

人工知能技術と生体反応計測技術を活用した 学習型騒音・振動制御技術の研究

On the active noise and vibration control technique using the AI technology and biosignals

研究代表者 富山県立大学 工学部 准教授 寺島 修*

In this study, an active noise and vibration control technique that uses artificial intelligence technology and biosignals of subjects were studied to provide an optimal noise and vibration environment for individuals. Experiments were performed by simultaneous measurement of the biosignals of subjects and noise or vibrations that they were exposed to. The noise and vibrations that we used in this study were the road noise in a cabin and vibrations of the passenger seat. Experimental results showed that the stresses of the subjects could be estimated by their biosignals quantitatively. Further, the results of machine learning showed that the shape of power spectral distribution of the noise which the subjects disliked based on the psychological stresses could be estimated from their biosignals. However, using the same method, the noise that they liked could not be determined and this is our future work.

要旨

本研究では、近年注目を集めている人工知能(Artificial Intelligence)技術の一つである機械学習、および、人の生体信号(Biosignals)の計測結果を利用し、個々人に最適な音・振動環境を提供するための技術について研究しました。また、音・振動環境を制御するために必要なデバイス、および、その制御アルゴリズムについても併せて研究を行いました。自動車内で聞こえる走行時騒音(Road Noise)、および、自動車のシートで発生する振動を対象に研究を行った結果、騒音や振動に曝される被験者の脈波や脳波の計測結果を基に反復学習を行うことで、被験者が不快に感じる騒音や振動の特徴を捉えることができました。一方、被験者が最も快適に感じる音や振動の特徴は捉えられなかったため今後の課題とします。

1. まえがき

自動車などの機械が発する音や振動は人に不快な印象を与えるのみではなく、時には心身に悪影響を及ぼすことがあります。このため、音や振動は無い、すなわち、ゼロにすることが望まれます。しかし、機械が動作する以上は必ずと言っていいほど損失が発生します。そして、この損失は熱や音、振動として現れてしまいます。

このような背景から、音や振動を制御する技術の研究がこれまで盛んに行われてきました。制御の方法

は大きく分けて 2 種類あります。一つは形状の変更や材料の変更により音や振動を低減する技術で、吸音材や制振材、遮音材などがこれにあたります。この技術は受動制御と呼ばれています。もう一つはアクチュエータ等による外力を用いて音や振動を制御する技術で、能動制御⁽¹⁾と呼ばれています。この能動制御では音や振動を小さくする⁽²⁾⁽³⁾のみならず、逆に音や振動を付加することで、よりよい音・振動環境を提供する試み⁽⁴⁾も行われています。

上記の音・振動現象の観点のみならず、機械工学全般に目を向けると、近年では機械製品のモデルベース開発(MBD)技術が大きく進化しており、機械の音・振動性能の設計に携わる技術者・研究者も大きな転換期を迎えています。この一例として、これまでの計算機支援工学(CAE)による数値解析や試作品の製作・評価を中心とした設計手法を改め、開発の初期段階における機能設計・概念設計を強化し、試作段階ではその検証のみを行う開発方法への移行が進められています⁽⁵⁾⁽⁶⁾。モデルベース開発では機能設計に重点を置き、一つの機械に求められる機能を個々のシステムや部品にまで落とし込み、それを基にモデルベースで設計を進めます⁽⁵⁾。

このモデルベース設計が機械工学分野においても現在急速に広がっていますが、音・振動分野においてはその普及は比較的遅いものとなっています。この理由の一つとして、音や振動に関する性能は人の感

*助成決定時所属 富山県立大学 工学部 講師

性・官能特性の影響を大きく受けるため、機能設計に必要な機能の絶対的な評価指標・数値が存在しないことが挙げられます。このような背景から、自動車メーカーなどでは人の感性の数値化・モデル化に着目した研究開発も現在積極的に進められています⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

このような状況を踏まえ、本研究では近年注目を集めている人工知能技術の一つである機械学習、および、人の生体信号の計測結果を利用し、個々人に最適な音・振動環境を提供するための能動型騒音・振動制御技術について研究しました。この技術の実現により、人の官能・感性に基づいた、個々人にとって最適な音・振動環境制御の実現が容易に可能となることを目指します。なお、本報告は研究成果報告書であり学術論文と異なるため、なるべく多くの方にお読み頂くことを目的に、極力平易な語句・文章としています。このため、専門性に欠く部分もあるかと思いますが、ご了承頂ければと思います。

2. 音・振動現象と生体信号の関係

人の生体信号を基に音と振動の能動制御を行うため、音や振動に曝された被験者の生体信号の計測、および、それらの信号と人の快・不快感の関係について調べました。なお、以降に示す生体信号の計測も含め、これらの実験は人を対象とする実験となるため、富山県立大学「人を対象とする研究」倫理審査部会にて審査・実施承認を得るとともに、被験者と実験内容に関して同意した上で実験を行いました。

