

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2016-133226
(P2016-133226A)

(43) 公開日 平成28年7月25日(2016.7.25)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 4 F 13/02 (2006.01)	F 2 4 F 13/02 H	3 L 0 8 0
F 2 4 F 13/24 (2006.01)	F 2 4 F 13/24 2 4 5	5 D 0 6 1
G 1 0 K 11/16 (2006.01)	G 1 0 K 11/16 B	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2015-6002 (P2015-6002)
(22) 出願日 平成27年1月15日 (2015.1.15)

(71) 出願人 000006013
三菱電機株式会社
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(74) 代理人 110001461
特許業務法人きさ特許商標事務所
(72) 発明者 八重樫 直樹
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三
菱電機株式会社内
Fターム(参考) 3L080 AE02
5D061 EE31

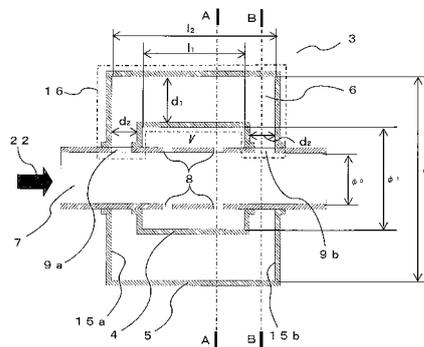
(54) 【発明の名称】 送風機の消音器

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】送風機に発生する、異なる周波数を持つ離散周波数騒音、又は広帯域騒音を低減できる送風機の消音器を提供する。

【解決手段】送風機が設置されたダクト7に設置される消音器3であり、ダクト7の側面に開けられた1以上の開口部を持つ共鳴器4と、ダクト7に取り付けられ、共鳴器4を覆う防音カバー5と、ダクト7、共鳴器4、及び防音カバー5により構成され、ダクト7の側面に1以上の開口部を持つ消音構造16と、を備える。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

送風機が設置されたダクトに設置される消音器であって、
前記ダクトの側面に設けられた開口部を覆うようにして前記ダクトの側面に取り付けられた共鳴器と、

前記ダクトのうち、前記共鳴器の前後にそれぞれ設けられた開口部及び前記共鳴器を覆うようにして前記ダクトの側面に取り付けられた防音カバーと、
を備え、

前記共鳴器と前記防音カバーとによって、前記共鳴器とは異なる周波数帯域の騒音を主として低減する消音器を構成することを特徴とする送風機の消音器。

10

【請求項 2】

前記共鳴器、前記防音カバー、及び前記共鳴器と前記防音カバーとの間の媒質からなる振動系の固有振動数が、前記共鳴器の固有振動数の半分以下になるようにしたことを特徴とする請求項 1 に記載の送風機の消音器。

【請求項 3】

前記共鳴器の消音周波数、及び前記共鳴器と前記防音カバーとによって構成される消音器の主たる消音周波数は、前記ダクト内の音速を、前記共鳴器の外壁面に対し鉛直方向の前記外壁面から前記防音カバーの内壁面までの最長距離の 2 倍で除算した値より小さいことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の送風機の消音器。

20

【請求項 4】

前記共鳴器と前記防音カバーとによって構成される消音器は膨張型消音器であり、
前記膨張型消音器の膨張部に相当する、前記共鳴器と前記防音カバーとの間の流路の横断面の寸法最大値を L 、前記ダクト内の音速を c としたとき、前記膨張型消音器の主たる消音周波数を、 $1.22c/L$ 以下の値とした、ことを特徴とする請求項 1 ~ 3 の何れか 1 項に記載の送風機の消音器。

【請求項 5】

前記膨張型消音器の膨張部に相当する、前記共鳴器と前記防音カバーとの間の流路の長さを l_2 としたとき、前記共鳴器の消音周波数を $c/2l_2$ の値の $\pm 50\text{ Hz}$ にしたことを特徴とする請求項 4 に記載の送風機の消音器。

30

【請求項 6】

前記共鳴器と前記防音カバーとによって構成される消音器は共鳴型消音器であり、
前記共鳴型消音器の消音周波数は、前記共鳴器の消音周波数よりも高い周波数とする、請求項 1 ~ 3 の何れか 1 項に記載の送風機の消音器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、送風機のファン騒音を低減するための送風機の消音器に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、送風機は、ダクトが接続され、送風が必要な箇所に延長して使用される。このとき、送風機のファンの騒音を低減するために、ダクト中に消音器が用いられる。例えば、特許文献 1 には、「送風機によって風を吸い込む吸込口を有し、前記吸込口と前記送風機との間がダクトで連結されたものにおいて、前記ダクトの内部に、前記吸込口に隣接して前記送風機に向かって開口する開口部を備えた袋状の共鳴器を備えたことを特徴とするプロワ装置」についての技術が開示されている。

40

また、消音器として用いられる共鳴器に関して、例えば、特許文献 2 には、「筒状のケースと、前記ケースに内装され、ガスの消音を行う内部構造と、前記ケースにガスを導入する入口孔と、前記ケースからガスを排出する出口孔と、を備え、前記内部構造は、筒方向に略平行な仕切り構造によって前記ケースを二以上の室に分割すると共に、前記仕切り構造に設けられる連通孔によって、前記室の少なくとも二つを互いに連通させることを特

50

徴とする消音器」についての技術が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特許第5029593号公報(第2頁、第3頁、第7図)

【特許文献2】特開2009-209854号公報(第2頁、第2図)

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

送風機に使用されるファンには、離散周波数騒音と広帯域騒音とが発生する。これらの騒音を低減させるために消音器が用いられる。共鳴型消音器は離散周波数騒音を低減する効果は大きい、広帯域騒音を低減するには向いていないため、広い周波数の成分を有する騒音に対応するには別の消音手段が必要である。また、送風機に使用されるファンには、複数の大きな離散周波数騒音が発生する場合があります、その場合には、それぞれの周波数に合わせた共鳴型消音器を必要とするため、複数の共鳴型消音器を設けることにより重量及び材料の増加につながる。

