を実機に適用し、劇的な効果を得た例はあまり見られない。また、枝管の圧力脈動低減メカニズムは良く知られているものの実験データに基づき示した例は少ない。さらにある周波数で効果のある枝管では、その2倍の周波数では共鳴し非常に大きい負の効果となると信じられている節もある。

あるプラントの設計事前検討において油圧ポンプの脈動に起因する振動・騒音が懸念されたことから、性能試験の機会を捕らえて枝管を用いた脈動低減効果の確認実験を行った。その結果、枝管なしの時は予想どおり建屋の振動・騒音が大きく、枝管使用時は圧力脈

Fig.1 Array of machine and control rooms

* 原稿受付 2003年3月12日。

^{*1} 正員, 川崎重工業(株)技術研究所(☎673-8666 明石市川崎町1-1)。^{*2} 川崎重工業(株)機械ビジネスセンター(☎650-8670 神戸市中央区東川崎町3-1)。

E-mail: isihara@ati.khi.co.jp

Fig.2 Outline of pump system

動をほとんど消すことができると共に、大きかった建屋の振動・騒音も大幅に低減できた。本論文では枝管を実プラントの騒音低減手段として適用した結果について述べると共に、前述した疑問点に答えるため実測データに基づき圧力脈動低減メカニズムをより明確にする。

2. 枝管無し時の制御室の振動・騒音

図1に油圧ポンプを格納している機械室とその直上にある制御室の概略を、図2に油圧ポンプを示す。4台の油圧ポンプが防振支持台に設置されているが、ポンプの吐出配管は床に直付けされている。そのため脈動

Fig.3 Spectra of noise and pressure without side branch

Fig.4 Noise contour of control room

による起振力が床に伝わり、建屋壁を経由して2階の制御室の床、壁および天井を振動させそれが放射音として室内で 71dB(A)の騒音となった。図3にポンプ一台が稼動している場合の機械室内および制御室内のそれぞれ中央に設置したマイクロホンで計測した騒音スペクトルと吐出圧力のスペクトルを示す。この図から制御室では230Hzの騒音が卓越しており、騒音のO.A.値を支配していることがわかる。この周波数成分は油圧ポンプの2次成分($f_2=2NZ/60=2 \times 985 \times 7/60=230\text{Hz}$ 、ここで N:回転数 (rpm), Z:ピストン数)であり、圧力計測でも顕著に現われている。一方、機械室内の騒音が空気伝播して制御室内の騒音を大きくしていることも考えられるので、機械室と制御室間の透過損失を計測したところ 45dB (230Hz)もあり、機械室と制御室の騒音レベル差が 15dB (230Hz)であることから空気伝播音は騒音を大きくする原因ではないことがわかった。さらに制御室内の高さ方向の騒音分布を調べたところ図4のような分布を持ち、約 230Hz (波長約 1.5m) で共鳴を起こしていることもわかった。

以上より制御室の騒音過大の原因は油圧ポンプの脈動成分が床、壁、天井を振動させ、そのため振動放射音が室内に充満し、さらに共鳴まで起こしたためである。

3. 枝管の効果確認実験

本実験から制御室内の騒音に最も影響が大きいのは油圧ポンプの脈動 2 次成分であるが、1 次および 3 次成分も無視できないほど大きい。しかし実際問題となる成分は別途行ったスピーカ試験から 2 次と 3 次成分であったので、これら 2 つの脈動成分を取り除くことにした。以下にその結果を示す。

3.1 実験ケース 実験は 2 次用枝管および 2 次用枝管+3 次用枝管の 2 種類行い、後者を行うためにブロックを図 5 に示すように A と B のポートを有するもの (Long と称す) と、B のみのポートを有するもの (図中 2 点鎖線までの長さで Short と称す) の 2 種類製作した。また対向型 (B と B') と非対向型 (B と A) の圧力脈動低減効果への影響を調べるため、枝管取り付けポートを図のように設けた。実験ケースを表 1 と表

Fig.5 Block used in this experiment

Table1. Countermeasure with 2nd side-branch

Case	Block	Port	Length
1	Long	B	1.83m
2	Long	A	1.83m
3	Short	B	1.83m

Table2 Countermeasure with 2nd +3rd side-branches

Case	Block	Side branch for 2 nd component		Side branch for 3 rd component	
		Port	Length	Port	Length
4	Long	B	1.83m	B'	1.22m
5	Long	B	1.83m	A	1.17m
6	Long	B	1.83m	A	1.22m
7	Long	B	1.83m	A	1.27m

2に示す。

3.2 計測項目

- (1) 機械室騒音(1点)
- (2) 制御室騒音(1点)
- (3) 元圧 p_1
- (4) 枝管結合部圧力 p_c
- (5) 枝管先端部圧力 p_t

4. 実験結果と考察

4.1 2次用枝管のチューニングと音速の評価

空気中の音速は常温で 340m/s として一般に用いられているが、油の場合は空気の混入度合いにより必ずしも理論値どおりではないことを経験している。しかし枝管を使用する場合はこの音速を正確に把握しておくことが重要であるため、ここでは枝管長さを種々変えて最も効果の大きい長さから逆に音速を同定した。

