(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2019年9月6日(06.09.2019)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2019/167795 A1

(51) 国際特許分類:
G10K 11/16 (2006.01)　*B32B 3/26* (2006.01)
B32B 1/00 (2006.01)　*G10K 11/172* (2006.01)

(21) 国際出願番号：　PCT/JP2019/006561

(22) 国際出願日：　2019年2月21日(21.02.2019)

(25) 国際出願の言語：　日本語

(26) 国際公開の言語：　日本語

(30) 優先権データ：
特願 2018-032949　2018年2月27日(27.02.2018)　JP

(71) 出願人: 富士フイルム株式会社(**FUJIFILM CORPORATION**) [JP/JP]; 〒1068620 東京都港区西麻布２丁目２６番３０号 Tokyo (JP).

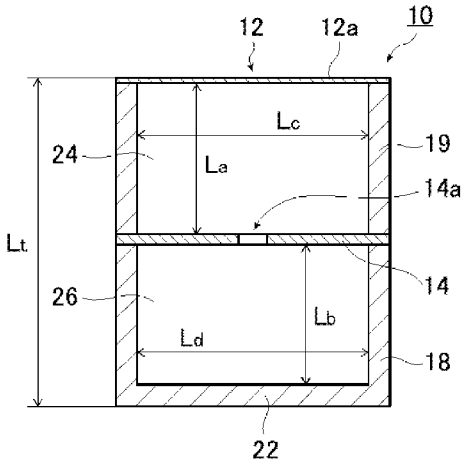
(72) 発明者: 白田 真也(**HAKUTA Shinya**); 〒2588577 神奈川県足柄上郡開成町牛島５７７番地 富士フイルム株式会社内 Kanagawa (JP). 山添 昇吾(**YAMAZOE Shogo**); 〒2588577 神奈川県足柄上郡開成町牛島５７７番地 富士フイルム株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 伊東 秀明, 外 (**ITOH Hideaki** et al.); 〒1010032 東京都千代田区岩本町２丁目３番３号 ザイマックス岩本町ビル６階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) **Title:** SOUNDPROOF STRUCTURE

(54) 発明の名称： 防音構造体



(57) **Abstract:** Provided is a soundproof structure that is small and lightweight and that can simultaneously remove high-frequency noises unique to a sound source at multiple frequencies. This soundproof structure has: a film-like member; a plate-like member which is disposed so as to face the film-like member and in which a through-hole is formed; and a support body that is composed of a rigid body and that supports the plate-like member and the film-like member. The film-like member is supported by the support body so as to be able to perform film vibration. A back surface space is formed between the film-like member and the plate-like member, and a first space is formed on the side of the plate-like member opposite to the back surface space. The film-like member, the support body, the plate-like member, and the back surface space constitute a first sound absorption part that absorbs sound by film vibration. The plate-like member, the support body, and the first space constitute a second sound absorption part that absorbs sound by Helmholtz resonance. In the first sound absorption part, $f_{m1}<f_{h1}$ is satisfied, where f_{m1} is the fundamental frequency of film vibration of the film-like member when the plate-like member is regarded as a rigid body in which no through-hole is formed and f_{h1} is the fundamental frequency of Helmholtz resonance of the second sound absorption part,.

WO 2019/167795 A1

［続葉有］

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

(57) 要約:小型軽量で、音源に固有の高い周波数の騒音を複数の周波数で同時に消音できる防音構造体を提供する。膜状部材と、膜状部材に対面して配置される、貫通孔が形成された板状部材と、剛体により構成され、板状部材および膜状部材を支持する支持体とを有し、膜状部材は支持体によって膜振動可能に支持されており、膜状部材と板状部材との間の背面空間と、板状部材を挟んで背面空間とは反対側に設けられた第一空間とを有し、膜状部材、支持体、板状部材および背面空間は、膜振動によって吸音する第一吸音部を構成し、板状部材、支持体および第一空間は、ヘルムホルツ共鳴によって吸音する第二吸音部を構成し、第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜状部材の膜振動の基本周波数をf_{ml}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{hl}とすると、$f_{ml} < f_{hl}$を満たす。

明　細　書

発明の名称 ： 防音構造体

技術分野

[0001] 本発明は、防音構造体に関する。

背景技術

[0002] 複写機等の各種電子機器、および、自動車に搭載される電子装置、住宅設備の電子機器、家電製品、ロボット等の各種移動体等は、多機能化および高性能化に伴って、これらを高い電圧および電流で駆動することが求められており、電気系の出力が大きくなっている。また、出力の増加とコンパクト化に伴い、冷却のために熱や風を制御する必要も大きくなりファン等も重要となっている。

電子機器等は、騒音の発生源となる電子回路、パワーエレクトロニクスおよび電気モーター等を有しており、電子回路、パワーエレクトロニクスおよび電気モーター等（以下、音源ともいう）は、それぞれ固有の周波数で大きな音量の音を発生する。電気系の出力を大きくすると、この周波数の音量がさらに大きくなるため騒音として問題となる。

例えば、電気モーターの場合には、回転数に応じた周波数の騒音（電磁騒音）が生じる。インバーターの場合には、キャリア周波数に応じた騒音（スイッチングノイズ）が生じる。ファンの場合には、回転数に応じた周波数の騒音が生じる。これらの騒音は近い周波数の音と比べて音量が大きくなる。

[0003] 一般に、消音手段として発泡ウレタンやフェルトなどの多孔質吸音体が多く用いられている。多孔質吸音体を用いた場合には、広い周波数で消音効果が得られる。そのため、ホワイトノイズのような周波数依存性のない騒音であれば好適な消音効果が得られる。

しかしながら、各種電子機器の音源は、それぞれ固有の周波数で大きな音量の音を発生する。特に、各種電子機器の高速化や大出力化で、固有の周波数の音が非常に高くなり大きくなる。

[0004] 発泡ウレタンやフェルトなどの通常の多孔質吸音体では広い周波数で消音するため、音源に固有の周波数の騒音を十分に消音できず、また固有の周波数の騒音のみを消音するわけではなく他の周波数も同様に低減させるために、他の周波数より卓越して固有の周波数が聴こえるという状況は変化しない。そのため、ホワイトノイズやピンクノイズのような周波数に対してブロードな騒音に対して、特定の周波数幅のみを大きな音として有し、単周波音のようになる狭周波数帯の騒音は人間が検知しやすく問題となる。よって、上述のような電子機器等が発する騒音の場合には、多孔質吸音体で騒音対策した後も、特定の周波数が他の周波数よりも相対的に聞こえやすくなってしまうという問題があった。

[0005] また、多孔質吸音体を用いて、より大きな音を小さくするためには、多量の多孔質吸音体を用いる必要がある。電子機器等は小型軽量化が求められる場合が多く、電子機器等の電子回路および電気モーター等の周辺に、多量の多孔質吸音体を配置するスペースを確保することは難しい。

[0006] 特定の周波数の音をより大きく消音する手段として、ヘルムホルツ共鳴を利用した消音手段、および、膜振動を利用した消音手段等が知られている。

[0007] 例えば、特許文献１には、貫通孔が形成された枠体と、貫通孔の一方の開口を覆う吸音材を有し、吸音材の第１の貯蔵弾性率Ｅ１が９．７×１０^{6}以上であり、第２の貯蔵弾性率Ｅ２が３４６以下である吸音体が記載されている。この吸音材は板状または膜状で音波が吸音体に入射すると、共振（膜振動）が生じて吸音することが記載されている（特許文献１の段落［０００９］、図１等）。

[0008] また、特許文献２には、開口部を有し、内部空間を形成する筐体と、開口部を塞いで内部空間を外部空間と隔てる板状又は膜状の振動体と、内部空間を複数の部分空間に分割する隔壁であって、ある部分空間から他の部分空間への気体の流通を許容する孔部を有する隔壁とを備える吸音構造が記載されている。この特許文献２に記載の吸音構造は、低音域で高い吸音効果を得ることができる構造である。

先行技術文献

特許文献

[0009] 特許文献1：特許第４８３２２４５号公報

特許文献2：特開２０１０－０９７１４５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0010] 各種電子機器のさらなる高速化や大出力化に伴い、上述した電子回路および電気モーター等が発生する騒音の周波数はより高い周波数となっている。

ヘルムホルツ共鳴を利用した消音手段は、基本振動モードによる吸音であるため、より高い周波数の音を消音するのが難しい。

[0011] 一方、膜振動を利用する消音手段で高い周波数の音を消音する場合には、膜の硬さ、および、膜の大きさ等を調整して膜振動の固有振動数を高くすることが考えられる。

しかしながら、本発明者らの検討によれば、膜振動を利用した消音手段において、膜の硬さや大きさ等を調整して膜振動の固有振動数を高くすると、高い周波数では吸音率が低くなることが分かった。

より詳しく説明すると、膜の硬さや大きさ等を変えたときの膜振動を利用して吸音する場合、基本振動モードの膜振動が主として吸音に寄与することになるが、基本振動モードの周波数が高くなるほど、音が膜によって反射されるために膜振動による吸音率が小さくなることが判明した。

[0012] また、電気モーターやインバーターをはじめとする電気機器等では、互いに周波数が異なる複数の音が発生することがある。このような場合には、吸音する周波数の異なる消音手段を複数用いることが考えられる。

しかしながら、電子機器等では消音手段の設置スペースが限られていることが多い。このため、複数の周波数の音を吸音する構造としては、各周波数別に消音手段を配置するのではなく、同じ設置スペースのままで各周波数の音を吸音可能な構造が求められている。

[0013] 特許文献２には、膜振動による消音とヘルムホルツ共鳴による消音とを組み合わせることが記載されている（特許文献２の段落［００５１］）。しかしながら、特許文献２に記載の吸音構造は、低音域で高い吸音効果を得るための構成であり、より高い周波数で、複数の周波数帯域の音を消音することは考慮されていない。

[0014] 本発明の課題は、上記従来技術の問題点を解消し、小型軽量で、音源に固有の高い周波数の騒音を複数の周波数で同時に消音できる防音構造体を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0015] 本発明者らは、上記課題を解決すべく鋭意検討した結果、膜状部材と、膜状部材の一方の面に対面して配置される、少なくとも１つの貫通孔が形成された板状部材と、剛体により構成され、板状部材および膜状部材を支持する支持体とを有し、膜状部材は支持体によって膜振動可能に支持されており、膜状部材と板状部材との間の背面空間と、板状部材を挟んで背面空間とは反対側に設けられた第一空間と、を有し、膜状部材、支持体、板状部材、および、背面空間は、膜振動によって吸音する第一吸音部を構成し、貫通孔を有する板状部材、支持体、および、第一空間は、ヘルムホルツ共鳴によって吸音する第二吸音部を構成し、第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜状部材の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1} < f_{h1}$を満たすことにより、上記課題を解決できることを見出し、本発明を完成させた。

[0016] ［１］ 膜状部材と、

膜状部材の一方の面に対面して配置される、少なくとも１つの貫通孔が形成された板状部材と、

剛体により構成され、板状部材および膜状部材を支持する支持体とを有し、

膜状部材は支持体によって膜振動可能に支持されており、

膜状部材と板状部材との間の背面空間と、

板状部材を挟んで背面空間とは反対側に設けられた第一空間と、を有し、

膜状部材、支持体、板状部材、および、背面空間は、膜振動によって吸音する第一吸音部を構成し、

貫通孔を有する板状部材、支持体、および、第一空間は、ヘルムホルツ共鳴によって吸音する第二吸音部を構成し、

第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜状部材の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1}<f_{h1}$を満たす防音構造体。

［２］　膜状部材の振動の、１ｋＨｚ以上に存在する少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い［１］に記載の防音構造体。

［３］　膜状部材のヤング率をＥ（Ｐａ）とし、厚みをｔ（ｍ）とし、背面空間の厚みをｄ（ｍ）とし、膜状部材が振動する領域の円相当直径をΦ（ｍ）とすると、

膜状部材の硬さ$E\times t^3$（Ｐａ・m^3）が、$21.6\times d^{-1.25}\times \Phi^{4.15}$以下である［１］または［２］に記載の防音構造体。

［４］　膜状部材の硬さ$E\times t^3$（Ｐａ・m^3）が、2.49×10^{-7}以上である［３］に記載の防音構造体。

［５］　防音構造体が吸音可能な周波数帯域は、複数存在し、

防音構造体が吸音可能な複数の周波数帯域の中には、

膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音する低周波側吸音領域と、

膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音する高周波側吸音領域が存在する［１］～［４］のいずれか一項に記載の防音構造体。

［６］　支持体は、筒状の外側枠体と、

開口部を有する内側枠体と、を備え、

膜状部材、外側枠体、板状部材、および、内側枠体の順に積層され、

膜状部材は、外側枠体の一方の開口面に固定され、

板状部材は、内側枠体の開口部が形成された開口面に固定され、

背面空間は、膜状部材、外側枠体、および、板状部材に囲まれた空間であり、

第一空間は、板状部材と内側枠体とに囲まれた空間である［１］～［５］のいずれかに記載の防音構造体。

［７］　第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}と第一吸音部の膜振動の基本周波数f_{m1}とが１．３×f_{m1}≦f_{h1}≦１２×f_{m1}を満たす［１］～［６］のいずれかに記載の防音構造体。

［８］　第一空間及び背面空間のそれぞれの厚みが１０ｍｍ以下である［１］～［７］のいずれかに記載の防音構造体。

［９］　防音構造体の合計厚みが１０ｍｍ以下である［１］～［８］のいずれかに記載の防音構造体。

［１０］　膜状部材の厚みが１００μｍ以下である［１］～［９］のいずれかに記載の防音構造体。

［１１］　支持体もしくは底面の少なくとも一方に貫通孔を有する［１］～［１０］のいずれかに記載の防音構造体。

［１２］　膜状部材には、貫通孔が形成されている［１］～［１１］のいずれかに記載の防音構造体。

［１３］　さらに、膜状部材の板状部材側とは反対側の面側に、１以上の第二の膜状部材を有する［１］～［１２］のいずれかに記載の防音構造体。

［１４］　第二の膜状部材のすべてに貫通孔が形成されている［１３］に記載の防音構造体。

［１５］　さらに、板状部材の膜状部材側とは反対側の面側に、少なくとも１つの貫通孔を有する第二の板状部材を１枚以上有する［１］～［１４］のいずれかに記載の防音構造体。

［１６］　さらに、背面空間の少なくとも一部に配置された多孔質吸音体を有する［１］～［１５］のいずれかに記載の防音構造体。

［１７］　板状部材の貫通孔を覆うメッシュ部材を有する［１］～［１６］のいずれかに記載の防音構造体。

［１８］　吸音対象とする音源に対して、膜状部材、貫通孔を有する板状部材の順になる向きに配置される［１］～［１７］のいずれかに記載の防音構造体。

発明の効果

[0017]　本発明によれば、小型軽量で、音源に固有の高い周波数の騒音を複数の周波数で同時に消音できる防音構造体を提供することができる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明の防音構造体の一例を模式的に示す斜視図である。

[図2]本発明の防音構造体の一例の分解図である。

[図3]図１のＩ－Ｉ線断面図である。

[図4]基本振動モードの周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図5]ピーク周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図6]背面空間の厚みとピーク周波数との関係を表すグラフである。

[図7]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図8]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図9]防音構造体内の音圧の分布を示す図である。

[図10]防音構造体内の音圧の分布を示す図である。

[図11]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図12]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図13]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図14]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図15]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図16]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図17]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図18]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図19]貫通孔径と吸音率との関係を表すグラフである。

[図20]貫通孔径と吸音周波数との関係を表すグラフである。

[図21]貫通孔径と吸音周波数との関係を表すグラフである。

[図22]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図23]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図24]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図25]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図26]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図27]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図28]本発明の防音構造体の他の一例を模式的に示す断面図である。

[図29]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図30]貫通孔径と吸音ピーク周波数との関係を表すグラフである。

[図31]貫通孔径とピーク吸音率との関係を表すグラフである。

[図32]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図33]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図34]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図35]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図36]周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図37]膜のヤング率と周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図38]膜のヤング率と周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図39]膜のヤング率と周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図40]背面距離とヤング率とをパラメータとして、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる条件を表すグラフである。

[図41]背面距離と膜の硬さとをパラメータとして、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる条件を表すグラフである。

[図42]枠直径と膜の硬さとをパラメータとして、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる条件を表すグラフであ

る。

[図43]枠直径と膜の硬さとをパラメータとして、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる条件を表すグラフである。

[図44]膜のヤング率と周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図45]膜のヤング率と周波数と吸音率との関係を表すグラフである。

[図46]背面距離と吸音ピーク周波数との関係を表すグラフである。

[図47]背面距離と吸音ピーク周波数との関係を表すグラフである。

[図48]ヤング率と最大吸音率との関係を表すグラフである。

[図49]ヤング率と吸音率との関係を表すグラフである。

[図50]ヤング率と吸音率との関係を表すグラフである。

[図51]係数ａと吸音倍率との関係を表すグラフである。

発明を実施するための形態

[0019] 以下、本発明の防音構造体について詳細に説明する。

以下に記載する構成要件の説明は、本発明の代表的な実施態様に基づいてなされることがあるが、本発明は、そのような実施態様に限定されるものではない。すなわち、以下では、本発明の防音構造体についての種々の実施形態を挙げて説明するが、本発明は、これらの実施形態に限定されるものではなく、また、本発明の主旨を逸脱しない範囲において、種々の改良又は変更をしてもよいのは勿論である。

[0020] なお、本明細書において、「～」を用いて表される数値範囲は、「～」の前後に記載される数値を下限値および上限値として含む範囲を意味する。

また、本明細書において、例えば、「４５°」、「平行」、「垂直」あるいは「直交」等の角度は、特に断る場合を除き、厳密な角度との差異が５度未満の範囲内であることを意味する。厳密な角度との差異は、４度未満であることが好ましく、３度未満であることがより好ましい。

また、本明細書において、「同じ」、「同一」は、技術分野で一般的に許容される誤差範囲を含むものとする。

また、本明細書において、「全部」、「いずれも」または「全面」などというとき、１００％である場合のほか、技術分野で一般的に許容される誤差範囲を含み、例えば９９％以上、９５％以上、または９０％以上である場合を含むものとする。

[0021] なお、以下の説明中、「厚み」とは、後述する板状部材および膜状部材が並ぶ方向（以下、厚み方向）における長さを意味する。また、以下の説明中の「外側」及び「内側」は、厚み方向において互いに反対側に位置し、「外側」は、より音源に近い側、すなわち、音源から発せられた音が防音構造体内に進入する際に通過する側を意味する。反対に、「内側」は、より音源から離れている側、すなわち、防音構造体内に進入した音が向かっていく側を意味する。

[0022] ＜＜防音構造体＞＞

本発明の防音構造体は、

膜状部材と、

前記膜状部材の一方の面に対面して配置される、少なくとも１つの貫通孔が形成された板状部材と、

剛体により構成され、板状部材および膜状部材を支持する支持体とを有し、

膜状部材は支持体によって膜振動可能に支持されており、

膜状部材と板状部材との間の背面空間と、

板状部材を挟んで背面空間とは反対側に設けられた第一空間と、を有し、

膜状部材、支持体、板状部材、および、背面空間は、膜振動によって吸音する第一吸音部を構成し、

貫通孔を有する板状部材、支持体、および、第一空間は、ヘルムホルツ共鳴によって吸音する第二吸音部を構成し、

第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜状部材の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1} < f_{h1}$を満たす防音構造体である。

ここで、板状部材および膜状部材は、互いに離間した状態で、膜状部材（板状部材）の表面の法線方向が揃うように重ねられている。支持体は、剛体により構成され、板状部材および膜状部材を所定の位置関係で支持すると共に、膜状部材を膜振動可能に支持している。

[0023] 本発明の防音構造体は、各種の電子機器、および、輸送機器等が発生する音を消音する消音手段として好適に用いることができる。

電子機器としては、空調機（エアコン）、エアコン室外機、給湯器、換気扇、冷蔵庫、掃除機、空気清浄機、扇風機、食洗機、電子レンジ、洗濯機、テレビ、携帯電話、スマートフォン、プリンター等の家庭用電気機器；複写機、プロジェクター、デスクトップＰＣ（パーソナルコンピューター）、ノートＰＣ、モニター、シュレッダー等のオフィス機器、サーバー、スーパーコンピューター等の大電力を使用するコンピューター機器、恒温槽、環境試験機、乾燥機、超音波洗浄機、遠心分離機、洗浄機、スピンコーター、バーコーター、搬送機などの科学実験機器が挙げられる。

輸送機器としては、自動車、バイク、電車、飛行機、船舶、自転車（特に電気自転車）、パーソナルモビリティー等が挙げられる。

移動体としては、民生用ロボット（掃除用途、愛玩用途や案内用途などのコミュニケーション用途、自動車椅子等の移動補助用途など）や工業用ロボット等が挙げられる。

また、使用者への通知や警告を発する意味で、特定の少なくとも一つ以上の単周波音を通知音、警告音として発するように設定された機器にも用いることができる。また、金属体や機械がそのサイズに応じた周波数にて共振振動したとき、それに起因して比較的大きな音量で発せられる少なくとも一つ以上の単周波音が騒音として問題となるが、このような騒音に対しても本発明の防音構造体は適用可能である。

また、上述した機器が入っている部屋、工場、および、車庫等にも本発明の防音構造体が適用可能である。

[0024] 本願発明の防音構造体が消音対象とする音の音源の一例としては、上記の

各種機器が有する、インバーター、パワーサプライ、昇圧器、大容量コンデンサー、セラミックコンデンサー、インダクタ、コイル、スイッチング電源、トランス等の電気制御装置を含む電子部品またはパワーエレクトロニクス部品や電気モーター、ファン等の回転部品やギア、アクチュエータによる移動機構等の機械部品、金属棒等の金属体が挙げられる。

音源が、インバーター等の電子部品の場合には、キャリア周波数に応じた音（スイッチングノイズ）を発生する。

音源が、電気モーターの場合には、回転数に応じた周波数の音（電磁騒音）を発生する。

音源が、金属体の場合には、共振振動モード（１次共鳴モード）に応じた周波数の音（単周波数騒音）を発生する。

すなわち、音源はそれぞれ、音源に固有の周波数の音を発生する。

[0025] 固有の周波数を有する音源は、特定周波数を発振するような物理的もしくは電気的メカニズムを有する場合が多い。例えば、回転系（ファン、モーター等）はその回転数およびその倍数がそのまま音として発せられる。具体的には、例えば軸流ファンの場合は羽枚数とその回転速度に応じて決定される基本周波数と、その整数倍の周波数において強いピーク音を発生する。モーターはその回転速度に応じたモードとその高次モードにおいて強いピーク音が発生する。

また、インバーター等の交流電気信号を受ける部分は、その交流の周波数に対応する音を発振する場合が多い。また、金属棒等の金属体では、そのサイズに応じた共振振動が生じ、その結果として単一周波数の音が強く発せられる。よって、回転系、交流回路系及び金属体は、音源に固有の周波数を有する音源といえる。

より一般的に、音源が固有の周波数を有するかは下記のような実験を行うことができる。

音源を無響室もしくは半無響室内、もしくはウレタン等の吸音体で囲んだ状況に配置する。周辺を吸音体とすることで、部屋や測定系の反射干渉によ

る影響を排除する。その上で、音源を鳴らし、離れた位置からマイクで測定を行い周波数情報を取得する。音源と測定系のサイズによりマイクとの距離は適宜選択できるが、３０ｃｍ程度以上離れて測定することが望ましい。

音源の周波数情報において、極大値をピークと呼び、その周波数をピーク周波数と呼ぶ。その極大値が周辺の周波数での音と比較して３ｄＢ以上大きい場合には、そのピーク周波数音が十分に人間に認識できるため、固有の周波数を有する音源といえる。５ｄＢ以上であればより認識でき、１０ｄＢ以上であればさらに認識できる。周辺の周波数との比較は、信号のノイズや揺らぎを除いて極小となるなかで最も近い周波数における極小値と、極大値の差分で評価する。

また、自然界に環境音としてよく存在するホワイトノイズやピンクノイズに対して、特定の周波数成分のみが強く鳴る音は目立ちやすく、不快な印象を与えるとされるため、それらの音を除去することは重要となる。

[0026] また、音源から発せられた音が、各種機器の筐体内で共鳴することで、この共鳴周波数、あるいは、その倍音の周波数の音量が大きくなる場合もある。あるいは、上記の各種機器が入っている部屋、工場、および、車庫等の中で音源から発せされた音が共鳴して、その共鳴周波数、あるいは、その倍音の周波数の音量が大きくなる場合もある。

他にもタイヤ内部の空間、および、スポーツ用途ボールの内部の空洞などによって共鳴が生じることで、振動が加えられたときに空洞共鳴やその高次振動モードに対応する音が大きく発振して生じる場合もある。

[0027] また、音源から発せられた音が、各種機器の筐体、あるいは筐体内に配置された部材等の機械的構造の共鳴周波数で発振されて、この共鳴周波数、あるいは、その倍音の周波数の音量が大きくなる場合もある。例えば、音源がファンの場合でも、機械的構造の共鳴によって、ファンの回転数よりも遥かに高い回転数で共振音が発生する場合がある。

本発明の構造は、騒音を発する電子部品あるいはモーターに直接取り付けることで用いることができる。また、ダクト部およびスリーブなどの通風部

に配置して透過音の消音に用いることもできる。また、開口のある箱体（各種電子機器を入れる箱や、部屋など）の壁部に取り付けて、箱体から放射して出てくる騒音に対する消音構造として用いることもできる。また、部屋の壁に取り付けて部屋内部の騒音を抑制するなどに用いることもできる。これに限定されずに用いることももちろん可能である。

[0028] ＜＜防音構造体の構成例＞＞

本発明の防音構造体の一例について、図１、図２及び図３を参照しながら説明する。

図１は、本発明の防音構造体の一例（以下、防音構造体１０）を示す模式的な斜視図である。図２は、防音構造体１０の分解図である。図３は、図１に図示した防音構造体１０のＩ－Ｉ線断面図である。

[0029] 防音構造体１０は、膜振動およびヘルムホルツ共鳴を利用して、吸音の機能を発現し、特定の周波数（周波数帯域）の音を選択的に消音するものである。

防音構造体１０は、図１～図３に示すように、膜状部材１２と、板状部材１４の一方の面に対面して配置される、貫通孔１４ａを有する板状部材１４と、板状部材１４と膜状部材１２とを支持する支持体１６と、を有する。また、板状部材１４と膜状部材１２との間には背面空間２４が形成されており、板状部材１４を挟んで背面空間２４の反対側には第一空間２６が形成されている。

[0030] 支持体１６は、複数の枠体によって構成されており、図１～図３に図示の防音構造体１０では、支持体１６は、二つの枠体である内側枠体１８及び外側枠体１９からなる。

外側枠体１９は、厚み方向に貫通する開口部４０を有する筒状の枠体である。外側枠体１９の一方の開口面４１には膜状部材１２が配置されており、他方の開口面４２には板状部材１４が配置されている。

内側枠体１８は、底壁２２を有する有底筒状の枠体である。内側枠体１８の開口面２１には板状部材１４が配置されている。すなわち、板状部材１４

は、外側枠体１９および内側枠体１８に挟まれて支持されている。

[0031] 内側枠体１８及び外側枠体１９は、剛体からなり、板状部材１４の縁部を固定して支持しており、また、膜状部材１２の縁部を固定して膜状部材１２を振動可能に支持している。

ここで、本発明において「剛体」とは、実質的に剛体とみなすことができるものである。具体的には、膜状部材１２の剛性よりも十分に大きい剛性であって、膜状部材１２が膜振動している間に振動せずに静止している物であり、膜状部材１２に対して圧倒的に厚みがあり、曲げ剛性が格段に高い物である。硬さが膜状部材１２に対して十分に大きければ、実質的に、音が入射した際の膜状部材１２の揺れに対して、剛体の揺れが無視できる。

[0032] なお、膜状部材１２の縁部は、固定端部であり、剛体である外側枠体１９に固定されているために振動しないことになる。膜状部材１２の縁部（すなわち、外側枠体１９）が振動しない（静止している）かどうかは、レーザー干渉を用いた測定によって確認することができる。具体的には、膜状部材１２の縁部の変位量が、膜状部材１２の振動する部分（膜部分１２ａ）の振幅の１／１００程度以下であれば剛体とみなす。変位量はヤング率（縦弾性係数）と断面二次モーメントの積に反比例する。断面二次モーメントは厚みの３乗と幅の１乗に比例する。そのため、ヤング率Ｅ、厚みｈ、幅ｗとしたときに、変位量は１／（Ｅ×ｗ×h^3）に比例する。従って、変位量を１／１００以下とするには、外側枠体１９の（Ｅ×ｗ×h^3）が膜状部材１２の１００倍以上であればよい。

あるいは、膜状部材１２に塩や白色の微粒子を撒いて膜状部材１２を振動させた際に膜状部材１２の縁部では上記の微粒子が静置していることを観測することで視覚的に確認することができる。

[0033] 内側枠体１８は、図２に示すように有底の円筒型枠体であり、その径方向中央部分には円形の空洞からなる開口部２０が設けられている。また、厚み方向における内側枠体１８の一端面（外側の端部）は、開口面２１となっている。内側枠体１８の開口面２１には、板状部材１４の縁部（外縁部）が固

定される。

また、内側枠体１８には、開口部２０の、膜状部材１２が配置される開口面２１とは反対側の面塞ぐ底壁２２が設けられている。つまり、内側枠体１８の開口部２０は、開口面２１とは反対側の位置に底面を有している。なお、図３に示す例では、底壁２２は内側枠体１８と一体に形成された例を示したが、これに限定はされず、内側枠体１８及び底壁２２は、それぞれ別体であり、一体化のために接合されたものであってもよい。また、底壁２２は、板状部材によって構成されてもよく、あるいはフィルムのような薄厚の部材によって構成されてもよい。

