

(論文)

圧縮機用多孔板形消音器

Perforated Panel Type Silencer for Screw Compressors



木村康正*

Yasumasa KIMURA



山口善三*

Zenzo YAMAGUCHI



坂谷 亨**

Toru SAKATANI

The new type silencer using perforated panel for sound absorbing structure was developed. The sound absorbing effect caused by the micro hole in a thin panel was applied to a silencer. Sound absorbing structure by a perforated plate doesn't have as much a bad influence on the environment as acoustic material of conventional fiber-form, and there is durability. Since this perforated plate type silencer is used for oil-free screw compressor, a practical example is introduced.

まえがき = 近年、環境問題への意識が高まり、工場近隣での住環境改善および工場内での作業環境改善の必要性から、スクリュ圧縮機に対する低騒音化への要求は年々厳しくなっている。スクリュ圧縮機は、高圧の作動流体を発生させる産業機械であるが、同時に、吸込・吐出の圧縮機構により高エネルギーの圧力脈動を発生させる。圧力脈動は、圧縮機本体のみならず配管や付属機器を振動させ、大きな騒音源となる場合がある。

このため、とくに高速で回転し大きな騒音を発生させるオイルフリー式スクリュ圧縮機の場合、一般的に防音パッケージの高性能化を図るとともに、消音器の設置により騒音レベルの低減を図っている。消音器については圧力脈動の周波数が高いことから、高周波域での消音量が大きい吸音型消音器を用いるのが効果的であると考えられている。しかし一方でこのタイプの消音器は、吸音材として用いられている繊維系多孔質材料の飛散や腐食性ガス使用時の吸音材の劣化などの問題があった。

これらの課題を解決するため今回、圧縮機用消音器の吸音構造に多孔板を用いた新しいタイプの消音器を開発した。多孔板形消音器では、薄板に設けた微細多孔部での減衰効果を活用することによって吸音性能を向上させるとともに、従来の繊維系吸音材より耐久性を向上させている。

このたび当社では、オイルフリー式スクリュ圧縮機用に新たに開発した多孔板形消音器を量産機種に適用したので以下にその概要を報告する。

1. 微細多孔板による吸音効果

多孔板形消音器の吸音構造の概略図を図1に示す。多孔板には直径が数mmの微細孔が開口率10%程度以下で加工されており、背後空気層と呼ばれる空間を仕切板によって確保した上で壁面近傍に設置されている。基本

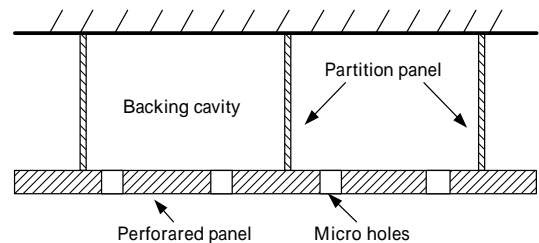


図1 多孔板による吸音構造

Fig. 1 Sound absorbing structure with perforated panel

構造としては非常にシンプルではあるが、多孔板の微細孔を空気が交差的に往復運動すると、微細孔壁面との摩擦による減衰効果より薄板面に入射した音波が減衰し、吸音効果が生じることが知られている^{1), 2)}。

さらに高い音圧下に多孔板を設置した場合、多孔板前後の圧力差で微細孔部の空気が一体となって運動し、微細孔から噴出した空気の流れが渦となってエネルギー消散する。減衰効果は、空気振動が大振幅となる高音圧下で生じる効果であるため振幅依存性効果と呼ばれる場合がある。大振幅の圧力脈動が発生しているスクリュ圧縮機の配管路では、この効果を利用して吸音特性を向上させることが有効と考えられる。

次章以降では、多孔板の吸音率に音圧レベルに依存する特性があることを示し、多孔板の吸音メカニズムと多孔板を用いた吸音設計方法を述べた上で、オイルフリー圧縮機用消音器の事例について紹介する。

2. 微細多孔板による吸音機構

微細多孔板に対する振幅依存性の影響を把握するため、図2に示す音響管を用いて垂直入射吸音率の計測を行った。直径88mm、長さ2mの鋼製管路を使用し、一端にスピーカを配置し、他端はスライド式のピストンで剛壁を模擬している。多孔板の垂直入射吸音率は、スピ

