

特集 冷媒流動騒音の発音源と等価流体加振力の定量化技術の開発*

Development of Airborne Source and Fluid-borne Equivalent Force Quantification Technology for Refrigerant Flow Noise

森川 将徳

Masanori MORIKAWA

須藤 知宏

Tomohiro SUDO

石井 智也

Tomoya ISHII

Recently for an interest in fuel-efficiency, a strong demand for hybrid vehicles and electric vehicles emerges rapidly. Engine noise, which used to be significant in cabin acoustic, cannot be considered to be always present to mask other noise as air conditioner's noise. The noise from air conditioning system occurs when operational forces excite structures, and structural vibration often become airborne sources on external surfaces, resulting in radiation noise problem. Even if force levels are low, acoustic sources are generated easily, and they often make noise issue. A proper countermeasure is required, but this is not always available due to design limitation in the development and due to lack of relevant technical approach. This paper describes the technique to characterize fluid-borne source in a form of equivalent force levels, and also to quantify contribution of acoustic source to solve the refrigerant flow noise quickly and accurately.

Key words : (Standardized) noise, accessory and device noise, (Free) air conditioner, Airborne noise

1. まえがき

近年、省燃費の要求が高まりEV（電気自動車）、HV（ハイブリッド車）の需要が急速に高まってきている。それに伴い、エンジンが稼動しないシーンが増え、車室内の静粛性も益々高まっている。一方、カーエアコン開発においても、空調性能だけではなく、低騒音化も一層重要となってきた。カーエアコンの騒音は、機能部品が作動することで発生する加振力が、伝達経路で増幅した振動となり、それが空気を揺らすことにより発生する。したがって、加振力が小さくても、発音面が大きく振動すれば増幅されて発生する。一般的に、発音源と加振源のいずれか一方のみの改良で静粛性を満足させることは難しい。したがって、短時間で効果的に改良を行うためには、発音源と加振源の寄与度を定量的に求めることが重要となる。

本研究では、カーエアコンの冷媒流動騒音に対し、発音源の騒音への寄与度と加振力を高精度に定量化できる手法を検討し、実用可能な技術を構築したので報告する。

2. カーエアコンの冷媒流動騒音

カーエアコンの冷媒流動騒音の一つとして、配管内で発生した渦が加振源となり発生するキャビティ音が

ある。Fig. 1にエアコンの構成部品の一部を示す。配管内での渦の発生状況を簡易的な数値流体解析（Computational Fluid Dynamics: 以下CFDと略す）にて確認した。

Fig. 2に配管内の流れ解析、Fig. 3に圧力解析の結果をそれぞれ示す。



Fig. 1 Part of A / C component

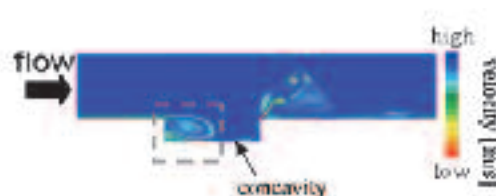


Fig. 2 Result of flow analysis

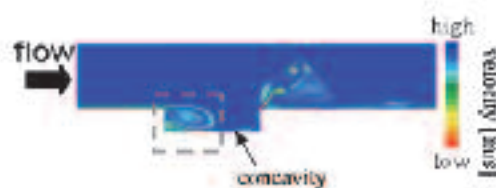


Fig. 3 Result of pressure analysis

*（社）自動車技術会の了解を得て、「自動車技術会論文集」No. 137-13, 20135746より一部加筆して転載

これは、配管嵌合部を模式的に解析した結果であり、図中の凹部が嵌合部にあたる。これより、加振力は凹部の上流端部で発生する渦 (Fig. 2参照) が、下流端部で衝突し圧力波を発生する (Fig. 3参照) ことで、その波が上流端部まで伝播し、再びそれを誘発するといったフィードバック現象で発生していることが確認できる。更に、その圧力波は配管上流へと伝播していく様子が見られた。つまり、カーエアコンで発生するキャビティ音は、複数の配管嵌合部で発生した加振力が、配管やホースなどのエアコン構成部品の発音しやすい部位に伝わり、発生していると考えられる。

