

吸音材充填によるトンネル発破騒音の低減

関西大学 環境都市工学部 建築学科

建築環境工学第一研究室

建 10-59 谷本 雄

指導教官 豊田 政弘 助教

目次

1	はじめに	3
1.1	背景	3
1.2	既往研究	4
1.3	目的	4
2	計算方法	5
2.1	境界要素法の概要	5
3	結果と考察	7
3.1	吸音材を充填させた場合(Case 1)	7
3.2	開口を開けた場合(Case 2)	10
3.3	開口に扉を設けた場合(Case 3)	13
3.4	扉の隙間を想定した場合(Case 4)	16
3.5	Case1～Case4 の比較	19
3.6	理論計算と防音扉実験結果との比較	21
4	妥当性の検証	24
4.1	実験概要	24
4.2	比較	27
5	おわりに	34
	参考文献	35

1 はじめに

1.1 背景

これまで、トンネルを掘り進める際にはダイナマイトが利用され、その騒音を低減するためには防音扉が用いられてきた。

近年、建物の遮音機能が向上したことにより高い周波数の音は遮音されるが、低周波は依然として遮音されにくく、問題となっている。低周波音による被害には建具をガタつかせる「物的影響」や睡眠障害、圧迫感、振動感、頭痛、吐き気をもたらす「心理的、生理的影響」が存在し、トンネル工事場所近辺の住人から苦情がくることもある。トンネル工事に際しては、このような騒音をできる限り低コストで抑える必要があり、そのための画期的な技術開発が期待されている。

1.2 既往研究

阪上ら[1]により、防音扉による低周波音の遮音性能の形成および、防音扉の構造やパラメータが遮音特性に及ぼす影響についての基礎的な知見を得ることを目的とした研究がなされている。この研究では、単純なモデルによる単一板の遮音理論を用いて解析を行い、理論計算結果と実測値を比較することで防音扉の遮音特性のメカニズムを理論的に解釈している。これにより、必要な遮音性能を十分に実現する防音扉の仕様を予測、およびその結果に基づき設計することで余計な時間とコストの削減を試みている。

しかし、防音扉を設置すること自体にコストがかかりすぎるという問題があるため、本研究では防音扉に代わる技術について検討する。既往研究で行われた防音扉の実験結果は本研究での比較対象として利用する。

1.3 目的

本研究では高コストな防音扉と同等の遮音性能を有する低コストな材料を用い、トンネル発破騒音問題を解消させることを目的とする。本報ではその一方法として、トンネル内部に吸音材を充填させる方法を考える。吸音材を利用することでコストの半減が期待されるため、この方法が実際に利用でき、十分な効果を発揮できるかを境界要素法を用いた数値解析により検討する。

2 計算方法

2.1 境界要素法の概要

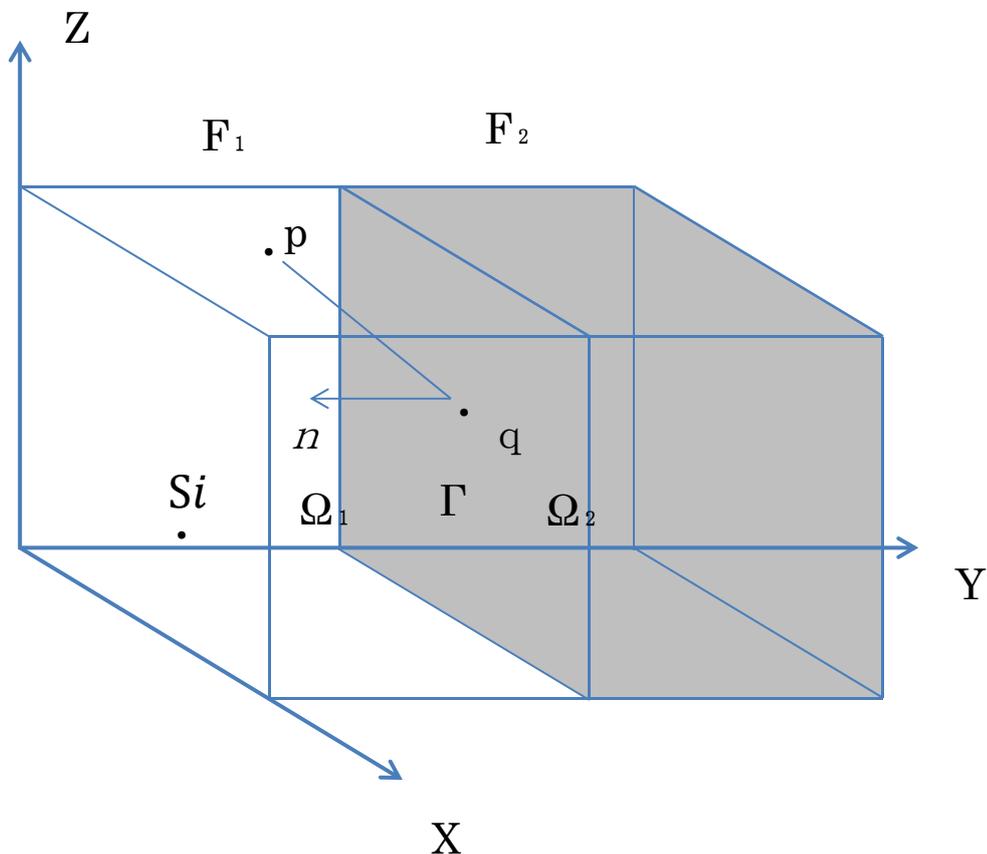


図 2.1 境界要素法のモデル

図 2.1 に示すような直方体内(トンネルを想定したもの)の 3 次元音場を考える。図のように X 軸、Y 軸、Z 軸をとり、図中の色の付いていない空間を空気の空間、色の付いた空間を吸音材の空間とする。それぞれの領域を Ω_1 、 Ω_2 とする。 F_1 、 F_2 はトンネルの壁、もしくはトンネルの開口とし、壁は剛と仮定する。トンネルの開口は領域 Ω_1 の左端、領域 Ω_2 の右端とする。点音源 S_i は領域 Ω_1 に存在し、領域 Ω_1 の左端から媒質境界 Γ に平面波が入射するように配置する。点 p は受音点、点 q は領域 Ω_1 と領域 Ω_2 の境界上の点とする。

領域 Ω_1 における基本解 G_1 、領域 Ω_2 における基本解 G_2 に関しては、

$$G_1(p, q) = \frac{e^{ik_1 r}}{4\pi r} \quad , \quad G_2(p, q) = \frac{e^{ik_2 r}}{4\pi r} \quad (1)$$

を用いる。(ただし、 k_1, k_2 : Ω_1, Ω_2 内での空気の複素波数、 $i = \sqrt{-1}$ 、 r は音源から受音点までの距離とする。)

領域 Ω_1 、領域 Ω_2 に関しては、法線 n の向きを考慮し、

$$\Omega_1(\text{法線内向き}) : \sum_k \varphi_{Dk}(p, s_k) + \int_{F_1+\Gamma} \left\{ \varphi_1(q) \frac{\partial G_1(p, q)}{\partial n_q} - \frac{\partial \varphi_1(q)}{\partial n_q} G_1(p, q) \right\} dS = \frac{1}{2} \varphi_1(p) \quad (2)$$

$$\Omega_2(\text{法線外向き}) : - \int_{\Gamma+F_2} \left\{ \varphi_2(q) \frac{\partial G_2(p, q)}{\partial n_q} - \frac{\partial \varphi_2(q)}{\partial n_q} G_2(p, q) \right\} dS = \frac{1}{2} \varphi_2(p) \quad (3)$$

と表せる。(ただし、 φ_1, φ_2 は領域 Ω_1, Ω_2 における速度ポテンシャルとし φ_{Dk} は直接音による速度ポテンシャルとする。)

境界条件に関しては、媒質境界 Γ 上で音圧、粒子速度が等しいことを考慮すると

$$\rho_1 \varphi_1(q) = \rho_2 \varphi_2(q) \quad , \quad \frac{\partial \varphi_1(q)}{\partial n_q} = \frac{\partial \varphi_2(q)}{\partial n_q} \quad (q \in \Gamma) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \varphi_1(q)}{\partial n_q} = -ik_0 \frac{\rho_1}{\rho_0} A_1(q) \varphi_1(q) \quad (q \in F_1) \quad (5)$$

$$\frac{\partial \varphi_2(q)}{\partial n_q} = ik_0 \frac{\rho_2}{\rho_0} A_2(q) \varphi_2(q) \quad (q \in F_2) \quad (6)$$

と表せる。(ただし、 k_0 は空気の波数、 A_1, A_2 は表面アドミタンス比とする。)

壁は剛と仮定しているので、境界面 F_1, F_2 のトンネルの壁上では $A_1(q)=0, A_2(q)=0$ となる。また、境界面 F_1, F_2 の開口上では $A_1(q)=1, A_2(q)=1$ となる。

これらを考慮し積分方程式(2)(3)を離散化し、連立させて計算すると、透過エネルギー W に関して、

$$W = \sum_{F_2} \frac{1}{2} \text{Re}(p \cdot v^*) = \frac{1}{2} \sum_{F_2} \text{Re} \left\{ -i\omega \rho_2 \varphi_{2i} \cdot \left(-ik_0 \frac{\rho_2}{\rho_0} A_{2j} \varphi_{2i} \right)^* \right\} = \frac{\omega^2}{2\rho_0 c_0} \sum_{F_2} \text{Re} \{ A_{2j} \} |\rho_2 \varphi_{2i}|^2 \quad (8)$$

$$W = \sum_{F_1} \frac{1}{2} \text{Re}(p \cdot v^*) = \frac{1}{2} \sum_{F_1} \text{Re} \left\{ -i\omega \rho_1 \varphi_{1i} \cdot \left(-ik_0 \frac{\rho_1}{\rho_0} A_{1j} \varphi_{1i} \right)^* \right\} = \frac{\omega^2}{2\rho_0 c_0} \sum_{F_1} \text{Re} \{ A_{1j} \} |\rho_1 \varphi_{1i}|^2 \quad (9)$$

と表せる。(ただし、 p は音圧、 c_0 は音速、 v は粒子速度、 ω は角周波数、 ρ_1, ρ_2 は領域 Ω_1, Ω_2 における密度、 ρ_0 は空気密度とする。)

これを利用し、様々な条件下の挿入損失を計算し検討する。

3 結果と考察

3.1 吸音材を充填させた場合(Case 1)

図 3.1 で示すように、直方体(トンネルと想定したもの)の大きさを X 軸 12000mm、Y 軸 7000mm、Z 軸 8440mm とし、吸音材の大きさを X 軸 12000mm、Y 軸 6000mm、Z 軸 8440mm とする。トンネル発破する際には、同時に多数のダイナマイトを使用するので、音源は面音源とし、吸音材から 500mm 離れたところに点音源を多数均等に配置する。周波数は 3.90625Hz~125Hz を対象とする。吸音材は、体積密度 16kg/m^3 、 9.5kg/m^3 の 2 種類で検討する。さらに、音波により吸音材自体が振動することが考えられるので、振動の有無の計算結果を比較し検討する。振動を考慮する方法としては参考文献[2]の理論を用いる。

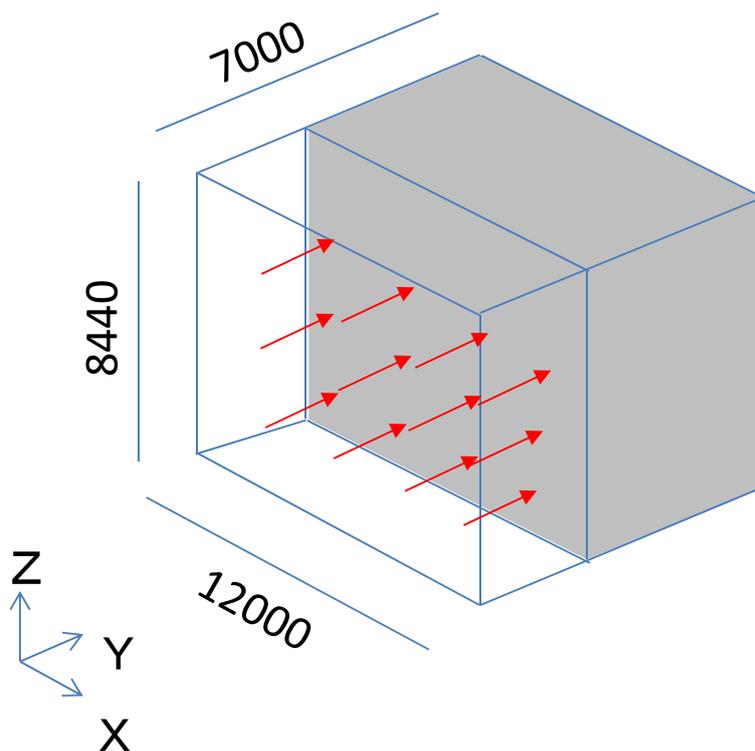


図 3.1 吸音材を充填させた場合(Case 1)

図 3.2 には 2 種類の体積密度で計算した結果を横軸に周波数、縦軸に挿入損失で示している。比較すると、 16kg/m^3 の方が良い結果が得られている。さらに周波数が大きくなるにつれて挿入損失も大きくなっていることがわかる。 125Hz では 100dB 、最低でも 20dB 以上の挿入損失が得られている。