10

また、共鳴型消音器の共鳴器内では音圧が増幅する。そこで、共鳴器内から外部への透過音を防ぐために、共鳴器を構成する壁の板厚を厚くすることにより、共鳴器自体の壁に遮音性能を十分持たせる、または共鳴器内や流路中に吸音材を配置する等の必要があり、消音器全体の重量及び材料が増加するという課題があった。

20

例えば、特許文献1に開示されている技術では、共鳴器が送風機と吸込口との間の遮音壁としても機能するとあるが、遮音壁の寸法が波長よりも十分大きな場合でないと音が回折して遮音壁の裏側に回り込むため、非常に高い周波数にしか遮音壁の効果はない。従って、広帯域騒音を低減するためには、特許文献1に開示されているところでは、流路内に吸音材が使用されたり、又は他の消音手段が使用されている。

また、特許文献2のように、流路となる配管の周りにケースで消音器を構成し、ケース外側の室内を共鳴器とした場合、ケース外への透過音を防ぐためにケースの板厚を増加させる必要がある。また、流路上に消音器を並べただけであるので、消音器を取り付けた分だけ重量が増すという課題がある。

【0005】

30

本発明は、送風機のファン騒音を低減させる消音器に関して、離散周波数騒音及び広帯域騒音を低減させ、消音器外部に透過する騒音を増加させることなく、消音器の重量及び材料の増加を抑えることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明に係る送風機の消音器は、送風機が設置されたダクトに設置される消音器であって、前記ダクトの側面に設けられた開口部を覆うようにして前記ダクトの側面に取り付けられた共鳴器と、前記ダクトのうち、前記共鳴器の前後にそれぞれ設けられた開口部及び前記共鳴器を覆うようにして前記ダクトの側面に取り付けられた防音カバーと、を備え、前記共鳴器と前記防音カバーとによって、前記共鳴器とは異なる周波数帯域の騒音を主として低減する消音器を構成することを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、共鳴器と共鳴器を覆う防音カバーとによって、消音構造を形成し、消音効果を持たせることにより、共鳴器と異なる周波数の離散周波数騒音、又は広帯域騒音を低減できる送風機の消音器を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】実施の形態1に係る送風機に消音器を取り付けた装置の断面図である。

【図2】図1の装置の斜視図である。

50

【図 3】実施の形態 1 に係る消音器の構成図である。

【図 4】図 3 の消音器の A - A 断面図である。

【図 5】図 3 の消音器の B - B 断面図である。

【図 6】平面音波が壁に垂直入射する場合の透過損失の周波数変化を表した図である。

【図 7】実施の形態 1 に係る消音構造と等価な膨張型消音器の図である。

【図 8】実施の形態 1 に係る消音器の透過損失と、従来の共鳴器のみの透過損失と、消音構造のみの透過損失を比較した図である。

【図 9】実施の形態 2 における消音器の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

10

実施の形態 1.

図 1 は、送風機 1 に消音器 3 を取り付け付けた装置の断面図である。送風機 1 は、ファン 2 により図中の白矢印 2 1 方向に送風を行う。送風機 1 の下流側にダクト 7 を取り付け、そのダクト 7 を、例えば室外への排気口に接続して使用する。送風機 1 の上流側は、室内から直接排気を取り込むか、別のダクトに接続して使用する。

ファン 2 の運転音や排気口を經由して侵入する騒音が、図中の色つき矢印 2 2 方向に伝わる。この騒音を低減するために消音器 3 が取り付けられる。

また、ファン 2 には、複数の羽根 2 0 (翼) が取り付けられている。

【0010】

図 2 は、図 1 の装置の斜視図である。消音器 3 は円筒形をしており、消音器 3 の中心をダクト 7 の中心に合わせて設置する。

20

【0011】

図 3 は、本実施の形態に係る消音器 3 の構成図である。

消音器 3 は、共鳴器 4 及び防音カバー 5 を備える。共鳴器 4 は、円筒形であり、円筒形のダクト 7 の側面に開けられた共鳴器開口部 8 を覆うようにしてダクト 7 に取り付けられている。共鳴器 4 は、共鳴器開口部 8 によりダクト 7 と連通している。

また、共鳴器 4 の前後 (上流側及び下流側) のダクト 7 の側面に膨張部開口 9 a 及び膨張部開口 9 b が設けられている。防音カバー 5 は、共鳴器 4、膨張部開口 9 a 及び膨張部開口 9 b を覆うようにして、ダクト 7 の外周面に取り付けられる。

消音構造 1 6 は、ダクト 7 の一部分、共鳴器 4、及び防音カバー 5 により構成されている。また、ダクト 7 の一部分、共鳴器 4 の外側面及び防音カバー 5 の内側面により囲まれる空間 (消音構造 1 6 内の空間) を膨張部 6 と呼ぶ。膨張部開口 9 a 及び膨張部開口 9 b は、膨張部 6 とダクト 7 とを連通させている。

30

ダクト 7 内を伝播する騒音は、共鳴器 4 及び消音構造 1 6 の膨張部 6 を通り消音される。共鳴器 4 及び消音構造 1 6 は、消音する機能を有し、消音器 3 を構成する。消音構造 1 6 は、後述するように、膨張型消音器又は共鳴型消音器とすることができる。

図 4 は、図 3 の消音器 3 の A - A 断面図を示す。共鳴器 4 と防音カバー 5 はそれぞれ二つの部品で構成され、ダクト 7 を挟みこんで取り付けられる。