ここで、キャビティ音の伝達メカニズムをモデル化したものを Fig. 4 に示す。ここで $F_1 \sim F_n$ は加振力、 $\dot{Q}_1 \sim \dot{Q}_n$ は発音源の体積加速度、 $H_1 \sim H_n$ は空気伝播特性、 P は任意の評価点の音圧レベルである。

渦は配管内のいたる所で発生するため複数存在する。したがって加振源も複数存在し、それらの加振源が伝達経路で相互に影響しながら増幅し、サイクル内に複数存在する発音面を形成し、それが空気伝播しキャビティ音となる。

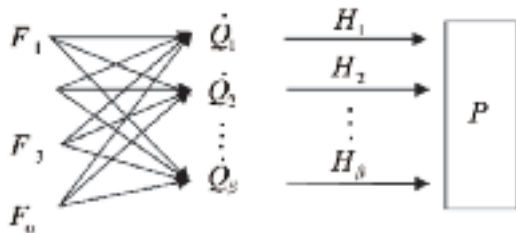


Fig. 4 Refrigerant flow noise – transfer path model

そこで今回、発音源 \dot{Q} と任意の評価点における騒音への寄与度、加振力 F を定量化する技術開発を試みた。

3. 発音源の寄与度の定量化

発音源の寄与度定量化には空気伝播音寄与度解析 (Airborne Source Quantification以下ASQ) を用いた。

ASQは式 (1) のように、各発音面の体積加速度 \dot{Q}_i [m^3/s^2] に、その点から任意の評価点までの伝達特性 H_{β} [(Pa)/(m^3/s^2)] を掛け合わせ、評価点での音圧レベル P [Pa] を算出し、発音源の寄与度を定量化する手法である。

$$P = \sum \dot{Q}_i H_{\beta} \quad (1)$$

3.1 キャビティ音への適用検討

一般的には、平面から放射する構造物の場合、体積加速度の定量化は困難なため、壁面振動から算出する。

しかしながら、エアコンシステムでは配管やホースといった円筒形状の壁面での体積加速度の定量化が必要となる。

そこで、本研究では任意の音源を設定し、Fig. 5のように、その近傍音 p [Pa] と音源からの伝達関数 $h[(Pa)/(m^3/s^2)]$ で、体積加速度 \dot{Q} [m^3/s^2] を定量化する手法を検討した。

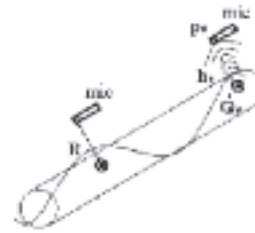


Fig. 5 Relations of a microphone and the sound source

ここで、マイクロフォンは近傍の音源から伝播する音のみを測定し、他の音源から独立していると仮定すれば、式 (2) を得る。

$$\dot{Q}_i = \frac{P_i}{h_{\beta}} \quad (2)$$

まず、マイク位置を決定するために、音源位置の分布を予測した。ここで振動モードに着目し、モードの腹の点を1つの点音源で代表できると考えた。つまり音源は着目する周波数における配管振動モードの波長の1/2で分布すると推測した。

次に、理論式から伝達関数 h_{β} の同定を実施した。そこで、音源とその近傍音を測定するマイクロフォンの距離 R を検討した (Fig. 5)。ここで、空気密度を ρ 、波数を k ($k = \omega/c$ c は音速、 ω は角速度) とすれば、伝達関数は式 (3) で表せる。

$$h_{\beta} = \frac{P_i}{\dot{Q}_i} = -\frac{\rho}{4\pi R} e^{-i\omega R} \quad (3)$$

実現象を考慮すれば、音源とマイクロフォン設置位置とのずれがあり、可能な限り音が広がった音源から離れた位置で音を測定することが望ましい。そこで、体積加速度を発生する音源から、任意の点に設置したマイクロフォンまでの伝達関数の計測を実施し、距離 R と伝達関数の関係を実験的に調査した。結果を Fig. 6 に示す。これより、 C 点以上の間隔をとれば、伝達関数が理論通りであることがわかる。

