H_2 制御を用いた自動車車室内ロードノイズのアクティブ構造騒音制御

高 松 吉 郎*,****・ミシェル メンスレー**・出 口 欣 高*
屋 代 春 樹***・川 邊 武 俊****

Active Structural Acoustic Control of Road Noise in a Car Cabin Using H_2 Control

Yoshiro TAKAMATSU*,****, Michel MENSLER**, Yoshitaka DEGUCHI*,
Haruki YASHIRO*** and Taketoshi KAWABE****

Reduction of noise in a car cabin due to road irregularities has been a subject of research for many years. For reducing such a noise, we propose the H_2 -based Active Structural Acoustic Control (ASAC) method that uses detailed acoustic models obtained by system identification, from the actuators and the shakers to the driver's ears sound pressure level. During experiments in a semi-anechoic room with a compact car, we verify the effectiveness of the proposed approach by obtaining overall noise reduction over the frequency range of 80~400 Hz at the driver's ears.

Key Words: road noise, ASAC, H_2 control, automobile

1. はじめに

現在、自動車の車室内空間の静粛性へのニーズがユーザの間で高まりつつあり、車室内空間の静粛化に関する研究が重要になってきている。たとえば、長距離のドライブでは車室内騒音は乗員の快適性を阻害し、乗員の疲労を増大させる¹⁾。長距離のドライブでは自動車は定常走行（一定の車速での走行）状態にあることが多い。定常走行時に発生する走行騒音にはロードノイズと呼ばれる騒音が大きな割合を占める。したがって、ロードノイズのレベルを下げることは車室内空間の静粛化に効果的である。

ロードノイズは、車輪が路面の凹凸により加振されることが原因で発生する。車輪から侵入した振動エネルギーは車体の強度部材であるメンバを通して伝搬し、車室を囲むフロア

やドア、ルーフのパネルなど（厚さ 0.7 mm 程度）を振動させる。これらパネルの膜振動により発生した騒音が、乗員の耳元に到達する。

ロードノイズの特徴^{2),3)}は以下のとおりである。

1) 振動壁に囲まれた空間における騒音である。すなわち、車室内の音響モードとパネルの振動モードは強連成場であり、多数のモードをもつ複雑な周波数特性をもつ。

2) 幅広い周波数帯域をもつ。車種によって異なるがおよそ 80 Hz から 400 Hz である。

3) エンジン騒音とは異なり、非周期騒音である。

現在量産されている自動車では、ロードノイズを低減するためにメルシートと呼ばれる制振材をフロアに貼り付けている。メルシートはアスファルトを主成分としたシート状の部材であり、フロアパネルの質量を増加させることにより共振周波数を下げる。その結果、ロードノイズの原因となる振動モードが減少し、車室内のロードノイズが低減する。しかし、この手法では車両全体の質量が増加するため、車両の運動性能や燃費に関して妥協が必要となる。

一方、車室内騒音のアクティブ制御法が研究されている。主な制御系構成法には以下の 3 方法がある。アクティブ騒音制御 (ANC: Active Noise Control) は、スピーカから発生した、騒音と逆位相の制御音により騒音を打ち消す^{4)~8)}。アクティブ振動制御 (AVC: Active Vibration Control) は、加振器により発生した逆位相の制御振動により、構造物の振動を低減して騒音を抑制する⁹⁾。そしてアクティブ構造騒音制御 (ASAC: Active Structural Acoustic Control) は、加振器に

* 日産自動車（株）総合研究所 厚木市森の里青山 1-1

** ルノー SA

*** 富山県立大学工学部 射水市黒河 5180

**** 九州大学大学院統合新領域学府 福岡市西区元岡 744

* Nissan Research Center, Nissan Motor Co., Ltd., 1-1 Morinosatoaoyama, Atsugi

** Renault S.A., 1 avenue du Golf, 78288 Guyancourt, France

*** Faculty of Engineering, Toyama Prefectural University, 5180 Kurokawa, Imizu

**** Graduate School of Integrated Frontier Sciences, Kyushu Univ. 744 Motooka Nishi-ku, Fukuoka

(Received January 19, 2015)

(Revised April 1, 2015)

より発生した制御振動を構造物に印加し、その構造物に囲まれた空間内の騒音を低減する^{4), 10), 11)}。

しかし、上記の特徴をもつロードノイズを低減するためには、上記のアクティブ制御法は以下の問題点のためにそのまま適用することは難しい。ANCは主に音響モードの制御に有効であり、上述のような連成システムに対してはすべてのモードが可制御とは限らない¹²⁾。AVCは主に振動モードの制御に有効であり、壁面の振動は抑制できるがロードノイズの音響モードに起因する成分が低減されとは限らない。特に、自動車の車室は非常に多くのパネルによって囲まれており、一部のパネルの振動を抑制しても、そのエネルギーはほかのパネルに伝わってしまうため、ロードノイズは減少しないことがある。それに対し、構成法としてASACを採用することにより、強連成した車室内の音響モードと振動モードの両方に有効な制御が可能であるという報告がある¹²⁾。