[0034] 外側枠体１９は、筒状枠体に相当し、図２に示すように円筒形状の枠体である。また、外側枠体１９には、厚み方向における外側枠体１９の一端から他端まで貫通する円形の空洞からなる開口部４０が形成されている。なお、外側枠体１９の開口部４０は、内側枠体１８の開口部２０と同径である。

外側枠体１９の、内側枠体１８側の開口面４２には、板状部材１４の縁部が固定される。また、外側枠体１９の、内側枠体１８とは反対側に位置する開口面４１には、膜状部材１２の縁部（外縁部）が固定されている。これにより、膜状部材１２は、その膜部分１２ａが膜振動可能な状態で外側枠体１９に支持されることとなる。ここで、膜部分１２ａとは、膜状部材１２のうち、固定された外縁部よりも内側で開口部４０に面しており、膜振動する膜本体部分のことである。

[0035] 膜状部材１２は、外形が、外側枠体１９の開口面４１と略同じ大きさの円形の薄膜体である。膜状部材１２は、その縁部（外縁部）が外側枠体１９の開口面４１に固定されている。これにより、膜状部材１２は、その膜部分１２ａが膜振動可能な状態で外側枠体１９に支持されている。

膜状部材１２は、図１に示すように、防音構造体１０の厚み方向外側の端に配置されており、音源に対して露出している。すなわち、防音構造体１０は、吸音対象とする音源に対して、膜状部材１２、板状部材１４の順になる向きに配置される。

[0036] 板状部材１４は、外径が、内側枠体１８の開口面２１と略同じ大きさの円形の板状の部材である。板状部材１４は、その縁部（外縁部）が内側枠体１８の開口面２１、および、外側枠体１９の開口面４２に挟持されて固定されている。また、板状部材１４の略中央部には、貫通孔１４ａが形成されている。

[0037] そして、図２及び図３に示すように、厚み方向において内側から順に、内側枠体１８、板状部材１４、外側枠体１９及び膜状部材１２が積み重ねられることで防音構造体１０が構成されている。なお、図３に示すように、膜状部材１２及び板状部材１４は、厚み方向において外側枠体１９を介して互いに対向している。

[0038] また、図３に示すように、防音構造体１０の内部において板状部材１４と膜状部材１２との間には、背面空間２４が形成されている。背面空間２４は、厚み方向において板状部材１４と膜状部材１２とに挟まれており、その周囲が外側枠体１９によって取り囲まれている。なお、前述したように、背面空間２４を挟む板状部材１４及び膜状部材１２は、外側枠体１９を介して互いに対向している。

さらに、図３に示すように、防音構造体１０の内部において板状部材１４を挟んで背面空間２４とは反対側（すなわち、内側）には、第一空間２６が形成されている。第一空間２６は、内側枠体１８の開口面２１に固定された板状部材１４と、内側枠体１８とによって囲まれた空間である。

[0039] また、図１に示すように、厚み方向における防音構造体１０の両端のうち、外側の端（すなわち、第一空間２６からより離れている端）には膜状部材１２が配置されており、膜状部材１２が外側枠体１９の開口部４０の一端面（開口面４１）を塞いでいる。また、外側枠体１９と内側枠体１８との間には板状部材１４が配置されており、この板状部材１４が外側枠体１９の開口部２０の他端面（開口面４２）を塞いでいる。

つまり、背面空間２４と第一空間２６とは、板状部材１４に形成された貫通孔１４ａによって連通している。

[0040] 以上のように構成された本発明の防音構造体１０では、複数の吸音部が存在し、それぞれの吸音部が固有の周波数の音を吸音する。具体的には、膜状部材が振動することによって吸音する第一吸音部と、ヘルムホルツ共鳴によって共鳴する第二吸音部とを有している。このような本発明の防音構造体１０において、吸音可能な周波数帯域は、複数存在しており、その中には、膜状部材と板状部材の相互作用による吸音であって、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相となる吸音の周波数帯域と、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相となる吸音の周波数帯域と、が含まれている。

[0041] ここで、第一吸音部とは、膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４及び背面空間２４によって構成される吸音部である。第一吸音部は、膜状部材１２の膜振動によって比較的高い周波数（例えば、３ｋＨｚ～５ｋＨｚ）で吸音する。つまり、第一吸音部が主に寄与する吸音の周波数帯域は、背面空間２４と隣接した膜状部材１２の膜振動を主因とする吸音の周波数帯域に相当する。

[0042] 第二吸音部とは、板状部材１４、内側枠体１８及び第一空間２６によって構成される吸音部である。第二吸音部は、板状部材１４に形成された貫通孔１４ａと、第一空間２６とによってヘルムホルツ共鳴が発生して吸音する。つまり、第二吸音部が主に寄与する吸音の周波数帯域は、板状部材１４に形成された貫通孔１４ａと第一空間２６とによって発生するヘルムホルツ共鳴を主因とする吸音の周波数帯域に相当する。

[0043] 防音構造体１０は、第一吸音部の膜振動と、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴とが同時に作用するモードを有する。防音構造体１０は、膜振動とヘルムホルツ共鳴との相互作用するモードとして、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相となるモードと、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相となるモードを有する。

膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相となるモードでは、第一吸音部の膜状部材１２の膜振動単体による吸音、および、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴単体による吸音よりも高い周波数帯域（例えば、８ｋＨｚ～９ｋＨｚ

）で吸音する。

以下、各吸音部について詳しく説明する。

[0044] （第一吸音部について）

第一吸音部は、膜状部材１２の膜振動によって、所定の周波数帯域の音を選択的に吸音する。

膜振動の周波数は、膜状部材１２の厚み、硬さ、大きさ、固定方法等によって決定される。

また、膜振動には、基本振動モードと高次振動モードがある。

[0045] ここで、第一吸音部では、より高い周波数帯域の音を吸音するために、背面空間２４と隣接した膜状部材１２の膜振動の、１ｋＨｚ以上に存在する少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高くなっていることが好ましい。このような構成に至った経緯を以下に詳述する。

[0046] 複写機等の各種電子機器等は、騒音の発生源となる電子回路および電気モーター等の音源を有しており、これらの音源は、それぞれ固有の周波数で大きな音量の音を発生する。

消音手段として一般的に用いられる多孔質吸音体では、広い周波数で消音するため、音源に固有の周波数の騒音を十分に消音できずに他の周波数よりも相対的に聞こえ易くなってしまうという問題があった。また、多孔質吸音体を用いてより大きな音を小さくするためには、多量の多孔質吸音体を用いる必要があり、小型軽量化するのが難しくなるという問題があった。

[0047] また、特定の周波数の音をより大きく消音する手段として、膜振動を利用した消音手段が知られている。

ここで、各種電子機器のさらなる高速化や大出力化に伴い、上述した電子回路および電気モーター等が発生する騒音の周波数は、より高い周波数となっている。膜振動を利用する消音手段で高い周波数の音を消音する場合には、膜状部材の硬さや大きさ等を調整して膜振動の固有振動数を高くすることが考えられる。

[0048] しかしながら、本発明者らの検討によれば、膜振動を利用する消音手段において、膜の硬さや大きさ等を調整して膜振動の固有振動数を高くした場合には、高い周波数では吸音率が低くなることが分かった。

具体的には、高い周波数の音を吸音するためには、膜振動の固有振動数を高くする必要がある。ここで、従来の膜振動を利用する消音手段においては、主に基本振動モードの膜振動を利用して吸音するものであった。基本振動モードの膜振動を利用する場合には、膜状部材をより硬く（または厚く）して基本振動モードにおける周波数（第１次固有振動数）を高くする必要がある。

しかしながら、本発明者らの検討によれば、膜状部材を硬く（または厚く）し過ぎると膜によって音が反射され易くなってしまう。そのため、図４に示すように、基本振動モードの周波数が高くなるほど、膜振動による音の吸収（吸音率）が小さくなってしまう。

[0049] 音が高周波になるほど膜振動と相互作用する力が小さくなり、一方で、膜状部材については高周波化のために硬くする必要がある。膜状部材を硬くすることは、膜表面での反射を大きくすることにつながる。高周波音ほど共鳴のためには硬い膜状部材が必要となるために、共鳴振動によって吸収される代わりに、大半の音が膜表面で反射されたために吸収が小さくなったと考えられる。

よって、従来の設計理論に基づいた基本振動モードを用いた膜振動を利用した消音手段では、高周波で大きな吸音は難しいことが明らかになった。この特性は、高周波特定音の消音に用いるには不向きな特性である。

[0050] なお、図４に示すグラフは、有限要素法計算ソフトCOMSOL ver.5.3(COMSOL Inc.)を用いてシミュレーションを行なった結果である。計算モデルは二次元軸対称構造計算モデルとし、枠体は円筒形状で開口部の直径が１０ｍｍとし、背面空間の厚みは２０ｍｍとした。膜状部材は厚み２５０μｍとし、膜状部材の硬さを表すパラメータであるヤング率を０．２ＧＰａ～１０ＧＰａの範囲で種々変更した。評価は、垂直入射吸音率配置で行い、吸音率の最大

値とその時の周波数を計算した。

[0051] これに対して、本発明の防音構造体１０における第一吸音部では、好ましい態様として、膜状部材１２の膜振動の、１ｋＨｚ以上に存在する少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い構成を有する。

つまり、第一吸音部を、高次振動モードの周波数、すなわち、第２次、第３次固有振動数等の高次の固有振動数における吸音率を高くして、高次振動モードの膜振動によって音を吸収する構成とすることで、膜状部材を硬く（または厚く）する必要がないため、音が膜面にて反射されるのを抑制でき、高い周波数においても高い吸音効果を得ることができる。

また、単層膜構造である第一吸音部は、膜振動を利用して吸音するものであるため、小型軽量で特定の周波数の音を好適に消音できる。

[0052] 高次振動モードが励起されるメカニズムについて、本発明者らは以下のように推定した。

膜状部材の条件（厚み、硬さ、大きさ、固定方法等）によって決定される基本振動モードと高次振動モードの周波数帯域があり、どのモードによる周波数が強く励起されて吸音に寄与するかが背面空間の距離等によって決定される。これを以下に説明する。

[0053] 膜状部材を用いた吸音構造の共鳴を切り分けて考えると、膜状部材が関与する部分と背面空間が関与する部分が存在する。よって、これらの相互作用によって吸音が起こる。

数式で表現すると、膜状部材の音響インピーダンスをＺｍとし、背面空間の音響インピーダンスをＺｂとすると、合計の音響インピーダンスＺｔ＝Ｚｍ＋Ｚｂとして記述される。この合計の音響インピーダンスが媒質の流体（空気など）の音響インピーダンスに一致するときに共鳴現象が生じる。ここで、膜状部材の音響インピーダンスＺｍについては、膜状部材の仕様によって決定され、例えば基本振動モードについては膜状部材の質量による運動方程式に従う成分（質量則）と、膜状部材が固定されていることによってばね

のような引っ張りに支配される成分（剛性則）が一致した時に共鳴が生じる。高次振動モードも同様に、基本振動より複雑な膜振動の形状による共鳴である。

膜状部材の厚みが大きいなど、膜状部材に高次振動モードが発生し難い場合は、基本振動モードとなる帯域は広くなる。しかし、膜状部材が硬く反射され易いために吸音が小さくなることは、上述のとおりである。膜状部材の厚みを薄くするなど、膜状部材にとって高次振動モードが発生し易い条件とすると、基本振動モードが発生する周波数帯域幅が小さくなり、高次振動モードが高周波域に存在する状態となる。

[0054] 一方、背面空間の音響インピーダンスＺｂは、空気伝搬音の流れが閉空間あるいは貫通孔部等によって制限されていることによって開放空間のインピーダンスと異なり、例えば背面空間の厚みが小さくなるほど背面空間が固くなる効果などが入っている。定性的には、背面距離が小さくなるにつれて波長の短い音、すなわち高周波音に適した距離となり、その場合に、より低周波音は波長に対して背面空間が小さ過ぎるために共鳴が小さくなる。すなわち、背面距離の変化によって、どの周波数の音について共鳴できるかが決まる。

これらをまとめると、膜状部材の仕様によってどの周波数領域で基本振動となり、別の帯域では高次振動となるかが決まる。そして、背面空間によってどの周波数帯の音を励起し易いかが決まるためにそれを高次振動に対応する周波数とすることで、高次振動モードに起因する吸音率を大きくすることができるというのが、第一の吸音部による吸音のメカニズムである。

よって、高次振動モードを励起するように膜状部材及び背面空間をともに決定する必要がある。

[0055] この点について、有限要素法計算ソフトCOMSOL ver.5.3(COMSOL Inc.)の音響モジュールを用いてシミュレーションを行なった。

防音構造体１０の計算モデルに関して説明すると、枠体を円筒形状とし、開口部の直径を２０ｍｍとし、膜状部材を厚み５０μｍとし、膜状部材のヤ

ング率をＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）フィルムのヤング率である４．５ＧＰａとした。なお、計算モデルは二次元軸対称構造計算モデルとした。

[0056] 以上の計算モデルにおいて背面空間の厚みを１０ｍｍから０．５ｍｍまで０．５ｍｍ刻みで変更して、音響と構造の連成計算を行い、構造計算は膜状部材に関して行い、背面空間は音の空気伝搬を計算することで数値計算を行った。評価は垂直入射吸音率配置で行い、吸音率の最大値とその時の周波数を計算した。

結果を図５に示す。図５は、各計算モデルにおいて吸音率が最大となる周波数（以下、ピーク周波数という）と、このピーク周波数における吸音率とをプロットしたグラフである。図５中、最も左にプロットされた点が背面空間の厚み１０ｍｍの場合であり、最も右側にプロットされた点が背面空間の厚み０．５ｍｍの場合である。

図５に示すように、高い周波数でも高い吸収率が得られることが分かった。

[0057] また、各計算モデルにおけるピーク周波数が何次の振動モードであるかを解析した。

図６に、各計算モデルのピーク周波数と背面空間の厚みとの関係を両対数でプロットし、振動モードの次数ごとにラインを引いたグラフを示す。また、図７及び図８には、背面空間の厚みが７ｍｍ、５ｍｍ、３ｍｍ、２ｍｍ、１ｍｍ、０．５ｍｍの場合の各計算モデルにおける周波数と吸音率との関係を表すグラフを示す。

[0058] 図６からわかるように、背面空間の厚みを小さくすることで吸音率のピーク周波数は高周波化する。ここで、背面空間の厚みを小さくしていくと、両対数軸上でピーク周波数が連続的に大きくなるのではなく、両対数軸上においても複数の不連続な変化が生じていることが分かる。この特性は、吸音率が最大となる振動モードが、基本振動モードから高次振動モード、もしくは高次振動モードの次数の高い振動モードに移行していることを示している。

すなわち、薄い膜状部材によって高次振動モードが励起され易い状態であって、背面空間の厚みを小さくすることで基本振動モードではなく高次振動モードによる吸音の効果が大きく現れることが分かった。よって、高周波域での大きな吸音率は、基本振動モードに起因するものではなく、高次振動モードによる共鳴に起因する。図６に示した振動モードの次数ごとに引いたラインから、背面空間の厚みが薄いほど、より高次の振動モードにおける周波数がピーク周波数、すわなち、吸音率が最も高くなる周波数となることが分かる。

[0059] ここで、高次振動モードが現れた理由として、特に重要な点は、膜状部材の膜厚を５０μｍと薄くしたことである。高次振動モードは基本振動モードと比較して、膜上に複雑な振動パターンを有している。すなわち、膜上に複数の振幅の腹を有する。よって、基本振動モードと比較して、より小さな平面サイズでの屈曲が必要であり、膜固定部（膜状部材の縁部）付近で屈曲が必要な振動モードも多い。膜の厚みが小さい方が遥かに屈曲し易いために、高次振動モードを利用するためには膜厚を薄くすることが重要となっている。さらに背面空間の長さを数ｍｍまで小さくしたことで、基本振動モードよりも高次振動モードによる吸音を効率的に励起できる系としたことが重要な点である。

また、膜厚が薄い構成は、膜状部材の硬さが小さい系となる。こうした系では、高周波の音に対する反射が小さくなるため、高周波側でも大きな吸音率が得られるようになると考えられる。

[0060] また、図７及び図８から、各計算モデルにおいて、複数の周波数で吸音率が極大値（ピーク）となっていることが分かる。この吸音率が極大値となる周波数が、ある振動モードの周波数である。このうち最も低い周波数の約１５００Ｈｚが基本振動モードの周波数である。すなわち、いずれの計算モデルも基本振動モードの周波数は約１５００Ｈｚである。また、基本振動モードである１５００Ｈｚよりも高い周波数に存在する極大値となる周波数が高次振動モードの周波数である。いずれの計算モデルにおいても、高次振動モ

ードの周波数での吸音率が、基本振動モードの周波数での吸音率よりも高くなっている。

また、図７及び図８から、背面空間の厚みが小さいほど基本振動モードにおける周波数での吸音率が低くなり、高次の振動モードにおける周波数での吸音率が高くなっていることが分かる。

また、図８の背面空間の厚みが０．５ｍｍの場合では、９ｋＨｚ以上の非常に高い周波数領域でほぼ１００％という大きな吸音率が得られることが分かる。

また、図７及び図８から、高次振動モードは複数存在し、それぞれの周波数において高い吸音ピーク（吸音率の極大値）を示すことが分かる。よって、高い吸音ピークが重なって、比較的広帯域に渡って吸音効果を示すことも分かる。

[0061] 以上から、高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い構成とすることで、高い周波数においても高い吸音効果を得ることができることが分かる。

[0062] なお、周知のとおり、基本振動モードは、最も低周波側に現れる振動モードであり、高次振動モードは基本振動モード以外の振動モードである。

振動モードが基本振動モードであるか高次振動モードであるかは、膜状部材１２の状態から判別することができる。基本振動モードにおける膜振動では、膜状部材１２の重心部が最も大きな振幅を持ち、周辺の固定端部（縁部）付近の振幅が小さい。また、膜状部材１２は全ての領域において同じ方向に速度を持つ。一方、高次振動モードにおける膜振動では、膜状部材１２は、位置によって逆方向に速度を持つ部分が存在する。

または、基本振動モードは、固定されている膜状部材１２の縁部が振動の節となり、膜部分１２ａ上には節が存在しない。一方、高次振動モードでは上記の定義により縁部（固定端部）のほかに膜部分１２ａ上にも振動の節となる部分が存在するため、下記に示した手法で実際に計測することができる。

振動モードの解析は、レーザー干渉を用いて膜振動を測定することで、振動モードの直接観測が可能である。もしくは、膜面状に塩や白色の微粒子をまいて振動させることで節の位置が可視化されるので、この手法を用いても直接観測が可能である。この振動モードの可視化はクラドニ図形として知られている。

また、円形膜あるいは矩形膜については、各振動モードにおける周波数を解析的に周波数を求めることもできる。さらに、有限要素法計算などの数値計算法を用いれば、任意の膜の形状について各振動モードにおける周波数を求めることができる。

[0063] 吸音率は、音響管を用いた吸音率評価により求めることができる。JIS A 1405-2に従った垂直入射吸音率の測定系を作製して評価を行う。これと同様の測定は日本音響エンジニアリング製WinZacMTXを用いることができる。音響管の内部直径は２０ｍｍとし、その音響管端部に、測定対象の防音構造体を外側の端面が表側（音響入射側）を向いた状態で配置して反射率を測定し、（１－反射率）を求めて吸音率の評価を行う。

音響管の直径を細くするほど高周波まで測定することが可能である。今回は高周波まで吸音率特性を測定する必要があるために、直径２０ｍｍの音響管を選択する。

[0064] ところで、膜状部材１２の振動の、少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い構成とするためには、背面空間２４の厚み、膜状部材１２の大きさ、厚み、硬さ、密度等を調整すればよい。

[0065] 具体的には、背面空間２４の厚み（図３中のＬａ）は、１０ｍｍ以下が好ましく、５ｍｍ以下がより好ましく、２ｍｍ以下がさらに好ましく、１ｍｍ以下が特に好ましい。

なお、背面空間２４の厚みが一様でない場合には、平均値が上記範囲であればよい。

[0066] 膜状部材１２の厚みは、１００μｍ未満が好ましく、７０μｍ以下がより

好ましく、５０μｍ以下がさらに好ましい。なお、膜状部材１２の厚みが一様でない場合には、平均値が上記範囲であればよい。

膜状部材１２のヤング率は、１ＭＰａ～１００ＧＰａであることが好ましく、１０ＭＰａ～５０ＧＰａであることがより好ましく、１００ＭＰａ～３０ＧＰａであることが最も好ましい。

膜状部材１２の密度は、１０ｋｇ／m^3～３００００ｋｇ／m^3であることが好ましく、１００ｋｇ／m^3～２００００ｋｇ／m^3であることがより好ましく、５００ｋｇ／m^3～１００００ｋｇ／m^3であることが最も好ましい。

[0067] 膜状部材１２の膜部分１２ａの形状（膜振動する領域の形状）、換言すると、枠体（内側枠体１８および外側枠体１９）の開口断面の形状は、特に制限的ではなく、例えば、正方形、長方形、ひし形、又は平行四辺形等の他の四角形、正三角形、二等辺三角形、又は直角三角形等の三角形、正五角形、又は正六角形等の正多角形を含む多角形、若しくは円形、楕円形等であってもよいし、不定形であってもよい。

膜状部材１２の膜部分１２ａの大きさ（膜振動する領域の大きさ）、換言すると、枠体の開口断面の大きさは、円相当直径（図３中のＬｃ）で１ｍｍ～１００ｍｍが好ましく、３ｍｍ～７０ｍｍがより好ましく、５ｍｍ～５０ｍｍがさらに好ましい。

[0068] また、基本振動モードの周波数における吸音率よりも吸音率が高い、少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率は、２０％以上であるのが好ましく、３０％以上であるのがより好ましく、５０％以上であるのがさらに好ましく、７０％以上であるのが特に好ましく、９０％以上であるのが最も好ましい。

なお、以下の説明において、基本振動モードの周波数における吸音率よりも吸音率が高い高次振動モードを単に「高次振動モード」とも言い、その周波数を単に「高次振動モードの周波数」とも言う。

[0069] また、２つ以上の高次振動モードの周波数における吸音率がそれぞれ２０％以上であるのが好ましい。

複数の高次振動モードの周波数で吸音率が２０％以上とすることで、複数の周波数で吸音することができる。

[0070] さらに、吸音率が２０％以上となる高次振動モードが連続して存在する振動モードであるのが好ましい。すなわち、例えば、２次振動モードの周波数における吸音率と３次振動モードの周波数における吸音率がそれぞれ２０％以上であるのが好ましい。

さらに、吸音率が２０％以上となる高次振動モードが連続して存在する場合に、これら高次振動モードの周波数の間の帯域全域で吸音率が２０％以上となるのが好ましい。

これによって、広帯域に吸音効果を得ることができる。

[0071] （第二吸音部について）

前述のとおり、第二吸音部は、板状部材１４、内側枠体１８及び第一空間２６によって構成される吸音部である。第二吸音部は、板状部材１４に形成された貫通孔１４ａと、第一空間２６とによってヘルムホルツ共鳴が発生して吸音する。

周知のとおり、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数は貫通孔の開口面積と貫通孔の長さと第一空間の体積で決まる。また、ヘルムホルツ共鳴単体の場合には、基本的に、基本共鳴モードの周波数によって１つの周波数を中心とした帯域で吸音する構造であり、高次共鳴モードは発生しない。

[0072] （第一吸音部と第二吸音部との相互作用について）

第一吸音部と第二吸音部との相互作用は、第一吸音部における膜状部材１２の膜振動と、第二吸音部におけるヘルムホルツ共鳴による空気振動との双方が背面空間２４を挟んで同時に振動することによって相互作用が得られる。その際、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音するモード（すなわち、膜の振動方向とヘルムホルツクビ部を通過する音の位相が同方向）と、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音するモード（すなわち、膜の振動方向とヘルムホルツクビ部を通過する音の位相が逆方向）が存在する。膜振動とヘルムホルツ共

鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音するモードは、低周波側を吸音し、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音するモードは、高周波側を吸音する。膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより高周波側を吸音するモードは、第一吸音部の膜状部材１２の膜振動単体による吸音、および、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴単体による吸音よりも高い周波数帯域（例えば、８ｋＨｚ～９ｋＨｚ）で吸音する。

[0073] この点を図９および図１０を用いてより詳しく説明する。

図９および図１０は、第一吸音部単体での膜振動の基本周波数が１．７ｋＨｚで、第二吸音部単体でのヘルムホルツ共鳴の基本周波数が４．５ｋＨｚの構成を有する防音構造体に、それぞれ周波数２．７ｋＨｚ、７．４ｋＨｚで、音圧１Ｐａの音が図中上側から入射した際の、防音構造体内の音圧の分布を示した図である。周知のとおり、音圧とは音による圧力の大気圧からの変動分である。

[0074] 例えば、２．７ｋＨｚ付近の音が防音構造体に対して入射されたときは、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音する。その際、図９に示すように、膜状部材１２の背面空間２４、ならびに、ヘルムホルツ共鳴器を構成する第一空間２６および板状部材１４の貫通孔１４ａ内の音圧が高くなる。

[0075] 一方、第一吸音部単体での膜振動の基本周波数、および、第二吸音部単体でのヘルムホルツ共鳴の基本周波数よりも高い周波数である８．６ｋＨｚの音が防音構造体に対して入射されたときは、図１０に示すように板状部材１４と膜状部材１２の間の背面空間２４の音圧が高くなる。

これは、第一吸音部の膜状部材１２の膜振動と、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴による空気の振動とが互いに逆方向の位相となるように振動するためである。これによって、二つの中間領域の空間で垂直方向の音については打消し合いの関係になる。この結果、背面空間２４内では水平方向の音成分が多くなることで音圧が高くなる。このように、逆方向の位相関係の打ち消し

合いは背面空間２４の厚みが薄くなったことと等価である振動となり、膜状部材１２がより高次振動モードにて振動するようになることで、高周波側を吸音する。

[0076] 図９および図１０は、いずれも、有限要素法計算ソフトCOMSOL ver.5.3(COMSOL Inc.)の音響モジュールを用いてシミュレーションを行った結果を示している。具体的には、円形状の膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４および内側枠体１８がこの順に積層された防音構造体をモデル化して音響と構造の連成解析計算を行った。このとき、膜状部材１２に関しては構造計算を行い、背面空間２４及び第一空間２６に関しては音の空気伝播を計算する形でシミュレーションを行った。なお、計算モデルは二次元軸対称構造計算モデルとした。図９、図１０はその軸対称図を左右つなぎ合わせて表示した。また、ヘルムホルツ共鳴を生じる貫通孔内は熱粘性音響計算を行うことで、粘性摩擦による摩擦熱吸音も含めて正確に計算を行った。これらの物理モードを連成させて計算を行った。

また、防音構造体１０の計算モデルに関して説明すると、内側枠体１８及び外側枠体１９を円筒形状とし、開口部２０および開口部４０の直径を２０ｍｍとした。また、膜状部材１２は、厚み５０μｍとし、ヤング率をＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）フィルムのヤング率である４．５ＧＰａとした。また、板状部材１４は、厚み２ｍｍとし、中央部に直径６ｍｍの貫通孔１４ａが形成されたものとした。

また、背面空間２４及び第一空間２６の各々の厚みは、２ｍｍとした。

評価は、垂直入射吸音率配置で行い、吸音率の最大値とその時の周波数を計算した。

[0077] 上述したように、本発明の防音構造体１０は、第一吸音部と第二吸音部とが重ねられており、膜状部材１２の膜振動と、ヘルムホルツ共鳴による空気振動が互いに逆位相にて振動して背面空間２４内の音圧が高くなる結果、より高周波の音を吸音することができる。これにより、本発明の防音構造体１０は、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸

音する低周波側吸音領域と、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音する高周波側吸音領域において同時に吸音することができるため、より広帯域に亘って吸音することが可能である。かかる本発明の防音構造体１０の有効性について、図１１～図１５を参照しながら詳しく説明する。

[0078] 図１１は、参考例１であり、第一吸音部のみを備える防音構造体（すなわち、内側枠体１８および第一空間２６を備えず単層膜構造のみからなる防音構造体であり、以下、「膜振動単体の防音構造体」ともいう）において、板状部材１４を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の周波数と吸音率との関係を示すグラフである。

図１２は、参考例２であり、第２吸音部のみを備える防音構造体（すなわち、膜状部材１２、外側枠体１９および背面空間２４を備えないヘルムホルツ共鳴器単体であり、以下、「ヘルムホルツ共鳴単体の防音構造体」ともいう）における周波数と吸音率との関係を示すグラフである。

図１３～図１５は、それぞれ本発明の一例に係る防音構造体１０の実施例１～３における周波数と吸音率との関係を示すグラフである。

図１１～図１５の各図に示すグラフは、前述の音響管測定法に則り、音響管端部に防音構造体を板状部材（膜振動単体の防音構造体に関しては膜状部材）が表側（音響入射側）に向いた状態で配置して、垂直入射吸音率及びその周波数を測定することで得られる。

[0079] ［参考例１］

参考例１の膜振動単体の防音構造体は、外側枠体１９を円筒形状のアクリル板とし、外側枠体１９の外径を４０ｍｍ、開口部４０の直径を２０ｍｍとし、膜状部材１２を厚み５０μｍのＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）フィルムとしている。また、膜振動単体の防音構造体は、背面空間２４の底面に剛体（厚み１００ｍｍのアルミニウム板）からなる背面板を押し付けた構造となっている。つまり、膜振動単体の防音構造体では、背面空間２４が閉空間となっている。また、背面空間２４の厚みは、２ｍｍとなっている。