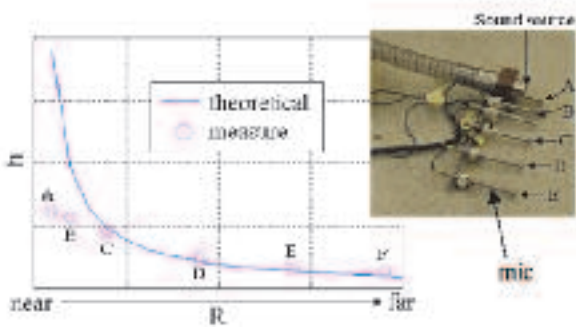


Fig. 6 Transfer function and measurement state

一方で、式(2)で仮定した独立性を満足するには、可能な限り音源の近くで測定する必要がある。以上のことより本研究においては、C点の距離Rを選定し、今後の実機検証を進める。

3.2 実機検証

実際のエアコンサイクルで発生したキャビティ音に対し、発音源の定量化をおこなった。前節の通りにマイクロフォンを設置し、キャビティ音発生時の近傍音を多点同時測定する。次に、理論的に伝達関数を算出し、式(2)に代入すれば、エアコンサイクルに分布する発音源が、体積加速度 \dot{Q} として定量化できる。結果をFig. 7に示す。これより、5.8kHz付近ではマイクロフォン08, 27における体積加速度が大きいとわかる。

なお、HVAC等の平面で発生する音源に関しては、前節と同様にして伝達関数を理論式から算出した。

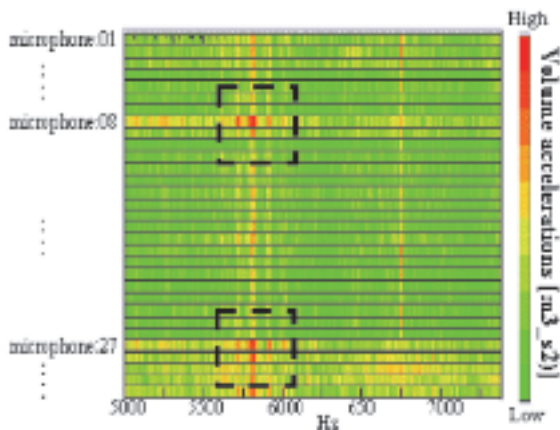


Fig. 7 Volume acceleration of cavity noise

計算値に対する精度検証は、任意の評価点を選択し、その点の音圧レベルの実測値と解析値を比較することで実施した。ここで述べる解析値は、式(1)に定量化した各発音源の体積加速度 $[\text{m}^3/\text{s}^2]$ と、その各点から評価点までの音響感度特性 $[\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{s}^2)]$ の実測値を代入し算出した。

その結果をFig. 8に示す。これよりキャビティ音の発生する周波数において十分な解析精度が得られることが確認できた。

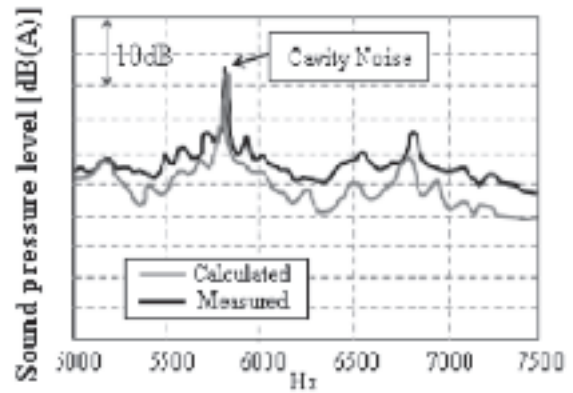


Fig. 8 Validation of ASQ for cavity noise

更に、式(1)において、評価点にて各発音源により生じる音圧レベルを個々に算出すれば、寄与度が算出できる。その結果をFig. 9に示すが、ここでは結果の簡素化のためにコンポーネントごとで寄与度を集計し表記している。これにより、5.8kHz付近の騒音上昇はコンポーネント4が発音源であることがわかる。

