

修 士 学 位 論 文

題 名

吸音材を内部に持つヘルムホルツ共鳴器による実効音圧の低減

指 導 教 授

吉 村 卓 也

教 授

平 成 2 7 年 2 月 1 8 日 提 出

首都大学東京大学院

理 工 学 研 究 科 機 械 工 学 専 攻

学 修 番 号 1 3 8 8 3 3 2 3

氏 名 千 代 隆 之 介

学位論文要旨（修士（工学））

論文著者名 千代 隆之介

論文題名：吸音材を内部に持つヘルムホルツ共鳴器による実効音圧の低減

近年、機械製品の高性能化が進み、我々の生活はますます便利になっている。その中で、機械製品の利用者や周囲環境における快適性の向上は製品の付加価値を高める上で重要であり、そのため低騒音化技術の向上が強く求められている。騒音と言っても原因等により特徴は多種多様であり、その対策にも様々な方法がある。対策の仕方により得られる効果は異なり、目的や適用条件に応じて使い分けられている。

様々な騒音対策手法の中で、騒音が卓越した周波数成分を有するような場合に特に有効とされているものとしてヘルムホルツ共鳴器（以下、共鳴器）がある。共鳴器は細い開口管の一端を比較的広い空洞につなげたような形状をしており、各部位はそれぞれネック部、空洞部と呼ばれる。対象構造物内の音圧と空洞部内の音圧によりネック部内の空気が振動し、特定の周波数で共鳴を起こす。この共鳴周波数を低減したい音の周波数と一致させることで音圧を大幅に低減することができる。空気振動は音圧によって生じるため、対象音場における音圧モードの腹に取り付けることが望ましい。また共鳴現象は、ネック部の空気を質量、空洞部の空気をばねとしたばね質量系のような働きで発生するため、振動における動吸振器を音響に置き換えたものとして理解することができる。

音響における共鳴器の効果と振動における動吸振器の効果は良く似ている。対象構造物の共鳴周波数または共振周波数を対象とした場合、対象周波数では大幅に振動・騒音を低減することができるが、その前後の周波数においては反対に増大する。従って、ホワイトノイズのように幅広い周波数成分が混在する振動・騒音を低減する場合には、低減される周波数成分と増大する周波数成分をすべて含む周波数範囲において実効値（周波数応答曲線の RMS 値）として低減することが重要である。動吸振器に関しては、主系に対する質量比、共振周波数、減衰比を適切に調整することで、主系の振動レベルの実効値を抑制する理論がある。しかし、共鳴器を用いた広い周波数範囲の音圧低減法については、著者の知る限りでは十分な検討が行われていない。

そこで、共鳴器の内部に吸音材を付加するという方法を用い、共鳴器の影響を受ける周波数範囲全体の実効音圧の低減について検討している。低減対象は音響管の共鳴音、騒音源はホワイトノイズという条件において、実験により既に有効性を確認した。

上記の結果をふまえ、本研究は実効音圧を低減する上でどのように共鳴器の寸法、吸音材付加量を決定すればよいかの指針を示すことを目的とする。すなわち、共鳴器の寸法や吸音材付加が実効音圧に与える影響を実験および解析を通して明らかにすることにより、上記指針を得ようとするものである。本論文は全6章から構成されており、それぞれの内容は以下の通りである。

第1章では、研究背景としてヘルムホルツ共鳴器の特徴、ヘルムホルツ共鳴器に関する先行研究、本研究の目的について述べる。

第2章では、本研究で用いている理論を説明する。具体的には、動吸振器の周波数応答、共鳴器の共鳴周波数、共鳴器設置後の音響管の音圧について述べる。

第3章では、共鳴器の共鳴周波数を変更した際の実効音圧への影響について実験的に検討した内容を述べる。空洞部の形状が円柱の二重構造となっており空洞部の体積を変更できる共鳴器を使用し、空洞部寸法と吸音材付加量の両方を変更し実効音圧を求める。また、共鳴周波数と吸音材それぞれが実効音圧に与える影響および、それらを併せた影響について検討する。これにより、共鳴器の共鳴周波数を対象周波数に対してどのような値となるように設計すればよいかを明らかにする。

第4章では、減衰を考慮した音響管の波動方程式および共鳴器のネック部の空気に関する運動方程式を解くことで、音響管の周波数応答を導出する。更に、その理論式を用いて共鳴器の寸法と実効音圧の関係を解析的に求める。これにより、共鳴器の空洞部長さだけでなくネック部半径、ネック部長さを変更することによる実効音圧への影響も検討する。同一の共鳴周波数であっても理論的に様々な寸法の共鳴器が設計できるため、幅広い寸法範囲で解析を行うことで、実効音圧を低減するための最適な寸法について検討する。

第5章では、第4章の解析的な検討内容を実証するために行った実験について述べる。同一の共鳴周波数を持つ3つの異寸法の共鳴器を用い、それらの効果を比較する。

第6章では、本研究で明らかになったことを結論としてまとめ、残されている課題について述べる。

目 次

第1章 緒 論

1.1 背 景	1
1.2 先行研究	3
1.3 吸音材付加の影響	4
1.4 研究の目的・概要	6
1.5 論文の構成	6

第2章 基礎理論

2.1 動吸振器	9
2.1.1 減衰の無い動吸振器	9
2.1.2 減衰を持つ動吸振器	12
2.1.3 動吸振器の最適設計	12
2.2 ヘルムホルツ共鳴器の共鳴周波数	13
2.3 管路内の音波	15
2.3.1 1次元の波動方程式	15
2.3.2 閉口音響管の音圧モード・共鳴周波数	17
2.3.3 ヘルムホルツ共鳴器を設置した音響管の音圧	19

第3章 共鳴器の共鳴周波数の影響

3.1 実験方法	23
3.1.1 実験方法の概要	23
3.1.2 音響管・ヘルムホルツ共鳴器	24
3.1.3 吸音材	26

3.1.4	スピーカー・マイクロフォン	26
3.2	実験結果	28
3.2.1	吸音材付加前の周波数応答	28
3.2.2	吸音材付加後の周波数応答	30
3.2.3	実効音圧	33
3.3	第3章のまとめ	35

第4章 共鳴器の寸法の影響

4.1	減衰を考慮した音圧の式	37
4.1.1	波動方程式	37
4.1.2	ヘルムホルツ共鳴器設置後の音圧	38
4.1.3	理論式の妥当性の確認・開口端補正の考慮	40
4.1.4	減衰比の同定	46
4.2	共鳴器寸法と実効音圧の関係	49
4.2.1	1箇所寸法変更	49
4.2.2	2箇所寸法変更	50
4.2.3	3箇所寸法変更	52
4.3	第4章のまとめ	55

第5章 同共鳴周波数・異寸法共鳴器の比較

5.1	実験方法	57
5.1.1	実験方法の概要	57
5.1.2	ヘルムホルツ共鳴器・吸音材	58
5.2	実験結果	59
5.2.1	周波数応答	59
5.2.2	実効音圧	61
5.3	第5章のまとめ	63

第6章 結 論

6.1 本研究のまとめ	65
6.2 今後の課題	66
参考文献	69

第 1 章

緒 論

1.1 背 景

近年、機械製品の高性能化が進み、我々の生活はますます便利になっている。その中で、機械製品の利用者や周囲環境における快適性の向上は、製品の付加価値を高める上で重要であり、そのため低騒音化技術の向上が強く求められている。騒音といっても原因等により特徴は多種多様であり、その対策にも様々な方法がある。対策の仕方により得られる効果は異なるため、目的や適用条件に応じて使い分けられている。

様々な騒音対策手法がある中で、騒音が卓越した周波数成分を有するような場合に特に有効とされているものとしてヘルムホルツ共鳴器（HR: Helmholtz resonator）がある。共鳴器は、騒音の発生源である構造物に直接取り付けることで特定の周波数において大幅に音圧を低下させることができるものであり、防音ガラス、扇風機、自動車のタイヤ、ホイールなどの機械類や建物に幅広く利用されている。

共鳴器は図 1.1 の通り、短い開口管の一端を比較的広い空洞につなげたような形状をしている。各部位にはそれぞれいくつかの呼び方があるが、本論文においてはネック部および空洞部と呼ぶ。対象構造物内の音圧と空洞部内の音圧の変化によりネック部内の空気が振動し、特定の周波数で共鳴を起こす。この共鳴周波数を低減したい音の周波数と一致させることで音圧を大幅に低減することができる。空気振動は音圧によって生じるため、対象音場における音圧モードの腹に取り付けることが望ましい。また、共鳴現象はネック部の空気を質量、空洞部の空気をばねと見なすことで、ばね質量系のような働きをする^[1]ため、振動における動吸振器の制振効果を音響に置き換えたものとして理解することができる。

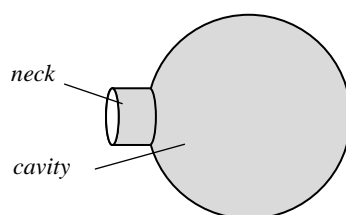


Fig. 1.1 Helmholtz resonator

音響における共鳴器の効果と振動における動吸振器の効果はよく似ている。対象構造物の共鳴周波数または共振周波数を低減対象とした場合、対象周波数では大幅に振動・騒音を低減することができるが、その前後の周波数においては反対に増大する。ホワイトノイズのように幅広い周波数成分が混在する振動・騒音を低減する場合には、低減される周波数成分と増大する周波数成分をすべて含む周波数範囲において実効値（周波数応答曲線の RMS 値）を低減することが重要である。動吸振器に関しては、主系に対する質量比、付加系の共振周波数、減衰比を適切に調整することで、主系の振動レベルの実効値を抑制する理論がある^[2]。その一方で、共鳴器に関しては非共鳴音の低減が可能であることは明らかになっている^[3]が、広い周波数範囲を対象とした実効音圧の低減法については著者の知る限り十分な検討が行われていない。

そこで著者は、共鳴器の内部に吸音材を付加するという方法を用い、閉空間の実効音圧の低減を検討している。実効音圧の対象周波数範囲は、共鳴器の影響を受ける範囲全体である。基礎検討のため、対象構造物は一樣な音響管、騒音源はホワイトノイズという条件の下で、実験により吸音材付加の有効性を既に確認した。更に、共鳴器を設置した音響管の周波数応答に対して曲線適合を行い、振動系とみなした場合の共振周波数と減衰比が実効音圧に与える影響を反復計算により検討し、それらのパラメータの最適値を推定した^[4]。しかし実際の共鳴器の場合には、吸音材を付加すると減衰比だけでなく共鳴周波数も変化すること、同じ共鳴周波数でも異なる寸法の共鳴器が設計できること、最適な減衰比を得るために付加されるべき吸音材付加量が明らかでないことなどから、問題が複雑であり更なる検討が必要であることが分かった。

1.2 先行研究

安田^[5]は音響管に共鳴器を付加する代わりに動吸振器を付加し、音圧の低減を検討した。音響管の波動方程式とばね質量系の運動方程式を組み合わせ、理論的に主系と付加系の質量、付加系のばね定数、減衰比を変更して周波数応答を比較し、最適な値が存在することを確認した。また、動吸振器を用いて単一の周波数成分のみの制振を行う際には質量比が大きいほど良いというのが一般的であるが、音響系に適用した場合には質量比が大きいと付加系が振動しなくなり剛体のような状態になる。そのようになると付加系が動吸振器として機能しなくなるため、質量比は小さい方が良くと結論付けられている。更に、応答曲線において2つの共鳴点の振幅を等しく、可能な限り小さくするという一般的な動吸振器の最適設計を検討し、主系にも減衰がある場合に適用できるように反復法を提案した。

岩瀬ら^[6]は、粒子速度センサーを用いて共鳴器のネック部周辺における粒子速度を測定し、ネック部の開口端付近における運動状態を観察した。開口端付近では開口端周辺から中心に向かって引き込まれるような流れが生じ、結果としてネック部の軸方向の粒子速度は中心に近づくほど大きくなることを確認した。また、ネック部の断面形状が長方形の場合も検討し、円形断面を持つ共鳴器の場合よりもネック部内の空気振動が弱くなることを明らかにした。

小机ら^{[7][8]}は共鳴周波数が可変である共鳴器を作製し、その効果を検討した。ネック部が折り紙構造となっておりネック部長さが可変である共鳴器を考案し、解析的には騒音低減効果を確認したが、折り紙構造ではネック部が剛体でなくなるため音漏れが大きく実験的には効果を確認することができなかった。そこで改めてネック部を円管の二重構造に変更したことで、解析と実験の両方において効果が確認された。また、共鳴器の境界条件をPID制御にすることにより共鳴周波数を変化させる方法を考案し、その妥当性を解析的に確認した。

花田ら^[9]は、多孔質材で構成した共鳴器の吸音特性を検討した。その方法において共鳴器の寸法と多孔質材の厚みを変更しながら吸音率を求め、共鳴器の形状にすることで吸音率を向上できることを明らかにした。また、多孔質材を共鳴器の形状にすると周波数領域において吸音率がピークを持つようになり、ネック部半径を大きくするとそのピークは高周波数側に移ることを示した。

1.3 吸音材付加の影響

本節では、著者がこれまでに行った実験の結果を用いて吸音材を内部に持つ共鳴器の効果について説明する。また、ここで用いる動吸振器の理論の詳細は第2章で説明する。

音響管の共鳴周波数を対象として共鳴器を取り付け、共鳴器の内部に吸音材を付加した実験結果の例を図1.2に示す。図1.2は吸音材付加前後のFRFであり、(a)は吸音材を空洞部に付加した場合、(b)は吸音材をネック部に付加した場合を表している。また、これらのFRFは音響管の一端からの加振入力ともう一端で測定される音圧から求められている。

共鳴器を設置すると対象モードの共鳴峰が2つに分かれ、その間に反共鳴点が見える。元々共鳴していた周波数で反共鳴するようになるため、音圧は大幅に低減される。また吸音材を付加すると減衰が大きくなるため、共鳴と反共鳴はいずれも鈍くなり振幅の周波数応答が平坦になる。また、吸音材を付加すると共鳴器の固有値にも影響し、反共鳴周波数が低くなる。但し、図1.2(a)、(b)から分かるように、空洞部に付加した場合の方が反共鳴周波数の変化は大きい。

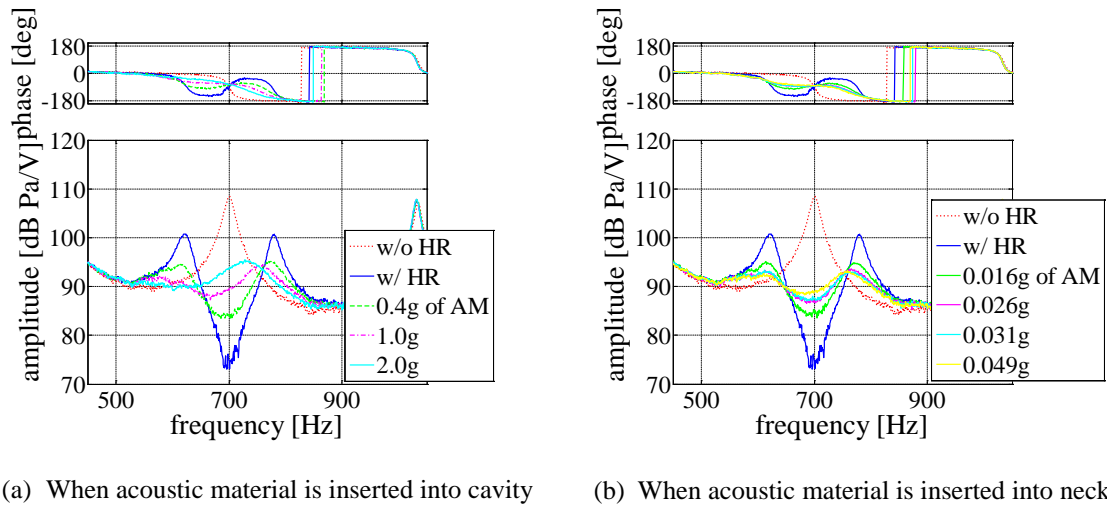


Fig. 1.2 FRF of sound tube with Helmholtz resonator

実効音圧は図1.3のようになる。吸音材は空洞部とネック部のどちらに付加されても吸音材付加前より低減され、ある程度以上付加されると低減量が安定する。図1.3の(a)と(b)でデータ数が明らかに異なるのは、ネック部の体積の方が小さく吸音材付加量を細かく変更できないためである。実効音圧を同じ程度低減するために必要な吸音材はネ

ック部に付加する方が明らかに少ないが、空洞部に付加する場合の方が吸音材付加による実効音圧の変化を細かく調整できる。実効音圧がネック部への吸音材付加に対して敏感なのは、ネック部の粒子速度が空洞部に比べて大きいためであると考えられる。

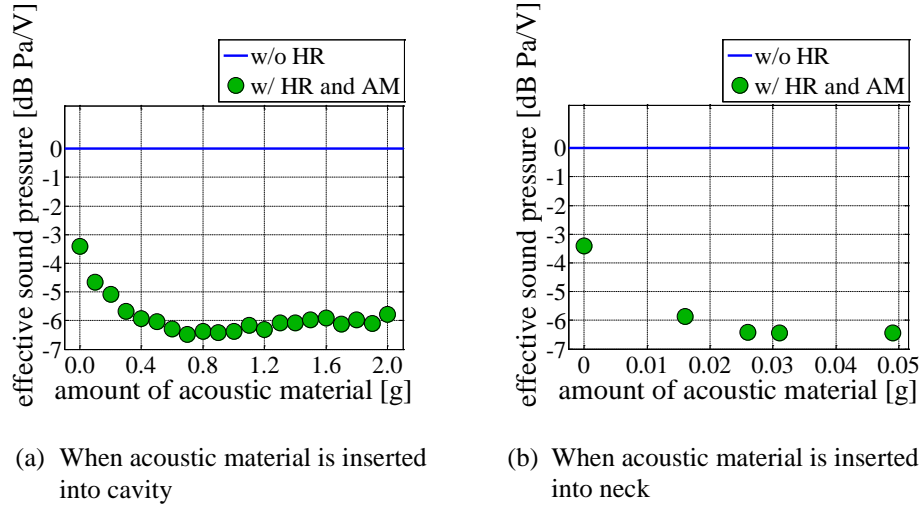


Fig. 1.3 Effective sound pressure (500 - 900 Hz)

続いて、吸音材を付加した際の共鳴周波数と減衰比の関係について考える。図 1.4 は吸音材付加前の FRF に対して、2 自由度のばね質量系の理論 FRF で曲線適合を行った結果である。このとき付加系の共鳴周波数は 700Hz、主系の減衰比は 0.012、付加系の減衰比は 0.02 である。また、このモデルにおいて付加系の減衰比のみを変更して実効音圧が最も低減される減衰比を反復計算で求めると 0.11 となる。

図 1.4 と同様の曲線適合を吸音材付加後の FRF に対しても行い、共鳴周波数と減衰比の変化関係を求めると図 1.5 のようになる。空洞部に付加した場合は減衰比が 0.11 より

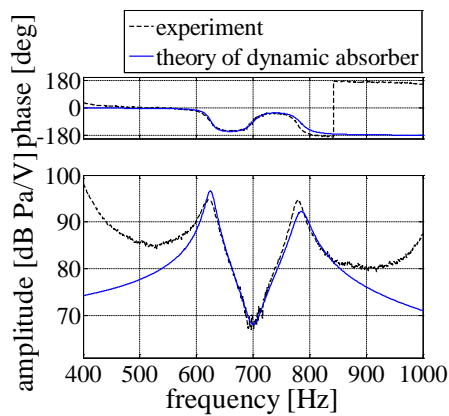


Fig. 1.4 Curve fitting by theory of damping absorber

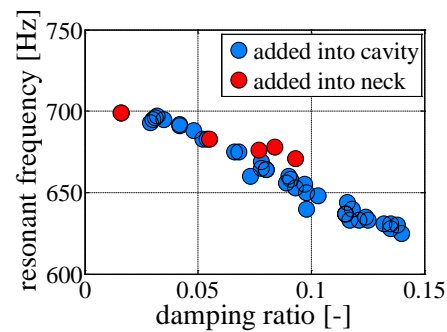


Fig. 1.5 Relation between resonant frequency and damping ratio

大きな値まで得られるが、ネック部に付加した場合では減衰比が 0.11 より小さな値までしか得られない。この値は共鳴器の寸法を変更すれば多少変化すると考えられるが、十分な減衰比を確実に得られるのは空洞部に付加した場合である。

以上より、吸音材はネック部よりも空洞部に付加した方が実効音圧を細かく調整でき、また十分な減衰比も得られるため、実効音圧をより低減することに加え設計のしやすさを考慮すれば、空洞部に付加する方が良いと考えられる。

1.4 研究の目的・概要

本研究においても、吸音材を付加した共鳴器を用いてより広い周波数範囲の実効音圧の低減について検討する。ここで言う広い周波数範囲とは、対象音場の共鳴峰を共鳴器で低減した際の、低減される周波数成分と増大する周波数成分をすべて含む周波数範囲である。研究の目的は、実効音圧を低減する上でどのように共鳴器の寸法や吸音材付加量を決定すればよいかの指針を示すことである。

1.3 節で述べたこれまでの検討内容を踏まえ、本研究では吸音材を空洞部に付加する。また、対象騒音はホワイトノイズとし、一様な音響管内部の音場を対象に検討する。

1.5 論文の構成

第1章では、研究背景、共鳴器に関する先行研究、著者によるこれまでの研究内容、本研究の目的を述べた。

第2章では、本研究において基礎となっている諸理論を説明する。

第3章では、共鳴器の共鳴周波数を変更した際の実効音圧への影響について、実験的に検討した内容を述べる。ここで用いる共鳴器は空洞部が円筒形の二重構造となっており、空洞部の体積を変更することができる。この共鳴器の空洞部寸法と吸音材付加量の両方を変更しながら実効音圧を求める。更にこの実験の結果から、共鳴周波数と吸音材それぞれが実効音圧に与える影響と、それらを併せた影響について検討する。これにより、共鳴器の共鳴周波数を対象周波数と一致させた方がよいのか、またはある程度ずらして設計した方がよいのかを明らかにする。

第4章では、音響管の減衰を考慮した波動方程式および共鳴器の減衰を考慮したネック部の空気に関する運動方程式を解くことで、音響管の周波数応答を求める。更に、その理論式を用いて共鳴器の寸法と実効音圧の関係を解析的に求める。これにより、共鳴器の空洞部長さだけでなくネック部半径、ネック部長さを変更することによる影響も検討することができる。同一の共鳴周波数であっても様々な寸法の共鳴器が設計できるため、極端な形状も含む寸法範囲で解析を行うことで、実効音圧を低減するための最適な寸法について検討する。

第5章では、第4章で解析的に検討した内容を実証するために行った実験について述べる。同一の共鳴周波数を持つ3つの異寸法の共鳴器を用い、それらの効果を比較する。

第6章では、本研究で明らかになったことを結論としてまとめ、残されている課題について述べる。

第2章

基礎理論

本章では、第3章以降で用いている動吸振器、ヘルムホルツ共鳴器、音響管に関する基礎理論を説明する。ここで説明する内容は、既に確立された理論であり、第3章以降を読む上で必要に応じて参照されたい。

2.1 動吸振器

2.1.1 減衰の無い動吸振器^{[2][10]}

1自由度のばね質量系（主系）に、比較的小さなばね質量系（付加系）を取り付けた2自由度系について考える。主系が調和的な外力を受け強制振動するとき、付加系の固有振動数を外力の振動数と等しくなるように調整すると、付加系が主系に与える力は常に強制外力の逆向きで大きさが等しくなる。このとき付加系のみが振動し、主系の振動は止まる。このように主系の振動を抑えるために取り付けられた付加系は、動吸振器と呼ばれている。本項では、減衰のない動吸振器を付加した主系に関する FRF を導出する。

図2.1のようなばね質量系を考え、質量、ばね定数、変位をそれぞれ m , k , x とする。2自由度であるため添字 1, 2 を用いて区別し、図2.1の通りに各パラメーターを定義する。主系には $f = F_0 \sin \omega t = k_1 X_{st} \sin \omega t$ で表される調和外力が作用しているとする。但し、 X_{st} は静的外力として F_0 が働いたときの m_1 のたわみである。ここで、 X_{st} に対する主系

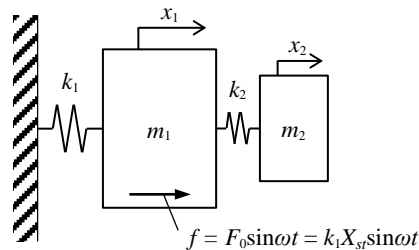


Fig. 2.1 Undamped dynamic absorber

の変位振幅として無次元量の **FRF** を求める.