そこで、ASACに基づき、つぎの点に留意してロードノイズ低減システムを構成する。自動車の車体の振動が騒音を発生するプロセスに大きな遅れが存在する。遅れは加振点から音を観測する点までの空気伝搬距離が大きいほど大きくなる。そのため、ASACの構成を採ったとしても騒音をセンシングする構成では、制御帯域を十分に広げることが困難である。この課題を解決するために、本論文では車体に設置した振動/加速度センサを用いて車室内のロードノイズを推定するモデルを用い、このモデルの出力を基にロードノイズを低減する方法を提案する。提案方法では、フロアパネルを加振する制御系が構成されるので、センシングからアクチュエーションまでの遅れが小さくなり、フィードバック制御系が構成される場合には十分広い制御帯域が確保できる可能性がある。

加えて、コントローラ設計には H_2 制御設計手法を採用する。この方法により、非周期、すなわち白色雑音のエネルギーを低減するコントローラを設計できる。さらに、重み関数を適切に設計することで、制御時のロードノイズが所望の周波数特性となるように整形することが可能である。

本論文の構成は以下のとおりである。2章ではロードノイズに関する振動およびロードノイズの伝搬プロセスをモデリングする。さらに、ASACシステムを設計するための制御系の構成について述べる。3章では、 H_2 制御手法を用いた制御系設計について述べる。4章では、提案手法の有用性を確認した計算機シミュレーションおよび実験結果について述べる。そして、5章においてまとめおよび今後の課題を述べる。

2. モデル化

本章では、車輪に入力される加振力がロードノイズとなるまでの動特性をモデル化する。

2.1 ロードノイズ発生プロセスのモデル化

Fig. 1にロードノイズ伝搬に関連する車体構造の模式図を示す。車体は大きく分けて、エンジンルーム、車室、トランクに分割して考えることができる。そして、車室はフロア、ドア、ルーフ、そしてエンジンルームとの隔壁であるダッシュ、

Fig. 1 Car structure related to the vibration and acoustic transfer process

トランクとの隔壁であるリアダッシュの壁面により構成される閉空間である。これらの壁面はメンバと呼ばれる比較的剛性の高い構造部材と、その間に張られた薄いパネルにより構成される。

ロードノイズの伝搬のプロセスは以下のとおりである。車両走行時に路面の凹凸が原因となり4つのタイヤが3軸方向に加振される。タイヤの振動は車軸やタイヤを懸架するサスペンション（ショックアブソーバ、リンクなど）を介して車体に伝搬される。サスペンションを伝搬して車体に侵入する振動は、メンバを通して車室壁面を構成するパネルまで伝搬し、パネルを振動させて車室内にロードノイズを発生させる。Fig. 2にタイヤからの振動が車両に侵入し、ロードノイズを発生させるまでのプロセスを示す。 f は路面から侵入する加振力、 f_d はタイヤから車体に侵入した加振力、 a_d は f_d

Fig. 2 Coupled acoustic and vibration transfer process of road noise

が原因となって車体に発生した振動、 SPL_{tire} はタイヤから直接車室内に侵入するロードノイズ音圧、 SPL_{body} は車体を経由しパネルの振動により発生するロードノイズ音圧、 SPL はそれら2つが合成されて車室内に形成されるロードノイズ音圧、 v_{body} はパネルの振動をそれぞれ表す。ここでSPLはSound Pressure Levelの略である。図中の“Tires”はタイヤから車体へ振動が伝搬する伝達特性、およびタイヤから直接放射されるロードノイズまでの伝達特性を示す。図中の“Suspension”はサスペンションにおける振動系の伝達特性、図中の“Structural dynamics”はメンバ（図中の“Member”）やパネル（図中の“Panel”）など車室壁面における構造物の振動系の伝達特性、そして“Acoustic dynamics”は車室内の音響系の伝達特性をそれぞれ示す。

メンバとパネルとはお互いが連成した振動系を形成してい

る。すなわち、それぞれのシステムの出力がお互いのシステムに入力され、作用を及ぼしあう。さらに、振動系と音響系とも閉空間内において強連成場を形成している。一般に、パネルはメンバに比べて機械インピーダンスが小さい。したがって、主にパネルと、同じくインピーダンスの小さい音響系との間でインピーダンス整合が成り立ち、強連成場が形成される。

また、振動・音響伝搬システムは分布定数系である。すなわち、Fig.2 の各信号は無限次元である。

2.2 制御系の構成と制御系設計用モデルの導出

Fig. 3 に, Fig. 2 のシステムを制御するための制御系を示す. ここで, v は m 個のアクチュエータにより生成された制御入力であるパネルの歪み, a は n 個の加速度センサで得られた加速度信号である. コントローラ (図中の “Controller”)