本研究では、自動車内で発生する走行時騒音、いわゆるロードノイズと呼ばれる騒音、および、自動車がアイドリング停車している際にシートに発生する振動を対象として音・振動現象と生体信号の関係を調べました。

2.1 音と生体信号(脈波)の関係

本研究では、実車を用いて車内音の計測を行い、脈波計を取り付けた被験者に防音室内で計測した音を聴いてもらい、聴音の差異による被験者の脈波や印象の差異に基づきストレスを定量評価しました。以下にそれぞれの方法を示します。

実験は排気量 658 cc の 3 気筒ガソリンエンジンを搭載した 4 速オートマチックトランスミッションの四輪車を用いて行いました。車内音計測用のマイ

クロホン(PCB 社製 130F20)は運転席のヘッドレストの左右の運転者の耳位置高さに設置しました。マイククロホンの信号はデータロガー(Keyence 社製 NR-500)を用いて収集しました。サンプリングレートは 20 kHz としました。計測は富山県内の粗い路面から滑らかな路面に変化する路面で道路交通法を遵守した上でを行い、計測時の車速は時速 40 km、ギアは 4 速固定、エンジン回転数は一定としました。なお、実験は運転者と計測者の 2 名で行い、所管警察署と陸運局に事前に実験実施の可否を確認した上で行いました。計測した車内音に対して MathWorks 社の Matlab 2017 を用いて FFT 解析、バンドパスフィルタリング処理、Wav ファイル作成などの処理を適宜行い、聴音を作成しました。聴音は防音室(YAMAHA アビテクス社製 AMBD15H)で行い、8 Hz - 52 kHz までの周波数帯域の音の再生が可能なヘッドフォン(JVC ケンウッド社製 HASS02)を用いて行いました。

聴音の際には被験者の両手首に心拍変動測定器(TRYTECH 社製)の電極プローブを貼り付け、脈波の計測を同時に行いました。脈波の時間変化における最大振幅である R 波と R 波の時間間隔、RR 間隔の FFT 解析結果に基づき被験者の交感神経・副交感神経の状況を調べ、聴音に対するストレスを評価しました⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。FFT 解析結果のうち、0.04 Hz - 0.15 Hz の帯域の成分を LF 成分、0.15 Hz - 0.40 Hz の帯域の成分を HF 成分と定義しました。HF 成分が副交感神経の影響を受ける成分、LF 成分と HF 成分の比(以下、LF/HF 成分)が交感神経の影響を受ける成分を表しており、HF 成分は小さくなるとストレスが大きい状態、LF/HF は大きくなるとストレスが大きい状態を表しています。脈波計測によるストレス状況の評価に加え、アンケート形式による印象評価試験も行いました。印象評価試験は聴音した音が快適か不快かを 5 段階で評価する形としました。被験者は 20 名としました。

粗い路面と滑らかな路面で計測した車内音の時系列信号を図 1 に示します。また、それらの周波数解析結果を図 2 に示します。図 1 の横軸は時間(s)、縦軸は音圧(Pa)を表しています。路面の変化に伴い音圧の振幅が瞬間的に 3 倍以上変化していることが分かります。また、図 2 の横軸は周波数(Hz)、縦軸は音圧(dB)を表しています。路面の粗さの違いにより車内

音の音圧や周波数特性が変化していることが分かります。

図 3 に粗い路面の車内音を 5 分間試聴した際の被験者の脈波計測結果の HF 成分, LF/HF 成分により評価したストレスの程度を示します。横軸が印象評価の結果, 縦軸が HF 成分, LF/HF 成分で評価したストレスの大きさを表しています。HF 成分, LF/HF 成分を用いたストレスの評価は, 以下の式に示すように, 滑らかな路面の車内音を試聴した際の値で粗い路面の車内音を試聴した際の値を除したのち, HF 成分はその値から 1 を引いた値, LF/HF 成分は 1 からその値を引いた値を求めて行いました。

$$HF = 1 - \left(\frac{HF_{rough}}{HF_{smooth}} \right) \quad (1)$$

$$\frac{LF}{HF} = \frac{\left(\frac{LF}{HF} \right)_{rough}}{\left(\frac{LF}{HF} \right)_{smooth}} - 1 \quad (2)$$

このため, HF 成分, LF/HF 成分ともにその値が正の場合はストレスを感じない状況, 負の場合はストレスを感じる状況となったことを表している点に注意いただきたい。また, 印象評価は(3)式に示すように, 滑らかな路面の車内音を試聴した際の印象と粗い路面の車内音を試聴した際の印象との差分により評価し, その値が正であれば快適, 負であれば不快を表す形としました。

$$\text{Impression} = \text{Impression}_{rough} - \text{Impression}_{smooth} \quad (3)$$

