

温度依存性を考慮した繊維系防音材の音響特性予測数理モデルに関する研究

日大生産工 (院) 種橋 潤也 ニチアス (株) 三木 達郎 日大生産工 (院) 佐々木 俊輔
日大生産工 (院) 種橋 潤也 ニチアス (株) 三木 達郎 日大生産工 高橋 亜佑美

1. まえがき

自動車業界では世界的な騒音規制および環境規制⁽¹⁾に対応するため、自動車騒音の低減と低燃費化の両立が必要となっている。騒音対策としては、繊維質材料をはじめとした防音材が用いられているが、車体重量が重くなり燃費を悪化させてしまうため、最適な製品設計を行うことは容易ではない。静粛性と低燃費化を両立させる手法としては、音の発生源であるエンジンを防音材で囲う技術が研究されている^(2,3)。エンジンを囲うことで車全体としての防音材量を減らすことができ、またエンジンを保温することで燃費の向上も期待できる。エンジンは高温になることから、耐熱性能の高い繊維系材料を使用することが想定される。高温における防音性能を予測するためには、材料の音響特性に対する温度の影響を理解することが重要である。高温における防音材の挙動についてはこれまで研究されているが^(4,5)、高温による空気物性や材料変化を含めた最適な材料物性値の予測はされていない。本研究では、繊維質防音材における高温での音響管測定によるBiotパラメータの温度依存性を求め、積層防音材における、温度依存性を考慮した多目的関数に対するシミュレーションにより、高温において最適な材料物性値を求めた。

2. 繊維質防音材における音の伝搬モデル⁽⁶⁾

繊維質防音材は空隙部と骨格部からなるため、材料中の音は空気伝搬と固体伝搬および両者の相互作用により、複雑に伝搬することが知られている。Allardらによって提案されたJCA (Johnson-Champoux-Allard) モデルは、材料中の隙間を通過する空気伝播音を、空気の粘性摩擦によるエネルギー減衰を考慮した実効密度、および、空気の圧縮膨張による熱的散逸を考慮した実効体積弾性率で表現したモデルである。式(1)および(2)にJCAモデルにおける実効密度と実効弾性率の計算式を示す。

$$\left. \begin{aligned} \rho_a &= \alpha_\infty \rho_f \left(1 + \frac{\phi \sigma}{j \omega \rho_f \alpha_\infty} G(\omega) \right) \\ G(\omega) &= \left(1 + \frac{4j\mu\omega}{\Lambda^2} \frac{\alpha_\infty^2 \rho_f}{\sigma^2 \phi^2} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} K_f &= \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[1 + \frac{8\zeta}{j\omega\Lambda'^2} H(\omega) \right]^{-1}} \\ H(\omega) &= \left(1 + \frac{j\omega\Lambda'^2}{16\zeta} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで、 j は虚数単位、 ω は角振動数、 P_0 は平衡時の圧力、 ζ は温度拡散率ある。また、 α_∞ は迷路度、 ρ_f は空気の密度、 ϕ は材料の空隙率、 σ は流れ抵抗、 μ は空気の粘度、 Λ は粘性特性長、 Λ' は熱的特性長、 γ は比熱比であり、これらはBiotパラメータと呼ばれる。

3. Biotパラメータを用いた繊維特性の推定

繊維質防音材の素材設計には繊維径、かさ密度等の繊維特性があり、繊維特性と流れ抵抗は式(3)、(4)に示す関係がある。例えば繊維の真密度およびかさ密度が既知で、音響特性を最大化させるBiotパラメータの要求が決まれば、設計要素である繊維径 D を決定することができる。式(3)の流れ抵抗 σ は、空気の粘度 μ と多孔度 (繊維の真密度 ρ_t 、かさ密度 ρ) を用いた実験式である⁽⁷⁾。

$$\sigma = 8.89 \times 10^5 \times \mu (1 - \phi)^{1.40} D^{-1.12} \quad (3)$$

$$\phi = 1 - \frac{\rho}{\rho_t} \quad (4)$$

また、求めた繊維径 D と多孔度 ϕ から、式(5)、(6)を用いて熱的特性長、粘性特性長を求められる。

$$\Lambda' = \frac{\phi}{2(1-\phi)} D \quad (5)$$

$$\Lambda = \sqrt{\frac{8\mu\alpha_\infty}{\sigma\phi}} \frac{1}{c} \quad (6)$$

ここで、 c は多孔質体の空隙形状に依存するパラメータで、おおむね1であることが知られている。

4. Biotパラメータの温度依存性検証

高温では空気粘性の変化や材料の軟化により、Biotパラメータが変化する可能性がある。そこで、高温での垂直入射吸音率 (以下、吸音率) 測定が可能な装置を作製し、吸音率からの逆解析によるBiotパラメータの温度依存性の検証を行った。検証の対象となるBiotパラメータは、防音材の音響特性に対する影響が大きい流れ抵抗とヤング率とした。