図 5 は、図 3 の消音器 3 の B - B 断面図を示す。膨張部開口 9 a は、膨張部 6 の下流側端に設けられ、膨張部開口 9 b は膨張部 6 の上流側端に設けられている。図 5 は、図 3 における B - B 断面であるため、膨張部開口 9 b のみが表示されている。膨張部 6 とダクト 7 は、膨張部開口 9 a 及び膨張部開口 9 b により連通している。

40

なお、上記でダクト 7、共鳴器 4、及び防音カバー 5 は、円筒形としたが、使用される条件等に合わせて適宜他の形状をとってもよい。また、共鳴器 4 及び防音カバー 5 は、二つの部品で構成することに限定するものではない。一つの部品、又は複数の部品をダクト 7 に取り付けられる形で構成してもよい。

【0012】

送風機 1 に使用されるファン 2 は、ファン 2 の回転数に起因する離散周波数騒音と流れの乱れに起因する広帯域騒音との 2 種類の騒音を発生させる。

離散周波数騒音は、ファン 2 の羽根 2 0 (翼) の枚数と回転速度の積で表される周波数

50

を基本周波数とし、その整数倍の周波数にピーク（卓越する成分）を持つ。この原因として、ファン2の羽根20の翼面流れが回転にともなって周期的な圧力変動を受けることで騒音が発生したり、ファン2の羽根20の吸い込み流れが周期的に変化したり、またはファン2の羽根20が大きな乱れを吸い込んで翼の周りの流れが周期的に変化することで発生する。

また、広帯域騒音は、ファン2の上流に流れを阻害するものがある場合や、翼の後縁の流れの乱れにより、翼に圧力変動が生じて発生する。この広帯域騒音の音響パワーは翼の周速の6乗に比例する。

【0013】

離散周波数騒音は、その周波数卓越性から周囲雑音の中でも聞こえやすい騒音であり、さらに大きなパワーを持つ場合が多い。

一方、広帯域騒音は、総パワー量が大きくなることで、大きな騒音と感じる。人間の聴感特性として低周波数の騒音が聞こえにくいことを考慮すると、主に500Hzから1800Hzの騒音を低減することが求められる。

共鳴型消音器は特定の周波数の消音をするため、離散周波数騒音を低減する効果は大きいですが、広帯域騒音を低減するには向いていない。よって、特定の周波数以外の周波数の騒音を低減させる必要がある場合には別の消音手段が必要である。

例えば、ファンモータの加振力特性やファン支持構造の振動特性によっては、複数の大きな離散周波数騒音が発生する場合があります。従来はそれぞれの周波数に合わせた共鳴型消音器を必要とするため、複数の共鳴型消音器の追加により、消音器3の重量及び材料の増加につながっていた。

【0014】

また、送風機1で発生した特定の周波数の騒音を消音する際には、共鳴器4の共鳴器開口部8周辺で空気が激しく振動させ、周辺との摩擦熱としてエネルギーが消費され、消音する。このときに共鳴器4内では音圧が増幅する。増加した音圧が共鳴器4内から外部へ透過するのを防ぐために、外部への遮音性能を十分持たせる必要がある。

例えば、圧力の大きな流体を通す配管のような場合には、流体の圧力に耐えるために共鳴器4の板厚を大きくとる必要があります。共鳴器4内の音圧増加による外部への透過音は問題になりにくい。しかし、送風機1のように圧力が低い流体を通す場合には、消音器3はその構造を支えるだけの剛性を持たなければよい。よって、ダクト7、共鳴器4及び防音カバー5は、可能な限り軽量化することが望ましいが、外部への遮音性能を確保するためには板厚を大きくするようしなければならなかった。又は、板厚を大きくする対応をしない場合は、共鳴器4や流路中の吸音を十分にすることがあった。ダクト7等の板厚を大きくしたり、吸音する部材を追加する場合は、消音器3の重量及び材料の増加につながっていた。

【0015】

（共鳴器4による消音について）

以下に本実施の形態に係る消音器3における、図3に示される共鳴器4の消音原理について説明する。

共鳴器4は、ヘルムホルツ共鳴器を構成し、共鳴器開口部8の空気が質量、共鳴器4内の空気がばねとして振動することで、音のエネルギーの一部が熱エネルギーに変換されて消音される。共鳴器開口部8の深さ t_0 とその断面積、共鳴器4内の容積によって振動系の固有振動数が定まり、固有振動数で騒音と共鳴するときに最も消音する効果が表れる。

共鳴器開口部8が等間隔に整列して共鳴器開口部8にかかる圧力が同等である場合、共鳴器4内の空気が等分割された状態と同等に扱うことができる。この時、共鳴器4の固有振動数 f_0 は次式で表される。

【0016】

10

20

30

40

【数 1】

$$f_0 = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{na^2}{\pi(t_0 + 1.57a)V}} \quad \dots \quad (1)$$

【0017】

ここで、

c : 音速、

n : 共鳴器開口部 8 の穴の個数、

a : 共鳴器開口部 8 の穴の半径、

V : 共鳴器 4 の容積 (共鳴器 4 全体容積を共鳴器開口部 8 の個数で等分割した容積)、
 である。 10

また、ヘルムホルツ共鳴器型の消音器による消音効果を表す透過損失 R_1 は次式で求められる。

【0018】

【数 2】

$$R_1 = 10 \log \left\{ 1 + \left(\frac{\sqrt{\frac{n\pi a^2 V}{t_0 + 1.57a}} / 2S_0}{f/f_0 - f_0/f} \right)^2 \right\} \quad \dots \quad (2)$$

20

【0019】

ここで、

f : 音の周波数、

S_0 : ダクト 7 の断面積、

である。共鳴器 4 は、送風機 1 のファン 2 の回転数により発生する離散周波数騒音に合わせて固有振動数 f_0 を設定され、送風機 1 が主に発生させる騒音を低減させることができる。

【0020】

30

(二重壁による共鳴器 4 の外部騒音の遮音について)

