

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載

【部門区分】第 7 部門第 3 区分

【発行日】平成30年11月15日 (2018.11.15)

【公開番号】特開2016-171556(P2016-171556A)

【公開日】平成28年9月23日 (2016.9.23)

【年通号数】公開・登録公報2016-056

【出願番号】特願2015-198086(P2015-198086)

【国際特許分類】

H 0 4 R 1/02 (2006.01)

H 0 4 R 3/04 (2006.01)

H 0 4 R 1/28 (2006.01)

【F I】

H 0 4 R 1/02 1 0 1 B

H 0 4 R 3/04 1 0 1

H 0 4 R 1/02 1 0 1 E

H 0 4 R 1/28 3 1 0 Z

【手続補正書】

【提出日】平成30年10月1日 (2018.10.1)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

フレームに弾性的に支持された振動板と該振動板を振復駆動する電磁駆動装置からなり低周波数音域に固有の機械的共振を有するスピーカユニットと、該スピーカユニットを取り付けてスピーカユニットの振動板の背面側の音と前面側の音の干渉を阻害するエンクロージャーと、スピーカユニットの電磁駆動装置に接続される電気駆動回路からなる音響装置において、前記スピーカユニットの機械的共振の抑制手段と、電気駆動回路には前記機械的共振の抑制手段によって抑制された振動板の振幅減少による音圧不足を補う周波数 - 音圧補正回路を備え、該周波数 - 音圧補正回路の補正特性は、所定の周波数より低い周波数では振動板振幅が所定の周波数における振幅を超えることがないように利得を制限したものであって、それにより不足する所定の周波数より低い周波数の音圧をエンクロージャーの共振手段で補うようにしたことを特徴とする音響装置。

【請求項 2】

前記機械的共振の抑制手段は、前記スピーカユニットの振動板の背面と該振動板背面から所定の距離を置く開口を含み、該開口を介してのみ前記振動板の振動による空気振動が前記エンクロージャー内部の主空間に伝搬するようにした小空間内の、前記振動板と開口間に通気性と吸音性のある音響抵抗物質を配したものであることを特徴とする請求項 1 の音響装置。

【請求項 3】

前記不足する所定の周波数以下の音圧を補うエンクロージャーの共振手段はエンクロージャーの主空間の等価機械スチフネスと別に設けた等価機械質量の組み合わせによるものであることを特徴とする請求項 1 または請求項 2 の音響装置。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【発明の詳細な説明】

【発明の名称】音響装置

【技術分野】

【0001】

本件発明は、スピーカーとそれを駆動する電気回路で構成される音響装置に関わり、相対的に小型のスピーカーユニットとエンクロージャーでより低い音を再生するいわゆる低音再生技術に係る。

【背景技術】

【0002】

現在の一般的音響装置は、電磁駆動装置に直結する振動板を弾性的にフレームに支持したスピーカーユニットと該スピーカーユニットを取り付けるエンクロージャーとからなるスピーカーシステムと、スピーカーユニットの電磁駆動装置に接続される電気駆動回路で構成される。

【0003】

図1は、筐体201と内部空間202を有する密閉型エンクロージャー2に、フレーム102と該フレームに図示しない弾性支持系で弾性的に支持された振動板101と該振動板を振復駆動する電磁駆動装置103から成るスピーカーユニット1を取り付けたごく一般的なスピーカーシステムで、図2はその低音域における機械共振を表す機械系等価回路である。

【0004】

図2において、 $F_o$ 、 $M_o$ 、 $C_o$ 、 $R_o$ はスピーカーユニットの機械系等価要素であり、 $F_o$ は電磁駆動装置の駆動力、 $M_o$ は振動板を含む振動系の等価機械質量、 $C_o$ は同じく等価機械スチフネス、 $R_o$ は等価機械抵抗で、 $C_e$ はエンクロージャー内部空間の等価機械スチフネスである。

【0005】

この機械系等価回路は、 $M_o$ と $C_o$ と $C_e$ の直列共振回路を構成しているが、エンクロージャーに取り付けられていない自由空間では図2の $C_e$ が無大となり、その場合の共振周波数は $M_o$ と $C_o$ で定まり一般的にそのスピーカーユニット固有の最低共振周波数 $f_o$ と呼ばれる。その共振の強さは $R_o$ で制限され一般的に $Q_o$ と呼ばれる。 $R_o$ が大きければ共振の強さ $Q_o$ は小さく、 $R_o$ が小さければ $Q_o$ は大きくなる。

【0006】

ここで図1のように密閉型エンクロージャーにスピーカーユニットを取り付けた場合は、 $C_e$ が有限になるから $C_o$ と $C_e$ の直列合成スチフネスを $C_s$ とすると、 $C_s$ は $C_o$ より小さくなるのでその共振周波数を $f_s$ とすれば $f_s$ は $f_o$ より高くなる。

【0007】

ところで、この等価回路は、その共振現象によって共振周波数を中心とした周波数領域では駆動力 $F_o$ によるよりも大きく振動板が振動することを表している。図3はこの低域共振と音圧の関係を示しており、一般的に周波数 - 音圧特性 ( $f$  特) と呼ばれるものである。

【0008】

図3において、(イ)は共振がある場合の特性で、従来のスピーカーシステムは前述の共振を利用し、十分に低い出力インピーダンスの電力増幅器により周波数に対し一定の電圧でスピーカーユニットの電磁駆動装置を駆動した場合に、周波数毎の音圧がほぼ一定になるよう設計・製造される。従って、前述のシステムで再生可能な最低周波数は低域の共振周波数 $f_s$ に制約され、それより低い周波数では周波数が低くなるに従って音圧が急に小さくなる現象を生じる。

【0009】

図 3 (ロ) は前述の共振がない場合の特性を示した図で、理論的にはスピーカーの口径で定まる周波数  $f_h$  から低い周波数に向けて  $6 \text{ dB/oct}$  でなだらかに音圧が低下する特性となることが知られている。また  $f_h$  はスピーカーユニットの口径が大きい方が低く、小さい方が高くなる。

【0010】

このような関係は、鼓膜とスピーカーユニットの振動板が含まれる空間が十分に大きい場合、すなわち部屋で音楽を聴くような場合に成り立つもので、該空間が極端に小さい例えばヘッドホンやイヤホンのような場合は成り立たず本件発明の対象から除かれる。

【0011】

以上のような原理原則に基づき、発明者は、通気性のある音響抵抗物質を使用した機械的な手段でスピーカーの低音域の共振を抑制しスピーカーシステムの低音域での周波数 - 音圧特性を図 3 (ロ) に近づけて、それにより不足する低音の音圧を電気駆動回路系で補うことを考えた。(特許文献 1, 特許文献 2)

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献 1】特願 2004 - 102435 号公報

【特許文献 2】特願 2005 - 244036 号公報

【0013】

図 4 にその電気駆動回路系の構成を、図 5 にその周波数特性の関係を示す。図 4 において 3 は再生しようとする音の電気信号源、4 は周波数補正回路、5 は電力増幅器、1 はスピーカーユニットで電力増幅器 5 の出力はスピーカーユニット 1 の電磁駆動装置に接続される。

【0014】

図 4 の周波数補正回路 4 の特性は、図 5 の周波数補正回路の周波数特性に示すように、前述の図 3 の (ロ) に示す周波数  $f_h$  からスピーカーユニットの最低共振周波数  $f_o$  より低い周波数  $f_l$  にかけて  $6 \text{ dB/oct}$  で上昇するようなものとしている。このような特性は電気回路素子 C と R および適当なバッファアンプを組み合わせることで容易に実現可能で俗にイコライザーとも呼ばれる。

【0015】

周波数補正回路 4 の特性は図 3 の (ロ) に示す特性と真逆の関係になっているから、このような電気回路で図 3 の (ロ) の特性のスピーカーシステムを駆動した場合、その周波数 - 音圧特性は図 5 の (ハ) のようにスピーカーユニット固有の最低共振周波数  $f_o$  より低い周波数まで再生可能となる。

【0016】

このようにすることで、相対的に小さな口径のスピーカーユニットや小型のエンクロージャーを用いてもスピーカーユニット固有の  $f_o$  より低い周波数の音まで再生することが可能になることは自明である。すなわち一般的なスピーカーユニットの  $f_o$  はその口径が大きい方が低く、小さい方が高いので、再生できる最低周波数はほぼスピーカーユニットの口径に依存する限界が生じるが、最低共振周波数  $f_o$  の影響を排除あるいは制限できればその限界から解放されるからである。

