

マフラ放射音の異音発生メカニズムの解析

Analysis of the Outbreak Mechanism of the Muffler Radiation Abnormal Noise

石井 拓生*

Hiroo Ishii

大内 健*

Ken Oouchi

要 旨

近年、車両の軽量化を実現するため、排気系構成部品の板厚低減の取り組みが進んだことで排気系の表面放射音が発生しやすくなっている。このため、放射音発生メカニズムを解析することは、放射音低減を達成するための方策としてより重要性が増している。

今回、異音が発生したマフラを題材に、放射音を体系的に整理してメカニズム解析を実施した。解析結果から空気系や機械系の直接的な振動伝播ではなく、マフラ構造内での固体伝播中に非線形特性による高調波が発生し、それが加振源となり異音が発生する現象を確認した。

Abstract

Recently noise problems radiated from the surface of exhaust systems have emerged due to vehicle light-weighting that led to reduced thickness of the exhaust component walls. In order to understand the mechanism of noise radiation, we conducted an analysis on a muffler product that displayed significant abnormal noise. By employing systematic approach, it was revealed that the phenomenon is not simple airborne or structure-borne noise transmission, but the primary cause is higher order harmonics generated by the non-linear characteristics in a part of muffler structure along the structural vibration transmission path.

Key Word: exhaust system, analysis, vibration / Abnormal noise

1. はじめに

排気系の主な機能は、排気ガスの誘導、浄化、冷却と排気騒音の低減である。近年、燃費向上を目的とした軽量化の要求が強くなり排気系構成部品の板厚低減が進んでいる。このため、排気系表面放射音（以下、マフラ放射音）が発生しやすくなり放射音の発生メカニズムを確認することは放射音低減のために重要性が増している。

今回、放射異音が発生したマフラを題材に、放射音を体系的に整理してメカニズム解析を実施した。

2. 排気系システム概要

基本的な排気系システムは、Fig. 1 に示すようにフロントチューブ・センタマフラ・リアマフラから構成されている。マフラの内部構造は、Fig. 2 に示すようにマフラシェルの内側に、拡張室、レゾネータ室などの部屋を持ち、各部屋を仕切るためのバッフルプレートがマフラシェルに圧入された構造となっている。

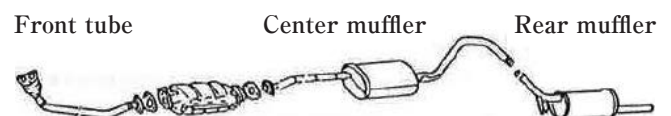


Fig. 1 Structure of exhaust system

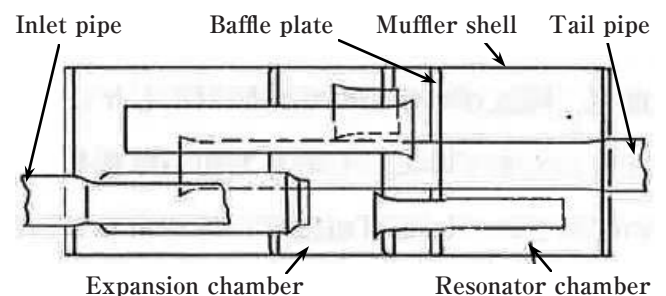


Fig. 2 Internal structure of muffler

3. 現状把握

放射異音の発生するマフラの異音特性について調査をおこなった。

異音はリアマフラ部で発生しており、発音部位付近のマフラ放射近接音で異音周波数を確認した。

Fig. 3はマフラ放射音のエンジン回転速度に対する音圧の周波数分析結果である。異音は、エンジン回転速度5500～6000rpmで、回転12次成分に沿って周波数1100～1200Hzが発生している。