Fig. 3 Vibration transfer system of road noise and controller

は図中の“Structural dynamics”で伝達特性が表わされるパネル振動系に対して制御振動を印加する。

コントローラは、車室内のロードノイズ SPL を低減する制御入力信号 v を出力する。提案手法ではセンサとアクチュエータを同じ車体に配置する ASAC の構成を採用するため、アクチュエータから “Panel” および “Member” を経由したセンサへ振動の伝達経路が無視できない場合がある。アクチュエータからセンサへの振動の伝達経路が無視できない場合には閉ループが生じ、安定性を考慮する必要がある。コントローラ内でアクチュエータからセンサへの音響または振動の伝達経路をキャンセルする手法⁷⁾も提案されているが、本システムでは伝達経路のゲインが高いため、この方法ではモデル誤差による閉ループの不安定化が起きやすくなることが予想される。一方、センサ・アクチュエータの配置によっては “Panel” から “Member” への伝達経路を無視できることもある。そこで、どちらの場合にも対応できる制御系設計手法を構築する。“Panel” から “Member” への伝達経路が無視できない場合は提案手法はフィードバック制御、無視できる場合はフィードフォワード制御となる。実際、4 章の実験ではフィードフォワード制御系が構成され、続報予定である走行実験のケースでは、提案手法によりフィードバック制御系が構成される。

以下の項では、アクチュエーションおよびセンシング手法についての詳細を述べ、制御系設計のためのモデルを導出する。

2.2.1 アクチュエーション

アクチュエータとしてパネルに貼り付けたピエゾ素子を用

いる。その理由は、車室内のロードノイズはパネルの膜振動により発生するため、パネルを歪ませる制御入力を与えるアクチュエータが望ましいと考えられるからである。

アクチュエータの貼り付け場所はパネル（図中の“Panel”）とする。理由は、パネルは機械インピーダンスが低く音響系と強連成されているため、音響系をより効率的に制御することが期待されるからである。また、アクチュエータへの制御指令信号から車室内ロードノイズまでの伝達関数の反共振周波数が、ロードノイズレベルの高い周波数帯域に入らない位置とする。

1 個のアクチュエータで静粛化できる空間や周波数帯域は限られている⁸⁾。多数のアクチュエータをパネル上に配置すれば静粛化できるモードが増え、ロードノイズを低減できる空間と周波数帯域が広がることが期待できる。

2.2.2 センシング手法

センサの位置はメンバ(図中の“Member”)とする。理由は、音響系とのインピーダンス差が大きいメンバに配置したセンサにより、タイヤから侵入する振動を低雑音で検出することを期待できるからである。ほかの可能性としては、加振力 f の加振点により近いタイヤハブやサスペンション取り付け点近傍の振動 f_d を観測することが考えられる。しかし、タイヤハブと車体の間にはブッシュ(ゴム製)やショックアブソーバなどがあり、振動伝搬経路としては非線形性が無視できない。また、サスペンション取り付け点近傍の部材も振動振幅が大きいので、非線形性が無視できない。ここでは、線形な集中定数系として振動伝達経路をモデル化し、線形制御手法を適用するので、タイヤハブやサスペンション取り付け点近傍にはセンサを配置しないこととする。

結果的に、センサとアクチュエータの貼り付け位置の部材の間には機械インピーダンスの差があるため、アクチュエーションによる振動はセンサには伝わりにくくなる。

2.2.3 制御系設計のためのモデル化

まず, Fig. 3 のシステムにおいて, システムの入出力に注目することで集中定数系近似し, **Fig. 4** のようにモデル化する. $f \in \mathbb{R}^{12}$ は 4 つのタイヤから前後, 左右, 上下方向に侵入する加振力, $a_d \in \mathbb{R}^n$ は加速度センサ取り付け位置における外乱起因の振動, $SPL \in \mathbb{R}^p$ はロードノイズ低減制御の目標とする p 個の位置での騒音レベル, $a \in \mathbb{R}^n$ は n 個の加速度センサによって得られた観測値, $v \in \mathbb{R}^m$ はアクチュエータへの指令信号をそれぞれ表わす. $G_f^a(s)$ は Fig. 3 における f から “Tire” および “Suspension” を経て a_d までの伝達関数, $G_{a_d}^{spl}(s)$ は Fig. 3 における a_d から “Structural dynamics” と “Acoustic dynamics” の連成系を経て SPL までの伝達関数, $G_v^{spl}(s)$ は Fig. 3 における v から “Structural dynamics” と “Acoustic dynamics” の連成系を経て SPL までの伝達関数, $G_v^a(s)$ は Fig. 3 における v から “Structural dynamics” と “Acoustic dynamics” の連成系を経て加速度センサ位置に生成する振動 a_v までの伝達関数をそれぞれ示す. $R(s)$ は Fig. 3 における f から “Tire” を経て SPL までの成分と, 加速度センサでは

周波数帯域でのコントローラのゲインを増大させることを意図する．一方，ロードノイズの小さな周波数ではコントローラゲインを減少させる効果が期待される．

つぎに，重み関数 W_2 は定数とする． W_2 を導入し，制御入力 u の振幅を調整して，アクチュエータが飽和しにくくする．また，設計理論的には H_2 制御問題においてその可解条件を満たすことができる．