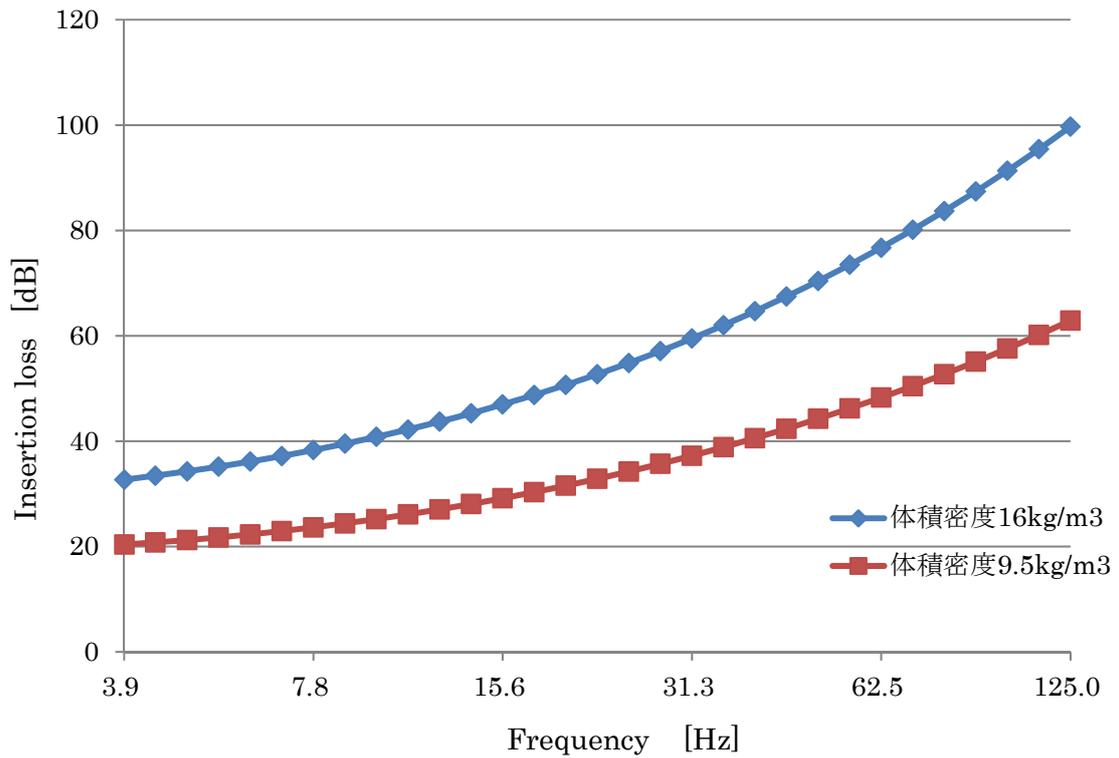


図 3.2 Case1 の挿入損失

図 3.3、図 3.4 には振動の有無の計算結果を示している。2 種類の体積密度ともに、振動有りの方が効果が低下していることがわかる。しかし、周波数が大きくなればなるほど差は小さくなり、125Hz では 1.2dB ほどの差となっている。

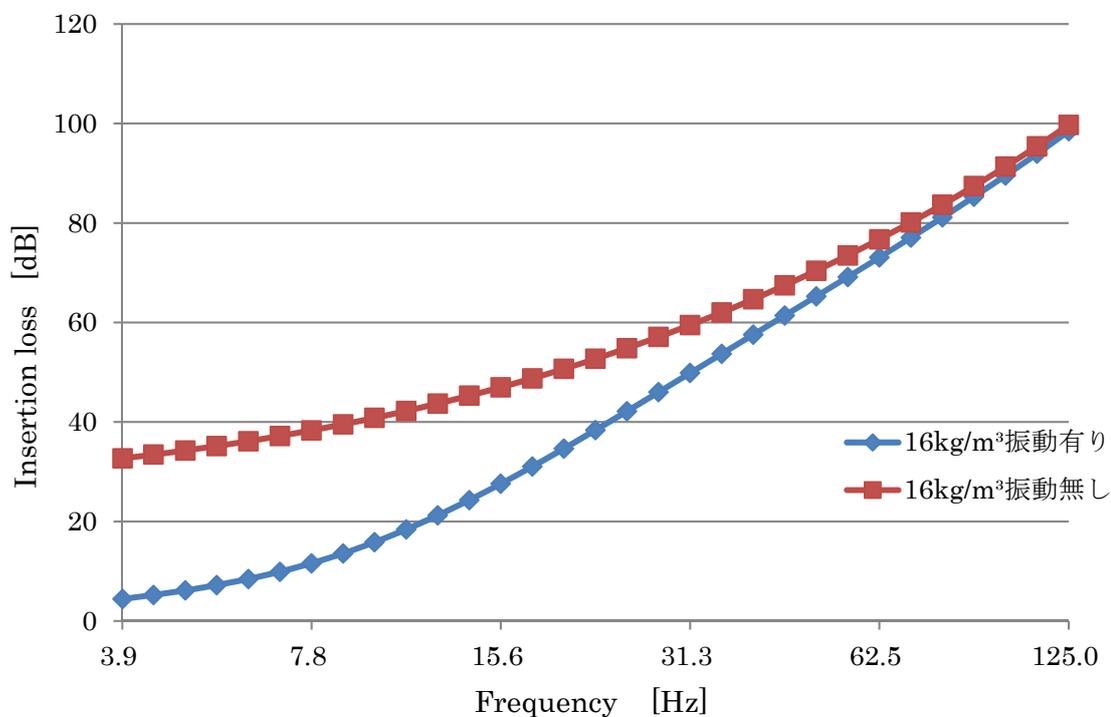


図 3.3 Case1(体積密度 16kg/m³) 振動の有無による影響

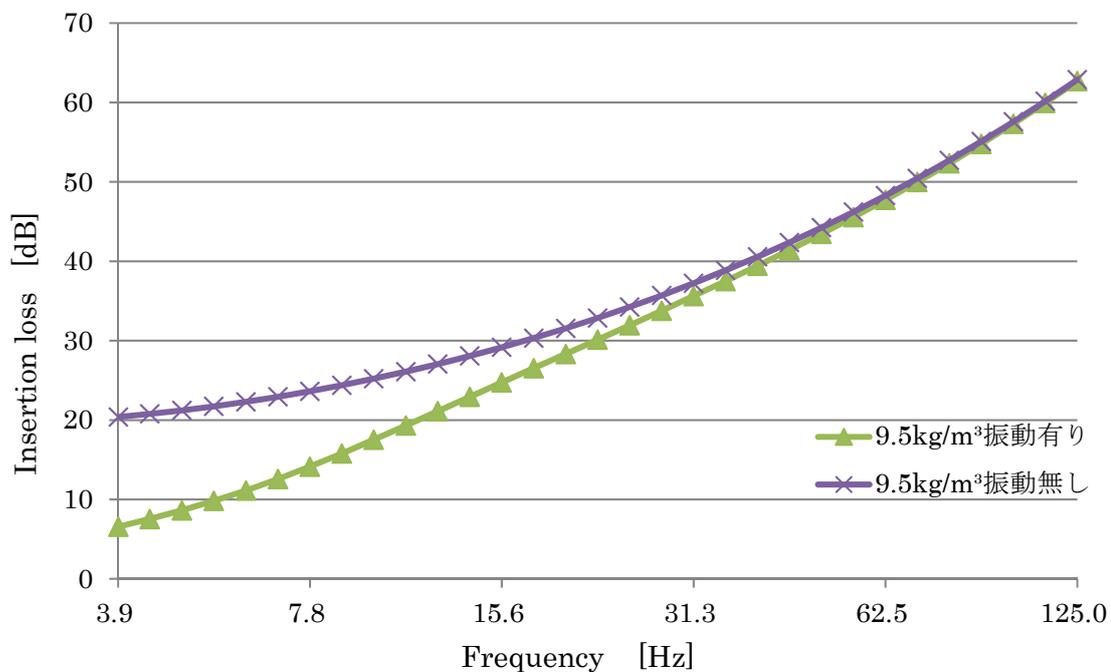


図 3.4 Case1(体積密度 9.5 kg/m³) 振動の有無による影響

3.2 開口を開けた場合(Case 2)

実際には人や工事車両が通行するため、Case1に加え、図 3.5 で示すように X 軸、Z 軸方向に 4500mm の開口を設けて計算を行った。

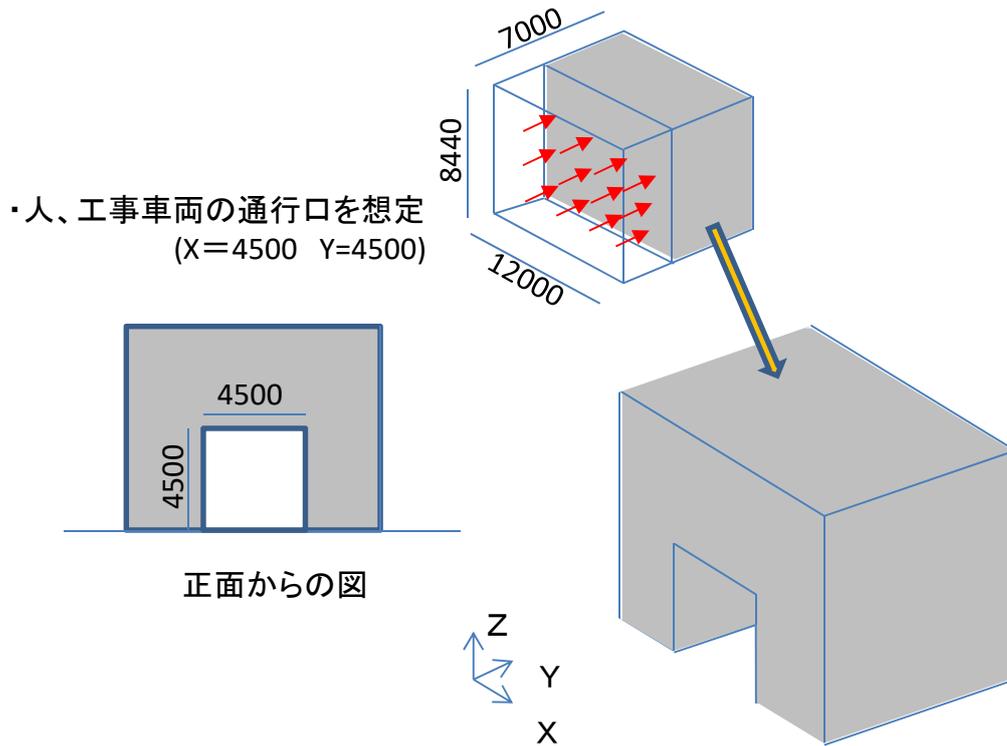


図 3.5 開口を開けた場合(Case 2)

図 3.6 には Case2 の計算結果を示している。4Hz～60Hz では体積密度 9.5 kg/m^3 の方が少しではあるが良い結果となっている。60Hz からは体積密度 16 kg/m^3 の方が良い結果となっている。最も良い点では 62.5 Hz で 14.5 dB ほどの効果を得ることができた。 62.5 Hz からは効果が低下していることが分かる。

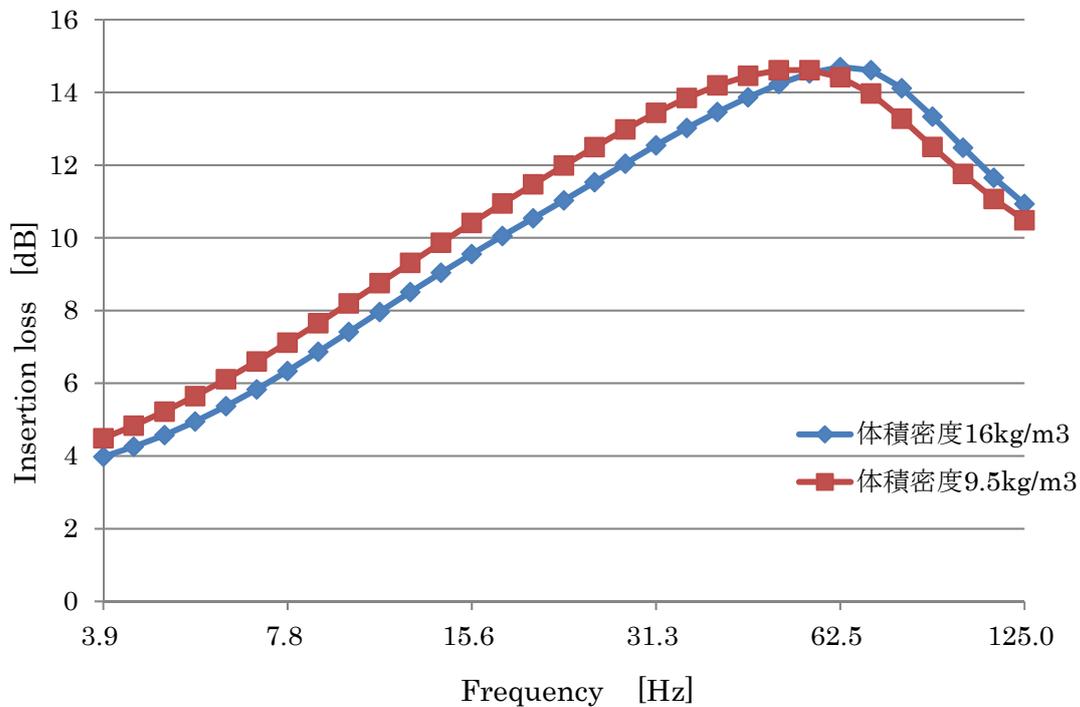


図 3.6 Case2 の挿入損失

図 3.7、図 3.8 には振動の有無の計算結果を示している。図 3.7 をみると 4Hz~9Hz では振動無しの方が良い結果であるが、9Hz~90Hz では振動有りの方が良い結果となっている。図 3.8 をみると振動無しの方が良い結果であるが 1dB ほどでほとんど差がない結果となっている。