外側枠体１９は、厚み２ｍｍのアクリル板（株式会社光製）を、レーザーカッターを用いて加工して作製した。

また、外側枠体１９と膜状部材１２とは、ドーナツ状のアクリル板の外縁とＰＥＴフィルムの外縁とを一致させた状態で、ＰＥＴフィルムを両面テープ（アスクル製現場のチカラ）で貼り合わせた。

よって、膜状部材が振動可能な範囲は直径２０ｍｍであり、その端部を固定された振動となる。

[0080] なお、防音構造体の背面に厚み１００ｍｍのアルミニウム板からなる剛体を押し付ける構造に代えて、下記の構成で同様に垂直入射吸音率測定を行った。

レーザーカッターを用いて、外径４０ｍｍの円形状の板を１枚作製し、前述したドーナツ状の板の外縁と円形状の板の外縁とを外径を一致させた状態で、両面テープ（アスクル製現場のチカラ）を用いて、ドーナツ状の板の、膜状部材とは反対側の面に円形状の板を貼り合わせて枠体を作製した。

上記の構成においても、防音構造体の背面に厚み１００ｍｍのアルミニウム板からなる剛体を押し付けた構造と同じ測定結果が得られた。

[0081] ［参考例２］

ヘルムホルツ共鳴単体の防音構造体は、内側枠体１８を円筒形状のアクリル板とし、内側枠体１８の外径を４０ｍｍ、開口部２０の直径を２０ｍｍとし、板状部材１４を厚み２ｍｍのアクリル板としている。また、板状部材１４の中央位置には直径６ｍｍの貫通孔１４ａを設けた。また、膜振動単体の防音構造体は、背面空間２４の底面に剛体（厚み１００ｍｍのアルミ板）からなる背面板を押し付けた構造となっている。また、第一空間２６の厚みは２ｍｍとなっている。

また、図示は省略するが板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径が４ｍｍの場合を参考例３、貫通孔１４ａの直径が８ｍｍの場合を参考例４とする。

[0082] ［実施例１～３］

本発明の一例に係る防音構造体１０は、内側から順に内側枠体１８、板状部材１４、外側枠体１９及び膜状部材１２が配設されている。内側枠体１８及び外側枠体１９は、円筒形状のアクリル板からなり、各々の外径は４０ｍｍ、開口部の直径は２０ｍｍである。膜状部材１２は、厚み５０μｍのＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）フィルムである。板状部材１４は厚み２ｍｍのアクリル板であり、板状部材１４の中央位置には貫通孔１４ａが設けられている。また、本発明の一例に係る防音構造体１０は、内側枠体１８の開口部２０の底部に底壁２２が設けられている。つまり、本発明の一例に係る防音構造体１０では、背面空間２４と第一空間２６とを合わせた空間（以下、防音構造体の内部空間ともいう）が閉空間となっている。また、本発明の一例に係る防音構造体１０では、背面空間２４及び第一空間２６の各々の厚みが２ｍｍとなっている。

図１３は、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径が６ｍｍの場合、すなわち、参考例１と参考例２とを組み合わせた構成の場合（実施例１とする）の周波数と吸音率との関係を測定したグラフである。図１４は、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径が４ｍｍの場合、すなわち、参考例１と参考例３とを組み合わせた構成の場合（実施例２とする）の周波数と吸音率との関係を測定したグラフであり、図１５は、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径が８ｍｍの場合、すなわち、参考例１と参考例４とを組み合わせた構成の場合（実施例３とする）の周波数と吸音率との関係を測定したグラフである。

[0083] 図１１から、膜振動単体の防音構造体は、背面空間２４と隣接した膜状部材１２の基本振動モードおよび高次振動モードの振動によって複数の周波数で吸音する構造となっていることがわかる。図１１から基本振動モードの周波数は１．７ｋＨｚであることがわかる。特に、図１１に示すように３ｋＨｚ～５ｋＨｚの帯域で複数の高い吸音ピークが現れており、各ピークでは高い吸音率を示している。その一方で、より高周波である８ｋＨｚ付近に現れた吸音ピークでは、吸音率が５０％未満となっている。つまり、膜振動単体

の構成である参考例に係る防音構造体の場合、ある特定の周波数帯域では膜の基本振動モード若しくは高次振動モードの膜振動によって高い吸音率が得られるものの、それ以外の振動モードでは吸音率が低くなってしまう傾向にある。

[0084] 図１２から、ヘルムホルツ共鳴単体の防音構造は、ヘルムホルツ共鳴の基本振動モードの周波数によって１つの周波数を中心とした帯域で吸音する構造となっていることがわかる。図１２は基本振動モードの周波数が４．５ｋＨｚである。図１２から、膜振動単体の場合に比べて吸音率のピークがなだらかであることがわかる。また、基本振動モード以外のピークが現れていないことがわかる。

つまり、ヘルムホルツ共鳴単体の構成である参考例に係る防音構造体の場合、ヘルムホルツ共鳴の基本振動モードの周波数を中心とした帯域ではヘルムホルツ共鳴の基本振動モードによって高い吸音率が得られるものの、それ以外の周波数帯域では振動モードが現れないため、吸音率が低くなることがわかる。

[0085] これに対して、本発明の一例に係る防音構造体１０では、図１３～図１５に示すように、２．０ｋＨｚ～４．５ｋＨｚの帯域に現れる複数の吸音ピークの各々で高い吸音率を示すとともに、７．０ｋＨｚ～８．５ｋＨｚ付近に現れる吸音ピークでも６０％以上の吸音率を示している。このように本発明の一例に係る防音構造体１０は、複数の高い周波数帯域にて同時に吸音することが可能であることがわかる。

以上の結果を表１および表２にまとめて示す。なお、表２には、膜振動の基本周波数f_{m1}とヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}の比f_{h1}/f_{m1}の値も示した。上記実施例１～３では、膜振動の基本周波数f_{m1}とヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}の比率f_{h1}/f_{m1}は１より大きい。また、膜振動の共鳴器とヘルムホルツ共鳴器とを積層した構成の実施例１～３の吸音特性は、ヘルムホルツ共鳴器単体、および、膜振動単体のいずれの基本周波数よりも大きい側に高周波側ピーク周波数が現れて大きな吸音率を有する。

[0086] [表1]

表1

	構成	基本周波数	吸音率
参考例1	膜振動単体 膜厚み50μm	1705Hz	0.33
参考例2	ヘルムホルツ共鳴単体 貫通孔φ6	4550Hz	0.77
参考例3	ヘルムホルツ共鳴単体 貫通孔φ4	3450Hz	0.96
参考例4	ヘルムホルツ共鳴単体 貫通孔φ8	6010Hz	0.86

[0087] [表2]

表2

	構成	高周波側ピーク周波数	吸音率	f_{h1}/f_{m1}
実施例1	参考例1＋参考例2	7350Hz	0.69	2.67
実施例2	参考例1＋参考例3	5880Hz	0.82	2.02
実施例3	参考例1＋参考例4	8900Hz	0.72	3.52

[0088] ここで、本発明の一例に係る防音構造体１０が吸音可能な周波数帯域のうち、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音する低周波側吸音領域は、例えば２．０ｋＨｚ～４．５ｋＨｚにあり、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音する高周波側吸音領域は、例えば７．０ｋＨｚ～８．５ｋＨｚにある。したがって、本発明の一例に係る防音構造体１０は、例えばモーター音やインバーター音のような比較的高い周波数の音を同時に複数吸音することが可能である。

なお、以下では、膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音する周波数帯域を、「低周波側の吸音周波数帯域」または「低周波側吸音領域」と呼ぶこととし、膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音する周波数帯域を、「高周波側の吸音周波数帯域」または「高周波側吸音領域」と呼ぶこととする。また、低周波側の吸音周波数帯域に現れる吸音ピークを、「低周波側の吸音ピーク」と呼ぶこととし、高周波側の吸音周波数帯域に現れる吸音ピークを、「高周波側の吸音ピーク」と呼ぶこととする。

[0089] また、本発明の防音構造体１０において、低周波側の吸音ピークの周波数は、膜状部材１２の厚み、背面空間２４の厚み、第一空間２６の厚み、板状部材１４の厚み、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの大きさ等を調整することで変えられる。同様に、高周波側の吸音ピークの周波数は、膜状部

材１２の厚み、背面空間２４の厚み、第一空間２６の厚み、板状部材１４の厚み、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの大きさ等を調整することで変えられる。ここで、後述するシミュレーション２に示すとおり、本発明の防音構造体１０では、低周波側及び高周波側の吸音ピークの周波数を、それぞれ独立して制御することが可能である。つまり、吸音領域によって圧力分布が異なるために、独立制御することができる。具体的には、低周波側吸音領域では低壁側まで圧力が高まるため第一空間の厚みや体積の影響が大きく、一方で高周波側吸音領域では背面空間の圧力が高まるため、背面空間の厚みや体積の影響が大きい。よって、たとえば第一空間と背面空間の厚みをそれぞれ変えれば、低周波領域と高周波領域とを独立に変えることができる。

これにより、それぞれの吸音ピークの周波数を吸音すべき騒音の周波数に応じて適宜制御することが可能となり、結果として吸音が効率よく行われるようになる。

[0090] また、低周波側及び高周波側の吸音ピークの周波数をそれぞれ独立して変更できることは、金属棒等の振動によって生じる単純な騒音に対しても有効である。

すなわち、膜振動を利用した従来の吸音装置では、膜の振動モード（２次元振動に基づく共鳴）と金属棒等の振動モード（１次元振動に基づく共鳴）は、それぞれの次数ごとの周波数間隔が相違するため、金属棒由来の単純騒音に対して膜振動の共鳴ピークを複数周波数で合わせることが困難であり、そのような単純騒音を好適に吸音することが困難であった。同様のことは、同じくピーク騒音が整数倍ごとに現れる、モーター、インバーター、ファン騒音に対しても同様の問題点があった。

これに対して、本発明の防音構造体１０であれば、上述のように各吸音周波数帯域で吸音ピークの周波数を適宜変更することができるため、金属棒由来の騒音、モーター騒音などの１次元振動による単純騒音を吸音するのに好適なピーク周波数を設定することで適切に単純騒音を吸音することが可能となる。

[0091] また、本発明の防音構造体は、貫通孔を有する板状部材と膜状部材とを所定距離離間して配置した構成であるため、小型軽量で薄型にすることができ消音手段の設置スペースが限られている電子機器等にも好適に用いることができる。

[0092] ここで、本発明の防音構造体は、第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1}<f_{h1}$を満たす構成を有する。$f_{m1}<f_{h1}$を満たす構成とすることで、上述のように、膜状部材１２の膜振動とヘルムホルツ共鳴との相互作用によってより高い周波数で吸音効果を得ることができる。

この点について、以下シミュレーションの結果を用いて説明する。

[0093] ［シミュレーション１］

まず、図１３で吸音率の測定結果を示した構成について、上述した有限要素法計算ソフトCOMSOL ver.5.3(COMSOL Inc.)を用いたシミュレーションを行なった。計算モデルは二次元軸対称構造計算モデルとし、内側枠体は円筒形状で開口部の直径が２０ｍｍとし、背面空間の厚みは２ｍｍとした。膜状部材は厚み５０μｍとし、膜状部材の硬さを表すパラメータであるヤング率をＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）フィルムのヤング率である４．５ＧＰａとした。外側枠体は円筒形状で開口部の直径が２０ｍｍとし、第一空間の厚みは２ｍｍとした。板状部材１４は厚み２ｍｍとし、中央位置には直径６ｍｍの貫通孔１４ａが設けられている構成とした。

以上の計算モデルにおいて、音響と構造の連成計算を行い、構造力学計算は膜状部材に関して行い、背面空間は音の空気伝搬を計算することで数値計算を行った。評価は垂直入射吸音率配置で行い、周波数と吸音率との関係を計算した。また、ヘルムホルツ共鳴を生じる開口孔内は熱粘性音響計算を行うことで、粘性摩擦による摩擦熱吸音も含めて正確に計算を行った。

シミュレーションの結果（計算した周波数と吸音率との関係）を図１６に示す。なお、図１６では、シミュレーション結果を実線にて示すとともに、

対比情報として、実測結果（図１３の測定結果）を点線にて示している。

[0094] 図１６に示すように、実測結果ではシミュレーション結果に比べて、吸音ピークの数が多く、各ピークにおける吸音率の変化度合いが大きくなっているものの、全体としての傾向は実測結果とシミュレーション結果との間で略一致している。すなわち、実測結果及びシミュレーション結果のいずれにおいても、２．７ｋＨｚ付近に吸音ピークが存在し、さらに７．４ｋＨｚ付近にも吸音ピークが存在している。つまり、シミュレーションにより、実測結果と同様に、本発明の防音構造体では大きく分けて２つの吸音周波数帯域にて吸音が生じることが明らかとなった。

[0095] ［シミュレーション２］

板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径（貫通孔径）を１ｍｍから１６ｍｍまで１ｍｍ刻みで変更した以外はシミュレーション１と同様にしてシミュレーションを行なった。

図１７に、貫通孔径８ｍｍ、１０ｍｍ、１２ｍｍの場合の周波数と吸音率との関係を表すグラフを示す。図１８に貫通孔径１ｍｍ、２ｍｍ、３ｍｍの場合の周波数と吸音率との関係を表すグラフを示す。

[0096] また、このように１ｍｍから１９ｍｍまでの各貫通孔径で周波数と吸音率とのシミュレーションによって計算し、シミュレーション結果から、低周波側吸音領域で最大となる吸音率（以下、低周波側最大吸音率ともいう）および吸音率が最大となる周波数（以下、低周波側最大吸音周波数ともいう）と、高周波側吸音領域で最大となる吸音率（以下、高周波側最大吸音率ともいう）および吸音率が最大となる周波数（以下、高周波側最大吸音周波数ともいう）とを読み取った。

結果を図１９および図２０に示す。また、表３に、各シミュレーション結果における、貫通孔径、低周波側最大吸音率、低周波側最大吸音周波数、高周波側最大吸音率、高周波側最大吸音周波数、ヘルムホルツ単体の基本周波数f_{h1}、膜振動単体の基本周波数f_{m1}、周波数の比率f_{h1}/f_{m1}をまとめた表を示す。また、図２１には、ヘルムホルツ共鳴単体の吸音周波数および高周波

側最大吸音周波数と貫通孔径との関係を表す。

なお、低周波側吸音領域は４ｋＨｚ以下の周波数領域とし、高周波側吸音領域は４．８ｋＨｚ以上の周波数領域とした。

シミュレーションを用いることで、実験的には困難であった平面波を作り出せるため、高周波まで吸音率を求めることができる。

[0097] [表3]

表3

貫通孔径 (mm)	低周波側最大吸音率	低周波側最大吸音周波数 (Hz)	高周波側最大吸音率	高周波側最大吸音周波数 (Hz)	ヘルムホルツ単体基本周波数 f_{h1}(Hz)	膜振動単体基本周波数 f_{m1}(Hz)	基本周波数の比率 f_{h1}/f_{m1}
1	0.8	1040	0.99	4820	1100	1500	0.73
2	1	1840	0.98	5080	2000	1500	1.33
3	0.87	2240	1	5440	2800	1500	1.87
4	0.81	2480	0.97	5920	3500	1500	2.33
5	0.82	2620	0.76	6540	4100	1500	2.73
6	0.83	2700	0.84	7460	4800	1500	3.2
7	0.85	2740	0.92	8080	5500	1500	3.67
8	0.86	2760	0.92	8760	6100	1500	4.07
9	0.86	2780	0.8	9560	6900	1500	4.6
10	0.86	2780	0.59	10500	7700	1500	5.13
11	0.86	2780	0.61	11620	8600	1500	5.73
12	0.86	2760	0.67	12780	9600	1500	6.4
13	0.86	2740	0.57	14140	10900	1500	7.27
14	0.86	2720	0.41	15780	12400	1500	8.27
15	0.85	2700	0.47	17700	14100	1500	9.4
16	0.85	2660	0.45	19900	16300	1500	10.87

[0098] 図１７に示す結果から、高周波側吸音領域が１２ｋＨｚ以上まで広がっていることが明らかになった。一方で低周波側吸音領域はほとんど変化していない。以上の結果から、低周波側吸音領域と高周波側吸音領域を独立にコントロールすることができることがわかる。

[0099] また、図１９、図２０および表３から、低周波側の吸音領域は貫通孔径が５ｍｍ程度以上では周波数変化が小さい。一方で、高周波側の吸音領域は貫通孔径が大きくなるにつれて高周波シフトしていく。

板状部材１４を貫通孔１４ａが形成されていない剛体とした場合の膜状部材１２の膜振動の基本周波数は１．５ｋＨｚである。よって、貫通孔径が１ｍｍの場合のみ、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}が膜振動の基本周波数f_{m1}を下回る。

[0100] 図１８に示す結果から、貫通孔径が１ｍｍの場合は吸音ピークが低周波側領域で一つであり、したがって帯域も狭くなることが分かる。一方で２ｍｍ

以上の場合は複数の吸音ピークが存在し、帯域も広くなることがわかる。

低周波側の吸音特性は膜振動とヘルムホルツ共鳴との両方の特性の影響を受ける。ヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}が膜振動の基本周波数f_{m1}より小さくなる場合、上部にある膜状部材の基本振動のみしか相互作用できず、したがって低周波側領域では吸音ピークが一つしか現れない。一方で、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}が膜振動の基本周波数f_{m1}を上回る場合、膜振動の基本振動だけでなく、より高周波側に存在する膜振動の高次振動も相互作用し、複数の吸音ピークが現れる。

よって、膜振動可能な膜状部材がヘルムホルツ共鳴器の上部に配置されている構成において、広帯域化のためには$f_{m1}<f_{h1}$が必要な条件となる。

また、$f_{m1}>f_{h1}$の場合、積層した構造の低周波側領域での共鳴周波数がf_{m1}、f_{h1}のどちらよりも小さく、低周波化してしまっていることがわかる。

[0101] また、図２１から、膜振動可能な膜状部材がヘルムホルツ共鳴器の上部に配置される構成とすることで、最大周波数がヘルムホルツ共鳴単体の基本周波数よりも高周波側にシフトしていることが分かる。

[0102] 以上のとおり、本発明の防音構造体は、第一吸音部において、板状部材を貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1}<f_{h1}$を満たすことで、膜状部材１２の膜振動とヘルムホルツ共鳴との相互作用によってより高い周波数で吸音効果を得ることができ、また、複数の周波数帯域で吸音効果を得ることができる。

[0103] それぞれの基本周波数は対象とする騒音に合わせて適宜選択すればよいが、吸音率、高周波数帯域の吸音等の観点から、周波数の比率f_{h1}/f_{m1}は、１．３≦f_{h1}/f_{m1}≦１２を満たすことが好ましく、１．５≦f_{h1}/f_{m1}≦８を満たすことがより好ましく、２≦f_{h1}/f_{m1}≦５を満たすことがさらに好ましい。

基本周波数の比が大きすぎると、高周波側の吸音率が小さくなる傾向にある。

[0104] 第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数は、第一空間２６の、貫通孔１４ａの大きさ、板状部材１４の厚み等を調整すればよい。

周知のとおり、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数は貫通孔の開口面積と貫通孔の長さと第一空間の体積で決まる。具体的には、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}は、$f_{h1}=c/(2\pi)\times\sqrt{(S/(V\times L))}$で与えられる。ここで、ｃは音速、Ｖは第一空間の体積、Ｓは貫通孔の断面積、Ｌは貫通孔の長さ（より正確には開口端補正距離が考慮された長さ）である。このなかで貫通孔の長さに関しては必ずしも板状部材の厚みと同一である必要はない。例えば、貫通孔部から延長するように筒状部材を取り付ければ板状部材は薄いままで貫通孔の長さを長くすることができる。この構成は、吸音構造全体の軽量化を行う必要がある場合に有利な構成である。また、たとえば貫通孔を形成する際にパンチング等を用いて、打ち抜いた際に生じるバリ状の構造を上述した筒状部材として機能させることもできる。

[0105] 具体的には、第一空間２６の厚み（図３中のＬｂ）は、１０ｍｍ以下が好ましく、５ｍｍ以下がより好ましく、２ｍｍ以下がさらに好ましく、１ｍｍ以下が特に好ましい。なお、第一空間２６の厚みが一様でない場合には、平均値が上記範囲であればよい。

貫通孔１４ａの大きさは、円相当直径で０．５ｍｍ～１０ｍｍが好ましく、１ｍｍ～７ｍｍがより好ましく、２ｍｍ～５ｍｍがさらに好ましい。

貫通孔の径が小さすぎると、貫通孔内に生じる粘性摩擦が大きくなり、板状部材の貫通孔を音が通過する際の抵抗が大きくなるため、反射が大きくなる傾向にある。一方で貫通孔の径が大きくなりすぎると、同じ周波数を吸音するために背面体積もしくは貫通孔の長さを大きくする必要があり、吸音構造全体が大きくなる傾向にある。

板状部材１４の厚みは、０．５ｍｍ～１０ｍｍが好ましく、１ｍｍ～７ｍｍがより好ましく、２ｍｍ～５ｍｍがさらに好ましい。なお、板状部材１４の厚みは、貫通孔部分における厚みである。

[0106] また、可聴域で吸音効果を得られる観点から、防音構造体１０が吸音可能

な周波数帯域として、吸音率が２０％以上となる周波数帯域が１ｋＨｚ～２０ｋＨｚの範囲に存在することが好ましく、１ｋＨｚ～１５ｋＨｚの範囲に存在するのがより好ましく、１ｋＨｚ～１２ｋＨｚの範囲に存在するのがさらに好ましく、１ｋＨｚ～１０ｋＨｚの範囲に存在するのが特に好ましい。

なお、本発明において可聴域とは、２０Ｈｚ～２００００Ｈｚである。

[0107] また、可聴域内において、吸音率が最大となる周波数が２ｋＨｚ以上に存在するのが好ましく、４ｋＨｚ以上に存在するのがより好ましい。

[0108] また、装置小型化の観点から、防音構造体１０の合計厚み（厚み方向における防音構造体１０の一端から他端までの長さであり、厳密には、防音構造体１０において最も厚い部分の厚みであり、図３中のＬｔ）は、１０ｍｍ以下であるのが好ましく、７ｍｍ以下であるのがより好ましく、５ｍｍ以下であるのがさらに好ましい。

なお、防音構造体１０の厚みの下限値については、膜状部材１２および板状部材１４を適切に支持し得る以上、特に限定されるものではないが、０．１ｍｍ以上であるのが好ましく、０．３ｍｍ以上であるのがさらに好ましい。

[0109] また、本発明者らは、防音構造体１０の膜状部材の膜振動において高次振動モードが励起されるメカニズムについてより詳細に検討した。

その結果、膜状部材１２のヤング率をＥ（Ｐａ）とし、膜状部材の厚みをｔ（ｍ）とし、背面空間の厚み（背面距離）をｄ（ｍ）とし、膜状部材が振動する領域の円相当直径、すなわち、膜状部材が枠体（例えば、内側枠体１８）に固定されている場合には枠体の開口部の円相当直径をΦ（ｍ）とすると、１つの膜状部材の硬さＥ×t^3（Ｐａ・m^3）を、２１．６×$d^{-1.25}\times\Phi^{4.15}$以下とすることが好ましいことが分かった。さらに、係数ａを用いて、ａ×$d^{-1.25}\times\Phi^{4.15}$と表すと、係数ａが、１１．１以下、８．４以下、７．４以下、６．３以下、５．０以下、４．２以下、３．２以下と係数ａが小さくなるほど好ましいことが分かった。

また、膜状部材の硬さＥ×t^3（Ｐａ・m^3）は、２．４９×10^{-7}以上であ

ることが好ましく、７．０３×１０$^{-7}$以上であることがより好ましく、４．９８×１０$^{-6}$以上であることがさらに好ましく、１．１１×１０$^{-5}$以上であることがよりさらに好ましく、３．５２×１０$^{-5}$以上であることが特に好ましく、１．４０×１０$^{-4}$以上であることが最も好ましいことがわかった。

膜状部材の硬さを上記範囲とすることで、防音構造体１０の膜状部材の膜振動において高次振動モードを好適に励起することができる。この点について、以下詳細に説明する。

[0110] 先ず、膜状部材の物性として、膜状部材の硬さと膜状部材の重さが一致していれば、材質、ヤング率、厚み及び密度が異なるものであっても、膜振動の特性は同じとなることを見出した。

膜状部材の硬さは、（膜状部材のヤング率）×（膜状部材の厚み）^{3}で表される物性である。また、膜状部材の重さは、（膜状部材の密度）×（膜状部材の厚み）に比例する物性である。

ここで、膜状部材の硬さは、ゼロテンションとした場合、すなわち、伸ばされることなく、例えば、膜状部材を台にただ乗せた状態で枠体に取り付けた場合に当てはまる。張力をかけながら膜状部材を枠体に取り付けた場合は、上記の膜状部材のヤング率に対して張力込の補正をすれば同様に扱うことができる。

[0111] 図３５及び図３６は、膜状部材の硬さ＝（膜状部材のヤング率）×（膜状部材の厚み）^{3}と、膜状部材の重さ≒（膜状部材の密度）×（膜状部材の厚み）を一定に保ちながら、膜状部材の厚みを１０μｍから９０μｍまで５μｍ刻みで変化させた場合の、防音構造体による吸音率をシミュレーションによって求めた結果を示すグラフである。なお、シミュレーションは、有限要素法計算ソフトCOMSOL ver.5.3(COMSOL Inc.)の音響モジュールを用いて行った。

膜状部材の厚みヤング率及び密度は、厚み５０μｍ、ヤング率４．５ＧＰａ、密度１．４ｇ／ｃｍ^3（ＰＥＴ膜に相当）を基準として膜状部材の厚みに合わせて変更した。枠体の開口部の直径は２０ｍｍとした。

図３５には、背面距離が２ｍｍの場合の結果を示し、図３６には、背面距離が５ｍｍの場合の結果を示す。

[0112] 図３５及び図３６に示すとおり、膜状部材の厚みを１０μｍから９０μｍまで変えているにもかかわらず、同一の吸音性能が得られていることが分かる。すなわち、膜状部材の硬さ、及び膜状部材の重さが一致していれば、厚み、ヤング率、及び密度が異なっていても同じ特性を示すことが分かる。

[0113] 次に、膜状部材の厚み５０μｍ、密度１．４ｇ／ｃｍ^{3}で、枠体の開口部の直径を２０ｍｍとし、背面距離を２ｍｍとして、膜状部材のヤング率を１００ＭＰａから１０００ＧＰａまで変更してそれぞれシミュレーションを行い、吸音率を求めた。１０^{8}Ｐａから１０^{12}Ｐａまで、指数を０．０５ステップで大きくして計算を行った。結果を図３７に示す。図３７は、膜状部材のヤング率と周波数と吸音率との関係を示すグラフである。この条件は、上記シミュレーションの結果により、異なる厚みに対しても同じ硬さになるように換算することができる。

[0114] 図３７に示すグラフおいて、グラフ中、最も右側、すなわちヤング率が高い側で吸音率が高くなっている帯状の領域は、基本振動モードに起因する吸音が生じたものである。基本振動モードであることは、これ以上低次のモードが現れないことを意味し、また、基本振動モードは、シミュレーションの膜振動の可視化によって確認することができる。なお、基本振動モードは、実験的にも膜振動の測定を行うことで確認可能である。

また、その左側、すなわち膜状部材のヤング率が小さい側で吸音率が高くなっている帯状の領域は、二次振動モードに起因する吸音が生じたものである。さらに、その左側で吸音率が高くなっている帯状の領域は、三次振動モードに起因する吸音が生じたものである。さらに、左側に行くにしたがって、すなわち膜状部材が柔らかくなるにしたがって、高次の振動モードに起因する吸音が生じている。

図３７から、膜状部材のヤング率が高い、すなわち膜状部材が硬いと、基本振動モードによる吸音が支配的になり、膜状部材が柔らかくなるほど高次

振動モードによる吸音が支配的になることが分かる。

[0115] 背面距離を３ｍｍ、１０ｍｍとした以外は上記と同様にして、膜状部材のヤング率を種々変更してシミュレーションを行い、吸音率を求めた結果を図３８及び図３９に示す。

図３８及び図３９からも、膜状部材が硬いと、基本振動モードによる吸音が支配的になり、膜状部材が柔らかくなるほど高次振動モードによる吸音が支配的になることが分かる。

[0116] 図３７～図３９から、基本振動モードによる吸音の場合には、膜状部材のヤング率の変化に対して吸音率が最も高くなる周波数（ピーク周波数）が変化しやすいことがわかる。また、高次になるにしたがって、膜状部材のヤング率が変化してもピーク周波数の変化が小さくなることが分かる。

また、膜状部材の硬さが柔らかい側（１００ＭＰａ～５ＧＰａの範囲）では膜状部材の硬さが変わっても吸音周波数がほとんど変化せず、異なる次数の振動モードに切り替わることが分かる。よって、環境の変化等で膜の柔らかさが大きく変化しても吸音周波数をほぼ変化せずに用いることができる。

また、膜状部材が柔らかい領域ではピークの吸音率が小さくなることが分かる。これは、膜状部材の屈曲による吸音が小さくなり膜状部材のマス（重さ）のみが重要になってしまうためである。

さらに、図３７～図３９の対比から、背面距離が大きくなるほど、ピーク周波数が低くなることが分かる。すなわち、背面距離によってピーク周波数を調整できることが分かる。

[0117] ここで、図３７から、高次（二次）振動モードによる吸音率が基本振動モードによる吸音率よりも高くなるヤング率（以下「高次振動ヤング率」ともいう）を読み取ると、３１．６ＧＰａであった。同様に、図３８及び図３９から高次（二次）振動モードによる吸音率が基本振動モードによる吸音率よりも高くなるヤング率を読み取ると、それぞれ、２２．４ＧＰａ、４．５ＧＰａであった。