さらに，制御周波数帯域でのコントローラゲインを下げることを意図し，重み関数 W_3 はバンドパスフィルタとする．その結果， $\hat{G}_v^{spl}$ のモデル誤差の大きくなる制御帯域外において，ロードノイズ以外の騒音を増幅してしまうという悪影響が防げると期待できる．

コントローラは以下に示す評価関数 J を最小化する．

$$J = \left\| \begin{pmatrix} (\hat{G}_a^{spl} + \frac{\hat{G}_v^{spl} W_3 L_2 C_{H_2} T_d L_1}{1 - \hat{G}_v^{spl} L_2 C_{H_2} T_d L_1}) W_1 \\ \frac{W_2 C_{H_2} T_d L_1 W_1}{1 - \hat{G}_v^{spl} L_2 C_{H_2} T_d L_1} \end{pmatrix} \right\|_2 \quad (2)$$

(2) 式の上段はロードノイズ低減制御の性能を評価する項である．(2) 式の下段はアクチュエータ入力信号を評価する項である．

車室内の特定の点でなく，複数の点でロードノイズレベルを下げるのが制御目的である場合には， z_1 はロードノイズレベルを下げる点の数と同じ次元のベクトルであり，(2) 式で評価する伝達関数行列のサイズは， z および w の次元に依存する．もし，位置によって制御効果に差をつけたい場合には， z_1 の直前にスカラー値を要素とした対角行列を重み関数として挿入する．さらに，この対角行列の要素をスカラー値ではなく，人間が音を感じる周波数特性のモデル (A 特性と呼ばれる) を用いると，人間がより大きく感じる周波数帯域のロードノイズを大きく低減できると予想される．

また，モデル化誤差は不可避であり，安定余裕やロバスト性については設計する必要がある．特に，車両の経年劣化やフロアパネルへの付着物などによるモデル誤差が発生した場合，システムが不安定化してしまう可能性がある．この問題に対し，感度関数による解析によりシステムのロバスト性が十分になるように重み関数 W_2 および W_3 を適切に設計することで，モデル誤差に対してロバストな制御系が設計されることが期待できる．また，定期的にシステム同定を行なうことでモデルを随時修正する方法も考えられる．

4. 計算機シミュレーション・実験結果

本章では，実験条件，モデリング結果，コントローラ設計結果，そして実験結果を述べる．

4.1 実験条件

最終的には，提案手法の有効性を走行実験により検証する必要があるが，コストと時間がかかるため事前に台上で原理確認を行なう．本論文では，ASAC システムとしての制御系の構成とモデリング，そして H_2 コントローラの設計法の有効性に関する原理確認を行なった．別課題としてロードノ

イズ源となる振動のセンシングとロードノイズの推定手法の有効性の原理確認が必要であるが，台上実験と走行実験とは実験条件が大きく異なるので統報にて扱う．

問題を原理確認が行なえる程度に以下のように単純化した．対象車両は排気量 1.3 L の小型乗用車とし，半無響室内の台上で実験を行なった．Fig. 7 に実験装置の外観を示す．車両はほぼ左右対称の構造であり，ロードノイズ源となる振動は前後両輪から侵入するので，車体右側の加振力と左側の加振力の効果はほぼ左右対称であると考えられる．そこで，右側前後 2 つのタイヤ近傍の点に路面からの加振力に相当する振動を印加した．また，複数点での制御結果の違いを検証するために，運転席左右耳元 2 点でのロードノイズ低減を目的とした．2 点の制御点におけるロードノイズを低減するため，2 個のアクチュエータを使用した．2 個の独立したロードノイズ源から侵入する振動を観測するため，2 個のセンサを使用した．

Fig. 7 Experimental vehicle in the semi-anechoic room

Fig. 8 に実験装置の概要を示す．図中の “Noise generator” (HP 社製 3562A) は，タイヤから侵入する振動を模擬した信号を生成する信号発生器である．“Shaker” は電磁加振器 (VTS 社製 VTS100) である．車軸を加振点とした場合は，ショックアブソーバなどでの減衰が大きく，出力の限られる電磁加振器では十分に加振できない．そこで，車軸と車体との代表的な接合点であり，ロードノイズの原因となる振動の主要な侵入点である右後輪ロワリンクのボディ付け根と右前輪 A 型アームを加振点とした．“Controller” は dSPACE Auto-Box¹³⁾ に実装したデジタルコントローラである．“Sensor” は力センサ (Bruel and Kjaer 8200) である．本実験ではセンシングに関してはできるだけノイズの少ない理想的な条件で実験を行なうため，加速度センサに代えて力センサを使用した．コントローラ前後段の “Low-pass filter” はアナログ回路で構成したローパスフィルタである．“Amp” はアクチュエータを駆動するための高電圧アンプである．“Piezo-actuator” (富士セラミックス社製 Z0.5T20x50R-SYX C82;