このことより異音は、エンジン回転速度に同期し、かつ特定周波数で発生していることがわかる。

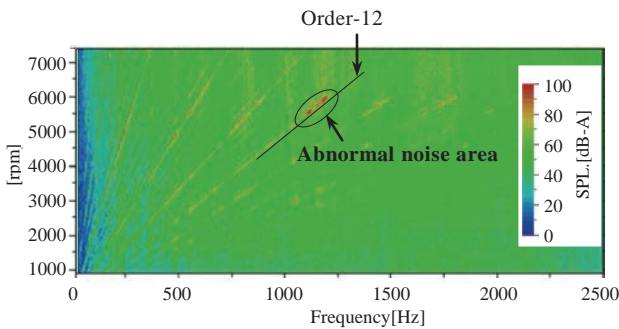


Fig. 3 Radiation noise of the rear muffler

さらに、異音の発生部位詳細を、音源探査システムを使い異音の周波数成分1100～1200Hzの音圧レベル分布を確認した。

発生部位は、Fig. 4に示す部位であり、当該マフラ内部構造はFig. 5のように拡張室、レゾネータ室が配置され、パイプ類が取り付けられたバッフルプレートが圧入されている。異音は、マフラの拡張室部分のマフラシェル表面から発生していることがわかる。

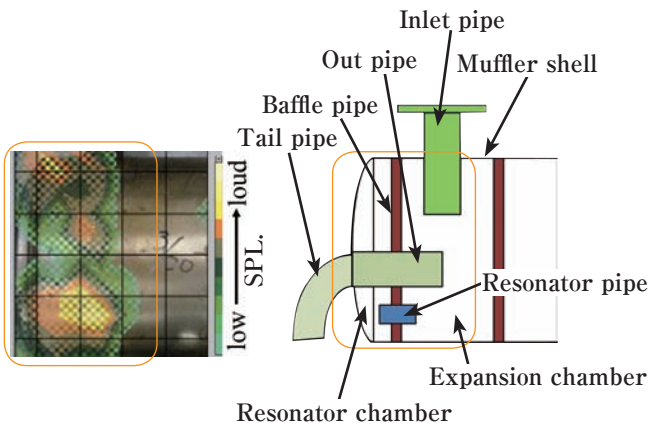


Fig. 4 Source of the abnormal noise

Fig. 5 Internal structure of rear muffler

また、この発生部位のマフラシェル固有振動数は1140Hz付近であった。

まとめると以下ようになる。

- 発生回転域はエンジン回転速度5500～6000rpmである
- 周波数成分は1100～1200Hzで回転12次成分に沿って発生する
- 発生部位のマフラシェル固有振動数は1140Hz付近で異音周波数と一致する

4. 異音発生要因の検証

4.1. 入力源と発生要因の分類

マフラ放射音の発生要因分類は、Fig. 6のようになると考えられる。

発生要因の仮説から、発生要因に拘らず入力源には異音の周波数成分である1100～1200Hzが必要となる。入力源特定のために、各入力源の調査をおこなった。

発生騒音分類	入力源	発生要因	
マフラ放射音	透過音	脈動圧力波	脈動圧力波が異音発生部位の固有振動数と一致することで共振して発音
		気柱共鳴圧力波	気柱共鳴圧力波が異音発生部位の固有振動数と一致することで共振して発音
振動放射音	エンジン振動	エンジン振動が異音発生部位の固有振動数と一致することで共振して発音	
	脈動圧力波	脈動圧力波が異音発生部位の固有振動数と一致することで共振して発音	

Fig. 6 Outbreak factor for the input source of radiation noise

入力源が、マフラ内の脈動圧力波であるか、エンジン回転速度5700rpm付近の調査をおこなった。

脈動圧力波の周波数成分には、Fig. 7, 8に示すように、1100～1200Hz成分は存在せず脈動圧力波が入力源でないことがわかる。

当然であるが、回転3次成分285Hzが高くエンジン爆発圧力の基本周波数を強く持っている。

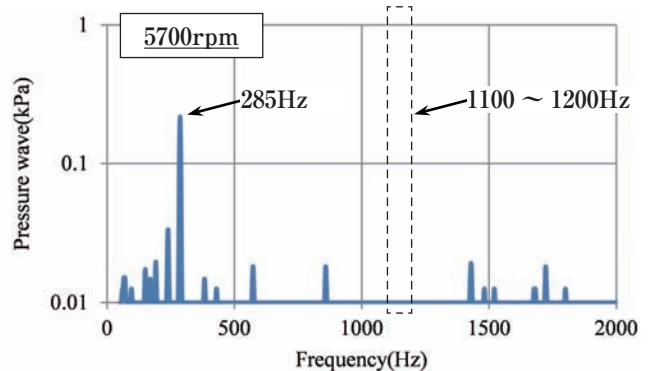


Fig. 7 Frequency analysis of the pressure wave (Expansion chamber)