前述のように、共鳴器 4 は、固有振動数 f_0 で騒音と共鳴するときに最も消音する効果が現れる。しかし、共鳴器 4 内では共鳴により音圧が増大するため、共鳴器 4 内から外部へ透過する音が多い場合、共鳴器 4 の外部騒音を増大させる。防音カバー 5 がない場合、消音器 3 の外部に直接騒音が放射される。

本実施の形態においては、防音カバー 5 が設けられている。これにより共鳴器 4 の外部騒音を防止する原理について以下に説明する。

図 3 に示すように、共鳴器 4 と防音カバー 5 とは、距離 d_1 、 d_2 で離れた二重壁を構成する。ここで、 $d = d_1 = d_2$ として、さらに共鳴器 4 及び防音カバー 5 の材質の密度 m_1 と板厚 t が同じ場合、すなわち面積あたりの密度である面密度 m_2 が等しい場合、二重壁に入射角度 θ で入射する平面音波に対する遮音量を表す透過損失 TL は次式で与えられる。

40

【0021】

【数 3】

$$TL = 10 \log \left\{ 1 + 4A^2 \cos^2 \theta (\cos \beta - A \cos \theta \cdot \sin \beta)^2 \right\} \quad \dots \quad (3)$$

【0022】

ここで、

$A = 2 f m_2 / 2 c$ 、

$= k d c o s$ 、

50

k : 波長定数 $k = 2\pi f / c$ 、
 ρ : 空気の密度、

である。また、単一壁に平面音波が垂直入射する場合の透過損失 TL_0 は次式で表される。

【 0 0 2 3 】

【 数 4 】

$$TL_0 = 10 \log \left\{ 1 + \left(\frac{\pi f m_2}{\rho c} \right)^2 \right\} \dots \quad (4)$$

【 0 0 2 4 】

10

図 6 は、平面音波が壁に垂直入射する場合の透過損失の周波数変化を表した図である。平面音波が壁に垂直入射する場合とは、音の入射角度 $\theta = 0$ の場合であり、音波の周波数 f に対する式 (3) と式 (4) で表される透過損失の変化を表した図である。なお、単一壁の面密度は、二重壁の壁一枚当たりの面密度の 2 倍として式に当てはめて表した結果を表した図である。

f_r は、消音構造 16 を構成する二重壁の二つの壁面 (防音カバー 5 及び共鳴器 4 の壁) を質量とし、壁面間 (膨張部 6) の空気をばねとした振動系の固有振動数を表し、次式で表される。

【 0 0 2 5 】

【 数 5 】

20

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2\rho c^2}{m_2 d}} \dots \quad (5)$$

f_{cm} は、二つの壁面のコインシデンス限界周波数の低い方を表し、平板の場合は次式で表される。

【 0 0 2 6 】

【 数 6 】

$$f_{cm} = \frac{c^2}{2\pi t} \sqrt{\frac{12\rho_m}{E}} \dots \quad (6)$$

30

【 0 0 2 7 】

ここで、

t : 板厚、

E : ヤング率、

である。

コインシデンス限界周波数とは、コインシデンス効果がおこる最低周波数である。コインシデンス効果とは、壁面に音が入射する際に強制的におこる曲げ波の伝搬速度が壁面の自由曲げ波の伝搬速度に等しくなるときに、音の透過損失が大きく低下する現象のことである。

図 6 より、音の周波数が $2f_r$ から $1/3f_{cm}$ の範囲では、1 オクターブ (ある周波数から、その周波数の 2 倍となる周波数まで) あたりの透過損失が、二重壁では +12 dB、単一壁では +6 dB であり、二重壁の方が単一壁よりも大きな透過損失が得られることがわかる。二重壁の場合の、 $2f_r$ から $1/3f_{cm}$ の範囲における透過損失 TL は、次式で与えられる。

40

【 0 0 2 8 】

【 数 7 】

$$TL = 10 \log \left\{ 1 + \left(\frac{\pi f m_2}{\rho c} \right)^2 \right\} + 6 + 40 \log \left(\frac{f}{2f_r} \right) \dots \quad (7)$$

【 0 0 2 9 】

50

共鳴器 4 で消音する騒音の周波数が f_0 となった時に、共鳴器 4 は、最も消音効果を発揮するが、そのときに共鳴器 4 内では音圧が増幅する。共鳴器 4 の壁と防音カバー 5 の壁により構成された二重壁により、共鳴器 4 内で増幅した音圧を外部へ出さないように遮音する必要がある。

式 (7) によれば、騒音の周波数 $f = f_0$ となった時に、二重壁 (防音カバー 5 及び共鳴器 4 の壁) の対向する二つの壁面を質量とし壁面間 (膨張部 6) の空気をばねとした振動系の固有振動数 f_r が f_0 の半分以下となるようにすると、式 (7) の項である、 $40 \log(f / 2f_r)$ が正の値をとり、さらに f_r が小さくなるほど透過損失 TL は大きい値をとる。つまり、共鳴器 4 の消音効果が最も高い周波数領域で、共鳴器 4 から外部へ出る外部騒音を抑えることができる。

10

なお、二重壁 (防音カバー 5 及び共鳴器 4 の壁) の対向する二つの壁面を質量とし壁面間 (膨張部 6) の空気をばねとした振動系の固有振動数 f_r が現実的に取り得る下限値は、消音器 3 の重量を増加させずかつ騒音の透過損失を低下させないという条件のもと、防音カバー 5 により増加する重量と式 (4) と式 (7) との関係から下限値が定まる。その下限値は、基本となる消音器の材料、形状及び寸法によっても異なるが、100 Hz ~ 200 Hz 程度となる。

【0030】

ただし、 $kd \gg 1$ となる高周波数領域では、式 (3) の $\cos - A \cos s$ $i n$ の値が 0 となり、透過損失が大きく低下する場合の解は近似的に $= j$ (j は正の整数) となる。この透過損失が大きく低下する場合の最低周波数は次式で求められる。

