

スクリュ圧縮機の静音設計技術

宇津野秀夫(工博)*・森沢吉孝**

*技術開発本部・機械研究所 **㈱コベルコ科研

Screw Compressor Noise Control

Dr. Hideo Utsuno・Yoshitaka Morisawa

This paper describes noise control techniques to improve screw compressor sound control. The acoustical design methods of both reactive and dissipative mufflers for reducing pulsation pressure at the discharge side are discussed. The reinforcement of screw rotor casings utilizing the FEM analysis, sensory evaluation experiments utilizing digital sound processing systems, and the methods for reducing solid-borne sound by means of vibration absorbers are also discussed. Utilizing these noise control techniques screw compressor sound control can be greatly improved.

まえがき = スクリュ圧縮機は、日本では 1950 年代に実用化され、小型化できること、騒音や振動が小さいこと、メンテナンスが容易であることなどの特徴を生かして、一般産業用装置をはじめ、半導体関連・食品関連など様々な用途に広く利用されている。この結果、現在の汎用空気圧縮機の市場¹⁾では、出力 7.5kW から 120kW の領域でスクリュ圧縮機が主流となっている。またレシプロ圧縮機の比率が高い 10kW 以下クラスでも、スクリュ化が進展している。

いっぽう、近年の騒音に対する要求は厳しさを増しており、数年ごとにおこなわれるモデルチェンジでも、静音設計に鋭意取り組んできている。その結果、圧縮機を機械室に隔離する必要がなくなり、居室に隣接して使用することも可能な静音型スクリュ圧縮機を開発してきている。

本稿では、スクリュ圧縮機の静音設計技術として、圧力脈動を低減する吸音型消音器と共鳴型消音器の設計手法とその応用、放射音の少ないケーシング剛性設計技術、望ましい圧縮機騒音の音質評価実験、床への固体伝播音の低減技術について述べる。

1. スクリュ圧縮機騒音の概要

スクリュ騒音²⁾は、ロータケーシング内の周期的圧力変動、ロータ歯面同士の当たり、吐出管内の圧力脈動の 3 種類に分類でき、通常はロータケーシング内の圧力変動や吐出管路の圧力脈動が騒音の主因となる。

いっぽう、構成機器から騒音放射源を分類すると、ロータケーシング、油分離器、モータが挙げられる。ロータケーシングの振動は、ケーシング内の圧力変動が直接ケーシングを加振するものと、吐出ポートの圧力脈動の反力の二つの要因が考えられる。油分離器は給油された油分を除去するため、吐出管の後方に接続された容器である。この油分離器の振動は、吐出ポートの圧力脈動が圧縮ガスを伝播したものと、ロータケーシングの振動が吐出管を固体伝播したものが考えられる。

2. スクリュ騒音の防止技術

2.1 圧力脈動の低減技術

吐出管路で発生する圧力脈動は、圧縮工程における気体漏れ量や吐出管路の音響インピーダンスを厳密に評価することが難しく、まだ十分な精度で予測できる状況にはないようである。いっぽう、発生した圧力脈動を伝播経路で低減することは、消音器設計理論³⁾を応用すれば可能である。スクリュ圧縮機に適用している代表的な消音器^{4),5)}の例を以下に紹介する。

第 1 図に吸音チャンバ式消音器のモデル図を示す。吸音型消音器では、圧力脈動がチャンバ壁で反射を繰り返し、吸音材層流境界層の粘性効果で脈動が減衰される。吸音チャンバ寸法が、脈動の波長より充分長くなる高周波数域では、消音量 R は次式で計算できる。

$$R = -10 \log_{10} \left[S_e \left(\frac{\cos}{2} \frac{l}{l^2} + \frac{1}{S_w} \right) \right] \dots \dots \dots (1)$$