さらに、背面距離４ｍｍ、５ｍｍ、６ｍｍ、８ｍｍ、１２ｍｍの場合につ

いても、上記と同様にして膜状部材のヤング率を種々変更してシミュレーションを行い、吸音率を求めて、高次（二次）振動モードによる吸音率が基本振動モードによる吸音率よりも高くなるヤング率を読み取った。結果を図４０及び表４に示す。

図４０は、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる背面距離とヤング率の値をプロットしたグラフである。なお、背面距離が８ｍｍ、１０ｍｍ、１２ｍｍの場合には、基本振動モードの吸音率は膜状部材のヤング率が低くなるにつれて下がるが、さらに低くなると吸音率が一旦高くなる領域が存在する。そのため、膜状部材のヤング率が低い領域で、高次振動モードにおける吸音率と基本振動モードにおける吸音率とが再逆転する領域が存在する。

[0118] [表4]

表4

背面距離 mm	高次振動ヤング率 GPa	再逆転下限ヤング率 GPa	再逆転上限ヤング率 GPa
2	31.6	–	–
3	22.4	–	–
4	15.8	–	–
5	12.6	–	–
6	10	–	–
8	7.9	10	11.2
10	4.5	6.3	14.1
12	3.2	5.6	14.1

[0119] 図４０において、プロットされた点を結ぶ線よりも左下側の領域が、高次振動モードによる吸音が高くなる領域（高次振動吸音優位領域）であり、右上側の領域が基本振動モードによる吸音が高くなる領域（基本振動吸音優位領域）である。

高次振動吸音優位領域と基本振動吸音優位領域との境界線を近似式で表すと、ｙ＝８６．７３３×ｘ$^{-1.25}$であった。

[0120] さらに、図４０に示すグラフを、膜状部材の硬さ（（ヤング率）×（厚み）^{3}（Ｐａ・ｍ^{3}））と背面距離（ｍ）との関係に変換した結果を図４１に示す。図４１から高次振動吸音優位領域と基本振動吸音優位領域との境界線を近

似式で表すと、ｙ＝１．９２６×１０$^{-6}$×ｘ$^{-1.25}$であった。すなわち、高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い構成とするためには、ｙ≦１．９２６×１０$^{-6}$×ｘ$^{-1.25}$を満たす必要がある。

膜状部材のヤング率をＥ（Ｐａ）とし、膜状部材の厚みをｔ（ｍ）とし、背面空間の厚み（背面距離）をｄ（ｍ）とすると、上記式は、Ｅ×ｔ^{3}（Ｐａ・ｍ^{3}）≦１．９２６×１０$^{-6}$×ｄ$^{-1.25}$となる。

[0121] 次に、枠体の開口部の直径（以下、枠直径ともいう）の影響について検討した。

背面距離を３ｍｍとし、枠体の開口部の直径を１５ｍｍ、２０ｍｍ、２５ｍｍ、３０ｍｍとした場合それぞれで、上記と同様に膜状部材のヤング率を種々変更してシミュレーションを行い、吸音率を算出し、図３７に示すようなグラフを求めた。求めたグラフから高次振動モードによる吸音率が基本振動モードによる吸音率よりも高くなるヤング率を読み取った。

ヤング率を膜状部材の硬さ（Ｐａ・ｍ^{3}）に変換して、枠直径（ｍ）と膜状部材の硬さのグラフに、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる点をプロットした。結果を図４２に示す。図４２において、プロットされた点を結ぶ線を近似式で表すと、ｙ＝３１９１７×ｘ$^{4.15}$であった。

[0122] 背面距離が４ｍｍの場合についても同様にシミュレーションを行って、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる点をプロットしたグラフを求めた。結果を図４３に示す。図４３において、プロットされた点を結ぶ線を近似式で表すと、ｙ＝２２０２６×ｘ$^{4.15}$であった。

他の背面距離についても同様のシミュレーションを行って高次振動吸音優位領域と基本振動吸音優位領域との境界線を表す近似式を求めたところ、係数は異なるものの、変数ｘにかかる指数は、４．１５で一定であった。

[0123] 先に求めた、膜状部材の硬さ（Ｐａ・ｍ^{3}）と背面距離（ｍ）との関係式Ｅ

$\times t^3$（Ｐａ・m^3）≦１．９２６×$10^{-6}\times d^{-1.25}$は、枠直径が２０ｍｍの場合であるので、枠直径２０ｍｍを基準として、この式に枠直径Φ（ｍ）を変数として組み込むと、$E\times t^3$（Ｐａ・m^3）≦１．９２６×$10^{-6}\times d^{-1.25}\times$（Φ／０．０２）$^{4.15}$となる。これを整理すると、$E\times t^3$（Ｐａ・$m^3$）≦２１．６×$d^{-1.25}\times\Phi^{4.15}$となる。

すなわち、膜状部材の硬さ$E\times t^3$（Ｐａ・m^3）を２１．６×$d^{-1.25}\times\Phi^{4.15}$以下とすることで、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くすることができる。

なお、枠直径Φは枠体の開口部の直径であり、すなわち、膜状部材が振動する領域の直径である。なお、開口部の形状が円形以外の場合には、円相当直径をΦとして用いればよい。

ここで、円相当直径とは、膜振動部領域の面積を求めて、それと等しい面積となる円の直径を算出することで求めることができる。

[0124] 以上の結果から、膜状部材の高次振動モードを利用する場合、その共鳴周波数（吸音ピーク周波数）は、膜状部材のサイズと背面距離でほぼ決定され、周囲の環境の変化により膜の硬さ（ヤング率）が変化しても共鳴周波数の変化幅が小さく、環境変化に対してロバスト性が高いことが分かる。

[0125] 次に、膜状部材の密度について検討を行った。

膜状部材の密度を２．８ｇ／ｃm^3とし、膜状部材の厚みを５０μｍとし、枠体の開口部の直径を２０ｍｍとし、背面距離を２ｍｍとして、膜状部材のヤング率を１００ＭＰａから１０００ＧＰａまで変更してシミュレーションを行い、吸音率を求めた。結果を図４４に示す。

[0126] 図４４から、膜状部材のヤング率が大きい領域では基本振動モードによる吸音が支配的で、その吸音周波数は膜の硬さに対して依存性が大きいことが分かる。また、一方の膜状部材のヤング率が小さい領域では、膜の硬さが変化しても吸音周波数はほとんど変化しないことが分かる。

図４４と、膜状部材の密度のみが異なる図３７との対比から、膜状部材の密度が大きくなることで、すなわち膜状部材の質量が大きくなることで、膜

が柔らかい領域での周波数が低周波側にシフトしていることが分かる。なお、図３７に示したシミュレーションの場合が３．４ｋＨｚであり、図４４に示したシミュレーションの場合が４．９ｋＨｚである。

[0127] また、図４４から高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなるヤング率を求めたところ、３１．６ＧＰａであった。この値は、膜状部材の密度のみが異なる図３７の結果と同じである。したがって、膜状部材の質量に応じて周波数は変化しているが、高次振動モードによる吸音が基本振動モードによる吸音を上回る膜の硬さは、膜の質量に因らないことが分かった。

[0128] 背面距離を３ｍｍ、４ｍｍ、５ｍｍに変更した以外は図４４に示すシミュレーションと同様にシミュレーションを行い、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなるヤング率を求めた。結果を表５に示す。

[0129] [表5]

表５

背面距離 mm	高次振動ヤング率 GPa
2	31.6
3	22.4
4	15.8
5	12.6

[0130] 表５と表４との対比から、膜状部材の質量が異なる場合でも、背面距離が２ｍｍから５ｍｍと小さい場合には、高次振動ヤング率は膜状部材の質量に依存せずに変わらないことが分かる。

[0131] さらに、膜状部材の密度を４．２ｇ／ｃｍ^{3}とし、膜状部材の厚み５０μｍで、枠体の開口部の直径を２０ｍｍとし、背面距離を２ｍｍとして、膜状部材のヤング率を１００ＭＰａから１０００ＧＰａまで変更してシミュレーションを行い、吸音率を求めた。結果を図４５に示す。

[0132] 図４５から、膜状部材の密度がより大きい場合においても、高次振動モードにおける吸音率が基本振動モードにおける吸音率よりも高くなる領域があ

り、そのときのヤング率は、３１．６ＧＰａであった。

したがって、膜状部材の密度に対して吸音ピーク周波数は依存するが、基本振動モードにおける吸音率より高次振動モードにおける吸音率が大きくなるヤング率と背面距離との関係は、変わらないことが分かった。

以上から、上記で求めた関係式Ｅ×ｔ^{3}（Ｐａ・ｍ^{3}）≦２１．６×ｄ$^{-1.25}$×Φ$^{4.15}$は、膜状部材の密度が変化しても適用できることが分かる。

[0133] ここで、図３７に対応する、背面距離２ｍｍ、枠体の開口部の直径２０ｍｍの場合について、基本振動モードによる吸音、二次振動モードによる吸音、及び三次振動モードによる吸音それぞれの吸音率ピーク（それぞれのモードにおける吸音極大値）を求めた。図４９にそれぞれのヤング率と吸音率との関係を示す。

[0134] 図４９から、膜の硬さ（ヤング率）を変えることで、振動モード毎に吸音率が変化していることが分かる。また、膜の硬さが柔らかくなると高次振動モードの吸音率が高くなることが分かる。すなわち、膜が柔らかくなると、高次振動モードの吸音に移り変わることが分かる。

[0135] 同様に、図３９に対応する、背面距離３ｍｍの場合について、基本振動モードによる吸音、二次振動モードによる吸音、三次振動モードによる吸音それぞれの吸音率ピークを求めた。図５０にそれぞれのヤング率と吸音率との関係を示す。

[0136] 図４９及び図５０において、基本振動モードの吸音率と２次振動モードの吸音率が逆転する膜の硬さが２１．６×ｄ$^{-1.25}$×Φ$^{4.15}$に対応する。

ここでは、基本振動モード吸音と２次振動モード吸音の吸音率に関して、関係式Ｅ×ｔ^{3}≦２１．６×ｄ$^{-1.25}$×Φ$^{4.15}$という関係式を求めた。同様にして、右辺の係数を膜の硬さ（ヤング率×厚みの３乗）に対して求めることができる。すなわち、右辺の係数をａとして、Ｅ×ｔ^{3}＝ａ×ｄ$^{-1.25}$×Φ$^{4.15}$から、ある条件を満たすヤング率Ｅおよび膜の厚みｔに対応する係数ａは、ａ＝（Ｅ×ｔ^{3}）／（ｄ$^{-1.25}$×Φ$^{4.15}$）から求めることができる。

この係数ａとヤング率との関係を背面距離２ｍｍ、背面距離３ｍｍのそれ

ぞれについて求めた。

[0137] また、図４９及び図５０から、ヤング率に対して、二次振動モードにおけるピーク吸音率と基本振動モードにおけるピーク吸音率との比（二次振動モードの吸音率／基本振動モードの吸音率、以下、吸音倍率ともいう）を求めた。

吸音倍率とヤング率との関係を背面距離２ｍｍ、背面距離３ｍｍのそれぞれについて求めた。

上記で求めた係数ａとヤング率との関係と、ヤング率と吸音倍率との関係から、係数ａと吸音倍率との関係を、背面距離２ｍｍ、背面距離３ｍｍのそれぞれについて求めた。結果を図５１に示す。

[0138] 背面距離２ｍｍの場合と、背面距離３ｍｍの場合とでは、膜状部材の背面に存在する空気による空気ばねの硬さが異なるため、ヤング率に対する吸音率の振る舞いは互いに異なる（図４９及び図５０）。しかしながら、図５１に示したように、係数ａに従って吸音倍率を示すと、背面距離に依らずに吸音倍率が決定されることが分かる。この吸音倍率と係数ａとの関係を表６に示す。

[0139] [表6]

表６

係数a	吸音倍率
11.1	2
8.4	3
7.4	4
6.3	5
5	8
4.2	10
3.2	12

[0140] 図５１及び表６から、係数ａが小さいほど吸音倍率が大きくなることが分かる。吸音倍率が高い場合には、より高次振動モードの吸音が大きく現れ、また本発明の特徴であるコンパクトで高次振動モードによる吸音の効果を大きく出すことができる。

ここで、表６から分かるように、係数ａは、１１．１以下、８．４以下、７．４以下、６．３以下、５．０以下、４．２以下、３．２以下となること

が好ましい。

また、別の観点で係数ａが９．３以下の場合に、３次振動吸音が基本振動吸音率を上回る。よって、係数ａが９．３以下であることも好ましい。

[0141] 次に、ヤング率が非常に低い領域、すなわち、膜が柔らかい領域での吸音ピーク周波数について検討を行った。

まず、上述した膜状部材の密度が１．４ｇ／ｃｍ^{3}の場合のシミュレーション結果において、図３７等からヤング率が１００ＭＰａの場合の吸音ピーク周波数を読み取った。結果を図４６に示す。図４６は背面距離とヤング率１００ＭＰａでの吸音ピーク周波数との関係を表すグラフである。

[0142] 図４６から、背面距離が大きくなることで吸音ピーク周波数が低周波側になることが分かる。

ここで、膜のない単純な気柱共鳴管との比較を行う。例えば、背面距離２ｍｍの防汚構造体を、気柱共鳴管の長さ２ｍｍの場合の気柱共鳴と比較する。背面距離２ｍｍの場合、気柱共鳴管での共鳴周波数は開口端補正を加えても１０６００Ｈｚ付近となる。なお、気柱共鳴の共鳴周波数も図４６にプロットした。

[0143] 図４６から、膜が柔らかい領域では、吸音ピーク周波数はロバスト性を持って一定の周波数に収束するが、その周波数は、気柱共鳴周波数ではなく、より低周波側の吸音ピークであることが分かる。つまり、膜を取り付けて高次振動モードによる吸音を実施することによって、膜状部材の変化に対してロバスト性を持ち、かつ気柱共鳴管と比較して背面距離が小さいコンパクトな吸音構造を実現することができる。

一方で、膜を極端に柔らかくすると吸音率が低下する。これは、膜振動が高次に移り変わる中で膜振動の腹と節のピッチが細かくなっていき、振動による曲がりが小さくなることで吸音効果が小さくなっていることが原因である。

[0144] 同様に、上述した膜状部材の密度が２．８ｇ／ｃｍ^{3}の場合のシミュレーション結果において、図４４等からヤング率が１００ＭＰａの場合の吸音ピー

ク周波数を読み取った。結果を図４７に示す。

図４７から、気柱共鳴管と比較して吸音ピーク周波数が小さくなるため、背面距離が小さいコンパクトな吸音構造を実現することができる。

また、図４７に示すグラフから近似式を求めると、膜が柔らかい領域では、吸音ピーク周波数は背面距離の０．５乗によく比例することが分かる。

[0145] さらに、柔らかい膜まで検討するために、１ＭＰａから１０００ＧＰａまでヤング率を変化させた場合の最大の吸音率を検討した。枠直径２０ｍｍ、膜状部材の厚み５０μｍ、背面距離３ｍｍとして計算を行った。図４８に最大吸音率をヤング率に対して示した。図４８に示すグラフにおいて、吸音する振動モードが入れ替わる硬さ付近で最大吸音率の波形が振動している。また、膜状部材の厚み５０μｍで１００ＭＰａ以下程度の柔らかい膜となると、吸音率が小さくなっていくことが分かる。

表７に、最大吸音率が４０％、５０％、７０％、８０％、９０％を超えるヤング率と対応する膜の硬さ、さらに膜の最大吸音の振動モード次数が移り変わっても吸音率が９０％を超えたままとなる硬さも示した。

表７から、膜状部材の硬さＥ×t^3（Ｐａ・m^3）は、２．４９×10^{-7}以上であることが好ましく、７．０３×10^{-7}以上であることがより好ましく、４．９８×10^{-6}以上であることがさらに好ましく、１．１１×10^{-5}以上であることがよりさらに好ましく、３．５２×10^{-5}以上であることが特に好ましく、１．４０×10^{-4}以上であることが最も好ましいことが分かる。

[0146] [表7]

表7

ヤング率 MPa	膜の硬さ $E\times m^3$	最大吸音率基準
2	2.49E-07	>40%
5.6	7.03E-07	>50%
39.8	4.98E-06	>70%
89.1	1.11E-05	>80%
281.8	3.52E-05	>90%
1122	1.40E-04	振動なく>90%

[0147] 以下、防音構造体１０各部（すなわち、板状部材１４、膜状部材１２、内側枠体１８、および、外側枠体１９）を構成する材料について説明する。

＜枠体材料＞

内側枠体１８及び外側枠体１９の材料（以下、枠体材料）は、膜状部材１２とともに振動（共振）しないもの、すなわち剛体であり、具体的には金属材料、樹脂材料、強化プラスチック材料、および、カーボンファイバ等を挙げることができる。金属材料としては、例えば、アルミニウム、チタン、マグネシウム、タングステン、鉄、スチール、クロム、クロムモリブデン、ニクロムモリブデン、銅および、これらの合金等の金属材料を挙げることができる。また、樹脂材料としては、例えば、アクリル樹脂、ポリメタクリル酸メチル、ポリカーボネート、ポリアミドイミド、ポリアリレート、ポリエーテルイミド、ポリアセタール、ポリエーテルエーテルケトン、ポリフェニレンサルファイド、ポリサルフォン、ポリエチレンテレフタラート、ポリブチレンテレフタラート、ポリイミド、ＡＢＳ樹脂（アクリロニトリル（Acrylonitrile）、ブタジエン（Butadiene）、スチレン（Styrene）共重合合成樹脂）、ポリプロピレン、および、トリアセチルセルロース等の樹脂材料を挙げることができる。また、強化プラスチック材料としては、炭素繊維強化プラスチック（ＣＦＲＰ：Carbon Fiber Reinforced Plastics）、および、ガラス繊維強化プラスチック（ＧＦＲＰ：Glass Fiber Reinforced Plastics）を挙げることができる。また、天然ゴム、クロロプレンゴム、ブチルゴム、ＥＰＤＭ（エチレン・プロピレン・ジエンゴム）、シリコーンゴム等ならびにこれらの架橋構造体を含むゴム類を挙げることができる。

また、枠体材料として各種ハニカムコア材料を用いることもできる。ハニカムコア材料は軽量で高剛性材料として用いられているため、既製品の入手が容易である。アルミハニカムコア、ＦＲＰハニカムコア、ペーパーハニカムコア（新日本フエザーコア株式会社製、昭和飛行機工業株式会社製など）、熱可塑性樹脂（具体的には、ＰＰ（ポリプロピレン）、ＰＥＴ（ポリエチレンテレフタラート）、ＰＥ（ポリエチレン）、ＰＣ（ポリカーボネート）など）、ハニカムコア（岐阜プラスチック工業株式会社製ＴＥＣＣＥＬＬなど）など様々な素材で形成されたハニカムコア材料を枠体材料として使用す

ることが可能である。

また、枠材料として、空気を含む構造体、すなわち、発泡材料、中空材料、多孔質材料等を用いることもできる。多数の膜型の防音構造体を用いる場合に各セル間で通気しないためにはたとえば独立気泡の発泡材料などを用いて枠を形成することができる。例えば、独立気泡ポリウレタン、独立気泡ポリスチレン、独立気泡ポリプロピレン、独立気泡ポリエチレン、独立気泡ゴムスポンジなど様々な素材を選ぶことができる。独立気泡体を用いることで、連続気泡体と比較すると音、水、気体等を通さず、また構造強度が大きいため、枠材料として用いるには適している。また、上述した多孔質吸音体が十分な支持性を有する場合は、枠体を多孔質吸音体のみで形成しても良く、多孔質吸音体と枠体の材料として挙げたものを、例えば混合、混錬等により組み合わせて用いても良い。このように、内部に空気を含む材料系を用いることでデバイスを軽量化することができる。また、断熱性を付与することができる。

[0148] 防音構造体１０が高温となる場所に配置され得るため、枠体材料は、難燃材料より耐熱性の高い材料であることが好ましい。耐熱性は、例えば、建築基準法施行令の第百八条の二各号を満たす時間で定義することができる。建築基準法施行令の第百八条の二各号を満たす時間が５分間以上１０分間未満の場合が難燃材料であり、１０分間以上２０分間未満の場合が準不燃材料であり、２０分間以上の場合が不燃材料である。ただし、耐熱性については、適用分野別に定義されることが多い。そのため、防音構造体を利用する分野に合わせて、枠体材料を、その分野で定義される難燃性相当以上の耐熱性を有する材料からなるものとすればよい。

[0149] 枠体の形状について付言しておくと、枠体の肉厚（円筒状の枠体であれば、外径と内径との差）や厚みについては、当該枠体にて膜状部材１２を確実に固定、支持することができるものである以上、特に制限されるものではなく、例えば、枠体に形成された開口部２０の大きさ（内径）等に応じて適宜設定することができる。

[0150] ＜膜材料＞

膜状部材１２の材料（以下、膜材料）としては、アルミニウム、チタン、ニッケル、パーマロイ、４２アロイ、コバール、ニクロム、銅、ベリリウム、リン青銅、黄銅、洋白、錫、亜鉛、鉄、タンタル、ニオブ、モリブデン、ジルコニウム、金、銀、白金、パラジウム、鋼鉄、タングステン、鉛、および、イリジウム等の各種金属、あるいはＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）、ＴＡＣ（トリアセチルセルロース）、ＰＶＤＣ（ポリ塩化ビニリデン）、ＰＥ（ポリエチレン）、ＰＶＣ（ポリ塩化ビニル）、ＰＭＰ（ポリメチルペンテン）、ＣＯＰ（シクロオレフィンポリマー）、ゼオノア、ポリカーボネート、ＰＥＮ（ポリエチレンナフタレート）、ＰＰ（ポリプロピレン）、ＰＳ（ポリスチレン）、ＰＡＲ（ポリアリレート）、アラミド、ＰＰＳ（ポリフェニレンサルファイド）、ＰＥＳ（ポリエーテルサルフォン）、ナイロン、ＰＥｓ（ポリエステル）、ＣＯＣ（環状オレフィン・コポリマー）、ジアセチルセルロース、ニトロセルロース、セルロース誘導体、ポリアミド、ポリアミドイミド、ＰＯＭ（ポリオキシメチレン）、ＰＥＩ（ポリエーテルイミド）、ポリロタキサン（スライドリングマテリアルなど）およびポリイミド等の樹脂材料等が利用可能である。さらに、薄膜ガラスなどのガラス材料、ＣＦＲＰ（炭素繊維強化プラスチック）およびＧＦＲＰ（ガラス繊維強化プラスチック）のような繊維強化プラスチック材料を用いることもできる。また、天然ゴム、クロロプレンゴム、ブチルゴム、ＥＰＤＭ、シリコーンゴム等ならびにこれらの架橋構造体を含むゴム類を用いることができる。あるいは、これらを組合せた材料を膜材料として用いてもよい。

なお、熱、紫外線、外部振動等に対する耐久性が優れている観点から、耐久性を要求される用途においては金属材料を膜材料として用いるのが好ましい。また、金属材料を用いる場合には、錆びの抑制等の観点から、表面に金属めっきを施してもよい。

[0151] また、枠体への膜状部材１２の固定方法については、特に制限されるものではなく、両面テープまたは接着剤を用いる方法、ネジ止め等の機械的固定

方法、圧着等が適宜利用可能である。ここで、枠体材料や膜材料と同様、耐熱、耐久性、耐水性の観点から固定手段を選定するのが好ましい。例えば、接着剤を用いて固定する場合には、セメダイン社「スーパーＸ」シリーズ、スリーボンド社「３７００シリーズ（耐熱）」、太陽金網株式会社製耐熱エポキシ系接着剤「Duralcoシリーズ」などを固定手段として選定するとよい。また、両面テープを用いて固定する場合には、スリーエム製高耐熱両面粘着テープ9077などを固定手段として選定するとよい。このように、要求する特性に対して様々な固定手段を選択することができる。

[0152] ＜板状部材の材料＞

板状部材の材料としては、膜材料と同じく、アルミニウム、チタン、ニッケル、パーマロイ、４２アロイ、コバール、ニクロム、銅、ベリリウム、リン青銅、黄銅、洋白、錫、亜鉛、鉄、タンタル、ニオブ、モリブデン、ジルコニウム、金、銀、白金、パラジウム、鋼鉄、タングステン、鉛、および、イリジウム等の各種金属、あるいはＰＥＴ（ポリエチレンテレフタレート）、ＴＡＣ（トリアセチルセルロース）、ＰＶＤＣ（ポリ塩化ビニリデン）、ＰＥ（ポリエチレン）、ＰＶＣ（ポリ塩化ビニル）、ＰＭＰ（ポリメチルペンテン）、ＣＯＰ（シクロオレフィンポリマー）、ゼオノア、ポリカーボネート、ＰＥＮ（ポリエチレンナフタレート）、ＰＰ（ポリプロピレン）、ＰＳ（ポリスチレン）、ＰＡＲ（ポリアリレート）、アラミド、ＰＰＳ（ポリフェニレンサルファイド）、ＰＥＳ（ポリエーテルサルフォン）、ナイロン、ＰＥｓ（ポリエステル）、ＣＯＣ（環状オレフィン・コポリマー）、ジアセチルセルロース、ニトロセルロース、セルロース誘導体、ポリアミド、ポリアミドイミド、ＰＯＭ（ポリオキシメチレン）、ＰＥＩ（ポリエーテルイミド）、ポリロタキサン（スライドリングマテリアルなど）およびポリイミド等の樹脂材料等が利用可能である。さらに、ガラス材料、ＣＦＲＰ（炭素繊維強化プラスチック）およびＧＦＲＰ（ガラス繊維強化プラスチック）のような繊維強化プラスチック材料を用いることもできる。また、天然ゴム、クロロプレンゴム、ブチルゴム、ＥＰＤＭ、シリコーンゴム等ならびにこれ

らの架橋構造体を含むゴム類を用いることができる。あるいは、これらを組合せた材料を膜材料として用いてもよい。

[0153] また、内側枠体１８及び外側枠体１９と膜状部材１２及び板状部材１４をともに樹脂材料やガラスなどの透明性のある部材を選ぶことで、防音構造体１０自体を透明にすることができる。例えば、ＰＥＴ、アクリル、ポリカーボネートなど透明性樹脂を選べばよい。一般に用いられる多孔質吸音材料では、その多孔質が可視光を散乱するため、散乱光の発生を防ぐことができないため、透明な防音構造体を実現できることに特異性がある。

さらに、内側枠体１８及び外側枠体１９および／または膜状部材１２及び板状部材１４に反射防止コートあるいは反射防止構造をつけても良い。例えば、誘電体多層膜による光学干渉を用いた反射防止コートをすることができる。可視光を反射防止することで、内側枠体１８及び外側枠体１９および／または膜状部材１２及び板状部材１４の視認性がさらに下げて目立たなくすることができる。

このようにして透明な防音構造体を例えば窓部材に取り付けたり、代替として用いることができる。

[0154] また、内側枠体１８及び外側枠体１９もしくは膜状部材１２及び板状部材１４に遮熱機能を持たせることもできる。金属材料であれば一般的に近赤外線も遠赤外線も反射するため輻射熱伝導を抑制することができる。また、透明樹脂材料などであっても遮熱構造を表面に持たせることで透明なまま近赤外線のみを反射させることができる。例えば、誘電体多層構造によって可視光を透過させたまま近赤外線を選択的に反射させることができる。具体的には、３Ｍ社Ｎａｎｏ９０ｓなどのマルチレイヤーＮａｎｏシリーズは２００層超の層構成で可視光は透過させつつ近赤外線を光学干渉によって選択的に反射するため、このような構造を透明樹脂材料に対して貼り合わせて枠体や膜状部材として用いることもできるし、この部材自体を膜状部材１２として利用してもよい。例えば、窓部材の代替として吸音性と遮熱性を有する構造とすることができる。

[0155] 環境温度が変化する系では、内側枠体１８及び外側枠体１９の材料と膜状部材１２及び板状部材１４とも環境温度に対して物性変化が小さいことが望ましい。

例えば樹脂材料を用いる場合には、大きな物性の変化をもたらす点（ガラス転移温度、融点等）が環境温度域外にあるものを用いることが望ましい。

さらに、枠体と膜状部材とで異質の部材を用いる場合には、環境温度に於ける熱膨張係数（線熱膨張係数）が同程度であることが望ましい。

枠体及び膜状部材との間で熱膨張係数が大きく異なると、環境温度が変化した場合に枠体と膜状部材の変位量が異なるため、膜に歪みが生じ易くなる。歪み及び張力変化は、膜の共鳴周波数に影響を与えるため、温度変化に伴って消音周波数が変化し易くなり、また温度が元の温度に戻っても歪みが緩和せずに消音周波数が変化したままになる場合がある。

これに対して、熱膨張係数が同程度である場合には、温度変化に対して枠体と膜状材料が同様に伸び縮みするために歪みが生じ難くなる結果、環境温度の変化に対して安定した消音特性を発現できる。

熱膨張係数の指標として線膨張率が知られており、例えばＪＩＳ　Ｋ　７１９７等公知の方法で測定することができる。枠体と膜状材料との線膨張係数の差は、使用する環境温度域に於いて９ｐｐｍ／Ｋ以下であることが好ましく、５ｐｐｍ／Ｋ以下であることがより好ましく、３ｐｐｍ／Ｋ以下であることが特に好ましい。このような範囲から部材を選定することで、使用する環境温度で安定した消音特性を発現できる。