図 3 より, 一部例外となる被験者が見られるものの, 概ね脈波計測と印象評価の結果には正の相関が見られ整合性があることが分かります。また, プロットが第三象限に偏っており, 粗い路面の車内音を不快に感じていることが分かります。なお, HF 成分の平均値は-0.13, LF/HF 成分の平均値は-0.33, 印象評価の平均値は-1.5 でした。

図 4 に, 5 分間の試聴音のうち, 前半を滑らかな路面の車内音, 後半を粗い路面の車内音とした試聴音を試聴した場合の脈波計測結果の HF 成分, LF/HF 成分により評価したストレスの大きさを示します。図 4

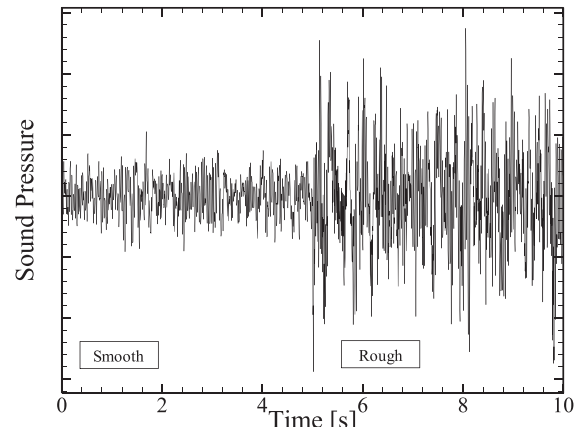


図 1 滑らかな路面と粗い路面で計測した車内音の時系列信号

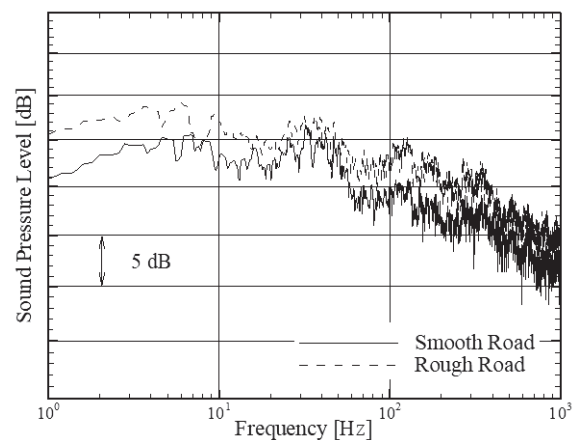


図 2 滑らかな路面と粗い路面で計測した車内音の周波数解析結果

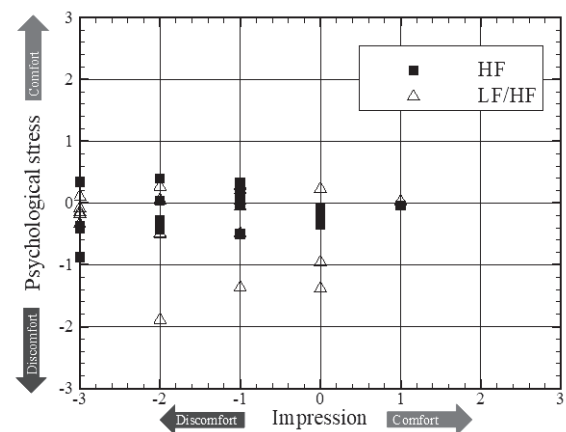


図 3 粗い路面の車内音を試聴した被験者のストレス評価結果

の各軸は図 3 に示したものと同一で, 滑らかな路面の車内音を試聴した際の結果との比較で評価しました。

図 4 より, 図 3 に示した結果と同様に概ね正の相関が見られ, 脈波計測と印象評価の結果は整合性があることが分かります。また, 第三象限へのプロットの集中も見られ, 粗い路面の車内音によるストレス

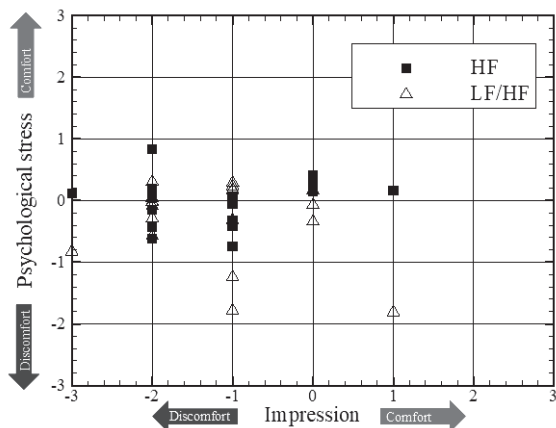


図4 滑らかな路面から粗い路面への変化がある車内音を試聴した被験者のストレス評価結果

の影響が現れています。なお、HF 成分の平均値は-0.01、LF/HF 成分の平均値は-0.30、印象評価の平均値は-1.3でした。

図3、図4の結果より、HF成分やLF/HF成分を評価指標とすることで、車内音に対する被験者の印象評価結果と整合性のある定量的なストレス評価ができました。また、HF成分に比べてLF/HF成分を用いたストレス評価の方が印象評価との相関性が高い結果を得ることができました。