*技術開発本部 機械研究所 **技術開発本部 知的財産部

一カから広帯域雑音を発信し、多孔板前方の2点のマイクロフォンの音圧信号 P_a, P_b から式(1)および式(2)を用いて算出する³⁾。

$$Z_0 = x + jy = j c \frac{H(\omega) \sin ks_0 + \sin k(s_1 + s_0)}{H(\omega) \cos ks_0 - \cos k(s_1 + s_0)} \dots\dots(1)$$

$$= \frac{4 cx}{(x + c)^2 + y^2} \dots\dots(2)$$

ここで、 $H(\omega) = P_k(\omega) / P_0(\omega)$ で複素音圧伝達関数、 k は波数、 s_0 はマイクロフォンと多孔板間距離、 s_1 はマイクロフォン間距離、 c は音速、 ρ は空気密度である。

表1に示すパネル1の微細多孔板に対し、前面音圧を変化させて測定を行った垂直入射吸音率の測定結果を図3に示す。音圧レベルが100dB、110dBと前面音圧が高くなるに従って測定周波数全域で吸音率が向上しており、振幅依存性効果を示していることがわかる。

多孔板の吸音機構については、Ingard や Melling の理論的な研究が知られているが、ここでは Melling の理論式を参考に多孔板の減衰メカニズムについて説明する⁴⁾⁻⁶⁾。図2に示す多孔板前後の音圧および空気振動の粒子速度を用いて整理した多孔板の伝達行列モデルは次式となる。

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix} \dots\dots(3)$$

$$\text{Im}[Z] = \left\{ t_0 \left(1 + \frac{2}{d} \sqrt{2\mu} + \frac{8}{3} d \right) \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right\} \dots\dots(4)$$

$$\text{Re}[Z] = \frac{2(t_0 + d)}{d} \sqrt{2\mu} \left(\frac{D}{d} \right) + \frac{8}{3} \cdot \frac{1}{C_d^2} \left\{ \left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right\} \frac{1}{2} u_2 \dots(5)$$

ここで、 D は主管径、 d は微細孔径、 t は多孔板の板厚、 μ は空気の粘性係数、 ρ は密度、 C_d は管路抵抗係数を示す。

式(4)および式(5)の第1項は、微細孔内を空気が往復運動をする際の空気マスバネ効果と粘性効果を示すものであり、式(5)の第2項は微細孔内の空気が一体となって運動し、空間に渦となってエネルギー消散される項を示している。式(5)の第2項を式(3)に代入すれ

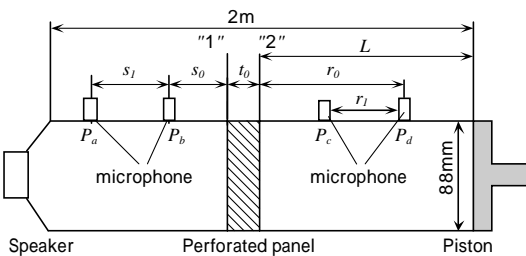


図2 多孔板の減衰特性計測装置

Fig. 2 Measurement system for damping characteristics of perforated panel

表1 多孔吸音板の寸法
Table 1 Dimensions of the perforated panel

	Panel 1	Panel 2
thickness(mm)	0.8	1
hole diameter(mm)	2	2
porosity(%)	2	5.5
density(kg/m ³)	1.2	2.4
sound velocity(m/s)	340	422
length of backing cavity(mm)	950	10, 20
sound level(dB)	70, 80, 100, 110	160

ば、 u_2 の2乗の係数になり、高音圧下では粒子速度の2乗に比例して減衰効果が大きくなることを示している。

つぎに、消音器の吸音構造として用いる多孔板の伝達行列を4点マイクロフォン法により実験的に同定し、解析結果との比較を行った。4点マイクロフォン法は図2に示す音響管を用い、供試体前後4点の音圧から1次元波動理論に基づき供試体表裏面の音圧と粒子速度を算出し、伝達行列を同定する方法である^{1), 2), 5)}。