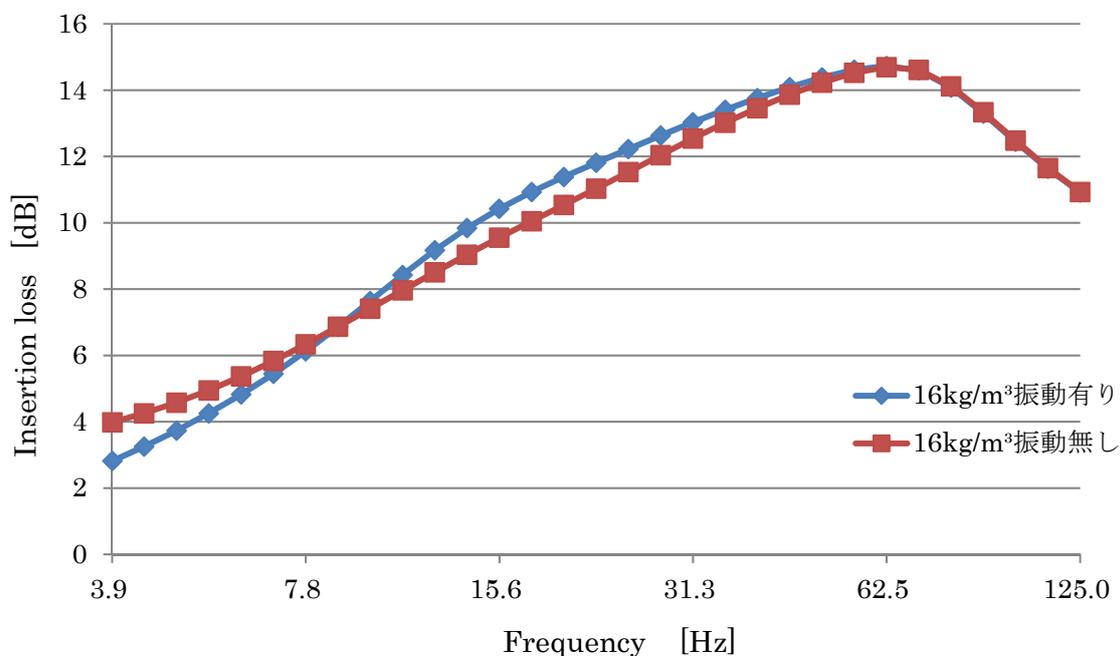


図 3.7 Case2(体積密度 16 kg/m³) 振動の有無による影響

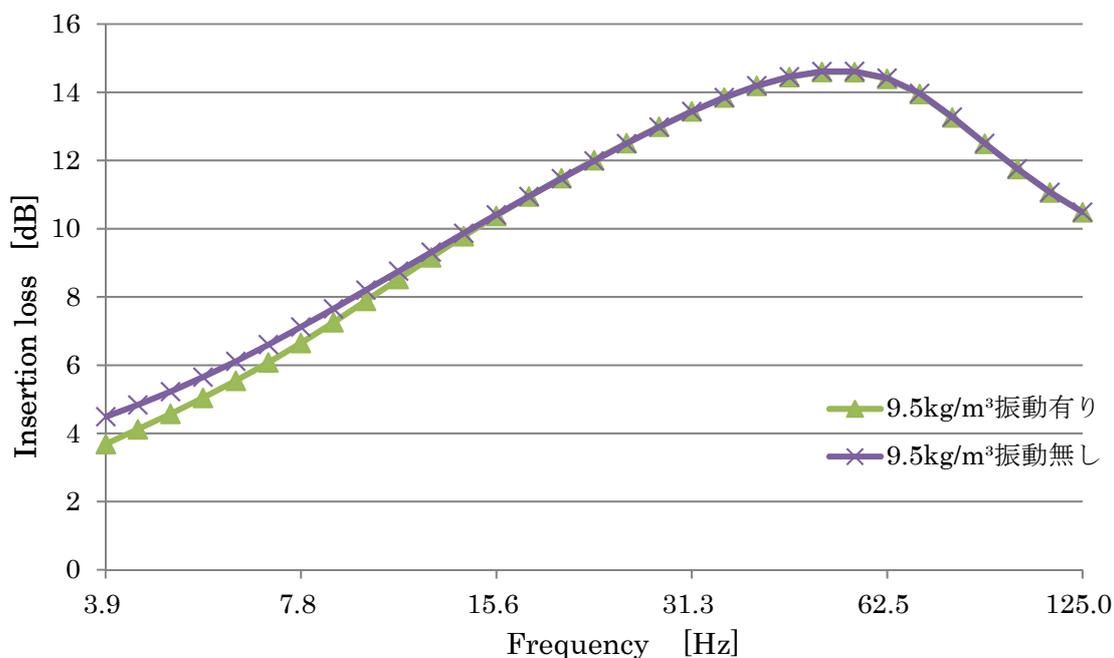


図 3.8 Case2(体積密度 9.5 kg/m³) 振動の有無による影響

3.3 開口に扉を設けた場合(Case 3)

Case2 では効果が低下しすぎてしまうため、図 3.9 に示すように開口に幅 1500mm の吸音材の扉を想定し吸音材の内部に空間ができるような形を検討する。

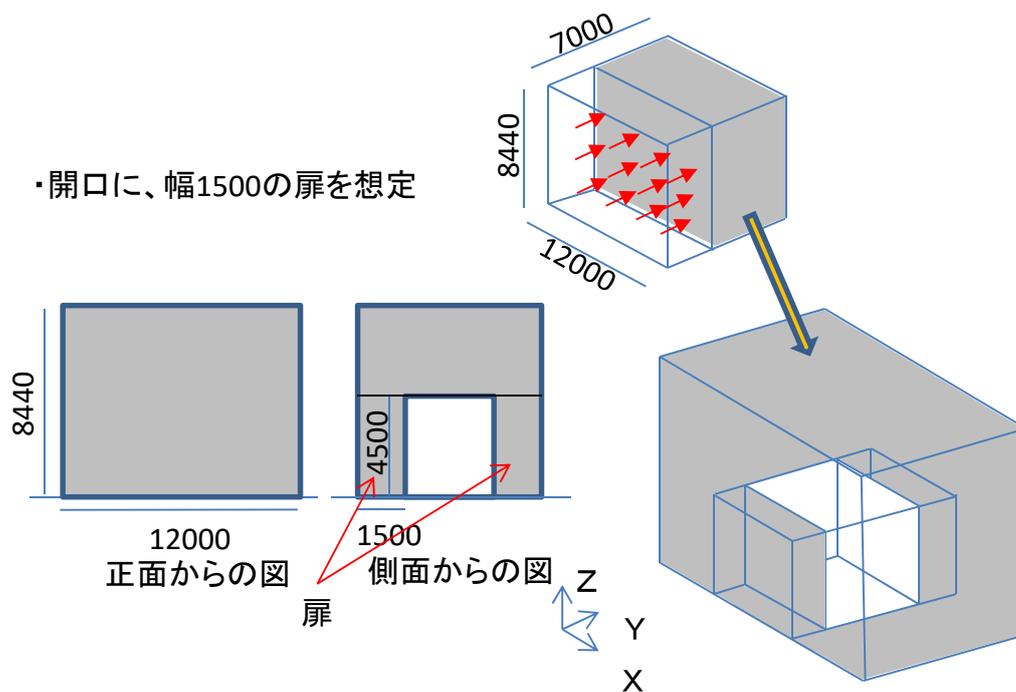


図 3.9 開口に扉を設けた場合(Case 3)

図 3.10 に計算結果を示している。体積密度 16kg/m^3 の方が良い結果が得られた。すべての周波数で 10dB ほどの差を保っている。最高では 60dB とかなり良い結果となっている。

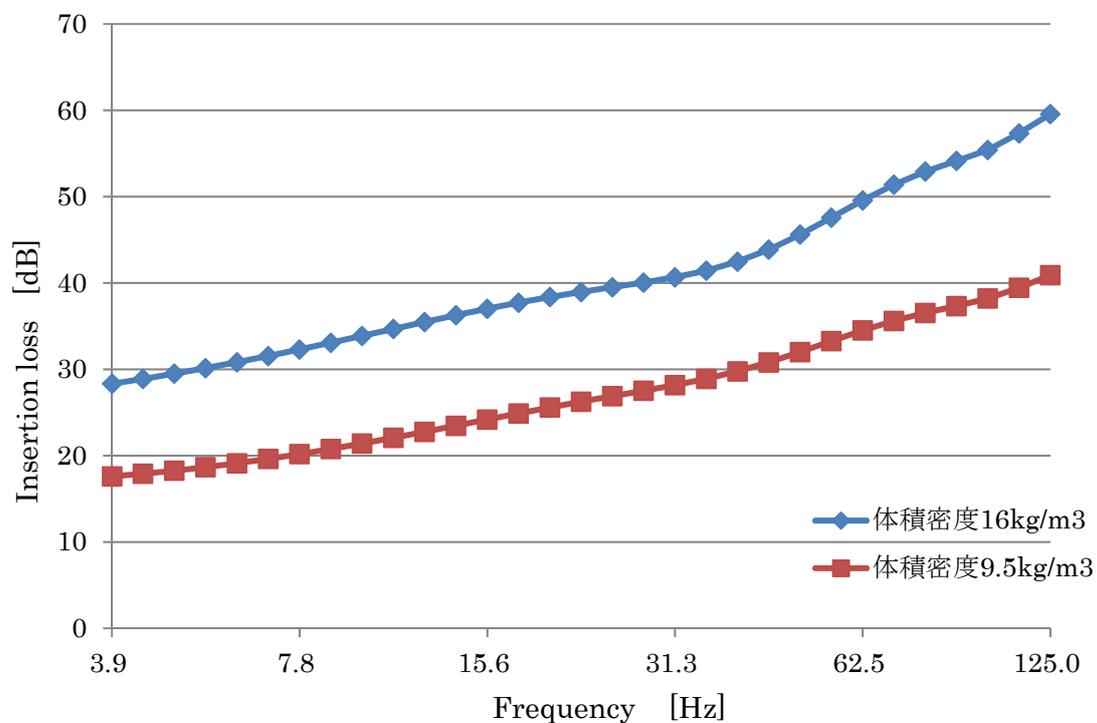


図 3.10 Case3 の挿入損失

図 3.11、図 3.12 には振動の有無の計算結果を示している。体積密度 16kg/m^3 、 9.5kg/m^3 とも振動有りの方は超低周波数でかなり効果が低下している事がわかる。しかし、周波数が高くなるにつれどんどん差がなくなり、 125Hz ではほとんど差がなくなっている。

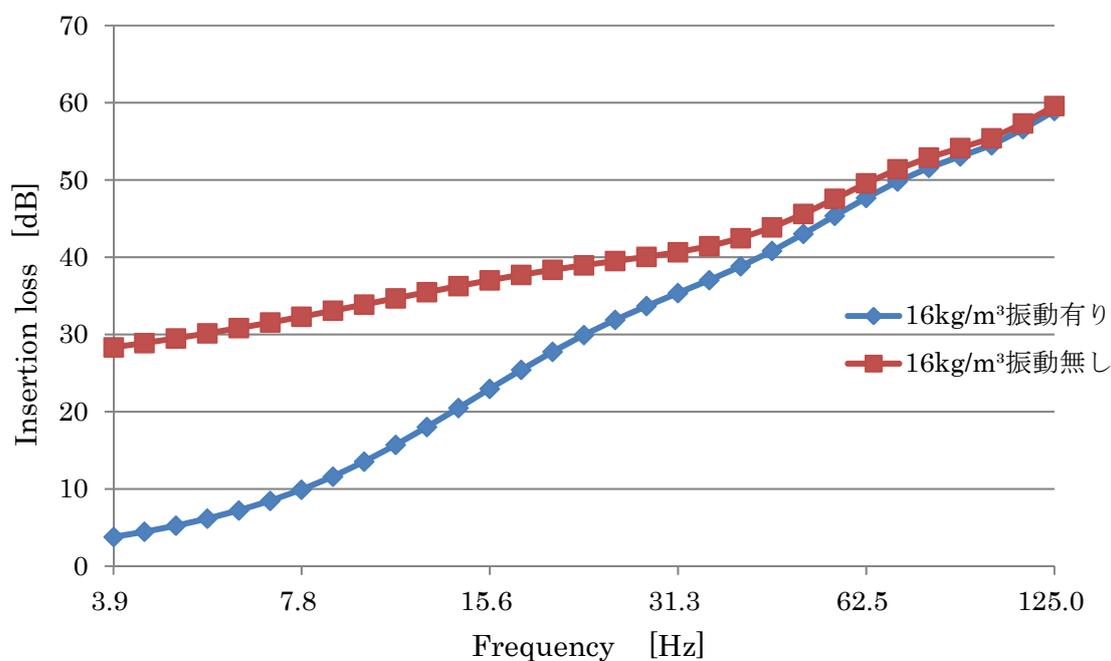


図 3.11 Case3(体積密度 16kg/m^3) 振動の有無による影響

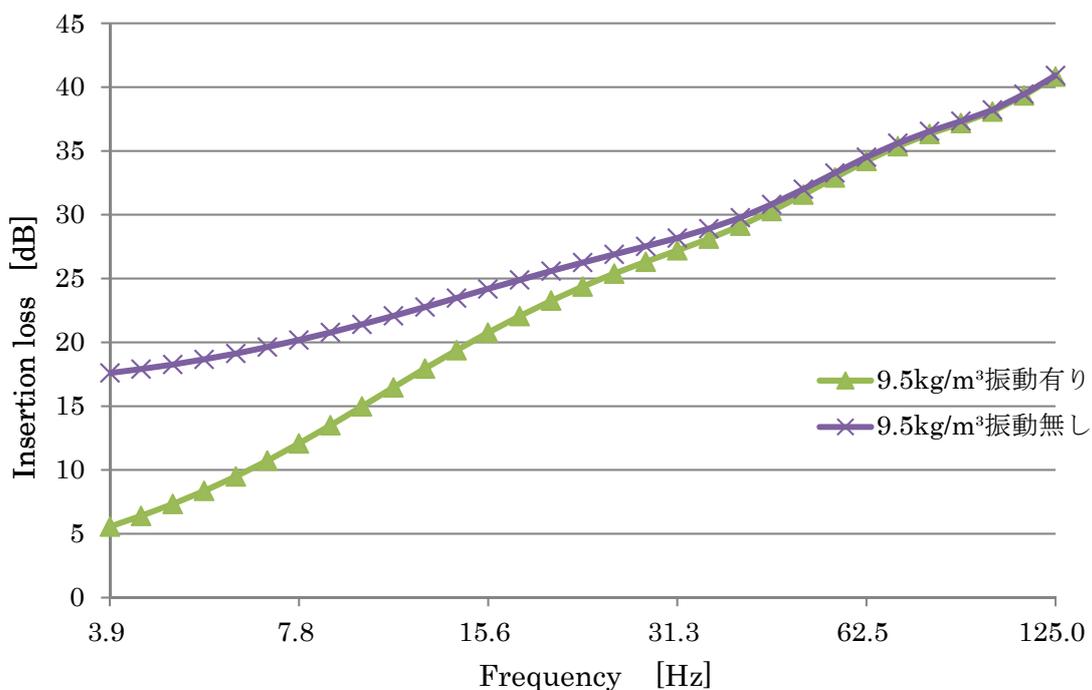


図 3.12 Case3(体積密度 9.5kg/m^3) 振動の有無による影響

3.4 扉の隙間を想定した場合(Case 4)