主系と付加系の運動方程式は次のようになる.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

式(2.1)の一般解は次のように仮定できる.

$$x_1 = X_1 \sin \omega t, \quad x_2 = X_2 \sin \omega t \quad (2.2)$$

式(2.2)を式(2.1)に代入すると次のようになる.

$$\begin{cases} (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) X_1 - k_2 X_2 = F_0 \\ -k_2 X_1 + (k_2 - m_2 \omega^2) X_2 = 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

ここで次の式のように, 主系と付加系の固有角振動数をそれぞれ ω_1, ω_2 とする.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (2.4)$$

式(2.4)で表した固有角振動数を用いて式(2.3)を整理すると次の式が得られる.

$$\begin{cases} \frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right\} \left\{1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right\} - \frac{k_2}{k_1}} \\ \frac{X_2}{X_{st}} = \frac{1}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right\} \left\{1 + \left(\frac{k_2}{k_1}\right) - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right\} - \frac{k_2}{k_1}} \end{cases} \quad (2.5)$$

式(2.5)の2式は, それぞれ主系, 付加系の応答に関する **FRF** を表している. 式(2.5)から, $1 - (\omega / \omega_2)^2 = 0$ すなわち付加系の固有振動数と強制外力の振動数が一致するとき, 主系の振幅 X_1 が 0 になることが分かる. これにより, 2 自由度振動系の **FRF** および動吸振器の制振原理が数式で示された.

続いて, 次の式で定義される主系と付加系の質量比 μ について考える.

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} \quad (2.6)$$

$\omega_1 = \omega_2$ と仮定すると, 式(2.5)の主系に関する **FRF** は次のように書き換えることができる.

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right\}^2 - \mu \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2} \quad (2.7)$$

式(2.7)を用いて、動吸振器付加前後における主系の FRF をボード線図として描くと図 2.2 のようになる。図 2.2 から分かる通り、動吸振器を付加して自由度を増した振動系は 2 つの固有振動数を持ち、それらの周波数において振幅が無限大になる。

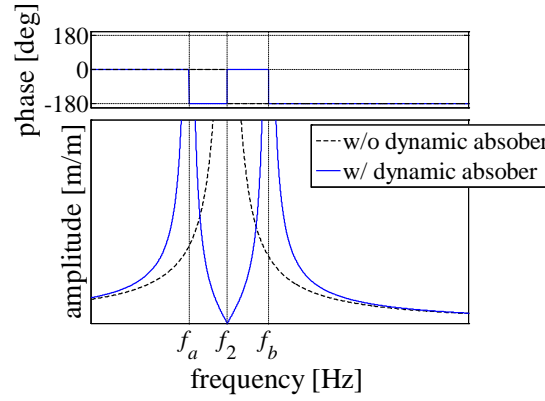


Fig. 2.2 FRF of main system with undamped dynamic absorber

動吸振器付加後の 2 つの固有振動数 f_a , f_b は、式(2.7)の分母を 0 とおくことで求められる。付加系の固有振動数を f_2 として、更に式(2.7)の分母を 0 として整理すると次の式が得られる。

$$\begin{cases} f_a = f_2 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) - \sqrt{\mu \left(1 + \frac{\mu}{4}\right)}} \\ f_b = f_2 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) + \sqrt{\mu \left(1 + \frac{\mu}{4}\right)}} \end{cases} \quad (2.8)$$

式(2.8)より、質量比 μ が与えられれば 2 つの固有振動数が求められることが分かる。反対に、固有振動数が実験的に得られていれば質量比を算出することができる。式(2.8)より次の式が成り立つ。

$$\begin{aligned} (f_b - f_a)^2 &= \left(f_2 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) + \sqrt{\mu \left(1 + \frac{\mu}{4}\right)}} - f_2 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) - \sqrt{\mu \left(1 + \frac{\mu}{4}\right)}} \right)^2 = f_2^2 \mu \\ \therefore \mu &= \left(\frac{f_b - f_a}{f_2} \right)^2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.1.2 減衰を持つ動吸振器^{[2][11]}

図 2.3 のように主系と付加系に粘性減衰を持つ場合の FRF を示す.

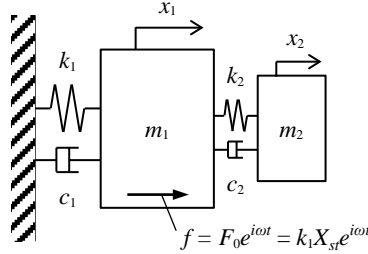


Fig. 2.3 Damped dynamic absorber

2.1.1 項と同様の手順で静的たわみ X_{st} に対する主系の FRF (H_1) を求めると次の式のようなになる.

$$H_1 = \frac{X_1}{X_{st}} = \frac{k_1(k_2 - m_2\omega^2 + c_2i\omega)}{\{k_1 + k_2 - m_1\omega^2 + (c_1 + c_2)i\omega\}(k_2 - m_2\omega^2 + c_2i\omega) - (k_2 + c_2i\omega)^2} \quad (2.10)$$

ここで, 次の式のように減衰比を定義する.

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{m_1k_1}}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{m_2k_2}} \quad (2.11)$$

式(2.4), (2.6), (2.11)を用いて式(2.10)を整理すると次の式が得られる.

$$H_1 = \frac{\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega^2 + 2i\zeta_2\omega_2\omega)}{\{\omega_1^2 + \mu\omega_2^2 - \omega^2 + (2\zeta_1\omega_1 + 2\mu\zeta_2\omega_2)i\omega\}(\omega_2^2 - \omega^2 + 2i\zeta_2\omega_2\omega) - \mu(\omega_2^2 + 2i\zeta_2\omega_2\omega)^2} \quad (2.12)$$

2.1.3 動吸振器の最適設計^{[2][11][12]}

続いて動吸振器の最適設計について説明する. 主系の減衰比を $\zeta_1 = 0$ として FRF を図示すると, 図 2.4 のように付加系の減衰比の大きさに関係なく必ず通る定点が 2 点存在し, 周波数の低い方から P 点, Q 点と呼ばれている.

最も一般的に用いられている最適設計法は, 予想される最悪の応答をできる限り抑制しようとするものである. これは定点理論という名で知られており, P 点と Q 点の振幅を等しくし, 更にそれらを極大値とする方法である. 手順は, まず 2 点の振幅を揃えるために付加系の固有振動数を調整し, 最適値 f_{2opt} を得る. 次に 2 点の振幅を極大とするために減衰比を調整し, 最適値 ζ_{2opt} を得る. 以上の方法の場合, 付加系の固有振動数と減衰比の最適値は近似解として次の式で得られることが知られている.

$$\begin{cases} f_{2opt} = \frac{f_1}{1+\mu} \\ \zeta_{2opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \end{cases} \quad (2.13)$$

系がホワイトノイズのように幅広い周波数成分を持つ外乱で励起される場合には、実効値として応答を最小化すればよく、この考えに基づく固有振動数と減衰比の最適値は、近似解として次の式で得られることが知られている。

$$\begin{cases} f_{2opt} = \frac{f_1}{1+\mu} \sqrt{\frac{2-\mu}{2}} \\ \zeta_{2opt} = \sqrt{\frac{3(4-\mu)}{8(1+\mu)(2-\mu)}} \end{cases} \quad (2.14)$$

式(3.13), (3.14)それぞれを用いて最適設計を行った場合の FRF は図 2.5 のようになる。

図 2.5 から、式(2.14)による設計の方が振動を抑制できていることが分かる。

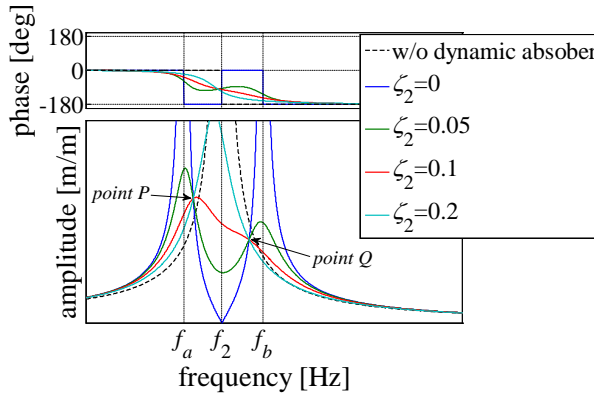


Fig. 2.4 FRF of main system with damped dynamic absorber

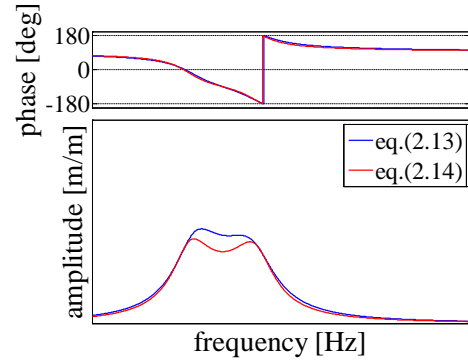


Fig. 2.5 FRF of main system with optimized dynamic absorber

2.2 ヘルムホルツ共鳴器の共鳴周波数^{[1][13][14][15]}

共鳴器の原理については第 1 章でも簡単に述べたが、ここでは図 2.1 で与えられる共鳴器の寸法から具体的な共鳴周波数の式を導出する。共鳴器の共鳴周波数は、ネック部に存在する空気を質量、空洞部の空気をばねとみなして運動方程式を立てることで得られる。図 2.6 のようにネック部の長さを l_{HR} 、断面積を S_{HR} 、空洞部の体積を V_{HR} とする。

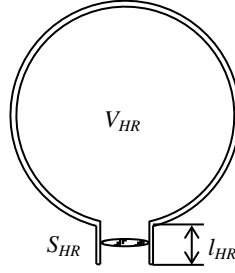


Fig. 2.6 Helmholtz resonator

まず、空洞部の空気による復元力について説明する．ネック部内にある空気が変位すると、元々空洞部にあった空気の体積が変化するため、ネック部の空気に対して復元力が働く．空気の体積弾性率を K 、空洞部の体積増加率を Δ とすると、空洞部の圧力変化は $K\Delta$ となり、空洞部をばねとみなした際の復元力の大きさは $KS_{HR}\Delta$ となる．従って、ネック部の空気の変位を u_{HR} 、空気密度を ρ とすれば、運動方程式は次ようになる．

$$\rho S_{HR} l_{HR} \frac{d^2 u_{HR}}{dt^2} = -K \Delta S_{HR} \quad (2.15)$$

音速 $c = \sqrt{K/\rho}$ および $\Delta = u_{HR} S_{HR} / V_{HR}$ を用いて整理すると次のようになる．

$$\frac{d^2 u_{HR}}{dt^2} + \frac{c^2 S_{HR}}{l_{HR} V_{HR}} u_{HR} = 0 \quad (2.16)$$

ここで $u_{HR} = U_{HR} e^{-i\omega t}$ とおくと、式(2.16)は次のように書き換えられる．

$$-\omega^2 U_{HR} + \frac{c^2 S_{HR}}{l_{HR} V_{HR}} U_{HR} = 0 \quad (2.17)$$

式(2.17)を ω について解き、共鳴周波数 f_{HR} に関する式に直せば次の式が得られる．

$$f_{HR} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{HR}}{l_{HR} V_{HR}}} \quad (2.18)$$

しかし、実際に使用する際にはネック部の開口端補正を考慮し、次のようにするのが望ましい．但し、 r_{HR} はネック部の半径である．

$$f_{HR} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{HR}}{(l_{HR} + 1.7r_{HR}) V_{HR}}} \quad (2.19)$$

以上が共鳴器の共鳴周波数であり、低減したい周波数に合わせて共鳴器を設計すればよい．また、共鳴器の効果を高めるためには、対象の構造物における音圧モードの腹に設置するとよい．

2.3 管路内の音波

2.3.1 1次元の波動方程式^{[1][13]}

図 2.7(a) に示すように x 軸に沿って伸びる断面積 S の一様な管路内において、座標 x と $x + dx$ で挟まれている微小要素について考える。

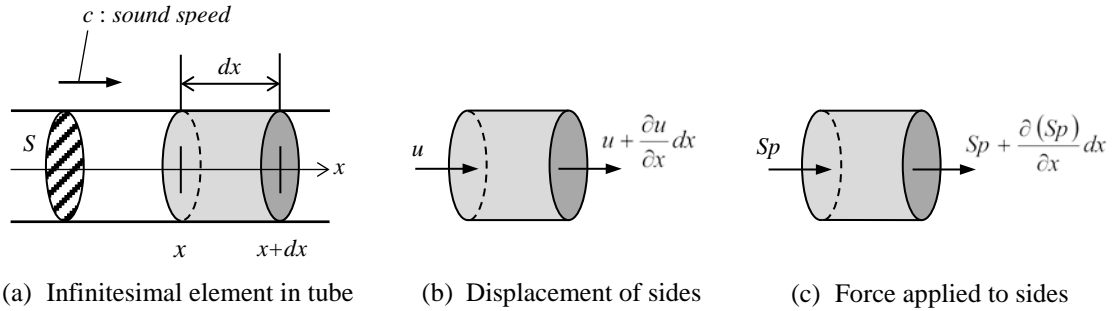


Fig. 2.7 Infinitesimal element of fluid transmitting sound wave

まず微小要素の体積変化と運動に関する方程式をそれぞれ立て、音場解析における 2 つの基礎式を導出する。平衡状態における微小要素の体積は $V_0 = Sdx$ と表される。また、音が伝播して時刻 t における座標 x の粒子変位が u となるとすると、座標 $x + dx$ にある粒子の変位は $u + (\partial u / \partial x) dx$ と表される (図 2.7(b))。よって、時刻 t における微小要素の体積 V は次のようになる。

$$V = Sdx - Su + S\left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx\right) = Sdx\left(1 + \frac{\partial u}{\partial x}\right) \quad (2.20)$$

ゆえに、体積増加率 Δ は次のように表すことができる。

$$\Delta = \frac{V - V_0}{V_0} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.21)$$

新たに、時刻 t の座標 x における音圧を p とおく。音圧が負のとき体積は増加するため、 Δ と $-p$ が近似的に比例すると考えれば、これらの関係は体積弾性率 K を用いて次のように書ける。

$$-p = K\Delta \quad (2.22)$$

式(2.21)を式(2.22)に代入すると次の式が得られる。但し v は粒子速度であり、 $v = \partial u / \partial t$ を満たす。

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.23)$$

式(2.23)が求める第1の式であり、連続の式と呼ばれる。次に、微小要素に関する運動方程式を考える。図2.7(c)のように、微小要素は座標 x の断面で Sp 、 $x + dx$ の断面で $Sp + \{\partial(Sp) / \partial x\} dx$ の力を受けると考えられるため、空気密度を ρ とすれば運動方程式は次のようになる。

$$(\rho S dx) \frac{\partial v}{\partial t} = Sp - \left\{ Sp + \frac{\partial(Sp)}{\partial x} dx \right\} \quad (2.24)$$

式(2.24)を整理すると、求める第2の式として次の式が得られる。

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.25)$$

式(2.23)と式(2.25)を用いて、更に問題に応じた境界条件を与えれば、粒子速度分布および音圧分布を求めることができる。

以上が音響解析における基礎式であるが、実際に使用する際には式(2.23)と式(2.25)に含まれる未知数 v 、 p のどちらか一方を消去して扱う。式(2.23)を x で、式(2.25)を t でそれぞれ微分すると次の2式が得られる。

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = - \frac{1}{K} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) \quad (2.26)$$

$$\rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (2.27)$$

式(2.26)、(2.27)から p を消去すると、粒子速度 v に関する波動方程式として次の式が得られる。但し c は音速であり、 $K = \rho c^2$ を満たす。

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (2.28)$$

次に、これとは反対に式(2.23)を t で、式(2.25)を x でそれぞれ微分し、それらの式から v を消去すると、音圧 p に関する波動方程式として次の式が得られる。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.29)$$

式(2.28)と式(2.29)が求める波動方程式であるが、次の式で定義される速度ポテンシャル ϕ を用いて、2式を統合して扱う場合も多い。

$$v = - \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.30)$$

式(2.30)を式(2.25)に代入し x で積分すると、次のように音圧 p と速度ポテンシャル ϕ の関係式が得られる。この際、 $\phi = 0$ すなわち音波が伝播していないときに $p = 0$ となる条件を用いることで、積分定数は0となる。

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.31)$$

式(2.30)を式 (2.28)に代入すれば, 速度ポテンシャル ϕ に関する波動方程式として, 次の式が得られる.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.32)$$

式(2.32)をダランベールの波動方程式という.

2.3.2 閉口音響管の音圧モード・共鳴周波数^{[1][13]}

ヘルムホルツ共鳴器は, 一般に低減したい騒音の周波数に共鳴周波数が一致するように設計され, 対象音場における音圧の腹の位置に設置することでより大きな効果が得られる. 従って, 本研究で用いる音響管の音圧モードを理解しておく必要がある. ここでは, 図 2.8 のように右端を閉じた長さ l の音響管について考え, 共鳴周波数および音圧モード導出する. 左端では振動板により速度振幅 v_0 , 角周波数 ω の加振を受けるとする. このような音響管内部の音波に対しても, 2.2.1 項で導出した式(2.32)の波動方程式を用いることができる.

まず, 波動方程式の解として速度ポテンシャル, 音圧, 粒子速度を求める. 式(2.32)の解を, x の未知関数 Φ を用いて次のように仮定する.

$$\phi = \Phi e^{j\omega t} \quad (2.33)$$

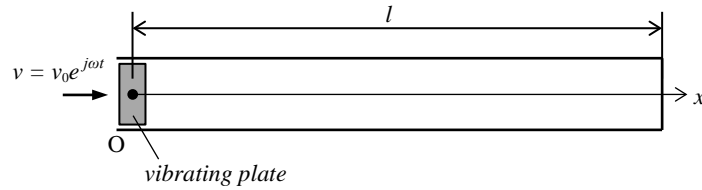


Fig. 2.8 Sound tube whose ends are closed

式(2.33)を式(2.32)に代入すると次のようになる. 但し k は波数であり, $k = \omega / c$ を満たす.

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + k^2 \Phi = 0 \quad (2.34)$$

式(2.34)の一般解は未知数 A , B を用いて次のように表すことができる.

$$\Phi = A e^{-jkx} + B e^{jkx} \quad (2.35)$$

式(2.35)を式(2.33)に代入すると速度ポテンシャル ϕ は次のように表される.

$$\phi = Ae^{j(\omega t - kx)} + Be^{j(\omega t + kx)} \quad (2.36)$$

更に式(2.36)を式(2.30), (2.31)に代入すると, 粒子速度と音圧の一般解として次の式が得られる.

$$\begin{cases} v = jk \{ Ae^{j(\omega t - kx)} - Be^{j(\omega t + kx)} \} \\ p = j\rho\omega \{ Ae^{j(\omega t - kx)} + Be^{j(\omega t + kx)} \} \end{cases} \quad (2.37)$$

以上の式は境界条件に関係なく用いることができる.