表1のパネル1の多孔板を用いて計測した伝達行列係数の実数部について、各粒子速度成分に対してプロットした結果を図4に示す。種々の音圧および周波数の測定条件にもかかわらず、測定結果は一つの線上に乗って

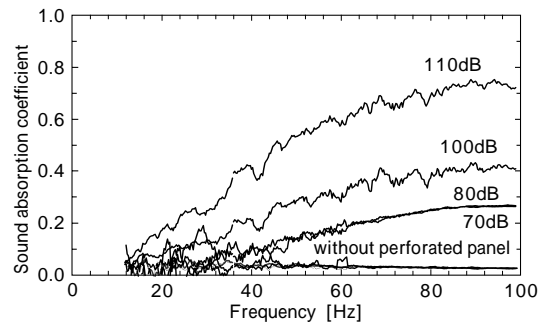


図3 多孔板の吸音率計測結果

Fig. 3 Sound absorption coefficient of perforated panel at several sound pressure levels

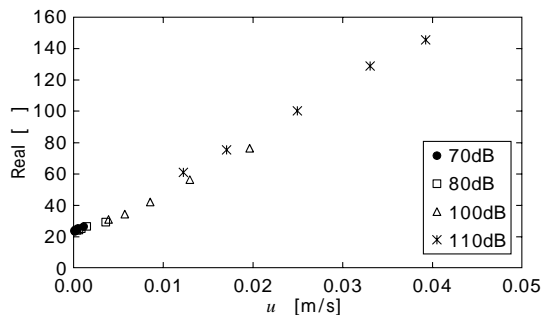


図4 係数の実部計測結果

Fig. 4 Real part of identified element []

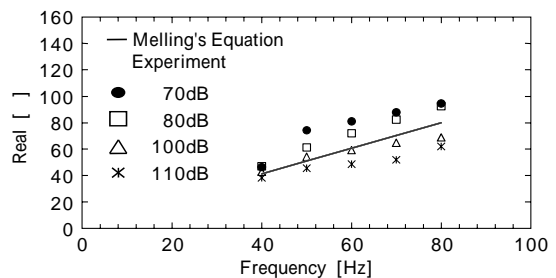
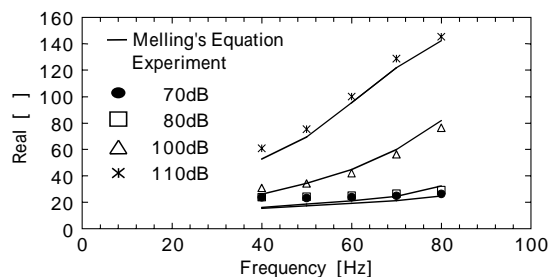


図5 係数の測定結果と計算結果との比較

Fig. 5 Comparison of Melling equation with experiment (Real [] & Im [])

おり、粒子速度が0に漸近しても の実数部は一定値を示している。また粒子速度0近傍以外ではほぼ線形の関係にある。これは、低流速域では層流の粘性による減衰力が粒子速度に無関係に作用しており、粒子速度が増すに従って、圧力損失に相当する粒子速度の2乗成分(の定義では1乗成分)が増大すると解釈できる。

つぎに、吐出係数0.63とし、式(1)、式(2)を用いて多孔板の伝達行列係数を算出し、4点マイクロフォン法による測定結果と比較した。図5に の実部および虚数部の比較結果を示す。周波数および音圧に対する傾向、絶対値ともかなり良く近似できていることがわかる。

3. 微細多孔板の吸音設計

多孔板の吸音率は伝達行列を用いた解析モデルより算出することができる。多孔板前面の音響インピーダンス Z_1 は、多孔板後方に長さ L の閉管が接続されているとして、式(6)のように求めることができる。さらに音響インピーダンス Z_1 の実部 x と虚部 y を式(2)に代入すれば、垂直入射吸音率 が算出できる。

$$Z_1 = \frac{P_1}{u_1} = \frac{P_2}{u_2} = -j c \cot kL \dots\dots\dots(6)$$

図6に Melling のモデルを用いて計算したパネル1の吸音率と測定値を示す。振幅依存性のある場合の多孔板吸音率についても計算値と測定値は良く一致していると言える。