[0156] 防音構造体１０が高温となる場所に配置され得るため、板状部材は、難燃材料、もしくは不燃材料、あるいは、耐熱性の高い材料であることが好ましい。

[0157] ＜＜本発明の防音構造体の変形例について＞＞

以上までに本発明の一例に係る防音構造体（すなわち、防音構造体１０）の構成について説明してきたが、その内容は、あくまでも本発明の防音構造体の構成例の一つに過ぎず、他の構成も考えられる。以下では、本発明の防

音構造体の変形例について説明する。

[0158] 上述した防音構造体１０の構成では、膜状部材１２を支持する支持体１６が、複数の円筒状枠体によって構成されていることとした。ただし、支持体１６については、膜状部材１２を膜振動可能に支持し、板状部材１４を支持するものであればよく、例えば、各種電子機器の筐体の一部であってもよい。かかる構成を採用する場合、支持体１６としての枠体を筐体側にあらかじめ一体成型するとよい。そのようにすれば、膜状部材１２および板状部材１４を後から取り付けることが可能となる。

また、支持体１６は、枠体に限定されず、平板（ベース板）からなるものであってもよい。かかる構成を採用する場合、板状部材１４として湾曲した板を用いてその端部を支持体１６に固定し、また、膜状部材１２を湾曲させて、その端部を板状部材１４の端部に固定することで、背面空間２４および第一空間２６を確保しつつ、膜状部材１２を膜振動可能に支持することが可能となる。

また、膜状部材１２の縁部を接着剤等で部材に固定した後に、その背面側（厚み方向における内側）より圧力を掛けて膜状部材１２の膜部分１２ａを膨らませ、その後に背面側を板等で塞ぐ構成としてもよい。あるいは、有底筒状の枠体に板状部材１４を固定したあと、縁部に湾曲させた膜状部材１２を固定する構成としてもよい。

[0159] また、支持体１６を構成する枠体については、円筒形状に限定されるものではなく、膜状部材１２を振動可能に支持できれば、種々の形状とすることが可能である。例えば、角筒形状（直方体の外形形状で開口部２０が形成された形状）の枠体を用いてもよい。

[0160] また、上述した防音構造体１０の構成では、背面空間２４と第一空間２６とが板状部材１４に形成された貫通孔１４ａによって連通しているものの、背面空間２４および第一空間２６（防音構造体の内部空間）は防音構造体１０の外部の空間から完全に遮断されている。しかしながら、これに限定されるものではなく、防音構造体の内部空間は、その内部への空気の流れが阻害

されるように仕切られていればよく、必ずしも完全な閉空間である必要はない。すなわち、上記の空間を囲む膜状部材１２、外側枠体１９および内側枠体１８の一部に孔やスリットが穿設されていてもよい。そして、膜状部材１２、外側枠体１９および内側枠体１８の一部に孔やスリットが設けられることにより、防音構造体１０における吸音ピークの周波数を変えることが可能となる。

具体的に説明すると、図２２に図示した防音構造体１０の構成のように膜状部材１２に貫通孔２８を穿設すると、ピーク周波数を調整することができる。より詳しく説明すると、膜状部材１２の膜部分１２ａに貫通孔２８を形成すると、膜状部材１２の音響インピーダンスが変化する。また、貫通孔２８によって膜状部材１２の質量が減少する。これらの事象に起因して膜状部材１２の共鳴周波数が変化するものと考えられ、結果としてピーク周波数が変化することになる。

なお、図２２は、本発明の防音構造体１０の変形例を示す図であり、図３に図示の断面と同位置の断面を示す模式図である。図２２に示す防音構造体は、多孔質吸音体３０を有する以外は、図３に示す防音構造体と同じ構成を有するので、同じ部位には同じ符号を付し、異なる部位の説明を主に行なう。この点については、図２３～図２８に示す変形例についても同様である。

[0161] また、貫通孔２８が形成された後のピーク周波数については、貫通孔２８の大きさ（図２２中のＬｎ）を調整することで制御可能である。また、貫通孔２８の大きさについては、空気の流れが阻害される大きさであれば、特に限定されないが、膜状部材１２の膜部分１２ａの大きさ（振動する領域の大きさ）よりも小さいサイズとし、具体的には円相当直径で０．１ｍｍ～１０ｍｍが好ましく、０．５ｍｍ～７ｍｍがより好ましく、１ｍｍ～５ｍｍがさらに好ましい。

また、膜部分１２ａの面積に対する貫通孔２８の面積の割合は、５０％以下が好ましく、３０％以下がより好ましく、１０％以下がさらに好ましい。

[0162] また、上述した防音構造体１０の構成では、背面空間２４の内部に空気の

みが存在していることとしたが、図２３に示すように、背面空間２４内に多孔質吸音体３０が配置されている構成であってもよい。また、第一空間２６内に多孔質吸音体が配置される構成であってもよい。

背面空間２４あるいは第一空間２６内に多孔質吸音体３０を配置することで、吸音ピークでの吸音率が小さくなる代わりに低周波側に広帯域化することが可能となる。

[0163] 多孔質吸音体３０としては、特に限定はなく、公知の多孔質吸音体を適宜利用することが可能である。例えば、発泡ウレタン、軟質ウレタンフォーム、木材、セラミックス粒子焼結材、フェノールフォーム等の発泡材料及び微小な空気を含む材料；グラスウール、ロックウール、マイクロファイバー（３M社製シンサレートなど）、フロアマット、絨毯、メルトブローン不織布、金属不織布、ポリエステル不織布、金属ウール、フェルト、インシュレーションボード並びにガラス不織布等のファイバー及び不織布類材料、木毛セメント板、シリカナノファイバーなどのナノファイバー系材料、石膏ボードなど、種々の公知の多孔質吸音体が利用可能である。

[0164] また、多孔質吸音体の流れ抵抗σ_1には特に限定はないが、１０００～１００００（Ｐａ・ｓ／m^2）が好ましく、５０００～８００００（Ｐａ・ｓ／m^2）がより好ましく、１００００～５００００（Ｐａ・ｓ／m^2）がさらに好ましい。

多孔質吸音体の流れ抵抗は、１ｃｍ厚の多孔質吸音体の垂直入射吸音率を測定し、Ｍｉｋｉモデル（Ｊ．　Ａｃｏｕｓｔ．　Ｓｏｃ．　Ｊｐｎ．，１１（１）　ｐｐ．１９－２４　（１９９０））でフィッティングすることで評価することができる。または「ＩＳＯ　９０５３」に従って評価してもよい。

[0165] 本発明の防音構造体は、さらに、第二の膜状部材を有していてもよい。

例えば、内側枠体１８に形成された開口部２０の両端が開口端となっており、内側枠体１８におけるもう一方の開口面（内側の開口面）に第二の膜状部材が取り付けられている構成であってもよい。

[0166] あるいは、図２４に示す防音構造体１０のように、膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４、内側枠体１８、第二の膜状部材１３、および、第三の枠体３２の順に積層される構成としてもよい。

図２４の防音構造体１０は、内側枠体１８が開口部２０の両端が開口端となっており、内側枠体１８におけるもう一方の開口面（内側の開口面）に第二の膜状部材１３の縁部が取り付けられており、第二の膜状部材１３の内側枠体１８とは反対側の面に第三の枠体３２が取り付けられている。第三の枠体３２は、剛体からなる有底の円筒型の枠体である。その径方向中央部分には円形の空洞からなる開口部が設けられている。また、厚み方向における第三の枠体３２の一端面（外側の端部）は、開口面となっている。第三の枠体３２の開口面には、第二の膜状部材１３の縁部（外縁部）が固定される。すなわち、第二の膜状部材１３は、縁部を内側枠体１８と第三の枠体３２に挟持されて、膜振動可能に支持される。第二の膜状部材１３の、第一空間２６とは反対側の面側には、第三の枠体３２と第二の膜状部材１３とに囲まれた背面空間３４が形成されている。

[0167] なお、図２４に示す例では、第二の膜状部材１３は、板状部材１４よりも内側（膜状部材１２とは反対側）に配置される構成としたが、これに限定はされない。例えば、膜状部材１２よりも外側に配置されていてもよい。

すなわち、図２５に示す防音構造体１０のように、第二の膜状部材１３、第四の枠体４４、膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４、および、内側枠体１８の順に積層される構成としてもよい。

第四の枠体４４は、剛体からなる厚み方向に貫通する開口部を有する円筒型の枠体である。膜状部材１２の、外側枠体１９とは反対側の面に、第四の枠体４４の一方の開口面が取り付けられており、第四の枠体４４の他方の開口面には第二の膜状部材１３が取り付けられている。第二の膜状部材１３は、その縁部（外縁部）が第四の枠体４４の開口面に固定されて、振動可能に支持されている。第二の膜状部材１３と膜状部材１２との間には、第二の膜状部材１３の背面空間４６が形成されている。

また、図２４および図２５に示す例では、第二の膜状部材１３を１枚有する構成としたが、これに限定はされず、第二の膜状部材１３を２枚以上有する構成としてもよい。

[0168] また、本発明の防音構造体は、さらに、板状部材の膜状部材側とは反対側の面側に、少なくとも１つの貫通孔を有する第二の板状部材を１枚以上有していてもよい。

[0169] 例えば、図２６に示す防音構造体１０のように、膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４、内側枠体１８、第二の板状部材１５、および、第三の枠体３２の順に積層される構成としてもよい。

第二の板状部材１５は、外径が、第三の枠体３２の開口面と略同じ大きさの円形の板状の部材である。第二の板状部材１５は、その一方の面の縁部（外縁部）が第三の枠体３２の開口面に固定されており、他方の面の縁部が内側枠体１８の開口面に固定されている。すなわち、第二の板状部材１５は、縁部を内側枠体１８と第三の枠体３２に挟持されている。また、第二の板状部材１５の略中央部には、貫通孔１５ａが形成されている。第二の板状部材１５と第三の枠体３２との間には、第二の板状部材１５と第三の枠体３２とに囲まれた第二空間４８が形成されている。第二の板状部材１５に形成された貫通孔１５ａと、第二空間４８とによってヘルムホルツ共鳴が発生する。

[0170] あるいは、第二の膜状部材と第二の板状部材とをそれぞれ１枚以上有していてもよい。

例えば、図２７に示す防音構造体１０のように、第二の膜状部材１３、第四の枠体４４、膜状部材１２、外側枠体１９、板状部材１４、内側枠体１８、第二の板状部材１５、および、第三の枠体３２の順に積層される構成としてもよい。

[0171] 図２４～図２７に示した各防音構造体のように、第二の膜状部材および／または第二の板状部材を有することによって、さらに異なる周波数での吸音率を高めることができる。

[0172] 第二の膜状部材の材料としては、上述した膜状部材１２の材料と同様のも

のが利用可能である。また、第二の膜状部材の厚み、硬さ、密度等は、上述した膜状部材１２の材料、厚み、硬さ、密度等と同様の範囲とするのが好ましい。

第二の板状部材の材料としては、上述した板状部材１４の材料と同様のものが利用可能である。また、第二の板状部材の厚み、貫通孔の大きさ等は、上述した板状部材１４の厚み、貫通孔の大きさ等と同様の範囲とするのが好ましい。

[0173] 第二の膜状部材１３を有する場合には、第二の膜状部材１３の膜部分１３ａに貫通孔３６が形成された構成としてもよい。

第二の膜状部材１３を複数有する場合には、少なくとも１つの第二の膜状部材１３に貫通孔３６が形成されていればよいが、全ての第二の膜状部材１３に貫通孔が形成されていてもよい。

また、図２８に示すように、膜状部材１２および第二の膜状部材１３それぞれに貫通孔（２８、３６）が形成された構成としてもよい。

さらに、膜状部材１２および全ての第二の膜状部材１３それぞれに貫通孔が形成された構成としてもよい。膜状部材１２および全ての第二の膜状部材１３に貫通孔が形成された構成とすることで、構造全体に完全な閉空間がない構造となる。たとえば外部温度や湿度変化などが生じた場合においても、構造全体に空気が循環しているために圧力が変わる等の影響を受けにくい構造となる。

[0174] 膜状部材１２および第二の膜状部材１３を有する場合には、外側に配置される膜状部材（第二の膜状部材）に貫通孔が形成されるのが好ましい。貫通孔が形成された膜状部材は、平均面密度（膜状部材の質量を膜状部材の外形面積にて除した値）が小さくなる。平均面密度がより小さい膜状部材が、防音構造体１０において外側の端に近い位置に配置されることによって、膜状部材を空気伝播音が通過し易くなり、また、貫通孔が形成されていることでより一層音が通過し易くなる。その結果、音波が防音構造体の内側に到達し易くなり、内側に配置された膜状部材による吸音の効果を高くすることがで

きる。

なお、貫通孔２８および３６は、複数穿設されていてもよく、その場合には、それぞれの貫通孔のサイズを上記と同様に調整をすることが可能である。

[0175] また、板状部材１４の貫通孔１４ａの部分には、ゴミを通さない大きさの網目を有するメッシュ部材を配置してもよい。メッシュ部材は、金属製あるいはプラスチック製のメッシュ、不織布、ウレタン、エアロゲル、ポーラス状のフィルム等を用いることができる。

実施例

[0176] 以下に実施例に基づいて本発明をさらに詳細に説明する。

なお、以下の実施例で挙げる材料、使用量、割合、処理内容、処理手順等については、本発明の趣旨を逸脱しない限り適宜変更することができる。したがって、本発明の範囲は以下に示す実施例により限定的に解釈されるべきものではない。

[0177] 上述したとおり、本発明の防音構造体である実施例１～３（図１３～図１５）は、２．０ｋＨｚ～４．５ｋＨｚ付近に大きな吸音率を有する領域（低周波側吸音領域）と、７．０ｋＨｚ～８．５ｋＨｚ付近に大きな吸音率を有する領域（高周波側吸音領域）を有する。どちらの領域でも最大吸音率は６０％を超える。また、ヘルムホルツ共鳴器単体、および、膜振動単体のいずれの基本周波数よりも大きい側に高周波側ピーク周波数が現れて大きな吸音率を有する。このように、本発明の防音構造体は、貫通孔を有する板状部材と膜状部材とを積層することで、複数の高い周波数領域に渡って非常に大きな吸音を行うことができることがわかる。特に、高周波側吸音領域の吸音は、参考例１および２（図１１および図１２）にはなかったものであり、本構造が単純な吸音構造の足し算ではなく、二つの相互作用で高い周波数領域を吸音していることを示している。すなわち、高周波側吸音領域では、膜状部材１２と板状部材１４との間の背面空間２４で、上部の膜状部材１２を透過した音と、下部の板状部材１４のヘルムホルツ共鳴による音が互いに近接場

干渉をすることによって新たな吸音ピークが現れる、二つの要素が結びついて初めて現れる吸音モードである。

[0178] ［シミュレーション３］

膜状部材１２の厚みを２５μｍとしてシミュレーション１と同様の方法でシミュレーションを行った。

膜状部材のヤング率はＰＥＴフィルムのヤング率である４．５ＧＰａとした。内側枠体は円筒形状で開口部の直径が２０ｍｍとし、背面空間の厚みは２ｍｍとした。板状部材１４は厚み２ｍｍとし、中央位置には直径６ｍｍの貫通孔１４ａが設けられている構成とした。外側枠体は円筒形状で開口部の直径が２０ｍｍとし、第一空間の厚みは２ｍｍとした。

シミュレーションの結果（計算した周波数と吸音率との関係）を図２９に示す。

[0179] 図２９に示すとおり、膜振動の基本周波数に対応する最低次の共鳴周波数は１８５０Ｈｚに存在するが吸音率は小さい。一方、３４５０Ｈｚと８５００Ｈｚに大きな吸音ピークを示す。これは、膜振動の高次振動とヘルムホルツ共鳴の相互作用によって、低周波側吸音領域と高周波側吸音領域が現れたと考えられる。

[0180] ［シミュレーション４］

次に、板状部材１４に形成される貫通孔１４ａの直径（貫通孔径）を１ｍｍから１５ｍｍまで１ｍｍ刻みで変更した以外はシミュレーション３と同様にしてシミュレーションを行なった。

図３０に貫通孔径と低周波側最大吸音周波数および高周波側最大吸音周波数との関係を示す。図３１に貫通孔径と低周波側最大吸音率および高周波側最大吸音率との関係を示す。

膜状部材の厚みが２５μｍの場合も、厚み５０μｍの場合と同様に、高周波側最大吸音周波数は、各貫通孔径のヘルムホルツ共鳴単体の場合の基本周波数よりも高い周波数での共鳴を示す。一方で、吸音率に関しては、膜状部材の厚みが５０μｍの場合と比べて、高周波側吸音領域での吸音率が大きく

保たれる。これは、上面の膜状部材が薄くなることによって音が全体的に透過しやすくなり、高周波音であっても膜状部材と板状部材の間の空間（背面空間）まで音が到達することによって吸音していると考えられる。

[0181] ［シミュレーション５］

特許文献２（特開２０１０－０９７１４５号公報）に記載された構造の分析を行なった。特許文献２にはヘルムホルツ共鳴単体の場合の基本周波数は示されていなかったため、その基本周波数の決定も行なった。結果を表８に示す。

[0182] [表8]

表８

	構成	構成詳細	共鳴周波数（Hz）
比較例１	膜単体1	膜状部材厚み850um 背面空間厚み20mm 大きさ80mm×80mm	400
比較例２	膜単体2 板孔部分が剛体 となった場合	膜状部材厚み850um 背面空間厚み8.5mm 大きさ80mm×80mm	480
比較例３	ヘルムホルツ単体	板状部材厚み3mm 貫通孔径4.5mm 第一空間厚み8.5mm 大きさ80mm×80mm	360
比較例４	比較例２＋ 比較例３	膜状部材厚み850um 背面空間厚み8.5mm 大きさ80mm×80mm 板状部材厚み3mm 貫通孔径4.5mm 第一空間厚み8.5mm 大きさ80mm×80mm	280

[0183] 表８に示すように、特許文献２に記載の構成は、ヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}が膜振動の基本周波数f_{m1}よりも小さい。このとき特許文献２の図４に示されている通り、共鳴周波数のピークは一つであり、帯域が狭くなっている。

[0184] ［実施例４］

膜状部材１２に直径４ｍｍの貫通孔２８が形成された構成とした以外は、実施例１と同様の構成とした防音構造体を作製し、吸音率を測定した。

貫通孔２８は、膜状部材１２の中央部にポンチを用いて形成した。

結果を図３２に示す。

[0185] 図３２に示すとおり、実施例４においても、低周波側と高周波側の両領域において吸音ピークが現れることがわかる。

外側の振動膜構造（膜状部材１２）、および、内側のヘルムホルツ構造（板状部材１４）の双方に貫通孔が形成されていることで、構造全体に完全な閉空間がない構造となる。たとえば外部温度や湿度変化などが生じた場合においても、構造全体に空気が循環しているために圧力が変わる等の影響を受けにくい構造となる。

[0186] また、実施例４の構成について、上述した方法と同様の方法でシミュレーションを行った。図３３に、シミュレーションの結果を実線で示す。また、実測結果を破線で示す。シミュレーション結果と実測結果と対比からシミュレーションは、二つの吸音領域をよく再現できていることがわかる。

[0187] ［実施例５］

板状部材１４の貫通孔１４ａの直径を４ｍｍとした以外は、実施例４と同様の防音構造体を作製して吸音率を測定した。すなわち、膜状部材１２に直径４ｍｍの貫通孔２８が形成された構成とした以外は、実施例３と同様の構成とした防音構造体を作製して吸音率を測定した。

結果を図３４に示す。

図３４に示すとおり、実施例５においても、低周波側と高周波側の両領域において吸音ピークが現れることがわかる。

以上の結果から、本発明の効果は明らかである。

[0188] １０ 防音構造体

１２ 膜状部材

１２ａ 膜部分

１３ 第二の膜状部材

１３ａ 膜部分

１４ 板状部材

１４ａ 貫通孔

１５　第二の板状部材

１５ａ　貫通孔

１６　支持体

１８　内側枠体

１９　外側枠体

２０　開口部

２１　開口面

２２　底壁

２４　背面空間

２６　第一空間

２８　貫通孔

３０　多孔質吸音体

３２　第三の枠体

３４　背面空間

３６　貫通孔

４０　開口部

４１、４２　開口面

４４　第四の枠体

４６　背面空間

４８　第二空間

請求の範囲

[請求項1] 膜状部材と、

前記膜状部材の一方の面に対面して配置される、少なくとも１つの貫通孔が形成された板状部材と、

剛体により構成され、前記板状部材および前記膜状部材を支持する支持体とを有し、

前記膜状部材は前記支持体によって膜振動可能に支持されており、

前記膜状部材と前記板状部材との間の背面空間と、

前記板状部材を挟んで前記背面空間とは反対側に設けられた第一空間と、を有し、

前記膜状部材、前記支持体、前記板状部材、および、前記背面空間は、膜振動によって吸音する第一吸音部を構成し、

前記貫通孔を有する前記板状部材、前記支持体、および、前記第一空間は、ヘルムホルツ共鳴によって吸音する第二吸音部を構成し、

前記第一吸音部において、前記板状部材を前記貫通孔が形成されていない剛体とした場合の膜状部材の膜振動の基本周波数をf_{m1}とし、前記第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数をf_{h1}とすると、$f_{m1}<f_{h1}$を満たす防音構造体。

[請求項2] 前記膜状部材の振動の、１ｋＨｚ以上に存在する少なくとも１つの高次振動モードの周波数における吸音率が、基本振動モードの周波数における吸音率よりも高い請求項１に記載の防音構造体。

[請求項3] 前記膜状部材のヤング率をＥ（Ｐａ）とし、厚みをｔ（ｍ）とし、前記背面空間の厚みをｄ（ｍ）とし、前記膜状部材が振動する領域の円相当直径をΦ（ｍ）とすると、

前記膜状部材の硬さ$E\times t^{3}$（Ｐａ・m^{3}）が、$21.6\times d^{-1.25}\times \Phi^{4.15}$以下である請求項１または２に記載の防音構造体。

[請求項4] 前記膜状部材の硬さ$E\times t^{3}$（Ｐａ・m^{3}）が、2.49×10^{-7}以上である請求項３に記載の防音構造体。

[請求項5] 前記防音構造体が吸音可能な周波数帯域は、複数存在し、

前記防音構造体が吸音可能な複数の周波数帯域の中には、

膜振動とヘルムホルツ共鳴が同方向の位相変化を与えることにより吸音する低周波側吸音領域と、

膜振動とヘルムホルツ共鳴が逆方向の位相変化を与えることにより吸音する高周波側吸音領域が存在する請求項１～４のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項6] 前記支持体は、筒状の外側枠体と、

開口部を有する内側枠体と、を備え、

前記膜状部材、前記外側枠体、前記板状部材、および、前記内側枠体の順に積層され、

前記膜状部材は、前記外側枠体の一方の開口面に固定され、

前記板状部材は、前記内側枠体の前記開口部が形成された開口面に固定され、

前記背面空間は、前記膜状部材、前記外側枠体、および、前記板状部材に囲まれた空間であり、

前記第一空間は、前記板状部材と前記内側枠体とに囲まれた空間である請求項１～５のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項7] 前記第二吸音部のヘルムホルツ共鳴の基本周波数f_{h1}と前記第一吸音部の膜振動の基本周波数f_{m1}とが$1.3\times f_{m1}\leqq f_{h1}\leqq 12\times f_{m1}$を満たす請求項１～６のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項8] 前記第一空間及び前記背面空間のそれぞれの厚みが１０ｍｍ以下である請求項１～７のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項9] 前記防音構造体の合計厚みが１０ｍｍ以下である請求項１～８のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項10] 前記膜状部材の厚みが１００μｍ以下である請求項１～９のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項11] 前記支持体もしくは底面の少なくとも一方に貫通孔を有する請求項

１～１０のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項12] 前記膜状部材には、貫通孔が形成されている請求項１～１１のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項13] さらに、前記膜状部材の前記板状部材側とは反対側の面側に、１以上の第二の膜状部材を有する請求項１～１２のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項14] 前記第二の膜状部材のすべてに貫通孔が形成されている請求項１３に記載の防音構造体。

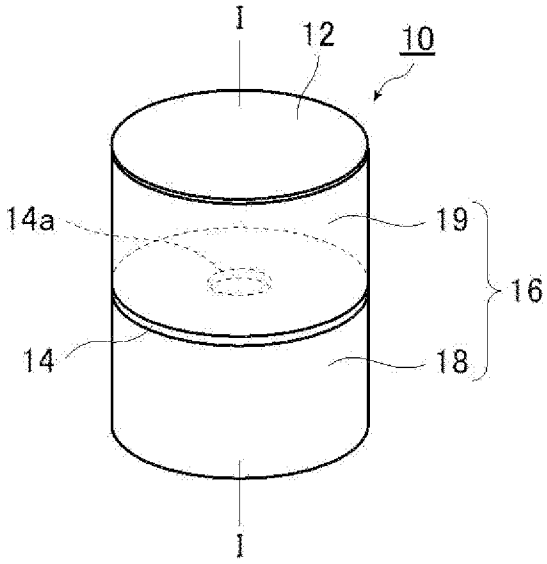
[請求項15] さらに、前記板状部材の前記膜状部材側とは反対側の面側に、少なくとも１つの貫通孔を有する第二の板状部材を１枚以上有する請求項１～１４のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項16] さらに、前記背面空間の少なくとも一部に配置された多孔質吸音体を有する請求項１～１５のいずれか一項に記載の防音構造体。

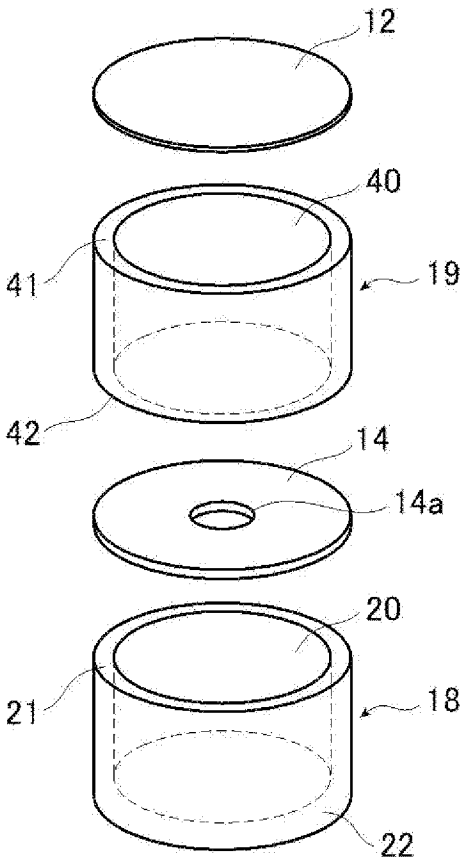
[請求項17] 前記板状部材の前記貫通孔を覆うメッシュ部材を有する請求項１～１６のいずれか一項に記載の防音構造体。

[請求項18] 吸音対象とする音源に対して、前記膜状部材、前記貫通孔を有する前記板状部材の順になる向きに配置される請求項１～１７のいずれか一項に記載の防音構造体。

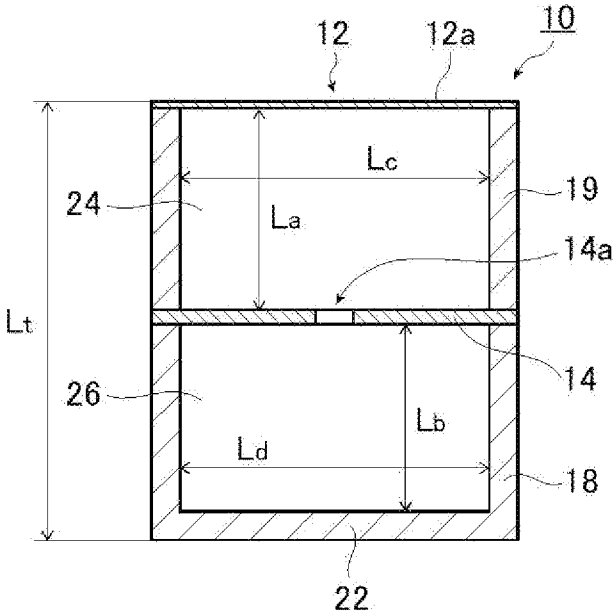
[図1]



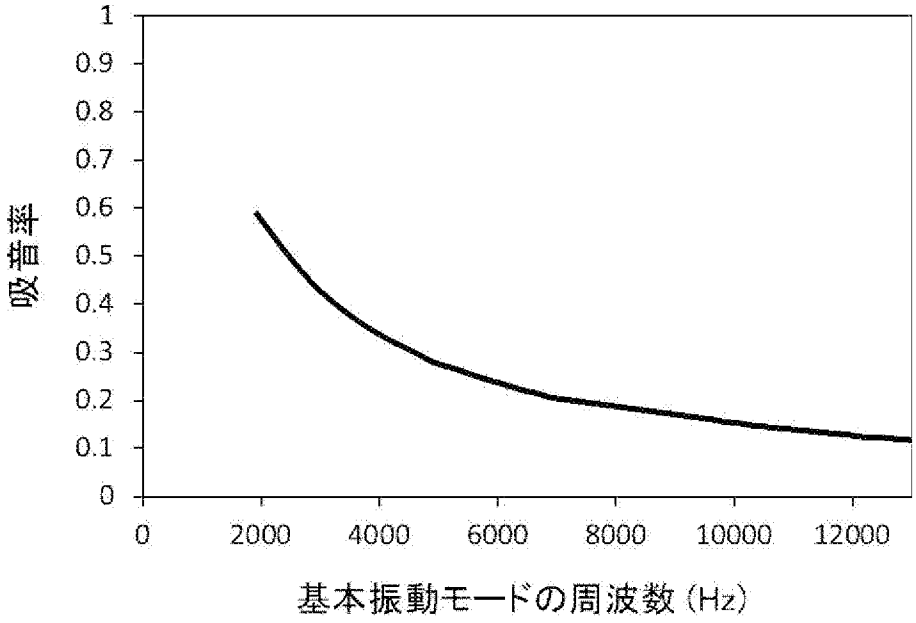
[図2]