20

【0031】

【数 8】

$$f_1 = \frac{c}{2d} \quad \dots \quad (8)$$

【0032】

式 (8) によると、消音器 3 が使用される騒音の周波数範囲を f_1 以下とするのがよい。

ここで、消音器が消音機能を発揮する周波数範囲を、消音器の主たる消音周波数と呼ぶことにする。例えば、共鳴型消音器であれば、固有振動数 $f_0 \pm 100$ Hz の範囲内を主たる消音周波数と呼ぶ。また、例えば、膨張型消音器であれば、その消音器の透過損失が最高値から -6 dB までの透過損失をとる周波数の領域を消音周波数と呼ぶ。

30

消音器 3 の共鳴器 4 の消音周波数を、所定の値より小さくすることにより、高周波数領域での防音カバー 5 の音の透過損失が低下する領域を避けることができ、消音器 3 の性能の低下を防ぐことができる。所定の値とは、式 (8) に示すように、ダクト 7 内音速 c を共鳴器 4 から防音カバー 5 までの距離 d の 2 倍で除算した値である。

主たる消音周波数が上記の所定の値を超える場合、つまり、所定の値を超える周波数の騒音が発生する送風機 1 について消音器 3 が用いられた場合は、高周波数の騒音に対して遮音する性能が低下する。

送風機 1 においては、人間が騒音を感じないようにするため、消音器 3 を構成する共鳴器 4 及び消音構造 16 の主たる消音周波数は、人間の聴感特性を考慮し、例えば 500 Hz から 1800 Hz をカバーするように設定される。つまり、例えば $f_1 > 1800$ Hz になるように消音器 3 の d の値を設定すれば高周波数騒音に対する遮音性能は十分であると判断できる。また、主たる消音周波数が現実に取り得る下限値については、消音器 3 の重量を増加させずかつ騒音の透過損失を低下させないという条件のもと、防音カバー 5 により増加する重量及び膨張部 6 の流路方向長さから定まる。その下限値は、基本となる消音器の材料、形状及び寸法によっても異なるが、200 Hz 程度である。主たる消音周波数は、送風機 1 の設置される環境等により、適宜設定すればよい。

40

【0033】

(消音構造 16 を膨張型消音器とした場合の遮音について)

50

図3に示すように、ダクト7、共鳴器4、及び共鳴器4を覆う防音カバー5から構成される消音構造16に、ダクト7との膨張部開口9を2か所設けることで、膨張型消音器が構成される。膨張型消音器は、流路の断面積の変化により生じる音の反射を利用して消音する。

消音構造16において、膨張部6が2か所の膨張部開口9でダクト7に結合している場合、消音構造16は、膨張部6に管を挿入して構成される挿入管形の膨張型消音器と等価的に扱うことができる。

【0034】

図7は、本実施の形態に係る消音構造16と等価な膨張型消音器の図である。

消音構造30及び消音構造300は、本実施の形態における消音構造16の等価モデルである。

断面積 S_a の管70が通っている断面積 S_b の膨張部60と、管70が2か所の開口部で膨張部に結合している消音構造30を、挿入管形の膨張型消音器に置き換えた場合の消音構造300を表す。管70の断面積 S_a 及び膨張部60の断面積 S_b で、置き換えた消音構造300の膨張部600の等価断面積 $S_b^2 / (S_a + S_b)$ を表し、開口部90の上流側端の位置が挿入管13の挿入部分の先端の位置と等価になり、開口部91の下流側端の位置が挿入管14の挿入部分の先端の位置と等価になる。挿入管13及び挿入管14の長さにより、挿入管形の膨張型消音器による消音構造300の透過損失 R_2 の周波数特性を調整することができる。ここでは、図3に示すように膨張部開口9aの上流側端を防音カバー5の垂直面15aと同じ位置、膨張部開口9bの下流側端を防音カバー5の垂直面15bと同じ位置にすることで、挿入管形の膨張型消音器による消音構造300の挿入管部分が無いものとして扱うことができる。

この時、図3に示す消音構造16が膨張型消音器として作用する場合の透過損失 R_2 は次式で表される。

【0035】

【数9】

$$R_2 = 10 \log \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kl_2) \right\} \dots \quad (9)$$

【0036】

ここで、

m : 膨張比 $m = S_2^2 / (S_0 + S_2) / S_0$ 、

l_2 : 膨張部6の流路方向の長さ、

を表す。

式(9)は、 $\sin(kl_2) = 0$ の場合、最も音の透過損失 R_2 が低下し、その周波数 f_i は次の式で表される。

【0037】

【数10】

$$f_i = i \frac{c}{2l_2} \quad (i=1,2,\dots) \dots \quad (10)$$

【0038】

ただし、式(9)が成り立つのは、音が平面波で伝播する場合であり、音の波長に対して膨張部6の流路垂直方向断面の寸法が短いことが条件である。

膨張部6の流路垂直方向断面の最も大きい寸法は、図5のLで示した長さであり、ダクト7の板厚を無視すると、式(9)が成立する上限周波数 f_{lim} は次式で表される。

【0039】

【数 1 1】

$$f_{\text{lim}} = \frac{1.22c}{L} = \frac{1.22c}{2\sqrt{\left(\frac{\phi_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{\phi_0}{2}\right)^2}} \quad \dots \quad (11)$$

【0040】

式(11)によれば、上限周波数 f_{lim} が、騒音を低減したい周波数領域を納めるように設定されることにより、消音構造16を膨張型消音器として作用させることができる。つまり、膨張部6の流路垂直方向断面の最も大きい寸法 L を調整して、消音構造16を膨張型消音器として作用させることができる。これにより、消音器3は、共鳴器4により