図6に枝管長さに対する2次成分(230Hz)の騒音低減

Fig.6 Tuning result

Fig.7 Spectra of noise and pressures with side branch for 2nd component

量の実測値を●印で示す。この図より $L^*=1.83\text{m}$ の時に最大効果を示した。そこで音速を

$$c = 4L^*f = 4 \times 1.83 \times 230 = 1684 \text{ m/s}$$

とした。この値は一般に言われている 1700m/s とほぼ同じである⁽⁶⁾。図中には式(1)で示す枝管の効果(透過損失 TL)の理論値を併せて示している⁽²⁾。

$$ATT = 10 \log \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left(\frac{S_p}{S} \right)^2 \tan^2(kL^*) \right\} \quad \dots\dots (1)$$

ここで S , S_p はそれぞれ主管と枝管の断面積 (ここでは $S=S_p$)。 L^* は枝管長さ (補正有り), k は波数 ($=\omega/c$) である。実験値と理論値は比較的よく合っており、枝管下流配管が長い、すなわち無反射端部とみなせる本件では透過損失の評価でよいと言える。

4.2 2次用枝管のみ

図7に制御室の騒音、枝管結合部および枝管先端部

Fig.8 Spectra of noise and pressures with side branches for 2nd(B) and 3rd(B') components

の圧力脈動の周波数分析結果を示す。これらを見ると結合部の圧力脈動2次成分は枝管が無い場合に比べ非常に小さくなっている。しかし先端部のそれは大きい。一方3次成分の結合部圧力は枝管が無い場合に比べて大きくなっている。これらは次のように説明できる。

まず2次成分について言えば、2次用枝管を用いているので結合部の圧力脈動は理論的には0になる（反射波は入射波に対して半波長遅れるため）。次に3次成分について言えば、先端部の圧力（0.654MPa）は理論的には入射圧力の2倍であるから、入射波の圧力は

Fig.9 Application of 2nd and 3rd side-branches

Fig.10 Spectra of pressures with side branches for 2nd(B) and 3rd(A) components

0.327MPa となる。反射波の入射波に対する位相は $3\pi/2$ であり結合部では入射波と反射波がベクトル合成されるので入射波の1.4倍、すなわち0.458MPaとなる。結合部の実測値は0.43MPaであるので枝管内で入射波と反射波の干渉が生じていることが伺える。一方、制御室の騒音も2次成分は枝管無しに比べ35dBも小さくなっている。2次成分においてPtの成分が大きいのは、図3の2次成分の圧力値（これは枝管入射圧力とみなされる）0.15MPaのほぼ2倍（0.33MPa）になっているためである。

4.3 2次用枝管+3次用枝管

Fig.11 Wave form of pressure at each position

図8に制御室の騒音と2次用枝管結合部、2次用枝管先端部、3次用枝管結合部、3次用枝管先端部の圧力脈動の周波数分析結果を示す。また、図9に2次用と3次用の枝管の取り付け状態を示す。まず2次用枝管の圧力をみると前節と同様2次成分は結合部で非常に小さくなっている。また3次成分も2次成分とはほぼ同じ程度に小さくなっている。先端部圧力に関しては2次成分は2次用枝管で、3次成分は3次用枝管で大きな値を示す。この結果は2次用、3次用の枝管を同じBポート（BとB'）に取り付けた場合（case4）であり、3次用枝管をAポート（下流側）に取り付けた場合（case6）は図10に示すように、2次用枝管結合部において3次成分が残る。そして3次用枝管で消される。3次成分の2次用枝管での圧力値は先端部で0.172MPa、結合部で0.113MPaである。これは前節の3次成分についての説明に従えば、入力波の圧力は $0.172/2=0.086\text{MPa}$ で結合部はそれの1.4倍、すなわち0.12MPaで実測値とほぼ一致する。一方、制御室の騒音も2次成分、3次成分は枝管なしに比べ非常に小さくなっている。

5. 先端部と結合部の振幅比と位相差

4.2節で述べたように先端部の圧力振幅 $\hat{p}_5$ （図11参照）は枝管入射圧力の2倍であることから、結合部の圧力の計測値 p_1 は次式で計算できる。ただし、 L_1 は図11に示す長さで、 L_2 は $L_2=2L-L_1$ であり、位相の基準を図11下図のA点にとる。

$$\begin{aligned} p_1 &= (\hat{p}_5/2) \sin(\alpha t - kL_1) + (\hat{p}_5/2) \sin(\alpha t - kL_2) \\ &= (\hat{p}_5/2) [\cos kL_1 + \cos kL_2] \sin \alpha t - (\sin kL_1 + \sin kL_2) \cos \alpha t \\ &= A \sin(\alpha t - \phi_1) \end{aligned} \quad (2)$$

ここで

$$A = \hat{p}_5 \cos k(L - L_1) \quad (3)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin kL_1 + \sin kL_2}{\cos kL_1 + \cos kL_2} \right) = \tan^{-1} (\tan kL) = kL + n\pi \quad (4)$$