【0017】

エンクロージャーもまた、そのスチフネス  $C_e$  が最低共振周波数を高くする働きをするので十分な低音を再生しようとするれば大型化することが自明であり、共振そのものを抑制できれば共振周波数を気にすることなく小型化することが可能である。

【0018】

それを実現するために、前述の発明者による特願では、基本的にスピーカーユニットの振動板とエンクロージャー内部の主空間の間を通気性のある音響抵抗物質で仕切って機械的に低域の共振を抑制している。通気性のある音響抵抗物質としては通気性の発泡ウレタンや綿やグラスウールなど繊維質材料の密度を高く配して用いることができる。

## 【 0 0 1 9 】

そのような音響抵抗物質を使用することは図 2 の等価回路で  $R_o$  と  $C_e$  の間に新たに等価機械抵抗を挿入し結果的に  $R_o$  を大きくしたことで等価となるから、スピーカユニットとエンクロージャーの組み合わせによる共振度合い  $Q_o$  が小さくなり、システムとして周波数 - 音圧特性を図 3 (ロ) の特性に近づけることが可能となる。

## 【 0 0 2 0 】

このような理論に基づき、発明者は図 6 のようなスピーカシステムを考案した。図 6 のスピーカシステムはスピーカユニット 1 を筒状のエンクロージャー 6 に取り付け、エンクロージャー内の主空間 602 とスピーカユニットの振動板 101 の間は振動板 101 の近傍で通気性のある音響抵抗物質 8 により仕切られ、主空間 602 の内部には吸音材 9 を適当な密度で、より具体的には発泡ウレタンを 1 ～ 数センチ角に切断したものや真綿、グラスウールなどを適当な密度で連続的に配してある。そしてスピーカユニットから最も遠い端部は鼓膜と振動板を含む空間に接する開口端 603 としている。

## 【 0 0 2 1 】

ここで、音響抵抗物質 8 と吸音材 9 の機能を説明すれば、音響抵抗物質 8 は主にスピーカユニットとエンクロージャー内部の主空間の相互作用による低音域の機械的共振の抑制が目的であり、吸音材 9 は主に振動板 101 の背面から音響抵抗物質 8 を通じて漏れ出た音の消音が目的であるが、副次的に前述の低音域の機械的共振の抑制にも寄与している。

## 【 0 0 2 2 】

より詳しく説明すれば、音響抵抗物質 8 による共振の抑制は、振動板 101 から主空間 602 に向けた通気断面積の制限による空気の粘性を利用した流動抑制である。したがって音響抵抗物質 8 は体積よりその密度が重要であり、振動板 101 と主空間 602 の間に隙間を作ることなく配する必要がある。具体的には通気性のある発泡ウレタンや真綿など柔らかい繊維質の吸音材料を圧縮気味にして用いている。

## 【 0 0 2 3 】

一方で吸音材 9 は消音が目的であり、一般的に発泡ウレタンやグラスウールなどの繊維質材料が用いられるが、低い周波数まで十分な消音を行うには全体としてのボリュームや空気振動が通過する厚みが必要で、前述の音響抵抗物質 8 より密度は低くてよい。

## 【 0 0 2 4 】

このような吸音材の吸音率は、一般的に約 300 Hz 以上では 1 に近く、約 100 Hz 以下の低い周波数では 0.1 以下に近い。これは吸音材の吸音効果が物質同志の振動摩擦による音響エネルギーから熱エネルギーへの転換昇華に起因しているものと考えられ、高い周波数では時間当たりの摩擦頻度が高いが低い周波数では摩擦頻度が低いことに起因していると考えられる。

## 【 0 0 2 5 】

図 6 においてエンクロージャーを長い筒状としたのは、この吸音材の吸音率が 100 Hz 程度以下の低い周波数では非常に小さいので、振動板 101 から開口端 603 までの吸音材の厚みを確保して低い周波数の音のエネルギーを十分に吸収できるようにするためである。

## 【 0 0 2 6 】

このようなシステムの低音域の機械系等価回路を図 7 に示す。図において  $R_t$  は音響抵抗物質 8 の等価機械抵抗、 $C_t$  は振動板 101 と音響抵抗物質 8 の間の空間の等価機械スチフネス、 $C_{e1}$ 、 $R_{e1}$ 、 $C_{e2}$ 、 $R_{e2}$ ・・・ $R_{en}$  はエンクロージャー 6 内部の主空間 602 に吸音材 9 を適当な密度で連続的に配したことによる等価機械スチフネスと等価機械抵抗を模擬している。 $C$  は振動板と鼓膜を含む空間の等価機械スチフネスで、その他の  $C_o$  や  $C_t$ 、 $C_{en}$  に比べて十分に大きいものとする。

## 【 0 0 2 7 】

このようなシステムの低音域の機械共振の特性は、等価機械抵抗  $R_o$ 、 $R_t$ 、 $R_{e1} \sim R_{en}$  とその間に存在する  $C_o$  と  $C_t$ 、 $C_{e1} \sim C_{en}$ 、 $C$  の直並列の合成等価機械スチフネスに依存し、最低は  $C_o$  と  $C$ 、最高は  $C_o$  と  $C_t$  の直列スチフネスで決まる周波数

領域で連続的に分散した形になると考えられ、その連続的に分散する共振峰の形は  $R_t$ 、 $R_{e1} \sim R_{en}$  および  $C_t$ 、 $C_{e1} \sim C_{en}$  の個々の大きさに関係すると考えられる

【0028】

しかし  $C_t$  についてその容積は、スピーカユニットが例えば 16 cm の口径であるとき、振動板から音響抵抗物質 8 までの距離を 3 cm とすれば約 0.5 リットルほどであると考えられ、スピーカユニットの  $f_o$  を 40 Hz と仮定して  $M_o$  と  $C_o$  と  $C_t$  の直列共振周波数を別途シミュレーションすれば 400 Hz 以上と推定される。

【0029】

一方、音響抵抗物質 8 は前述のとおり通気性のある発泡ウレタンや布や真綿などの繊維質の材料であって一般的な吸音材と同一であり、その吸音率は 300 Hz 以上であれば 1 に近く、また振動板背面のほぼ全面を覆っていることから共振エネルギーは十分に吸収抑制されると考えられる。

【0030】

従って、図 6 のようなスピーカシステムにおける図 7 の等価回路においては  $C_t$  の影響は無視でき、 $C_{e1}$ 、 $C_{e2} \dots C_{en}$  と  $C$  のみ考慮すればよいものと考えられる。その場合、 $C_o$  と  $C_{e1}$  の間に入る音響抵抗  $R_o + R_t$  より  $C_o$  と  $C$  の間に入る音響抵抗  $R_o + R_t + R_{e1} + \dots + R_{en}$  の方が大きいので、共振の強さは連続的に分散する共振峰の内、 $C_o$  と  $C_{e1}$  の直列スチフネスで決まる周波数の共振が強く表れる。

【0031】

図 6 に示すエンクロージャーにおいて開口端 603 の意義について説明する。開口端 603 が閉端状の場合は図 7 に示す機械共振の等価回路において  $C$  はゼロとなり前述の連続した共振峰のうち  $C_o$  と  $C_{e1}$  で決まる高い周波数の共振がより強くなるとともに、 $C_o$  と  $C$  の直列のスチフネスで決まる低い周波数の共振が欠けてしまい低い周波数での振動板振幅に制約を与えられとされるから、開口端 603 の存在はそのことに配慮したものである。

【0032】

音響抵抗物質 8 の音響抵抗を可能な限り大きくし、対して吸音材 9 の等価機械抵抗を無視し得る程度に小さくして、且つ筒 6 の長さを無限大とすれば、共振は極限まで抑制され、且つ鼓膜が接する空間に音が届くまでには音のエネルギーも吸収されて理想的な図 3 の (口) に近い周波数 - 音圧特性が得られると考えられるが、本件の目的がスピーカユニットの大きさのみならずエンクロージャーも小型に構成することであるから、筒の長さは有限で且つ可能な限り短いことが望ましく現実的には数十 cm から 1 m 程度までと考えられる。