4.1 装置概要

Fig. 1に作製した高温吸音率測定装置 (以下、測定装置) の概略を示す。装置作製にあたっては、日本音響エンジニアリング株式会社に多大な協力を仰いだ。

Study on a mathematical model for predicting acoustic characteristics of fiber-based soundproofing materials considering temperature dependence

Kazuhito MISAJI, Shunsuke SASAKI, Junya TANEHASHI, Tatsuro MIKI and Ayumi TAKAHASHI

装置構成はJIS A 1405-2による吸音率測定装置を基本とし、音響管周辺に精密な温度制御が可能な円筒ヒーターを設置した。観測マイクは、測定部品への温度負荷を低減するためにプローブマイクとし、プローブ周辺にも温度制御が可能な装置を取り付けた。



Fig. 1 高温吸音率測定装置外観

4.2. 測定試料および測定方法

測定試料は無機繊維とし、厚さ25mmの原板から音響管の内径に合わせて直径41.5mmで切り出した。

Fig. 2に測定試料の外観を示す。流れ抵抗検証用試料は試料単体とした。ヤング率検証用試料は、音が反射する音源側に市販のアルミ箔をアロンセラミック®（東亜合成社）で接着した。

吸音率測定は、装置をヒーターで昇温し、十分温度が安定した後に伝達関数法で行った。測定温度は常温、100℃、200℃、300℃とした。

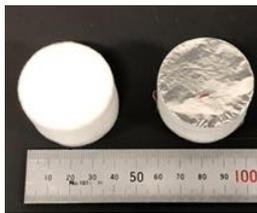


Fig. 2 測定試料外観

左：流れ抵抗検証用，右：ヤング率検証用

4.3 実験値の算出

4.3.1 流れ抵抗

各温度の流れ抵抗の実験値は、流れ抵抗を変数、実測吸音率を目的関数とした JCA モデルによる理論計算を行い、実測吸音率との誤差が最小となる値を逆解析し求めた。

4.3.2 ヤング率

各温度のヤング率については、音響解析ソフトのパラメトリックスタディ機能を用いて、実測吸音率との誤差が最小となる値を求めた。音響解析ソフトは STRATI-ARTZ 3.0®を用いた。解析モデルは、測定試料を模した2層の積層平板とした。

4.4. 試験結果

4.4.1. 流れ抵抗

300℃までの実験値と推測値の比較を Fig. 3 に示す。推測値は、常温の流れ抵抗に、各温度の空気粘性の比

率を乗じたものとした。なお、常温の流れ抵抗は流れ抵抗測定装置で測定した。実験値と推測値の傾向はおおよそ一致することから、流れ抵抗は空気粘性の温度依存性で説明できることが確認できた。

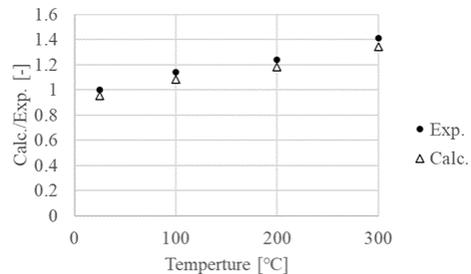


Fig. 3 流れ抵抗の温度変化

4.4.2. ヤング率

Fig. 4 に常温における吸音率の実測値と音響解析ソフトから得られた解析値との比率を示す。比率が1に近いことから、解析が実測をよく再現していることがわかる。各温度においても同様の解析を行い、ヤング率を算出した。常温のヤング率を基準としたヤング率の温度変化を Fig. 5 に示す。測定の結果、300℃までのヤング率の変化は小さいことが確認できた。

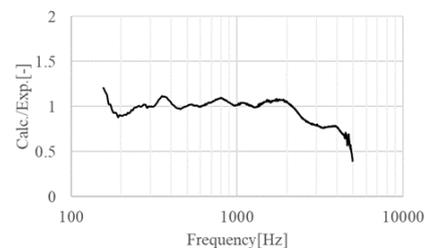


Fig. 4 常温ヤング率の測定結果と解析結果の比

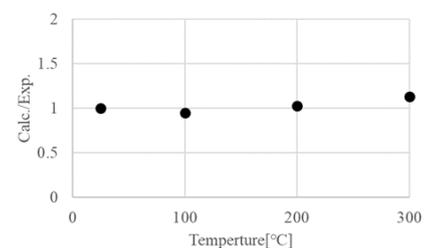


Fig. 5 ヤング率の温度変化

5. 積層防音材の解析

5.1. Actran 解析モデル

積層防音材の音響解析には市販ソフトの Actran、遺伝的アルゴリズムによる最適化計算は MATLAB を用いた。解析モデルを Fig. 6~Fig. 8 に示す。ここで、Felt 2, Felt 4 をそれぞれ 1st layer, 2nd layer とし

