

論文・解説

17

ロードノイズ吸音技術の開発

Absorption Technique for Road Noise Reduction

萬 菜穂子^{*1} 福原千絵^{*2} 加村孝信^{*3}
 Naoko Yorozu Chie Fukuhara Takanobu Kamura

要約

近年、自動車の車室内騒音に対して、他性能との両立や、重量・コスト面で有利な不織布状の吸音材による対策が一般化しつつある。しかし、自動車用吸音材は、車室内の高周波騒音低減が主であり、中間周波数騒音であるロードノイズに対しては、相当な厚みが必要なことから現実的な対策ではない。そこで、本研究では、吸音材の吸音原理である粒子速度の低減作用に着目し、高周波音対策に用いられる薄いシート状の吸音材を用いて、中間周波数音を低減できる要件を明らかにした。更に、その要件を実現する具体構造を導出し、ロードノイズ低減を可能にした。

Summary

Recently, acoustic absorption material, which has advantages for other performances, weight, and cost, is being popular to reduce cabin noise. However, the current acoustic material is not practical for mid-frequency noise which is main factor of road noise, because considerable thick material is necessary to reduce it. Then, in this study, we focused on the absorption mechanism that was absorption of particle velocity, and clarified the requirements to reduce mid-frequency noise by thin sheet material. Additionally, we specified headliner with this sheet material structure to succeed in reducing road noise.

1. はじめに

自動車の車室内騒音でよく問題となるロードノイズは、振動、音響が絡み合った複雑な現象であり、更に、タイヤ/サスペンションから内装/トリムまで、影響する部品が多岐に渡るため、その改善は容易でない。ロードノイズの代表的な対策として、振動入力の低減、車体剛性の向上などが挙げられるが、前者は操縦安定性の悪化、後者は車両重量の増加が考えられる。一方で、他の車室内騒音である風騒音やエンジン音に対しては、内装材による対策が有効である。そこで、他性能、軽量化への悪影響が少ないと考えられる内装材、特に吸音材によって、ロードノイズを低減する方法を検討した。

一般に自動車の車内騒音低減に使用される吸音材は、ポリエステルなど樹脂製の繊維を用いた不織布が多く、主に高周波騒音低減のため、薄いシート状態で内装背面に配置

されている。しかし、ロードノイズのような中間周波数域の騒音では、その波長相当の厚さが車室内の内装構造のなかに確保できないため、十分に吸音できない。

これまでに、吸音材の配置最適化による高周波ロードノイズ低減¹⁾や吸音材の膜振動を利用した広範囲周波数の吸音構造²⁾など、中間周波数の音を吸音させる技術がいくつか報告されているが、ロードノイズでよく問題となる100~500Hzの周波数域に有効な技術の研究は見あたらない。

そこで今回、吸音材の吸音原理に立ち返り、「粒子速度の低減」に着目することで、薄いシート状の吸音材を用いても、100~500Hzの中間周波数の車室内騒音を吸音できる方法を開発し、実車検証でその効果を確認した。

2. 中間周波数騒音を吸音する要件

一般に、吸音材の吸音原理は、「粒子速度を低減することで、音のエネルギーを減衰させる」こととして知られてい

*1 技術研究所
Technical Research Center

*2 NVH性能・CAE技術開発部
NVH & CAE Technology Development Dept.

*3 マツダモーターヨーロッパ
Mazda Motor Europe GmbH.

る。したがって、吸音材は、粒子速度が大きい部位に配置するほど効果的である。

車室内のように壁面にシート状吸音材を配置した場合、以下の理由により、ロードノイズを含む中周波数域(100~500Hz)の騒音は十分に吸音できない。

- ・壁面では粒子速度は小さくなる⁽⁴⁾
- ・吸音材をレイアウトの制約から十分に厚くできない

そこで、薄いシート状吸音材を壁面に配置して、中周波数騒音(100~500Hz)を吸音するための仮説を立てた。

すなわち、シート状吸音材の、面直方向に入射する音を、面に平行な方向に進行させることができれば、その吸音材の長手方向の寸法によって波長の長い、より周波数の低い音が吸音できるのではないかと考えた。