Fig. 8 Overview of the experimental set-up

サイズ 20 mm × 50 mm) は、車体のフロアパネルに貼り付けた 2 枚のピエゾアクチュエータである。

タイヤから侵入する振動を模擬した信号は以下のように設計した。まず、ロードノイズ路と呼ばれるロードノイズ評価に用いる路面を、実験車両により走行した。つぎに、得られたロードノイズのパワースペクトルを模擬したフィルタを作成した。そして、白色雑音をこのフィルタでろ過し、加振力を模擬した信号を作成した。

コントローラのサンプリング周波数は 3000 Hz とした。これは、制御帯域に対して十分に高い値である。実用上は制御効果とのトレードオフを取りながら適切な値を採用する。また、サンプル値制御¹⁴⁾を用いることにより、低いサンプリング周波数を使用した場合にも制御効果の減少を抑えることができる可能性がある。AutoBox のボードの仕様は、プロセッサは 480 MHz PowerPC、メモリは 128 Mbyte SDRAM、AD 変換の分解能は ± 5 V/12 bit であった。

コントローラ前段のローパスフィルタ（図中の“Low-pass filter”）はアンチエイリアシングフィルタである。アンチエイリアシングフィルタは、遮断周波数を 500 Hz とした 4 次バタワースフィルタとした。コントローラ後段の 2 つのローパスフィルタ（図中の“Low-pass filter”）は、0 次ホールドにより発生する高周波成分を除去する平滑化フィルタである。遮断周波数を 500 Hz とした 4 次バタワースフィルタで構成した。

ピエゾアクチュエータ貼り付け位置は、運転席下のフロントフロアパネルおよび燃料タンク裏のリアフロアパネルとした。Fig. 9 に貼り付けた場所を示す。貼り付け位置は以下のように決定した。まず、Fig. 9 に示すフロアパネル上に、144 点の加振点を設定した（左図の丸印）。つぎに、設定した加振点すべてを音響・振動系の伝達関数測定用のハンマーでインパルス状の打撃を加えた。そして、各点でのハンマーの加振力から運転席左右耳元音圧までのすべての伝達関数のゲインを比較し、制御周波数帯域 80~400 Hz においてゲインの高い位置をアクチュエータの貼り付け位置とした。

アクチュエータからセンサへの振動伝搬の周波数特性を計

Fig. 9 Piezo actuator positions and hammering points on the floor panel

測したところ、そのゲインは十分に小さかったため、伝達関数 G_v^a を 0 とおいた。 $G_v^a = 0$ とおくと、コントローラ設計はフィードフォワードコントローラの設計問題に帰着される。また、評価位置である運転席左右両耳元にはマイクを取り付けた。運転席左右耳元における音圧レベル SPL_l , SPL_r を測定することで、制御によるロードノイズ模擬音の低減効果を測定する。 SPL_l , SPL_r は制御には使用しない。

4.2 モデリング結果

Fig. 6 における $\hat{G}_a^{spl}$ と $\hat{G}_v^{spl}$ をシステム同定法により求める。フロントおよびリアの電磁加振器における力センサの測定値をそれぞれ a_f , a_r とする。またフロントおよびリアのパネルに張り付けたピエゾアクチュエータへの指令信号をそれぞれ v_1 , v_2 とおく。 $\hat{G}_a^{spl}$ は、

$$\hat{G}_a^{spl} = \begin{bmatrix} \hat{G}_{a_f}^{spl_r} & \hat{G}_{a_r}^{spl_r} \\ \hat{G}_{a_f}^{spl_l} & \hat{G}_{a_r}^{spl_l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} SPL_r/a_f & SPL_r/a_r \\ SPL_l/a_f & SPL_l/a_r \end{bmatrix}$$

である（次元は 2 行 2 列）。また、 $\hat{G}_v^{spl}$ は

$$\hat{G}_v^{spl} = \begin{bmatrix} \hat{G}_{v_1}^{spl_r} & \hat{G}_{v_2}^{spl_r} \\ \hat{G}_{v_1}^{spl_l} & \hat{G}_{v_2}^{spl_l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} SPL_r/v_1 & SPL_r/v_2 \\ SPL_l/v_1 & SPL_l/v_2 \end{bmatrix}$$

である（次元は 2 行 2 列）。

まず、白色雑音を Fig. 8 における電磁加振器およびピエゾアクチュエータに入力し、入力信号と出力騒音との間の周波数特性を測定する。今回は MATLAB® に用意されている tfestimate 関数を使用した。つぎに、得られた周波数特性を用いて伝達関数を同定する。ここでも MATLAB に用意されているシステム同定ツール SD tool を用いた。制御帯域は 80~400 Hz であるため、80~400 Hz におけるモードのみを抽出しモデリングした。

得られた伝達関数の周波数特性の一部を、測定された周波数特性と比較して示す。Fig. 10 は、後ろ側の加振点での加振力 a_r から、右耳元でのロードノイズ模擬音の音圧レベル SPL_r までの伝達関数である。次数は 68 次であった。図より、目標とする周波数帯域において精度良く伝達関数が推定さ

れたことがわかる. 実際, 80~400 Hz におけるオーバーオールのモデル誤差を次式

$$e = 20 \log_{10} \left(\int_{2\pi 80}^{2\pi 400} \frac{|G(j\omega) - \hat{G}(j\omega)|}{|G(j\omega)|} d\omega \right) \quad (3)$$

により計算すると, $e = -23$ dB であった. ここで $G(j\omega)$ を測定された周波数特性, $\hat{G}(j\omega)$ を推定した伝達関数の周波数特性とおいた.