ただし、 α : 吸音材吸音率

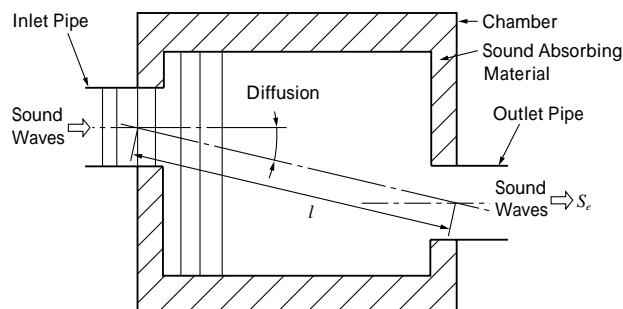
S_e : 出口管面積 (m²)

S_w : チャンバ内表面積 (m²)

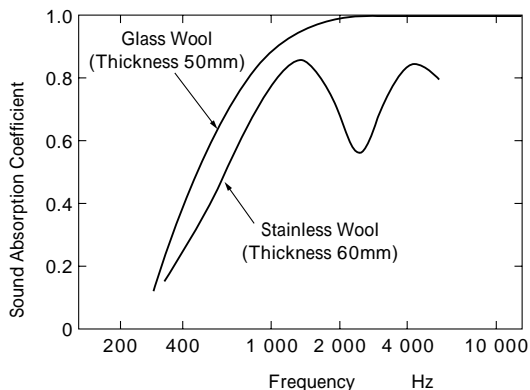
l : 入口と出口の直線距離 (m)

θ : 出入口の中心を結ぶ線の傾き (°)

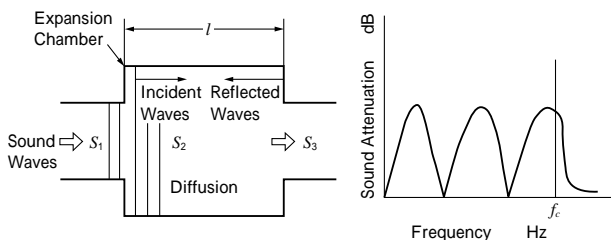
ステンレス線材を薄く圧延し、スポンジ状にカール成形した金属系吸音材とグラスウール吸音材の垂直入射吸音率を第 2 図に比較する。金属系吸音材は、グラスウールほど繊維径が細くないため、層流境界層の面積が少なく、吸音性能は若干劣る場合が多い。しかし、油分による劣化や繊維の飛散が少ないため、スクリュ圧縮機で



第 1 図 吸音チャンバのモデル図
Fig. 1 Calculation model of dissipative muffler



第2図 ステンレスウールの吸音率
Fig. 2 Sound absorption coefficient of stainless wool



第3図 膨張型消音器のモデル図
Fig. 3 Calculation model of reactive muffler

はよくもちいられている。

第3図に膨張型消音器のモデル図を示す。同消音器は変断面部で発生する波の反射と干渉を利用して、圧力脈動を低減する。このため消音器の寸法が、脈動の波長より短いか、もしくは同程度となる低周波数域で消音効果が発揮される。消音量が急激に低下する限界周波数 f_c 以下において、一段膨張型消音器の消音量 R は式(2)で表される。多段型の場合は、伝達行列法などをもちいて計算する必要がある。

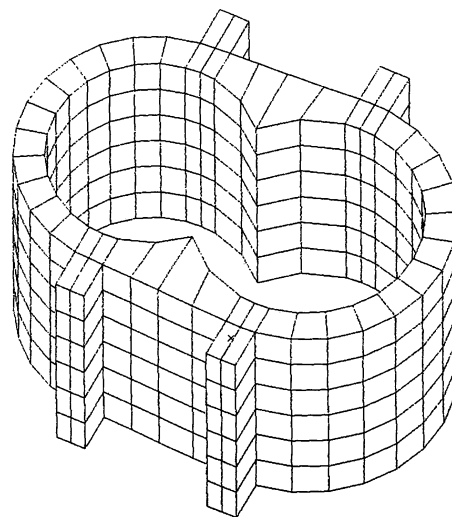
$$R = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \dots\dots\dots (2)$$