この仮説を検証するために、Fig.1のような音響管を用いた実験を行った。

中間周波数域(100~500Hz)における管内部の粒子速度が、管長方向(Fig.1のX方向)に大きくなるように、音響管の長さおよび径を設定し、その一端からスピーカにて音響加振した。この音響管内に、シート状吸音材を管壁面に沿わせるように配置し、吸音材の管長方向の寸法(Fig.1のL)を変更した場合の、管内部の音低減効果への影響を調べた。

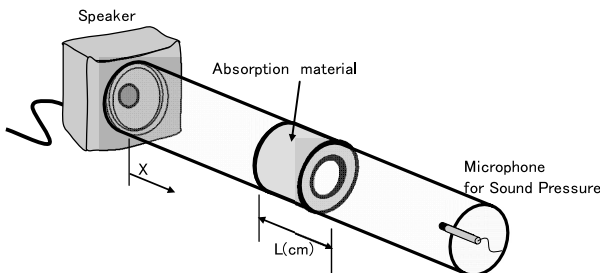


Fig.1 Measurement Condition of Tube Model

100~500Hz付近の周波数における管内音の、吸音材による音低減効果をFig.2に示す。

吸音材の幅Lが、L1=6cmの場合の音低減効果を、図中の△に示す。この場合、一般的な吸音率で見られる傾向と同様に、周波数が低いほど、吸音材の音低減効果は小さい。この結果をもとに、吸音材の幅Lを、L2=43cmまで広げた場合を考える。残響室法において、吸音材試料の厚みが一定の場合、吸音力は試料の表面積に比例する⁽⁴⁾ことから、表面積変更後の試料による音エネルギーの低減量は、式(1)のように表せる。

$$SPL2 = S2 / S1 \times SPL1 \quad (1)$$

ここで、S1, S2は、試料の表面積[m²]、SPL1は、試料面積がS1のときの音エネルギー低減量[Pa²]、SPL2は、

試料面積がS2のときの音エネルギー低減量[Pa²]である。

式(1)を用いて、単純に、吸音材の表面積増加分だけを考慮して、吸音材の幅LがL2=43cmでの音低減効果を見積もると、図中破線のようになる。

これに対して、実際に吸音材の幅をL2=43cmにした場合の実験結果を●で示す。吸音材の幅Lの変更による実際の効果は、104Hz, 296Hzの低い周波数帯で、破線の換算値を上まわっていることから、単純に面積の効果だけでは言い表せない。これは、吸音材の厚みを増した場合の変化⁽³⁾と類似している。

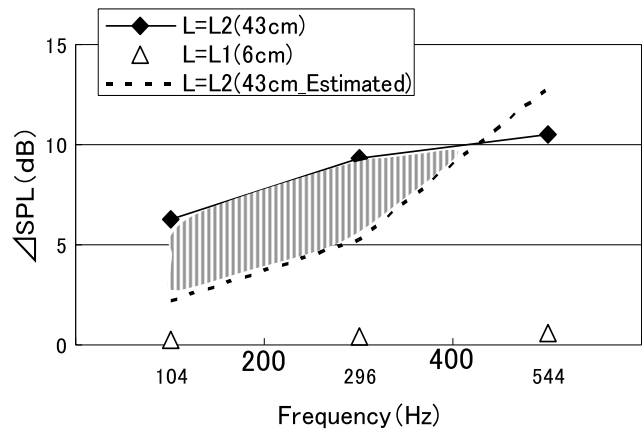


Fig.2 Absorption Effect (SPL) in Tube

このことから、シート状吸音材の面内の方向に音の粒子速度が十分に大きければ、厚みが薄い状態のまま、従来よりも低い周波数の音が吸音できることがわかる。

つまり、中間周波数の音をシート状の吸音材で効果的に吸音させるための条件は、「音の粒子速度の大きい方向と、シート状吸音材の面内方向を一致させる」ことであると考えられる。

3. 中周波数騒音の吸音構造の導出

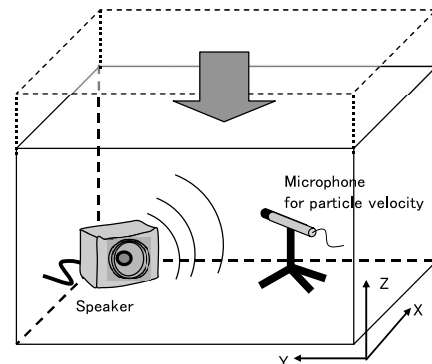


Fig.3 Cabin Model for Changing Balance of Direction of Particle Velocity (Vp)