2.2 振動と生体信号の関係

振動の計測には2008年式の直列4気筒、2,000 cc エンジンを搭載した車両を使用しました。この車両のエンジンは3か所で車体に接続されエンジンが支持されており、エンジンで発生した振動がこの支持部から車体に伝達し、シート振動が発生します。本研究ではこの車両の助手席のシート振動に着目しました。図5に示すように助手席のシートをシートレールの最後方位置に固定し、シートのリクライニングも固定してこれを標準状態として計測を行いました。エンジン回転数、すなわち、振動の周波数を極力固定して計測を行うため、アイドル時のシート振動を計測対象としました。アイドル時のエンジン回転数は約720 rpmで、エンジン始動時や冷却液の温度上昇時に見られるエンジン回転数の一次的な上昇時に計測を行うことを防ぐため、非接触式のエンジン回転数計(小野測器社 HT-6200)の受感部(小野測器社 OM-1200)をエンジンのイグニッションコイル付近に設置してエンジン回転数情報をモニタリングしながら



図5 シートの振動および生体信号計測時の様子

計測を行いました。

着座者の生体信号の計測は生体信号計測装置(ミユキ技研社 Polymate Mini)と付属ソフトウェアにより行いました。計測時のサンプリング周波数は1 kHzとしました。脳波の計測では着座者の瞬きの影響を排除するため、電極をOz⁽¹¹⁾の位置と耳朶に貼り、耳朶の信号を参照信号として閉眼状態で脳波の計測を行いました。脳波の計測はエンジン停止時(非アイドル時)とエンジン始動時(アイドル時)でそれぞれ5分間ずつ行い、脳波の差異からストレスの計測を行いました。計測に際しては、基準位置の振動加速度の計測も同時に行い、脳波の計測結果への振動加速度の影響の有無を確認しながら計測しました。脳波の解析は計測結果からパワースペクトル密度(PSD)を求め、8-12 Hzの周波数帯域(α 波)のPSDの変化を調べました。PSDを求める際の窓関数は長方形、窓サイズは1,024点、オーバーラップは80%とし、5分間の計測で得られたデータを用いてPSDを求めました。

図6に計測した脳波の時系列信号を示します。横軸は時間、縦軸は計測器の出力電圧を表しています。図6より、非アイドル時(a)とアイドル時(b)の信号の比較から、非アイドル時はアイドル時に比べて振幅がやや大きくなっており、信号の標準偏差値は非アイドル時が8.6 μ V、アイドル時が8.2 μ Vとなりました。また、眼球の運動・移動などによる信号ノイズはみられませんでした。

図7に図6に示した脳波の時系列信号から求めたPSDを示します。横軸は周波数、縦軸はPSDを表しています。図7より、非アイドル時とアイドル時では α 波の周波数帯域に大きな差異がみられ、アイドル時には α

波の大きさが低下し、非アイドル時の0.75倍程度となりました。これより、アイドル時にはリラックス感・安静感が少ない、ストレスが高まった状態にあるといえます。また、主にこの差異により図6にみられた標準偏差値の差異が生じたものと考えられる。なお、 β 波(13-30 Hz)については、非アイドル時とアイドル時でその比率が1.03程度となり、大きな変化はみられませんでした。これより、 α 波の計測結果を基に振動に対する被験者のストレス状態の評価が可能である可能性が示されました。

次に、シート着座者の脈波を計測した結果を示します。脈波の計測は2.1節に示したものと異なり生体信号計測装置(ミュキ技研社 Polymate Mini)を用いて行いました。計測時のサンプリング周波数や計測時間は脳波の計測時と同一です。

図8に脈波の時系列信号を示します。横軸は時間、縦軸は電圧を表しています。(a)は非アイドル時、(b)はアイドル時の結果を表しています。図8より、振動の有無によりRR間隔に差異が生じていることが分かります。