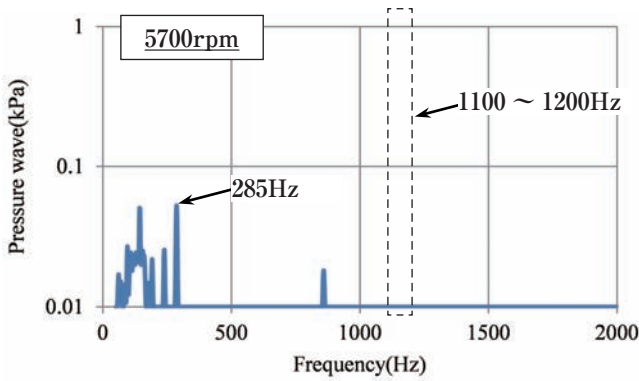


Fig. 8 Frequency analysis of the pressure wave (Resonator chamber)

次に、入力源がエンジン振動であるか、マフラ前振動を調査した。

マフラ前の振動成分は Fig. 9 に示すように、エンジン回転速度 5500 ~ 6000rpm で 1100 ~ 1200Hz 成分は存在しないことがわかる。

さらに、センタマフラ前に振動吸収装置を Fig.10 のように設置し、リアマフラへの振動を遮断しても、Fig.11 に示すように異音は発生することからエンジン振動も入力源でないことがわかる。

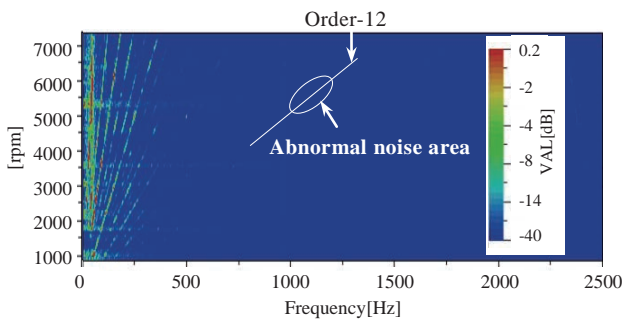


Fig. 9 VAL of the muffler front



Fig. 10 Structure of vibration absorber

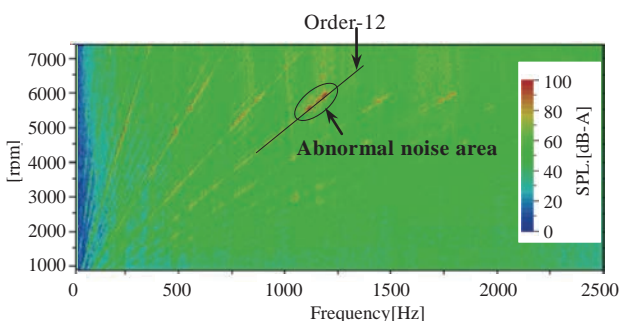


Fig. 11 Radiation noise of the rear muffler

4.2. 入力源の検証結果

Fig. 6 から発生要因の仮説を立て入力源の調査をおこなったが、異音の周波数成分 1100 ~ 1200Hz は存在しなかった。このため、今回の異音は Fig. 6 の仮説と異なるメカニズムで発音していると推定される。

5. 発生要因の再検討

5.1. 入力源となる周波数の再検討

入力源に、異音の周波数成分 1100 ~ 1200Hz が存在しないこと、また異音の周波数成分はエンジン基本周波数（回転 3 次成分）の 4 倍であることに着目し、入力源は 1100 ~ 1200Hz の回転 12 次成分ではなく、より低次の回転 3 次成分または回転 6 次成分が影響を与えていると考えられるためそれについて調査した。