【0033】

発明者は図 6 に示すスピーカシステムの次にさらに図 8 のような構造のスピーカシステムを考案し試作した。図 8 に示すスピーカシステムは、図 6 に示す基本的な構想をさらに小型化できるようにしたものである。図 8 のスピーカシステムではスピーカユニット 1 をエンクロージャー 10 に取り付け、エンクロージャーはユニット 1 側から鼓膜が接する空間への開口端部 1004 までを内部で折り曲げて先細りとした空間 1001 ~ 1003 を有するように構成したもので、スピーカユニット 1 の振動板 101 とエンクロージャー内部の主空間 1001 の間は通気性のある音響抵抗物質 8 で仕切り、空間 1001 ~ 1003 には吸音材 9 を配置している。

【0034】

吸音材 9 の配置密度は基本的に同一としているが、エンクロージャー内部を折り曲げた空間として振動板 101 から鼓膜が接する空間までの通路の長さを確保するとともに、エンクロージャーの開口端部 1004 に向けて空間を先細りとし、さらに吸音材 9 の密度も図 6 のものよりは高く、すなわち等価機械抵抗を高くなるようにして外部空間に漏れ出す音を吸収、消音できるよう配慮している。

【0035】

図 8 に示すものの試作では、スピーカユニット 1 には 16 cm 口径で  $f_o$  が 40 Hz の

ものを用い，エンクロージャー 10 は六面体の 1 辺が約 20 cm として，低音再生までを考慮した 16 cm 口径のスピーカ-のためのエンクロージャーとしては破格に小さいものとしている。

【0036】

このようなスピーカ-システムを図 4 のような電気駆動回路，すなわち周波数補正回路 4 と周波数対電圧利得が一定の電力増幅器 5 を含む回路で駆動した。

【0037】

しかしこのような音響装置により二つの課題が発生した。一つ目の課題は図 8 に示すスピーカ-システムの試作では 16 cm 口径のスピーカ-ユニットを用いたことを説明したが，より小型で口径が 10 cm 程度以下のスピーカ-ユニットを用いると，低い周波数の再生音圧を振動板の振動のみに依存するこの方式では振動板面積が小さすぎてスピーカ-ユニットの  $f_0$  より低い周波数領域で十分な音圧が出せなかったことである。

【0038】

ここで，このような方式のスピーカ-システムに小型のスピーカ-ユニットを用いた場合に  $f_0$  より低い周波数で十分な音圧が出せないことについて説明する。もともとスピーカ-ユニットにはその振動板の振動可能な最大振幅があり，周波数に対して一定の電圧で駆動した場合には振動板振幅は最低共振周波数  $f_0$  で最大になると考えられるから， $f_0$  より高い周波数の音圧が均一であるとすれば，そのスピーカ-ユニットで出せる最大音圧は  $f_0$  周波数で出せる音圧に制約されると言える。その最大音圧を基にそのスピーカ-ユニットの用途，例えばスピーカ-ユニットから耳までの距離が 1 m 程度というような使い方を想定されている。そのような使い方を基準にした場合，振動板の振幅だけで  $f_0$  より低い周波数を  $f_0$  の周波数と同じ音圧で再生しようとするれば振動板の必要な振幅は  $f_0$  の周波数で可能な振幅を超えてしまい無理があるということである。

【0039】

より安直に考えれば振動板面積が小さい場合でも振幅を大きくすれば音圧は確保できるが，現実的な小型スピーカ-では，振動板面積とともに最大振幅も小さい。

【0040】

次に第二の課題は，図 4 の電気駆動回路，すなわち図 5 の周波数補正回路の補正特性で図 8 のスピーカ-システムを駆動した場合，前述の図 7 の  $C_o$  と  $C_e$  の直列スチフネスの影響と思われる共振で意図しない周波数，具体的には 150 Hz 近傍で音圧の山が生じること，その音圧の山を避けようと補正の開始周波数（前述の  $f_h$ ）を下げると低い周波数帯域で十分な音圧が得られなくなることである。

【0041】

その様子を図 9 と図 10 で説明する。図 9 は，周波数補正特性の  $f_h$  を図 5 で説明した理想に近いものとほぼ同一の関係とした場合で，図 9 の（二'）に示すよう周波数  $f_p$  で音圧の山ができてしまっている。これは前述の図 7 の  $C_o$  と  $C_e$  の直列スチフネスの影響と考えられる。前述の図 8 で説明したスピーカ-システムでは  $f_p$  の周波数が約 150 Hz であった。

【0042】

図 10 は，その音圧の山が現れないよう  $f_h$  の周波数を  $f_p$  に近い  $f_{h'}$  にずらせた場合の特性で， $f_p$  近傍の音圧の山は小さくなるものの，今度は（八"）のように周波数  $f_p$  より低い周波数で音圧が一段下がってしまう。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0043】

そこで本件の発明は，フレームに弾性的に支持された振動板と，振動板を振幅駆動する電磁駆動装置からなるスピーカ-ユニットを，振動板の背面側の音と前面側の音の干渉を阻害するエンクロージャーに取り付け，且つスピーカ-ユニットとエンクロージャーの内部空間による低音域の機械共振を抑制する手段を備えるとともに，電気駆動回路には該低音域の機械共振を抑制したことによる低音の不足を補う周波数補正回路を備えた音響装置に

において、振動板振幅のみで所望の低音を再生するよりも相対的に小さな口径のスピーカーユニットやエンクロージャーを使用しても十分な音圧を得られることを課題としている。さらにはより均一な周波数 - 音圧特性を得ることを課題としている。

【課題を解決するための手段】

【0044】

前述の課題を解決するために、請求項1では、フレームに弾性的に支持された振動板と該振動板を振復駆動する電磁駆動装置からなり低音域に固有の機械共振を有するスピーカーユニットと、該スピーカーユニットを取り付けてスピーカーユニットの振動板の背面側の音と前面側の音の干渉を阻害するエンクロージャーと、スピーカーユニットの電磁駆動装置に接続される電気駆動回路からなる音響装置において、前記スピーカーユニットの機械共振の抑制手段と、電気駆動回路には前記機械共振の抑制手段によって抑制された低音域の音圧不足を補う周波数 - 音圧補正回路を備え、該周波数 - 音圧補正回路の補正特性は、所定の周波数より低い周波数では振動板振幅が所定の周波数における振幅を超えることがないように利得を制限したものであって、それにより不足する所定の周波数より低い周波数の音圧をエンクロージャーの共振手段で補うようにしたことを特徴とする音響装置を提供した。

【0045】

請求項2では、前記機械的共振の抑制手段は、前記スピーカーユニットの振動板の背面と該振動板背面から所定の距離を置く開口を含み、該開口を介してのみ前記振動板の振動による空気振動が前記エンクロージャー内部の主空間に伝搬するようにした小空間内の、前記振動板と開口間に通気性と吸音性のある音響抵抗物質を配したものであることを特徴とする請求項1の音響装置を提供した。

【0046】

請求項3では、前記不足する所定の周波数以下の音圧を補うエンクロージャーの共振手段はエンクロージャーの主空間の等価機械スチフネスと別に設けた等価機械質量の組み合わせによるものであることを特徴とする請求項1または請求項2の音響装置を提供した。

【発明の効果】

【0047】

それにより、請求項1によれば、スピーカーユニットの振動板の機械共振を抑制して、それによる低音の音圧不足を電氣的に補正する音響装置の所望の使用環境下において、そのスピーカーユニットの振動板の振幅のみで必要な音圧を発生しようとした場合に振動板の最大振幅を超えてしまうような低い周波数の低音はエンクロージャーの共振手段により音圧を補えるので、スピーカーユニットに口径が例えば10cm以下の小型のものをを用いても所望の使用環境下で従来は考えられない低い周波数で十分な音圧の低音を得られる。