以上のように、冷媒流動騒音に対し寄与度の高い部位を定量化する手法を構築できた。

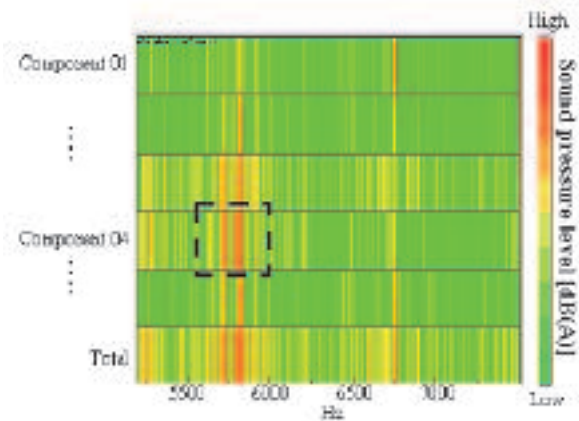


Fig. 9 Contribution Map

4. 加振力の定量化

4.1 定量化手法の検討

前章では、発音源の定量化について解析技術を構築したが、本章では、キャビティ騒音における加振力の定量化について検討を進める。なお本研究では、渦の加振力を直接的に定量化する方法ではなく、配管に励起される加振力を実験的に同定することを考えた。

一般に、加振力の算出方法として動ばね法と逆マトリクス法がある。動ばね法はフックの法則を用いて、バネ定数と変位量から加振力を算出する方法である。したがって、加振力が大きく、かつ変位の大きいエンジンのような対象物に対しては、高精度な解析が得られるが、冷媒流動騒音は加振力が小さく計測ノイズの影響を受けやすいため、十分な精度が期待できない。

一方、逆マトリクス法は、実稼働時の振動レベルと加振力の入力点からの伝達関数により定量化されるため、冷媒流動騒音に対しても精度良く算出できる可能性がある。そこで本研究では逆マトリクス法を用いた加振力の定量化を試みることにした。

4.2 逆マトリクス法

まず、加振力と配管振動の関係を考えれば、加振力の入力点{F}m, 実稼働時の配管振動{X}n,入力点から配管振動測定点まで伝達関数[H]nmは式 (4) となる。

$$\{X\}_n = [H]_{nm} \{F\}_m \tag{4}$$

ここで、{F}mを算出するには、[H]nmの逆行列を計算する必要がある。しかしながら、一般に実験的な誤差の影響を小さくするため、n>mとするため、逆行列が存在しない。そこで擬似逆行列[H]⁺nmを以下の式 (5) のように作成すれば、

$$[H]_{nm}^+ = \{ [H]_{nm}^T [H]_{nm} \}^{-1} [H]_{nm}^T \tag{5}$$

加振力は式 (6) で算出される。

$$\{F\}_m = [H]_{nm}^+ \{X\}_n \tag{6}$$

ここで、伝達関数[H]nmの疑似逆行列を作成するにあたり、式 (7) に示すように特異値分解が必要となる。

$$[H]_{nm} = [U]_{nm} \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \sigma_2 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \sigma_n \end{bmatrix} [V]_{nm}^T \tag{7}$$

今、特異値(σ1, σ1, …, σn)において、最大値をσmax, 最小値をσminとする。この時、σmax/σminが小さいことは、特異値の存在する範囲が狭いことを示し、独立する各現象が均等に活性化されていることを示唆する。一方、σmax/σminが大きい場合は、

σminが測定誤差等に相当する可能性も指摘される。一般的には、σmax/σminが小さいと、加振力はより安定して推定されると見なされている。

つまり、加振力を高精度で算出するには、キャビティ音と関係する加振源を逆行列計算に含める必要がある。そこで、本研究では配管嵌合部のみ限定し、加振源を定量化することで精度の向上を実施した。