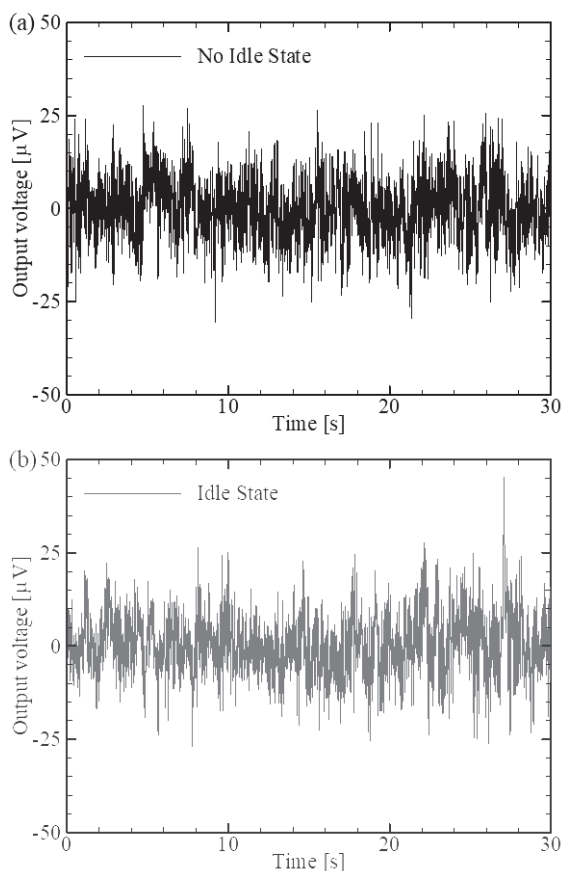


図6 脳波の時系列信号 ((a) : 非アイドル時, (b) : アイドル時)

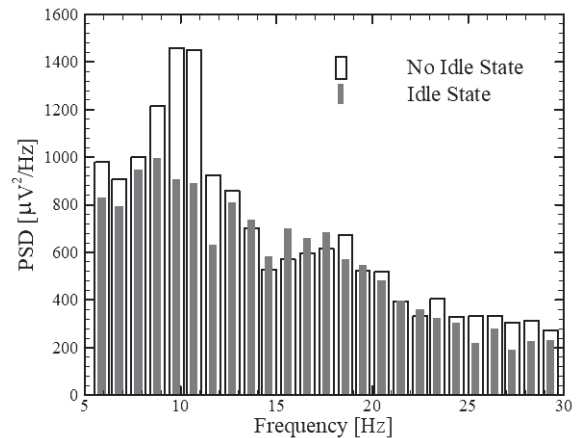


図7 脳波のパワースペクトル密度

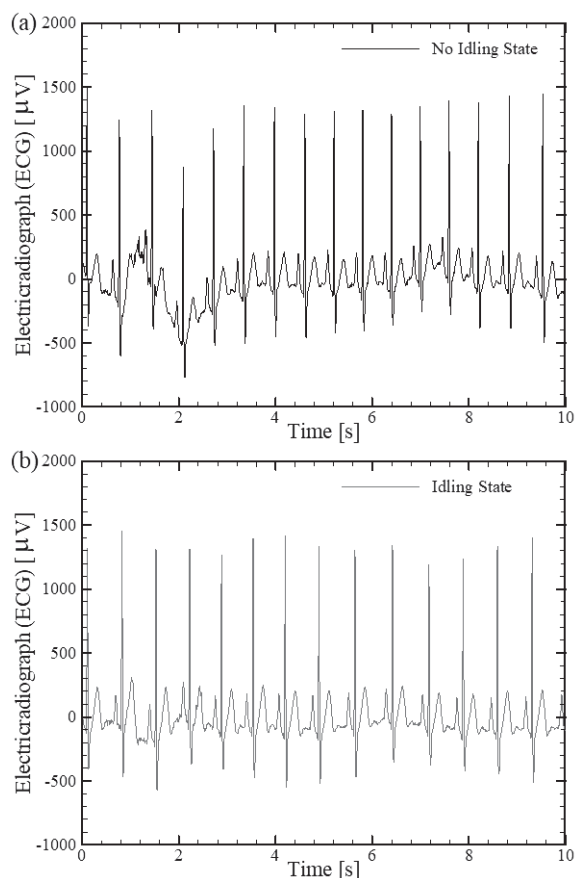


図8 非アイドル時とアイドル時の脈波の時系列信号の比較 ((a) : 非アイドル時, (b) : アイドル時)

図9に図8に示した時系列信号から算出した非アイドル時とアイドル時のLF, HF, LF/HF成分を比較したものを示します。図9より、振動の有無により各成分に差異が生じていることがわかります。LF/HF成分の大きさの比較から、アイドル時の方がストレスが小さくなっていることがわかります。このように、同一の被験者、同一の振動に対しても使用する生体