式(2.37)に境界条件を加えれば未知定数 A, B を求めることができる. 今考えている音響管は左端が振動板, 右端が速度 0 であるため, 次の 2 式で表される境界条件を用いればよい.

$$v = v_0 e^{j\omega t} \quad \text{at } x = 0 \quad (2.38)$$

$$v = 0 \quad \text{at } x = l \quad (2.39)$$

これらの境界条件を式(2.37)に代入して未知定数を求めると, 速度ポテンシャル, 音圧, 粒子速度の式は次のように得られる.

$$\phi = -\frac{\cos k(l-x)}{k \sin kl} v_0 e^{j\omega t} \quad (2.40)$$

$$\begin{cases} v = \frac{\sin k(l-x)}{\sin kl} v_0 e^{j\omega t} \\ p = -j\rho c \frac{\cos k(l-x)}{\sin kl} v_0 e^{j\omega t} \end{cases} \quad (2.41)$$

続いて音圧の腹の位置を求める. 式(2.41)の音圧 p に関する式で $p = 0$ とした式, すなわち $\cos k(l-x) = 0$ を x について整理すると次のようになる.

$$x = l - \frac{(2m-1)\pi}{2k} \quad (m=1, 2, \dots) \quad (2.42)$$

式(2.42)を, 波長 $\lambda = 2\pi/k$ を用いて書き直すと次のようになる.

$$x = l - \frac{(2m-1)\lambda}{4} \quad (m=1, 2, \dots) \quad (2.43)$$

式(2.43)の座標 x は音圧の節の位置を表しており, 次の式で表される節と節の midpoint に音圧の腹が存在する.

$$x = l - \frac{m\lambda}{2} \quad (m=1, 2, \dots) \quad (2.44)$$

式(2.43)と式(2.44)がそれぞれ音圧の節と腹の位置を表す式であるが, $0 \leq x \leq l$ を満たすものに限る.

更に共鳴周波数を求める．式(2.41)で表した粒子速度と音圧の式を見ると， $\sin kl = 0$ ，すなわち $kl = n\pi$ のとき無限大となることが分かる．これが共鳴である．これを， $k = \omega / c$ を用いて書き換え，更に角周波数 ω を周波数に直して表すと，共鳴周波数の式として次の式が得られる．

$$f_n = \frac{nc}{2l} \quad (n=1,2,\dots) \quad (2.45)$$

また， n 次モードの波長 λ の値は次の式で表される．

$$\lambda = \frac{2l}{n} \quad (n=1,2,\dots) \quad (2.46)$$

2.3.3 ヘルムホルツ共鳴器を設置した音響管の音圧^[1]

図 2.9 のように，図 2.8 の音響管に共鳴器を設置した場合の音響管内部の音圧の式を導出する．

一様な音響管の波動方程式の一般解は式(2.36)，(2.37)のように表されるが，ここでは共鳴器設置箇所を境に管路を区別し，添字 1, 2 を用いて速度ポテンシャルを次のように表す．

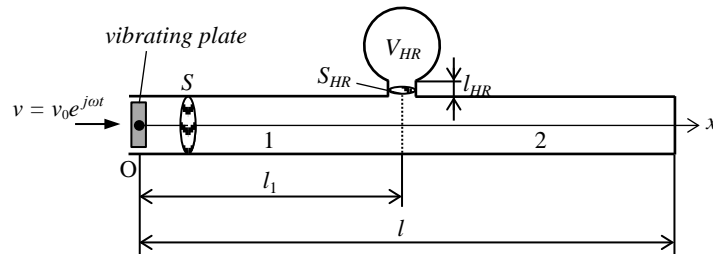


Fig. 2.9 Sound tube with Helmholtz resonator

$$\begin{cases} \phi_1 = A_1 e^{j(\omega t - kx)} + B_1 e^{j(\omega t + kx)} \\ \phi_2 = A_2 e^{j(\omega t - kx)} + B_2 e^{j(\omega t + kx)} \end{cases} \quad (2.47)$$

このとき，粒子速度は次のようになる．

$$\begin{cases} v_1 = -\frac{\partial \phi_1}{\partial x} = jk \{A_1 e^{j(\omega t - kx)} - B_1 e^{j(\omega t + kx)}\} \\ v_2 = -\frac{\partial \phi_2}{\partial x} = jk \{A_2 e^{j(\omega t - kx)} - B_2 e^{j(\omega t + kx)}\} \end{cases} \quad (2.48)$$

また音圧は次のようになる．

$$\begin{cases} p_1 = \rho \frac{\partial \phi_1}{\partial t} = j\omega\rho \{A_1 e^{j(\omega t - kx)} + B_1 e^{j(\omega t + kx)}\} \\ p_2 = \rho \frac{\partial \phi_2}{\partial t} = j\omega\rho \{A_2 e^{j(\omega t - kx)} + B_2 e^{j(\omega t + kx)}\} \end{cases} \quad (2.49)$$

次に、図 2.9 の音響管と共鳴器の条件を加える。音響管の両端は、図 2.8 と同様の条件が当てはめられるため、式(2.38)、(2.39)が成り立つ。これらの式を式(2.48)に代入して整理すると、次の2式が得られる。

$$B_1 = A_1 - \frac{v_0}{jk} \quad (2.50)$$

$$B_2 = A_2 e^{-2jkl} \quad (2.51)$$

座標 $x = l_1$ では、管路 1 と管路 2 の音圧が等しくなる。この条件を式(2.49)に当てはめて整理すると次の式が得られる。

$$A_1 e^{-jkl_1} + B_1 e^{jkl_1} = A_2 e^{-jkl_1} + B_2 e^{jkl_1} \quad (2.52)$$

また、管路 1 から流出する粒子は管路 2 とネック部に流入する粒子の和と等しくなるため、流体における連続の式として次の式が成り立つ。

$$Sv_{1(x=l_1)} = Sv_{2(x=l_1)} + S_{HR} \frac{du_{HR}}{dt} \quad (2.53)$$

$u_{HR} = (1/c) C e^{j\omega t}$ とおくと、式(2.53)は次のように整理できる。

$$A_1 e^{-jkl_1} - B_1 e^{jkl_1} = A_2 e^{-jkl_1} - B_2 e^{jkl_1} + \frac{S_{HR}}{S} C \quad (2.54)$$

最後に、ネック部の空気に関する運動方程式は次のようになる。但し、 p_{HR} は空洞部の音圧である。

$$\rho S_{HR} l_{HR} \frac{d^2 u_{HR}}{dt^2} = S_{HR} \{p_{2(x=l_1)} - p_{HR}\} \quad (2.55)$$

ここで p_{HR} は、空洞部の体積変化と体積弾性率 K の関係から次のように表される。

$$p_{HR} = K \frac{S_{HR} u_{HR}}{V_{HR}} = \rho c^2 \frac{S_{HR} u_{HR}}{V_{HR}} \quad (2.56)$$

式(2.56)を用いて式(2.55)を整理すると次のようになる。

$$C = \frac{\rho c}{Z} (A_2 e^{-jkl_1} + B_2 e^{jkl_1}) \left(Z = j\omega\rho l_{HR} + \frac{\rho c^2 S_{HR}}{j\omega V_{HR}} \right) \quad (2.57)$$

式(2.50)、(2.51)、(2.52)、(2.54)、(2.57)を連立方程式として解けば、 A_1 、 B_1 、 A_2 、 B_2 は次のようになる。

$$\begin{cases} A_1 = \frac{v_0}{jk} \frac{x_b + x_d}{x_a x_d - x_b x_c} e^{jkl_1} , & B_1 = \frac{v_0}{jk} \left\{ \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{jkl_1} - 1 \right\} \\ A_2 = \frac{v_0}{jk} \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{jkl_1} , & B_2 = \frac{v_0}{jk} \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{-2jkl} e^{jkl_1} \end{cases}$$

$$\begin{pmatrix} x_a = e^{-jkl_1} + e^{jkl_1} , & x_b = e^{-jkl_1} + e^{-2jkl} e^{jkl_1} , \\ x_c = e^{-jkl_1} - e^{jkl_1} , \\ x_d = e^{-jkl_1} - e^{-2jkl} e^{jkl_1} + \frac{\rho c S_{HR}}{ZS} (e^{-jkl_1} + e^{-2jkl} e^{jkl_1}) \end{pmatrix} \quad (2.58)$$

音響管内の音圧は式(2.58)を式(2.49)に代入すれば得られる。

第 3 章

共鳴器の共鳴周波数の影響

第 1 章で述べた通り，著者らは最適な共鳴周波数と減衰比について振動モデルを用いて検討した．しかし，減衰比の最適値が既知であっても，この減衰比と実際に共鳴器に付加する吸音材の量の関係が分からない限り直接設計に繋げることはできない．そこで，実際の共鳴器を用いて共鳴周波数と吸音材付加量を変更したときの実効音圧への影響について実験的に検討する．

振動における動吸振器の場合は質量比によって制振効果が左右されるため，共振周波数と減衰比の最適な設計を検討する際は質量比を一定にして考える必要がある．共鳴器の場合も同様であると考えられるため，共鳴器を動吸振器と見なした際の等価質量比を一定に保ちながら共鳴周波数を変更して実験を行うことが重要である．そこで，本章では空洞部のみの寸法を変更して実効音圧を求める．空洞部内の空気はばね質量系のばねの役割を主とするため，ネック部の寸法を一定に保てば等価質量比を変化させずに共鳴周波数を調整することができると考えられる．

3.1 実験方法

3.1.1 実験方法の概要

本実験では両端を閉じた音響管の 2 次の共鳴周波数とその周辺の周波数範囲を音圧低減の対象とする．実験装置の概略図を図 3.1 に示す．音響管の一端にはスピーカーを

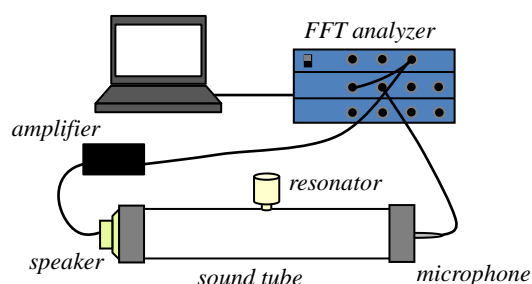


Fig. 3.1 Experimental apparatuses

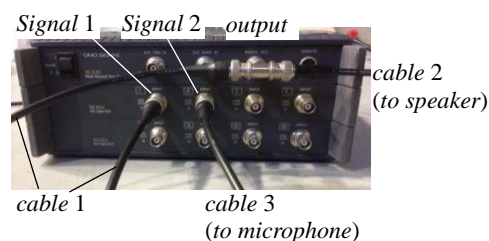


Fig. 3.2 Cables connected to FFT analyzer

接続し、0 ~ 1000 Hz のホワイトノイズで加振する．もう一端ではマイクロフォンで音圧を測定する．また、共鳴器を音響管の対象音圧モードの腹に設置し、共鳴器内部には吸音材を付加する．

スピーカーから入力される音圧の信号は FFT アナライザーで作成され、「output」端子から出力された後、「Signal 1」端子とアンプを介して接続されているスピーカーに送られる．また、マイクロフォンで測定された音圧の信号は「Signal 2」端子に送られる（図 3.2）．FFT アナライザーが「Signal 1」端子と「Signal 2」端子から入力を受けると、それらは音響系における入力・応答として認識され、時刻歴データは周波数応答に変換される．FFT アナライザーの仕様は表 3.1, FFT アナライザーで設定した入力信号と信号処理の条件は表 3.2 の通りである．

Table 3.1 Specification of FFT analyzer

Maker	Ono Sokki
Model name	Graduo DS2100, DS0264
Frequency range	DC - 100 kHz
Dynamic range	100 dB

Table 3.2 Signal condition

Noise type	random
Frequency range	0 - 1,000 Hz
Number of sample	8192
Overlap	50 %
Window function	hanning
Averaging mode	Power Spectrum, Addition averaging
Number of averaging	50

3.1.2 音響管・ヘルムホルツ共鳴器

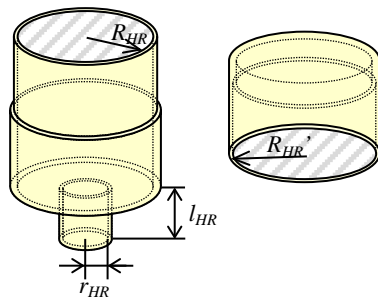
音響管は円形断面を有するアクリルパイプで、寸法は長さが 1000 mm, 内径が 74 mm, 厚さが 3 mm である．音速を $c = 343.7 \text{ m/s}$ (20°C) として式(2.9)を用いれば、6 次までの共鳴周波数は表 3.3 のようになる．

共鳴器は 3D プリンターで作成された ABS 樹脂のものである．図 3.3 (a)のように空洞部が 2 つに分かれており、その接合部の長さを調節することで空洞部の体積を変更できる．共鳴器の寸法は表 3.4 の通りである．図 3.3 (b)に示した ΔL の寸法を 2mm ずつ、

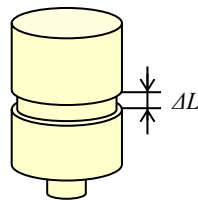
Table 3.3 Resonant frequency of sound tube

Mode	Resonant frequency [Hz]
1 st	171.8
2 nd	343.7
3 rd	515.6
4 th	687.4
5 th	859.3
6 th	1031.1

0 ~ 28mm の範囲で調節する．寸法ごとの共鳴周波数の理論値は表 3.5 の通りである．低減対象としている音響管の 2 次の共鳴音は 343.7 Hz であり， ΔL が約 8 mm のときに共鳴器の共鳴周波数と音響管の 2 次の共鳴周波数が一致する．



(a) Separated



(b) Connected

Fig. 3.3 Structure of Helmholtz resonator

Table 3.4 Dimension of Helmholtz resonator

r_{HR} : radius of neck	9 mm
l_{HR} : length of neck	20 mm
R_{HR} : radius of cavity	27 mm
R_{HR}' : radius of cavity (part of ΔL)	29.5 mm
ΔL	0 - 28 mm

Table 3.5 Resonant frequency of Helmholtz resonator

ΔL [mm]	Resonant frequency [Hz]
0	367
2	361
4	355
6	349
8	344
10	339
12	334
14	330
16	325
18	321
20	317
22	313
24	309
26	305
28	302

音響管の中央部には共鳴器のネック部の外径に合わせて円形の穴が開けられており，図 3.4 のように共鳴器と結合する．結合部に作られている音響管に沿った形状の部分は音響管の上で共鳴器を安定させるための土台であり，音響特性には影響しない．また，共鳴器を音響管の中央部に設置するのは，音響管の 2 次の音圧モードの腹が中央に存在

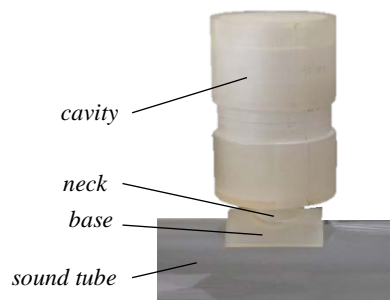


Fig. 3.4 Connection of sound tube and Helmholtz resonator

するためである。

3.1.3 吸音材

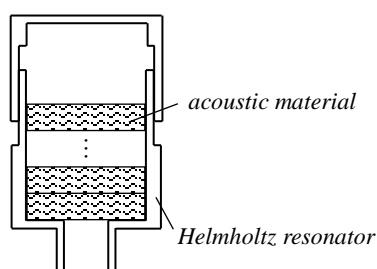
吸音材にはポリプロピレンとポリエステルで組成される吸音材を使用する。吸音材の仕様は表 3.6 の通りである。吸音材は図 3.5 (a)のように共鳴器の空洞部に合わせて成形されており、寸法は外径が 54 mm、内径が 18 mm、厚さが 10 mm である。これを、図 3.5 (b)のように空洞部に複数積層する。付加数は 0 ~ 22 個とし、吸音材の体積が空洞部の体積を上回る場合は積層方向に圧縮する。図 3.5(a)のように吸音材の中央に穴が開けられている理由は、吸音材付加によって共鳴器の共鳴特性が急に変化するのを防ぐためである。

Table 3.6 Specification of acoustic material

Maker	3M
Product name	Thinsulate Standard HS 100
Composition	Polypropylene 65 %, Polyester 35 % (weight)
Density	10 kg/m ³
Thickness	10 mm



(a) Shape



(b) Adding to Helmholtz resonator

Fig. 3.5 Acoustic material

3.1.4 スピーカー・マイクロフォン

スピーカーは塩化ビニル製の部品に取り付けられており（図 3.6 (a)）、この部品によって音響管の一端が閉口端となっている。この部品の内径は 89 mm であり音響管の外径 80 mm より大きいため、隙間を埋めるためにフェルトのテープが巻かれている（図 3.6 (b)）。マイクロフォン側の端も同様の部品で閉口端となっており、中央部に開けられた穴にマイクロフォンが通されている（図 3.6(c)）。スピーカー、アンプ、マイクロフォンの仕様は表 3.7 ~ 3.9 の通りである。

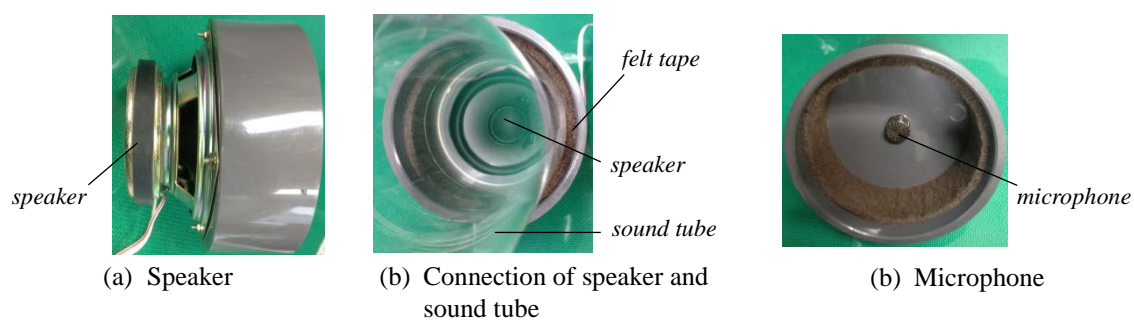


Fig. 3.6 Speaker and microphone

Table 3.7 Specification of speaker

Maker	Tokyo Cone Paper MFG
Model number	F77G98-6
Impedance	8 Ω
Rated input	10 W
Maximum input	20 W
Frequency range	f_0 - 2,000 Hz
Output SPL	81.5 dB W/m

Table 3.8 Specification of amplifier

Maker	Fostex
Model number	AP05
Rated output	5 W + 5 W (impedance: 8 Ω , 1 kHz, THD: 0.5 %)
Speaker impedance	8 - 16 Ω
Total harmonic distortion	0.5 % (rated output, impedance: 8 Ω , 1 kHz)
S/N ratio	80 dB and over
Permissible input	20 W

Table 3.9 Specification of microphone

Maker	Ono Sokki
Model number	MI-3110 (with preamplifier: MI-1431)
Impedance	10 G Ω
Frequency range	20 Hz - 20 kHz
Self-noise	22.3 μ V rms and under
Maximum output voltage	3 V rms
Maximum SPL	135 dB

3.2 実験結果

3.2.1 吸音材付加前の周波数応答

吸音材付加前の音響管の FRF は図 3.7 の通りである。但し，スピーカー加振による入力の音圧は測定されておらず，電圧信号を入力として FRF が算出されているため，振幅の単位は[dB Pa/V]となっている。

図 3.7 の通り，対象としている音響管の 2 次共鳴は共鳴器の効果により 2 つに分かれ，その間には反共鳴点がある。吸音材が付加されておらず減衰が小さいため，この反共鳴点は共鳴器の共鳴周波数とほぼ等しいと考えられる。共鳴器の空洞部が大きくなるにつれて反共鳴点が低周波数側に移っていることから，共鳴器の共鳴周波数も低くなっていることが分かる。空洞部の寸法が大きいほど共鳴周波数が低くなることは式(2.19)から理論的に分かっている。また，共鳴器の寸法と共鳴周波数の関係は表 3.10 の通りである。実験結果から求めた共鳴周波数は，全体的に理論値より高くなっているが，大きな誤差は無く概ね一致しており，空洞部の寸法変更が共鳴周波数に正しく影響を与えていると言える。理論値より共鳴周波数が高くなっているのは，空洞部が球形でないために圧力勾配ができ，実際の体積より小さい体積として空洞部の機能を果たしていることが原因と考えられる。

また，空洞部が大きくなるにつれて反共鳴点の振幅が大きくなっていることが分かるが，これは ΔL を変更した際に空洞部の内側の一部で内径がやや大きくなっている部分があり，これが空気振動において抵抗となり減衰が大きくなっているためであると考えられる。内径の一部が他の部分と異なる寸法となることは，図 3.5(b)を見ると分かりやすい。

対象周波数付近を除けば FRF は共鳴器設置前後で概ね一致しているが，音響管の 4 次の共鳴峰だけ共鳴器設置後に高周波数側に若干ずれている。4 次モードだけが影響を受けている理由は，共鳴器を設置した音響管の中央部に音圧モードの腹を持つためである。2 次と 4 次のモード以外では共鳴器の影響が見られていないのは，共鳴器設置箇所が音圧モードの節となっているためである。音響管の中央部が音圧モードの腹となる音響モードは 2 次と 4 次だけに限らず偶数の次数モード全てであるため，それらのモードでも共鳴器の影響を多少受けると考えられる。4 次モードの共鳴峰は高周波数側にずれているが，振幅は変わっていないため実効音圧には影響していないと考えられる。共鳴

器の影響を明らかに受けているのは 200 ~ 500 Hz の範囲内に納まっているため、後で実効音圧を比較する際には 200 ~ 500 Hz に絞って検討すればよい。