- ここで、 $m : S_2/S_1 = S_2/S_3$
- $k : 2\pi f/c \text{ (m}^{-1}\text{)}$
- $f : \text{周波数 (Hz)}$
- $c : \text{音速 (m/s)}$
- $l : \text{消音器長さ (m)}$

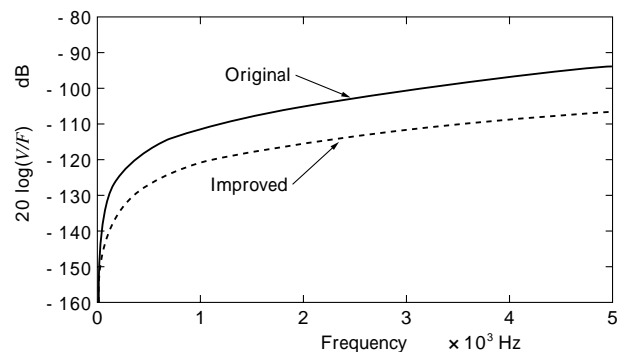
ただし、 S_1, S_2, S_3 はそれぞれ入口管、消音器、出口管の面積を意味しており、式(2)では $S_1 = S_3$ の場合の消音量を与えている。実際の消音器は、上述の消音機構を組合わせてもちいる。

2.2 ケーシング放射音の低減技術

スクリュ圧縮機のロータケーシングの肉厚や形状は、耐圧強度の観点から決められ、静的には十分に剛といえる。しかしながらケーシングは、歯溝の圧力変動や圧力脈動の反力、ロータかみ合い振動などにより加振され、騒音放射源となっている。ケーシングの振動を低減するため、有限要素法をもちいて振動特性を解析した例⁶⁾を以下に示す。第4図にロータケーシングの要素分割図を示す。ロータケーシングの第1次固有振動数は、圧縮機の大きさにもよるが、22kWの本モデルでは5kHz以上であった。このため、第1次モードに限定してモーダ



第4図 ロータケーシングの要素分割図
Fig. 4 FEM model of rotor casing



第5図 ロータケーシングの振動特性
Fig. 5 Calculated mobility of rotor casing

ル質量 M 、モーダル剛性 K を求め、加振力 F と振動速度 V の比で定義される駆動点モビリティを式(3)で計算した。

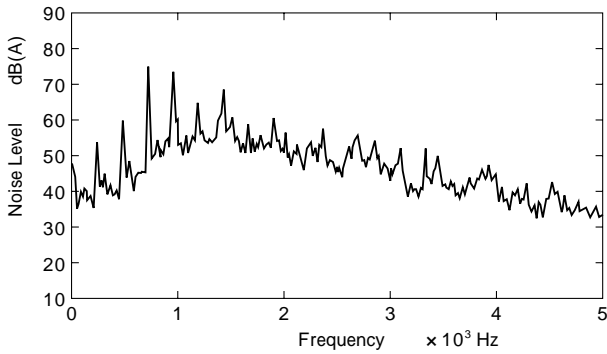
$$\frac{V}{F} = 20 \log \frac{j}{K - M \omega^2} \dots\dots\dots (3)$$

第5図にリブ補強を加えた改良ケーシングと、最初のケーシングの駆動点モビリティを比較する。改良型ケーシングの振動特性は、同図に示された全周波数域で、当初のケーシングより約10dB小さくなっている。

3. 音質設計技術

機械騒音の低減は、これまで騒音レベルを指標におこなわれてきた。しかし騒音レベルを低減しても、必ずしも聴感上の評価が良好でない場合も出てきている。したがって音質改善の立場から、耳障りな印象を与える要因を明らかにした上で、有効な騒音対策を実施することが重要になってきている。ここではスクリュ冷凍機を対象に、一対比較法に基づく音質評価実験を実施し、耳障りな周波数を低減した静音タイプのスクリュ冷凍機開発事例⁶⁾を紹介する。

第6図にスクリュ冷凍機騒音の周波数分析を示す。騒音レベルは80dB(A)で、脈動周波数240Hzの3倍成分、4倍成分が卓越した周波数特性を示す。目標とする音質を設定するに際し、現行機騒音の特徴として以下の2点を抽出した。