吸音材の扉を設置する際、実際には隙間が生じてしまう。そこで図 3.13 に示すように扉に 100mm の隙間を想定し検証する。

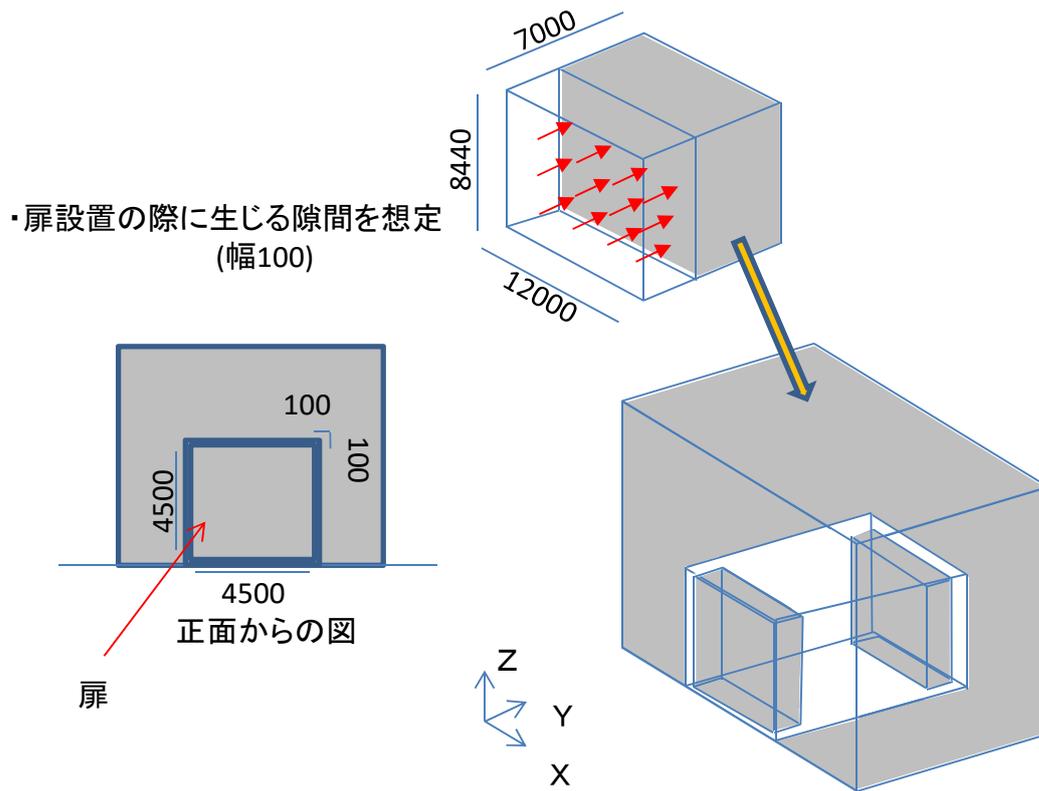


図 3.13 扉の隙間を想定した場合(Case 4)

図 3.14 に計算結果を示している。4Hz～5.5Hz では体積密度 9.5 kg/m^3 の方が良い結果が得られている。6Hz からは体積密度 16 kg/m^3 の方が良い結果で、周波数が高くなればなるほど差は大きくなっている。大きい所では 10dB ほどの差がある。体積密度 16 kg/m^3 では最も良い所で 42dB ほどの挿入損失が得られた。

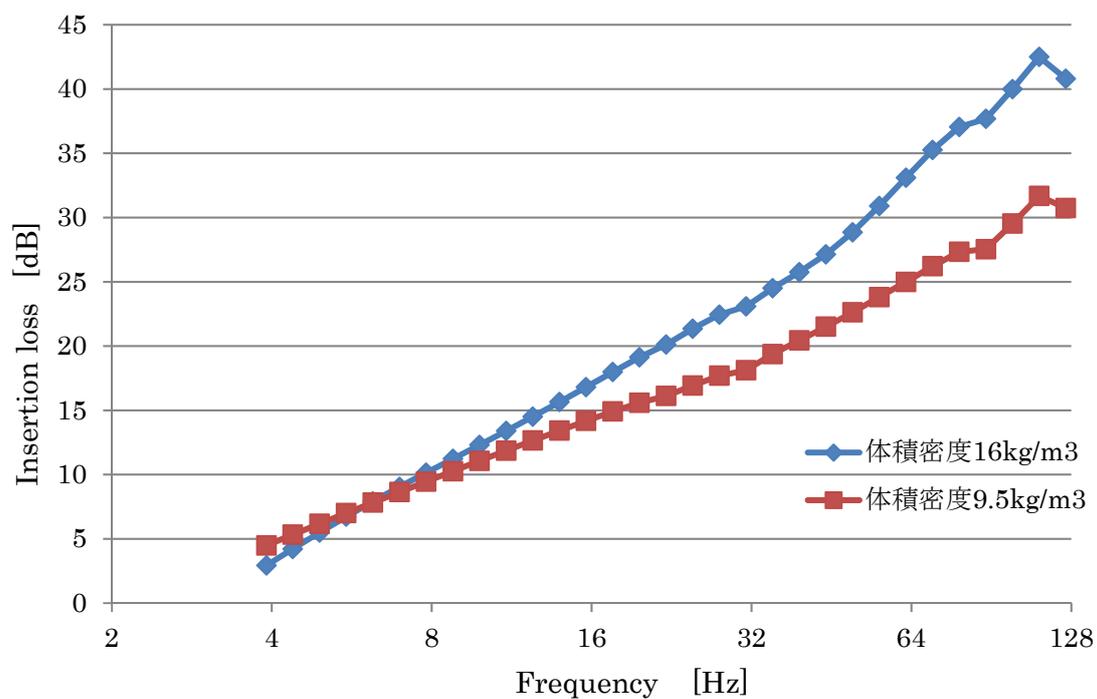


図 3.14 Case4 の挿入損失

図 3.15、図 3.16 には振動の有無の計算結果を示している。体積密度 16 kg/m^3 、 9.5 kg/m^3 ともに振動無しの方が良い結果となっている。しかしそれほど大きな差はなく、最も大きい所でも 7 Hz で 3 dB ほどの差であった。

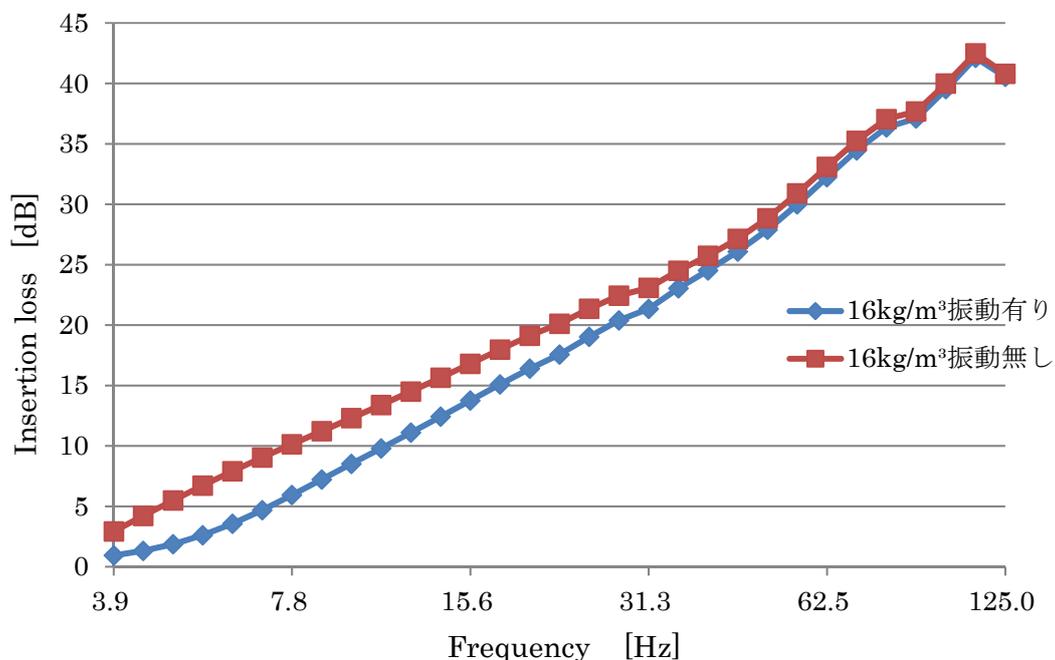


図 3.15 Case4(体積密度 16 kg/m^3) 振動の有無による影響

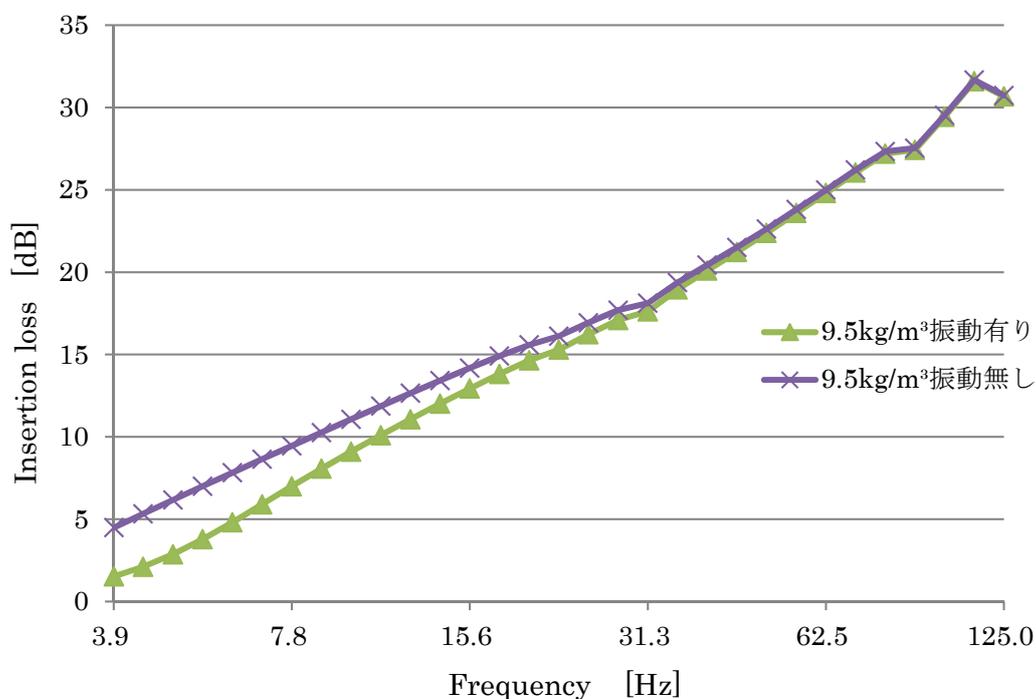


図 3.16 Case4(体積密度 9.5 kg/m^3) 振動の有無による影響

3.5 Case1～Case4 の比較

次に、Case1～Case4 を体積密度別にまとめたものを図 3.17、図 3.18 に示す。Case2 をみると、60Hz 付近までは Case1 とは違い、体積密度 9.5 kg/m^3 の方が良い結果が得られている。しかし、Case1 よりはかなり効果が低下していることがわかる。Case3 をみると、Case1 のように体積密度 16 kg/m^3 の方が良い結果となっている。Case1 よりは効果が低下しているものの、十分良い結果が得られているといえる。Case4 をみると、Case2 と比較するとまだ良い結果であるものの、Case3 と比較すると、大きいところでは 10dB ほど効果が低下してしまうことがわかる。これらより、少しの隙間があるだけで効果は大幅に低下してしまうことがわかる。少しでも音を通してしまうと、その音が支配的に作用し、合成音が大きくなってしまいうため効果が低下してしまうと考えられる。また、ほとんどの条件下で体積密度 16 kg/m^3 の方が 10dB ほど良い結果が得られていることがわかる。繊維系多孔質吸音材であるグラスウールの場合、密度が大きくなると孔の大きさが小さくなり孔を通過する粒子速度が大きくなると考えられる。粒子速度が大きいほど大きな摩擦が生じるので、良い吸音効果が得られたのではないかと考えられる。しかし、孔が小さくなりすぎると粒子が通過できなくなり、吸音効果が低下してしまうのではないかと考えられるので、一概に密度を大きくすれば効果が大きくなるとは言えない。また、体積は同じなので密度が大きくなることにより重くなる。重くなることにより、吸音材の振動が小さくなり良い効果が得られるのではないかと考えられる。