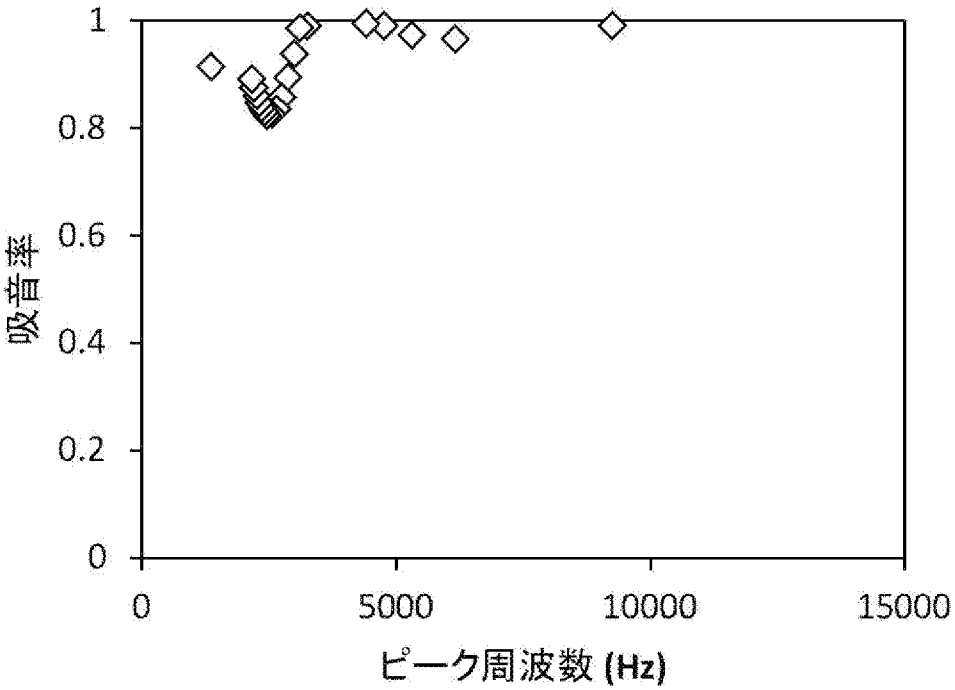
[図3]


12
12a
10
Lc
24
La
19
14a
Lt
14
26
Lb
Ld
18
22

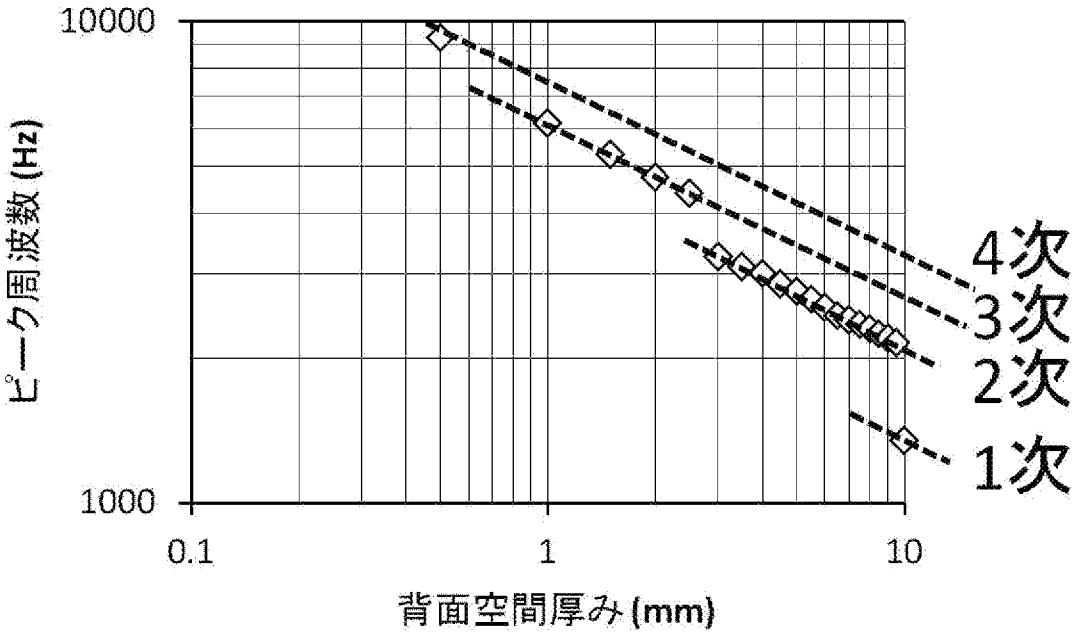
[図4]


1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
吸音率
0
2000
4000
6000
8000
10000
12000
基本振動モードの周波数（Hz）

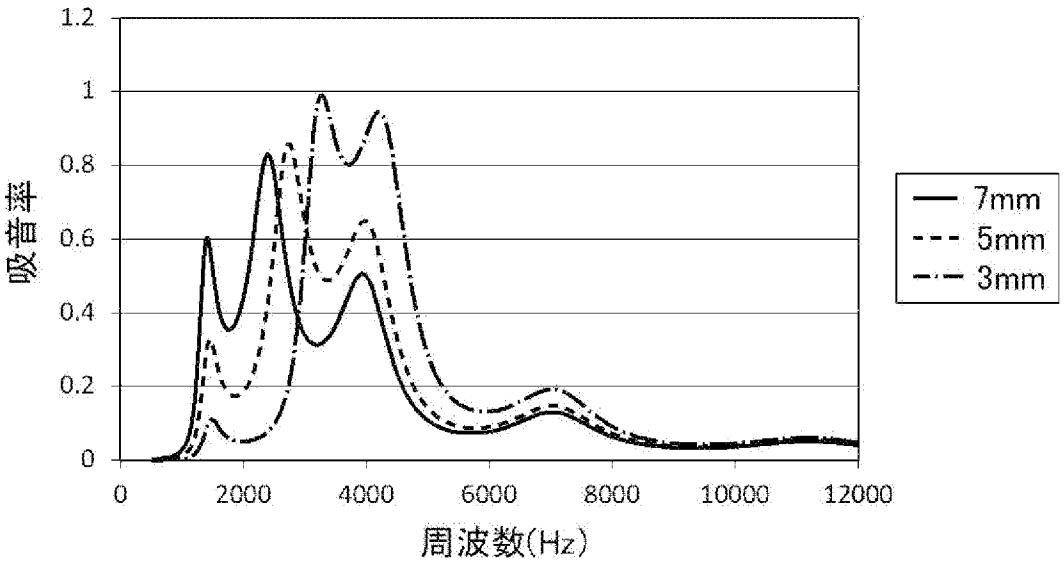
[図5]


1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
0
5000
10000
15000
ピーク周波数 (Hz)

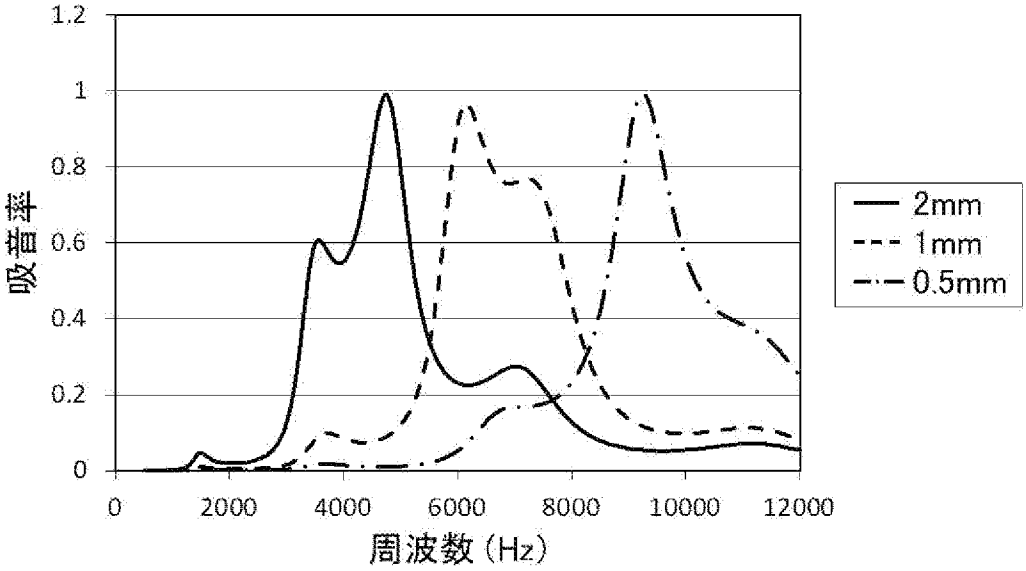
[図6]


10000
1000
ピーク周波数 (Hz)
0.1
1
10
背面空間厚み (mm)
4次
3次
2次
1次

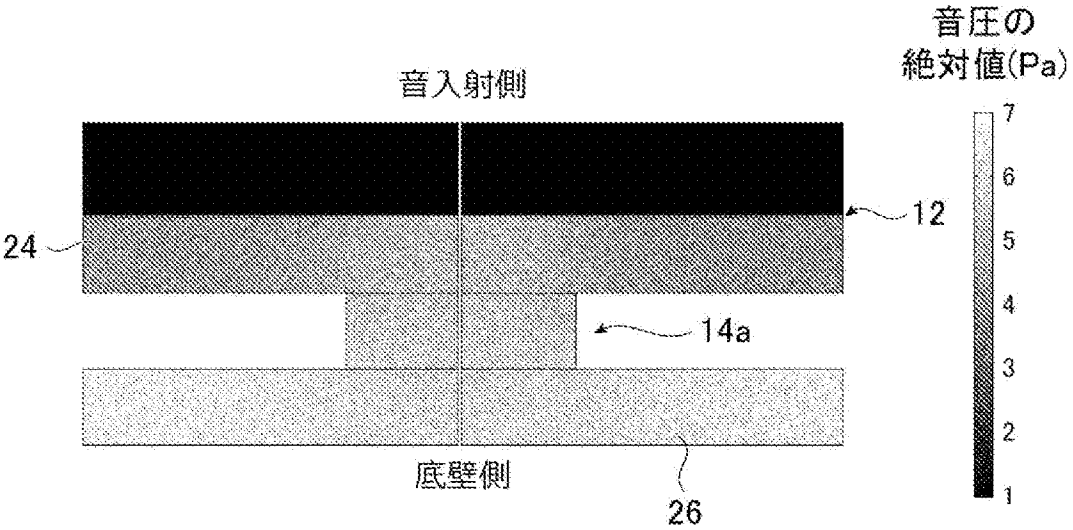
[図7]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
0
2000
4000
6000
8000
10000
12000
周波数(Hz)
7mm
5mm
3mm

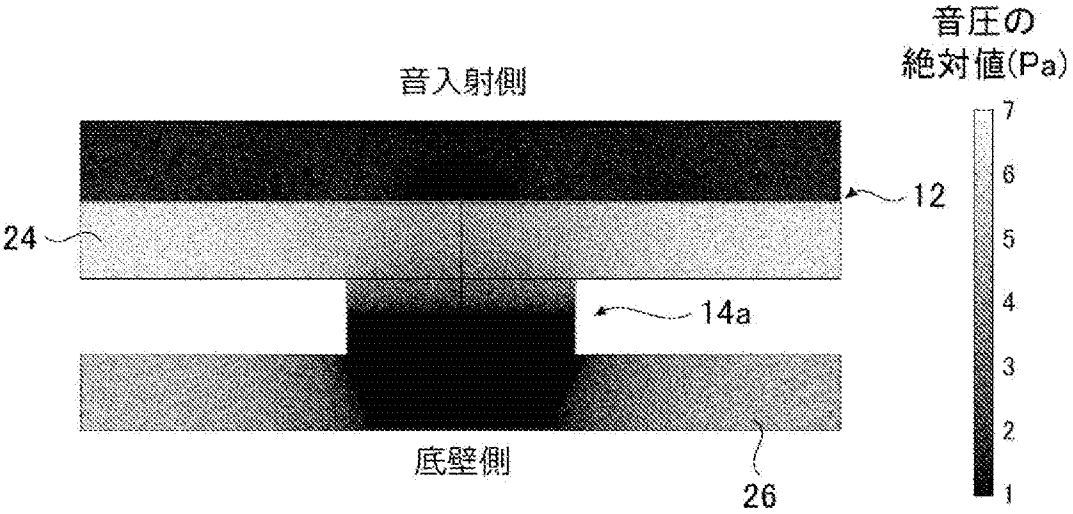
[図8]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
0
2000
4000
6000
8000
10000
12000
周波数（Hz）
2mm
1mm
0.5mm

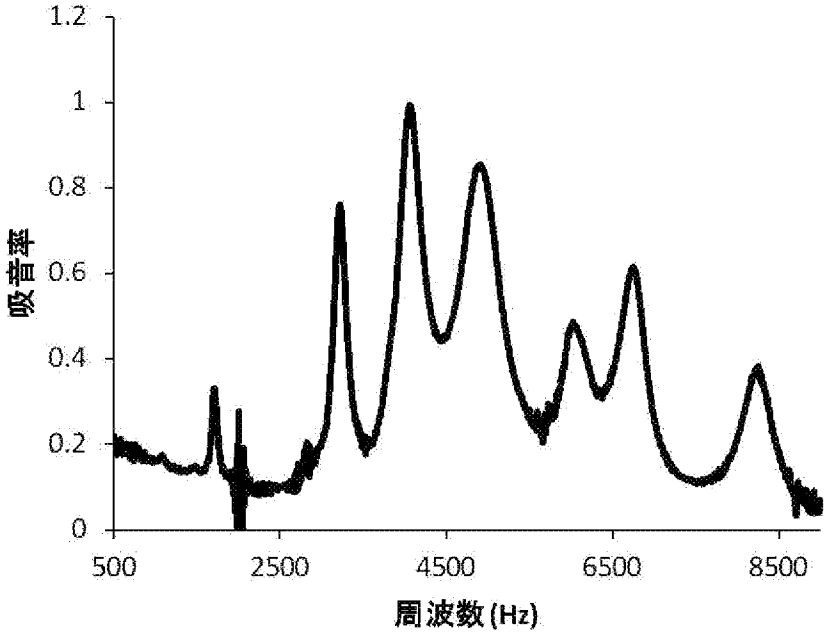
[図9]


音圧の
絶対値(Pa)
音入射側
24
12
14a
底壁側
26
7
6
5
4
3
2
1

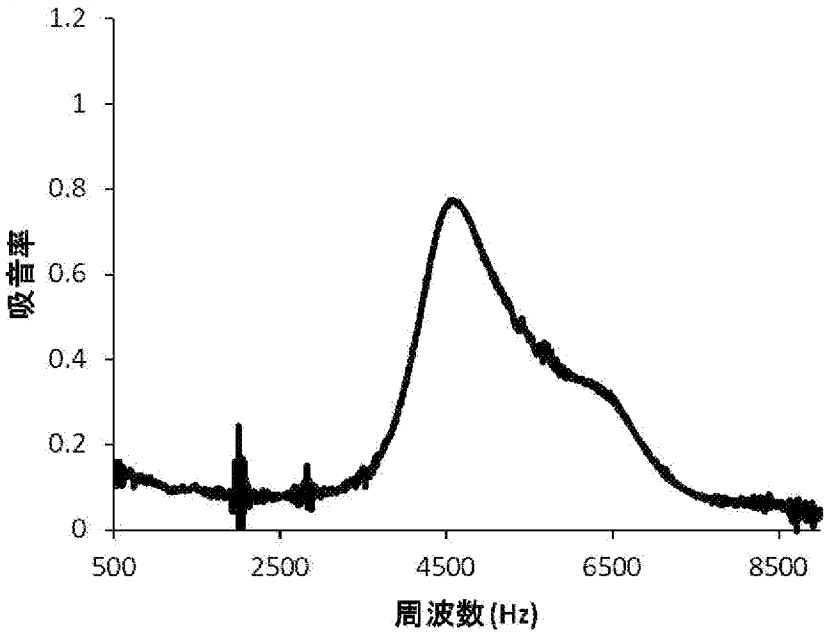
[図10]


音圧の
絶対値(Pa)
音入射側
24
12
14a
底壁側
26
7
6
5
4
3
2
1

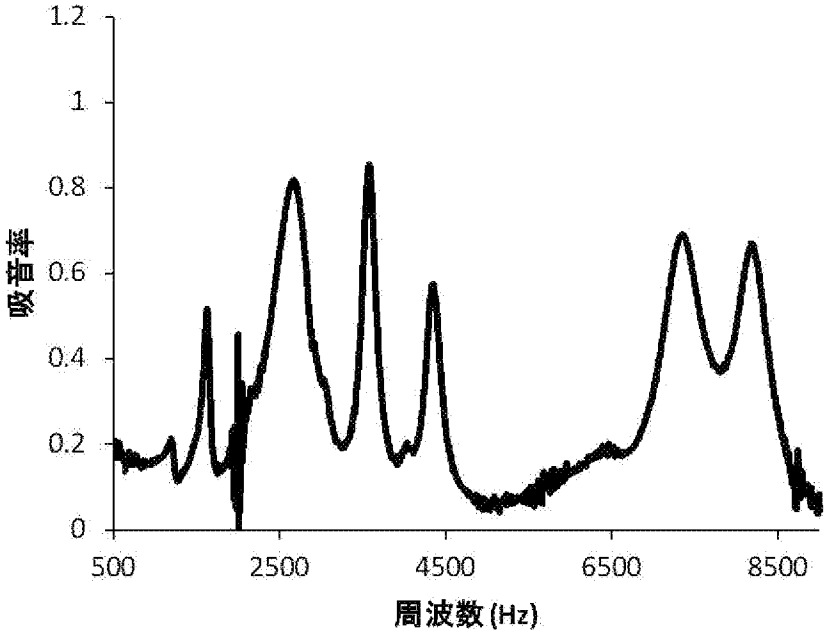
[図11]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数(Hz)

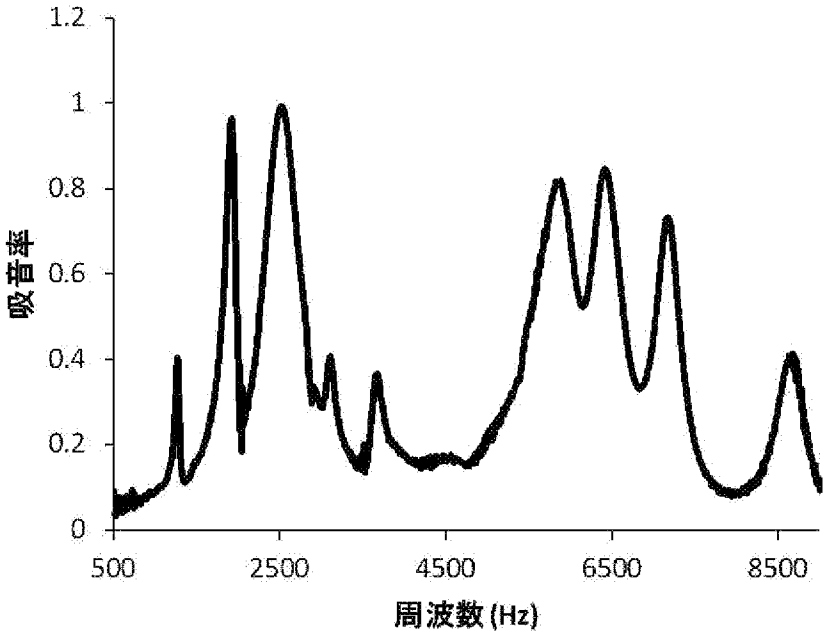
[図12]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数(Hz)

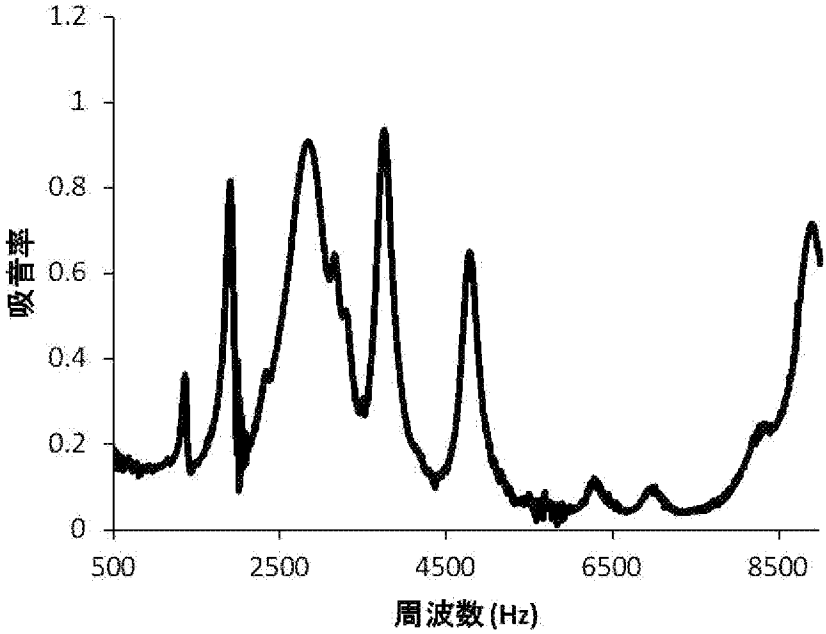
[図13]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数 (Hz)

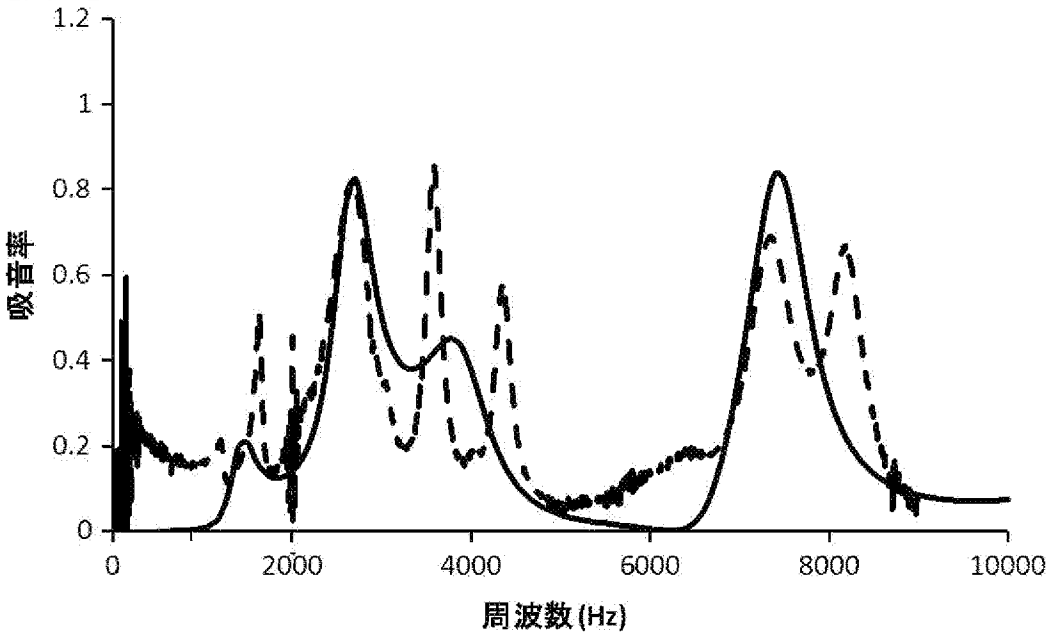
[図14]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数 (Hz)

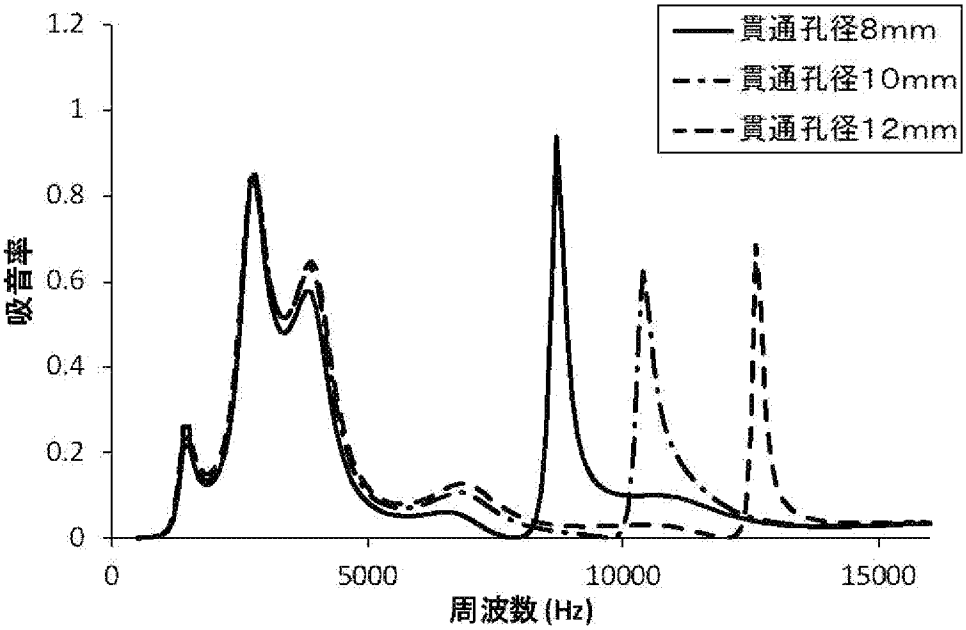
[図15]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数(Hz)

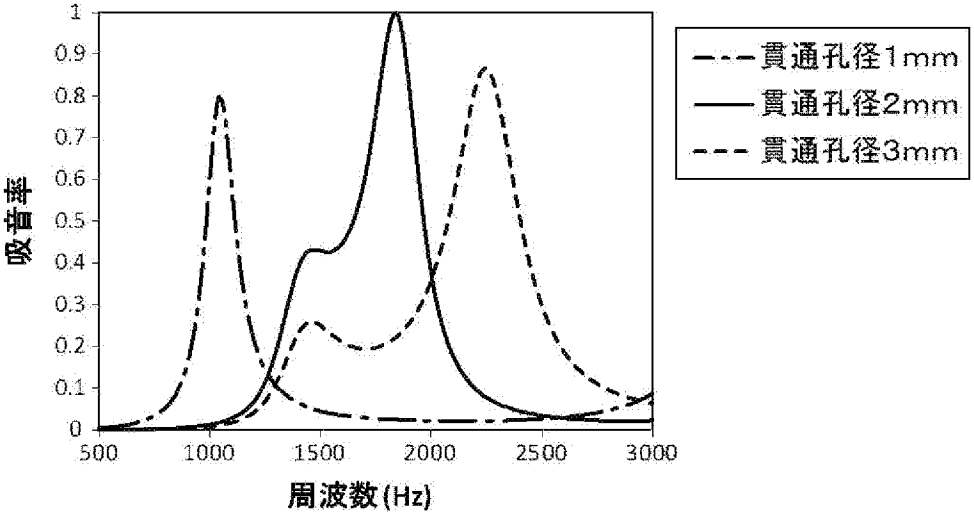
[図16]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
0
2000
4000
6000
8000
10000
周波数(Hz)

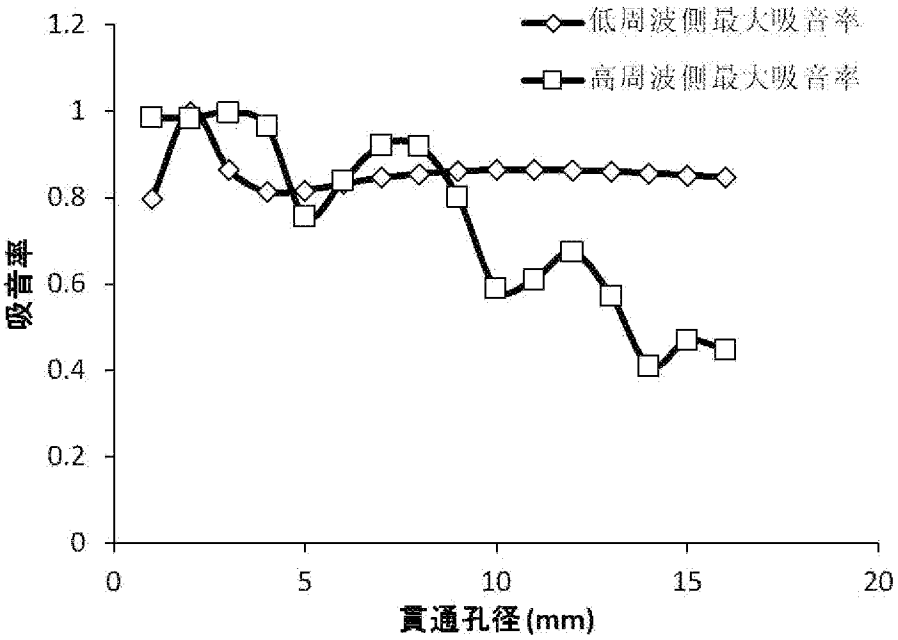
[図17]


貫通孔径8mm
貫通孔径10mm
貫通孔径12mm
吸音率
周波数(Hz)
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
0
5000
10000
15000