第6図 スクリュ冷凍機の騒音特性
Fig. 6 Frequency characteristics of screw refrigerator noise

脈動圧のレベルが高い。

1kHz 以上の高周波音が大きい。

両者のうち、どちらを重点的に低減するかを、以下に示す3種類の評価音を作成して検討した。

A：現行機の騒音

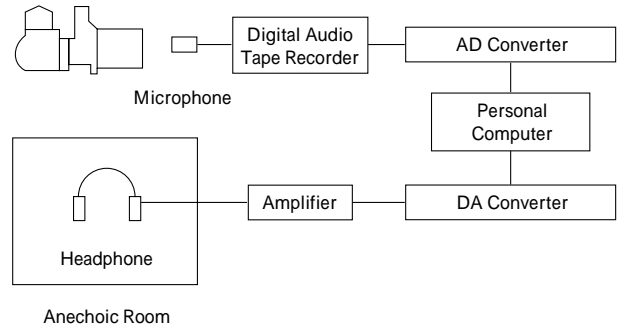
B：現行機騒音の3次、4次脈動成分を10dB低減した音

C：現行機騒音で、1kHz以上の周波数域を10dB低減した音

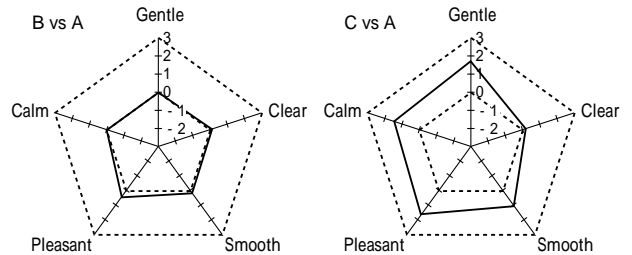
評価方法は一対比較法とし、現行機種種の騒音Aを基準音、Aをもとにデジタルフィルタで作成したB、Cを評価音とした。第7図に示すシステムをもちいて、評価音と基準音とを交互に呈示し、両者の相対評価をおこなった。採用した形容詞対は、“静かな-うるさい”、“澄んだ-濁った”、“とけあった-割れた”、“快い-不快な”、“落ち着いた-かん高い”の五つで、7段階の評点をつけて評価した。被験者は、音響・振動関係の研究者・技能者を中心に20名である。第8図に音質評価結果を示す。評点が正数の場合は、評価音が基準音より良く、負数の場合は、評価音が基準音より悪いことを意味している。同図より、高周波数域の騒音成分を低減したC音のほうが、脈動音を低減したB音より高い評価を受けていることがわかる。ちなみに、B音は76dB(A)、C音は79dB(A)で、騒音レベルの上ではB音のほうがC



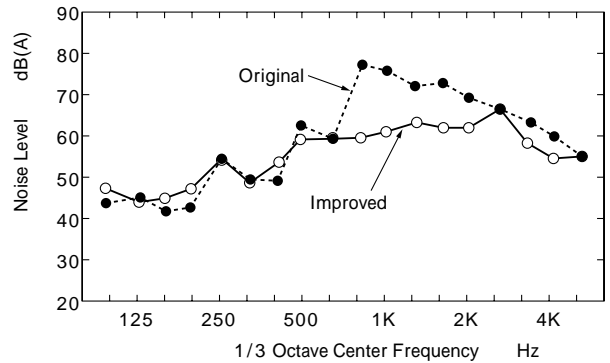
写真1 スクリュ冷凍機 SH22F の外観
Photo 1 Appearance of SH22F screw refrigerator