【0048】

請求項2によれば、請求項1の発明に用いることができる機械共振の抑制手段を容易に且つ安価に提供できる。

【0049】

請求項3によれば、請求項1または請求項2において適用可能なエンクロージャーの共振手段を提供でき、特に小型のものを提供できる。

【図面の簡単な説明】

【0050】

【図1】従来の密閉型エンクロージャーによるスピーカーシステムの略図

【図2】図1に示すスピーカーシステムの低域機械共振の機械系等価回路の図

【図3】図1に示すスピーカーシステムの周波数 - 音圧特性の説明図

【図4】図3の(口)の周波数 - 音圧特性のスピーカーシステムに用いる電気駆動回路の図

【図5】図4の電気駆動回路を用いて図3(口)の周波数 - 音圧特性のスピーカーシステムを駆動した場合の周波数 - 音圧特性の説明図

【図6】図3(口)の特性を得るためのスピーカーシステムの一例の図

- 【図 7】図 6 に示すスピーカーシステムの低音域の機械共振の機械系等価回路
- 【図 8】図 6 を基礎にして試作した現実的なスピーカーシステムの図
- 【図 9】図 8 に示すスピーカーシステムを図 4 の電気駆動回路で駆動した場合の周波数 - 音圧特性を説明する第一の図
- 【図 10】図 8 に示すスピーカーシステムを図 4 の電気駆動回路で駆動した場合の周波数 - 音圧特性を説明する第二の図
- 【図 11】本件の発明による音響装置の第一の実施例を用いたスピーカーシステムと電気駆動回路を示す図
- 【図 12】第一の実施例を用いた音響装置の音圧特性と周波数補正特性の関係を示す図
- 【図 13】図 11 の ( a ) に示すスピーカーシステムの周波数補正回路を用いずに測定した周波数 - 音圧特性を示す図
- 【図 14】図 12 とは別の周波数補正回路を使用した場合の音圧特性と周波数補正特性の関係を示す図
- 【図 15】図 14 に示す周波数補正特性を得るための周波数補正回路の一例を示す図
- 【図 16】図 15 とは別の周波数補正回路を示す図
- 【図 17】図 16 に示す周波数補正回路を使用した場合の音圧特性と周波数補正特性の関係を示す一例の図
- 【図 18】本件の発明による音響装置の第二の実施例を用いたスピーカーシステムを示す図
- 【図 19】図 14 に示すスピーカーシステムを周波数補正回路がない電気駆動回路で駆動し測定した周波数 - 音圧特性を示す図
- 【図 20】本件の発明による音響装置の第三の実施例を用いたスピーカーシステムを示す図
- 【図 21】本件の発明による音響装置の第三の実施例を用いた別のスピーカーシステムを示す図
- 【図 22】本件の発明による音響装置の第四の実施例の電気駆動回路を示す図
- 【図 23】図 18 の電気駆動回路の帯域減衰フィルターに用いる基本回路の例
- 【図 24】本件の発明による音響装置の第五の実施例を用いたスピーカーシステムを示す図
- 【図 25】図 20 の第五の実施例を用いたスピーカーシステムの低域機械共振の機械系等価回路
- 【図 26】図 20 に示すスピーカーシステムを周波数補正回路がない電気駆動回路で駆動し測定した周波数 - 音圧特性を示す図
- 【図 27】本件の発明による音響装置の第六の実施例を用いたスピーカーシステムを示す図
- 【図 28】本件発明の第二の実施例を用いたスピーカーシステムと第四の実施例に示す電気駆動回路で周波数補正回路を用いずに組み合わせて使用し測定した周波数 - 音圧特性を示す図

【発明を実施するための形態】

【0051】

本件発明の第一の実施例を用いたスピーカーシステムを図 11 の ( a ) に示す。図 11 の ( a ) に示すスピーカーシステムのエンクロージャー 12 は基本的に内部の主空間 1201 とダクト 1202 により構成されるバスレフ型である。

【0052】

一般的なバスレフ型エンクロージャーは、スピーカーユニット 11 と主空間 1201 による共振周波数に対し、主空間 1201 とダクト 1202 による共振周波数を約 70% に設定する。これはスピーカーユニット 11 と主空間 1201 の共振でその共振周波数以上の周波数の音圧を平坦化し、それより低い周波数の音圧をバスレフダクトと主空間の共振で補う構成とした場合に、スピーカーユニット 11 と主空間 1201 による共振周波数とバスレフダクトによる共振周波数の間に音圧の谷を生じさせることなく、全体として周波数

- 音圧特性を平坦化するための一般的な目安である。

【0053】

従ってこのような共振１段のバスレフ型エンクロージャーの場合では、主空間の大きさを十分大きくして、スピーカーユニットと主空間の共振周波数をスピーカーユニットの $f_0$ 共振の周波数に近づけたとしても、 $f_0$ 周波数の約70%程度の周波数までしか音圧を確保できなかった。しかも前提条件として主空間の大きさを十分に大きくとらなければならないのでエンクロージャーも小型にできなかった。

【0054】

また、さらなる低音域の再生を可能とする技術として、ダブルバスレフという方式も存在する。これはバスレフ共振を２段構成にしたもので、第一段目と第二段目の共振をうまく設定した場合にはスピーカーユニット固有の $f_0$ 共振の約50%程度までの周波数の再生が可能であると言われている。

【0055】

このような一般的なバスレフボックスに対し、図11に示す本件発明のスピーカーシステムに用いるバスレフエンクロージャーは、試作した実際の例ではスピーカーユニットに8cm口径、 $f_0$ が125Hz程度のものを使用し、該スピーカーユニットと主空間の共振周波数が160Hz～200Hz程度となるよう主空間1201の大きさを1.5リットル程度としてある。

【0056】

またその主空間1201とバスレフダクトの共振周波数は約50Hzとし、スピーカーユニットの $f_0$ 周波数対比では40%と低く、従来の一般的な１段バスレフ型エンクロージャーとは考え方を異にしている。

【0057】

そのようなスピーカーシステムを図11の(b)のような電気駆動回路で駆動する。図11の(b)に示す回路は、図4に示す回路にいわゆるMFB（モーションフィードバック）を加えたもので、スピーカーユニット11の振動板の動きを14のセンサーで検出して電圧信号に変換し、その電圧信号を13に示す加算回路で元の再生信号に加算する。加算するセンサーの信号位相を選択し図示しない回路でその利得を調整すれば、再生しようとする電気信号に対し振動板の過剰な動きすなわち共振による余分な振動は抑制されるので、共振抑制手段として機能する。

【0058】

図11に示す音響システムの周波数音圧特性について図12を用いて説明する。図12の周波数-音圧特性において、(□)で表した特性が、図11の(a)のスピーカーシステムを図4において周波数補正回路がない一般的な電気駆動回路で駆動した場合の周波数-音圧特性である。 $f_p$ はスピーカーユニット11とエンクロージャー12の主空間1201による共振峰の中心周波数で前述の実際の試作例では $f_p$ は約160Hzであった。図13にその試作例の実測の周波数-音圧特性を示す。

【0059】

また図12の(○)は図11の(a)に示すエンクロージャー12の主空間1201とダクト1202による中心周波数 $f_d$ の共振峰の音圧であり、スピーカーユニット11が周波数 $f_d$ の成分を含んで振動したとき共振しより大きな音圧を発生する。

【0060】

このようなスピーカーシステムを図11の(b)に示す電気駆動回路で駆動する。図11の(b)に示す周波数補正回路4は図12の周波数補正回路の特性で示す音圧補正を行う。周波数補正回路の特性は周波数 $f_h$ から $f_{l'}$ に向けて6dB/octで利得が上昇するように構成するが、 $f_{l'}$ はスピーカーユニットの $f_0$ と振幅を考慮し無理がない周波数とする。具体的には使用するスピーカーユニット固有の最低共振周波数 $f_0$ を基本としてその約50%～200%程度の範囲に選定する。

【0061】

$f_{l'}$ の基本を $f_0$ とするのは、前述のとおりスピーカーユニットにおける振動板の最大

振幅が  $f_0$  の周波数で可能となるという前提からであり，本件発明の基礎となる前述の理論から最も妥当であると考えられる。

【0062】

$f_1'$  を  $f_0$  周波数の 50% に設定した場合は，周波数補正回路の補正特性は 6 dB/oct であるから  $f_1'$  の周波数時に当該スピーカーユニットで可能な振動板の最大振幅まで振動させるとすれば， $f_0$  周波数時の可能な振動板の振幅は最大振幅の 1/2 となるが，スピーカーユニットと耳の距離を前述の基準となる使用環境の 1/2 にすれば，つまりそのような使用環境を設定すれば実用的には耐え得る。

【0063】

逆に  $f_1'$  を  $f_0$  周波数の 200% に設定した場合は， $f_0$  周波数の 2 倍の周波数での振動板振幅を当該スピーカーユニットで可能な振動板の最大振幅とできるから前述の基準となる使用環境の 2 倍の距離でも実用的に耐え得る音圧が得られる。