4.3 実機への適用

配管嵌合部において発生する加振力、逆マトリクス法によって算出した結果をFig. 10に示す。

このように、周波数に対して各配管嵌合部で発生する加振力を定量化することができた。

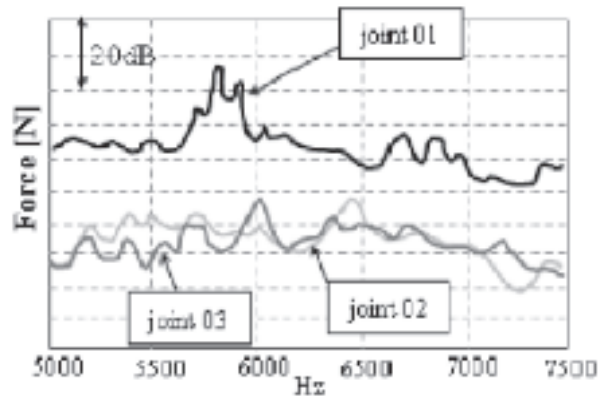


Fig. 10 Operational force at source location

次に定量化した加振力の精度検証を実施した。検証方法は4.2で算出した加振力[N]に、実測した各入力点から評価点までの音圧感度特性[(Pa)/(N)]を掛け合わせることで算出し比較した。

その結果をFig. 11に示す。これより、キャビティ音の発生する周波数において周波数、ピーク音圧はほぼ一致しており、十分な解析精度が得られることが確認できた。

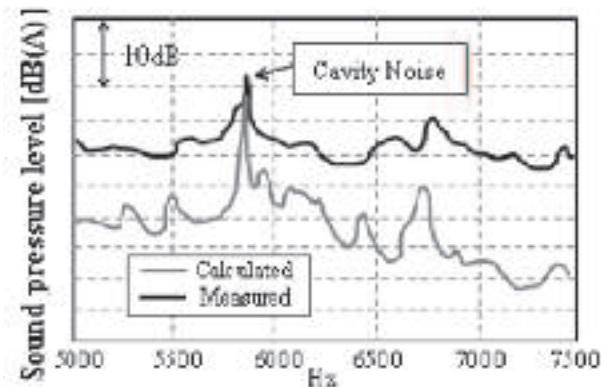


Fig. 11 Crosschecked by sound pressure level

5. むすび

- (1) 理論式から伝達関数を算出し、体積加速度による発生源の定量化を行った。
- (2) キャビティ音に対し、騒音の寄与度の高い部位を定量化する手法を構築した。
- (3) CFDで加振源を推定した上で逆マトリクス法を用いることで、冷媒による加振力の定量化を可能にした。

<参考文献>

- 1) 石井 智也：振動伝達経路解析のカーエアコン用コンプレッサへの適用，学術講演会前刷集 No.124-12 P.5-8 (2012)
- 2) Wyckaert Kartrien：実稼働解析,伝達経路解析，モーダル解析－自動車のロードノイズ問題を解決するためのツール，自動車技術会 Vol.50 No.3 P.69-74 (1996)
- 3) 岩原 光男：逆行列法を用いた伝達経路解析，法政大学情報メディア教育研究センター研究報告 Vol. 23 (2010)
- 4) 曾根原 努：伝達経路解析の一般化に関する考察，自動車技術会論文集 Vol.41 No.6 P.1433-1438 (2010).
- 5) 久世 正文：低周波数振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上，Honda R&D technical review Vol.16 No.1 P197-200 (2004)
- 6) J. Verheij, *Multipath sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery*, PhD Dissertation, Technische Physische Dienst TNO-TH, Delft, 1986.
- 7) D, De Vis, W. Hendricx, P. van der Linden, *Development and Integration of an Advanced Unified Approach to Structure Borne Noise Analysis*, 2nd Int. Conference on Vehicle Comfort, ATA, 1992.

<著 者>



森川 将徳
(もりかわ まさのり)
熱性能開発部 学士(工学)
NV解析・評価技術開発に従事



須藤 知宏
(すどう ともひろ)
熱性能開発部 学士(工学)
NV解析・評価技術開発に従事



石井 智也
(いしい ともや)
熱性能開発部 修士(工学)
NV解析・評価技術開発に従事