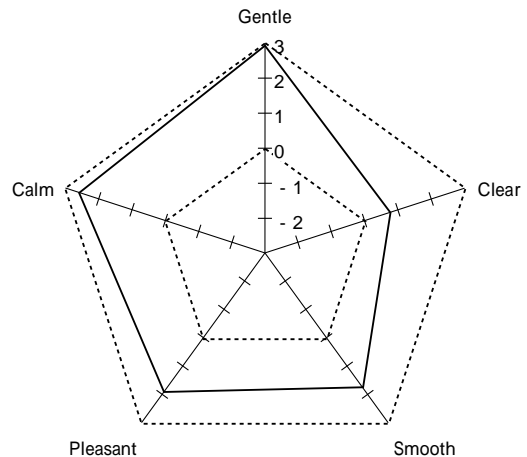
第7図 音質評価実験システム
Fig. 7 Schematic diagram of sound quality evaluation



第8図 一対比較法による音質評価実験結果
Fig. 8 Experimental results by method of paired comparison



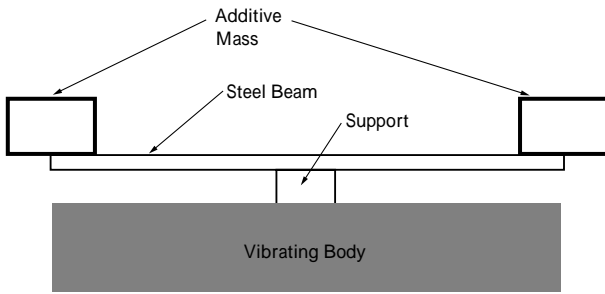
第9図 新型スクリュ冷凍機の騒音特性
Fig. 9 Frequency characteristics of improved screw refrigerator noise



第10図 新型スクリュ冷凍機の音質評価結果
Fig. 10 Evaluated results of improved sound quality by method of paired comparison

音より勝っている。

音質評価実験結果を勘案し、高周波成分を含む脈動音低減用の吸音チャンバとリップ補強付きロータケーシングを採用したスクリュ冷凍機⁷⁾を写真1に示す。第9図に対策前後の騒音周波数特性を、第10図に音質評価結果



第11図 動吸振器の構造
Fig. 11 Construction of vibration absorber

を示す。目標どおり，耳障りな 800～2 000Hz の高周波数域の騒音を低減し，聞きやすい音質を実現することに成功している。

4. 床への固体伝播音の低減技術

スクリュ冷凍機は，機械室内において共通架台上に組上げられ，防振ゴムを介してコンクリートスラブ上に置かれることが多い。階下や隣室が会議室・病室などくに静粛性が要求される場合，目標騒音仕様値が厳しいため，スクリュ基本周波数での固体伝播音の低減が必要となる。防振支持による振動絶縁効果は 40dB～50dB が限界であり，さらなる低減のためには架台振動自身の低減が必要となってくる。

従来より特定の周波数での振動低減を図る場合に，動吸振器をもちいる方法がある。ここではスクリュ冷凍機の架台に対し，動吸振器をもちいて振動低減した例⁸⁾を紹介する。第 11 図に動吸振器の構造を示す。梁状の鋼板の両端に付加質量を取付け，中央を支持する構造である。動吸振器を左右対称構造とすることにより，第 12 図に示すような自由端に付加質量を設けた片持ち梁でモデル化できる。

スクリュ冷凍機による加振周波数 300Hz の架台振動を抑制するための動吸振器を設計する。はりの自重を考慮し自由端に付加質量 m を有する片持ち梁の固有振動数 f は式 (4) となる。

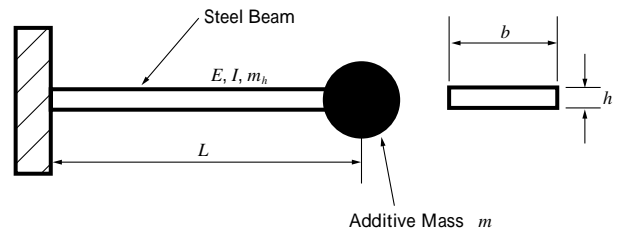
$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3EI}{(m + \frac{1}{3}m_h)L^3}} \dots\dots\dots (4)$$