Fig. 10 Bode plots of measured (solid line) and identified (dotted line) transfer functions $\hat{G}_{ar}^{splr}$

また, Fig. 11 は, ピエゾアクチュエータ指令電圧 v_1 から, 右耳元でのロードノイズ模擬音の音圧レベル SPL_r までの伝達関数である. こちらも $e = -18$ dB であり, 考慮する周波数帯域において精度の良い同定結果が得られていることがわかる. 伝達関数の次数は 52 次であった. ほかの伝達関数についても同様の精度で同定ができた. なお, これらの同定精度の妥当性は後の節にて検証する.

Fig. 11 Bode plots of measured (solid line) and identified (dotted line) transfer functions $\hat{G}_{v_1}^{splr}$

4.3 コントローラ設計結果および計算機シミュレーション結果

コントローラを 3 章の手法により設計する. 重み関数 W_1 と W_3 の周波数特性を Fig. 12 に示す.

Fig. 12 Gains of the weighting functions

W_1 には前述のとおり, 実験車両のロードノイズ模擬音のパワースペクトル特性の包絡線となるゲイン特性を有する 8 次元の伝達関数を用いた. W_3 には制御周波数帯域である 100~400 Hz を通過帯域とするバンドパスフィルタを用いた. W_2 にはスカラー値を用いた.

これらの重み関数を用いて一般化プラントを構成し, MATLAB Robust Control Toolbox に用意されている `h2syn` 関数を用いることで, (2) 式の評価関数を最小化する 2 入力 2 出力連続時間コントローラを設計した. コントローラ C_{H_2} の周波数特性を Fig. 13 (実線) に示す. また, デジタル計算機に実装するために, 求めたコントローラを低次元化し離散化した. 低次元化には, MATLAB Control System Toolbox に用意されている `balreal` 関数および `modred` 関数を用いて, 一定値以下のハンケル特異値をもつ状態を削除することにより行なった. その結果を Fig. 13 (破線) に示す. 図より, 制御帯域において実用上同じ周波数特性の低次元化離散時間コントローラが得られたことがわかる. 低次元化前の連続時間コントローラの次数は 258 次であり, 低次元化離散時間コントローラは 102 次であった.

Fig. 13 から, 3 章で示した重み関数の効果が見てとれる.

Fig. 13 Bode plots of the continuous full-order controller (solid line) and the discretized reduced-order controller (dotted line). The plots are almost coincides

すなわち、すべての周波数帯域においてすべてのコントローラのゲインが 20 dB 以下であり (W_2 の効果)、制御帯域外ではゲイン特性が下がっている (W_1, W_3 の効果)。

設計手法の妥当性を検証するために、連続時間系のモデルと、連続時間系のモデルをもとに設計した連続時間系コントローラを用いて計算機シミュレーションを行なった。離散化誤差は実験で検証した。Fig. 14 に、制御 ON 時と制御 OFF 時において、加振力 a からロードノイズ模擬音の音圧レベル SPL までの伝達関数ゲインを比較した結果を示す。

Fig. 14 Gain plots of the transfer functions from a to SPL ; without control (dotted line) and with control (solid line)

図より、制御周波数帯域において、制御 ON 時にはゲインが下がっていることがわかる。上記の各伝達関数のゲインの減少幅のオーバーオール値を以下の式により定義する。

$$\text{O.A.sim} = 10 \log_{10} \left(\int_{2\pi 80}^{2\pi 400} \frac{|G_{on}(j\omega)|^2}{|G_{off}(j\omega)|^2} d\omega \right) \quad (4)$$

ここで、 G_{on} 、 G_{off} はそれぞれ制御 ON、OFF 時の加振力 a からロードノイズ模擬音の音圧レベル SPL までの伝達関数の周波数特性を表わす。その結果、それぞれの伝達関数におけるオーバーオールのゲイン低減幅は以下のとおりとなった。

- a_f から SPL_r までの伝達関数ゲインの減少幅：9.2 dB.
- a_r から SPL_r までの伝達関数ゲインの減少幅：5.9 dB.
- a_f から SPL_l までの伝達関数ゲインの減少幅：8.6 dB.
- a_r から SPL_l までの伝達関数ゲインの減少幅：4.0 dB.