【0064】

また， $f_1'$  として  $f_0$  の約 50% から約 200% の範囲を設定するほかの理由は，使用するスピーカーユニットによっては最低共振周波数  $f_0$  と可能な振動板の最大振幅の関係にずれがある場合も想定されるからである。なお， $f_1'$  の周波数設定によってバスレフダクトの共振周波数  $f_d$  も調整する。

【0065】

実際の試作例では  $f_1'$  を  $f_0$  周波数と同じ 125 Hz としてある。そのような周波数補正回路で音圧を補正したとき図 11 の (a) のスピーカーシステムは図 12 の周波数 - 音圧特性の (ハ) のように周波数  $f_1'$  まで中高音と同じ音圧で再生可能となるが  $f_1'$  より低い周波数は音圧が不足する。(ホ') は図 11 の (a) のエンクロージャー 12 の主空間 1201 とダクト 1202 の共振による音圧であり，前述の  $f_1'$  より低い周波数の音圧を補うものである。

【0066】

ここで改めてスピーカーユニットの振動板で中高音と同一な音圧で再生可能な周波数とバスレフダクトの共振周波数の関係を，従来のバスレフ型エンクロージャーによる場合と本件の発明で比較すれば，図 11 の (a) の試作例のスピーカーユニット 11 とエンクロージャー 12 の主空間 1201 を基準にして従来のバスレフ型エンクロージャーを構成する場合，スピーカーユニット 11 と主空間 1201 の共振周波数は前述のとおり約 160 Hz であるので，バスレフダクトの共振周波数は 160 Hz の 70% である 112 Hz より大幅には低くできなかった。これはスピーカーユニットと主空間の共振のため 160 Hz 以下の周波数では急に音圧が減少し，もし 112 Hz より極端に低い共振周波数のダクトを組み合わせれば，ダクトの共振周波数と 160 Hz の共振の間に音圧の谷が発生するからである。

【0067】

一方で，本件発明によれば，試作例のように主空間 1201 とダクト 1202 の共振周波数をスピーカーユニット 11 と主空間 1201 の共振周波数 160 Hz の約 30% の 50 Hz に選定してもなお周波数 - 音圧特性を均一にできる。これは，図 11 に示す実施例では，第一にスピーカーユニット 11 と主空間 1201 の共振を MFB によって抑制し，周波数補正回路で共振より低い周波数  $f_1'$  まで音圧が均一になるよう音圧を補正したこと，第二に， $f_1'$  より低い周波数の音圧の減衰が理論的に 6 dB/oct と緩やかであるため，前述のように  $f_1'$  を 125 Hz としてダクトの共振周波数  $f_d$  を 50 Hz に設定しても  $f_d$  と  $f_1'$  の間に谷を生じにくいためである。

【0068】

なお，周波数補正回路がないバスレフ共振による音圧は図 12 の (ホ) のように，共振のないスピーカーユニットの振動板振幅による低音の再生音圧 (ロ") に沿って低い音圧しか得られないが，周波数補正を行うことにより (ホ') のように音圧が上昇する。

【0069】

図 11 の第一の実施例を前述のように 8 cm 口径のスピーカーユニットを用いて，バスレ

フエンクロージャの主空間の容積を 1.5 リットルとし且つバスレフダクトと主空間の共振周波数を 50 Hz として試作した音響システムでは、50 Hz という低い周波数の音圧を十分に再生でき、このような小型のスピーカーシステムとしては従来にない低い周波数を再生できていることが検証できた。

【0070】

ちなみに同口径のスピーカーユニットを用いてダブルバスレフタイプのエンクロージャを設計すればエンクロージャの内容積はダクトと空間を含めると 5 ~ 6 リットルとなりそれでも再生可能な低音周波数は 60 ~ 70 Hz 止まりと想像される。

【0071】

以上において、周波数補正回路 4 は、図 12 に示すよう  $f_{1'}$  以下の周波数において利得を同一として説明した。それによれば理論的には  $f_{1'}$  以下の周波数では周波数  $f_{1'}$  を起点としてそれより低い側の周波数に向かって -6 dB/oct の傾きでスピーカーの振動板から発生する音圧は減少するが、それによる低い周波数での音圧不足をエンクロージャの共振によって補い周波数特性を平坦化するという考え方に基づいている。

【0072】

しかしながら再生しようとする音源によっては  $f_{1'}$  の周波数における最大振幅での音圧を基準にした場合、 $f_{1'}$  より低い周波数において更なる音圧を必要とするような場合が存在する。例えばバスドラムや大型の和太鼓の音を強調したような音源である。その場合、音楽全体として人が感じる音圧レベルは  $f_{1'}$  以上の周波数すなわち中音域が基準となるので、所望の音圧を中音域で設定した場合には、前述のバスドラムや大型の和太鼓が鼓動する時間領域でスピーカーの振動板の振幅が  $f_{1'}$  での最大振幅を超えてしまう場合がある。

【0073】

そのような場合を想定し、周波数補正回路 4 の特性を図 14 のように  $f_{1''}$  以下の周波数から低い周波数に向かって利得を小さくなるよう設定し、それによって不足する音圧をエンクロージャの共振で補うよう構成することも可能である。 $f_{1''}$  の周波数としては  $f_{1'}$  と同一またはそれより低い周波数を設定するが、 $f_{1'}$  より高い周波数を設定した場合には、図 14 の  $f_{1''}$  が図 12 の  $f_{1'}$ 、図 12 の  $f_{1'}$  が図 14 の  $f_{1''}$  に設定した場合と同一となる。

【0074】

図 14 の補正特性を得る周波数補正回路の一例を図 15 に示す。図は CR 素子によるフィルター a、フィルター b とバッファアンプを組み合わせたものであるが、フィルター a とフィルター b は場所を入れ変えてもよく、また CR をバッファアンプの NF ループ内に組んでも差し支えない。このような構成とした場合、エンクロージャの共振周波数  $f_d$  におけるスピーカーユニットの振動板の振動板振幅は図 12 によるよりも図 14 の (ヘ) 分小さくなるから、周波数 - 音圧特性を平坦化することを前提とした場合は、エンクロージャの共振強さはその共振周波数においてその分強く調整する必要がある。また周波数 - 音圧特性の谷の発生状況によって共振周波数も調整する必要がある。このような調整はバスレフボックスの場合ダクトの開口面積と長さを調整することで可能である。

【0075】

また、別の方法として周波数補正回路を図 16 に示すような構成とする方法がある。フィルター 1 からフィルター 3 は、例えば図 23 に示すようなバンドエリミネーションフィルター (BEF) としてその中心周波数や減衰量を何種類かに変化させたもので、音源によってスピーカーユニットの振動板振幅が固有の最大振幅を超えないよう切り替えるものである。図 16 に示す回路で SW を  $s_0$  から  $s_3$  に切り替えた場合、 $s_0$  において補正特性は  $f_{1'}$  以下で利得が同一となり、 $s_1 \sim s_3$  では、それぞれのフィルターで設定した中心周波数と周波数帯域で利得が減少するようになっている。通常は SW を  $s_0$  としておき、前述のバスドラムや大型の和太鼓があるような音源の場合は必要に応じ  $s_1 \sim s_3$  に切り替えて音楽性は損なわない程度に特定の周波数におけるスピーカーユニットの振動板の振幅を抑制する。

## 【0076】

また別の方法ではより簡素化して  $s_1 \sim s_3$  は単一のフィルタのみとして  $s_0$  と  $s_1$  を切り替える。あるいは  $s_0$  を省略して常に  $s_1$  に接続されるようにして予め特定の周波数帯域で利得が減少するようにしておくなど自由である。実験では  $f_{1'}$  以上の音圧に対し、 $f_{1'}$  より低い周波数約  $30\text{ Hz} \sim 70\text{ Hz}$  の音圧が約  $6\text{ dB}$  高いような音源に対し、中心周波数を  $50\text{ Hz}$  とした帯域減衰フィルタを用いて  $50\text{ Hz}$  での利得を  $-6\text{ dB}$  とした際に約  $30\text{ Hz} \sim 70\text{ Hz}$  の音圧が減少し音楽性も損なわずまたスピーカユニットの振動板の最大振幅も抑制できて最大音圧も高く音楽全体としてのバランスもよいという結果を得た。図17はその場合の周波数補正特性と音圧特性の関係を示す図である。図17ではパスレフダクトの共振中心周波数  $f_d$  が  $50\text{ Hz}$  であって帯域減衰フィルタの中心周波数も  $50\text{ Hz}$  である場合を想定して表したが、 $f_d$  と帯域減衰フィルタの中心周波数はずれていてもよい。さらには図16に示すフィルタ1～フィルタ3のいずれかまたは全部に図15のフィルタaのようなものを使用することも自由である。