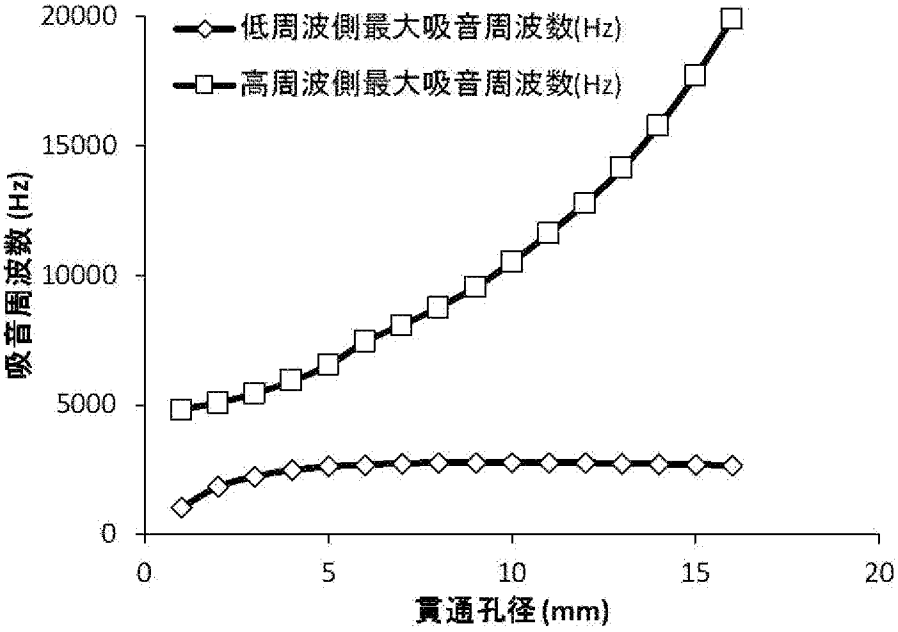
[図18]


貫通孔径1mm
貫通孔径2mm
貫通孔径3mm
吸音率
周波数(Hz)
1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
500
1000
1500
2000
2500
3000

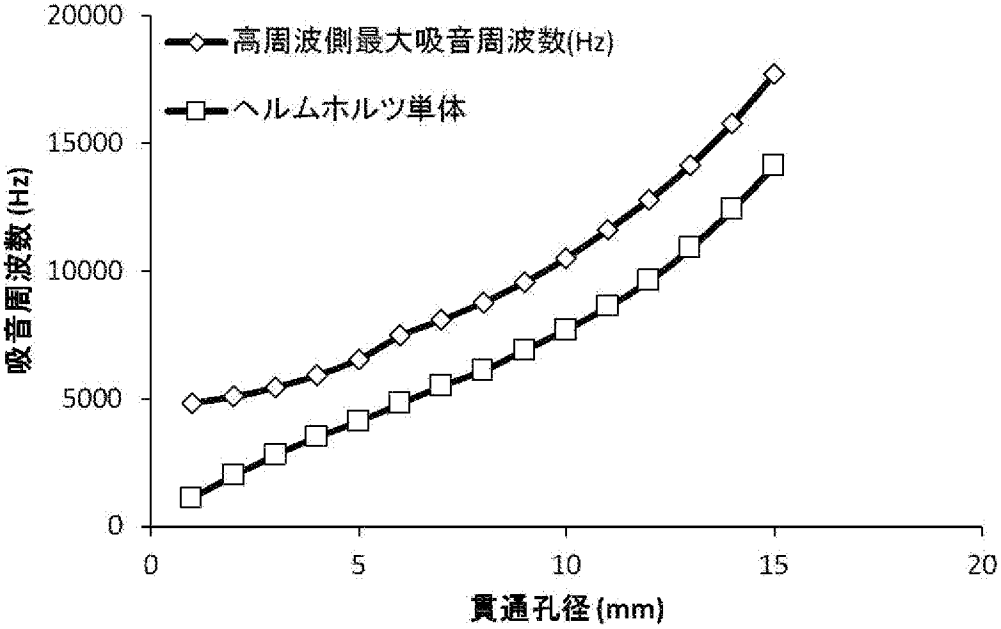
[図19]


低周波側最大吸音率
高周波側最大吸音率
吸音率
貫通孔径(mm)
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
0
5
10
15
20

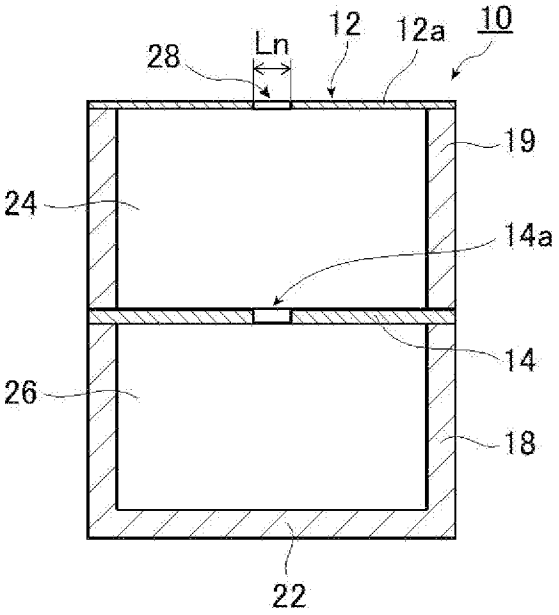
[図20]


20000
15000
10000
5000
0
吸音周波数(Hz)
低周波側最大吸音周波数(Hz)
高周波側最大吸音周波数(Hz)
0
5
10
15
20
貫通孔径(mm)

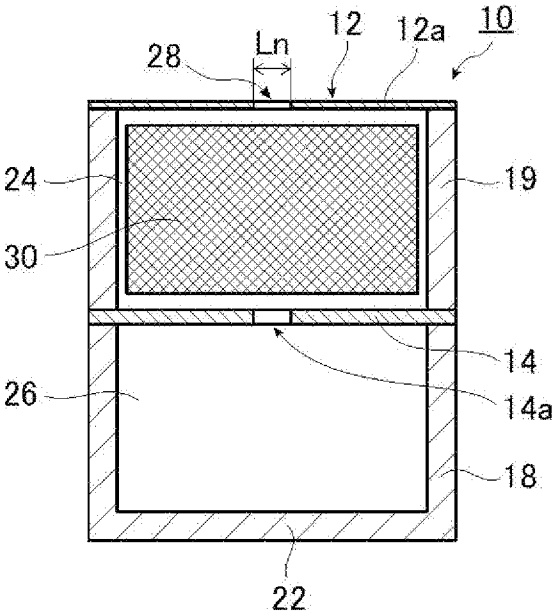
[図21]


20000
15000
10000
5000
0
吸音周波数(Hz)
高周波側最大吸音周波数(Hz)
ヘルムホルツ単体
0
5
10
15
20
貫通孔径(mm)

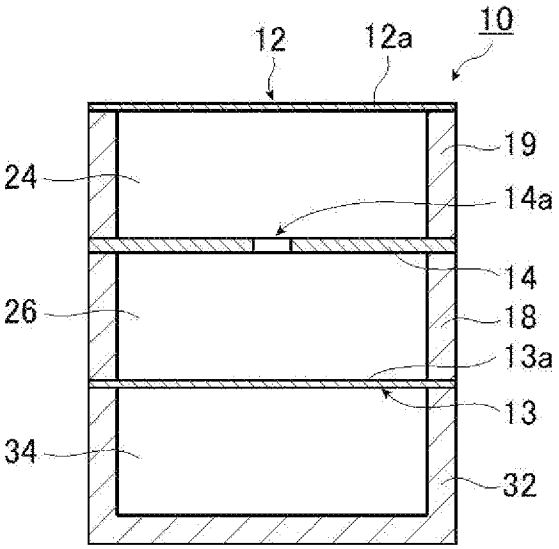
[図22]


28
Ln
12
12a
10
19
24
14a
14
26
18
22

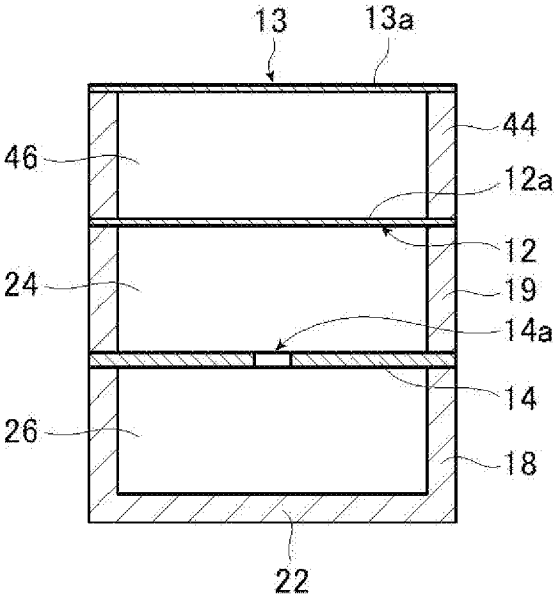
[図23]


28
Ln
12
12a
10
24
19
30
14
14a
26
18
22

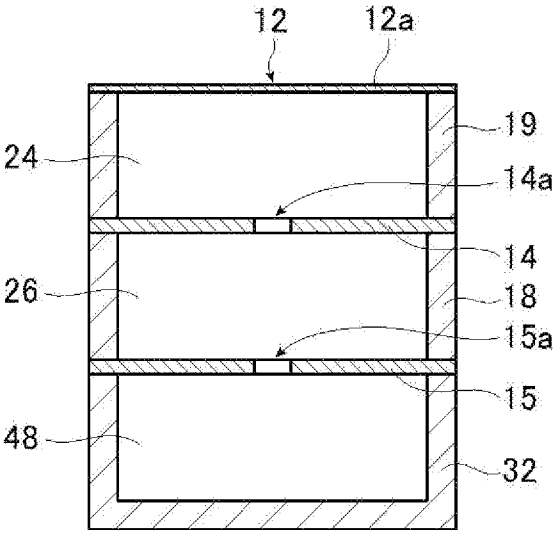
[図24]


12
12a
10
19
24
14a
14
26
18
13a
13
34
32

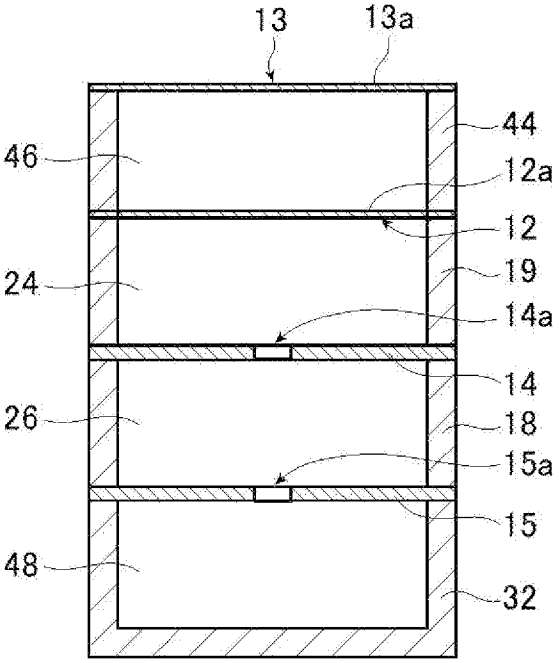
[図25]


13
13a
44
46
12a
12
24
19
14a
14
26
18
22

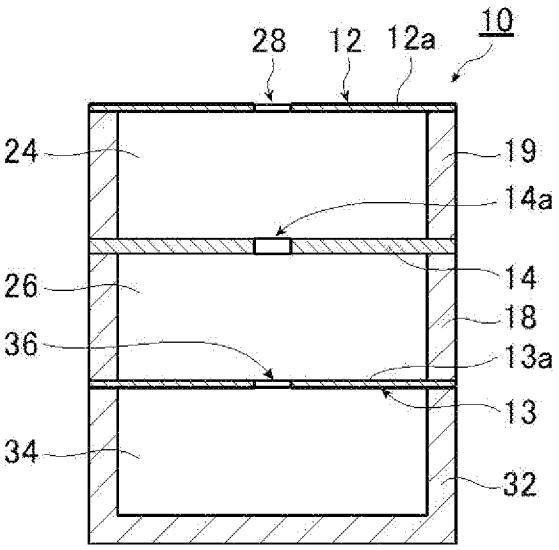
[図26]


12
12a
19
24
14a
14
26
18
15a
15
48
32

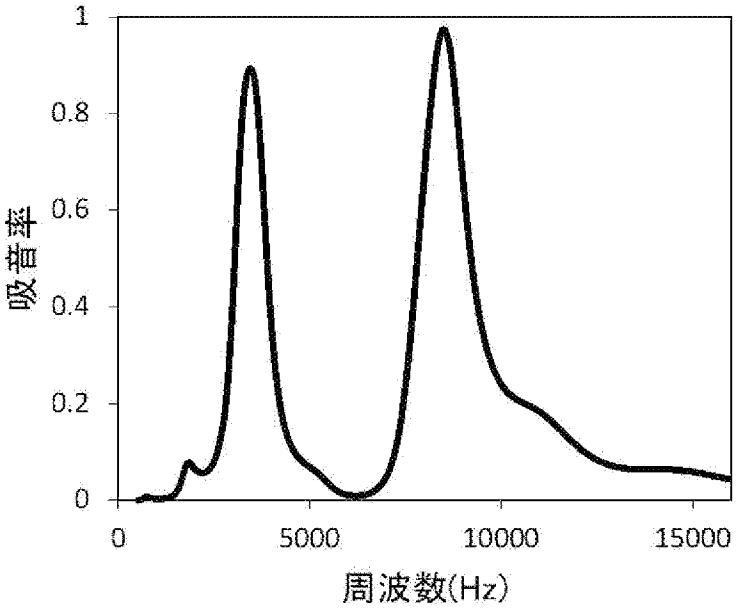
[図27]


13
13a
44
46
12a
12
19
24
14a
14
26
18
15a
15
48
32

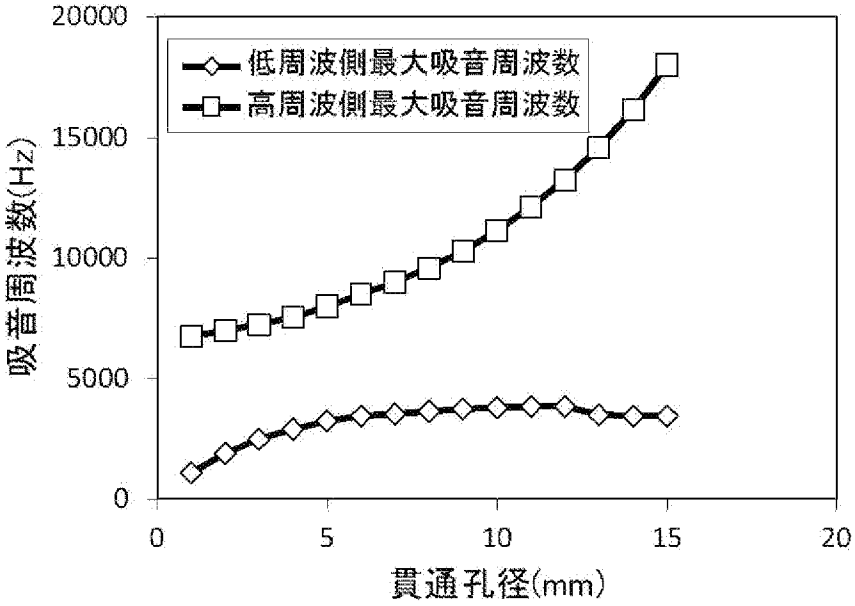
[図28]


28
12
12a
10
24
19
14a
26
14
18
36
13a
13
34
32

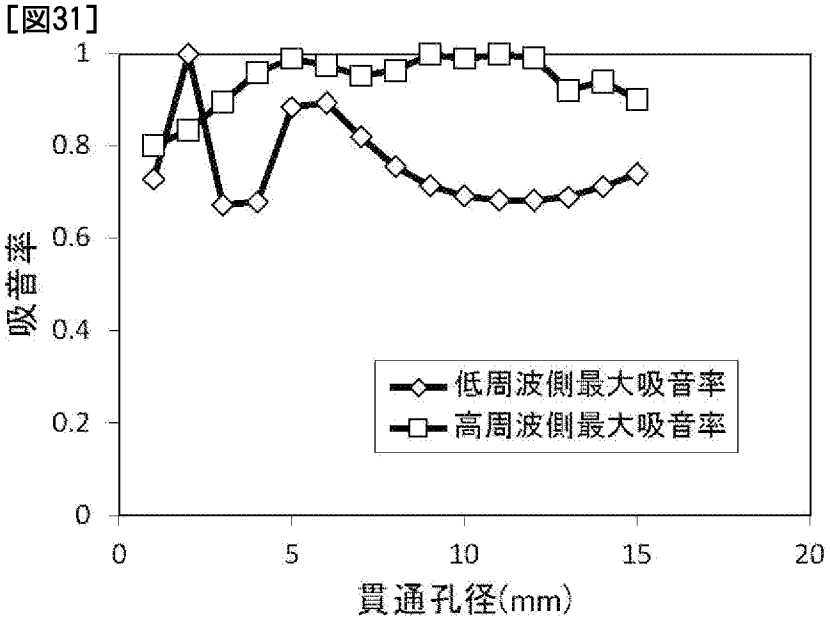
[図29]


1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
0
5000
10000
15000
周波数(Hz)

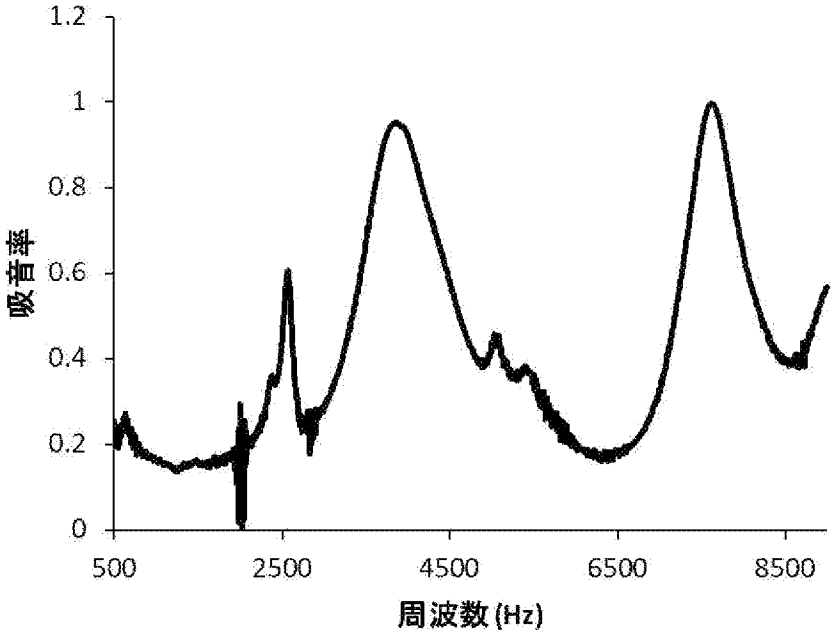
[図30]


20000
15000
10000
5000
0
吸音周波数(Hz)
低周波側最大吸音周波数
高周波側最大吸音周波数
0
5
10
15
20
貫通孔径(mm)

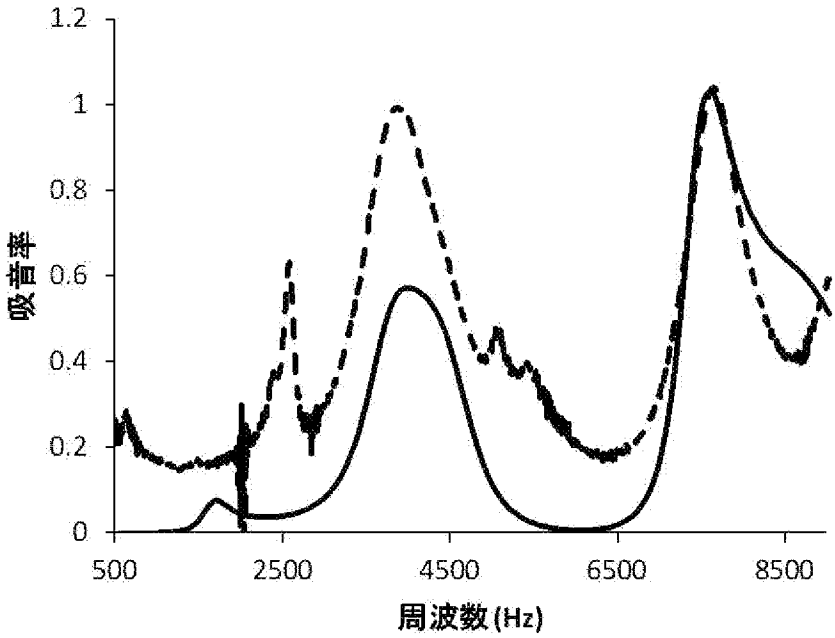
[図31]


1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
低周波側最大吸音率
高周波側最大吸音率
0
5
10
15
20
貫通孔径(mm)

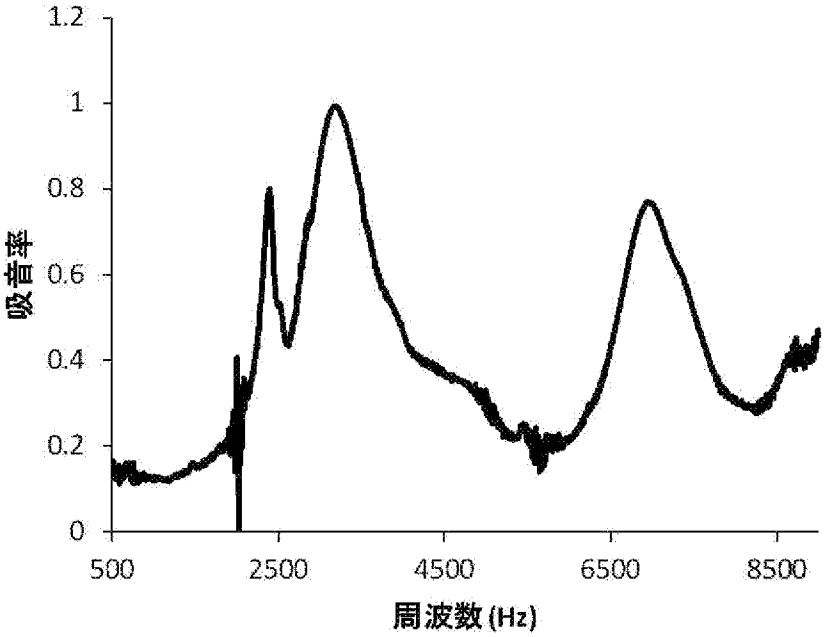
[図32]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数(Hz)

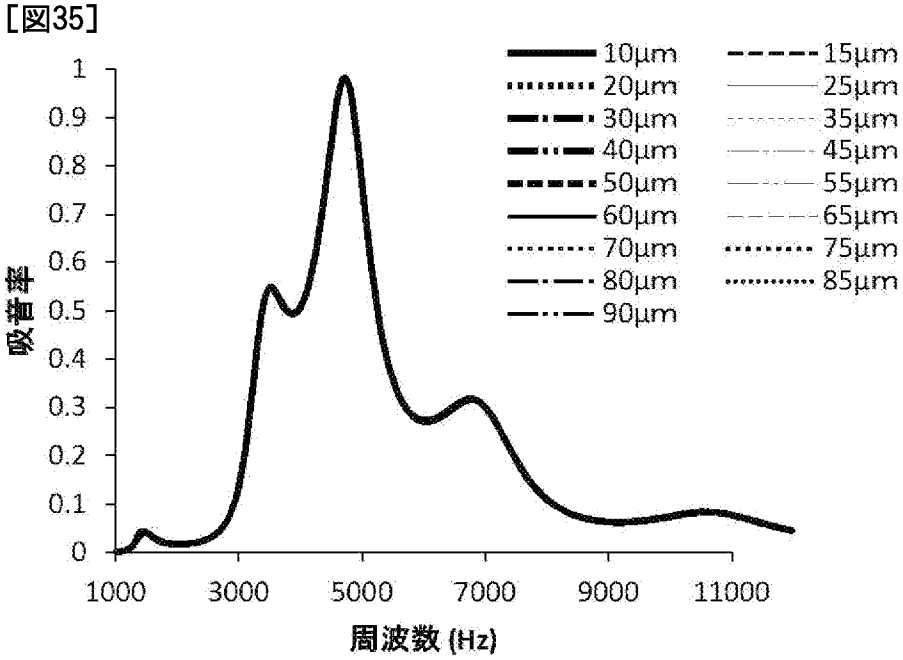
[図33]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数(Hz)

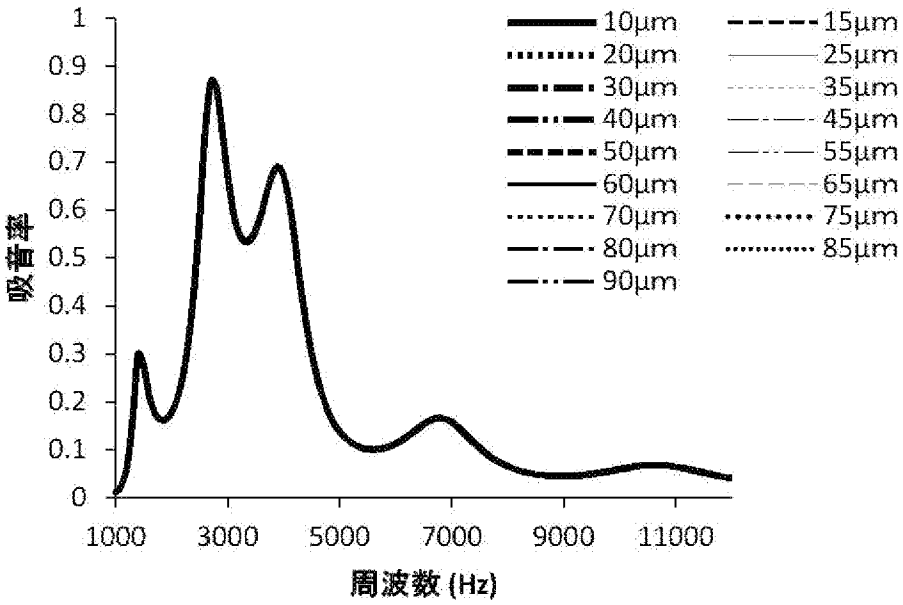
[図34]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
吸音率
500
2500
4500
6500
8500
周波数 (Hz)

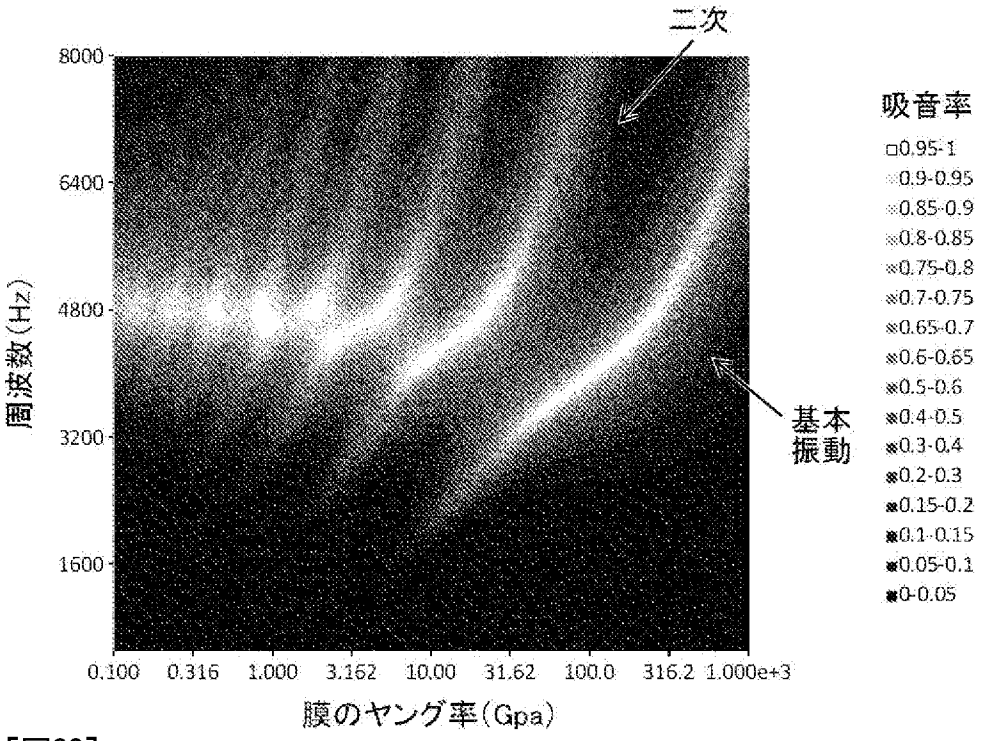
[図35]


10μm
15μm
20μm
25μm
30μm
35μm
40μm
45μm
50μm
55μm
60μm
65μm
70μm
75μm
80μm
85μm
90μm
1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
吸音率
1000
3000
5000
7000
9000
11000
周波数 (Hz)