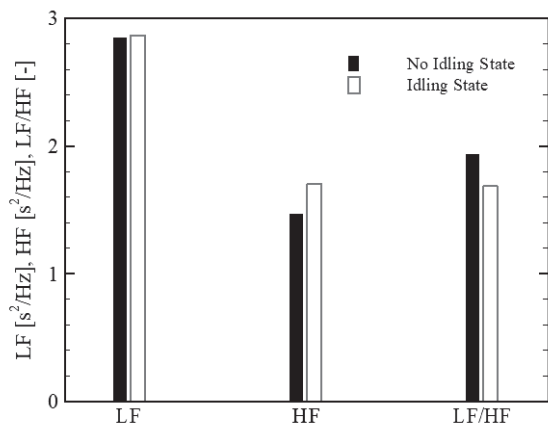


図9 非アイドル時とアイドル時の脈波のLF, HF, LF/HF成分の比較

信号によりストレスの評価結果が異なることがあります。このため、2.1節に示したように、サンプリング数を増やすなど、データの信頼性を向上させると共に、どの生体信号を使用した方がより被験者のストレス状況の評価精度が向上するかを検討しておく必要があります。なお、我々のこれまでの調査の結果では、音または振動の種類により、いずれの生体信号を用いてストレスの評価を行うことが適しているかが異なることが分かっています。

3. 脈波のLF/HF成分を基にした不快な音の決定

どのような車内音を被験者が不快に感じるのかを特定するため、図2に示したような滑らかな路面の車内音計測結果、および、粗い路面の車内音計測結果を複数用意し、それらを試聴した被験者の脈波のLF/HF成分の計測を一人の被験者に対して30回程度行いました。それらの結果を基に、この被験者が不快に感じる車内音の周波数帯域、音圧レベルを機械学習により絞り込みました。これは、被験者が不快に感じた時の車内音のスペクトルの形状・特徴量を決定する形で行いました。その結果、この被験者は図2中の120 Hz帯域の周波数の車内音を不快に感じる傾向にあることが分かりました。

この結果を踏まえ、図10(a), (b)に示す2つの試聴音を用意しました。(a)は図2に示した粗い路面の車内音の計測結果において40 Hzの周波数帯域の車内音を低減したもの、(b)は120 Hzの周波数帯域の車内音を低減したものになります。

図11, 図12に試聴音(a), 試聴音(b)を聞いた際の被験者のLF/HF成分により評価したストレスの大きさと印象評価結果の関係を示します。LF/HF成分は粗い路面の車内音を聞いた際の値で無次元化したものです。また、印象評価結果は粗い路面の車内音を聞いた際の値からの差分で評価しました。

図11より、脈波計測結果と印象評価の結果には概ね正の相関が見られました。一方、第三象限へのプロットの集中は見られず、粗い路面の車内音に対してストレスの大きさが低減していることが分かります。なお、LF/HF成分の平均値は-0.15、印象評価の平均値は0.3でした。また、図12より、図11と同様に脈波計測結果と印象評価の結果は概ね整合性がある上、第一象限へプロット群が移行しており、図11に示した試聴音(a)を試聴した際の結果に比べてさらにストレスが改善していることが分かります。なお、LF/HF成分の平均値は0.15、印象評価の平均値は0.55でした。

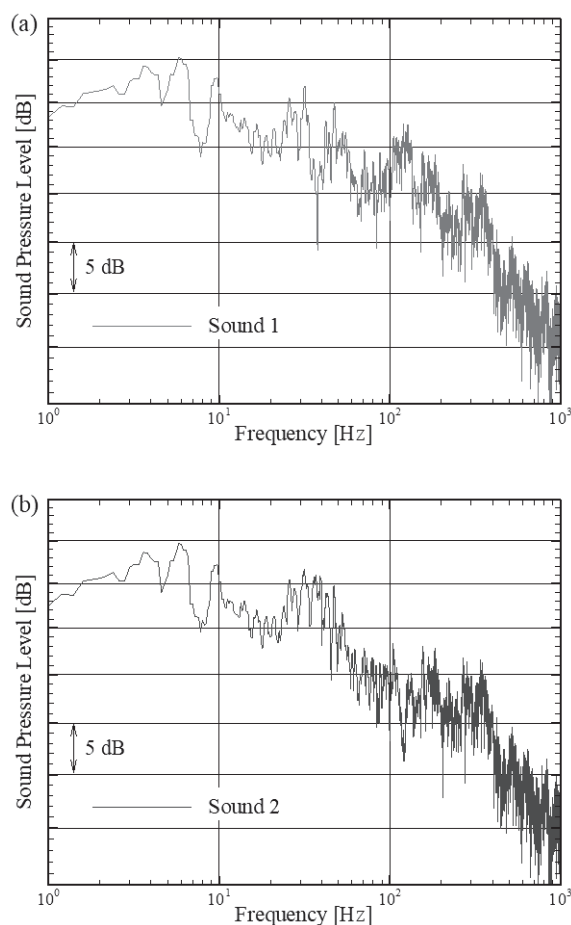


図10 試聴音の周波数解析結果 ((a) 40 Hz帯域を低減, (b) 120 Hz帯域を低減)