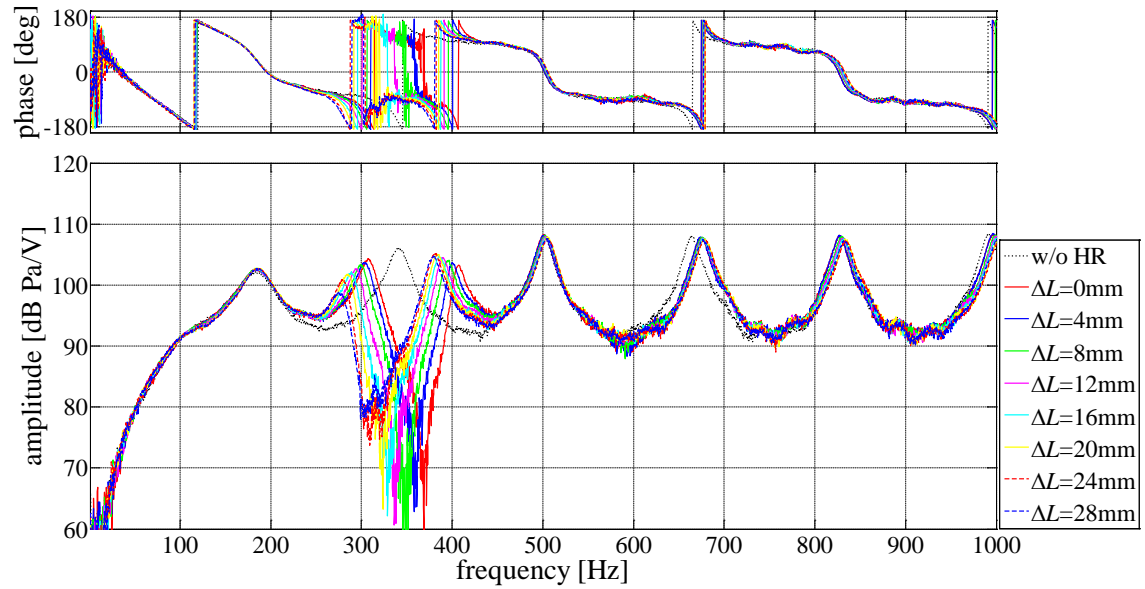


Fig. 3.7 FRF of sound tube with Helmholtz resonator (without acoustic material)

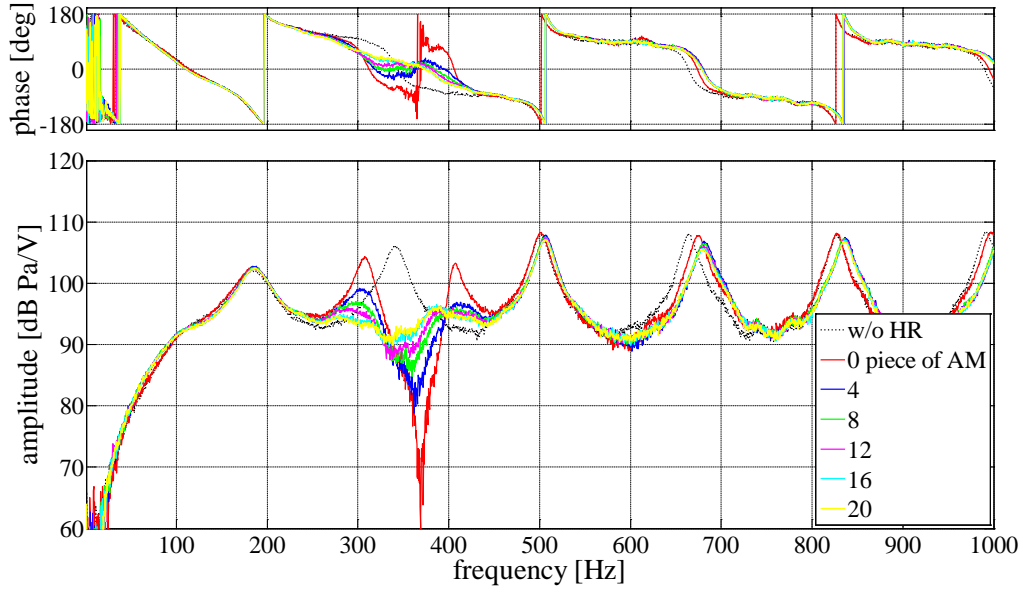
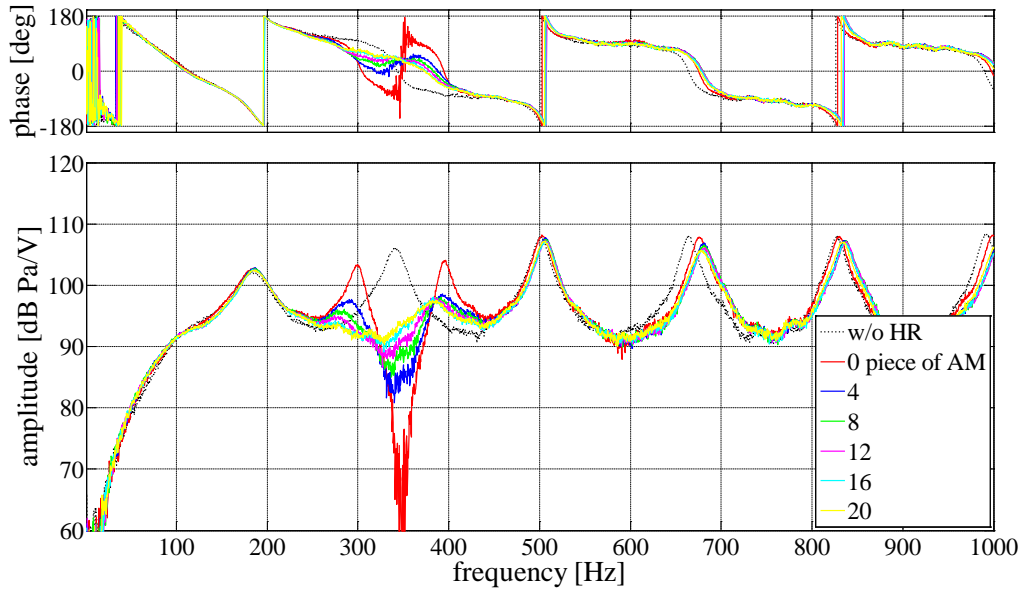
Table 3.10 Experimental resonant frequency of Helmholtz resonator

ΔL [mm]	Resonant frequency [Hz]	
	Theory	Experiment
0	367	370
2	361	364
4	355	359
6	349	356
8	344	346
10	339	341
12	334	336
14	330	333
16	325	329
18	321	327
20	317	324
22	313	314
24	309	313
26	305	311
28	302	308

3.2.2 吸音材付加後の周波数応答

図 3.8 ~3.11 は、それぞれ $\Delta L = 0 \text{ mm}$, 8 mm , 16 mm , 24 mm のときの FRF を表している。空洞部の寸法に関わらず、共鳴器の空洞部に吸音材を付加することで、共鳴器の設置後に現れた 2 つの共鳴峰および反共鳴溝がいずれも鈍化しており、吸音材付加量が増えるにつれてこの傾向は強くなっている。このことから吸音材付加による減衰効果が確認された。

また、反共鳴点は吸音材付加量が増えるにつれて低周波数側に変化している。3.2.1 項でも述べたように、反共鳴点が低周波数側に移ることは共鳴器の共鳴周波数が低くなることを意味するため、吸音材を共鳴器の内部に充填することで共鳴器の固有値が変化し、共鳴周波数が低くなっていることが分かる。共鳴周波数が変化するということは、式(2.19)で表された共鳴周波数の式においていずれかのパラメーターが影響を受けていると考えられるが、ネック部には吸音材を付加していないため、影響を受けているのは音速 c または空洞部の体積 V_{HR} である。ここで、吸音材の内部を媒質が通過する際に音速は低下することが知られている^[16]。また、式(2.19)では音速が小さいほど共鳴周波数が低くなることが分かるため実験結果と合致する。一方で空洞部の体積に着目すると、吸音材を付加した際には、付加した分だけ空洞部の体積が小さくなると考えられる。しかし理論的には空洞部の体積が小さいほど共鳴周波数が高くなるため実験結果と反対である。以上より、吸音材を付加することで共鳴周波数が低くなったのは、主に音速が低下したためであると考えられる。

Fig. 3.8 FRF of sound tube with Helmholtz resonator ($\Delta L = 0$ mm)Fig. 3.9 FRF of sound tube with Helmholtz resonator ($\Delta L = 8$ mm)

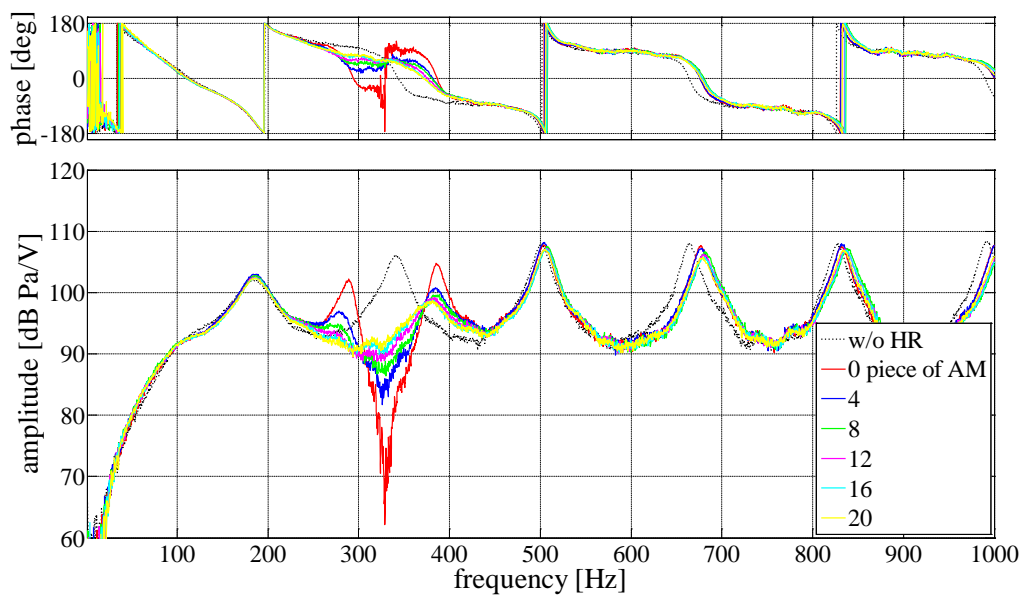


Fig. 3.10 FRF of sound tube with Helmholtz resonator ($\Delta L = 16$ mm)

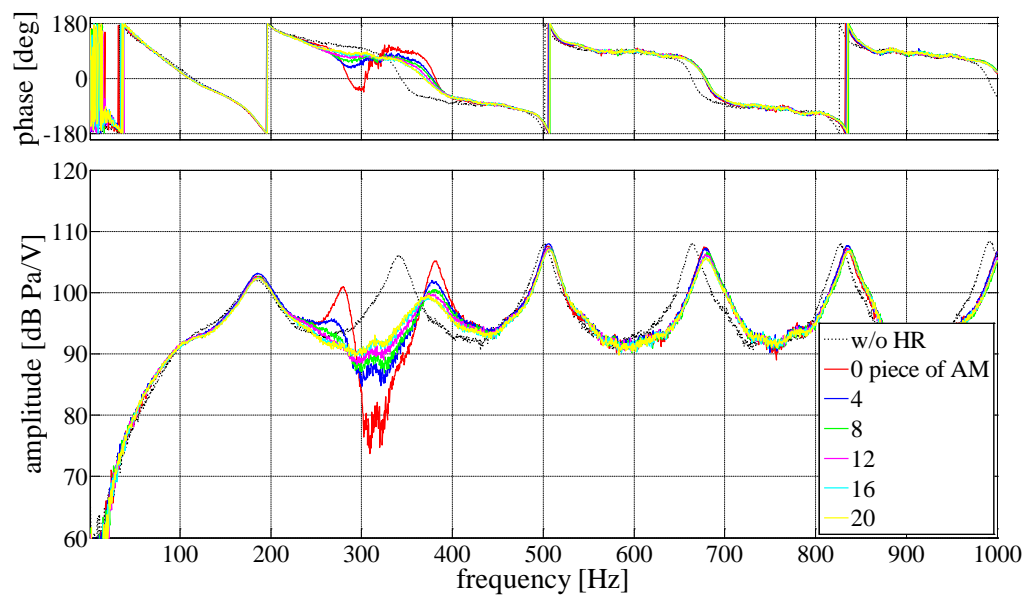


Fig. 3.11 FRF of sound tube with Helmholtz resonator ($\Delta L = 20$ mm)

3.2.3 実効音圧

3.2.2 項で述べた通り，周波数応答は 200 ～ 500 Hz の範囲外ではほぼ一致していたため，200 ～ 500 Hz の範囲で実効音圧を求めた．空洞部の寸法変更量と実効音圧の関係は図 3.12 の通りである．空洞部の寸法を変更したときの実効音圧の変化傾向は，吸音材付加量によって異なっている．まず吸音材が付加されていない場合に注目すると，空洞部の寸法が大きくなるにしたがって実効音圧が低減されていることが分かる．共鳴器の共鳴周波数が対象周波数と一致するのは $\Delta L = 8 \text{ mm}$ のときであるが，その寸法を超えて空洞部を大きくしてもなお低減量は大きくなっているため，少なくとも減衰が小さいときには共鳴周波数を対象周波数より低めに設計した方がよいということが分かる．

一方，吸音材が 5 個以上付加された場合に注目すると，特に $\Delta L = 0 \sim 12 \text{ mm}$ 程度の際に実効音圧の低減量が大きく安定しており，低減量は 2.7dB 以上となっている． ΔL をそれ以上大きくすると実効音圧がわずかに大きくなっているため，空洞部を大きくすれば吸音材を多く付加できる利点も考えられるが，共鳴周波数を対象周波数より低く設計することは望ましくないと言える．また， $\Delta L = 0 \sim 8 \text{ mm}$ 程度であればよいが，設計のしやすさから考えて吸音材付加前の共鳴周波数が対象周波数と一致するように設計すればよいと考えられる．

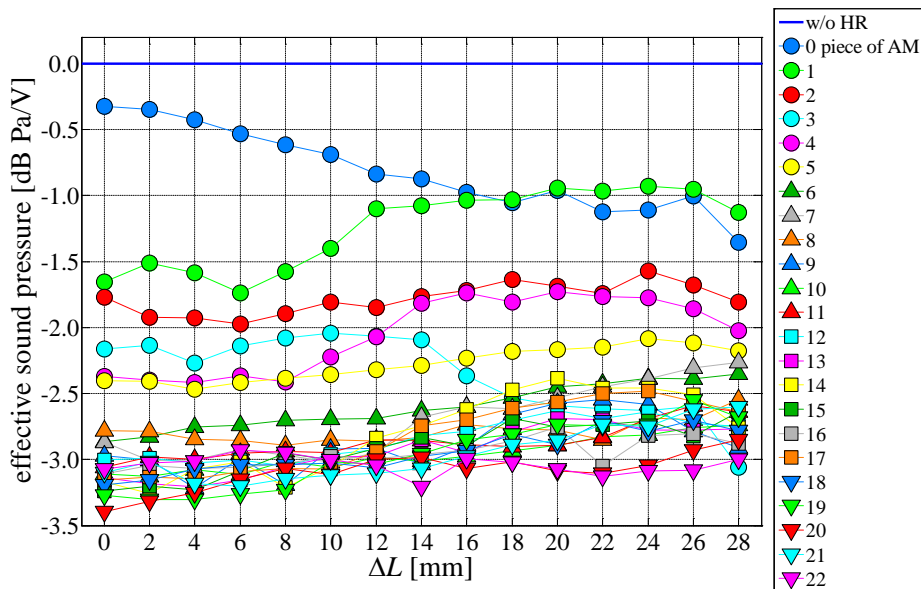


Fig. 3.12 Relation between dimension ΔL and effective sound pressure

吸音材付加前の共鳴周波数は対象周波数と一致させるのがよいということを前提に、最適な吸音材付加量について考える。図 3.13 は、 $\Delta L = 8 \text{ mm}$ のときの吸音材付加量と実効音圧の関係を表している。但し、横軸の吸音材付加量は、共鳴器の大きさに対する一般性を持たせるために体積充填率で示されており、吸音材を圧縮せずに空洞部の体積にちょうど合うように付加した場合の充填率は 1 である。そのため、吸音材が圧縮されるほど付加した場合には充填率が 1 を超える。

共鳴器に吸音材を付加すると実効音圧が低減されており、ある程度までは吸音材付加量を増やすと低減量が大きくなっていくが、充填率 0.8 ~ 1.0 付近を境に実効音圧が単調減少しなくなり、低減量 3.0 dB 程度で安定している。従って、ある程度以上吸音材が付加されれば十分であり、また最適な付加量を厳密に考える必要はないと考えられる。

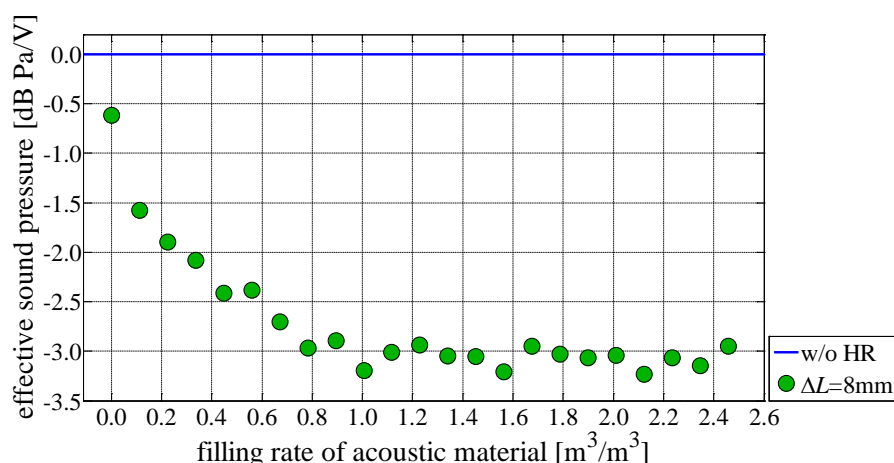


Fig. 3.13 Relation between filling rate of acoustic material and effective sound pressure ($\Delta L = 8 \text{ mm}$, $f_{HR} = 344 \text{ Hz}$)

ここで、対象周波数が異なる場合でも同じように吸音材充填率が 1.0 以上で実効音圧が安定するかどうかを検討する。3.1 節で説明した実験装置を用いて、音響管を長さ 500mm の塩化ビニル管に変更し、2 次の理論共鳴周波数 687.4 Hz を対象に同様の実験を行った。共鳴器の仕様は表 3.11 の通りであり、対象周波数とほぼ一致する共鳴周波数を持つ。空洞部の形状は球形である。吸音材は同じものを用いたが、空洞部が球形であり積層できないため、10 mm 四方の立方体形状のものを付加した。このときの吸音材充填率と実効音圧の関係は図 3.14 の通りである。

図 3.14 を見ても, 吸音材の充填率が約 1.0 程度以上のときに実効音圧が安定しており, 充填率 1.5 以上では実効音圧が再び増大し始めていることが分かる. 従って, 体積充填率 1.0 程度で吸音材を付加することがこの共鳴器においても適切であることが確認された.