エンジン回転速度 5500 ~ 6000rpm の回転 3 次成分、6 次成分の周波数は Table. 1 のようになる。

Table 1. Engine speed order and frequency

Engine speed 5500~6000rpm	Order-3	Order-6	Order-12
Frequency(Hz)	275	550	1100
	~	~	~
	300	600	1200

5.2. 構成部品の一次固有振動数確認

エンジン回転速度 5500 ~ 6000rpm の回転 3 次成分、6 次成分と、構成部品の一次固有振動数が一致しているか調査した。回転 3 次成分と一致する構成部品は、Table .2 に示すようにバッフルプレートであり、回転 6 次成分と一致する構成部品はない。

回転 3 次成分と一致する固有振動数をもつ構成部品が、異音発生マフラ内に存在していた。

Table 2. Primary natural frequency of the components in the structure muffler ASSY

Name of the component	Primary natural frequency(Hz)																					
	200~250	250~300	300~350	350~400	400~450	450~500	500~550	550~600	600~650	650~700	700~750	750~800	800~850	850~900	900~950	950~1000	1000~1050	1050~1100	1100~1150	1150~1200	1200<	
Order-3																						
Order-6																						
Inlet Pipe																						
Muffler Shell																						
Baffle Plate																						
Out Pipe																						
Resonator Pipe																						
Tail Pipe																						

285Hz

5.3. 入力源の再確認

脈動圧力波の回転3次成分は、Fig. 7, 8に示したように拡張室、レゾネータ室の各部屋が強く持つことがわかっている。本計測はどちらの部屋がバッフルプレート振動に影響しているか、エンジン回転速度5700rpm付近の脈動圧力波とバッフルプレート振動を時間軸波形で確認した。

拡張室の脈動圧力波形はバッフルプレート振動とFig.12に示すように一致しており、レゾネータ室の脈動圧力波形はFig.13に示すように一致しない。

拡張室の脈動圧力波でバッフルプレートが大きく共振していることがわかった。

また、バッフルプレートを強制的に固定することで異音が発生しなくなることも確認した。

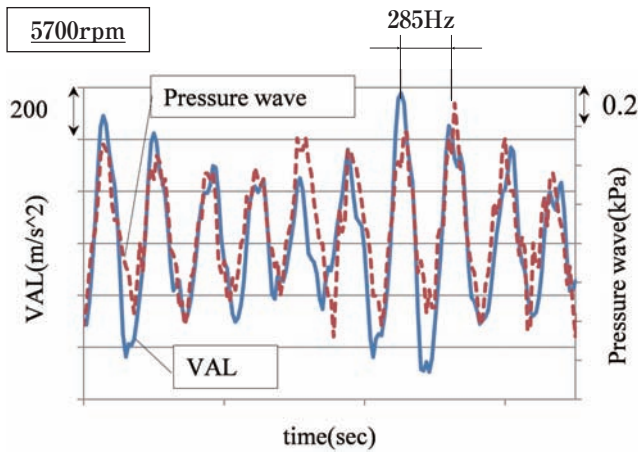


Fig. 12 VAL of the baffle plate and the pressure wave (Expansion chamber)

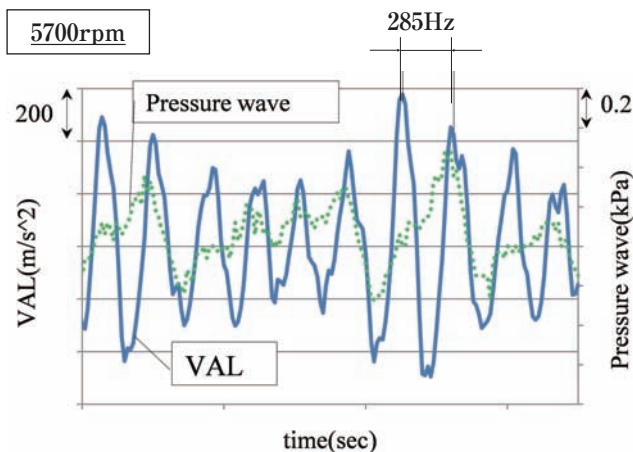


Fig. 13 VAL of the baffle plate and the pressure wave (Resonator chamber)

