

排気系フレキシブルジョイントの異音解析

Analysis of Exhaust Flexible Joint Noise

樋口 正彦* 藤代 正道*
Masahiko HIGUCHI Masamichi FUJISHIRO
秋山 英和* 徳永 道広*
Hidekazu AKIYAMA Michihiro TOKUNAGA

要 旨

排気系の振動吸収機構であるフレキシブルジョイントはヒートガードおよび変位規制のため、その構成部品にインターロックを設けているのが一般的である。これは構造上、自己干渉により異音を発生し易い部品であるため、開発時に問題となる場合がある。

この異音解析にあたり、車室内音を用いると、異音の発生周波数帯が3 kHz以上の高周波帯であることに加え、エンジン騒音などの他の音にマスキングされやすいため解析が困難であった。そこで本稿では発生源の振動信号を音として試聴することを提案する。そして、この振動を視覚的に捉えるため、ショートタイムFFT(Fast Fourier Transform)・カラーコンタマップなどを活用することにより解析を行った。

その結果、異音の発生メカニズムおよび要因の定量的な分析を可能にし、設計上の留意点を明らかにした。

ABSTRACT

The flexible joint absorbing vibration of exhaust system generally obtains an interlock, since this works as a heat guard and prevents a potential displacement of the flexible joint. The interlock sometimes generates rustle noise owing to the interference construction, and this noise may cause a problem to a development of a vehicle.

In this paper, we suggest to listen to the vibration signal of the interlock, because it is hard to analyze rustle noise by a measured acoustic signal from the view point of the signal to noise ratio. We also propose the analysis method using a short time FFT (Fast Fourier Transform) and a color contour map in order to visually check such vibration.

With this proposed method, the noise generating mechanism and the cause are quantitatively clarified, and the precautions on the design are clearly shown.

1. はじめに

エンジンから排気管への振動吸収機構として、フレキシブルジョイントが活用されている。このフレキシブルジョイントはその構成部品にインターロックと呼ばれるクリアランスを持った可動部を有するのが一般的である。これは構造上、自己干渉による異音を発生しやすく、開発時に問題となる場合がある。

さらに、インターロックはインナブレードと呼ばれる網状のパネで拘束されており、インターロックの可動量を規定する一要素となっている。本稿ではインターロックのク

リアランスおよびインナブレードによる拘束力の二要素から決定されるインターロックの可動量を「ガタ量」と定義する。そしてガタ量と異音の関係を定量的に捉え、異音発生原因の解明に着手した。

また、車室内音を用いた異音解析は、発生周波数帯が3 kHz以上の高周波帯であり、エンジン騒音などの他の音にマスキングされやすく、異音の分離が困難である。そこで本稿では発生源の振動信号を音として試聴することを提案する。

具体的手法としては、この振動を視覚的に捉えるた

* 栃木研究所

Table 1 Noise features and generating modes

Type of noise		Features	Generating modes
Rustle noise before use		• Generation before use • Generation by tapping flexible joint • Light rustle noise	• Very low engine rotation (around 500 rpm) • Clutch engagement when starting in manual transmission vehicle
Rustle noise after use	TYPE 1 Deterioration at the early stage	• The same noise generation as the one before use, after several days running	• Very low engine rotation (around 500 rpm) • Clutch engagement when starting in manual transmission vehicle
	TYPE 2 Deterioration by input forces	• Generation at high engine rotation • Loud noise level • Easy recognition by users	• Deceleration, or engine racing (4000 ~ 6000rpm) • Loud noise generation especially in manual transmission vehicle