## 【0077】

なお、以上において周波数補正回路の特性を得るにあたり増幅器等における超低域たとえば  $20\text{ Hz}$  以下の利得低下は無視しているが、このような利得低下は増幅器特に入出力回路にコデンサやアウトプットトランスを用いた真空管アンプ等では一般的な特性であり図14の  $f_{1''}$  以下の利得の低下特性を得るにあたり増幅器の低域の利得低下特性を利用することが可能である。

## 【0078】

以上のように周波数補正回路の特性は周波数  $f_{1'}$  以下において利得を同一とすることもできるし、一部あるいは  $f_{1'}$  より低い周波数のほぼ全域において  $f_{1'}$  における利得を超えないよう低くすることが可能である。本件特許の基本思想は、低音域に固有の機械的共振を有するスピーカユニットと、該スピーカユニットを取り付けるエンクロージャーと、スピーカユニットの電磁駆動装置に接続される電気駆動回路からなる音響装置において、前記スピーカユニットの機械的共振の抑制手段と、電気駆動回路には低音域の音圧不足を補う周波数・音圧補正回路を備え、該周波数・音圧補正回路の補正特性は、使用環境すなわちスピーカとの距離や空間の大きさ、必要最大音圧等を考慮した所望の音圧でスピーカユニットの振動板振幅が当該スピーカユニット固有の最大値を超えることが無いよう設定し、それにより不足する所定の周波数以下の音圧をエンクロージャーの共振手段で補うようにしたことである。

## 【0079】

なお図12の周波数補正特性において  $f_{1'}$  における利得は、便宜上特性を直性で表したため、 $f_{1'}$  においてそれ以下の周波数と全く同一として表している。CR素子で図4のような周波数補正回路を構成した場合、周波数  $f_{1'}$  において利得は最大値の  $-3\text{ dB}$  となるが説明では無視している。

## 【0080】

次に、図11の(b)に示す、MFBの働きについて図12を用いて説明する。図11の(b)において14のセンサーと13の加算回路がなく、周波数補正回路のみが電気駆動回路にある場合は、周波数・音圧特性の(八)に対し点線のような中心周波数  $f_p$  の共振峰が現れる。これに対し14のセンサーと13の加算回路を加えてMFBを構成した場合、信号源3の源信号に対する中心周波数  $f_p$  の共振による振動板の過剰振動はセンサー14で検出され13の加算器で源信号を相殺し、丁度図12のMFBによる共振抑制特性のように源信号から共振による過剰振動分を減衰させるフィルタのような働きをする。その結果、周波数・音圧特性に示す点線の共振峰を抑制して周波数に対して均一な音圧特性を得ることができる。

## 【0081】

共振抑制手段として図11の(b)によるMFBを利用した音響システムの更なる利点は、スピーカユニットの振動板振幅の入出力の非線形性に基づく歪も改善されることである。すなわちスピーカユニット自体の振動板の振幅が電磁駆動装置から出力される電圧に

対し比例関係になくともそれが改善されることは周知である。

【0082】

図11～図17の実施例は共振抑制手段にMFBを用いた例で説明したが、次に別の方法を用いた実施例について説明する。図18は本件発明の第二の実施例を用いたスピーカーシステムを示す図である。図において11と12は図11の(a)と同一のものであり説明を省略する。図18において15は通気性のある音響抵抗物質でスピーカーユニット11の振動板1101の背面側に主空間1201との間を仕切るように配されている。これは図6と図8の8と同様に振動板の共振抑制手段として機能する。

【0083】

ここで、通気性のある音響抵抗物質15を用いて周波数-音圧特性を測定したところ、図19のようになり、音響抵抗物質15がない図13の特性と比較すれば前述の $f_p$ の山の高さが低いことから音響抵抗物質15は共振抑制手段として機能していることが分かる。

【0084】

このようなスピーカーシステムを図4の電気駆動回路で駆動し、且つ図9の $f_1$ を図12の $f_1'$ のような周波数に設定した音響システムでは、音響抵抗物質15を用いてなお図8と図9で説明した共振峰(二')は残るものの図13に示すよりは改善され、小型のスピーカーユニットを用いて共振を抑制し、共振を抑制したことによる低音の音圧不足を周波数補正回路で補正する音響システムにおいて振動板振幅の不足による低音の音圧不足を、エンクロージャーによる共振で補いより大きな音圧を得ることができる。

【0085】

図14に示すバスレフタイプのエンクロージャーでバスレフダクトによる共振を十分に引き出すためには、エンクロージャー内の主空間にスピーカーユニットの振動板の振動による空気の振動が十分に伝わらなければならないが、音響抵抗物質に一般的な吸音材を用いた場合は前述のように100Hz以下の周波数では吸音率が非常に低く、実際に試してみた感触では音響抵抗物質として一般的な通気性のある発泡ウレタンを圧縮気味にして用いても振動板の振動は音響抵抗物質を通じて主空間に伝わった。

【0086】

共振抑制手段としては、図18による方法のほか機械的共振器を用いることが可能である。図20は、第三の実施例であるホルムヘルツ共振器16を用いたスピーカーシステムである。図20において11と12は図11(a)と同一のものである。図において共振器16は空間1602と開口筒1601を備え、開口筒1601の開口は、エンクロージャー12の主空間1201に接している。

【0087】

ホルムヘルツ共振器16の共振周波数はその空間1602の容積と開口筒1601の開口面積と筒の長さで求められるが、前述の試作による事例ではスピーカーユニット11と主空間1201による共振周波数 $f_p$ は約160Hzであり、ホルムヘルツ共振器16の共振周波数をほぼ $f_p$ と同一にすることで、主空間内1201内の共振エネルギーを共振器16が吸収し、共振を抑制できる。

【0088】

試算では、空間1602の容積を約1リットル、開口筒1601の開口面積を1.9cm<sup>2</sup>、長さを2cmとすれば共振周波数を約160Hzとできる。なお共振器の共振の強さは空間1602の容積や開口筒1601の開口面積や長さおよび空間1602や開口筒1601内に吸音材を配する、開口筒の開口に音響抵抗を設けるなどで調整するものとする。このようなスピーカーシステムには図18のスピーカーシステムの場合と同様の電気駆動回路を用い、その場合の周波数-音圧特性は図12においてMFBによる共振抑制特性がほぼホルムヘルツ共振器16による共振抑制特性に取って替わられる。

【0089】

ホルムヘルツ共振器16の共振筒1601は、質量を有しその周囲を弾性支持された振動板としても効果は同一である。

【0090】

機械的共振器を用いた別の方法では、図 2 1 のような方法も考えられる。図 2 1 において 1 7 は主空間 1 2 0 1 内に設置された共振器で、弾性板 1 7 0 2 の自由端側に錘 1 7 0 1 が取り付けられており、基端は台 1 7 0 3 に固定されている。振動板 1 7 0 2 の弾性と錘 1 7 0 1 の質量により共振周波数が定まり、振動板に弾性が高く機械損失の大きいプラスチック板のようなものを用いて共振周波数を前述の  $f_p$  に合わせれば、主空間 1 2 0 1 の空気振動で共振し、主空間の共振エネルギーを吸収する。

#### 【0091】

共振抑制手段は、電気駆動回路内に設けられた帯域減衰フィルターでもよい。図 2 2 は本件発明の第 4 の実施例に用いる電気駆動回路で、図 4 に示す電気駆動回路に 1 8 の帯域減衰フィルター（BEF：バンドエリミネーションフィルター）を追加したものである。1 8 の帯域減衰フィルター（BEF）の具体回路例を図 2 3 の（a）と（b）に示す。図 2 3 の（a）は L と C の直列共振回路で共振周波数ではインピーダンスが最小となる特性を利用したもの、同じく（b）は一般的に T ノッチフィルターと呼ばれる回路で、いずれも図 1 2 の MFB による共振抑制特性に類似の周波数 - 利得特性を得ることができる。また近年はデジタル技術（コンピュータとソフトウェア）でもこのような特性を容易に得ることができる。

#### 【0092】

従って、フィルターの中心周波数を図 1 2 の  $f_p$  と同一に設定すれば、図 1 1 の（a）のスピーカースystemと組み合わせて使用することで図 1 1 と類似の音響システムを構成することができる。