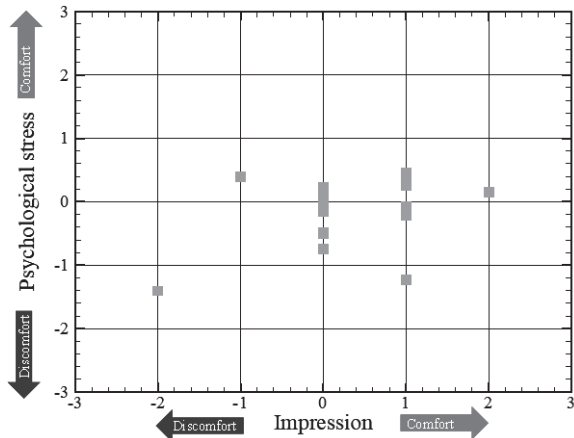


図10 試聴音(a)に対する被験者のストレス評価結果

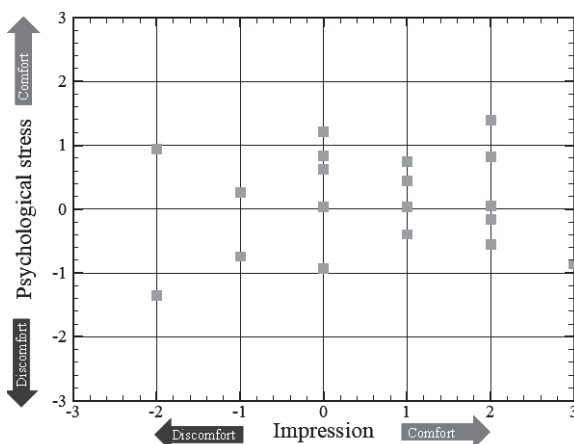


図11 試聴音(b)に対する被験者のストレス評価結果

以上より、被験者が不快に感じる120 Hzの周波数帯域の車内音を低減することで被験者の不快度(ストレス度合い)が低減することが確認できました。なお、このように生体信号を使用することで不快な車内音の特徴を特定し、その車内音の低減により不快度が改善することが確認できましたが、被験者が快適に感じる音の特徴の特定は現状ではできていません。これは被験者が快適に感じる音の特徴がはっきりせず、また、被験者の状態にも大きく依存するためであると考えられます。

4. 自動車内の音・振動環境を制御するデバイス

本研究では、個々に快適な音・振動環境を提供することを目的としています。この実現のためには音・振動を制御するための装置です。これまで、多くの音・振動制御用のデバイスが開発されてきましたが、重量やコストの面で課題があることから、その

解決を目的に、図12に示す磁気応答性エラストマ(MRE)を用いた振動制御デバイス^{[2][3]}の研究も進めています。この装置を自動車の振動部位に設置し、エンジンの回転数、すなわち発生する振動の主周波数に応じて適切に制御することで車内の騒音やシート、ステアリングの振動の制御(低減)を行いました^[3]。また、さらに軽量の振動制御用アクチュエータとして、図13に示すPVDFを用いた振動制御デバイスの研究^[4]も進めています。