た. 防音材は, 一辺 200 mm とし, 防音材のトータル厚みを 10 mm 以下とした. 吸音率 (以下, α) については, 式 (7) にて, Film 1 側からの入力に対する α を求めた. 透過損失 (以下, TL) は, 式 (8) にて Felt 4 側からの入力音圧と Film 1 側から出力される透過音圧から求めた. 挿入損失 (以下, IL) は, 式 (9) にて図 4 のプレート面を構造加振し, 積層防音材の有無における Film 1 側から 100 mm 上方の音響エネルギー差分から求めた. 積層防音材は構造を定義する積層情報, 材料物性値 (流れ抵抗, 多孔度, 迷路度, 特性長, ヤング率, 損失係数, 真密度, 繊維径, 厚さ) を定義する材料情報をそれぞれ定めて作成した. また, 流れ抵抗については温度依存性を考慮した.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{P_1}{P_{in}} \right|^2 \quad (7)$$

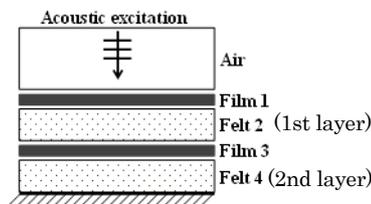


Fig. 6 吸音率の解析モデル

$$TL = 20 \log \frac{P_{in}}{P_1} \quad (8)$$

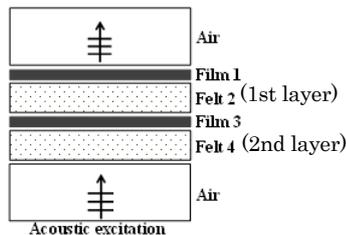


Fig. 7 透過損失の解析モデル

$$IL = 20 \log \frac{P_2}{P_1} \quad (9)$$

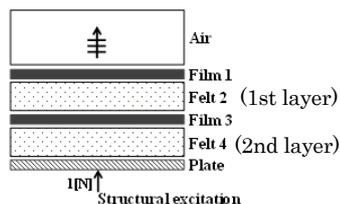


Fig. 8 挿入損失の解析モデル

ここで, P_{in} は入射音圧, P_1 は試料あり時の放射音圧, P_2 は試料なし時の放射音圧を表す. また, α , TL については音響加振, IL については構造加振を入射エネルギーとした.

5.2. 遺伝的アルゴリズムを用いた音響特性最適化⁽⁸⁾⁽⁹⁾

5.2.1. 最適化手法

積層構造防音仕様の音響特性を最適化するために, 遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化を実施した. α , TL, IL の各性能について, パレートランキング法によるパレート解を算出した.

5.2.2. 設計変数

設計変数として, Felt 2, Felt 4 の繊維径は一定とし, 含まれる厚さ (l_2, l_4), かさ密度 (ρ_2, ρ_4), ヤング率 (E_2, E_4) に着目し, これら 6 つを設計変数とした. また, 全体の厚さは 10mm 以下とする.

5.2.3. 目的関数

多目的最適化の目標は, 積層防音材の吸音率, 透過損失, 挿入損失の性能が最大になる設計変数を見つけることである. 各目的関数の最小値と最大値は正規化し, 0 および 1 とする. また, 吸音率, 透過損失, 挿入損失を総合的に評価するパラメータとして式 (10) に示す f を用意した.

$$f = \omega_\alpha \times \alpha + \omega_{TL} \times TL + \omega_{IL} \times IL \quad (10)$$

f を最大化することは, 吸音率, 透過損失, 固体伝搬音特性をバランスよく最大化することを意味する. ここでは便宜上 $\omega_\alpha, \omega_{TL}, \omega_{IL}$ をそれぞれ 1/3 とした.

5.2.4. 解析条件

吸音率, 透過損失, 固体伝播音特性の解析対象周波数範囲はそれぞれ 2000~5000 Hz, 800~2500 Hz, 300~800 Hz とする. また, 温度は 25°C, 100°C, 200°C, 300°C とした.

6. 解析結果

遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化を行い, α , TL, IL のパレート解を得た. それぞれ個体数は 200, 世代数は 10 とした. ここでは例として, 300°C における α -TL-IL 多目的最適化パレート図を Fig. 9 に示す. 図中のそれぞれの値は, 5.2.4. で示した解析周波数範囲の平均値である.