#### 【0093】

なお、図 2 0 と図 2 1 の機械的共振器および図 2 2 の帯域減衰フィルターは単一のもので説明したが、共振周波数を  $f_p$  近傍でずらせた複数のものを組み合わせて減衰帯域幅を広げてもよい。

#### 【0094】

図 2 4 は本件発明の第五の実施例による機械共振抑制手段を用いたスピーカースystemを示す図である。図 2 4 に示すスピーカースystemのエンクロージャー 1 9 は基本的に図 1 8 に示す 1 2 と同じパスレフ型エンクロージャーであり、主空間 1 9 0 1 とダクト 1 9 0 2 で共振し、共振周波数は図 1 4 に示す第二の実施例と同様に低い周波数の音圧を補うことを意図している。

#### 【0095】

図 2 4 と図 1 8 との違いは図 1 8 に示すスピーカースystemではスピーカユニット 1 1 と通気性を有する音響抵抗物質 1 5 が主空間 1 2 0 1 内に直接配置してあるのに対し、図 2 4 の実施例では、エンクロージャー 1 9 と壁部 2 0 で覆われる小空間 2 1 内に配置され、スピーカユニット 1 1 の振動板 1 1 0 1 の振動によって生じる空気の振動は小空間 2 1 の開口 2 1 0 1 を通じて主空間 1 9 0 1 に伝搬することおよび、小空間内には振動板 1 1 0 1 の背面側に通気性を有する音響抵抗物質 2 2 と、音響抵抗物質 2 2 と開口 2 1 0 1 側に吸音材 2 4 が配されていることである。なお、試作では、図 1 1 に示したエンクロージャーを改造したので、図 1 1 のエンクロージャーの主空間 1 2 0 1 は容積が 1.5 リットルであったが、図 2 4 の実施例では小空間 2 1 の容積は 0.2 リットル、主空間 1 9 0 1 の容積は壁部 2 0 の体積を含めて 1.3 リットルほどである。

#### 【0096】

なお、2 3 は音響抵抗物質 2 2 と吸音材 2 4 の間の空間で、適当な吸音材を充填されていてもよく、場合によっては吸音材 2 4 と同一の材料で充填されていてもよい。さらには音響抵抗物質 2 2 から吸音材 2 4 までを同一材料で一体的に構成してもよい。

#### 【0097】

ここで音響抵抗物質 2 2 は、振動板 1 1 0 1 の振動による空気流量を制限して振動板を制動するのが目的であり、より具体的には通気面積を制限して空気の粘性を利用することで時間あたりの空気流量を制限するもので、試作では前述のように通気性の発泡ウレタンや木綿布などを圧縮気味にして使用した。このような材料では振動板の制動のみならず吸音

効果も期待できる。

【0098】

吸音材24は吸音が目的であり、具体的には音響抵抗物質22と同様に繊維質材料や通気性の発泡ウレタンなどを用いることができる。このような構成により図18に示す第二の実施例に対しさらなる共振抑制効果を得ることができる。図25は図24に示すスピーカーシステムの低音域の機械共振の機械系等価回路であり、図26は図13と図19に示すものと同様に図24に示すスピーカーシステムの周波数-音圧特性である。

【0099】

図25に示す機械系等価回路において $R_{t1}$ は前記の音響抵抗物質22の等価機械抵抗で、 $R_{t2}$ は吸音材24の等価機械抵抗を示している。 $C_{t1}$ は振動板1101と音響抵抗物質22の間の空間のスチフネス、 $R_{es}$ と $C_{es}$ は音響抵抗物質22と吸音材24の間の等価機械抵抗と等価機械スチフネスである。 $C_{em}$ はエンクロージャー19内の主空間1901のスチフネス、 $M_d$ はダクト1902内の空気の等価機械質量である。

【0100】

ここで、スピーカーユニット11とエンクロージャー19内の空間の共振について図25を用いて説明する。まず一番低い周波数の共振は、スピーカーユニット11の等価機械質量 $M_o$ と等価機械スチフネス $C_o$ とエンクロージャー19の主空間1901の等価機械スチフネス $C_{em}$ の直列回路で生じ、図24に示す主空間1901の容積を前述のとおり約1.3リットルとするとその共振周波数は約160Hz程度である。

【0101】

次に低い周波数の共振はスピーカーユニット11の等価機械質量 $M_o$ と等価機械スチフネス $C_o$ と小空間20の等価機械スチフネス $C_{es}$ の直列回路で生じ、図24に示す小空間21の容積を前述のとおり0.2リットルとするとその共振周波数は300Hz以上である。一番高い周波数の共振はスピーカーユニット11の等価機械質量 $M_o$ と等価機械スチフネス $C_o$ と振動板1101と音響抵抗物質22間の空間の等価機械スチフネス $C_{t1}$ の直列回路で生じ、 $C_{t1}$ は小空間21の容積よりさらに小さくなるから共振周波数は500Hz以上である。

【0102】

ここで音響抵抗物質22は前述のとおり通気性の発泡ウレタンもしくは繊維質の布で構成し、また吸音材24も同様である。ここでこのような材料に共通するのはこれらの材料は前述のとおり一般的に吸音材として用いられ、その吸音率は周波数が高いほど高く、周波数が低いほど低くなり、約300Hz以上では1に近く、約100Hz以上では0.1以下、約100～300Hzでは0.1～1の間であることである。また吸音材を厚くすればそれに応じて吸音率は高くなるということである。

【0103】

従って、前述のとおり振動板1101と第一の音響抵抗物質22の間の空間による共振は周波数300Hz以上500Hz程度となるが音響抵抗物質22の吸音特性により共振による音響エネルギーはそのほとんどが吸収されて共振は抑制される。また小空間21による共振も周波数が約300Hzであるから音響抵抗物質22と吸音材24の吸音特性により共振による音響エネルギーはそのほとんどが吸収されて共振は抑制される。

【0104】

最後に主空間1901との共振であるが、共振周波数は約160Hz程度であり、音響抵抗物質22と吸音材24の吸音率としては0.1～1の間の周波数領域である。しかし開口2101から振動板1101方向に距離を十分に確保し、すなわち空気振動が通過する吸音材の厚みを確保することで160Hzの音響エネルギーを吸収し共振を抑制できる。

【0105】

一方で、スピーカーユニット11と主空間1901の相互関係でおこる共振は、主空間1901内も音響エネルギーで満たすが、音響エネルギーは主空間1901を構成するエンクロージャーの内壁面と壁部20の主空間1901側の面及び開口2101の面積に応じて単位面積あたりで均等な圧力として伝搬しようとするが、開口2101の面積分だけが

振動板 1 1 0 1 方向に伝搬でき、その他は壁により反射され、次の瞬時ではまた同じことを繰り返し、壁部 2 0 と開口 2 1 0 1 が無い図 1 8 の場合に比べて主空間 1 9 0 1 側から振動板 1 1 0 1 に作用するエネルギーは相応に制限されさらに共振抑制効果を高くできる。開口 2 1 0 1 から振動板 1 1 0 1 に伝搬できなかったエネルギーは主空間 1 9 0 1 内で時間をかけて減衰する。

#### 【0106】

以上のように図 2 4 に示す第五の実施例の共振抑制手段を用いたスピーカーシステムでは、図 1 8 に示すものに比べて、振動板 1 1 0 1 と主空間 1 9 0 1 との共振を生じる相互関係において、吸音材 2 4 および吸音材 2 4 と音響抵抗物質 2 2 間の吸音材、開口 2 1 0 1 と壁部 2 0 の作用により共振抑制効果を高めることができる。

#### 【0107】

また、主空間 1 9 0 1 に露呈する吸音材 2 4 の面積は開口 2 1 0 1 の部分に制限されることにより、主空間 1 9 0 1 とダクト 1 9 0 2 のパスレフ共振の強さにもほとんど影響することがない。

#### 【0108】

図 2 6 に図 2 4 に示すスピーカーシステムの周波数 - 音圧特性を示すが、図 1 8 に示す音響抵抗物質 1 5 だけの場合のスピーカーシステムの周波数 - 音圧特性図 1 9 に比べ、さらに共振の抑制がよく行われていることが分かる。