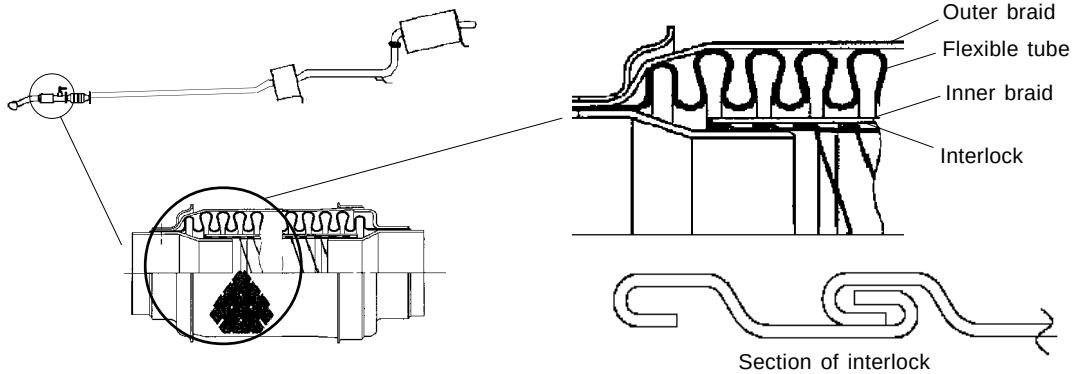


Fig.1 Sketch of a flexible joint and its component

め、ショートタイムFFT(Fast Fourier Transform)・カラーコンタマップを活用して解析を行った。その結果、異音の発生メカニズム、要因分析を定量的に行うことが可能となり、設計上の留意点が明らかになった。

2. 異音現象の解析

2. 1. 異音現象の把握

フレキシブルジョイントの構造は、アウトブレード・フレキシブルチューブ・インナブレード・インタロックの4部品から構成される(Fig.1参照)。

また、それぞれの構成部品の役割を以下に示す。

- (1)アウトブレード：フレキシブルチューブの保護
および伸び方向の変位規制
- (2)フレキシブルチューブ：伸縮性排気管(Ω形状断面)
- (3)インナブレード：インタロック振動の拘束
およびヒートガード

- (4)インタロック：ヒートガードおよび
圧縮方向の変位規制

発生する異音の特徴は、新品時より発生する「初期型異音」、熱・外部入力などが原因となって発生する「劣化型異音」の大きく二つに分類できる。異音が発生するモードおよびその特徴をTable 1に示す。

2. 2. 実車における現象解析

2. 2. 1. 解析手法

解析に際しては、

- (1)異音の解析ターゲット周波数が、聴感上非常に高い。
- (2)実車でのフレキシブルジョイントの放射音測定は、エンジンやタイヤなどのその他音源にマスキングされてしまう。

という計測に関する問題点から、フレキシブルジョイントの振動を直接モニタすることにより、異音に関する

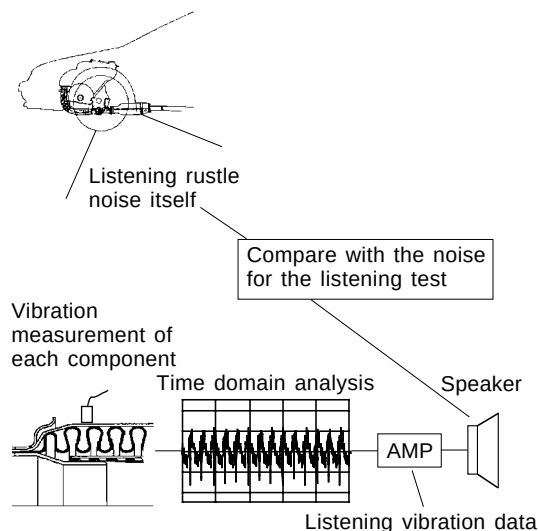


Fig.2 Method of noise analysis

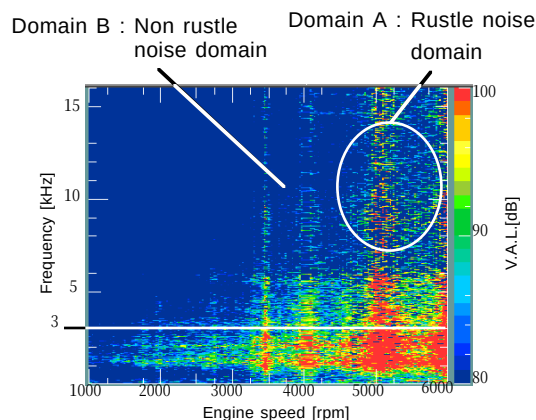


Fig.3 Vibration acceleration level (V.A.L.) of the interlock when generating rattle noise

周波数・規則性等の特徴を明確にした。

具体的な解析手法は以下のとおりである。

- (1) フレキシブルジョイントの各構成部品の振動データを音データに変換し、これと実車異音との相関性を聴感テストにより見極める (Fig.2 参照)。
- (2) (1) における相関性の高い部位の振動データを FFT する事により、異音の周波数特性を明確にする。
- (3) それ以降のテストにおいては、その構成部品の振動データを異音成分データとして扱う。