10

【0041】

また、式(10)によれば、消音構造16が膨張型消音器として作用する場合の音の透過損失は、周波数 f_i ($i = 1, 2, \dots$) を満たす周波数において透過損失 R_2 が低下する。よって、消音器3を構成する共鳴器4の消音周波数 (= 固有振動数) f_0 の値と式(10)で求められる周波数 f_i の値とを略同一にすることにより、共鳴器4が消音効果の高い周波数領域以外を消音構造16により消音することができる。つまり、消音構造16の膨張部6の流路方向の長さ l_2 を調整することにより、共鳴器4が消音効果の高い周波数領域以外を消音構造16により消音することができる。

20

なお、 f_0 の値と f_i の値とを略同一にする場合、現実的には設計上のばらつきがあるため、 f_0 の値と f_i の値は、ずれる場合がある。膨張型消音器の透過損失 R_2 が低下する周波数の範囲を考慮すると、 f_0 は、 $c / 2l_2 \pm 50 \text{ Hz}$ の範囲に入っていれば、実用上十分な消音効果が得られる。

【0042】

(具体的な数値による消音器の構成例と消音効果)

以上で説明した数式より、共鳴型消音器および膨張型消音器の音の透過損失の周波数特性が算出できる。

ここで、本実施の形態に係る実際の構成例を示す。ダクト7の内径 $\phi_0 = 100 \text{ mm}$ 、共鳴器4の内径 $\phi_1 = 150 \text{ mm}$ 、防音カバー5の内径 $\phi_2 = 250 \text{ mm}$ 、共鳴器4の長さ $l_1 = 50 \text{ mm}$ 、共鳴器4から防音カバー5までの距離 $d_1 = d_2 = 50 \text{ mm}$ 、共鳴器開口部8半径 $a = 14 \text{ mm}$ 、共鳴器開口部8の個数 $n = 8$ 、ダクト7の板厚すなわち共鳴器開口部8の深さ $t_0 = 1.2 \text{ mm}$ 、音速 $c = 340.31 \text{ m/s}$ 、空気の密度 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ とする。共鳴器開口部8は、ダクト7の周方向に4つを、共鳴器4内の空間を等分する2か所に配置する。

30

共鳴器4の材料を、従来の防音カバー5がない場合を鉄として密度 $\rho_{m1} = 7870 \text{ kg/m}^3$ 、ヤング率 $E_1 = 2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、防音カバー5がある場合、共鳴器4と防音カバー5の材料をポリプロピレンとして、密度 $\rho_{m2} = 946 \text{ kg/m}^3$ 、ヤング率 $E_2 = 1.50 \times 10^9 \text{ Pa}$ とする。防音カバー5がない単一壁の従来タイプの消音器、つまり防音カバー5がない場合の共鳴器4の基準板厚 $t_1 = 1.2 \text{ mm}$ とする。防音カバー5を取り付けた場合に同重量となるようにすると、本発明の共鳴器4および防音カバー5の板厚は $t_2 = 1.8 \text{ mm}$ となる。

40

【0043】

(共鳴器4、消音構造16及び二重壁の消音周波数領域)

この時の二重壁の固有振動数は、式(5)より $f_r = 291 \text{ Hz}$ 、コインシデンス限界周波数は式(6)より $f_{cm} = 10234 \text{ Hz}$ 、高周波領域で音の透過損失が低下する最低周波数は式(8)より $f_1 = 3403 \text{ Hz}$ となる。

また、共鳴器4の固有振動数は式(1)より $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ になる。

また、式(10)で表される膨張型消音器の音の透過損失 R_2 が最も低下する周波数 f

50

f_i のうち、最も低い周波数は $f_i = 1134 \text{ Hz}$ 、防音カバー 5 と共鳴器 4 とで形成される消音構造 16 が膨張型消音器として機能し透過損失 R_2 が得られるための上限周波数 f_{lim} は式 (11) より、 $f_{lim} = 1812 \text{ Hz}$ となる。

【0044】

(二重壁による共鳴器 4 の外部騒音の遮音効果)

上記で算出された、共鳴器 4 の固有振動数 $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ の音の、 $t_1 = 1.2 \text{ mm}$ 、 $\rho_{m1} = 7870 \text{ kg/m}^3$ の単一壁に対する垂直透過損失は、(4) 式より、 $TL_0 = 38.2 \text{ dB}$ である。

一方、 $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ の音の、 $t_2 = 1.8 \text{ mm}$ 、 $\rho_{m2} = 946 \text{ kg/m}^3$ の二重壁に対する垂直透過損失は、(7) 式より、 $TL = 40.7 \text{ dB}$ となる。これより、共鳴器 4 の内部音圧の増加が問題となる固有振動数 f_0 において、防音カバー 5 がない単一壁の従来消音器と同重量となるように構成された二重壁の消音器 3 は、従来消音器 (単一壁の消音器) と同等以上に遮音することができる。また、この時、本発明においては共鳴器 4 および防音カバー 5 を鉄ではなくポリプロピレンとしており、このように樹脂材料とすることで射出成型で製作することができるので、量産性が向上する。

【0045】

(共鳴器 4 と消音構造 16 の消音効果)

(2) 式と (9) 式より、共鳴型消音器と膨張型消音器の透過損失を算出できる。

図 8 は、実施の形態 1 に係る消音器 3 の透過損失と、従来の共鳴器 4 のみの透過損失と、消音構造 16 のみの透過損失を比較した図である。

曲線 100 は、本実施の形態に係る実際の構成例の共鳴型消音器と膨張型消音器とを組み合わせた消音器 (共鳴器 4 と消音構造 16 で構成された消音器) の透過損失を表したものである。曲線 101 は、従来技術である共鳴型消音器のみで構成された消音器 (従来の共鳴器 4 のみの消音器) の透過損失を表したものである。曲線 102 は、膨張型消音器のみで構成された消音器 (本実施の形態の消音構造 16 のみで構成された消音器) の透過損失を表したものである。曲線 100 は、曲線 101 と曲線 102 とを合成された (和をとった) ものに相当する。なお図 8 で示した各曲線のとる値は、上記の本実施の形態の構成例における各要素の値から計算したものである。