#### 【0109】

図 2 4 において、小空間 2 1 はエンクロージャー 1 9 と該エンクロージャー 1 9 に一体化された壁部 2 0 によって囲われて構成されているが、壁部をエンクロージャーやスピーカーユニットとは別の部品として例えば樹脂成型品のようなもので構成し、スピーカーユニットの背面全周を該部品で覆って構成してもよい。すなわち小空間は該部品によってのみ囲われて構成されるようにしてもよい。また、スピーカーユニット 1 1 と該スピーカーユニットの振動板 1 1 0 1 と音響抵抗物質 2 2 の間の空間の容積すなわち等価機械スチフネス  $C_t$  1 との関係で生じる共振の周波数において音響抵抗物質 2 2 と吸音材 2 4 の吸音率が 1 に近いこと、スピーカーユニット 1 1 とエンクロージャーの主空間 1 9 0 1 の容積すなわち等価機械スチフネス  $C_m$  との関係で生じる共振の周波数において音響抵抗物質 2 2 と吸音材 2 4 の吸音率が 0.1 から 1 の範囲であること、さらには主空間 1 9 0 1 とダクト 1 9 0 2 の関係で生じる共振の周波数において音響抵抗物質 2 2 と吸音材 2 4 の吸音率が 0.1 に近い値以下であることという関係が成り立てば、用いる音響抵抗物質や吸音材の周波数対吸音率の特性に沿って、各空間の容積や各共振周波数は前述の値から調整可能である。

#### 【0110】

以上は本件発明の音響システムを用いる共振抑制手段の違いにより第一から第五の実施例として個々に説明して来たが、第一から第五の実施例の共振抑制手段は、二つないし複数で組み合わせ使用してもよい。図 2 7 は、共振抑制手段としてまず通気性のある音響抵抗物質 1 5 でスピーカーユニット 1 1 の振動板 1 1 0 1 の背面側を覆い、さらにホルムヘルツ共振器 1 6 をその開口筒 1 6 0 1 の開口がエンクロージャー 1 2 の主空間 1 2 0 1 に接するように設けている。このスピーカーシステムに組み合わせる電気駆動回路は図 4 の構成のものを、 $f_1$  だけを図 1 2 の  $f_1'$  のように設定したものをを用いる。

#### 【0111】

また、スピーカーシステムとしては、図 1 8 の構成のものをを用い、図 1 1 の (b) に示す MFB を使用した電気駆動回路を組み合わせてもよい。また図 2 2 に示す BEF を加えた電気駆動回路を組み合わせてもよい。図 2 8 は図 1 8 のスピーカーシステムと図 2 2 に示す帯域制限減衰フィルター (BEF) を組み合わせ使用した場合の、周波数 - 音圧特性を示す。この例で帯域減衰フィルターは、フィルターの中心周波数を 125 Hz と 250 Hz とした二つのフィルターを組み合わせ使用したものである。一つの手段で共振抑制効果が不十分な場合は、他の手段と組み合わせることにより十分な効果を奏することができる。

## 【 0 1 1 2 】

さらに以上は本件発明の実施例のエンクロージャー方式として１段のバスレフ共振を用いたもので説明したが、スピーカーユニットの振動板振幅をスピーカーユニット固有の最低共振周波数を基本としてその約５０％～２００％の範囲より低い周波数では増加しないようにし、それにより不足する低い周波数の音圧をエンクロージャーの機械共振で補うようにするという図１２で説明した周波数・音圧特性の特徴的且つ基本的考えによれば、エンクロージャーの機械共振、すなわち図１２の（ホ）の共振は、前述の１段のバスレフ共振以外の方式でもよいことは自明である。

## 【 0 1 1 3 】

ダブルバスレフ型にすればさらに低い周波数の再生が可能であり、バスレフ型と同様にエンクロージャー内の主空間の等価機械スチフネスと別に設けた等価機械質量による共振を利用したドロコン式でも同様の効果が得られる。これらの方式ではスピーカーユニットと直接作用する主空間が図２５に示す等価機械スチフネス $C_{em}$ の略密閉空間となり、スピーカーユニットと主空間による機械共振が強く表れるので第一から第五の実施例は有効に作用する。さらに別の方式として共鳴管やＴＱＷＴと呼ばれるような方式、あるいはホーンを用いたような方式でもその外形寸法が大きくなるという側面を除けば十分に図１２の（ホ）の特性は得られる。

## 【 0 1 1 4 】

改めて本件発明の効果を説明すれば、従来のスピーカーユニットの低音域の機械的共振の利用を前提としたスピーカーシステムでは、スピーカーユニットとエンクロージャー内部の空間の関係による低域共振周波数でその再生可能な周波数の下限が制限され、それより低い周波数の音域をエンクロージャーの共振で補う構成としても、最低共振周波数が比較的高い例えば８ｃｍ以下の口径の小型のスピーカーユニットでは５０Ｈｚ程度の低い周波数を十分な音圧で再生することは難しく、またエンクロージャーも必然的に大型のものが必要になっていた。

## 【 0 1 1 5 】

また、スピーカーユニットの低音域の機械的共振を抑制して、それによる低音の不足を電氣的に補正した音響システムでは、スピーカーユニットの最低共振周波数の制約から解放されてより低い周波数の再生が可能になるが、１０ｃｍ程度以下の小口径のスピーカーユニットでは、スピーカーユニットの最低共振周波数より低い周波数では振動板の振幅の制約から十分な音圧を発生できなかった。

## 【 0 1 1 6 】

対して本件発明では、スピーカーユニットの低音域の機械共振を抑制して、それによる低音の不足を電氣的に補正するとともに、電氣的な振動板の振幅補正は、所望の音圧でスピーカーユニットの振動板の最大振幅を超えない範囲とし、さらに不足する低音域の音圧はエンクロージャーの共振で補うようにしたので、スピーカーの最低共振周波数の制約によらない低い周波数の再生が可能になるとともに、音圧も十分に確保される。さらにエンクロージャーの方式を選択すればその大きさも小型にできる。

## 【 0 1 1 7 】

さらには、種類の異なる低音域の共振の抑制手段を組み合わせることで使用することにより共振の抑制効果を十分に示して、共振の影響による音圧の山を排除して周波数特性の平坦化を実現できる。

## 【 産業上の利用可能性 】

## 【 0 1 1 8 】

音響装置の存在を外形寸法的に負担に感じさせない且つ高品位な音を再生するステレオ装置、あるいはＴＶ装置、あるいはＰＣオーディオ装置、サブウーハーシステムなどに適用できる。

## 【 符号の説明 】

## 【 0 1 1 9 】

１ …… スピーカーユニット

1 0 1 . . . 振動板  
1 0 2 . . . フレーム  
1 0 3 . . . 電磁駆動装置  
2 . . . 密閉型エンクロージャー  
2 0 1 . . . 筐体  
2 0 2 . . . 内部空間  
3 . . . 信号源  
4 . . . 周波数補正回路  
5 . . . 電力増幅器  
6 . . . エンクロージャー  
6 0 1 . . . 筐体  
6 0 2 . . . 内部空間  
6 0 3 . . . 開口  
8 . . . 通気性のある音響抵抗物質  
9 . . . 通気性のある音響抵抗物質  
1 0 . . . エンクロージャー  
1 0 0 1 . . . 主空間  
1 0 0 2 . . . 折れ曲がり空間  
1 0 0 3 . . . 折れ曲がり空間  
1 0 0 4 . . . 開口端部  
1 1 . . . スピーカーユニット  
1 1 0 1 . . . 振動板  
1 2 . . . パスレフ型エンクロージャー  
1 2 0 1 . . . 主空間  
1 2 0 2 . . . パスレフダクト  
1 3 . . . 加算回路  
1 4 . . . センサー  
1 5 . . . 通気性のある音響抵抗物質  
1 6 . . . ホルムヘルツ共振器  
1 6 0 1 . . . 開口筒  
1 6 0 2 . . . 空間  
1 7 . . . 共振器  
1 7 0 1 . . . 錘部  
1 7 0 2 . . . 板部  
1 7 0 3 . . . 台  
1 8 . . . 帯域減衰フィルター ( B E F )  
1 9 . . . エンクロージャー  
1 9 0 1 . . . 主空間  
1 9 0 2 . . . ダクト  
2 0 . . . 小空間を構成する壁  
2 1 . . . 小空間  
2 1 0 1 . . . 小空間の開口  
2 2 . . . 音響抵抗物質  
2 3 . . . 吸音材  
2 4 . . . 吸音材