3.1 空間形状の条件

前述で見出した要件を、車室内で実現できる構造を導出するため、Fig.3のような車室内を簡易に模擬した音響モデルを用いて実験を行った。長さ1.3m × 幅0.8m × 高さ(最大)0.74mの剛壁に囲まれた直方体空間において、音響放射部一点と中央部に騒音評価部1点を設けた。

2章の音響管を用いた実験では、音は管の長手方向に進行し、粒子速度もその方向に支配的となった。このことから、空間形状を扁平にすると、空間内の粒子速度はシート状吸音材の面に平行な方向が支配的になると考えた。そこで、直方体の音響模型の空間を扁平にした場合の、粒子速度の支配的な方向を調べた。

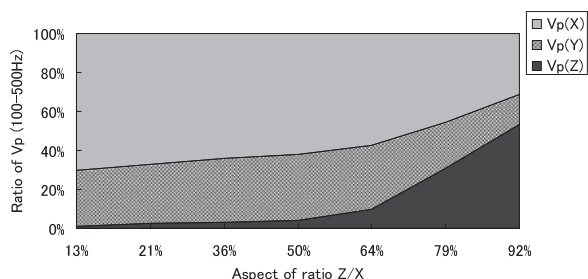


Fig.4 Balance of Vp Inside Cabin Model

Fig.3に示す音響モデルにおいて、高さZ方向を変化させた場合の、空間内部の100~500Hzの粒子速度X, Y, Z方向 ($Vp(X)$, $Vp(Y)$, $Vp(Z)$) の割合をFig.4に示す。

Fig.4から、空間形状を扁平にする(Z方向を小さくする)ことで、X-Y壁面に平行な粒子速度 ($Vp(X)$, $Vp(Y)$) の割合が大きくなるのが分かる。これは、Z方向の空間が制限されるため、X-Y面方向への音の伝播が支配的になったものと考えられる。

3.2 仕切り板の条件

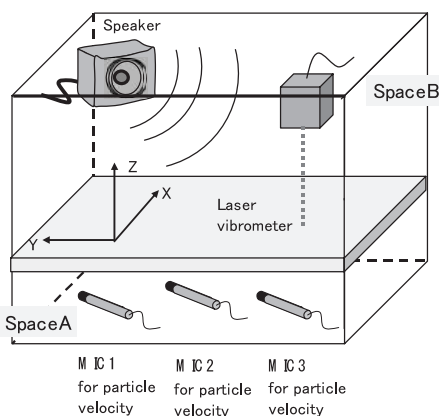


Fig.5 Cabin Model Separated by Plate

3.1節では、空間形状を扁平にすることにより、100~500Hzの音の粒子速度の面内方向成分を大きくできることがわかった。しかし、実際の車室空間を扁平にすることは、

現実的ではない。そこで、トリムの背後空間で、この要件が実現できないかを検討した。

この場合、隣接した空間より音が入力するため、その条件下でも前節と同様の傾向が見られるか確認した。

Fig.5は、Fig.3の扁平空間(Z/Xが13%の場合)に、隣接した別空間を設けた音響モデルである。このモデルでは、扁平空間と隣接空間の間を剛でない非通気な板材で仕切ることにより、隣接空間Bの音エネルギーが、扁平空間Aに透過されている。このときの、空間Aにおける粒子速度を3点計測し、その結果をFig.6に示す。

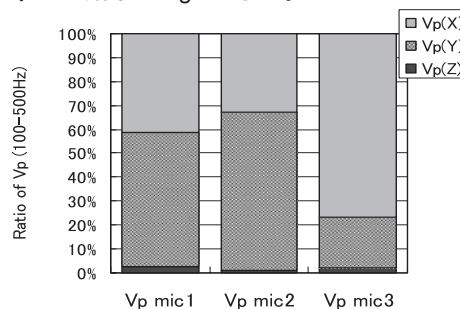


Fig.6 Vp (Mic1-3 in Space A with Plate)