ここで， E は梁の縦弾性係数， I は梁の断面 2 次モーメント $= bh^3/12$ ， b は梁の幅， h は梁の厚さ， L は梁の長さ， m_h は梁の質量である。片持ち梁の固有振動数が 300 Hz となるように，付加質量と梁の寸法を決定したものを以下に示す。なお，梁には鋼材を使用した。

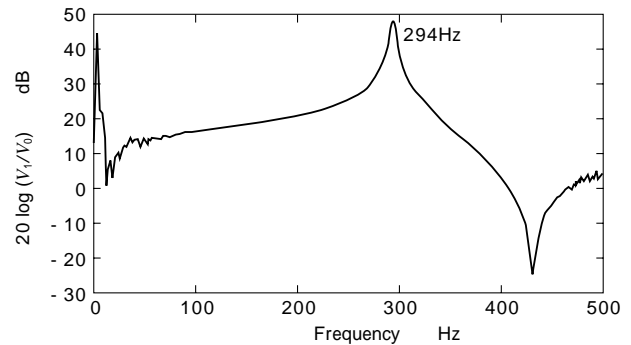
$$L = 124.5 \text{ mm}, b = 50 \text{ mm}, h = 19 \text{ mm}, m = 2.24 \text{ kg}$$

上記寸法で動吸振器を 20 個作製し，動吸振器の中央部を加振し，加振点の振動 V_0 と付加質量の振動 V_1 との伝達関数 V_1/V_0 を測定した結果を第 13 図に示す。同図より，目標低減周波数 300Hz に対し，動吸振器の共振周波数 (20 供試体の平均値) は 294Hz となっている。

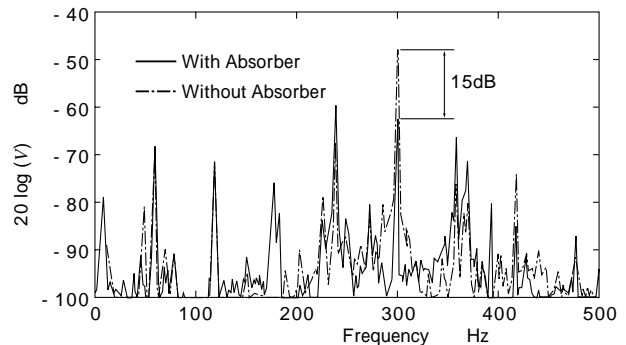
当社のスクリュ冷凍機の架台に動吸振器を 16 個取付け，運転時の架台振動を，動吸振器の取付け前後で比較



第12図 動吸振器の計算モデル
Fig. 12 Calculation model of vibration absorber



第13図 動吸振器の周波数応答曲線
Fig. 13 Frequency response curve of absorber



第14図 動吸振器有無による架台振動比較
Fig. 14 Vibration level of frame with / without vibration absorber

したものを第 14 図に示す。同図より，架台の振動が 300 Hz において約 15dB 低減している。

むすび＝スクリュ圧縮機の静音設計技術について概説した。スクリュ圧縮機は，今後も小型化，低価格化が進行すると予想される。これらの要求は，必ずしも静音化と相容れないが，その要求を満たした上で，さらなる静音化・低振動化が求められる。今後ともスクリュ圧縮機の静音化に積極的に取り組んでいく所存である。

参考文献

- 1) 西村喜之：ターボ機械，Vol.22 No.6 (1994)，p.26 .
- 2) 阿部 亨：R&D 神戸製鋼技報，Vol.28 No.1(1978)，p.52 .
- 3) 福田基一ほか：騒音対策と消音器，(1974)，p.145，共立出版 .
- 4) 山田 諭：神鋼テクノ技報，Vol.4，No.7 (1992)，p.3 .
- 5) 山田 諭：神鋼テクノ技報，Vol.4，No.8 (1992)，p.9 .
- 6) 森沢吉孝ほか：日本機械学会講演論文集，No.96-4 (1996)，p.53 .
- 7) 壺井 昇：冷凍，Vol.70，No.810 (1995)，p.428 .
- 8) 森沢吉孝ほか：日本機械学会講演論文集，No.954-4，(1995)，p.191 .