Table 3.11 Specification of Helmholtz resonator for additional experiment

Material	ABS resin
r : radius of neck	10 mm
l : length of neck	10 mm
R : radius of cavity	26 mm
Resonant frequency	687.7 Hz

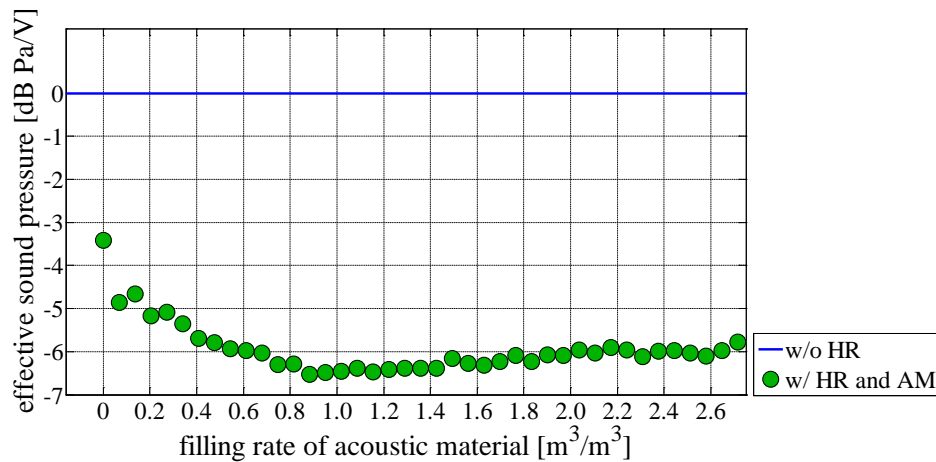


Fig. 3.14 Relation between filling rate of acoustic material and effective sound pressure ($f_{HR} = 687.7$ Hz)

3.3 第3章のまとめ

本章では空洞部の寸法を変更できる共鳴器を用い, 共鳴周波数および吸音材付加量が実効音圧に与える影響を検討した. その結果, 吸音材により共鳴器の固有値は変化するが, 吸音材付加前の共鳴周波数を対象周波数からずらすことで吸音材付加後の実効音圧がより低減されるということにはなかった. そのため, 共鳴周波数は吸音材付加前に対象周波数に一致するように設計すればよいことが分かった. また, 吸音材を付加した方が

実効音圧は低減されるが、付加量が多いほど低減されるということもなく、体積充填率1.0程度で付加すればよいことが確認された。

従って、共鳴周波数が対象周波数と一致する共鳴器の中で異寸法の共鳴器を用いて低減量を比較すれば、共鳴器の最適な寸法が明らかになると考えられる。

第4章

共鳴器の寸法の影響

第3章では共鳴周波数が実効音圧に与える影響を調べ、対象周波数に合わせて共鳴器を設計すればよいことを示したが、共鳴周波数が同一であってもネック部と空洞部の寸法の組み合わせにより無数の共鳴器を設計することができる。本章ではネック部の半径、長さ、空洞部の体積をあらゆる値に変更し、それにより実効音圧がどのように変化するかを検討する。この検討では、各寸法を細かく変更するために波動方程式などの音響理論を用いた。

4.1 減衰を考慮した音圧の式

4.1.1 波動方程式

第2章で説明した音響管の音圧式を基本として、音響管と共鳴器それぞれに対して減衰を考慮した音圧の式を導出する。第2章で説明した通り、減衰を考慮しなければ連続の式と運動方程式は次のように表される。

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.1)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.2)$$

ここで、式(4.2)の運動方程式に速度に比例する減衰項を追加して次のように表す。但し c_{ST} は減衰係数である。

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + c_{ST} v = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.3)$$

式(4.1)、(4.3)から p を消去して、更に式(2.30)を用いて速度ポテンシャル ϕ に関する方程式に書き換えると次の式が得られる。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + \frac{c_{ST}}{K} \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (4.4)$$

式(4.4)が減衰を考慮した波動方程式である。また、式(2.30)を式(4.3)に代入して音圧 p を速度ポテンシャルで ϕ 表すと次のようになる。

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + c_{ST} \phi \quad (4.5)$$

続いて粒子速度 v 、音圧 p の一般解を求める。式(4.4)の速度ポテンシャル ϕ を次の式で仮定する。

$$\phi = \Phi e^{j\omega t} \quad (4.6)$$

式(4.6)を式(4.4)に代入すると次のようになる。

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \left(k^2 - j\omega \frac{c_{ST}}{K} \right) \Phi = 0 \quad (4.7)$$

ここで $\alpha = \sqrt{k^2 - j\omega(c_{ST}/K)}$ とおけば、式(4.7)の一般解は次の式のようにになる。

$$\Phi = A e^{-j\alpha x} + B e^{j\alpha x} \quad (4.8)$$

式(4.8)を式(4.6)に代入すれば、速度ポテンシャル ϕ の一般解は次のように表される。

$$\phi = A e^{j(\omega t - \alpha x)} + B e^{j(\omega t + \alpha x)} \quad (4.9)$$

従って、式(4.9)を式(2.30)に代入すれば粒子速度 v 、式(4.5)に代入すれば音速 p の一般解として次の2式が得られる。

$$v = j\alpha (A e^{j(\omega t - \alpha x)} - B e^{j(\omega t + \alpha x)}) \quad (4.10)$$

$$p = (j\omega\rho + c_{ST}) (A e^{j(\omega t - \alpha x)} + B e^{j(\omega t + \alpha x)}) \quad (4.11)$$

4.1.2 ヘルムホルツ共鳴器設置後の音圧

図2.9の音響系を考え、減衰を考慮して音圧の式を導出する。粒子速度と音圧の式として式(4.10)、(4.11)を用いるが、管路1と管路2を区別して次のように表す。但し、減衰の大きさも区別して管路1の減衰係数を c_{ST1} 、管路2の減衰係数を c_{ST2} で表し、それらに対応する α を α_1 、 α_2 とする。

$$\begin{cases} v_1 = j\alpha \{ A_1 e^{j(\omega t - \alpha x)} - B_1 e^{j(\omega t + \alpha x)} \} \\ v_2 = j\alpha \{ A_2 e^{j(\omega t - \alpha x)} - B_2 e^{j(\omega t + \alpha x)} \} \end{cases} \quad (4.12)$$

$$\begin{cases} p_1 = (j\omega\rho + c_{ST}) \{ A_1 e^{j(\omega t - \alpha x)} + B_1 e^{j(\omega t + \alpha x)} \} \\ p_2 = (j\omega\rho + c_{ST}) \{ A_2 e^{j(\omega t - \alpha x)} + B_2 e^{j(\omega t + \alpha x)} \} \end{cases} \quad (4.13)$$

共鳴器に関しても粘性減衰を考慮して減衰係数を c_{HR} とおけば、ネック部の空気に関する運動方程式は次のようになる。

$$\rho S_{HR} l_{HR} \frac{d^2 u_{HR}}{dt^2} + c_{HR} \frac{du_{HR}}{dt} = S_{HR} \{p_{2(x=l_1)} - p_{HR}\} \quad (4.14)$$

また、境界条件および連続の条件は次の式の通りである。

$$\begin{cases} v_1 = v_0 e^{j\omega t} & at \quad x=0 \\ v_2 = 0 & at \quad x=l \\ p_1 = p_2 & at \quad x=l_1 \\ S v_1 = S v_2 + S_{HR} v_{HR} & at \quad x=l_1 \end{cases} \quad (4.15)$$

式(4.12)～(4.15)を解くと、 A_1 , B_1 , A_2 , B_2 は次のように求められる。

$$\begin{cases} A_1 = \frac{v_0}{j\alpha} \frac{x_b + x_d}{x_a x_d - x_b x_c} e^{j\alpha l_1}, & B_1 = \frac{v_0}{j\alpha} \left\{ \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{j\alpha l_1} - 1 \right\} \\ A_2 = \frac{v_0}{j\alpha} \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{j\alpha l_1}, & B_2 = \frac{v_0}{j\alpha} \frac{x_a + x_c}{x_a x_d - x_b x_c} e^{-2j\alpha l} e^{j\alpha l_1} \\ \left(\begin{aligned} x_a &= e^{-j\alpha l_1} + e^{j\alpha l_1}, & x_b &= e^{-j\alpha l_1} + e^{-2j\alpha l} e^{j\alpha l_1}, \\ x_c &= e^{-j\alpha l_1} - e^{j\alpha l_1}, \\ x_d &= e^{-j\alpha l_1} - e^{-2j\alpha l} e^{j\alpha l_1} + \frac{c S_{HR}}{Z S} \left(\rho + \frac{c_{ST}}{j\omega} \right) (e^{-j\alpha l_1} + e^{-2j\alpha l} e^{j\alpha l_1}) \\ Z &= j\omega \rho l_{HR} + \frac{\rho c^2 S_{HR}}{j\omega V_{HR}} + \frac{c_{HR}}{S_{HR}} \end{aligned} \right) \end{cases} \quad (4.16)$$

式(4.16)を式(4.13)に代入すれば音圧の式が得られる。また、 $x = 0$ における加振入力 $v = v_0 e^{j\omega t}$ で与えられていることを考慮すれば、式(4.13)を v_0 で除することにより入力に対する伝達率になる。更に $e^{j\omega t}$ で除することで、周波数を変数とする振幅比の関数すなわちFRFが求められる。

次に、式(4.14)で導入した共鳴器の減衰係数 c_{HR} を、減衰比 ζ_{HR} を用いて表す方法を説明する。ネック部の空気の質量を共鳴器の質量 m_{HR} とすれば次のように表される。

$$m_{HR} = \rho S_{HR} l_{HR} \quad (4.17)$$

また、ばね定数は質量、共鳴周波数との関係より次のように表すことができる。

$$k_{HR} = 4m(\pi f_{HR})^2 \quad (4.18)$$

減衰比は m_{HR} , c_{HR} , k_{HR} を用いて $\zeta_{HR} = c_{HR} / 2\sqrt{m_{HR} k_{HR}}$ と表されるため、この式に式(4.17), (4.18)を代入して c_{HR} について整理すれば次の式が得られる。

$$c_{HR} = 4\pi \rho S_{HR} l_{HR} \zeta_{HR} f_{HR} \quad (4.19)$$

従って、共鳴器の寸法と減衰比 ζ_{HR} が与えられれば式(4.19)で減衰係数が得られる。

4.1.3 理論式の妥当性の確認・開口端補正の考慮

4.1.2 項で導出した音圧の式を実験結果と比較し、理論式の妥当性を確認する。第3章の実験に条件を合わせるため、 $S = \pi d^2 / 4$, $d = 74 \text{ mm}$, $l = 1000 \text{ mm}$ とし、また空気密度は $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ とする。まず、共鳴器設置前の音響管において、一端から加振を受け、もう一端を応答とした場合の FRF は図 4.1 のようになる。併せて示されている実験結果は第3章で得た音響管の FRF である。この際、振幅が実験結果に合うように、理論式から得た FRF は定数倍されている。また、減衰の大きさは音響管の2次モードが実験結果とより一致するように調節されている。

図 4.1 の通り、音響管の減衰を $c_{ST1} = c_{ST2} = 170 \text{ kg/m}^3\text{s}$ としたところ、実験結果に似た FRF が描かれた。音響管の2次モード以外では周波数方向の誤差があるが、2次モードに関しては精度よく再現されている。従って、第3章と同様に $200 \sim 500 \text{ Hz}$ に着目すれば問題ないと考えられる。

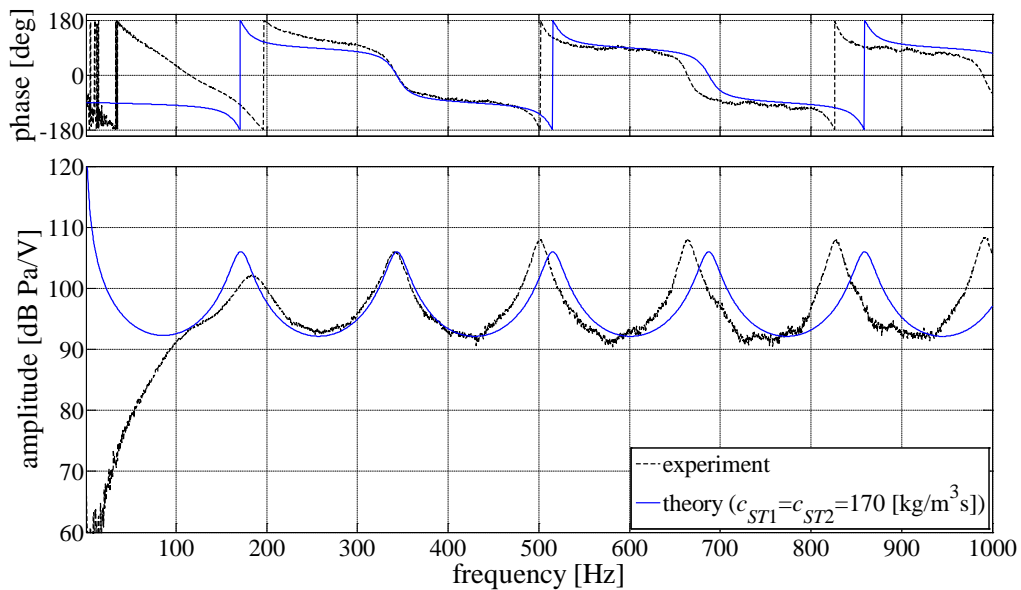


Fig. 4.1 Theoretical FRF of sound tube without Helmholtz resonator
($c_{ST1} = c_{ST2} = 170 \text{ kg/m}^3\text{s}$)

表 4.1 に示す寸法の共鳴器を設置すると、FRF は図 4.2 の通りになった。併せて示されている実験結果は、共鳴器の共鳴周波数が対象周波数と一致するとき、すなわち $\Delta L = 8 \text{ mm}$ のときの FRF である。

図 4.2 において理論式から求めた FRF を見ると、共鳴器により 2 次の共鳴峰が 2 つに分かれており、実験結果と同様の傾向が確認される。また、反共鳴周波数は実験結果とほぼ一致している。

Table 4.1 Specification of Helmholtz resonator

	experiment	theory
r_{HR} : Radius of neck	9 mm	9
l_{HR} : Length of neck	20 mm	20
V_{HR} : Volume of cavity	1.82×10^5 mm	3.21×10^5 mm
f_{HR} : Resonant frequency	344.1 Hz	344.6 Hz

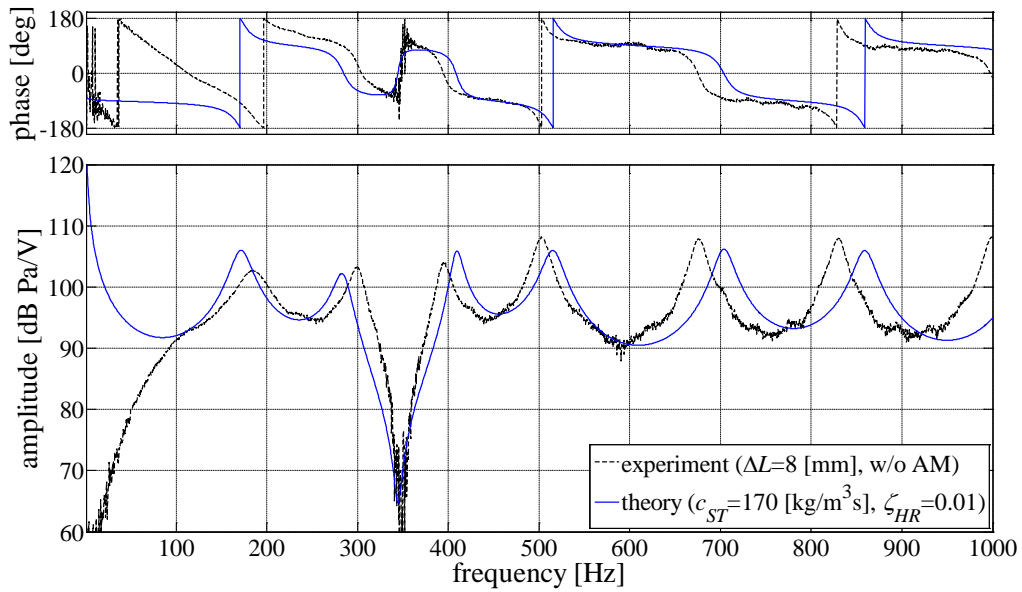


Fig. 4.2 Theoretical FRF of sound tube with Helmholtz resonator
($c_{ST1} = c_{ST2} = 170 \text{ kg/m}^3\text{s}$, $\zeta_{HR} = 0.01$)

共鳴器付加後に現れた 2 つの共鳴峰を見ると、共鳴点の周波数差が実験結果より小さくなっていることが分かる。実験結果の周波数差の方が狭くなっていることは、主系に対する質量比が小さくなっていることを意味するが、これはネック部の開口端の影響である。そのため、実際に共鳴器を設計する際には式(2.19)のように開口端補正が考慮される。

ネック部周辺の流体力学を式(2.18)で示した共鳴器の運動方程式に反映させて忠実に実現象を再現しようとする問題が複雑になるため、ここでは本来考慮されるべき開口端補正を、単純にネック部の長さを調節することで行い、理論 FRF の改良を検討する。

実験で用いた共鳴器のネック部は半径 r_{HR} が 9 mm、長さ l_{HR} が 20 mm であるが、式(2.19)の通り開口端補正として「 l_{HR} 」を「 $l_{HR} + 1.7r_{HR}$ 」に置き換えることで共鳴周波

数が算出されている。つまり、ネック部の長さが l_{HR} である実際の共鳴器においてはネック部が実質的に $l_{HR} + 1.7r_{HR}$ の長さを持つような役割を果たしている。これにより、開口端補正が考慮されるか否かで表 4.1 のように空洞部の体積が異なる。

理論 FRF を実験結果に近付けるためには等価質量比が等しくなるように設定する必要がある。そのため表 4.2 のように、開口端補正を考慮して式(4.19)の「 l_{HR} 」を「 $l_{HR} + 1.7r_{HR}$ 」に置き換えて空洞部体積 V_{HR} を決定する。更にこの補正後のネック部長さと空洞部体積を式(4.16)に代入して用いればよい。このようにすれば、表 4.1 の理論共鳴周波数を変化させずに等価質量比を実験の条件と合せることができると考えられる。

表 4.2 の寸法の共鳴器を用いて求めた FRF は図 4.3 の通りである。図 4.3 では、開口端補正を考慮したことにより、2つの共鳴点の周波数差が補正考慮前よりも狭くなっていることが分かる。また実験結果と比較しても、音響管の2次モード周辺で特によく一致しており、理論 FRF が実現象を再現できていると考えられる。

Table 4.2 Specification of theoretical Helmholtz resonator applied open-end correction

r_{HR} : Radius of neck	9 mm
l_{HR} : Length of neck	20 mm
$l_{HR} + 1.7 r_{HR}$	35.3 mm
V_{HR} : Resonant frequency	$1.82 \times 10^5 \text{ mm}^3$
f_{HR} : Resonant frequency	344.1 Hz

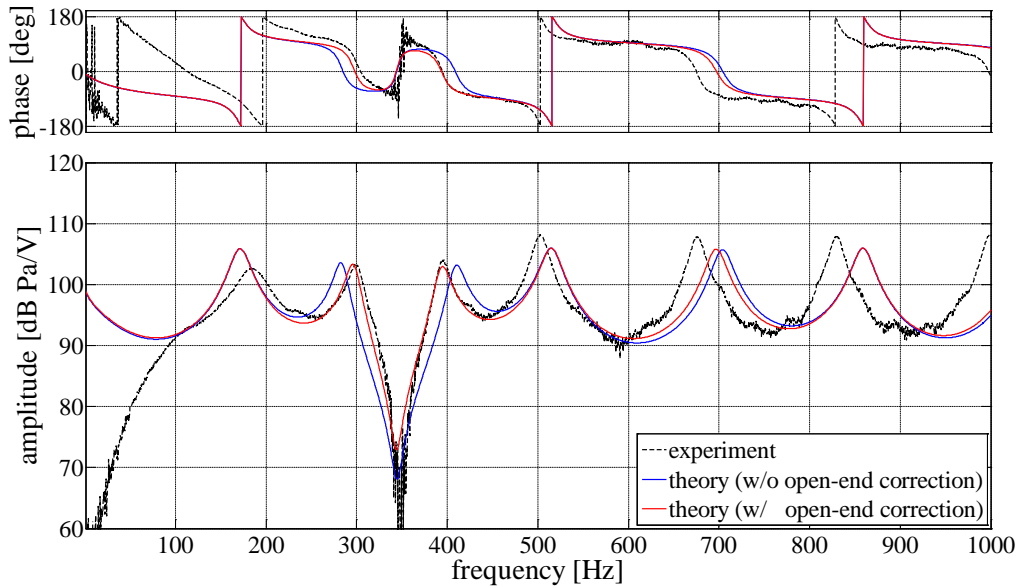


Fig. 4.3 Theoretical FRF of sound tube with Helmholtz resonator applied open-end correction ($c_{ST} = 170 \text{ kg/m}^3\text{s}$, $\zeta_{HR} = 0.01$)

図 4.4 ~ 4.17 は、共鳴器の寸法を変更した際の FRF であり、寸法変更をしても理論 FRF が実験結果とよく一致していることが分かる。

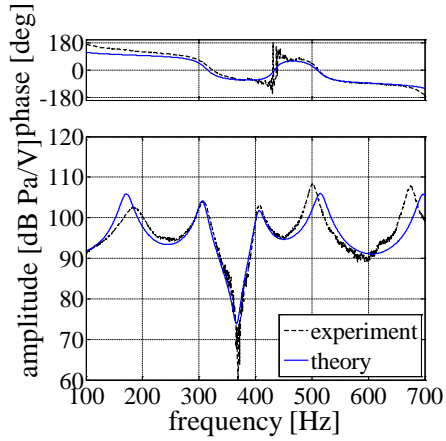


Fig. 4.4 FRF ($\Delta L = 0$ [mm])

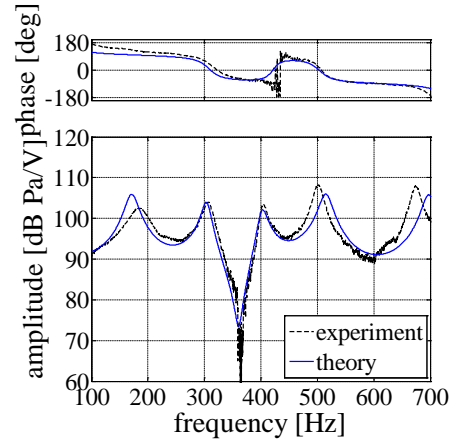


Fig. 4.5 FRF ($\Delta L = 2$ [mm])

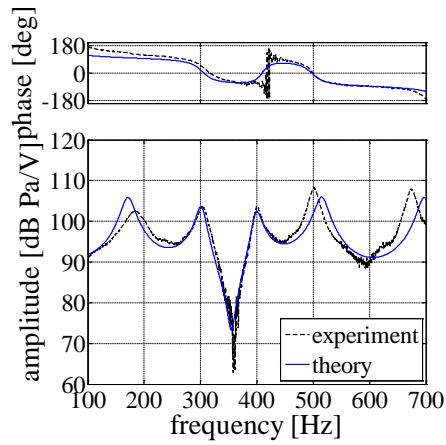


Fig. 4.6 FRF ($\Delta L = 4$ [mm])

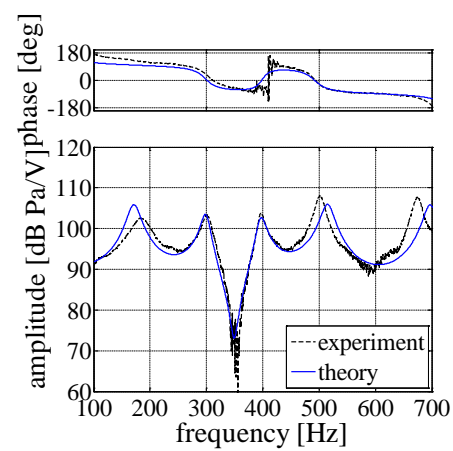


Fig. 4.7 FRF ($\Delta L = 6$ [mm])

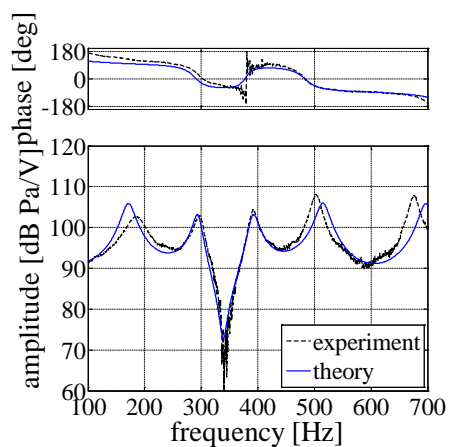


Fig. 4.8 FRF ($\Delta L = 10$ [mm])