Fig.4と同様に、仕切り板を介して空間Bから空間Aに入った音の粒子速度は、空間Aは扁平であることから、面に平行方向(XY方向)が支配的になっていることを確認した。また、計測位置により、X方向とY方向の粒子速度の割合に違いは見られるが、いずれもXY方向の粒子速度が支配的であった。

以上、音源が対象空間外にある場合でも、剛でない板材から透過してきた音の粒子速度は、扁平空間によって、面に平行な方向が支配的になることが確認できた。

続いて、この仕切り板の振動特性を適切に設定できれば、粒子速度をより大きくでき、吸音材の効果を大きくできる可能性を検討した。

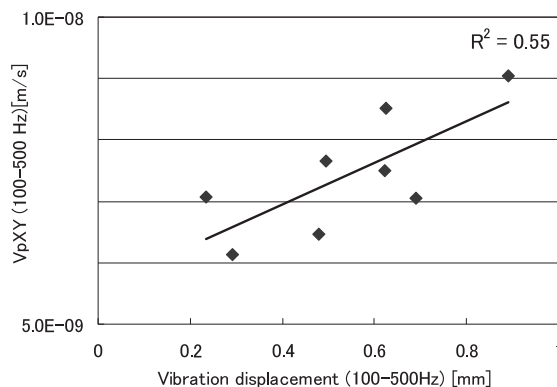


Fig.7 Plots between Vibration Displacement of Plate V.S. Vp (XY) in Space A

今回、できるだけ重量への影響を小さくしたいため、主に面剛性を変えることで仕切り板の振動特性を変更した場合について検討した。

振動特性が異なる各仕切り板について、100~500Hzの板振動変位(O.A.)と、振動計測点直上の面に平行な粒子速度($V_p(XY)$)の平均値(O.A.)との関係をFig.7に示す。

面剛性を変更する際に、通気性や材質の異なる板を用いたため、多少ばらつきがあるが、空間Bからの音響加振力に対する仕切り板の振動が大きいほど、空間Aでは板に平行な粒子速度が増大する傾向にある。

以上、剛でない板材で仕切られた隣接空間Bから、音が板を介して扁平空間Aに入ると、空間Aの粒子速度は仕切り板に平行な方向が支配的となる。更に、その粒子速度は、加振力に対する仕切り板の振動を十分に大きくすることで増大されることがわかった。

3.3 吸音構造の効果確認

以上、3.1節、3.2節で明らかにした要件を満足する空間A内の壁面に、シート吸音材を配置した場合の、中間周波数音の低減効果を確認した(Fig.8)。

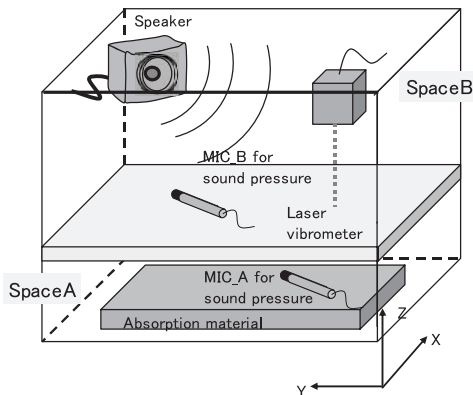


Fig.8 Cabin Model with Absorption Material

扁平空間Aに吸音材を配置した時の扁平空間内におけるSPLの周波数特性をFig.9に示す。また、音源側の隣接空間BにおけるSPLの周波数特性をFig.10に示す。

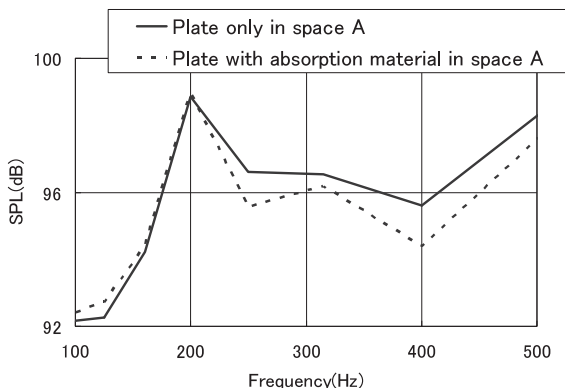


Fig.9 Acoustic Transfer Characteristic of SPL in Space A

扁平空間Aに吸音材を配置すると、空間Aの250~500Hzの音が低減している(Fig.9)。これは、前述した振動する仕切り板により、扁平空間Aのシート状吸音材の面に平行な粒子速度が支配的なので、この吸音材が中間周波域で効果的に作用しているためと考える。