振動の有無については、音波による空気の振動により吸音材も同じように振動し、吸音材に対する空気の相対的な振動が小さくなり、摩擦が軽減される。摩擦が軽減することで熱エネルギーに変換しにくくなっていることから、実質的な流れ抵抗が変化し、効果が低下していると考えられる。

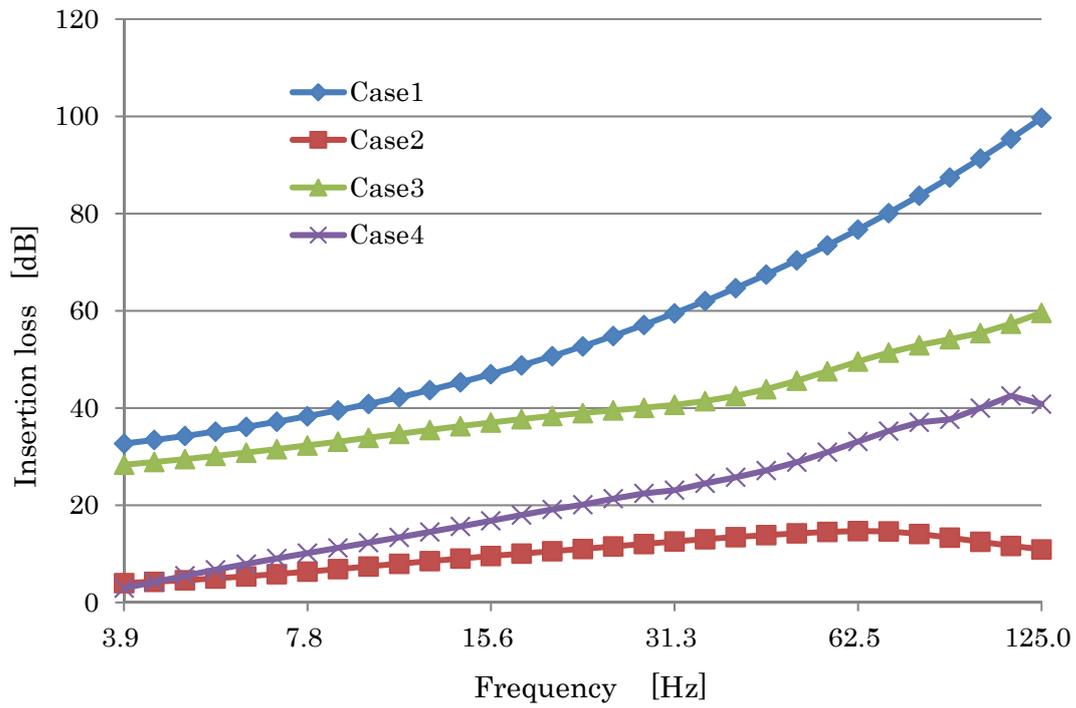


図 3.17 Case1~Case4 (16kg/m³) の比較

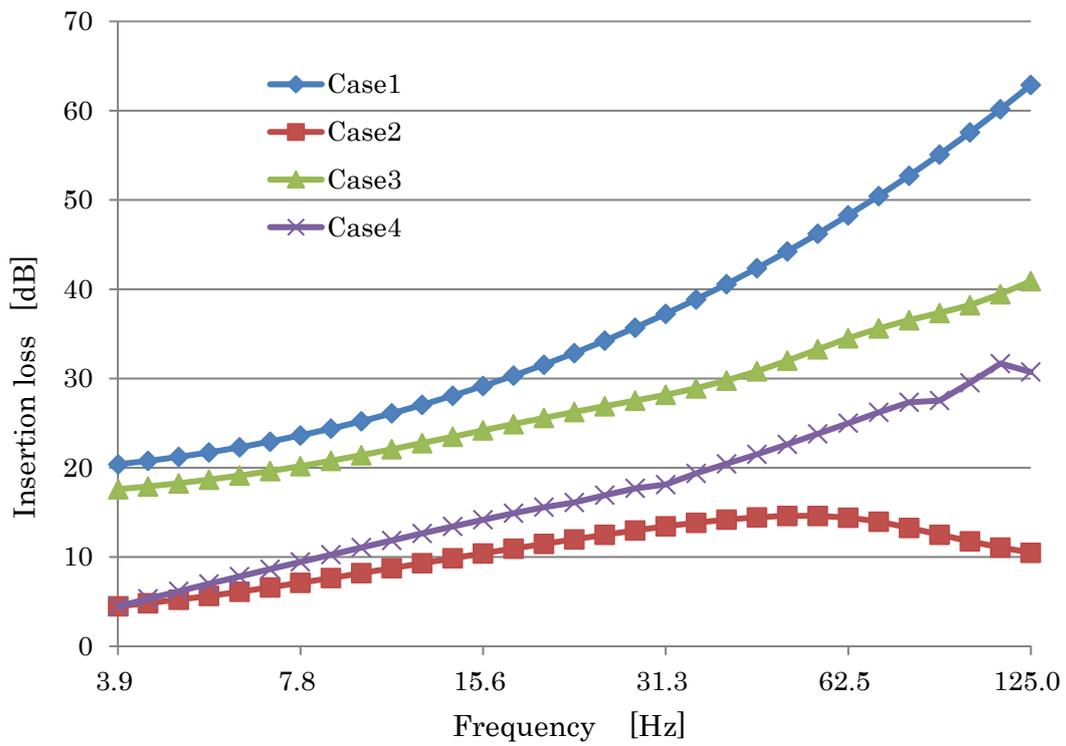


図 3.18 Case1~Case4 (9.5kg/m³) の比較

3.6 理論計算と防音扉実験結果との比較

図 3.19 に示す理論計算結果(Case4、体積密度 16kg/m^3)と図 3.21、図 3.23 に示す既往研究[1]で行われた防音扉の実験結果とを比較し、本研究での提案が実用的であるかを検証する。実験では 2 種類の構造の防音扉について考えられている。1 つ目は図 3.20 に示す通りグラスウール充填型防音扉で、2 枚の鉄板パネルの間にグラスウールを充填させたもので、2 つ目は図 3.22 に示す通りグラスウール充填型防音扉の前にコンクリートパネルを取り付けたものである。防音扉の結果を見ると幅広い周波数に渡って $15\text{dB}\sim 20\text{dB}$ ほどの挿入損失となっている。遮音効果が落ち込む周波数があるが、これは壁と内部吸音層による共振が原因と考えられる。図 3.19 と図 3.21、図 3.23 を比較すると 10Hz 以上では本研究の提案に良い結果が得られているが、超低周波数では防音扉と比較して十分な効果が得られない可能性がある。

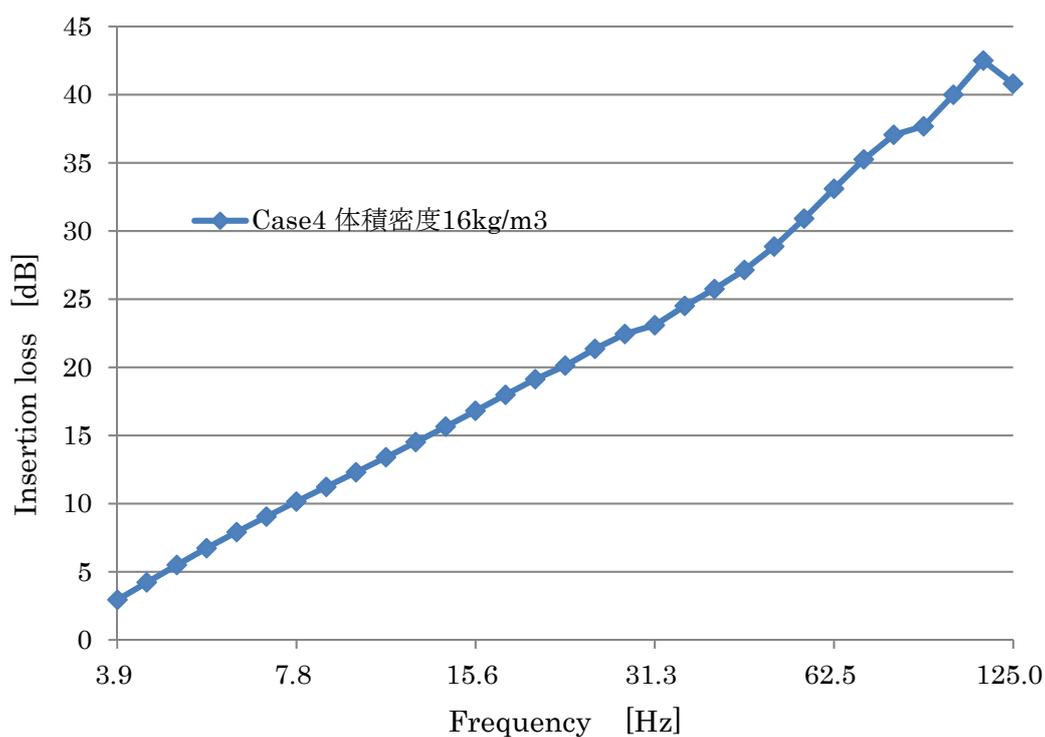


図 3.19 Case4 体積密度 16kg/m^3 の挿入損失

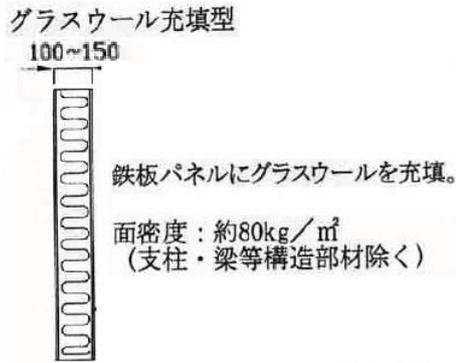


図 3.20 防音扉の種類 1

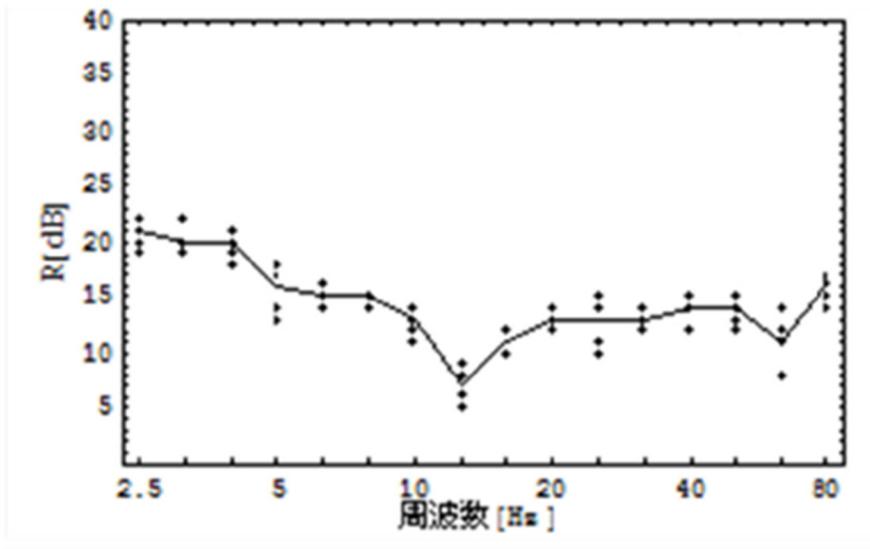


図 3.21 防音扉(種類 1)の透過損失

グラスウール充填+コンクリートパネル型

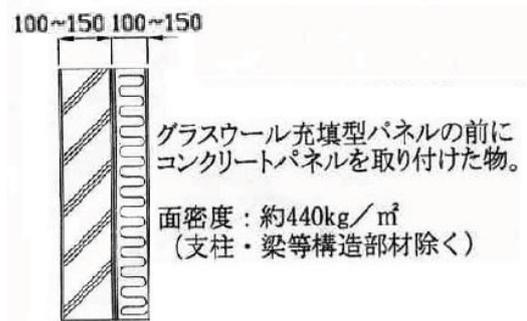


図 3.22 防音扉の種類 2

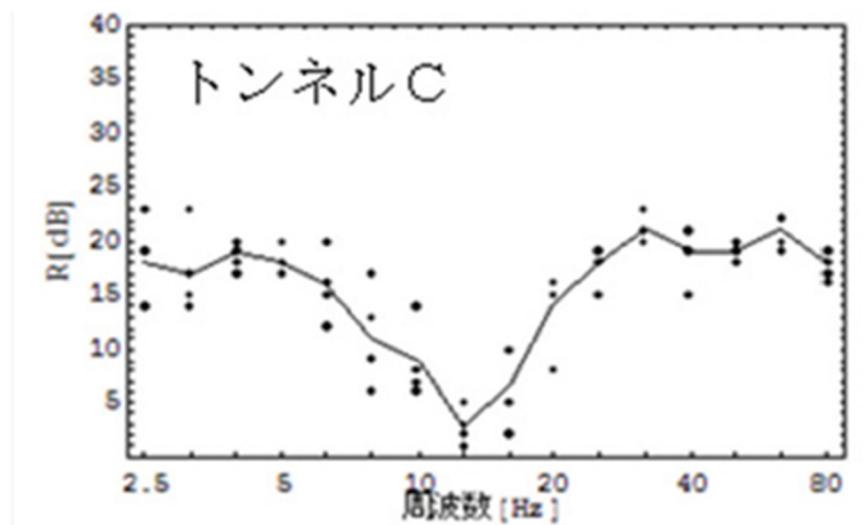


図 3.23 防音扉(種類 2)の透過損失

4 妥当性の検証

4.1 実験概要

理論計算の妥当性を検証するため、模型実験結果と本研究の理論計算結果を比較する。

模型実験では、図 4.1 に示すように X 軸、Y 軸、Z 軸方向ともに 1000mm の吸音材を長さ 6000mm 高さ 1000mm、幅 1000mm の直方体(トンネルと仮定したもの)に設置する。開口は X 軸、Z 軸方向ともに 450mm、扉の厚みを 100mm とする。この模型を無響室内に設置する。壁の材料には厚さ 21mm の MDF 材を使用し、周波数は 25Hz～3150Hz とする。