【0046】

従来の共鳴器 4 のみの透過損失の場合、固有振動数 $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ を中心として $\pm 200 \text{ Hz}$ の間に消音効果が集中しており、広帯域騒音を低減するには十分でない。ここに、消音構造 16 の透過損失を加えることで、上限周波数 $f_{lim} = 1812 \text{ Hz}$ であり、それ以上の周波数では実際の消音効果は低下するものの、対象とする 500 Hz から 1800 Hz において大きな消音効果を得ることができる。このように、共鳴型消音器と膨張型消音器を組み合わせることで、顕著な消音効果が得られる。

【0047】

上記の本実施の形態に係る構成例より、高周波領域で音の透過損失が低下する最低周波数は、式 (8) より $f_1 = 3403 \text{ Hz}$ であった。本実施の形態に係る消音器 3 が使用される騒音の周波数範囲は、人の聴感特性から 500 Hz から 1800 Hz である。本実施の形態の構成例においては、消音器 3 の主たる消音周波数は、 $f_1 = 3403 \text{ Hz}$ より小さくなっており、高周波数領域で音の透過損失が低下する領域を避けることができ、高周波数騒音に対する消音性能の低下を防ぐことができる。

【0048】

上記の本実施の形態に係る構成例より、(10) 式から、膨張型消音器を構成する消音構造 16 の透過損失 R_2 が最も低下する周波数は、 $f_i = 1134 \text{ Hz}$ である。一方、共鳴器 4 の固有振動数は $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ である。 f_0 の値と f_i の値がほぼ同じ値をとっているということは、膨張型消音器を構成する消音構造 16 の消音効果が最も少ない周波数領域において、共鳴器 4 の消音効果が最も高いということであり、本実施の形態に係るこの構成例においては、共鳴器 4 と消音構造 16 が互いに消音効果を補うことができ、広い周波数帯域で消音効果を得ることができる。

10

20

30

40

50

【0049】

実施の形態 2 .

本実施の形態においては、実施の形態 1 では膨張型消音器として作用させていた膨張部 6 を、共鳴型消音器として作用させる構成について述べる。

図 9 は、実施の形態 2 における消音器 3 の構成図である。

図 9 に示すように共鳴器 4 と共鳴器 4 を覆う防音カバー 5 とによって構成される空間である膨張部 6 を、仕切り板 1 2 を追加することにより共鳴部 1 0 a 及び共鳴部 1 0 b を構成し、共鳴型消音器として作用する消音構造 1 6 にしてもよい。この時、共鳴部 1 0 の消音周波数を共鳴器 4 の消音周波数よりも高い周波数とする。共鳴部 1 0 の消音周波数は、式 (1) を用いて共鳴部開口部 1 1 の大きさと数、共鳴部 1 0 の体積を設計すればよい。共鳴部 1 0 の消音周波数を高くするために、例えば体積を小さくするように、仕切り板 1 2 を用いて調整を行う。

10

【0050】

ここで、本実施の形態に係る実際の構成例を示す。

共鳴器 4 及び防音カバー 5 に係る寸法については、実施の形態 1 に係る構成例と同一である。共鳴部 1 0 に関連する寸法が、実施の形態 1 に係る実際の構成例と異なる部分である。

ダクト 7 の内径 $d_0 = 100 \text{ mm}$ 、共鳴器 4 の内径 $d_1 = 150 \text{ mm}$ 、防音カバー 5 の内径 $d_2 = 250 \text{ mm}$ 、共鳴器 4 の長さ $l_1 = 50 \text{ mm}$ 、共鳴器 4 から防音カバー 5 までの距離 $d_1 = d_2 = 50 \text{ mm}$ 、共鳴器開口部 8 半径 $a = 14 \text{ mm}$ 、共鳴器開口部 8 の個数 $n = 8$ 、ダクト 7 の板厚すなわち共鳴器開口部 8 の深さ $t_0 = 1.2 \text{ mm}$ 、音速 $c = 340.31 \text{ m/s}$ 、空気の密度 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ とする。共鳴器開口部 8 は、ダクト 7 の周方向に 4 つを、共鳴器 4 内の空間を等分する 2 か所に配置する。共鳴器 4 および防音カバー 5 の板厚は $t_2 = 1.8 \text{ mm}$ とする。共鳴部開口部 1 1 は、共鳴部 1 0 a に 4 つ、共鳴部 1 0 b に 4 つ設け、ダクト 7 の周方向に等分して配置されている。

20

【0051】

共鳴器 4 の固有振動数は式 (1) より $f_0 = 1127 \text{ Hz}$ になる。

一方、共鳴部 1 0 a の固有振動数は $f_{0a} = 1509 \text{ Hz}$ となり、共鳴部 1 0 b の固有振動数も同一の値となる。

本実施の形態に係る実際の構成例のように消音器 3 を構成することにより、異なる固有振動数をもつ複数の共鳴型消音器を有することになり、送風機 1 が複数の離散周波数騒音を発生するような場合には、有利となる。

30

【0052】

また、式 (4) で示したように、騒音の周波数が高くなるほど壁面の透過損失が大きくなるため、騒音の周波数が高い場合には、共鳴器 4、防音カバー 5 及び仕切り板 1 2 の面密度を小さくすることができる。これにより、消音器 3 としての重量及び材料の増加を抑えることができる。