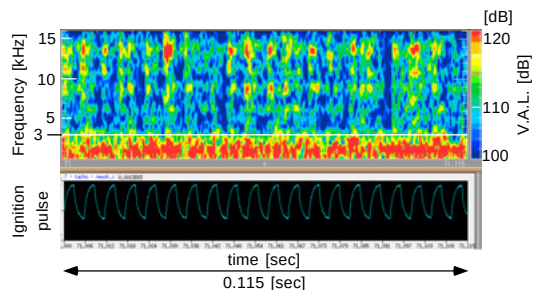


Fig.4 Interlock vibration in non rattle noise domain

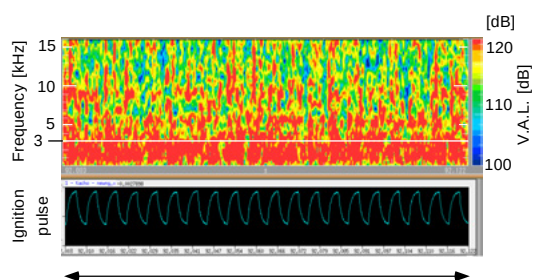


Fig.5 Interlock vibration in rattle noise domain

2. 2. 2. 解析結果

上記解析手法によりテストを行った結果、聴感上の「異音」の特徴と「インタロックの振動」の特徴は非常に高い相関性を示した。Fig.3に異音発生品の実車におけるインタロック振動成分のデータ(カラーコンタマップ)を示す。

Fig.3における領域B(聴感上、異音の発生していない領域)に対して領域A(聴感上、異音の発生してる領域)は3 kHz以上の高周波振動成分が明確に現れており、これが聴感上の異音成分であることがわかる。

また、領域A・領域BにおいてショートタイムFFTにより解析した結果をFig.4、5に示す。結果からも3 kHz以上の高周波成分が原因であることは明確である。インタロック振動がイグニッションパルスに同期して発生していることから、起振力はエンジン振動の基本次数成分であることがわかる。これは典型的な打音の特徴である。

2. 3. 異音発生部位がインタロックであることの確認

フレキシブルジョイントの構成部品各部の振動を拘束することにより振動を抑制し、最も異音レベルが低下す

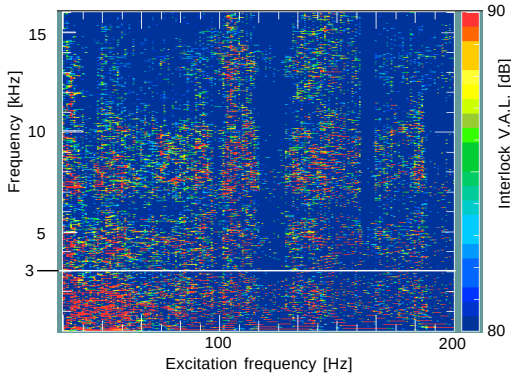


Fig.6 Vibration acceleration level (V.A.L.) in case of the unconstrained interlock

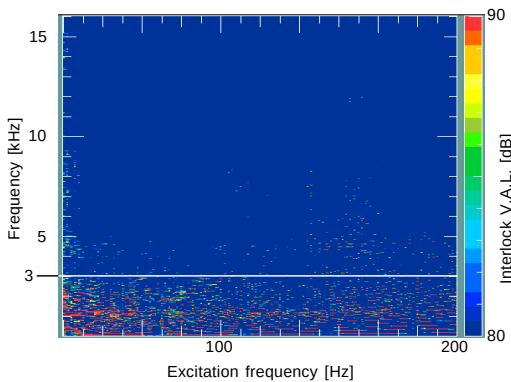


Fig.7 Vibration acceleration level (V.A.L.) in case of the constrained interlock

る部位を特定した。その結果をFig.6、7に示す。このことから異音発生部位がインタロックであることがわかる。

またデータ再現の安定性、テスト効率を考慮して、ここでは実車状態を単体加振に置換した。なお、加振入力とは200Hzまでのサイン波スイープとした。実車との相関性については、単体加振テストにて、2.2.2.で述べたことが同様に再現することを確認した(加振テストについてはFig.8参照)。