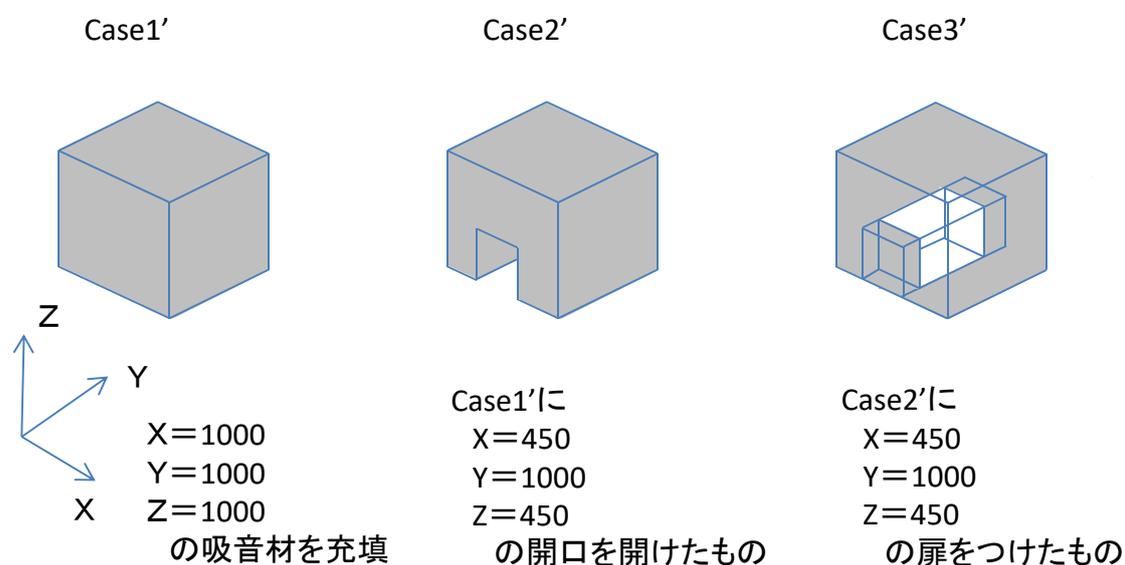


図 4.1 模型実験のモデル

音源信号には、ホワイトノイズを使用し、スピーカのサイズは高さ 500mm、幅 500mm、奥行 600mm のものを使用する。受音位置は、図 4.2 に示すように空間を $3 \times 3 = 9$ 等分し、各々の中心地点を測定し、その平均を取る。端部処理については、スピーカ側は MDF 材により塞ぎ、マイク側は開口とする。

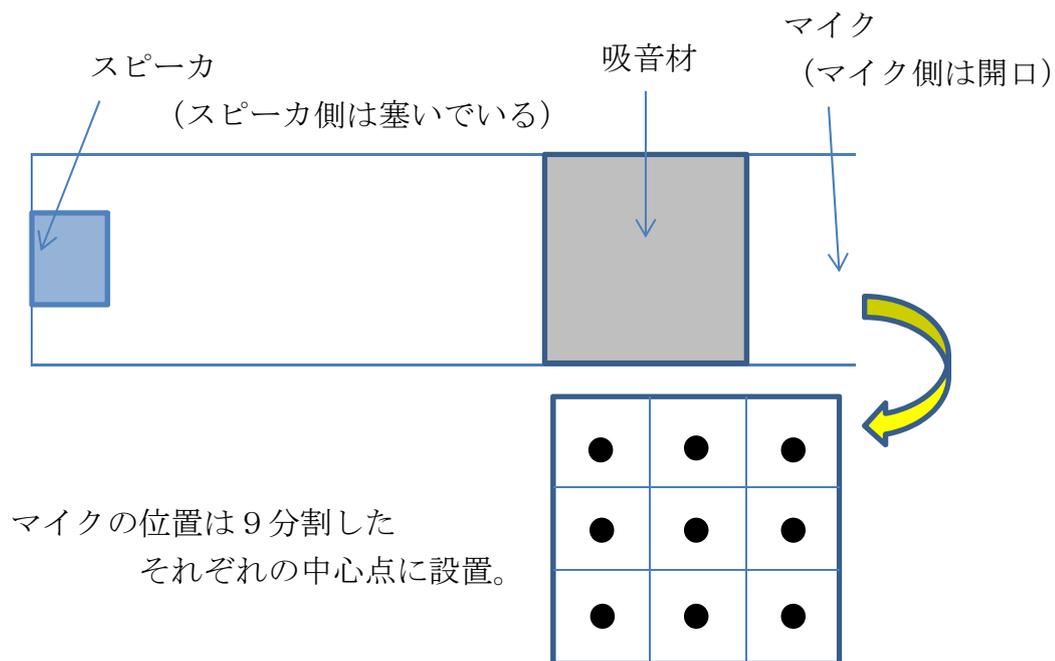


図 4.2 模型実験概要

さらに、図 4.3 に示すように吸音材を Y 軸のみ 2000mm に変更し実験を行った。

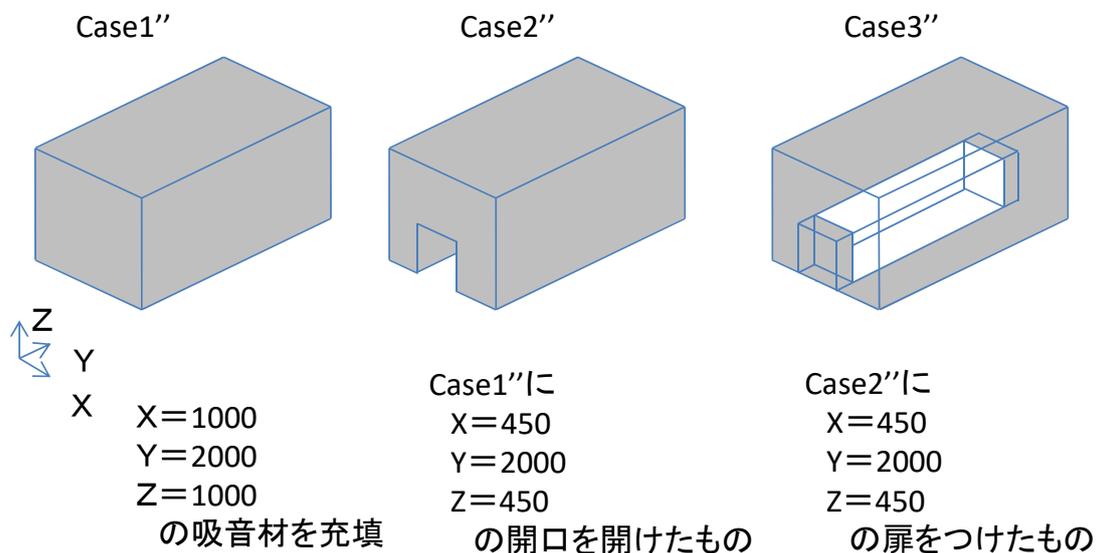


図 4.3 模型実験のモデル 2

4.2 比較

図 4.4～図 4.13 に Case1'～Case4'、Case1''～Case4'' の模型実験結果と、同じ条件で理論計算を行った結果との比較をそれぞれ体積密度別に示している。実験結果と同様に Y 軸方向 2000mm の方が良い結果が得られていることがわかる。また、すべての条件下で実験結果の方が低い結果であることがわかる。扉の隙間、吸音材の振動以外にも透過損失を低下させる原因があると考えられる。理論計算をするにあたり想定した、吸音材以外の面は剛壁である、音源は面音源で平面波である、というところに差異の原因があるのではないかと考えられる。

しかし、25Hz～500Hz の範囲では各条件間での変化の傾向は理論計算で再現されており理論計算の有用性が示唆された。ただし危険側での予測結果であるため、設計に用いるには計算手法のさらなる改善が必要である。

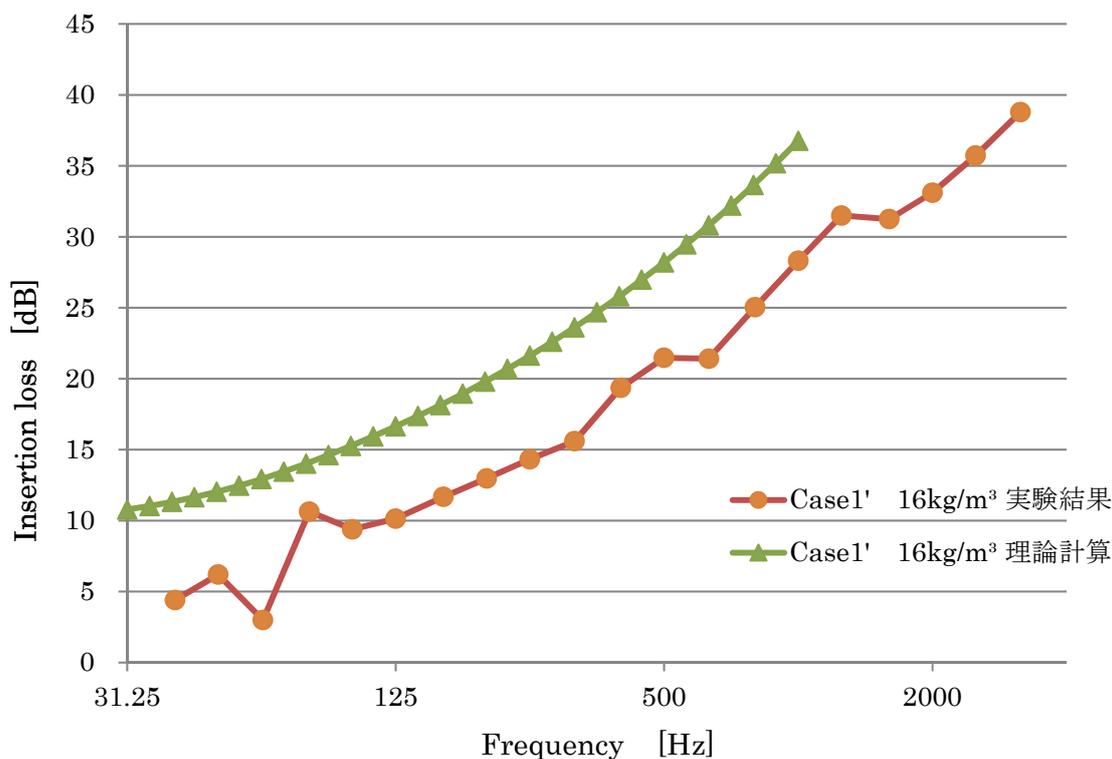


図 4.4 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case1' 16kg/m³)

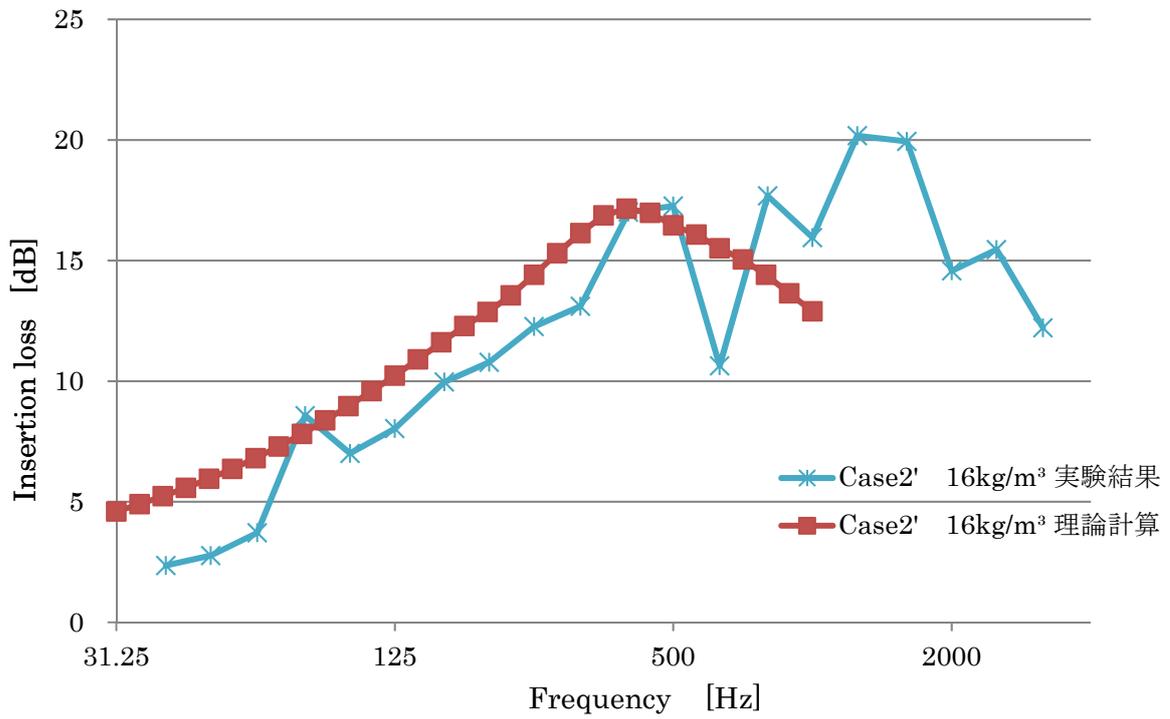


図 4.5 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case2' 16kg/m³)