更に、Fig.10より、板で仕切られた音源側の隣接空間Bにおいても、160~400Hzの音が低減している。この空間Bにおける音低減効果は、扁平空間Aでの吸音材の作用が、隣接空間Bにも伝わったためと考える。

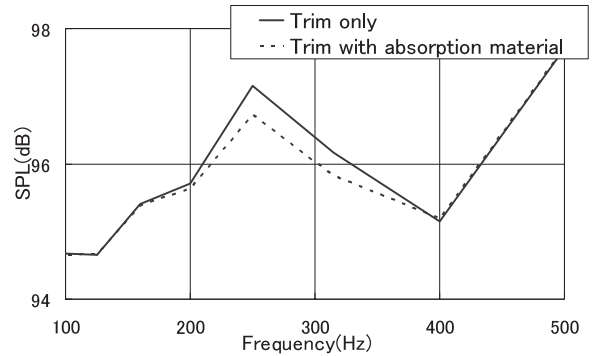


Fig.10 Acoustic Transfer Characteristic of SPL in Space B

ここで、仕切り板の振動による空間Aの板に平行な粒子速度の増大量と、隣接空間Bでの吸音効果の関係を調べた。3.2で記述した、振動特性が異なるさまざまな仕切り板に変更した場合の、空間Aにおける板に平行な粒子速度の大きさと、空間BにおけるSPLの音低減効果とSPLの関係をFig.11に示す。

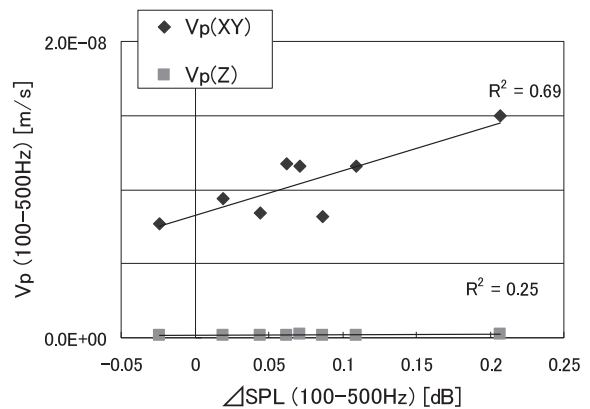


Fig.11 Plots between Vp behind Plate at Space A-side V.S. SPL in Space B

Fig.11より、空間A内の仕切り板に平行な粒子速度 V_p (X,Y)が大きいほど、空間Bにおける音低減効果SPLが大きくなっていることが確認できる。すなわち、空間Bの吸音効果を高めるために、仕切り板の振動によって、空間

Aの面方向の粒子速度を大きくすることは有効であることが分かった。

4. 実車での検証

前述のシート状吸音材による中間周波数騒音(100~500Hz)の吸音方法を、実車で検証した。剛でない板材で空間を仕切る構造として、実車の車室構造に多くある内装部材とその背後の扁平空間を対象とし、中でも、背後の空間形状の単純さと、吸音材の配置面積の大きさから、ルーフを適用部位として取り上げた。

4.1 ヘッドライナーの振動特性

本吸音法のルーフ構造への適用を検討するにあたり、ヘッドライナーの振動特性と背後空間の粒子速度の大きさを確認した。仕様が異なる2種類のヘッドライナーA(剛性が低い)、ヘッドライナーB(剛性が高い)について、それぞれの表面振動と、その背後空間の粒子速度を計測した。

Fig.12のように、運転席足元、リヤタイヤハウス付近の車室内側から音響加振を行ったときの、ヘッドライナーの表面振動と背後空間の粒子速度を6点計測した。背後空間の粒子速度をFig.13に、ヘッドライナーの表面振動の結果をFig.14に示す。