3. 異音発生メカニズムの解明

3.1. インタロックの特性と異音の関係

3.1.1. 解析手法

異音発生部位がインタロックであり、主原因が自己干渉による打音であると考えられることから、インタロック

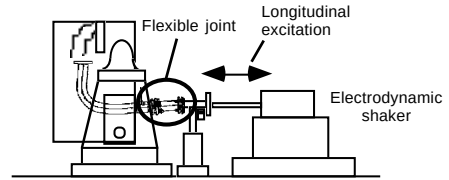


Fig.8 Excitation system of an exhaust pipe

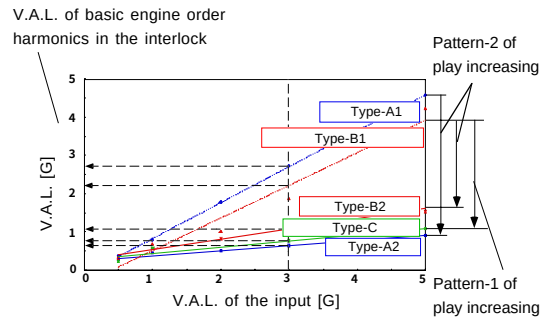


Fig.9 The relation between the input force level and the vibration acceleration level (V.A.L.) of basic engine order harmonics in the interlock

クのカタ量が異音に及ぼす影響が高いと推定される。ここではインタロックカタ量と異音の関係を明確にする。

3.1.2. 解析結果

行った実験の流れにしたがって説明する。インタロックのカタ量を決定する要素として以下の2項目が考えられる。

(1)インタロックの断面形状

(2)インタロックを保持しているインナブレードの拘束力

まず、(1)はFig.9のカタ量増加パターン1(カタ量が初期状態で大きい)に相当するものである。Type-C(図面非適合・新品)はType-B1(図面適合・新品)に対してインタロックの断面形状がルーズになっておりカタ量が多い。ある一定の加振入力ではカタ量の多いフレキシブルジョイントほど、そのインタロックの基本次数振動成分は低くなっている。

次に、(2)はパターン2(劣化によりインナブレードの張力が低下する)に相当する。Type-A1(新品)に対しType-A2(劣化品)、Type-B1(図面適合・新品)に対し

Table 2 Play coefficient (newly defined)

Flexible joint type	Play coefficient
Type -A1	0.4
Type -B1	0.7
Type -A2	1.1
Type -C	1.3
Type -B2	1.6

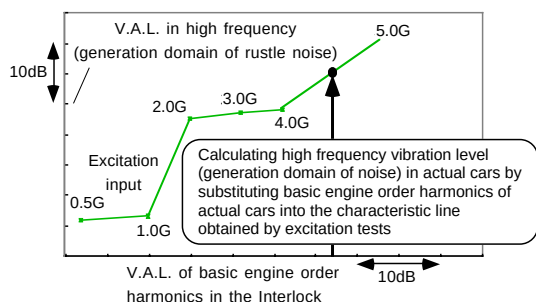


Fig.10 The relation between basic engine order harmonics in the interlock and high frequency vibrations (generation domain of rustle noise) in the one at the excitation of the exhaust pipe

Type-B2(図面適合・劣化品)は劣化により、インナブレードのインタロックに対する拘束力の低下によるガタ量増加が現れている。この初期劣化型異音の詳細は次節で述べる。

これらの事実により、インタロックのガタ量はその基本次数振動レベルと非常に高い相関性があると言える。言い換えればインタロックのガタ量大小の傾向はインタロックの基本次数振動レベルで表現できることになる。

各仕様の代表点として、実車における異音発生相当の加振入力加速度=3.0Gに固定した場合のインタロックで発生する基本次数成分を、Fig.9の近似直線より求めた。この数値の逆数をインタロックのガタ量を示す「ガタ係数」と定義し、以降の説明ではこの値を用いる。数値をTable 2に示す。

ここで、ガタ量と異音の関係の評価方法を次の様を考える。ある仕様における単体加振でのインタロック基本次数振動と高周波振動成分(異音)の関係をFig.10に示す。同様に、その他のインタロック基本次数振動レベルと異音レベルの関係を求めたものがFig.11である。