5.4. 残った不明点

以上により、拡張室の脈動圧力波の回転3次成分(275~300Hz)でバッフルプレートが共振していることはわかかったが、周波数成分の1100~1200Hzの異音に影響するメカニズムが不明点として残った。

5.5. 周波数が変化する構成部品の確認

周波数が変化する構成部品を明らかにするため、エンジン回転速度5700rpm付近のバッフルプレート振動を周波数分析した。

バッフルプレート振動は、Fig.14に示すように回転3次成分285Hzだけではなく、高調波成分が存在していることがわかった。

入力源である拡張室の脈動圧力波に、回転12次成分1140Hzは存在しないため、バッフルプレートで周波数が変化していると推定される。

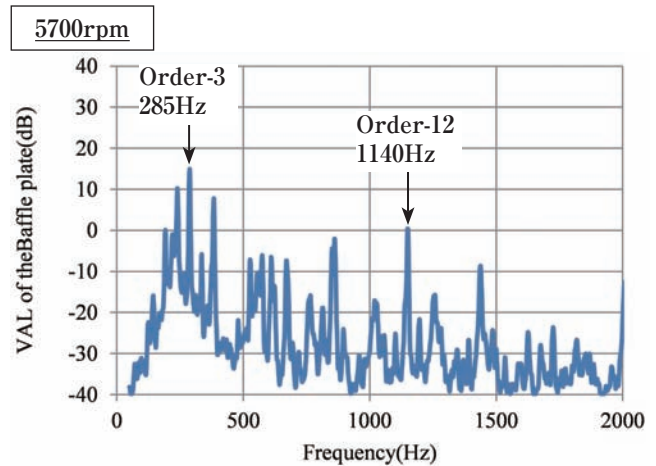


Fig. 14 Frequency analysis of the VAL (Baffle plate)

5.6. 周波数が変化するメカニズム解析

5.6.1. 周波数が変化するメカニズム仮説

周波数が変化する構成部品がバッフルプレートであることから、周波数が変化するメカニズムを以下であると推定した。

- 異音周波数1140Hzは、回転3次成分285Hzの4倍になり、4次成分の高調波が発生する
- 高調波は波形のひずみにより発生するため、伝達経路の途中で波形をひずませる非線形特性が存在する

5.6.2. 周波数が変化するメカニズムの確認

周波数が変化するメカニズムから、バッフルプレートに非線形特性が存在していると考えられ、どの様に非線形特性が影響しているかを調査した。

バッフルプレートの特性を、バッフルプレート中央部の静的な荷重 - 変位特性で確認し、Fig.15 に示す非線形特性が2種類存在することがわかった。

非線形特性は、以下である。

- 飛越座屈 (微小荷重で+側への変位が大きい)
- +側と-側で剛性値 (バネ定数) が異なる

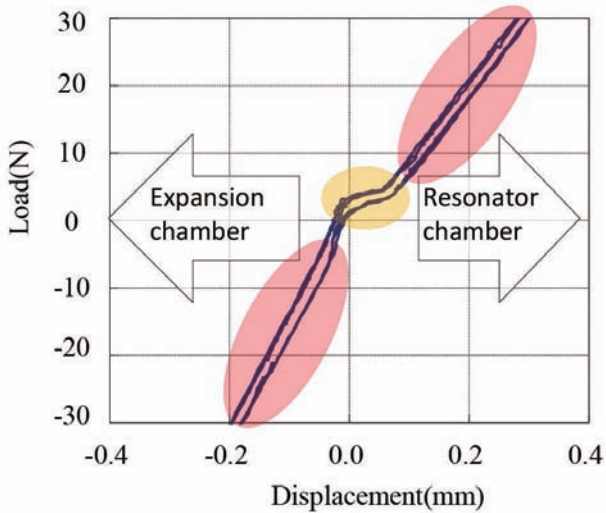


Fig. 15 Load - Displacement properties of the baffle plate

5.7. 非線形特性が影響する高調波成分の検証

バッフルプレートの非線形特性と高調波発生の関係を明らかにするために、当該非線形特性を代表する簡易モデル波形を作りフーリエ解析にて分析した。

まず、2種類の非線形特性 (飛越座屈、+側と-側で剛性値すなわちバネ定数が異なる) が存在する簡易モデル波形で確認した。(Fig.16)