4.4 実験結果

制御 ON/OFF 時において、運転席左右耳元位置でのロードノイズ模擬音の音圧レベルを比較する。Fig. 15 および Fig. 16 に、運転席右耳および左耳位置でのロードノイズ模擬音の音圧レベルのワースペクトルを示す。両図より、80～400 Hz の帯域でロードノイズ模擬音の音圧レベルが低減していることがわかる。

Fig. 15 SPL in [dB] at driver's right ear; without control (gray line) and with control (black line)

Fig. 16 SPL in [dB] at driver's left ear; without control (gray line) and with control (black line)

ロードノイズ模擬音の低減効果のオーバーオール値による比較を行なう。制御 OFF 時および制御 ON 時に得られたロードノイズ模擬音の音圧レベルのオーバーオール値を以下の式により定義する。

$$\text{O.A.exp} = 10 \log_{10} \left(\int_{2\pi 80}^{2\pi 400} \frac{|SPL_{on}(j\omega)|^2}{|SPL_{off}(j\omega)|^2} d\omega \right) \quad (5)$$

ここで $|SPL_{off}(j\omega)|^2$ と $|SPL_{on}(j\omega)|^2$ とは、それぞれ制御 OFF、制御 ON 時におけるロードノイズ模擬音の音圧レベルのワースペクトルである。結果は、80～400 Hz 帯域におけるロードノイズ模擬音の低減幅のオーバーオール値は、右耳元および左耳元でそれぞれ 6.5 dB と 3.7 dB であった。一般に 3 dB のロードノイズの音圧レベルの違いは車格 2 クラス分に相当するといわれる。すなわち、1.3 L のエンジンを搭載したコンパクトカーである実験車のロードノイズ音圧レベルが、制振材がより多く使われている中型セダンと同等になることを意味する。すなわち、本実験では十分な制御効果が得られた。このことは 4.2 節において作成したモデルの精度およびコントローラの離散化精度が十分であったことを意味する。

また、制御により左右耳元での音圧レベルが同レベルになっている。すなわち、制御を行わない場合ではオーバーオールの左右の音圧レベル差は 3.9 dB であったが、制御を行なったときには 1.1 dB まで減少した。これは、 H_2 制御により左右耳元の音圧レベルが同じ値になるように重み関数を設計し

た結果である。

さらに、ロードノイズ模擬音の音圧レベルが高い周波数帯域すなわち 100~200 Hz と 300~400 Hz において、大きな制御効果が得られていることがわかる。これは、重み関数 W_1 を導入した効果である。

Fig. 17 と Fig. 18 に、制御 ON/OFF 時の時系列データを示す。図から、ロードノイズ模擬音の音圧レベルが左右耳元ともに減少していることがわかる。

実際、制御を施すことにより、ロードノイズ模擬音の音圧レベルが低くなることが聴覚的にも感じられた。

Fig. 17 Time histories of road noise at driver's right ear; without control (grey line) and with control (black line)

Fig. 18 Time histories of road noise at driver's left ear; without control (grey line) and with control (black line)

5. おわりに

本論文では、以下の考察の下に自動車の車室内騒音の主要な成分の 1 つであるロードノイズを、アクティブ制御により低減する方法を提案した。

1) 閉空間における音響モードと振動モードの強連成場起因するロードノイズを低減するために、アクティブ構造騒音制御 (ASAC: Active Structural Acoustic Control) 法を適用した。

2) センサをメンバ、アクチュエータをパネルに配置することで、分布定数系である音響・振動系を集中定数系に近似し、制御系設計モデルを導出した。

3) 非周期騒音であるロードノイズのエネルギーを広い周波数帯域にわたって低減する手法として、 H_2 制御法を採用した。また、その一般化プラントの構成法および重み関数の設計法を提案した。

以上の手法を用いることで、ロードノイズが問題となる周

波数帯域においてロードノイズ低減効果を得ることができるコントローラを設計することができた。さらに、本手法の原理確認を計算機シミュレーションおよび半無響室内における実車両を用いた台上実験によって行ない、その有効性を確かめることができた。

今後の課題としては、走行時におけるロードノイズ低減に向けて、車体振動状態から車室内ロードノイズを推定する方法を見いだすこと、ロードノイズを低減する空間を拡大することなどが挙げられる。具体的には、外乱加振力は、4 輪から入ってくる 3 軸方向の並進振動すべてを扱えるように最大 12 次元に拡張する。また、それらの加振力の独立成分をすべて観測するためのセンサ配置および数の決定方法を見いだす。ロードノイズを低減する空間を乗員のいるすべての空間に拡張する。そして、走行時におけるロードノイズ低減を実証する。また、乗員数の変動により、振動・音響伝達関数が増減することが実験で確認されている (付録に記載)。この変動により、ロードノイズ低減効果が減少することが予想されるため、たとえばコントローラの切り替えやゲインスケジュールなどの方法による対策を検討する。