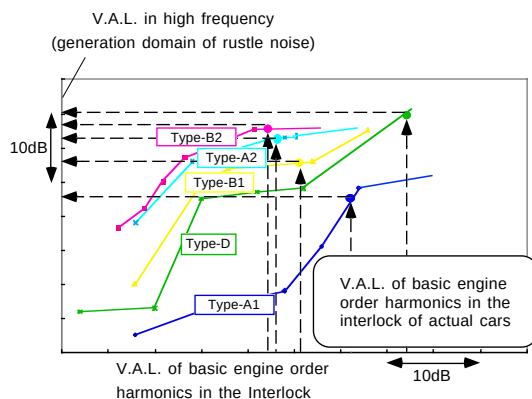


Fig.11 Vibration acceleration level (V.A.L.) in rustle noise generation, corresponding to the level in actual cars,calculated by the result of excitation tests

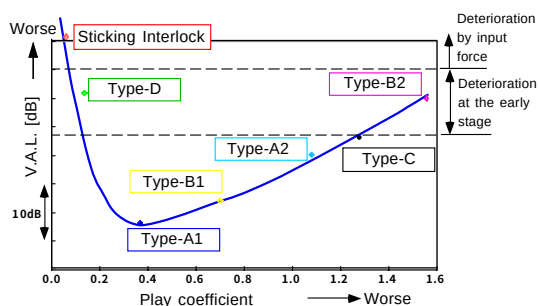


Fig.12 The relation between play coefficient and vibration acceleration level (V.A.L.) in rustle noise

さらに、Table 2の「ガタ係数」を横軸にとり、Fig.11の特性に実車における振動レベルを代入し異音レベルを求めて縦軸としFig.12に示す。実車での異音発生回転領域における高周波振動成分(異音成分)には、極小ポイントが現れる。これが最も異音レベルの低いポイントであり、ガタ量の最適値である。極小ポイントに対して右側のラインは初期劣化に伴う異音増加のラインであり、左側のラインはガタ係数の減少、つまりインタロックへの加振入力が増加することに伴う異音の増加である。

なお、初期劣化異音の詳細は3.2.で、入力劣化異音の詳細は3.3.で述べる。

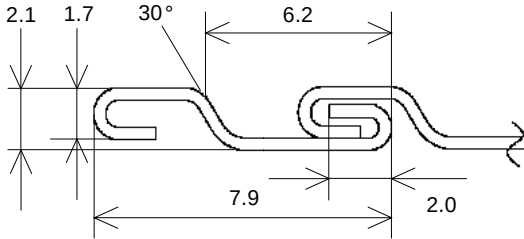


Fig.13 The drawing of the interlock

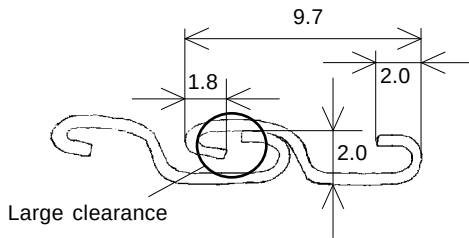


Fig.14 The interlock generating rustle noise at the early stage

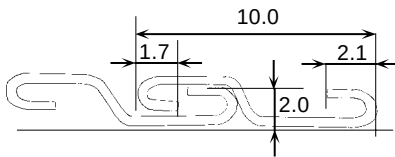


Fig.15 The same interlock before use as the one in Fig.14

3.2. 初期劣化型異音の発生要因解析

3.2.1. 解析手法

ここでは、Table 1に記した初期劣化型異音(劣化型TYPE1)の発生要因について述べる。

3.1. でインタロックのガタ量決定要素は

- (1)インタロックの断面形状
- (2)インタロックを保持しているインナブレードの拘束力

であると述べたが、ここで(1)に関してはカット解析を、(2)に関しては加熱圧縮テストによる証明を行う。

3.2.2. カット解析結果

インタロックの図面形状をFig.13、異音発生品(初期劣化させたもの)のカット断面形状をFig.14、同一ロットの異音未発生品(図面非適合新品、Fig.12の仕様C新品)をFig.15に示す。異音発生品および同一ロットの異音未発