【符号の説明】

【0053】

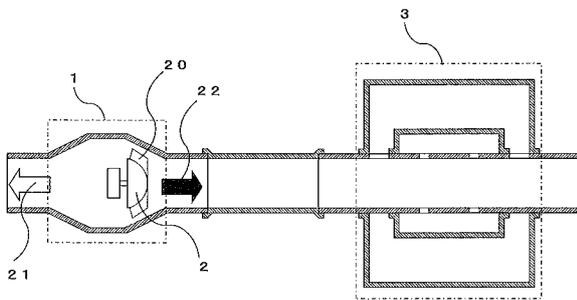
1 送風機、2 ファン、3 消音器、4 共鳴器、5 防音カバー、6 膨張部、7 ダクト、8 共鳴器開口部、9 膨張部開口、9 a 膨張部開口、9 b 膨張部開口、10 共鳴部、10 a 共鳴部、10 b 共鳴部、11 共鳴部開口部、12 仕切り板、13 挿入管、14 挿入管、15 a 垂直面、15 b 垂直面、16 消音構造、20 羽根、21 白矢印、22 矢印、30 消音構造、60 膨張部、70 管、90 開口部、91 開口部、100 (透過損失の) 曲線、101 (透過損失の) 曲線、102 (透過損失の) 曲線、300 消音構造、600 膨張部、 E_1 ヤング率、 E_2 ヤング率、 L 寸法、 R_1 透過損失、 R_2 透過損失、 S_a 断面積、 S_b 断面積、 TL 透過損失、 TL_0 透過損失、 a (共鳴器開口部 8 の) 半径、 c 音速、 d 距離、 d_1 距離、 d_2 距離、 f 周波数、 f_0 固有振動数、 f_i 周波数、 f_{im} 上限周波数、 f_r 固有振動数、 m_2 面密度、 n 個数、 t 板厚、 t_1 基準

40

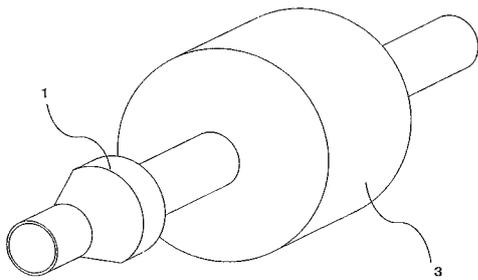
50

板厚、 θ 入射角度、 ρ 密度、 m 密度、 m_1 密度、 m_2 密度、 ϕ_0 内径、 ϕ_1 内径、 ϕ_2 内径。

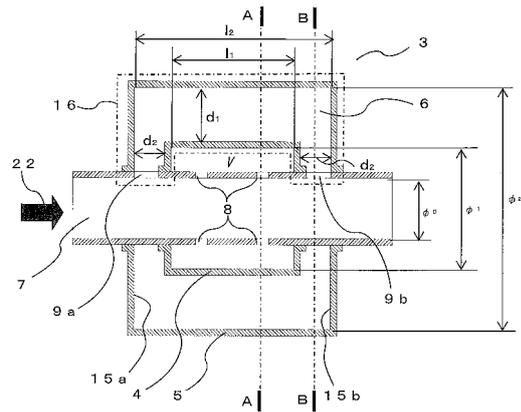
【图 1】



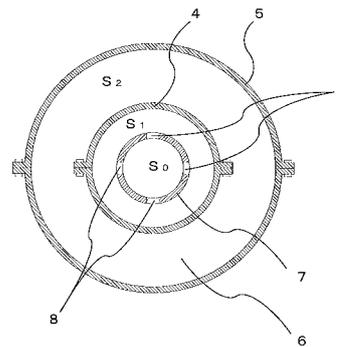
【图 2】



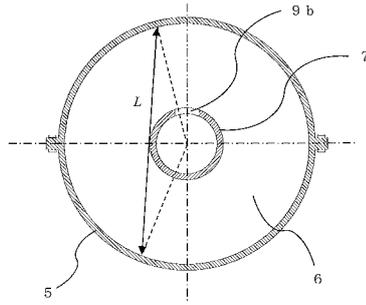
【图 3】



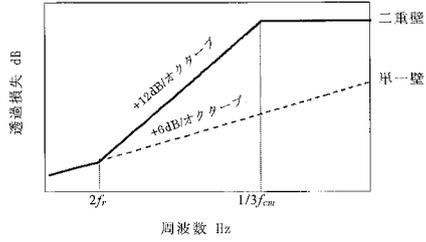
【图 4】



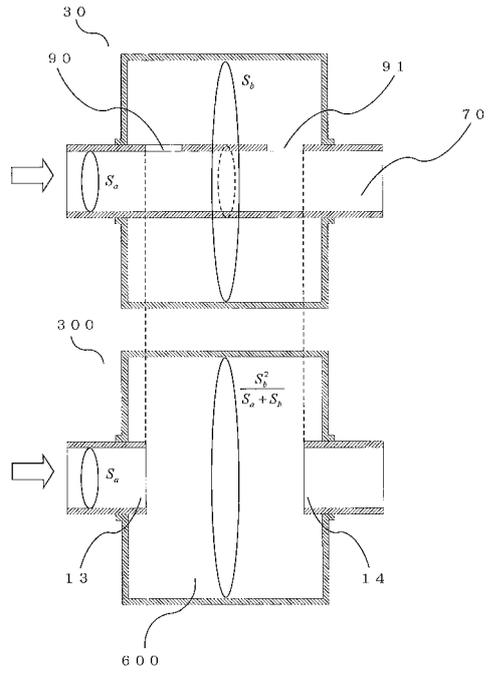
【図5】



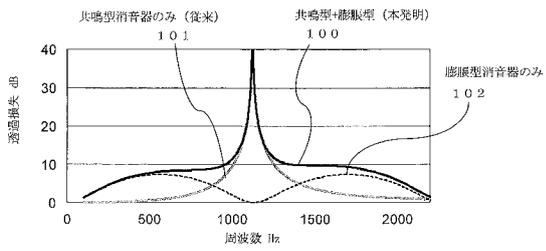
【図6】



【図7】



【図8】



【図9】