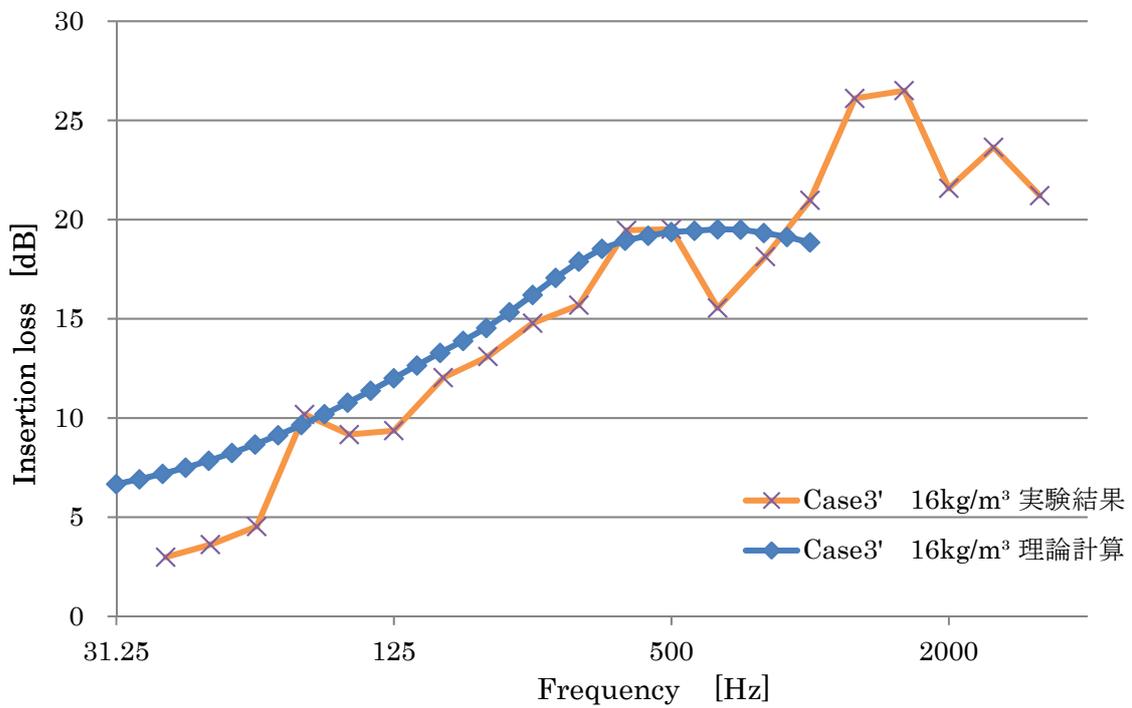


図 4.6 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case3' 16kg/m³)

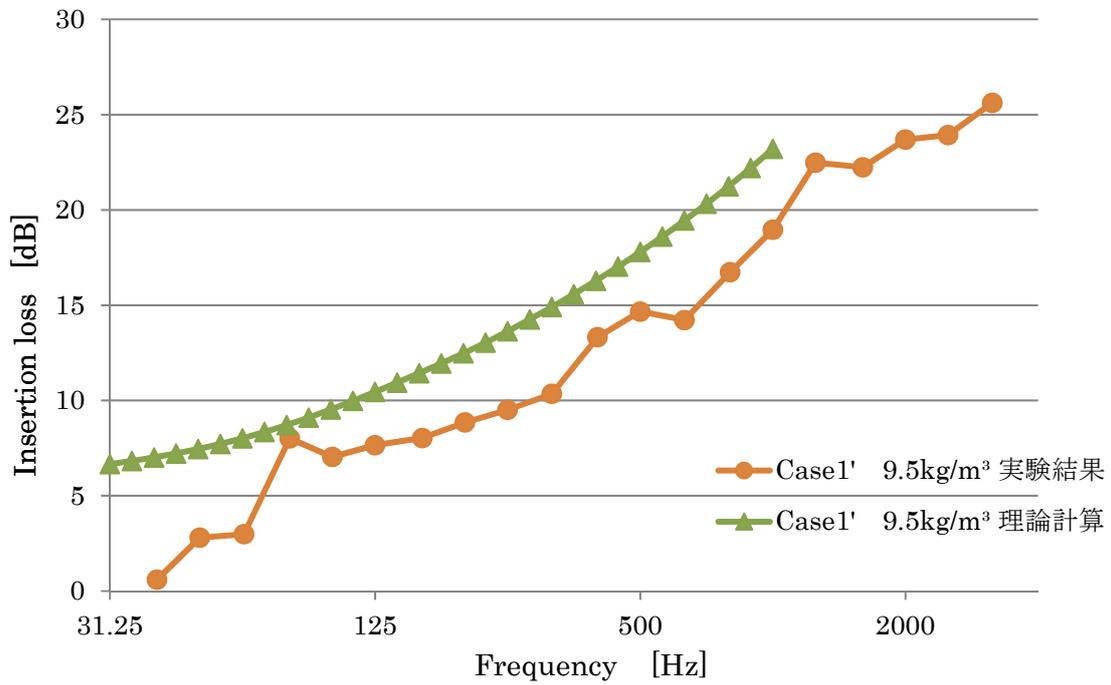


図 4.7 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case1' 9.5kg/m³)

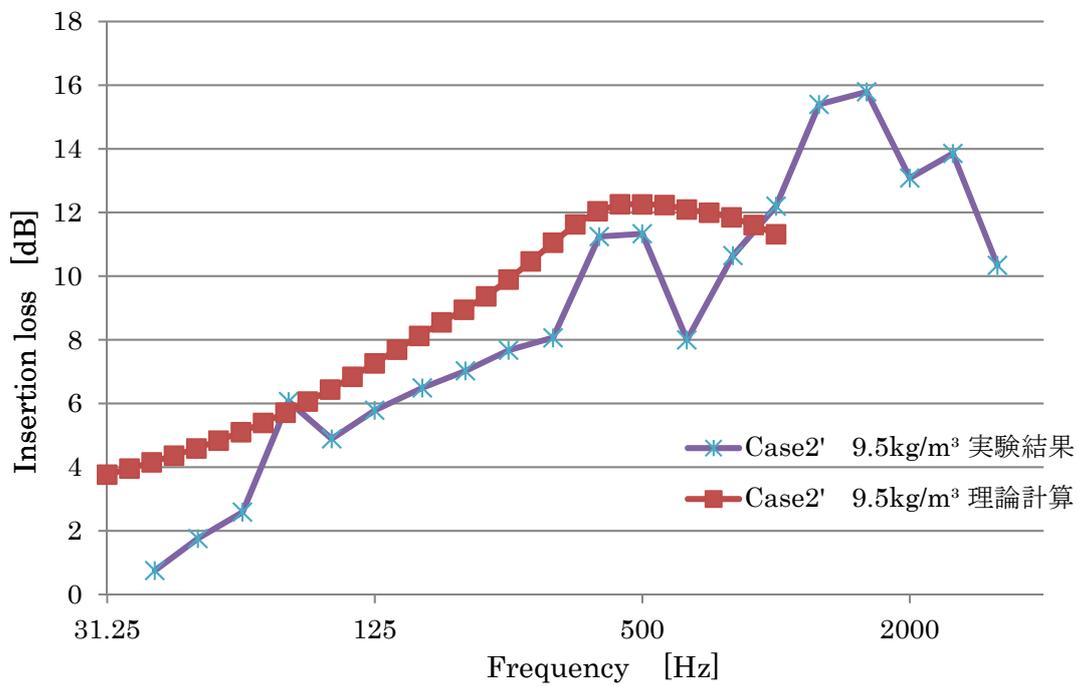


図 4.8 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case2' 9.5kg/m³)

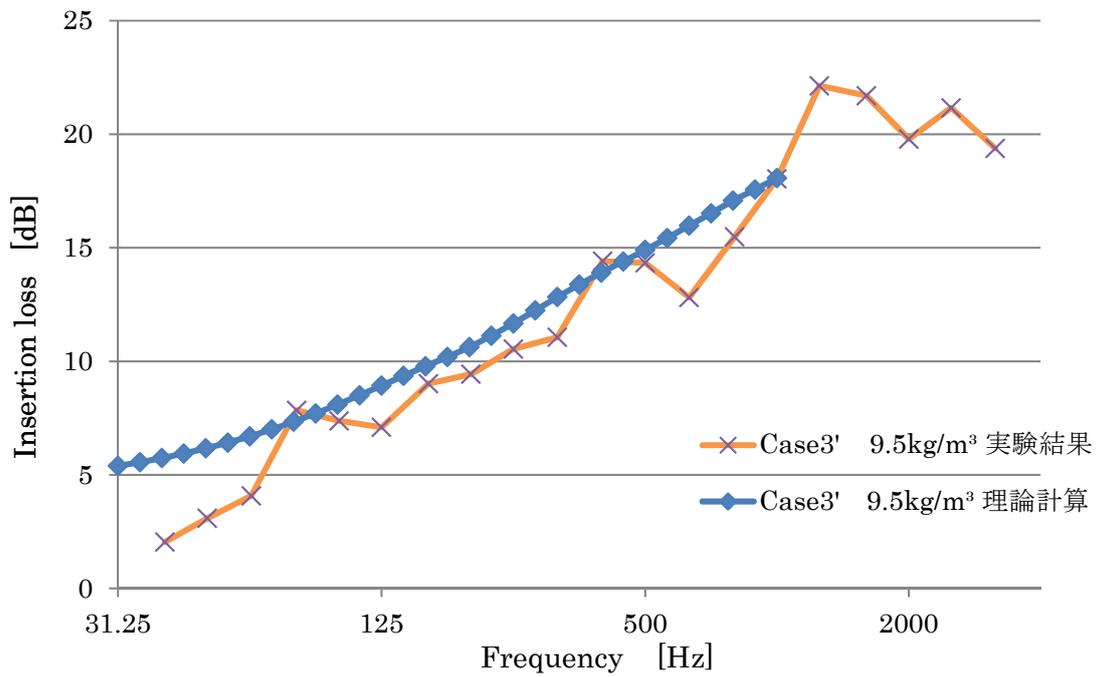


図 4.9 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case3' 9.5kg/m³)

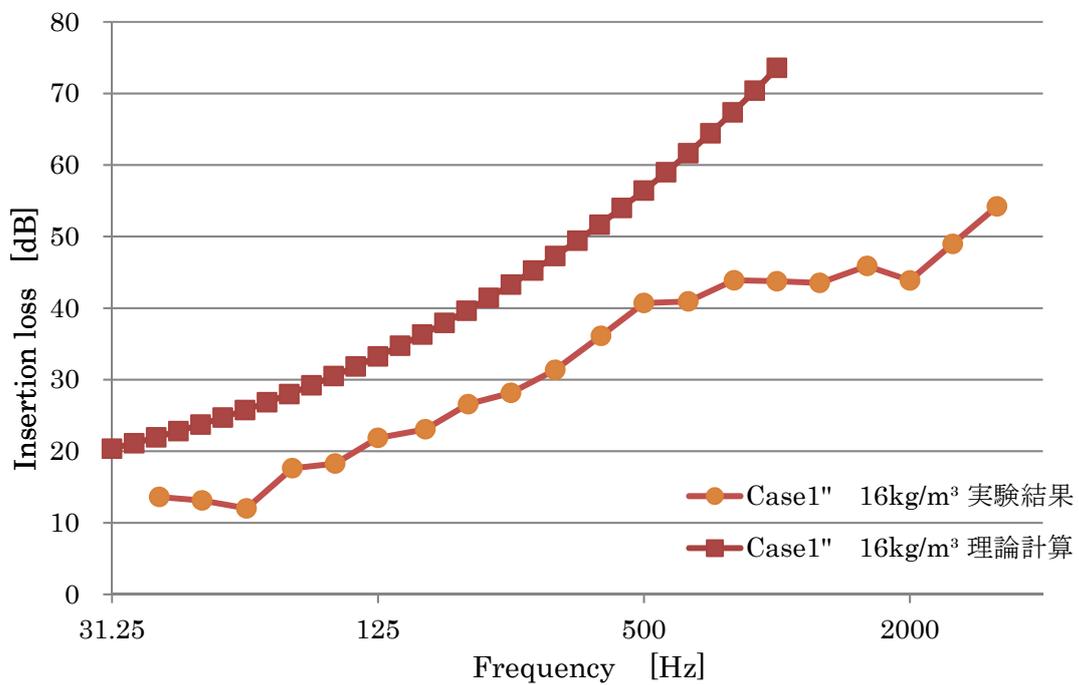


図 4.10 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case1'' 16kg/m³)