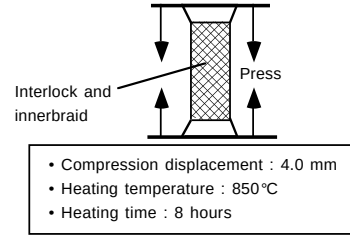


Fig.16 Testing method

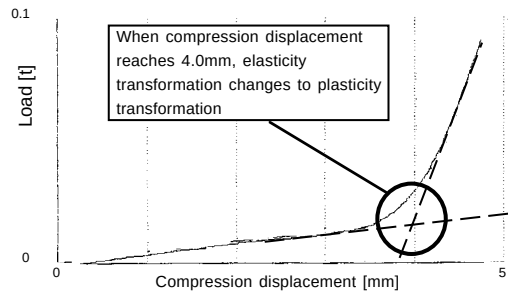


Fig.17 The relation between compression displacement and load

生品のインタロック断面形状は、共に図面設定から著しく逸脱している。

しかし、Fig.15の異音未発生品(新品)も、1～2日間の慣らし運転程度の初期劣化で異音が発生する。これらより、初期劣化型異音の発生要因の仮説として、「インナブレードの熱劣化によるインタロックに対する拘束力低下が、異音の発生につながる。また、新品時で異音が発生しない理由は、インナブレードの拘束力により、異音が抑制されていることによる」ということが考えられる。

3.2.3. ヒートガード加熱圧縮テスト結果

上記の仮説を「加熱+圧縮」テストにて証明する(Fig.16)。圧縮の条件としては、圧縮変位-荷重曲線から弾性変形領域内で最大の変位を設定(Fig.17参照)。加熱には電気炉を用いた。

テスト終了後、異音が発生した。そこで、テスト前後のインタロック断面形状を、それぞれFig.18、19に示す。この結果より、

- (1)インタロック断面の形状は変化しない。
- (2)インナブレードが材質的に変化しており、インタロックに対する拘束力が低下している¹⁾。

<Before heating : non generation of the rustle noise>

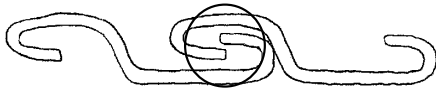
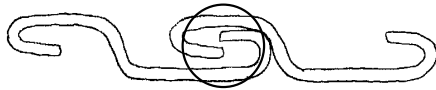


Fig.18 A section of the interlock before heating and compression test

<After heating : generation of the rustle noise>



No change of clearance after heating

Fig.19 A section of the interlock after heating and compression test

Stick and engagement of the interlock in halfway around it

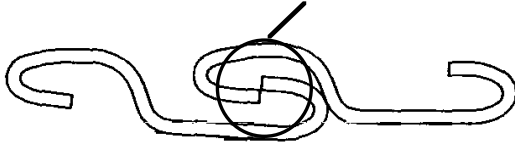


Fig.20 Condition of interlock generating severe rustle noise

これらのことから、異音は、単純なガタ量増加に伴い異音が発生していることがわかる。

また設計上の留意点としては、インナブレードの実車での熱劣化によるインタロック保持力低下を考慮した上で、異音が発生しないインタロック断面(クリアランス)の設定が必要であることが挙げられる(Fig.12仕様A参照)。

3.3. 入力劣化型異音の発生要因解析

3.3.1. 解析手法

ここでは一般ユーザにでもはっきりと認識できるレベルの異音である、Table 1の入力劣化型異音(劣化型TYPE 2)について解析を行う。

異音の発生したインタロックのカット断面形状をFig.20に示す。このことより、インタロックの両端が噛み込みによって固着していたということがわかり、これをもとに以下の仮説を証明して行く。具体的には、