多孔板の吸音性能に影響を与える基本因子としては、板厚、孔径、開口率、背後空気層厚さなどがある。表1のパネル2の多孔板に対して背後空気層を変化させた場合の吸音率を図7に示す。背後空気層が厚くなるに従い、吸

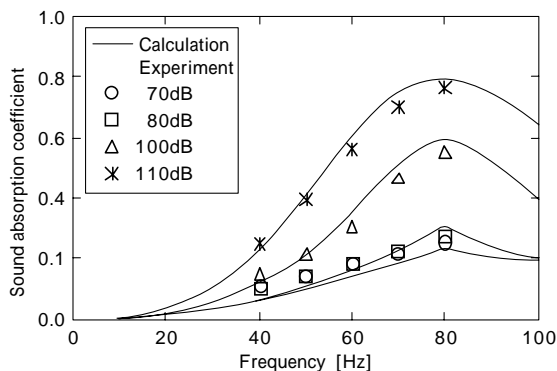


図6 多孔板パネル1の吸音率計算値と実験値の比較

Fig. 6 Comparison of calculated and measured sound absorption coefficient for perforated panel 1

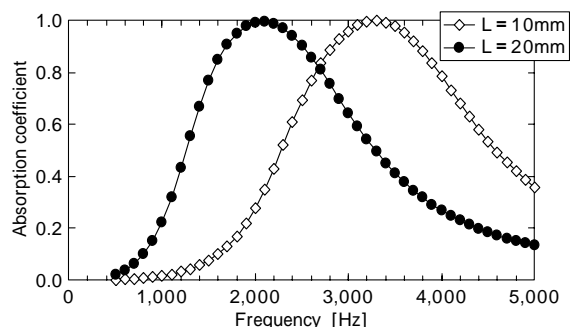


図7 多孔板の吸音率計算結果

Fig. 7 Absorption coefficient of perforated panel 2

音率のピークが周波数の低い方へ移動することがわかる。

このように、多孔板の仕様を変化させた場合の吸音率が事前に算出できることから、対象とするスクリュウ圧縮機の仕様に合わせて最適な多孔板の形状を決定することができる。

4. 多孔板形消音器の適用例

多孔板による吸音構造をオイルフリースクリュ圧縮機の吐出消音器に適用することを検討した。オイルフリースクリュ圧縮機用消音器の概略図面を図8に示す。消音器外筒部を鋳物で製作することにより、比較的複雑な形状となる仕切板と背後空気層に相当する空間を容易に確保している。また、本消音器の多孔板に設けた微細孔の開口率と背後空気層厚さは、上流側と下流側で異なる2種類の吸音構造としており、より広い周波数範囲で消音できるように設計した。本消音器を圧縮機吐出配管に設置し、消音器の後流側2m位置で測定した配管表面の平均振動速度レベルを図9に示す。消音器の有無で比較すると、500Hz以上の帯域で10dB前後の低減効果があることがわかる⁷⁾。

また、石油化学プラントなどで用いられるプロセス用スクリュウ圧縮機では、塩化水素などの腐食性の気体下で使用されることもあり、従来の繊維系の吸音材では耐久性が問題となる場合がある。化学プラント向けスクリュウ圧縮機の吸込側に設置された消音器の概略構造を図10に示す。胴体内部は、円筒内壁近傍に設置した多孔板と作動流体の通路となる通過穴のある複数の仕切板からなる拡張室によって構成される。拡張室を設けることで膨張形消音器の機能も発揮し、低周波帯域でも消音量が確