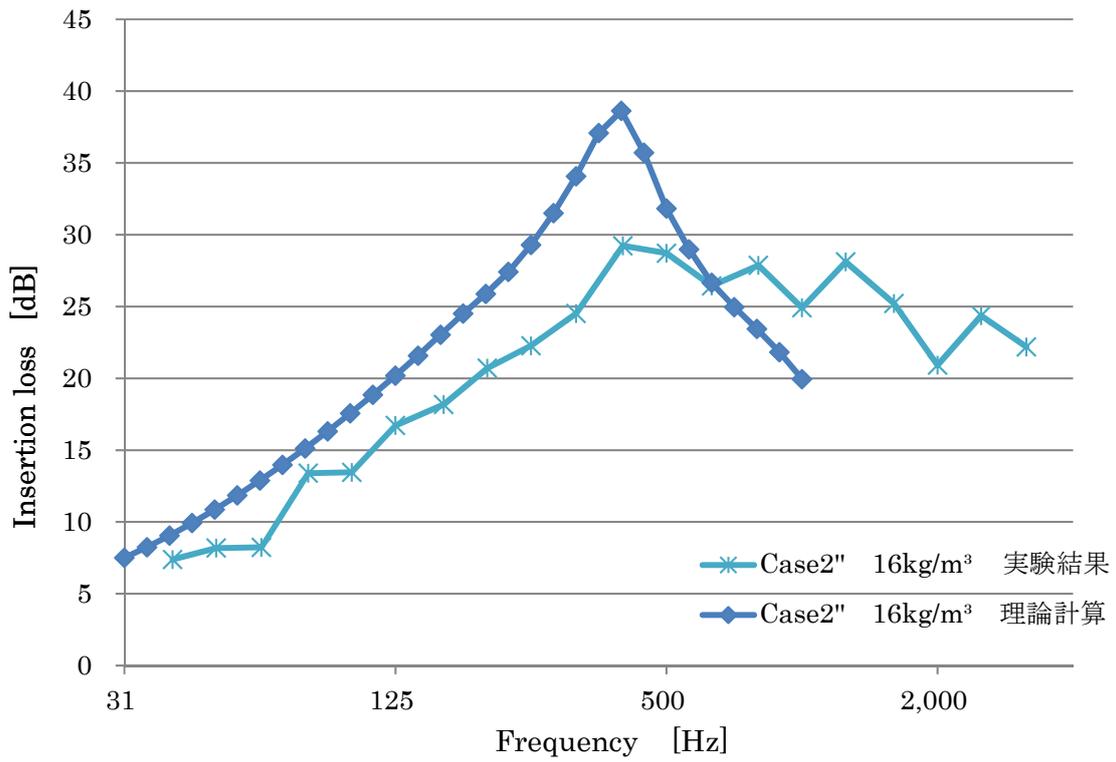


図 4.11 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case2" 16kg/m³)

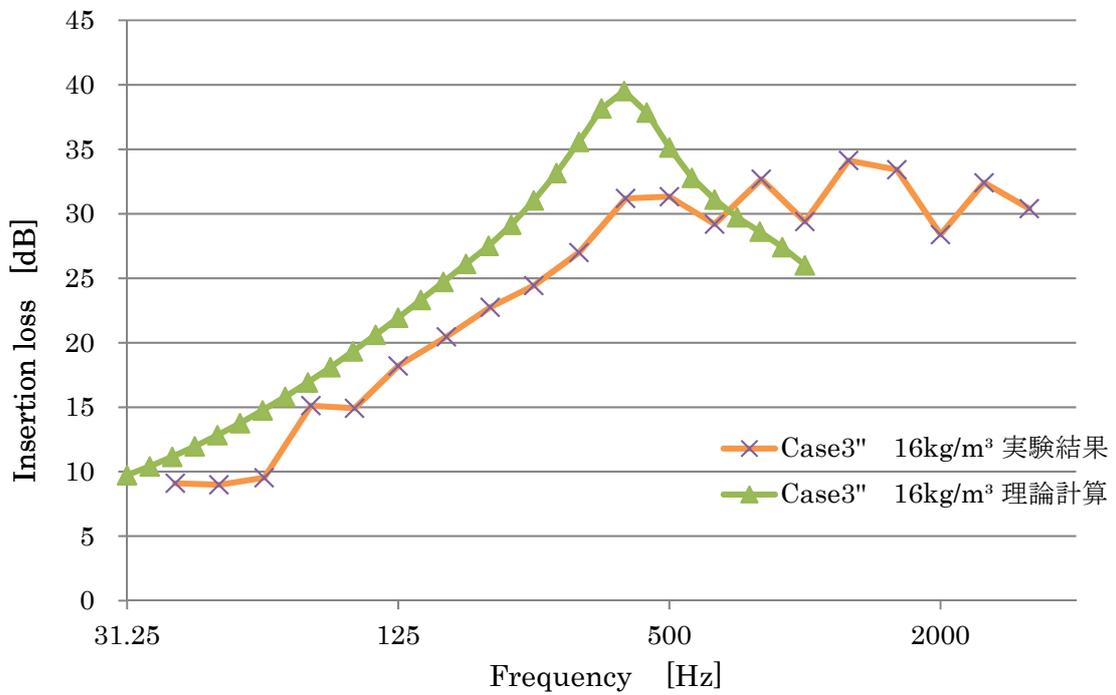


図 4.12 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case3" 16kg/m³)

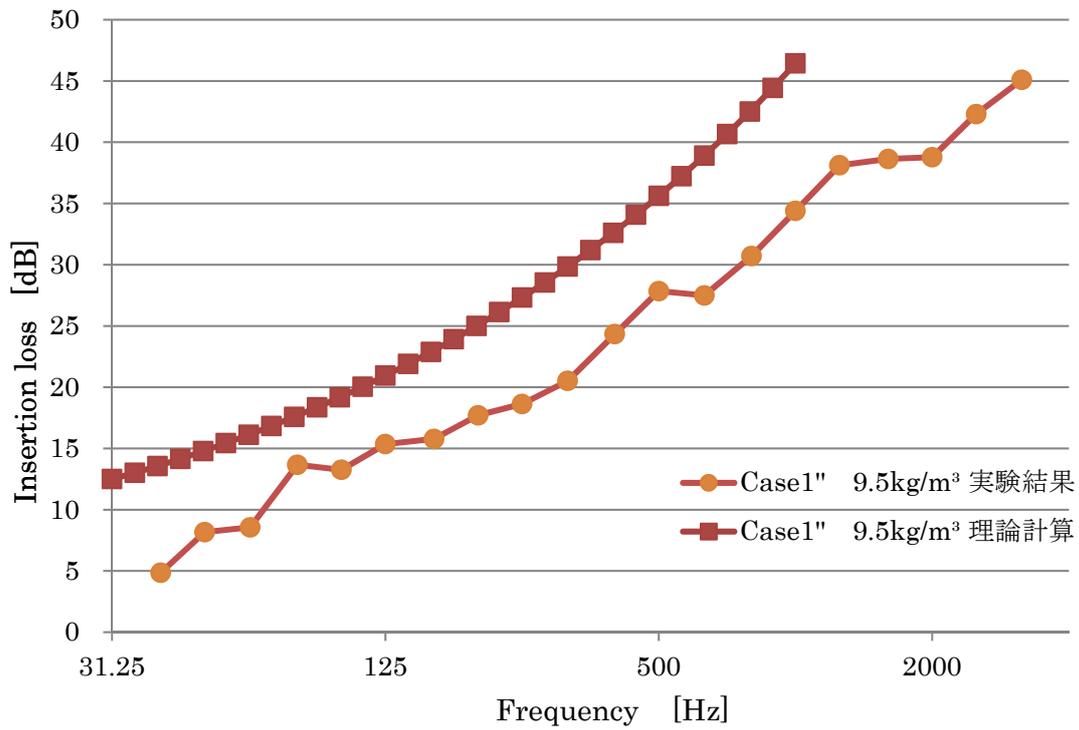


図 4.13 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case1" 9.5kg/m³)

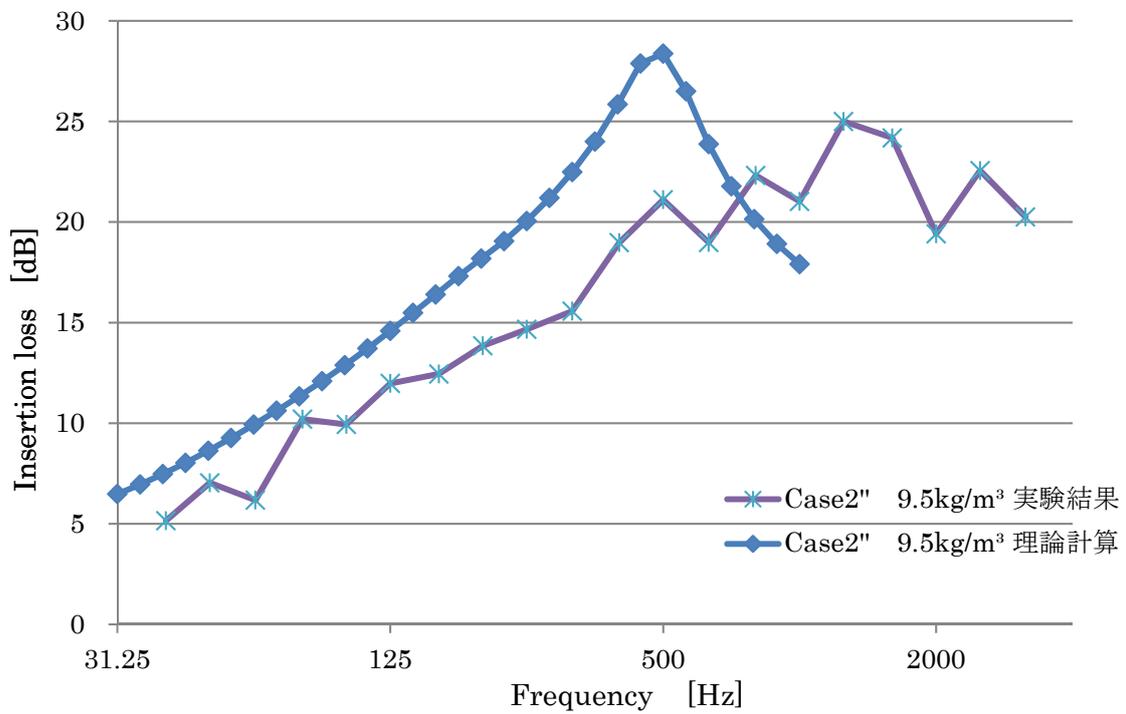


図 4.13 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case2" 9.5kg/m³)

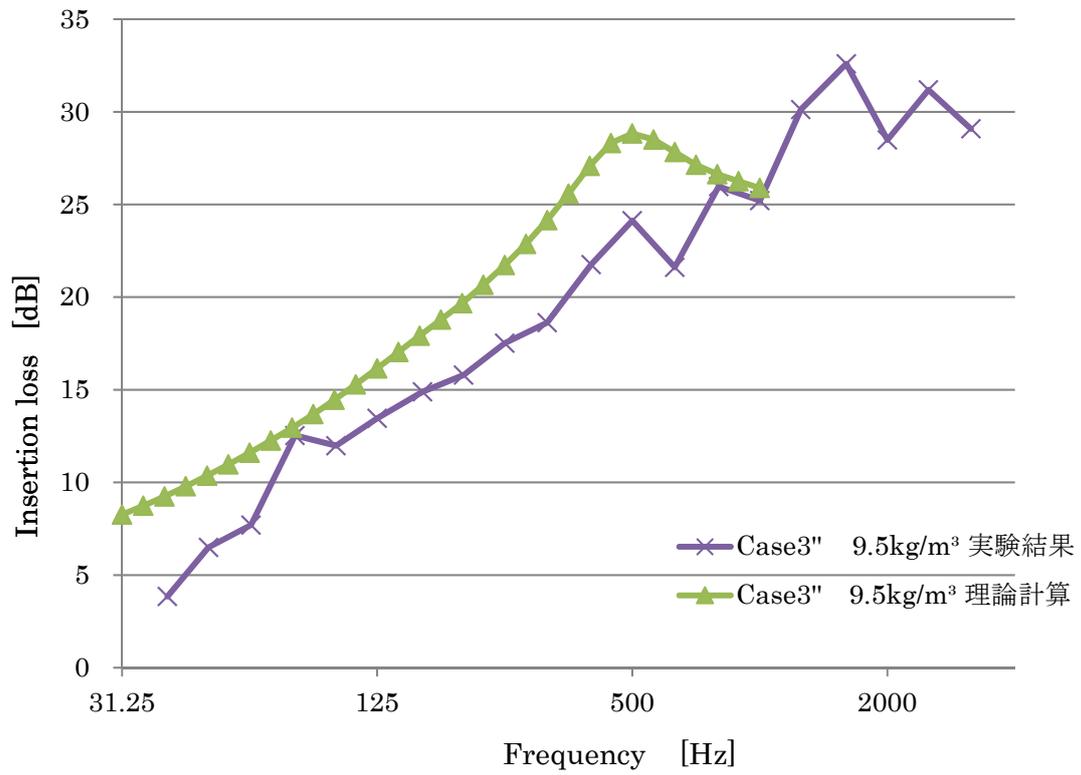


図 4.13 実験結果と理論計算の挿入損失の比較(Case3" 9.5kg/m³)

5 おわりに

コストを半減することができる吸音材を利用することで、これまで利用されてきた防音扉と、超低周波数以外では、同等以上の効果を得ることができた。さらに理論計算は、模型実験との比較で、ある程度の妥当性が認められた。隙間が生じ、空間的につながってしまうと大きく効果が低下するので、いかに隙間を小さくするかも遮音効果向上のために重要である。

今回は体積密度 16kg/m^3 、 9.5kg/m^3 の 2 種類のみで検討したが、他の条件に対してもさらなる検討が必要である。また、隙間以外に効果を低減させる原因を発見し、理論計算の精度を向上させることも必要である。

謝辞

研究を進めるにあたり、お忙しい中数々のご指導ご鞭撻を頂いた豊田政弘先生には厚く御礼申し上げます。また、ご議論を通して多くの知識や示唆を頂いた鹿島技術研究所の矢入幹記さんに感謝いたします。最後に、ご協力いただいた建築環境工学第一研究室の先輩や同期の皆様にも大変お世話になりました。心より御礼申し上げます。

参考文献

- [1] 阪上公博、柏谷旭彦、森本政之、高田重隆、「防音扉による低周波音の遮音特性に関する基礎的研究」、神戸大学大学院工学研究科紀要、第1号、22～28項、2009年
- [2] Motoki Yairi、 Kimihiro Sakagami、 Masayuki Morimoto、 Atsuo Minemura、 Kei Andow、 “Effect of acoustical damping with a porous absorptive layer in the cavity to reduce the structure-borne sound radiation from a double-leaf structure”、Applied Acoustics 64 (2003)、 365-384