実線は、入力となる sin 波形であり、点線は応答となる非線形特性を入れた簡易モデル波形である。

Fig.17,19,21 に示す周波数分析結果の高調波次数と回転次数の関係は、高調波1次 (Order-1) が回転3次、高調波4次 (Order-4) が回転12次となる。

簡易モデル波形のフーリエ解析結果は、Fig.17 に示すように高次の高調波成分が励起している。

この結果は、Fig.14 バッフルプレート振動の高調波成分と一致しており、周波数の変化はバッフルプレートで発生していると判断した。

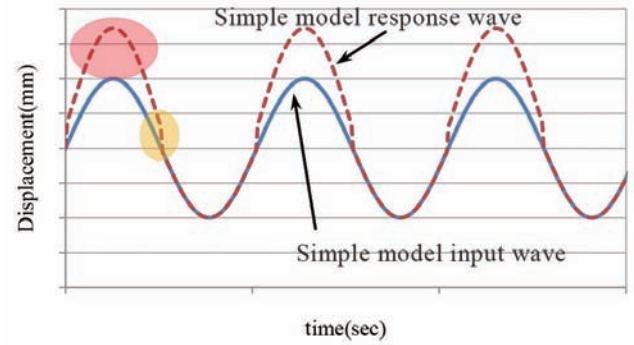


Fig. 16 Simple model waveforms created

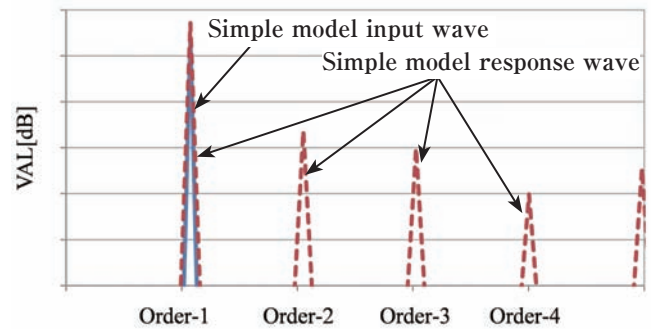


Fig. 17 Frequency analysis of the Simple model waveforms

次にバッフルプレートに存在する2種類の非線形特性のどちらが、今回の異音発生に支配的かを確認した。

飛越座屈は、+側に荷重をかけると微小荷重で変位が+側へ0点から急激に動くため、簡易モデル波形はFig.18のようになる。

この波形のフーリエ解析結果は、Fig.19 に示すように高調波成分は奇数次成分が励起する。異音の発生要因である4次成分は発生しないことがわかる。

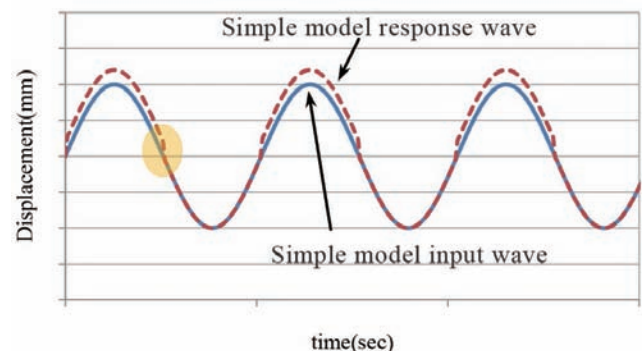


Fig. 18 Simple model waveforms created

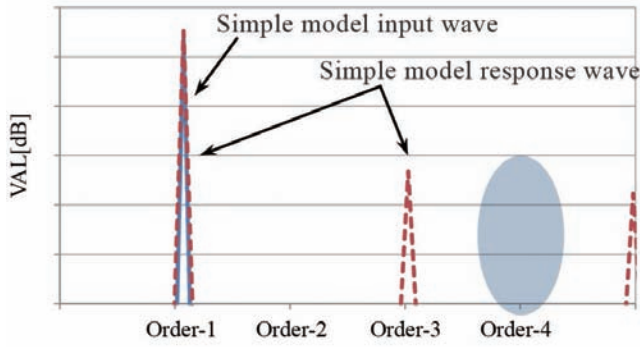


Fig. 19 Frequency analysis of the Simple model wave-forms

一方、+側と-側で剛性値(バネ定数)が異なる場合は、荷重をかけると+側の剛性値が小さく、+側の変位が-側より大きくなり簡易モデル波形は Fig.20 になる。

この波形をフーリエ解析すると、Fig.21 に示すように高調波成分は偶数次成分が励起し、異音の発生要因である4次成分が発生することがわかる。