Fig.12 Comparison between cal. And Meas.

$$p_5 = \hat{p}_5 \sin(\alpha t - kL) = \hat{p}_5 \sin(\alpha t - \phi_5) \quad \text{つまり } \phi_5 = kL \quad (5)$$

したがって式(4)、(5)より p_1 と p_5 の位相差は同相か逆相である。

また、枝管の効果が最大となる周波数では式(3)は

$$A = \hat{p}_5 \cos \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{L_1}{L} \right) \right) \quad (6)$$

となるから、共鳴モードと同じ音圧分布となる。しかしながら圧力低減メカニズムは共鳴ではなく音波の単なる干渉である。なぜなら式(5)および以下に示す実験結果で示されるように枝管先端部の圧力が枝管入射圧力の2倍にしか成らないからである。一方共鳴現象であれば枝管先端部の圧力は励振エネルギーと減衰エネルギーがつりあうまで大きくなるはずである。

圧力変動の計算結果の一例を図11に示す。これは2次用枝管を4等分し、先端の圧力を p_5 、根元の圧力を p_1 とした場合の各位置における3次成分(345Hz)の圧力波形である。本例では同相であり、実験結果も同相であった。

次に表1、表2に示すケース1から7について式(2)を用いて計算した結合部圧力の結果と実測結果を図12(a)～(f)に示す。いずれの場合も計算結果と実験結果は非常によく一致しており、枝管の圧力低減メカニズムが単に位相の逆転によるものであることを示している。

6. 1次用枝管における2次成分の圧力挙動

一般に1次成分の圧力脈動を抑制する枝管を用いると1次成分は抑制されるが2次成分は逆に共鳴を起こして非常に大きな圧力変動を生成するように思われている。しかしながら吐出配管が非常に長い場合は全体系としては無反射の条件が成り立つので共鳴は起こり得ず、ただ単に枝管端部で反射した波と入射波とが同相で重畳され、枝管下流部の圧力振幅は入射のその2倍となるに過ぎない。また枝管下流の配管が短く、したがって反射端部となっている場合には透過損失の評価は不適であり、挿入損失で評価されなければならない。この場合は

$$(S_p/S)\tan(kL)\cdot\tan(kl_2)=1 \quad \cdots\cdots(7)$$

を満たす周波数で共鳴するのであり、 $\tan(kL)=0$ 、すなわち $f=nc/2L$ で共鳴するのではないことに注意すべきである。ここで l_2 は枝管下流配管長さであり、上流側配管長さはそれに比べて非常に小さいと仮定している。

図13は表3に示す種々の長さの1次用枝管を取り付け、結合部における2次成分(230Hz)の圧力を式(2)を用いて計算した値と実測値を比較したものである。この図よりいずれのケースでも両者はほとんど一致しており、1次用枝管を用いた場合の2次成分は入力圧力の高々2倍の圧力になるにすぎないことが示された。

7. 結 言

油圧ポンプの圧力脈動に起因する振動・騒音を低減するために、枝管の適用を図ったところ、以下の知見が得られた。

- (1) 枝管の圧力脈動低減効果はきめ細かなチューニ

Fig.13 Comparison bet. Exp. and Cal. of P_c

Table.3 Cases of 1st-side-branch

Case	Block	Port	Length
1	Long	B	3.66m
2	Long	B	3.46m
3	Long	B	3.86m
4	Long	B	3.26m

ングを行うことで劇的な効果(35dB)をもたらすことが実験で確認された。

- (2) 2次分岐管と3次分岐管を対向して設置するとその下流で2次成分と3次成分の圧力脈動が同時に低減されるが、タンデム配置にすると上流に置かれた枝管特性による低減効果から順に現われる。
- (3) 無反射の境界条件が成り立つ配管における枝管の低減メカニズムは、枝管から主管にもどる反射圧力脈動と枝管への入射圧力脈動の位相差が180度(反転)となるため、従来の考え方の妥当性が多くの実験により再確認できた。
- (4) ある周波数 f で効果のある枝管は $2f$ の成分では共鳴を起こし問題があると考えられがちであるが、そのようなことは起こりえず、単に位相が同じとなり、圧力振幅が2倍になるに過ぎない。
- (5) 枝管より下流の配管が短く、出口境界で反射する系にあっては共鳴するが、その共鳴周波数は枝管単体のそれではなく、系全体のそれである。

文献

- (1) 福田・奥田, “騒音対策と消音設計”, 共立出版, (1973), p209
- (2) 時田保夫監修, “音の環境と制御技術, 第1巻基礎技術”, (2000), p417
- (3) 小嶋・松原・須藤, 機論, 61-583, B (1995), 1005.
- (4) 小嶋・一柳, 機論, 61-583, B (1995), 230.
- (5) 小嶋・木村・寺沢・竹下, 機論, 641-621, B (1998), 120.
- (6) 機械工学便覧, 改定第5版, 第8章, 8-2