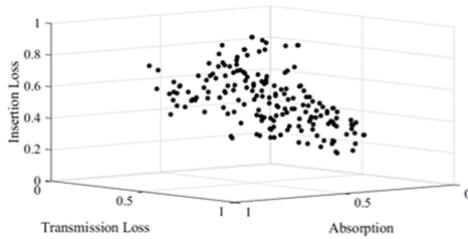


Fig.9 300°Cの α -TL-IL 多目的最適化パレート図

7. 材料物性値の温度依存性

各温度における α , TL, IL の最適化計算結果をもとに、音響特性をそれぞれ良くする材料物性値を求めた。ここではかさ密度を例として、Fig. 10, Fig. 11 に結果を示す。材料物性値は、常温の値を1として、正規化したものである。Fig. 10 および Fig. 11 におけるかさ密度と音響特性の相関を例にとると、300°Cにおける α に対して最適かさ密度は、1st layer では20°Cの半分程度、2nd layer では20°Cと同等であることがわかる。300°CにおけるTLに対しての最適かさ密度は、いずれの層でも20°Cの半分程度であることがわかる。300°CにおけるILに対しての最適かさ密度は、1st layer では20°Cの1.1倍程度、2nd layer では20°Cの0.2倍程度であることがわかる。

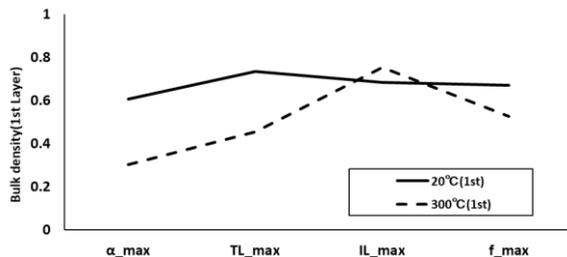


Fig. 10 かさ密度と音響特性の相関 (1st layer)

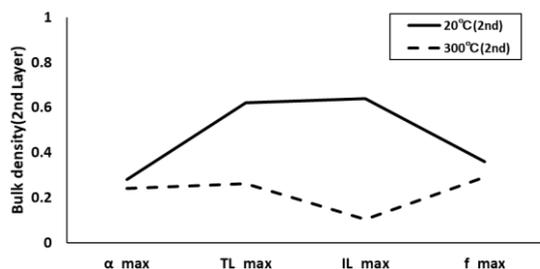


Fig. 11 かさ密度と音響特性の相関 (2nd layer)

8. まとめ

高温音響管の測定と、 α , TL, IL (固体伝播音) の温度依存性を考慮した多目的関数に対するシミュレーションにより、高温において最適な材料物性値を求めることができた。

これにより、エンジンなどの高温環境における最適な材料設計が可能になると考えられ、低燃費化と静粛性向上の両立の一助になることが期待できる。

今後は、得られた物性値の材料を作成し、今回の予測値した結果についての妥当性検証を更に進めたい。

参考文献

- (1) GRB Expert Group on Regulation 51 : Proposal for the 03 series of amendments to Regulation No. 51 (Noise of M and N categories of vehicles), Informal Documents for the 58th GRB session, GRB-58-04, p. 1-74(2013)
- (2) Drewitz, H, Stiglmaier, M, Noise reduction on Trucks of 6 to 10 t gwv Through Engine Encapsulation, Noise Control Engineering Journal, 33-1, p.5-10(1989)
- (3) 田中 丈晴 : エンジンカプセル化による中型トラックの加速走行騒音の低減と熱影響について,自動車技術会論文集, 28 巻, 4 号 p.55-60 (1997)
- (4) P. T. Williams, R. Kirby, C. Malecki, J. Hill, Measurement of The Bulk Acoustic Properties of Fibrous Materials at High Temperature, Applied Acoustics, 77, p.29-36(2014)
- (5) J. Zhang, X. Wang, B. Zhang, L. Zhang, Experimental Study of Acoustic Performance of Porous Metals at High Temperatures, Materials Science Forum, 933, p.373-379(2018)
- (6) J. F. Allard and N. Atalla, Propagation of Sound in Porous Media, John Wiley & Sons, Inc.(2009).
- (7) 見坐地 一人, 石井 仁樹, 高橋 亜佑美, 三木 達郎, 藤澤 生磨, 安藤 大介 : 繊維体吸音材料の Biot パラメータの推定, 自動車技術会論文集, 49 巻 4 号 p. 787-792 (2018)
- (8) 野口 好洋, 土居 隆之, 多田 寛子, 見坐地 一人 : SEA 法による吸音型防音材料仕様の決定手法, Honda R&D Technical Review Vol.18 No.1 p.149-153 (2006)
- (9) S. Kaneda, Q. Yu, M. Shiratori, K. Motoyama, Structural Design Optimization for Reducing Sound Radiation from a Vibrating Plate Using a Genetic Algorithm, JSME international journal. Ser. C Vol.36, No2(2003)