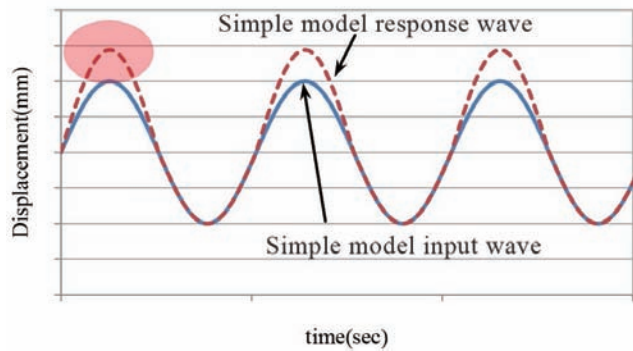


Fig. 20 Simple model waveforms created

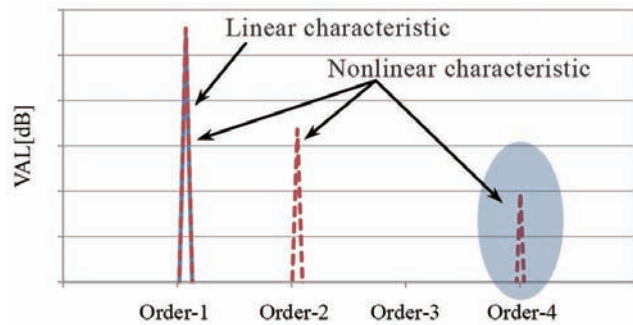


Fig. 21 Frequency analysis of the Simple model wave-forms

まとめると以下のようなになる。

- 周波数の変化はバッフルプレートに非線形特性が存在するため高調波成分が励起することで発生する
- バッフルプレートの非線形特性は2種類(飛越座屈、+側と-側で剛性値(バネ定数)が異なる)が存在するが、異音の発生に支配的な非線形特性は+側と-側で剛性値(バネ定数)が異なる場合である

5.8. 発生要因の再検討結果

周波数が増えるメカニズム、周波数が増える構成部品から、異音は Fig.22 のような経路で発生することがわかった。

特に、マフラ構造に起因する振動伝播メカニズムとして、バッフルプレートに非線形特性が存在するため高調波成分が励起されて異音が発生することがわかった。

① Input source	Order-3 of the pressure wave of the expansion room.
② Vibration propagation path	A baffleplate natural frequency accords with pressure wave frequency and makes resonance.
③ Vibration propagation path	Harmonic content is caused by a non-linear characteristic of the baffleplate.
④ Abnormal noise outbreak part	Because a muffler shell performs resonance at a natural frequency, abnormal noise occurs.