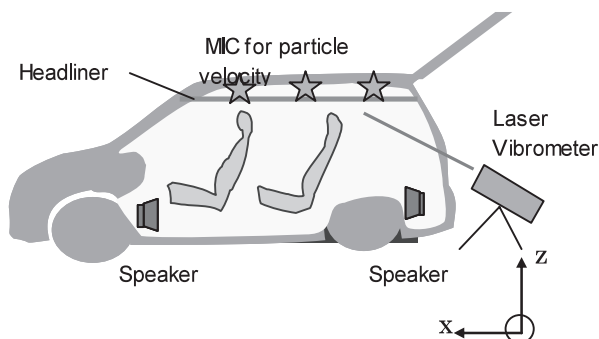


Fig.12 Measurement Condition of Surface Vibration and Vp

Fig.13より、ルーフ背後では、面内方向の粒子速度が支配的であることが分かる。更に、2種類のヘッドライナーの背後空間における、面内方向の粒子速度は、ヘッドライナーAのほうが大きくなっている。

Fig.14より、2種類のヘッドライナーの表面振動は、剛性の低いヘッドライナーAのほうが大きいことが分かる。特に、ヘッドライナーAの背後空間の粒子速度がピークとなる周波数域(160Hz帯、315Hz帯)で、表面振動も大きくなる傾向が見られる。つまり、3.2の模型実験と同様に、ヘッドライナーが振動しやすいほど、その背後空間の粒子速度は大きくなることが確認できる。

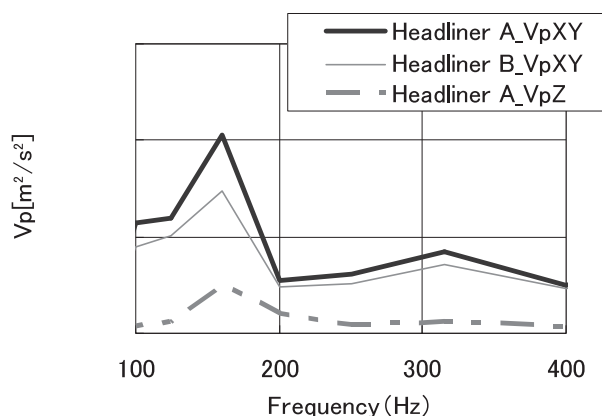


Fig.13 Characteristic of Vp behind Headliners

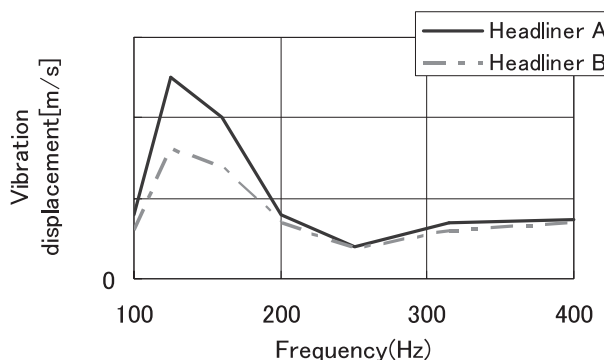


Fig.14 Characteristic of Surface Vibration of Headliners

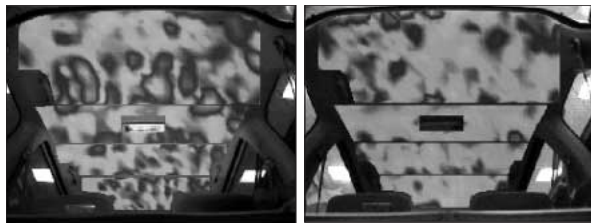
Vibrational distributions (144Hz)



Headliner A

Headliner B

Vibrational distributions (328Hz)



Headliner A

Headliner B

Fig.15 Vibrational Distribution of Headliners

一方、粒子速度の大きさに影響すると思われるもうひとつの特性として、ヘッドライナーの振動モードが考えられる。そこで、ヘッドライナーA、Bの表面振動分布を計測した(Fig.15)。Fig.15では、ヘッドライナーA、Bともに、振動のモード形状は複雑であり、はっきりとした傾向は確