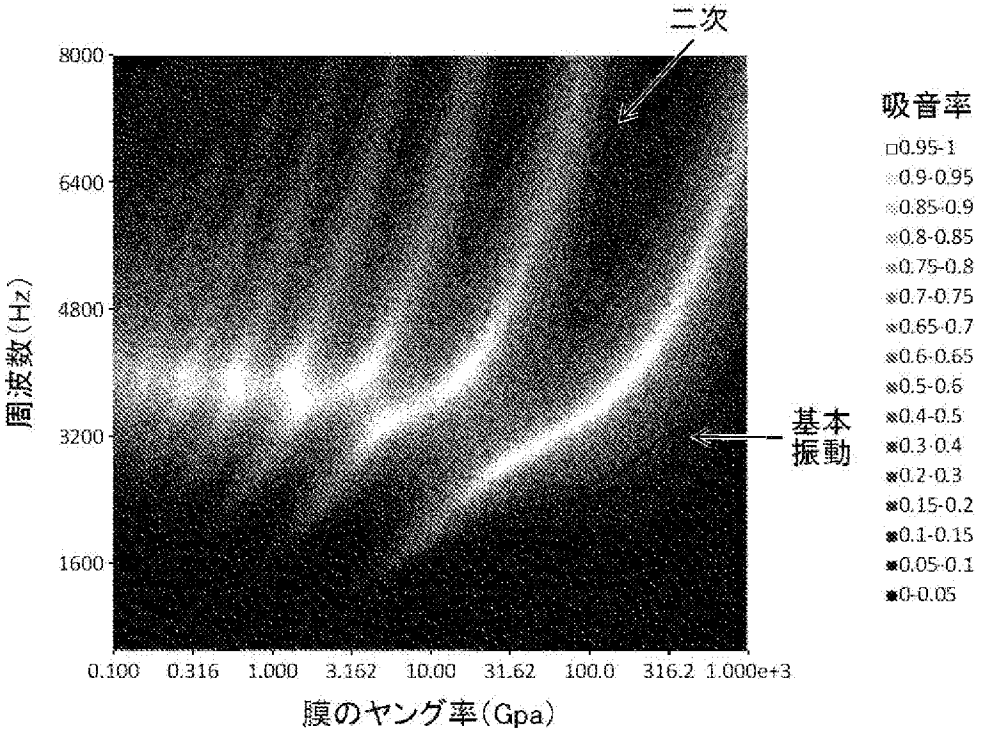
[図36]


10μm
15μm
20μm
25μm
30μm
35μm
40μm
45μm
50μm
55μm
60μm
65μm
70μm
75μm
80μm
85μm
90μm
1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
吸音率
1000
3000
5000
7000
9000
11000
周波数 (Hz)

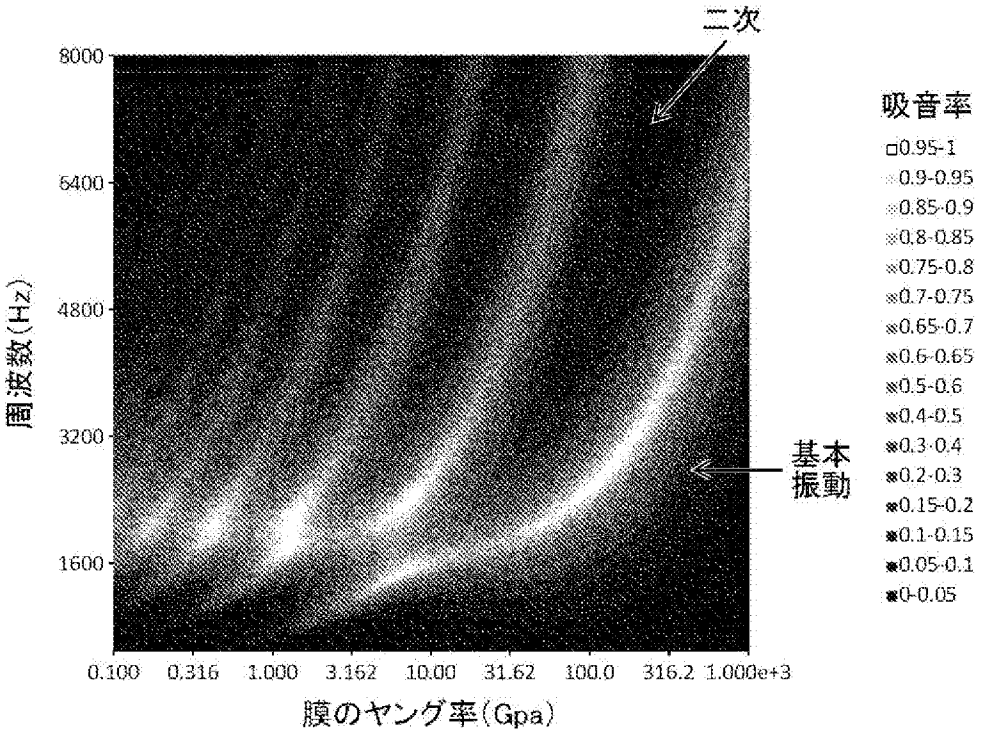
[図37]


二次
基本
振動
吸音率
0.95-1
0.9-0.95
0.85-0.9
0.8-0.85
0.75-0.8
0.7-0.75
0.65-0.7
0.6-0.65
0.5-0.6
0.4-0.5
0.3-0.4
0.2-0.3
0.15-0.2
0.1-0.15
0.05-0.1
0-0.05
8000
6400
4800
3200
1600
周波数(Hz)
0.100
0.316
1.000
3.162
10.00
31.62
100.0
316.2
1.000e+3
膜のヤング率(Gpa)

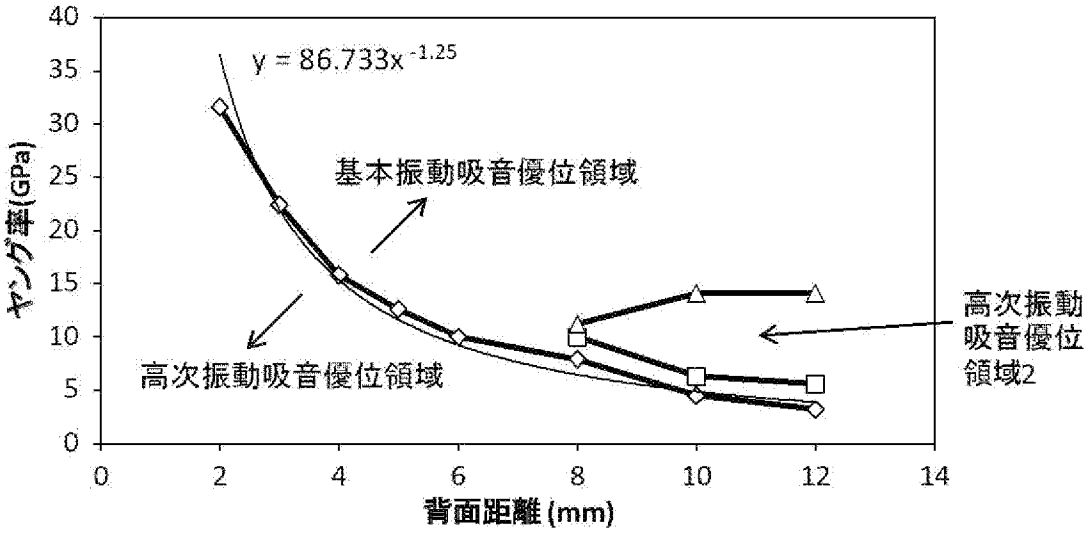
[図38]


二次
基本
振動
吸音率
0.95-1
0.9-0.95
0.85-0.9
0.8-0.85
0.75-0.8
0.7-0.75
0.65-0.7
0.6-0.65
0.5-0.6
0.4-0.5
0.3-0.4
0.2-0.3
0.15-0.2
0.1-0.15
0.05-0.1
0-0.05
8000
6400
4800
3200
1600
周波数(Hz)
0.100
0.316
1.000
3.162
10.00
31.62
100.0
316.2
1.000e+3
膜のヤング率(Gpa)

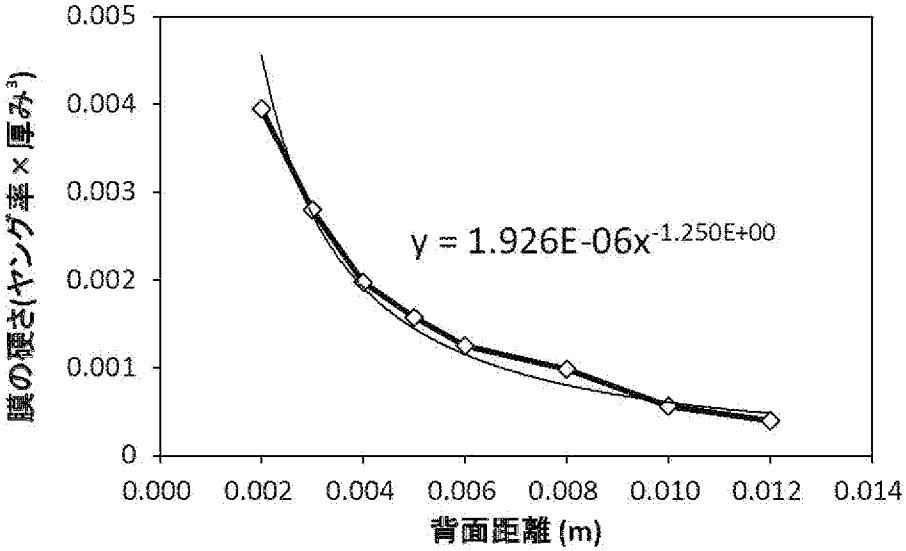
[図39]


二次
基本
振動
吸音率
0.95-1
0.9-0.95
0.85-0.9
0.8-0.85
0.75-0.8
0.7-0.75
0.65-0.7
0.6-0.65
0.5-0.6
0.4-0.5
0.3-0.4
0.2-0.3
0.15-0.2
0.1-0.15
0.05-0.1
0-0.05
周波数(Hz)
8000
6400
4800
3200
1600
0.100
0.316
1.000
3.162
10.00
31.62
100.0
316.2
1.000e+3
膜のヤング率(Gpa)

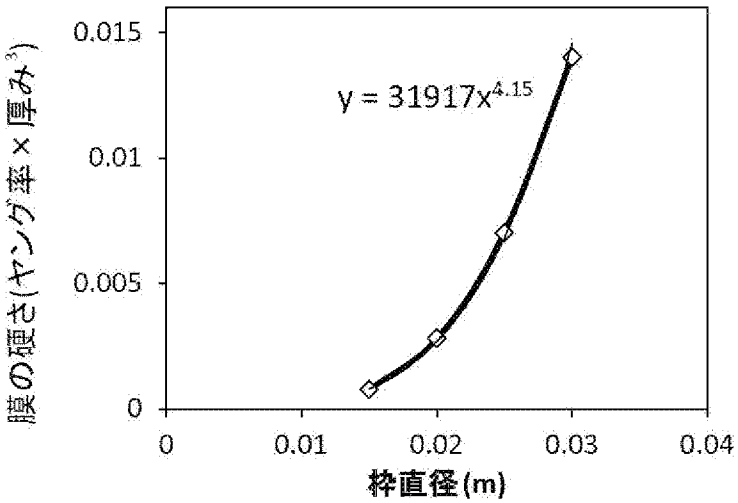
[図40]


y = 86.733x -1.25
基本振動吸音優位領域
高次振動吸音優位領域
高次振動
吸音優位
領域2
ヤング率(GPa)
40
35
30
25
20
15
10
5
0
0
2
4
6
8
10
12
14
背面距離 (mm)

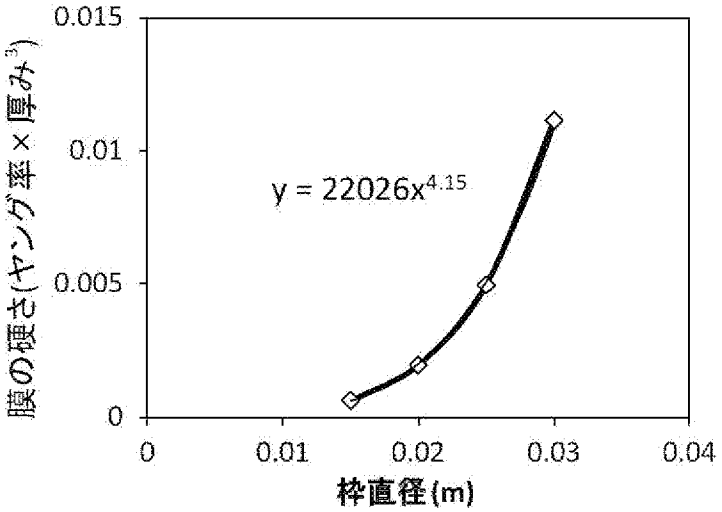
[図41]


y = 1.926E-06x -1.250E+00
膜の硬さ(ヤング率 × 厚み3)
0.005
0.004
0.003
0.002
0.001
0
0.000
0.002
0.004
0.006
0.008
0.010
0.012
0.014
背面距離 (m)

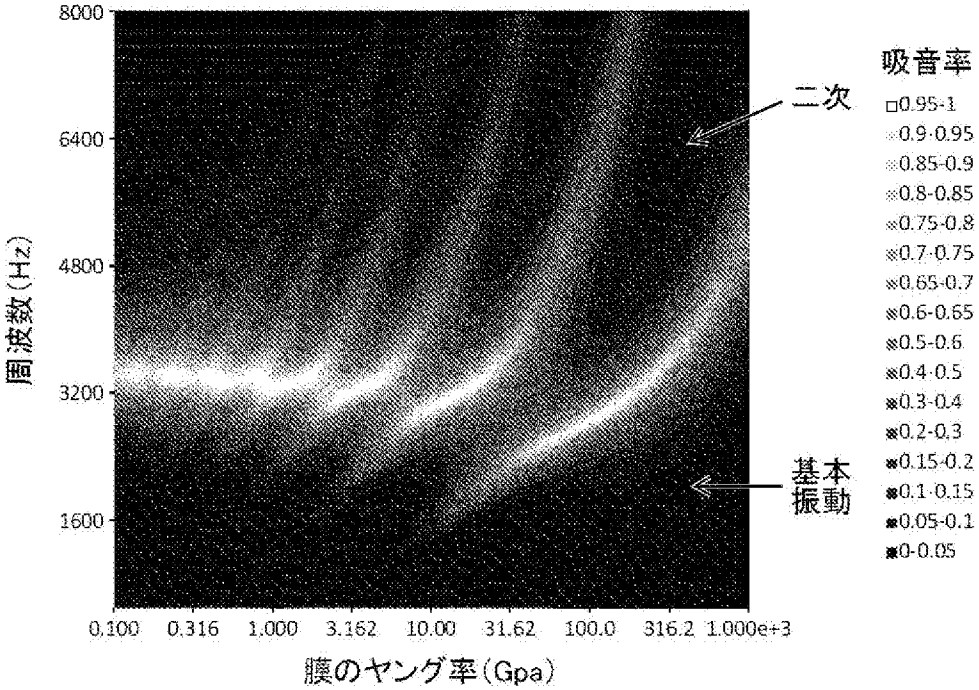
[図42]


膜の硬さ(ヤング率×厚み3)
0.015
0.01
0.005
0
y = 31917x4.15
0
0.01
0.02
0.03
0.04
枠直径(m)

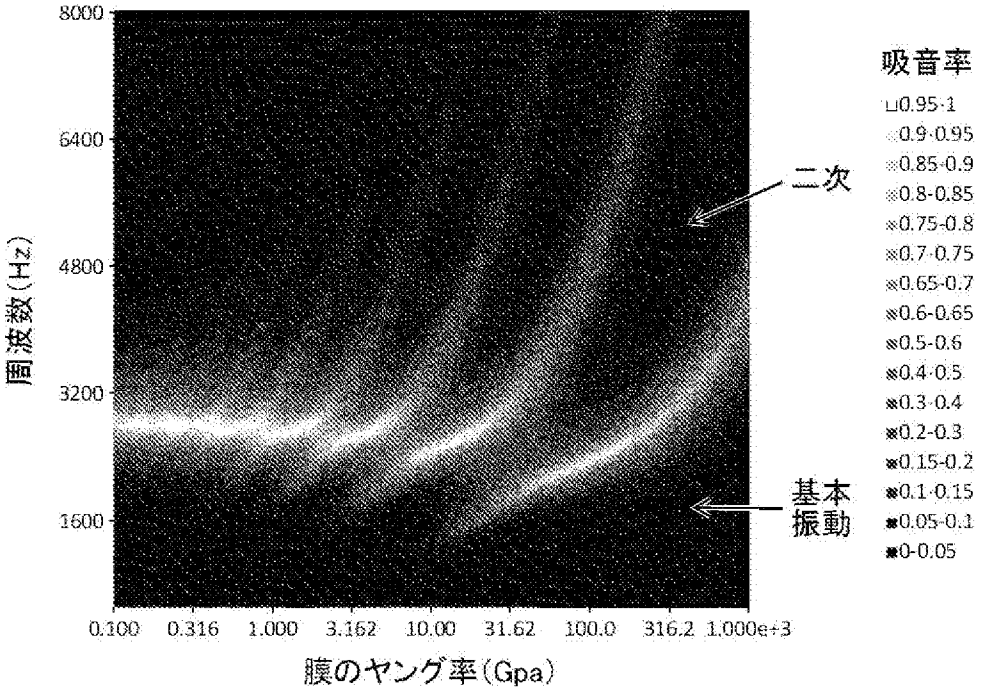
[図43]


膜の硬さ(ヤング率×厚み3)
0.015
0.01
0.005
0
y = 22026x4.15
0
0.01
0.02
0.03
0.04
枠直径(m)

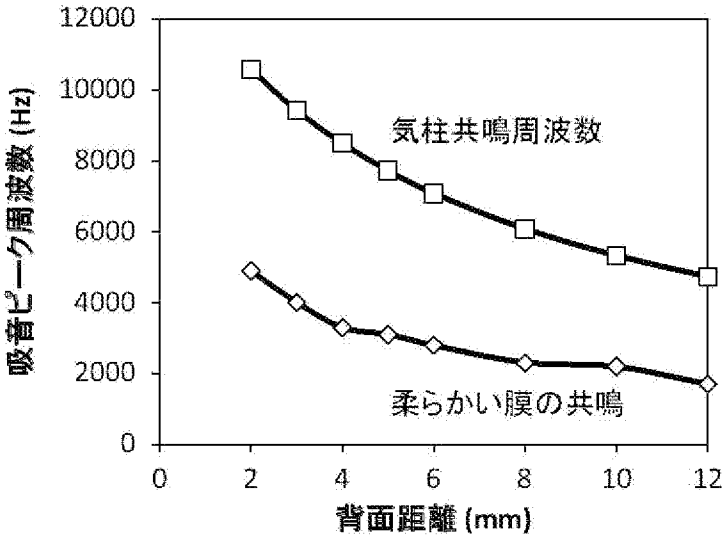
[図44]


周波数(Hz)
8000
6400
4800
3200
1600
0.100
0.316
1.000
3.162
10.00
31.62
100.0
316.2
1.000e+3
膜のヤング率(Gpa)
二次
基本振動
吸音率
0.95-1
0.9-0.95
0.85-0.9
0.8-0.85
0.75-0.8
0.7-0.75
0.65-0.7
0.6-0.65
0.5-0.6
0.4-0.5
0.3-0.4
0.2-0.3
0.15-0.2
0.1-0.15
0.05-0.1
0-0.05

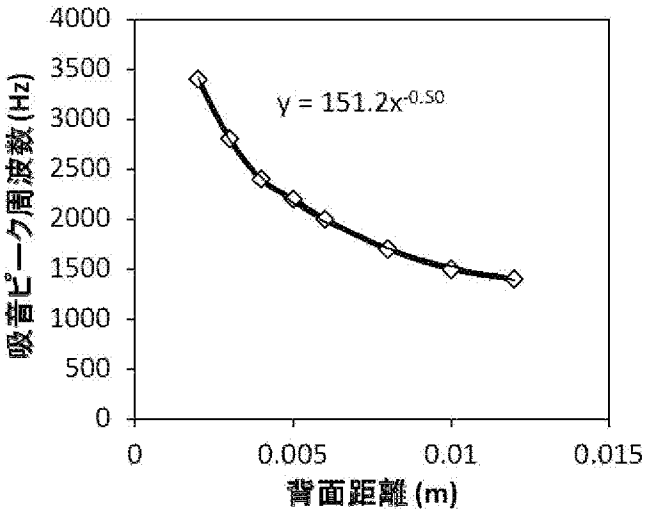
[図45]


8000
6400
4800
3200
1600
周波数(Hz)
0.100
0.316
1.000
3.162
10.00
31.62
100.0
316.2
1.000e+3
膜のヤング率(Gpa)
二次
基本
振動
吸音率
0.95-1
0.9-0.95
0.85-0.9
0.8-0.85
0.75-0.8
0.7-0.75
0.65-0.7
0.6-0.65
0.5-0.6
0.4-0.5
0.3-0.4
0.2-0.3
0.15-0.2
0.1-0.15
0.05-0.1
0-0.05

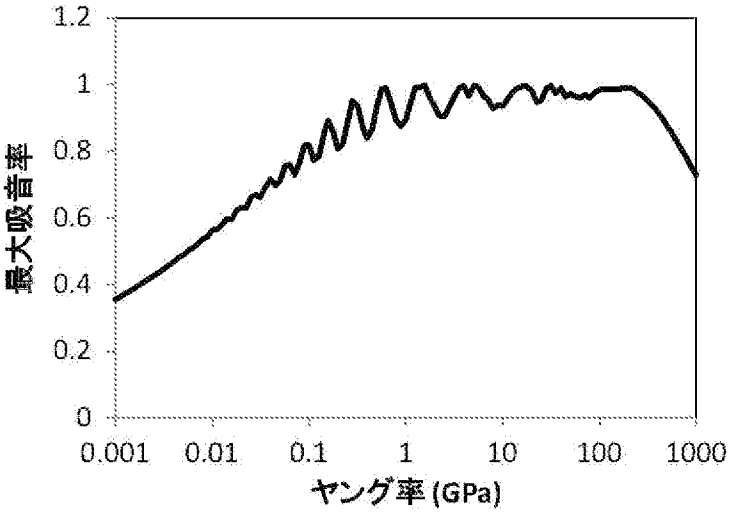
[図46]


12000
10000
8000
6000
4000
2000
0
吸音ピーク周波数 (Hz)
気柱共鳴周波数
柔らかい膜の共鳴
0
2
4
6
8
10
12
背面距離 (mm)

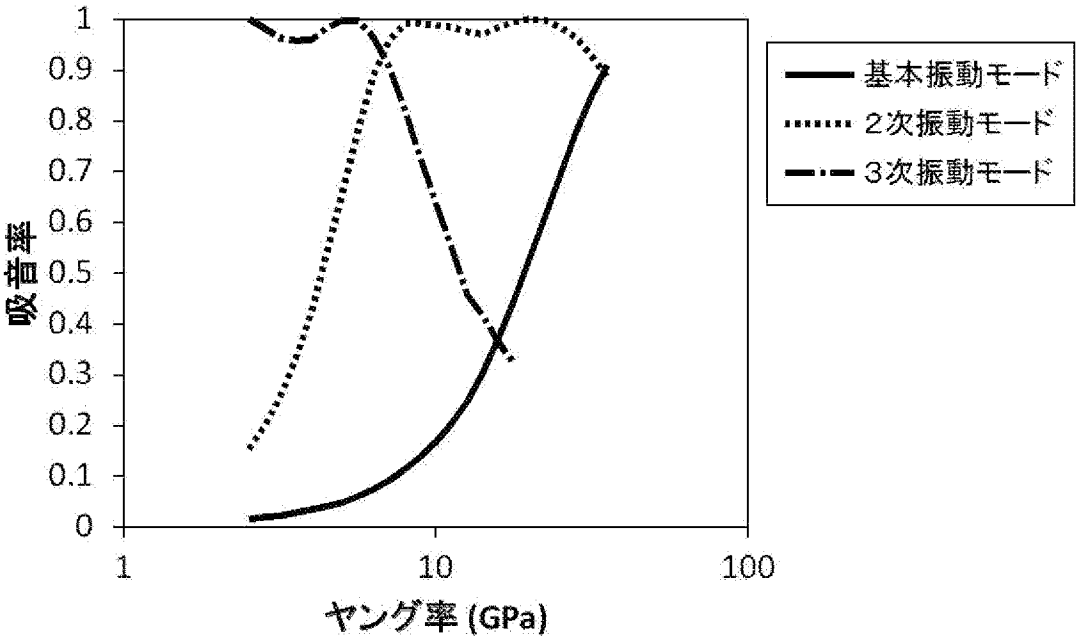
[図47]


4000
3500
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
吸音ピーク周波数 (Hz)
y = 151.2x-0.50
0
0.005
0.01
0.015
背面距離 (m)

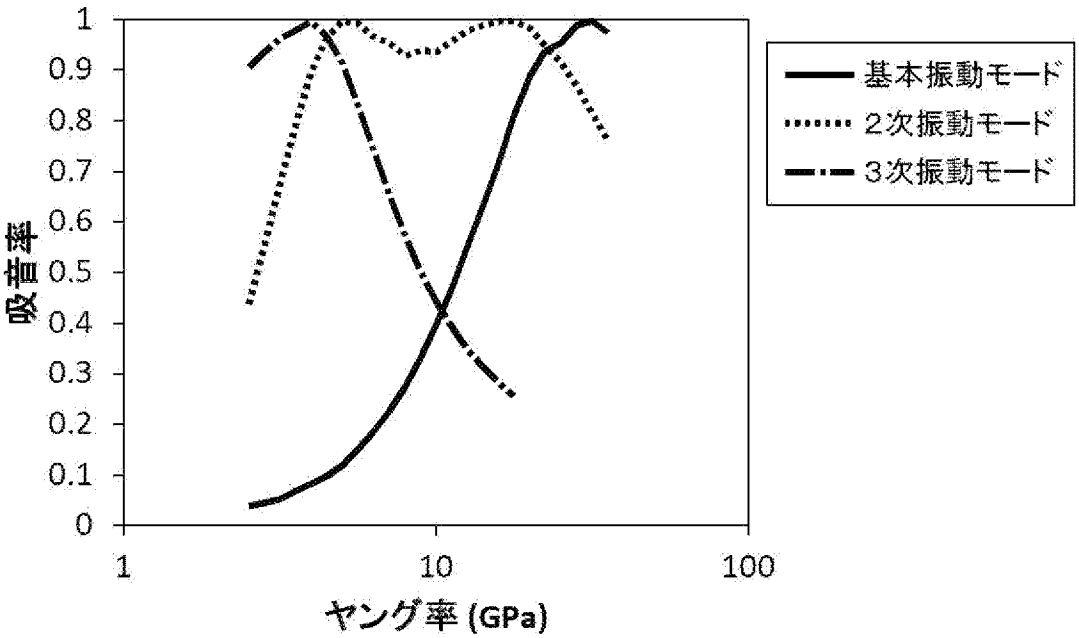
[図48]


1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
最大吸音率
0.001
0.01
0.1
1
10
100
1000
ヤング率 (GPa)

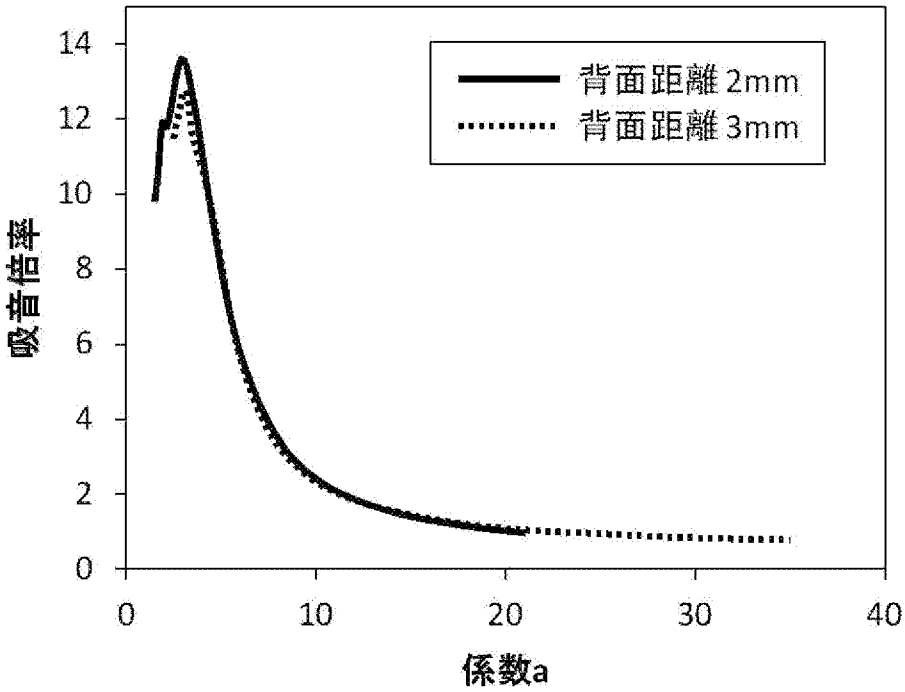
[図49]


1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
吸音率
1
10
100
ヤング率 (GPa)
基本振動モード
2次振動モード
3次振動モード

[図50]


1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
吸音率
1
10
100
ヤング率 (GPa)
基本振動モード
2次振動モード
3次振動モード

[図51]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2019/006561

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int. Cl. G10K11/16(2006.01)i, B32B1/00(2006.01)i, B32B3/26(2006.01)i, G10K11/172(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int. Cl. G10K11/16, B32B1/00, B32B3/26, G10K11/172

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Published examined utility model applications of Japan 1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2019
Registered utility model specifications of Japan 1996-2019
Published registered utility model applications of Japan 1994-2019

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-97145 A (YAMAHA CORP.) 30 April 2010, entire text, all drawings (Family: none)	1-18
A	JP 2009-227227 A (KUMI KASEI KK) 08 October 2009, entire text, all drawings (Family: none)	1-18

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
08.04.2019	23.04.2019
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (January 2015)

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１９／００６５６１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　G10K11/16(2006.01)i, B32B1/00(2006.01)i, B32B3/26(2006.01)i, G10K11/172(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　G10K11/16, B32B1/00, B32B3/26, G10K11/172

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１９年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１９年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１９年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2010-97145 A (ヤマハ株式会社) 2010.04.30, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-18
A	JP 2009-227227 A (クミ化成株式会社) 2009.10.08, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-18

☐　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０８．０４．２０１９	２３．０４．２０１９

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　５Ｚ　４５４６
渡邊　正宏
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３５９１