謝辞 本研究の先行研究および共同研究において、モデル化に対する基礎検討や本研究に関する有意義な議論をしていただいた首都大学東京の田中 信雄教授に感謝いたします。

参考文献

- 1) 渡邊, 齋賀: 騒音暴露に対する生理的反応の基礎検討, 第 25 回東京電機大学音響情報研究室研究談話会 (2005)
- 2) J. Duan, M. Li, T.C. Lim, M.R. Lee, M.T. Cheng, W. Vanhaaften and T. Abe: A Computationally Efficient Multichannel Active Road Noise Control System, *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, **137**-1, 011003 (2014)
- 3) 小机わかえ: 感度解析と最適化手法による騒音低減に関する研究, 東京大学大学院工学系研究科博士論文 (1995)
- 4) W. Dehandschutter and P. Sas: Active Control of Structure-Borne Road Noise Using Vibration Actuators, *Journal of Vibration and Acoustics*, **120**, 517/523 (1998)
- 5) A.S. Dhaliwal, G.G. Parker and J.R. Blough: Active Structural Acoustic Control of Road Noise in a Passenger Vehicle, *Int. J. Vehicle Autonomous Systems*, **2**-3/4, 168/188 (2004)
- 6) 佐野, 足立, 粕谷: 最小 2 乗法に基づく自動車のアクティブ騒音制御に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), **61**-581, 78/84 (1995)
- 7) P.A. Nelson and S.J. Elliott: *Active Control of Sound*, Academic Press (1992)
- 8) 西村, 宇佐川, 伊勢: アクティブノイズコントロール, コロナ社 (2006)
- 9) C.K. Song, J.K. Hwang, J.M. Lee and J.K. Hedrick: Active Vibration Control for Structural-Acoustic coupling System of a 3-D Vehicle Cabin Model, *Journal of Sound and Vibration*, **267**, 851/865 (2003)
- 10) C.R. Fuller, S.J. Elliott and P.A. Nelson: *Active Control of Vibration*, Academic Press (1997)
- 11) 貝塚, 田中: 直方体形閉空間場における Clustered Active Structural Acoustic Control, 日本機械学会論文集 (C 編), **72**-716, 108/115 (2006)
- 12) K. Kobayashi and N. Tanaka: Minimization of Acoustic Potential Energy in Enclosure Using Both Active Noise

Control and Active Vibration Control, JSME International Journal Series C, 47-4, 1133/1139 (2004)

13) dSPACE GmbH: <http://www.dspace.de>

14) 山本, 原, 藤岡: ビデオライブラリー: サンプル値制御理論とその応用, システム制御情報学会 (2001)

《付 録》

Fig. A.1 に, 車室内に乗員が乗らない状態と, 乗員が運転席に乗車している状態とにおいて計測した, ピエゾアクチュエータから運転席右耳元音圧までの伝達関数を比較して示す. 300 Hz 以上で顕著な差が現れるが, 100 Hz 近傍でも変動が存在する.

Fig. A.1 Transfer functions from piezo actuator input voltage to SPL at driver's right ear; with and without passenger's existence in a car

出口 欣 高 (正会員)

1992 年東京大学大学院電気工学専攻修士課程修了. 同年日産自動車 (株) に入社. ハイブリッド電気自動車制御, 車両運動制御, 運転支援制御など, クルマの電動化と知能化にかかわる研究に従事. 自動車技術会の会員.

屋 代 春 樹

1975 年名古屋大学大学院工学研究科航空工学専攻修士課程修了. 同年日産自動車 (株) 入社総合研究所車両研究所. 2006 年横浜国立大学大学院工学研究科にて博士 (工学) 取得. 2006 年日産自動車退社. 2006 年富山県立大学工学部助教授就任. 現在に至る. 自動車の振動, 騒音研究に従事. 日本機械学会, 自動車技術会会員.

川 邊 武 俊 (正会員)

1982 年早稲田大学理工学部応用物理学卒業. 84 年早稲田大学大学院理工学研究科物理学及応用物理学専攻修了. 同年日産自動車 (株) 入社. 同年日産自動車 (株) 総合研究所電子情報研究所. 92~93 年東京大学大学院工学系研究科計数工学専攻大学院研究生. 94 年東京大学大学院工学系研究科博士号. 2005 年九州大学システム情報科学研究院教授. 運動・振動, 自動車の制御に従事. IEEE, 電気学会, 日本機械学会, 自動車技術会会員.

[著 者 紹 介]

高 松 吉 郎 (正会員)

2004 年東京大学大学院情報理工学系研究科システム情報学専攻修士課程修了. 同年日産自動車 (株) 入社. 2014 年九州大学大学院統合新領域学府オートモーティブサイエンス専攻博士後期課程に入学. 現在に至る. アクティブ騒音制御, 運転支援システムの研究開発に従事. 自動車技術会, 日本機械学会の会員.

ミシェル メンスレー

1999 年 Henri Poincare 大学大学院 CRAN (Research Center in Automatic Control of Nancy) 修了. 同年九州大学 post-doctoral 研究員. 2001 年日産自動車 (株) 入社. 2006 年ルノー SA 入社. 現在に至る. エンジン・駆動, 騒音, リチウムイオンバッテリーなどの状態推定および自動制御の研究に従事. 工学博士.