認できない。つまり、本吸音法のように、部材の振動によって、背後空間の粒子速度を高めようとする場合、振動モードをコントロールするのではなく、振動レベルを大きくするのが良いと考えられる。

4.2 実走による吸音効果の確認

本吸音法をルーフに適用した構造について、ロードノイズ低減効果の検証実験を行った。

最初に、ヘッドライナーの振動特性を変更した場合の、実走行時の背後空間への粒子速度の変化を確認した。今回、量産品から面密度を保持したまま、厚みを変更して振動特性を変えたヘッドライナーの試作品を用いた。

粗粒路を100km/h定常走行した時の、ヘッドライナー背後空間の面方向の粒子速度 $V_p(XY)$ (Fig.16)と、運転席耳位置ロードノイズ(Fig.17)を計測した。

Fig.16より、振動しやすくした試作品を用いると、背後空間の面方向の粒子速度 $V_p(XY)$ が増大していることが確認できた。

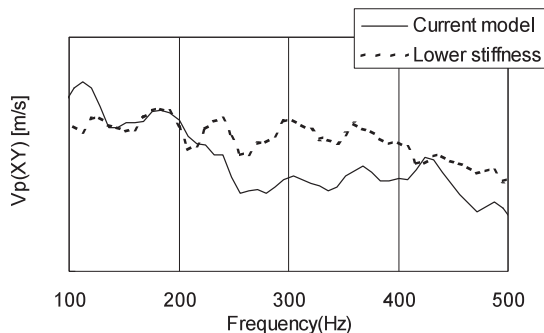


Fig.16 Characteristic of $V_p(XY)$ behind Vibrated Headliner

更に、Fig.17より、ヘッドライナーの背後空間に吸音材を配置した場合、振動しやすくした試作品を用いた方が、量産品よりロードノイズがO.A.で0.5dB(A)低減していることが確認できた。

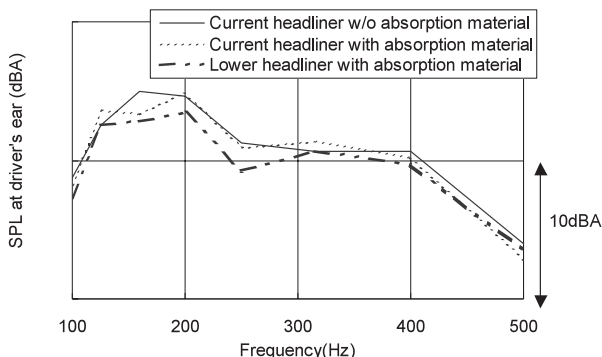


Fig.17 Effect on Reducing Road Noise

以上より、実走時においても、振動しやすいヘッドライナーに変更することで、背後層の面に平行な方向(図中 $V_p(XY)$)の粒子速度が一層増大されることを確認した。更に、この背後空間に薄いシート状吸音材を配置すると、運転席耳位置の中周波数騒音(100~500Hz)が低減できることを確認した。

5. まとめ

粒子速度に注目した音響モデルの基礎実験および、実車実験により、薄いシート状の吸音材を用いた中間周波数(100~500Hz)の車室内騒音を吸音方法として、以下のことが明らかになった。

- (1) 壁面に配置されたシート状吸音材の面内方向と、粒子速度の大きい方向を一致させる。
- (2) 上記現象を実現させる実車の構造要件は、「車室内を振動しやすい板材で仕切った扁平な別空間に、シート状吸音材を配置すること」である。
- (3) 本吸音方法をルーフ部位に適用することで、ロードノイズ(100~500Hz)を効果的に低減できた。

参考文献

- (1) 野田ほか：SEA法による吸音型防音材料仕様の決定方法，Honda R&D Technical Review，Vol.18，No.1，p.149-153 (2006)
- (2) 西村ほか：セル型吸音構造の開発，Toyota Technical Review，Vol.54，No.2，p.70-75 (2006)
- (3) 飯田ほか：第3編 空気伝搬音の低減，現場実務者と設計者のための実用騒音・振動制御ハンドブック，東京，エヌ・ティー・エス，p.263-438 (2000)
- (4) 日本音響学会編：騒音・振動(上)，東京，コロナ社，p.270 (1978)

著者



萬菜穂子



福原千絵



加村孝信