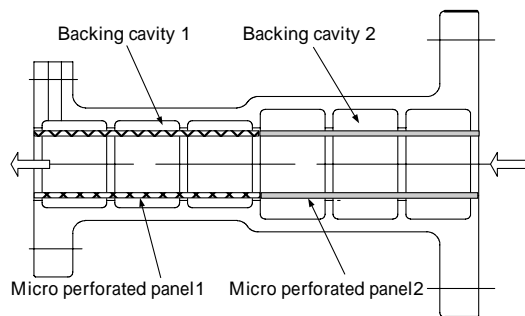


図8 圧縮機用多孔板形消音器の概略図

Fig. 8 Schematic diagram of perforated panel type silencer

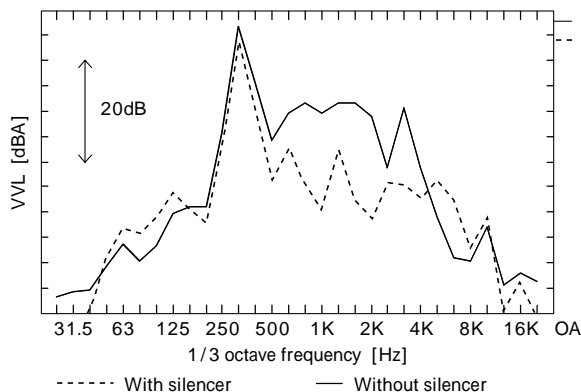


図9 消音器有無での配管振動比較

Fig. 9 Comparison of velocity level between with and without silencer

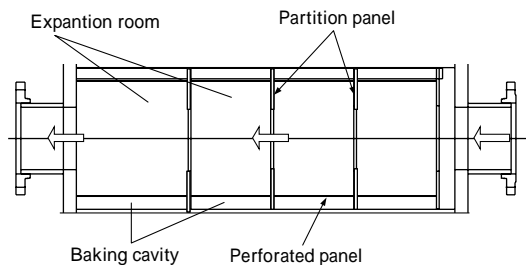


図10 化学プラント向け圧縮機用多孔板形消音器の概略図

Fig.10 Schematic diagram of perforated panel type silencer for chemical plant

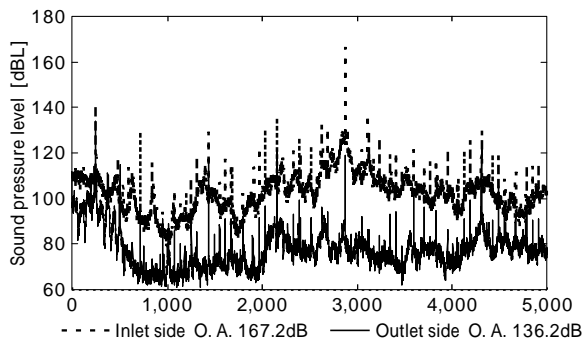


図11 消音器前後の配管内音圧レベル計測結果

Fig.11 Sound pressure level measurement results in front of and behind silencer

保することができるよう設計した⁸⁾。

図10の吸込消音器を圧縮機に設置し消音器の前後の音圧レベルを計測した結果を図11に示す。広い周波数範囲で大きな消音効果が得られていることがわかる。本形式の消音器は20機以上の実績があり安定した稼働状態にある。

むすび=スクリュウ圧縮機の開発にあたり、大型化・性能向上をめざして日々努力していくことは重要である。しかし、性能を追及していった場合、トレードオフとして騒音振動などが大きくなる場合もあり、防音対策についても常に検討を続けていくことを怠ってはならない。さらに最近では、耐久性やコストなどとのトレードオフからも限界設計を求められる場合が多い。本多孔板消音器も一つの例ではあるが、今後もより高性能でコストパフォーマンスの高い防音構造をさらに検討していく所存である。

参考文献

- 1) 宇津野秀夫ほか：音響学会誌，59巻，6号(2003) pp.301-308.
- 2) 坂谷 亨ほか：VS - tech2001 講演論文集，No.01-7(2001) pp.231-234.
- 3) A. F. Seybert：Jour. Acoust. Soc. Am., 61(1977) pp.1362-1370.
- 4) T. H. Melling：Jour. Sound and Vib., 29-1(1973) pp1-65.
- 5) C. W. S. To et al.：Jour. Sound and Vib., 62-2(1978) pp.207-222.
- 6) U. Ingard：Jour. Acoust. Soc. Am., 25(1953) pp.1037-1045.
- 7) 木村康正ほか：ターボ機械，35巻，第10号(2007) pp.42-47.
- 8) 稗田芳寿ほか：神鋼テクノ技報，Vol.19, No.35(2007) pp.17-20.