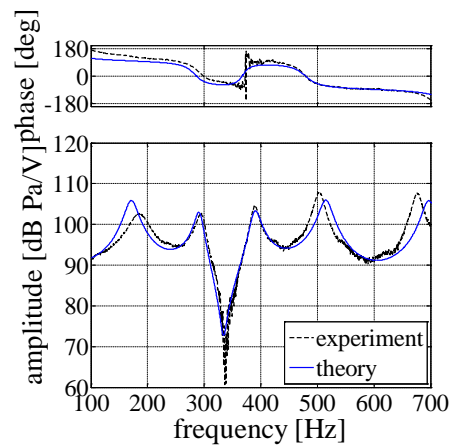


Fig. 4.9 FRF ($\Delta L = 12$ [mm])

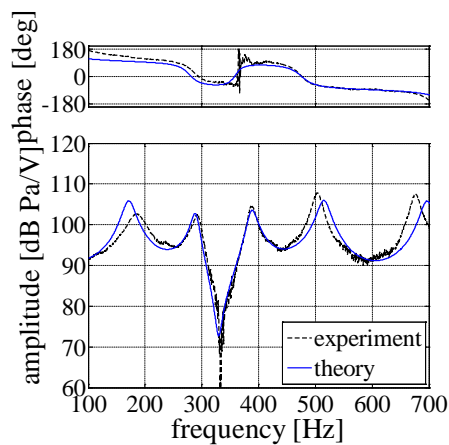


Fig. 4.10 FRF ($\Delta L = 14$ [mm])

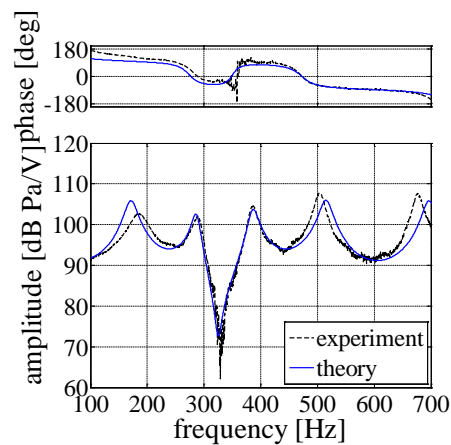


Fig. 4.11 FRF ($\Delta L = 16$ [mm])

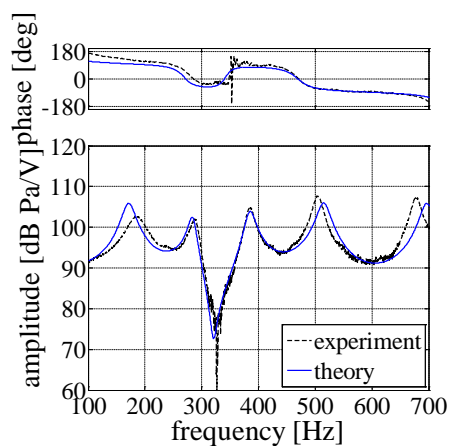


Fig. 4.12 FRF ($\Delta L = 18$ [mm])

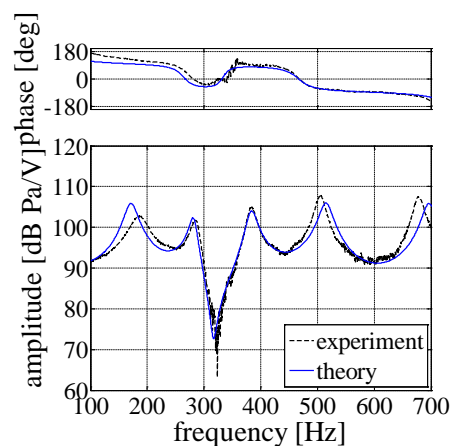


Fig. 4.13 FRF ($\Delta L = 20$ [mm])

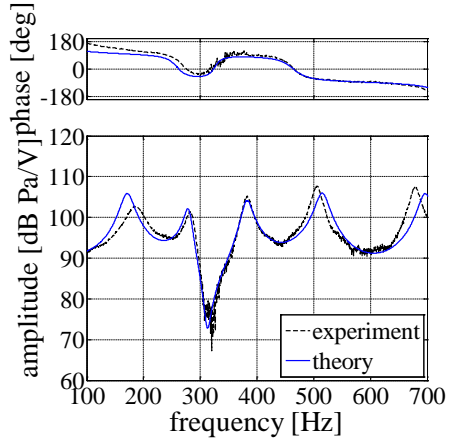


Fig. 4.14 FRF ($\Delta L = 22$ [mm])

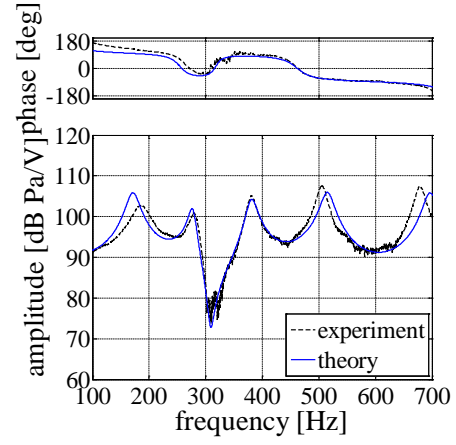


Fig. 4.15 FRF ($\Delta L = 24$ [mm])

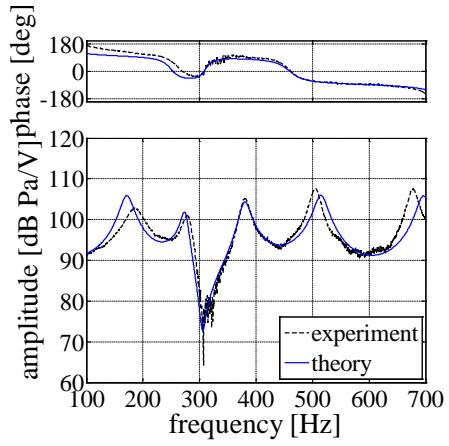


Fig. 4.16 FRF ($\Delta L = 26$ [mm])

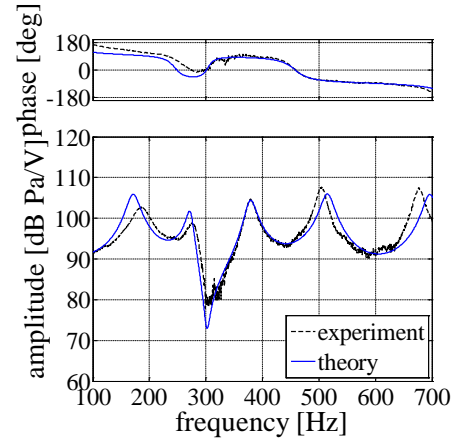


Fig. 4.17 FRF ($\Delta L = 28$ [mm])

4.1.4 減衰比の同定

4.1.3 項で妥当性を確認した理論を用いて解析的に寸法変更の影響を検討する前に、吸音材を付加した際の共鳴器の減衰比を調べる必要がある。吸音材付加前の減衰比は図 4.3 ~ 4.17 すべてにおいて $\zeta_{HR} = 0.01$ と設定されており、その結果得られた理論 FRF が実験結果とよく一致しているため、このままの減衰比を用いればよいと考えられる。

吸音材付加後も同様に、理論と実験結果の FRF において対象モードの共鳴と反共鳴の鋭さ（鈍さ）が近くなるように共鳴器の減衰比を調節することで減衰比を求めた。図 4.18 ~ 4.29 は、吸音材付加を想定して減衰比を大きくした理論 FRF および実験結果の FRF である。但し、図 4.18 ~ 4.21 は吸音材付加数が 4 個、図 4.22 ~ 4.25 は吸音材付加数が 8 個、図 4.26 ~ 4.29 は吸音材付加数が 12 個のときの実験結果と併せて示されている。それに対し、理論 FRF では共鳴器の減衰比がそれぞれ $\zeta_{HR} = 0.05, 0.09, 0.1$ となっている。理論 FRF では吸音材付加による共鳴器の共鳴周波数の低下を考慮していないため、実験結果とは周波数方向の誤差が大きくなるが、大まかな減衰比を求めることだけが目的であるため厳密な曲線適合を行う必要はない。

図 4.18 ~ 4.21 では、理論と実験結果の FRF が対象モード付近でよく一致しており、適切に減衰比が与えられていることが分かる。一方、図 4.22 ~ 4.29 では吸音材付加量が多くなり周波数方向の誤差が大きくなっているが、共鳴と反共鳴は理論と実験結果でほぼ同等の鈍さとなっているため、この場合においても適切に減衰が与えられていると考えられる。

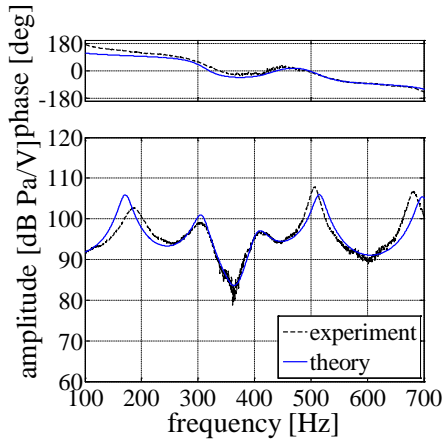


Fig. 4.18 FRF (4 pieces of AM,
 $\Delta L = 0$ [mm])

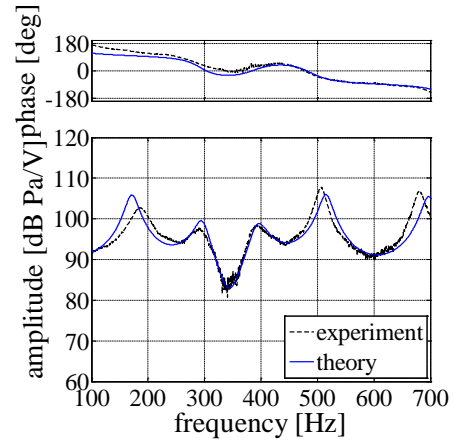


Fig. 4.19 FRF (4 pieces of AM,
 $\Delta L = 8$ [mm])

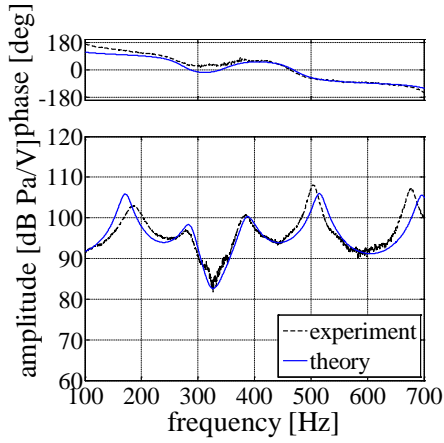


Fig. 4.20 FRF (4 pieces of AM,
 $\Delta L = 16$ [mm])

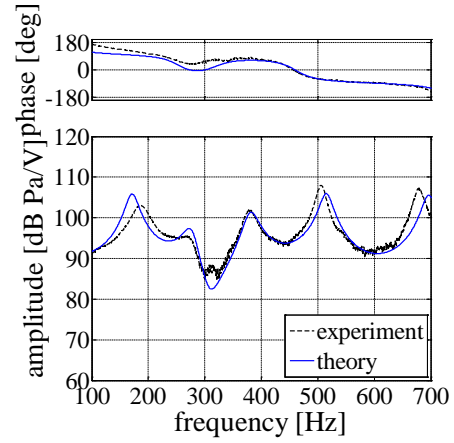


Fig. 4.21 FRF (4 pieces of AM,
 $\Delta L = 24$ [mm])

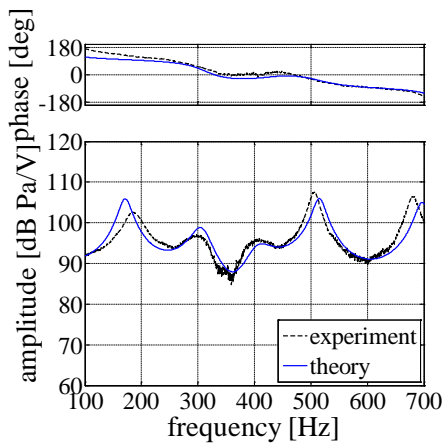


Fig. 4.22 FRF (8 pieces of AM,
 $\Delta L = 0$ [mm])

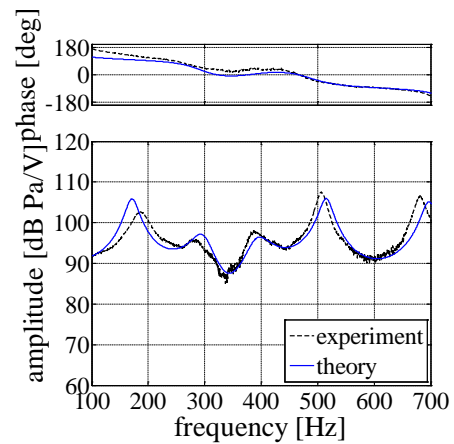


Fig. 4.23 FRF (8 pieces of AM,
 $\Delta L = 8$ [mm])

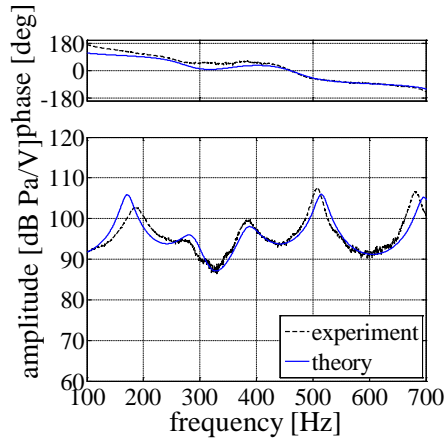


Fig. 4.24 FRF (8 pieces of AM,
 $\Delta L = 16$ [mm])

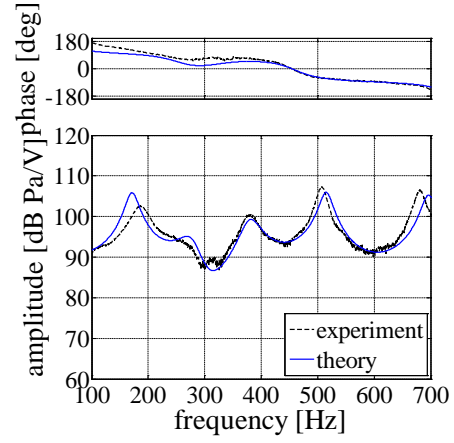


Fig. 4.25 FRF (8 pieces of AM,
 $\Delta L = 24$ [mm])

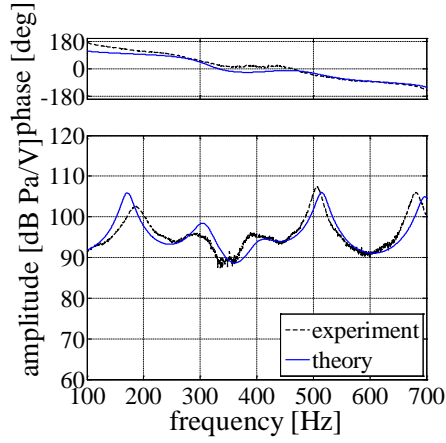


Fig. 4.26 FRF (12 pieces of AM,
 $\Delta L = 0$ [mm])

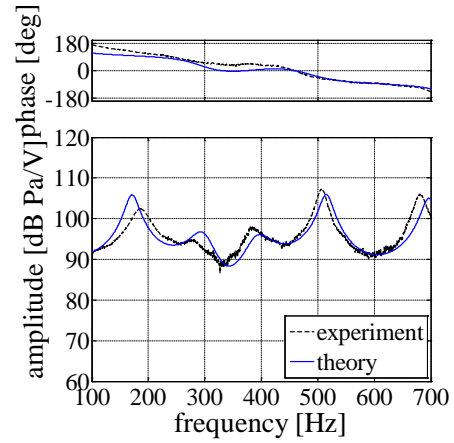


Fig. 4.27 FRF (12 pieces of AM,
 $\Delta L = 8$ [mm])

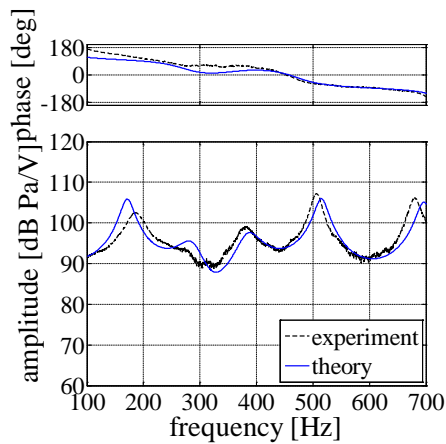


Fig. 4.28 FRF (12 pieces of AM,
 $\Delta L = 16$ [mm])

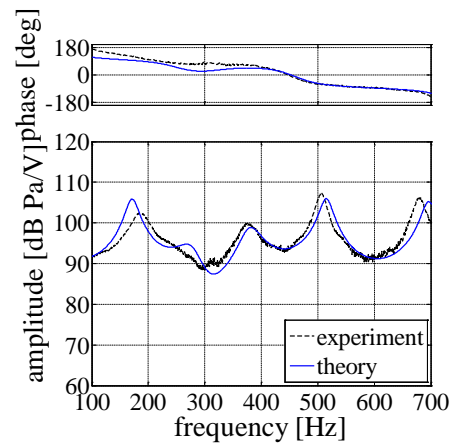


Fig. 4.29 FRF (12 pieces of AM,
 $\Delta L = 24$ [mm])

4.2 共鳴器寸法と実効音圧の関係

4.2.1 1箇所寸法の寸法変更

4.1 節で説明した FRF の理論式を用いて、共鳴器の空洞部長さ、ネック部半径、ネック部長さのうち 1 箇所のみ寸法を変更した際の実効音圧への影響を検討する。その際、共鳴器は表 4.2 に示した寸法を基準寸法としており、そのうちの 1 つを変更する。共鳴器の形状は実験で用いたものと同様に、底面の半径が 27mm の円柱型の空洞部を持つものを想定しており、上述の空洞部長さとは円柱の高さのことである。また、吸音材付加前および充填率が 1.0 程度の場合を想定し、減衰比を $\zeta_{HR} = 0.01, 0.1$ として検討した。寸法変更による共鳴周波数の変化が 230 Hz ~ 440 Hz となるように各寸法を変更すると、実効音圧は図 4.30 ~ 4.32 のようになった。これらの図それぞれにおいて黒色の破線で示してあるのは、共鳴器の共鳴周波数が対象周波数 343.7Hz と一致するときの寸法である。

どの寸法を変更した場合においても、対象周波数と一致するときの寸法付近で実効音圧が極小値をとっていることが分かる。この傾向はどちらの減衰比の場合でも同様である。第 3 章の実験においては、共鳴器の共鳴周波数を対象周波数と一致させた寸法のまま吸音材を付加すれば、実効音圧の低減において最良に近い結果が得られることが確かめられたが、吸音材付加により減衰の大きさのみが変化すると見なして減衰を変更しても共鳴周波数が対象周波数に一致する寸法のみでよいことが確認された。

また、減衰が $\zeta_{HR} = 0.01$ の場合より $\zeta_{HR} = 0.1$ の場合の方が実効音圧は明らかに大きく低減されており、減衰付加の有効性が理論的にも示された。

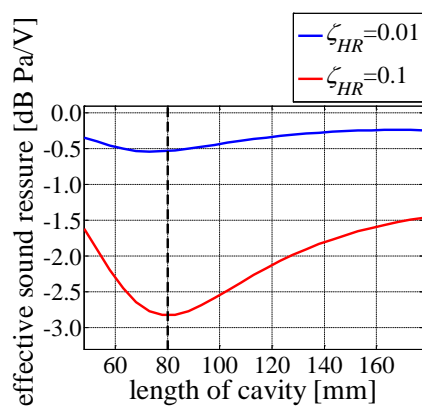


Fig. 4.30 Effective sound pressure when length of cavity is changed

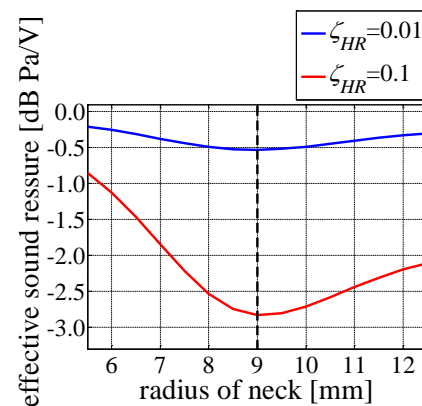


Fig. 4.31 Effective sound pressure when radius of neck is changed

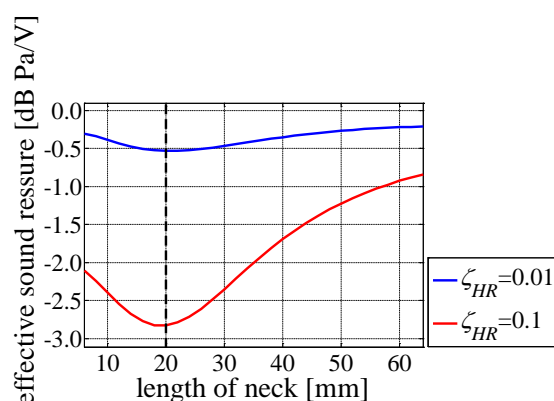


Fig. 4.32 Effective sound pressure when length of neck is changed

4.2.2 2箇所寸法変更

4.2.1 項で確認した通り，実効音圧を低減する上で共鳴器の共鳴周波数は対象周波数と一致させればよい．このことを踏まえて，共鳴周波数は対象周波数と一致する 343.7 Hz に保ちながら 2 箇所の寸法を変更し，実効音圧への影響を検討する．空洞部長さ，ネック部半径，ネック部長さのいずれか 1 つの寸法を優先的に変更し，残り 2 つの寸法のうち一方を調節することで共鳴周波数が変化しないようにする．変更されない寸法は，表 4.2 の基準寸法のまま一定とする．図 4.33 は空洞部長さを優先的に変更した場合，図 4.34 はネック部半径を優先的に変更した場合，図 4.35 はネック部長さを優先的に変更した場合の実効音圧を表している．