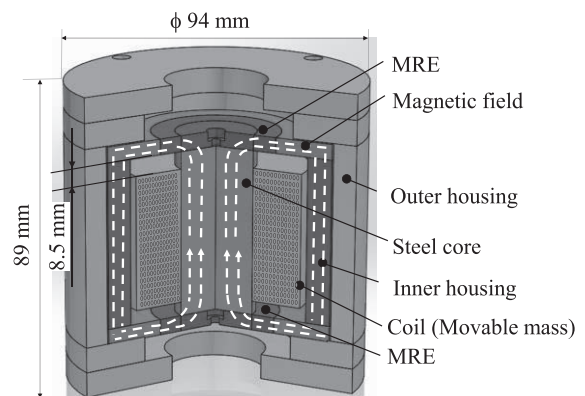


図12 磁気応答性エラストマを用いた振動制御デバイス

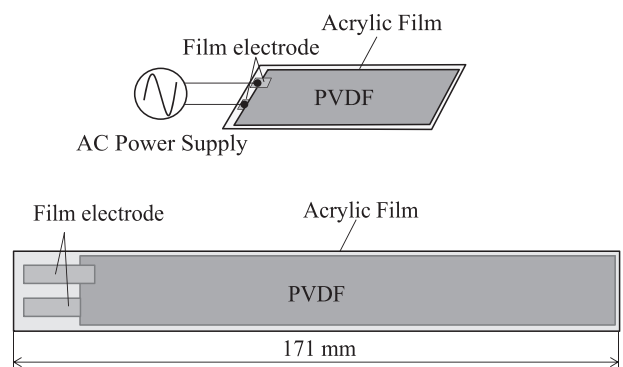


図13 PVDFを用いた振動制御アクチュエータ

5. まとめ

本研究では、個々に最適な音・振動環境を提供するため、音・振動に曝されている被験者の生体信号を基にした音・振動制御技術について研究を行いました。被験者が曝されている音と生体信号を複数回計測し、それらを用いて被験者が不快に感じる音のスペクトル形状を特定し、その結果を用いて車内音を制御することで被験者の不快度が改善する見通しが得られました。また、併せて磁気応答性エラストマやPVDFといったスマート材料を用いた振動制御

技術の研究も行い、車内音の制御が可能であることを明らかにしました。

6. 今後の展開

これまでの研究結果を踏まえ、機械学習と生体信号を基にした騒音・振動制御システムの構築を行います。また、現時点では実現できていない、人が快適に感じる音・振動の特徴の決定方法に関し、引き続き研究を進めます。ご支援の程どうぞよろしくお願いいたします。

発表論文

- [1] O. Terashima, F. Kinoshita, H. Touyama, M. Sawada, On the Estimation of Psychological Stress Caused by Road Noise in a Vehicle Cabin, Proceedings of INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 7 (2018), pp. 739-744.
- [2] O. Terashima, On the active vibration control of a flat plate with a self-made PVDF actuator, Proceedings of 13th International Symposium on Advanced Science and Technology in Experimental Mechanics (2018), F09013 (not published in official).
- [3] O. Terashima, M. Nakata and T. Komatsuzaki, Development and design of the dynamic vibration absorber using Magneto-rheological Elastomer for the weight and power consumption saving, Proceedings of ASME 2019 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (2019), IMECE2019-10776, V011T01A008; 8 pages.
- [4] T. Naito and O. Terashima, Development of the Broad Band Frequency-tunable Dynamic Absorber Using Magneto-Rheological Elastomer for the Noise and Vibration Reduction in Mechanical Systems, Advanced Experimental Mechanics, in Press.

参考文献

- (1) C. Hansen, S. Snyder, X. Qiu, L. Brooks and D. Moreau, Active Control of Noise and Vibration (2nd ed.), CRC Press (2012), pp. 1-13.
- (2) H. Sano, T. Inoue, A. Takahashi, T. Yamashita, M. Nakamura, K. Terai and Y. Nakamura, Development of active control system for low frequency road noise: Solutions for practical use and system configuration, Acoustical Science and Technology, Vol. 22, No. 5 (2001), pp. 378-379.
- (3) O. Terashima and T. Inoue, Active vibration controller,

United States Patent, Patent No. 10161467 (2018).

- (4) O. Terashima, T. Inoue and Y. Kobayashi, Active sound control apparatus, United States Patent, Patent No. 9830902 (2017).
- (5) S. Watanabe, Y. Miyata, Y. Ogata and V. Ivosic, Application of Model-Based Development to Engine Restart Vibration After Idling Stop, SAE International of Vehicle Design, Stability, and NVH, Vol. 1, No. 2 (2017), pp. 125-130.
- (6) 豊島貴行, 松澤俊明, 伊藤憲悟, 遠藤喜章, 高野広喜, 牛村智也, 量産車の MBD におけるシャシ性能設計技術の構築, HONDA R&D Technical Review, 29 巻, 1 号 (2017), 49-58 頁.
- (7) 本橋真之, 神八俊夫, サステイナブル “Zoom-Zoom” 宣言2030, マツダ技報, 35 巻 (2018), 3-8 頁.
- (8) M. Silveira, B. R. Pontes Jr and J. M. Balthazar, Use of nonlinear asymmetrical shock-absorber to improve comfort on passenger vehicles, Journal of Sound and Vibration, Vol. 333, No. 7 (2014), pp. 2114-2129.
- (9) 今重之, 富田豊, 本多敏, RR 間隔の周波数解析法の提案, 人間工学, 35 巻, 3 号(1999), 185-187 頁.
- (10) 木下史也, 森柚樹, 松浦康之, 高田宗樹, 宮尾克, 若年者胃電図の数値解析とその数理モデル化に関する研究, 電気学会論文誌C, 136 巻, 9 号(2016), 1261-1267 頁.
- (11) 人見健文, 池田昭夫, 脳波の基礎知識, 臨床神経生理学, 42 巻, 6 号 (2014), 365-370 頁.