Fig. 22 Transmission course of the abnormal noise

6. 仮説検証

6.1. 仮説検証の実施方法

前節の仮説によればバッフルプレートに非線形特性が存在しなければ高調波成分は励起せず異音は発生しないと考えられる。

本仮説の実験検証のため、同構造で異音の発生しないリアマフラを利用して、同様の調査を行った。

当該マフラは Fig.23 に示すように、1100 ~ 1200Hz の異音はほとんど認められないものである。

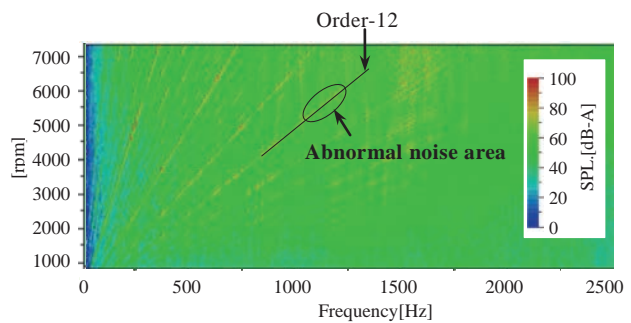


Fig. 23 Radiation noise of the rear muffler

6.2. 仮説検証の結果

異音のしないマフラのバッフルプレートを、前節と同様に荷重-変位特性を測定すると、Fig.24 に示すように非線形特性が小さく線形特性に近いことがわかる。

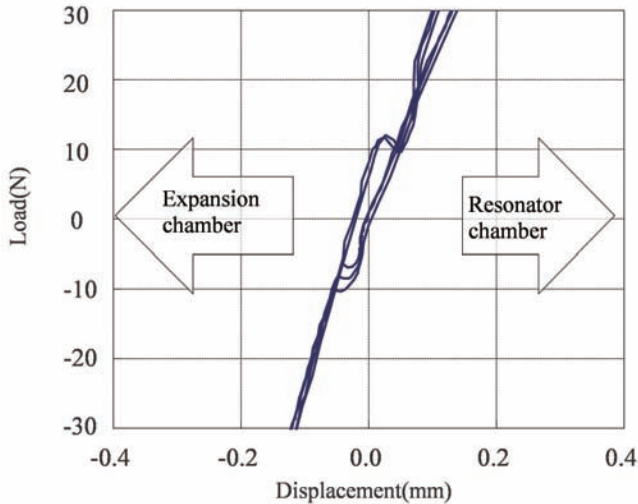


Fig. 24 Load - Displacement properties of the baffle plate

次に、異音が発生していたエンジン回転域でのバッフルプレート振動の周波数分析結果を Fig.25 に示す。回転12次成分すなわちエンジン基本周波数である回転3次成分の4倍の周波数の振動レベルは低く、高調波成分の発生が少ないことがわかる。

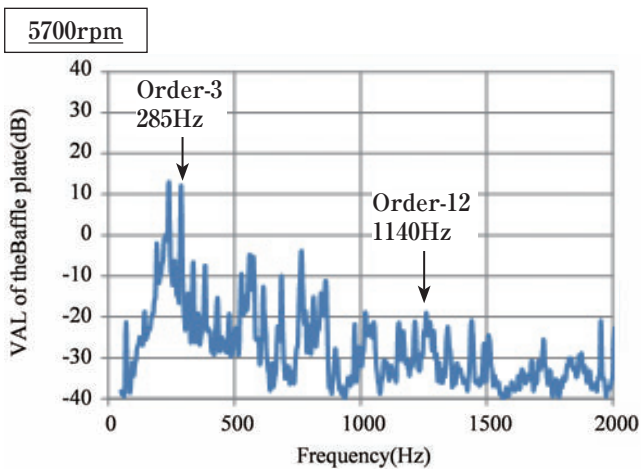


Fig. 25 Frequency analysis of the VAL (Baffle plate)

以上により、異音のないマフラにおいては、バッフルプレートに非線形成分がほとんど生じないため、振動伝播中の高調波発生が少なく、伝達系が遮断されるため異音の発生がないと考えられる。

7. 結 言

今回はマフラ放射音の異音発生メカニズム解析を実施して、空気系や機械系の直接的な振動伝播ではなく、構成部品に非線形特性が存在することで高調波成分が励起するため異音が発生していることを明らかにした。

今後、非線形特性の構造要因との関係を明らかにして、異音の発生しないマフラ構造へつなげていく。

参 考 文 献

村岡 良三：排気消音系の機能と構造, 自動車用消音器, 東京, (社)日本自動車工業会マフラ技術委員, 1990, p.7-18



石井 拓生



大内 健