図 4.33 を見ると，空洞部長さとネック部半径を変更した場合および空洞部長さとネック部長さを変更した場合で実効音圧が等しくなっている．つまり，空洞部の寸法を変更した際の共鳴周波数の変化分を元に戻すために，ネック部半径とネック部長さのどちらかで調整しても実効音圧は変わらないということである．この理由は，共鳴器を振動系に置き換えて考えると理解しやすい．1 自由度のばね質量系の共振周波数はばね定数と質量の比によって決定される．共鳴器の空洞部の寸法を変更することはばね定数を変更していることを意味するため，共鳴周波数が変化しないようにするためには質量，すなわち主系との等価質量比を調整する必要がある．図 4.33 の場合は，その質量比の調整をネック部半径で行うかネック部長さで行うかの違いのみであるため，結果が完全に一致した．

この結果は図 4.34 または図 4.35 から読み取ることができる．図 4.34 ではネック部

半径を優先的に変更しネック部長さで調整した場合、図 4.35 ではネック部長さを優先的に変更しネック部半径で調整した場合の実効音圧を読み取ることが出来るが、いずれも寸法変更により実効音圧が変化していないことが分かる。

また、図 4.34 でネック部半径を変更し空洞部長さで調節した際の実効音圧の変化傾向に着目すると、 $\zeta_{HR} = 0.01$ のときはネック部半径が小さいほど実効音圧が低減されており、 $\zeta_{HR} = 0.1$ のときは反対にネック部半径が大きいほど低減されていることが分かる。従って、実効音圧を低減する上で最適な寸法が減衰の大きさによって変化することが確認された。

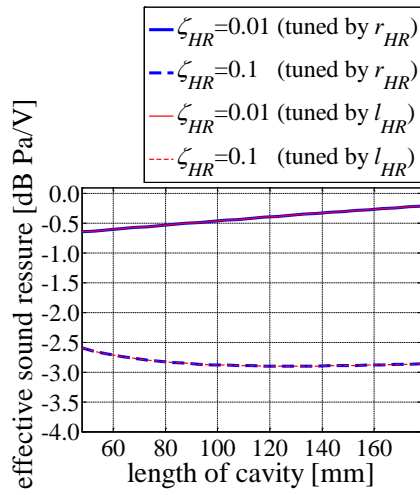


Fig. 4.33 Effective sound pressure when length of cavity and another are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz

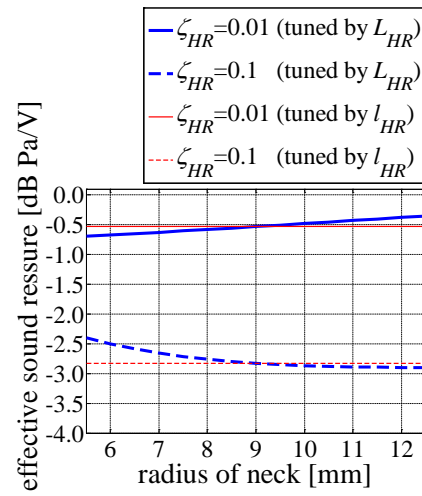


Fig. 4.34 Effective sound pressure when radius of neck and another are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz

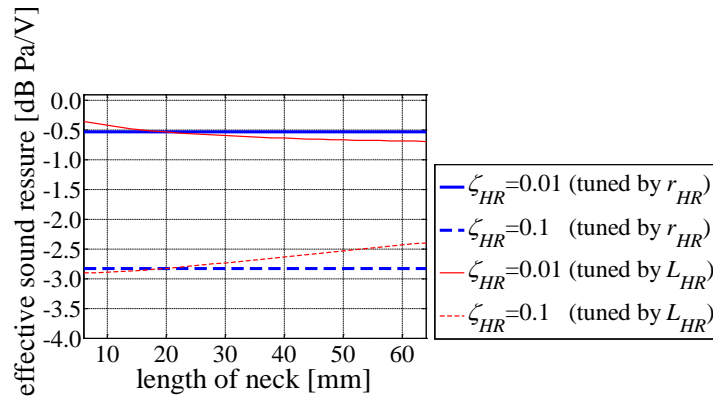


Fig. 4.35 Effective sound pressure when length of neck and another are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz

4.2.3 3箇所寸法変更

4.2.2 項では空洞部長さ、ネック部半径、ネック部長さのうち2つの寸法を変更した際の実効音圧の変化を検討したが、その際に変更されない寸法は表4.2の基準寸法に固定されていた。その寸法を変更させた場合にも図4.33～4.35と同様の傾向が見られるかを検討する必要がある。そこで本項では、共鳴周波数を343.7 Hzで一定に保ちながら3つの寸法全てを変更した場合の実効音圧への影響を検討する。まずネック部半径とネック部長さを自由に変更し、最後に空洞部長さで共鳴周波数を調整して343.7Hzになるようにするという手順で寸法変更を行う。横軸をネック部半径、縦軸をネック部長さとして実効音圧を表すと図4.36、4.37のようになる。但し、塗りつぶした色が実効音圧を表しており、青色が濃いほど低減されていることを意味する。また、等高線のみで示されているのは、各寸法の共鳴器ごとに算出したFRFから式(2.9)を用いて求めた等価質量比である。また、図4.36は $\zeta_{HR} = 0.01$ の場合、図4.37は $\zeta_{HR} = 0.1$ の場合の計算結果である。2つの図の両方に示されている白色の直線は、4.2.2項のように基準寸法からネック部半径またはネック部長さのいずれかを表4.2の基準寸法に保ったまま寸法を変更した場合に、共鳴器の寸法がたどる軌跡である。すなわちその線上の実効音圧は、図4.34における空洞部長さで調整した場合の実効音圧、図4.35における空洞部長さで調整した場合の実効音圧と全く同じ計算結果である。

吸音材付加前を想定して $\zeta_{HR} = 0.01$ とした場合の図4.36を見ると、実効音圧の等高線（色の境界線）と等価質量比の等高線の方向が一致しており、実効音圧が等価質量比に依存して変化していることが分かる。実効音圧は等価質量比が約0.02のときに極小となっており、そのとき実効音圧低減量は0.7dBである。また、この極小値は縦に連なっており、特にネック部長さが20mm以下の範囲ではネック部半径が小さいほど実効音圧が低減されている。一方、ネック部長さがある程度以上の大きさを持つ場合には、実効音圧が極小値をとるときのネック部半径が5～7 mm程度の範囲に移っている。このような傾向を踏まえ、実効音圧が極小値により近い値となるように各寸法を設計する必要がある。但し、ネック部半径が5～7 mmで実効音圧が極小値をとる場合は、半径に対して異常に長いネック部（ $l_{HR} > 50$ mm）を有する共鳴器となるため、実用性を考えればほとんど使われない寸法範囲であると考えられる。従って、基本的にはネック部が小さいほど実効音圧が低減されると考えられる。

次に、吸音材充填率 1.0 を想定して $\zeta_{HR} = 0.1$ とした場合の図 4.37 を見ると、図 4.36 と同様に実効音圧と等価質量比の等高線の方が一致していることが分かる。従って、減衰の大きさに関わらず、実効音圧は等価質量比に依存して変化すると考えられる。その一方で、実効音圧が極小値をとる寸法範囲は大きく変化しており、等価質量比が約 0.1 ~ 0.15 のときに極小値をとっている。すなわち、 $\zeta_{HR} = 0.01$ の場合とは反対にネック部半径が大きいほど実効音圧が低減されることが分かる。また、実効音圧が極小値を

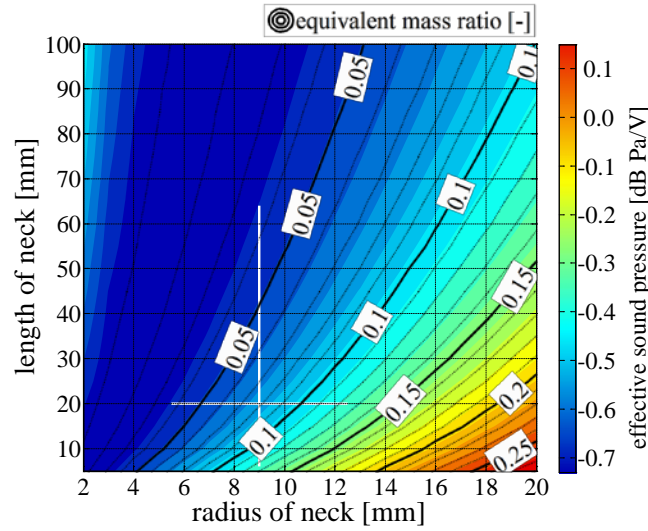


Fig. 4.36 Effective sound pressure when all dimensions are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz ($\zeta_{HR} = 0.01$)

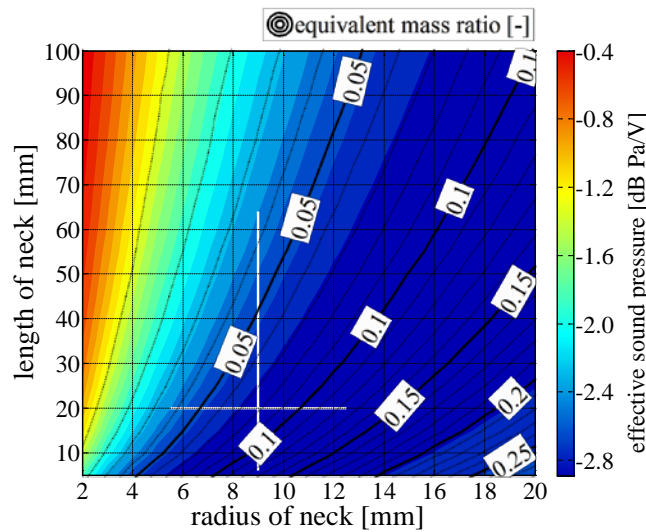


Fig. 4.37 Effective sound pressure when all dimensions are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz ($\zeta_{HR} = 0.1$)

とときの共鳴器の寸法は $\zeta_{HR} = 0.01$ のときよりも構造的に安定する実用的なものになっている。例えば、ネック部長さが 20 mm のときに実効音圧が最も低減できるネック部半径を読み取ると、図 4.36 では約 3 mm、図 4.37 では約 12 mm となっていることが分かる。また、ネック部半径が大きいほど空洞部の体積も大きくなるため、同じ充填率 1.0 であっても絶対量としてはより多くの吸音材を付加することができる。

上述の通り、実効音圧は等価質量比の値に依存して決まると考えられる。ここで、等価質量比と実効音圧の関係は図 4.38 のようになる。図 4.38 より、等価質量比が 0.1 ~ 0.15 より小さい場合には、等価質量比に対して実効音圧が急激に変化している一方で、等価質量比が 0.1 ~ 0.15 より大きい場合には、実効音圧の変化が緩やかであることに注意が必要である。

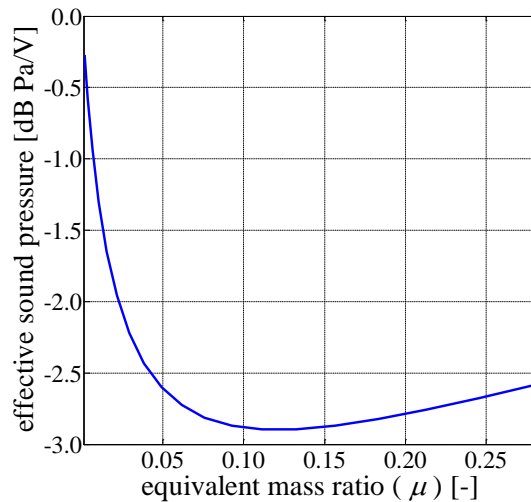


Fig. 4.38 Relation between effective sound pressure and equivalent mass ratio when all dimensions are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz ($\zeta_{HR} = 0.01$)

また、共鳴器の寸法と等価質量比の関係を示しておく。2.2.2 項で説明した通り、共鳴周波数を一定に保つ場合、空洞部の寸法を一定にしておけば FRF は変化しない。すなわち、ネック部半径とネック部長さそれぞれが単体で等価質量比に影響を与えるのではなく、共鳴器の共鳴周波数の算出式（式(2.19)）におけるネック部寸法に関するパラメータ「 $l_{HR} + 1.7r_{HR} / S_{HR}$ 」によって等価質量比が決まる。このパラメータと等価質量比の関係および、空洞部体積と等価質量比の関係を求めると、それぞれ図 4.39、4.40 のようになる。図 4.39、4.40 より、等価質量比は「 $l_{HR} + 1.7r_{HR} / S_{HR}$ 」の値に対しては反比例

し、空洞部体積に対しては比例することが分かる．これらの関係性を考慮すれば、目標とする等価質量比の値に対して寸法を決定することができる．

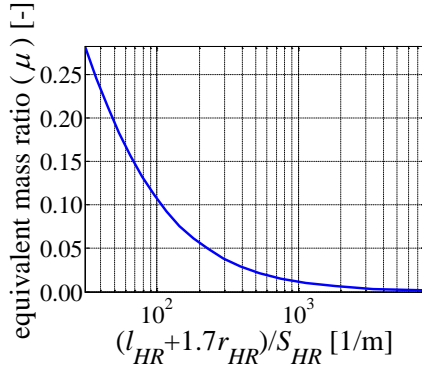


Fig. 4.38 Relation between equivalent mass ratio and size of neck when all dimensions are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz ($\zeta_{HR} = 0.01$)

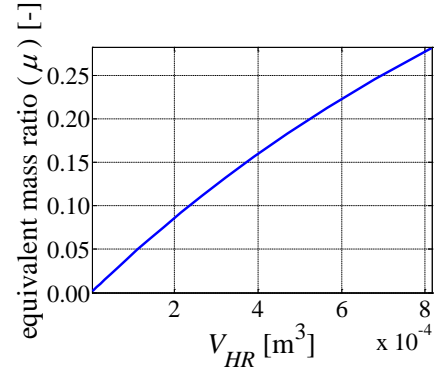


Fig. 4.40 Relation between equivalent mass ratio and size of cavity when all dimensions are changed and resonant frequency is kept 343.7 Hz ($\zeta_{HR} = 0.01$)

4.3 第4章のまとめ

本章では、減衰を考慮した音響理論を用いて共鳴器の寸法変更を行い、実効音圧を求めた．結果として、実効音圧の低減量は共鳴器を動吸振器と見なした際の等価質量比に依存して変化し、また等価質量比と低減量の関係は減衰の大きさによって大きく変化することが分かった．また、共鳴器の寸法と等価質量比の関係性を示した．このように、実効音圧の反復計算を行うことにより、最適な共鳴器の寸法が求められる．また、本研究で対象としている音響管の音圧低減において共鳴器に吸音材を体積充填率が 1.0 となるように付加する場合、すなわち減衰比 ζ_{HR} が約 0.1 の場合には、等価質量比が 0.1 ~ 0.15 程度になるように共鳴器を設計することで実効音圧が最も低減されるという計算結果を得た．

実際の共鳴器では吸音材を付加した際に共鳴周波数が多少変化することや、吸音材の減衰特性が周波数によって変化することなどが加わり問題はより複雑になる．そのため、上述の計算結果は実験により確認する必要がある．

第5章

同共鳴周波数・異寸法共鳴器の比較

本章では、第4章で解析的に検討した共鳴器の寸法変更と実効音圧の関係のうち、一部の寸法範囲に関して実験で確認する。第3章の実験と異なるのは、共鳴器の共鳴周波数が変わらないような寸法変更を行う点である。ここでは、実効音圧をより低減するためには共鳴周波数が対象周波数に一致するように共鳴器を設計した上で吸音材を付加すればよいということを前提としており、共鳴周波数は対象周波数と一致させている。また、寸法変更の方法としては、ネック部長さは一定のままネック部半径と空洞部長さを変更した。

5.1 実験方法

5.1.1 実験方法の概要

本実験では、第3章で説明した実験と同様の装置を用いる（図3.1）。両端を閉じた音響管の2次の共鳴周波数とその周辺の周波数範囲を音圧低減の対象としている。音響管の一端にはスピーカーを接続し、0～1000 Hzのホワイトノイズで加振する。もう一端ではマイクロフォンで音圧を測定する。共鳴器は音響管の対象音圧モードの腹に設置し、内部には吸音材を付加する。

スピーカーから入力される音圧の信号はFFTアナライザーで作成され、「output」端子から出力された後に「Signal 1」端子およびアンプを介して接続されているスピーカーに送られる。また、測定された音圧信号は「Signal 2」端子に送られる（図3.2）。FFTアナライザーが「Signal 1」端子と「Signal 2」端子から入力を受けると、それらは音響系における入力・応答として認識され、時刻歴データが周波数応答に変換される。

使用される共鳴器以外の機器類および入力信号、信号処理の条件等は第3章と同様であるため詳細の説明は省略する。

5.1.2 ヘルムホルツ共鳴器・吸音材

共鳴器は第3章で用いたものに、新たに用意されたアルミ部材を挿入して使用する。図5.1は共鳴器の断面図を示しており、(a)~(c)のように3通りの寸法がある。アルミ部材を挿入した際の3通りの共鳴器の仕様は表5.1の通りである。共鳴周波数は完全に一致していないが、対象周波数 343.7 Hz を狙って設計されている。図5.2はネック部に挿入されたアルミ部材であり、空洞部、ネック部の両方に隙間なく挿入されていることが分かる。空洞部の体積を調節するための蓋の役割をする部材も同様の精度で加工されており、隙間なく挿入される。共鳴器 A~C を設置した際の音響管に対する等価質量比を

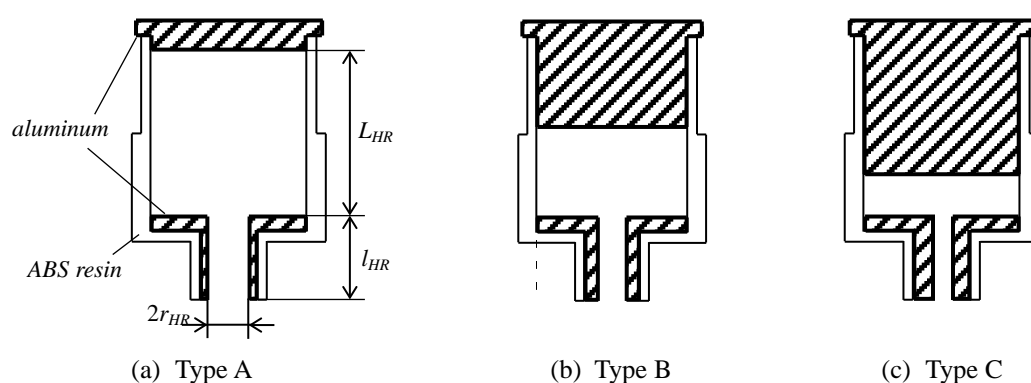


Fig. 5.1 Helmholtz resonator

Table 3.4 Specification of Helmholtz resonator

	Type A	Type B	Type C
Material	ABS resin / aluminum		
r_{HR} : radius of neck	7.5 mm	5 mm	3 mm
l_{HR} : length of neck	25 mm		
R_{HR} : radius of cavity	27 mm		
L_{HR} : length of cavity	52 mm	26 mm	10.5 mm
f_{HR} : resonant frequency	343.0 Hz	343.2 Hz	341.9 Hz

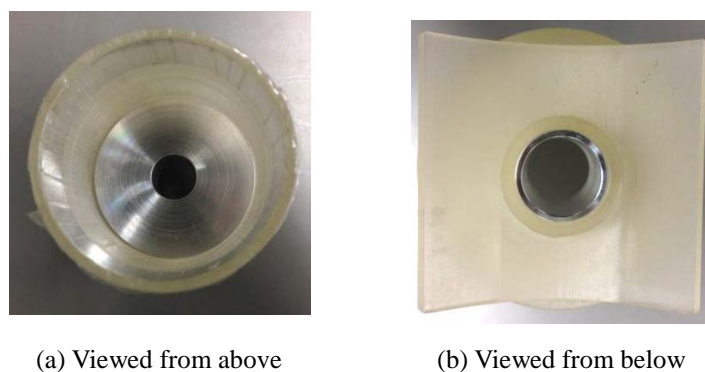


Fig. 5.2 Aluminum member inserted into neck

理論 FRF から式(2.9)を用いて算出すると、それぞれ 0.05, 0.03, 0.01 となる。

吸音材は、第 3 章と同様に空洞部に積層して付加する (図 3.5(b))。但し、第 3 章で説明した実験よりも空洞部の体積が小さくなっているため、吸音材付加数は共鳴器 A, B では 0~15 個、共鳴器 C では 0~8 個とする。

5.2 実験結果

3.2.1 周波数応答

図 5.3~5.5 はそれぞれ共鳴器 A~C を取り付けた際の音響管の FRF を示している。

図 5.3 では、吸音材付加前には対象周波数付近において鋭い反共鳴が確認され、吸音材を付加していくと徐々に共鳴および反共鳴が鈍化して平坦になっていくことが分かる。これらの傾向は第 3 章の実験結果と同様である。図 5.4 でも同様の傾向はみられるが、吸音材付加前から明らかに減衰が大きくなっている。図 5.5 では吸音材付加前から減衰が極端に大きく、共鳴器の設置によって共鳴峰が 2 つに分かれていることがかろうじて確認できる程度であり、吸音材を付加するとすぐに共鳴峰が 1 つになっていることが分かる。

このように吸音材を付加していないにも関わらず共鳴器の寸法によって減衰の大きさが明らかに異なっているのは、ネック部半径の大きさに原因があると考えられる。ネック部内では空気が振動する際に摩擦抵抗を受けるため壁面の粒子速度が 0 になっており、ネック部の中心に近づくにつれて速度が大きくなる。ネック部の径が十分に大きければ、振動する空気全体のうち抵抗を大きく受ける領域が割合として低いため、大きく減衰することはない。一方、ネック部半径が小さくなると摩擦抵抗により速度の小さい領域が割合として高くなり、空気全体の振動において摩擦力が相対的に大きくなるため、結果として粘性減衰効果を受ける。但し、このように寸法が小さいことによる減衰の場合、吸音材を付加した際に見られるような共鳴周波数の変化はなく、反共鳴点が対象周波数に対して大きくずれるようなことにはなっていない。以上のように考えると、共鳴器の寸法によっては吸音材を付加することで減衰が大きくなりすぎるため、実効音圧を低減するためのネック部半径の臨界値が存在すると推測できる。

図 5.3～5.5 における対象の音響モード以外を見ると全体的に **FRF** が一致しているが、図 5.3 では 4 次モードで共鳴器設置前後における周波数方向のずれが確認される。これも第 3 章の実験結果からも確認できたことであるが、図 5.4, 5.5 では同様の傾向が見られない。これも、ネック部の寸法が小さく共鳴器としての機能が低下しているためであると考えられる。

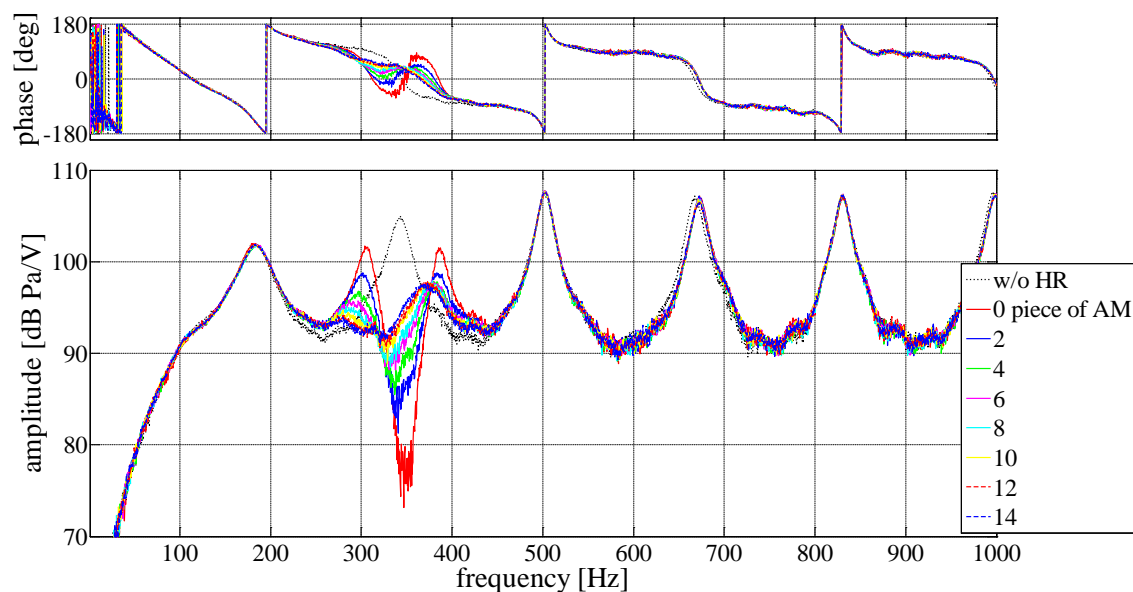


Fig. 5.3 FRF of sound tube with Helmholtz resonator A

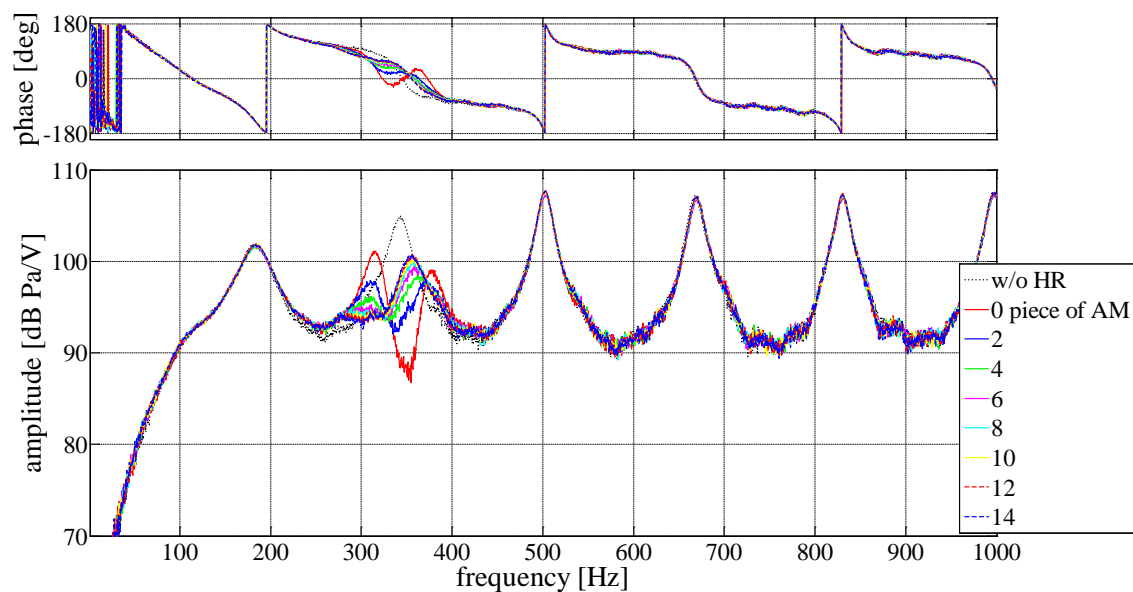


Fig. 5.4 FRF of sound tube with Helmholtz resonator B

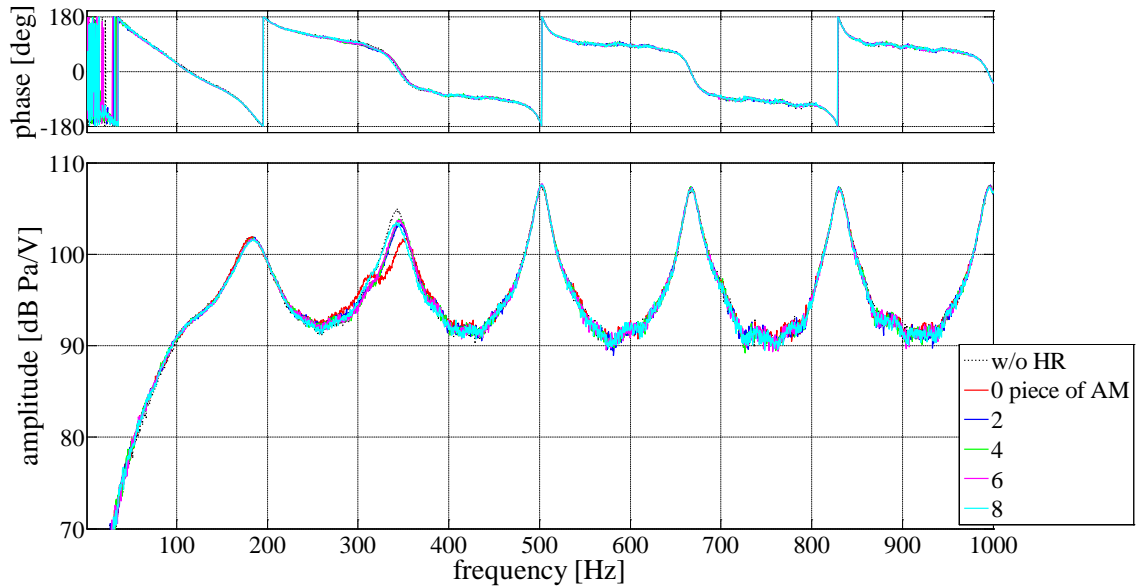


Fig. 5.5 FRF of sound tube with Helmholtz resonator C

また、図 5.3～5.5 で共鳴器の影響を明らかに受けている周波数範囲は 200～500 Hz の範囲に納まっており、これまでと同様に 200～500 Hz の範囲を対象に実効音圧を評価すればよいことが分かる。

3.2.2 実効音圧

第 3 章、第 4 章と同様に、200～500 Hz の周波数範囲を対象に実効音圧を求めた。図 5.6 は、吸音材の体積充填率と実効音圧の関係を表している。

共鳴器 A または B を取り付けた場合に注目すると、吸音材の充填率 0.8～1.0 付近までは実効音圧が単調に減少しており、充填率 1.0 のときに共鳴器 A では約 1.7 dB、共鳴器 B では約 1.5 dB 低減されている。吸音材付加量が更に増えていくと、共鳴器 A では低減量がそのまま安定し、共鳴器 B では実効音圧が再び大きくなっていくことが分かる。この傾向は第 3 章の実験結果（図 3.13, 3.14）で確認された傾向と同様であり、寸法を変更した場合においても吸音材充填率を 1.0 程度にすることで実効音圧を最大に低減できることが確認された。

共鳴器 C を設置した場合は、吸音材付加により実効音圧が増大しており、吸音材の付加が逆効果となっていることが分かる。この原因は 3.2.1 項で述べた通りネック部における抵抗であると考えられる。また、吸音材付加により実効音圧が低減されるか否かの寸法の臨界値は共鳴器 B と共鳴器 C の間に存在すると考えられる。また、共鳴器 C

に吸音材を付加していくと実効音圧が約-0.4 dB に収束しており，充填率 2.5 程度からはほぼ一定の値を示している．吸音材が過度に圧縮された状態で付加されており，空気が吸音材の内部にはほとんど入り込まず表面のみで摩擦力を受けるようになっているためであると考えられる．この現象は，他の寸法の共鳴器であっても吸音材付加量を増やし続ければ起こるはずである．従って，共鳴器 A の場合のように実効音圧が低減したまま収束しているように見えても，更に吸音材を増やせば再び実効音圧が増大した後一定の値に収束すると思われる．

第 4 章の解析結果からは，吸音材付加前は等価質量比が 0.01 に近いほど実効音圧が低減されると推測していたが(図 4.36)，図 5.6 を見ると共鳴器 B ($\mu = 0.03$)，A ($\mu = 0.05$)，C ($\mu = 0.01$) の順に低減量が大きくなっており，等価質量比が 0.01 から最も離れた値となっている共鳴器 A の場合の方が共鳴器 C の場合より低減されている．これは共鳴器 C の減衰が極端に大きく，ネック部半径が小さい場合には図 4.36 で前提となっている共鳴器の減衰比 $\zeta_{HR} = 0.01$ が適切でないためであると考えられる．しかし共鳴器 A，B のみであれば，等価質量比が 0.01 により近い値となっている共鳴器 B の場合の方が低減されており，図 4.36 の関係性が成り立っている．ここで，第 3 章の実験結果とも比較してみる．第 3 章で用いた共鳴器において $\Delta L = 8 \text{ mm}$ とした場合は，共鳴周波数は共鳴器 A，B と等しいが，等価質量比は 0.08 となる．吸音材付加前の実効音圧は約-0.6 dB であり(図 3.13)，吸音材付加前は共鳴器 A，B よりも低減量が小さいため図 4.36 の関係を満たしている．

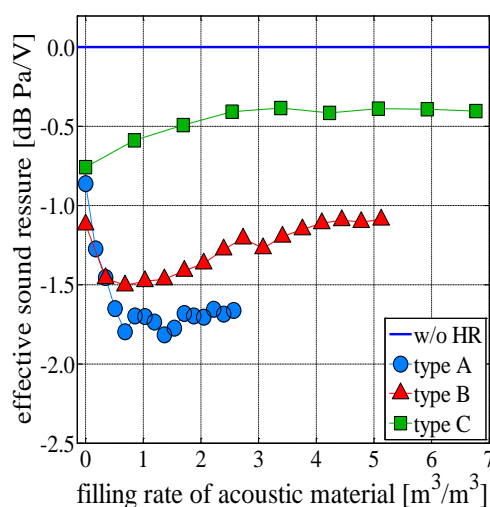


Fig. 5.6 Relation between filling rate of acoustic material and effective sound

次に、吸音材充填率が 1.0 程度のときの実効音圧を比較する。図 5.7 は、共鳴器 A, B, C を設置した場合の結果に加え、第 3 章で $\Delta L = 8 \text{ mm}$ 、吸音材充填率 1.0 としたときの実験結果を表している。共鳴器 A, B, C はこの順に実効音圧の低減量が大きくなり、第 3 章で用いた共鳴器の場合は更に低減量が大きいことが分かる。等価質量比に対する実効音圧の低減量の大小関係は、吸音材充填率 1.0 程度を想定して共鳴器の減衰比を $\zeta_{HR} = 0.1$ とした場合の実効音圧の計算結果（図 4.37）と同様となっている。すなわち等価質量比が 0.1 ~ 0.15 に近い値をとるほど実効音圧が低減されており、解析的に求めた寸法と実効音圧の関係が実際に成り立つことが確認された。

また、図 5.7 を見ると、共鳴器 A, B の低減量の差が約 0.2 dB であるに対し、共鳴器 A と第 3 章で用いた共鳴器の低減量の差は約 1.5 dB であり明らかに大きくなっていることが分かる。これらの共鳴器は共鳴周波数と吸音材充填率が等しいため、等価質量比の影響が大きいと考えられる。

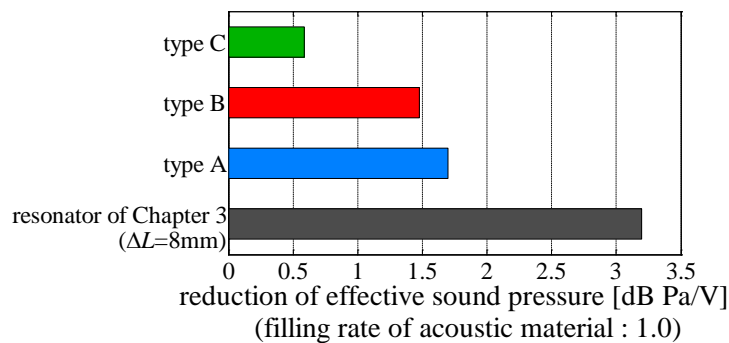


Fig. 5.7 Effective sound pressure (filling rate of acoustic material : 1.0)

5.3 第5章のまとめ

本章では、共鳴周波数を変化させずに共鳴器の寸法を変更して実効音圧を比較した。対象音場に対する等価質量比が 0.01, 0.03, 0.05, 0.08 となる共鳴器を用いて比較したところ、吸音材を付加した場合には等価質量比が 0.1 ~ 0.15 に近い共鳴器ほど実効音圧が低減され、第 4 章で示した解析の結果が一部の寸法範囲において実証された。

また、ネック部半径が過度に小さいと壁面の抵抗が大きくなり共鳴器としての効果が小さくなり、吸音材付加が逆効果になる場合があることが分かった。

第6章

結 論

本研究では、吸音材を内部に持つヘルムホルツ共鳴器を用いて広い周波数範囲を対象とした実効音圧を低減するために、適切な共鳴器の寸法や吸音材付加量を決定する指針を示すことを目的として実験的、解析的に検討を行った。本章では、本研究で明らかになったことと残された課題を述べる。

6.1 本研究のまとめ

本研究では、実効音圧を低減する上で共鳴器に吸音材を付加することが有効であることを前提として、低減量を大きくするために共鳴器の寸法および吸音材付加量が実効音圧に与える影響について検討した。結果として以下のことが明らかになった。

- 共鳴器の空洞部に吸音材を付加することで、付加前よりも実効音圧が低減されることを改めて確認した。
- 共鳴器の共鳴周波数は実効音圧に影響するが、吸音材を付加すれば多少の寸法変更による実効音圧への影響は無視できるほど小さくなることが分かった。
- 共鳴器に吸音材を付加すると、ある程度までは付加量に伴い実効音圧が低減されていくが、体積充填率が約 1.0 を超えると低減量が安定することが分かった。
- 減衰を考慮した運動方程式から音圧の理論解を導出し、実効音圧を低減するための共鳴器の最適寸法を反復計算で求める方法を示した。また、実効音圧が、共鳴器を動吸振器と見なした際の等価質量比に強く依存することを示した。本研究で使用した音響管の 2 次共鳴音を対象とした場合には、等価質量比が 0.1 ~ 0.15 程度となるようにすればよい。
- 共鳴器のネック部半径が過度に小さいと、吸音材の付加が逆効果となり実効音圧が増大する場合がある。これはネック部における平均の粒子速度が低下し、共鳴器としての効果が下がるためであると考えられる。

以上の内容から、実効音圧を低減させるための適切な共鳴器の設計方法は次の通りであると考えられる。

- 共鳴器の共鳴周波数は、吸音材付加前に対象周波数とほぼ一致するようにする。
- 共鳴器の寸法は、主系に対する等価質量比の最適値を反復計算により導出した上で、その等価質量比を満たすように設計する。
- 吸音材付加量は共鳴器の空洞部に対する体積充填率が 1.0 程度となるように付加する。

6.2 今後の課題

本研究において残された課題は以下の通りである。

- (1) 解析で共鳴器の寸法と実効音圧の関係を示したが、第5章の実験で確認したのは解析で検討した寸法範囲の一部に過ぎない。従って、解析結果の信頼性を高めるためには、その他の寸法範囲においても解析で確認された傾向が成り立つかどうか検討する必要がある。
- (2) 解析に用いた理論には、減衰を考慮するために音響管と共鳴器それぞれの運動方程式において減衰項を導入して検討した。しかし、共鳴器の減衰は吸音材付加によって得られるものであるが、吸音材によって与えられる減衰の大きさは空気振動の周波数に依存する^[17]。従って、吸音材付加による減衰比の変化を実際の現象に対してより忠実に再現することができれば、解析はより正確なものになり共鳴器の効果予測もできるようになる可能性がある。
- (3) 吸音材を共鳴器の空洞部に付加した場合とネック部に付加した場合で実効音圧を比較しても、最大低減量はほとんど変わらない。しかし、動吸振器の最適設計法では共鳴周波数を対象周波数よりやや低く設定し、更に減衰比を 0.1 程度にする必要があるため、それを満たすためには空洞部に付加する方法がよいと考えた。このような理由から本研究では吸音材を空洞部に付加して検討した。しかし、実際には共鳴器の共鳴周波数を対象周波数より低くしても、対象周波数と一致させる場合より低減されるという結果にはならなかった。このことに加え第1章で述べた通り、共

鳴周波数が対象周波数と一致する共鳴器において、吸音材を空洞部とネック部のどちらに付加しても実効音圧の最大低減量に大きな違いは無いという実験結果を得ている。従って、吸音材をネック部に付加しても十分な実効音圧の低減効果が得られる可能性がある。本来、吸音材は粒子速度の速い箇所に付加することで効果を得やすいというのが一般的である。そのため実効音圧を同程度低減するのに必要な吸音材付加量は、空洞部に付加する場合よりもネック部に付加する場合の方が圧倒的に少なく済む。吸音材をネック部に付加した場合についても本研究と同様の検討が必要である。

参考文献

- [1] 安田仁彦, 機械音響学, コロナ社 (2004), pp.11 - 16, 46 - 50, 60 - 63, 78 - 79.
- [2] 鈴木浩平, 他, 機械工学のための振動・音響学, サイエンス社 (1989), pp.52 - 61.
- [3] 菱田美沙, ヘルムホルツ共鳴器を用いた騒音低減法に関する研究, 首都大学東京大学院 2011 年度修士論文 (2012)
- [4] 千代隆之介, 吉村卓也, 玉置元, ヘルムホルツ共鳴器を用いた騒音低減—吸音材を内部に持つ共鳴器の検討—, Dynamics and Design Conference 2013 講演論文集 No.357 (2013).
- [5] 安田仁彦, 音響系における動吸振器の設計, Dynamics and Design Conference 2011 講演論文集 No.647 (2011).
- [6] 上嶋貴之, 岩瀬昭雄, ヘルムホルツ共鳴器のネック部における空気振動の観測, 日本建築学会北陸支部研究報告集 Vol.50 (2007), pp.125 - 128.
- [7] 小机わかえ, 毛利泰裕, 萩原一郎, 宮地秀征, 折り紙構造ヘルムホルツ共鳴器による車室内騒音の低減, Dynamics and Design Conference 2007 講演論文集 No.702 (2007).
- [8] 小机わかえ, 森村浩明, 萩原一郎, 宮地秀征, 可変長喉部をもつヘルムホルツ共鳴器による騒音の低減に関する実験, Dynamics and Design Conference 2008 講演論文集 No.229 (2008)
- [9] 花田泰紀, 平栗靖浩, 穴井謙, 藤本一寿, 多孔質材で構成したヘルムホルツ型吸音構造の吸音特性, 日本建築学会九州支部研究報告 Vol.50 (2007) , pp.61 - 64.
- [10] 鈴木浩平, 吉村卓也, 他, JSME テキストシリーズ 振動学 第 5 章, 日本機械学会 (2005), pp.49 - 50.
- [11] 背戸一登, 動吸振器とその応用, コロナ社 (2010), pp.27 - 41.
- [12] 浅見敏彦, 西原修, Amr M. Baz, 木村文義, 減衰系に取り付ける動吸振器の H_2 最適化における代数的厳密解, 日本機械学会論文集 C 編 Vol.67 No.665 (2001), pp.597 - 603.
- [13] 鈴木昭次, 西村正治, 他, 機械音響工学, コロナ社 (2004), pp.21 - 22, 40

- [14] 永田穂, 他, 音響工学講座 Vol.3 建築音響, コロナ社 (1988), pp.78 - 79.
- [15] 小橋豊, 基礎物理学選書 Vol.4 音と音波, 裳華房 (1974), pp.104 - 105, 118 - 119.
- [16] 青木健一, 鎌倉友男, 多孔質材料における空気伝搬超音波の音速と吸音特性, 電子情報通信学会技術研究報告 US 超音波 Vol.107 - 75 (2007), pp.11 - 14.
- [17] 大越勝, 鈴木英男, 城戸健一, 小田部健, 音響管による吸音材特性測定法の理論的検討, 電子情報通信学会技術研究報告 EA 応用音響 Vol.98 - 248 (1998), pp.83 - 89.