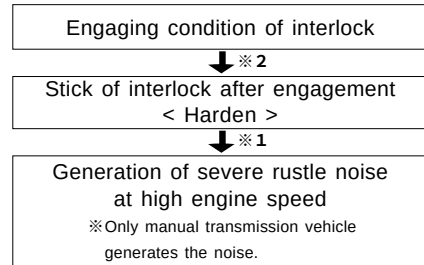


Fig.21 Analysis approach

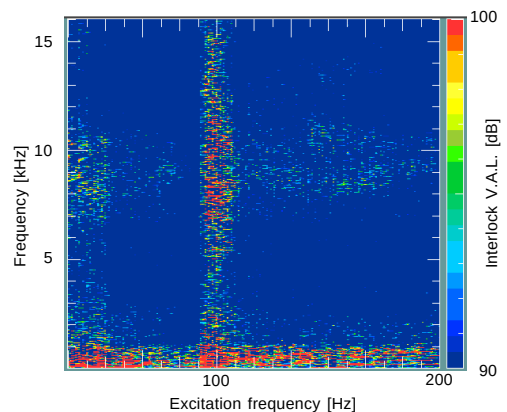


Fig.22 Unconstrained interlock

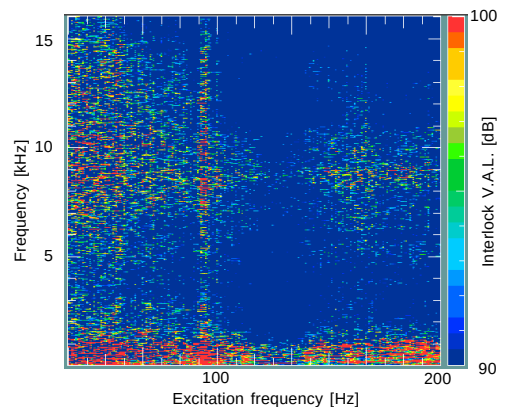


Fig.23 Constrained interlock

Fig.21における※1の関係を実験的に証明した後、※2の条件を定量的に示し改善につなげる。

3.3.2. インタロック両端固着による異音 レベル悪化の証明

インタロックの拘束(固着)有り、無しによる異音レベルの変化をそれぞれFig.22、23に示す。インタロック両

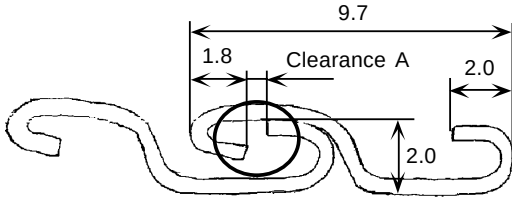


Fig.24 A Section of the interlock generating rustle noise



The shape of this interlock is similar to the drawing, and the clearance is narrower than that of the interlock generating rustle noise

Fig.25 A Section of the interlock non-generating rustle noise

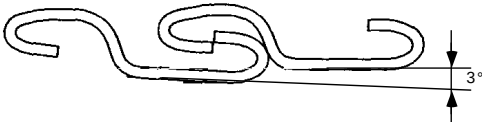


Fig.26 A movable range in 2-dimension

端を固着させる方法としては、バンド締めによる方法を用いた。両端固定のインタロックは異音(高周波振動成分)が悪化していることが明確にわかる。

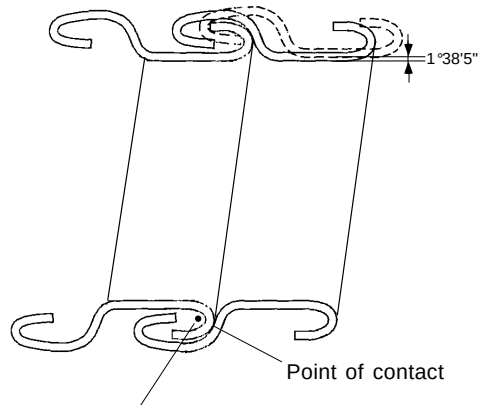
3.3.3. インタロック噛み込み(固着)条件の明確化

Fig.24は異音の発生したインタロックの断面である。図のクリアランスAの負の成分をラップ代と定義すると、このインタロックはラップ代が全く無いため、少しの外力で外れ・噛み込みが発生する。

ここでFig.25の断面(異音発生無し)を用いてインタロックの外れ・噛み込み検証を三次元CADにて実施した。

Fig.26は異音の発生していないインタロックを二次元で考え、それぞれが噛み込む角度を求めたものである。この場合はお互いに 3° 傾くと噛み込みが始まる。

ただし、インタロックはフレキシブルジョイントの軸方向にスパイラル状に巻かれ形成されているものであり、実際三次元で考えると、曲げ方向(インタロックが外れる方向)にはFig.27より $1^\circ 38'5''$ しか傾かない。したがっ



The center of rotation for the point of contact moving along the curved surface

Fig.27 A movable range in 3-dimension

て、インタロックの断面の精度、ラップ代を確保していれば噛み込みは発生せず、異音も発生しない。

実際に単体曲げテストにより噛み込み確認を行った結果、ラップ代がミニムム0.1mmを確保していれば噛み込まないことが確認された。

4. 結論

- (1) 異音の周波数帯は $3 \sim 10\text{kHz}$ と非常に高い周波数域である。
- (2) 異音はその構成部品であるインタロックがエンジン振動の基本次数に同期して自己干渉する事により打音として発生する。
- (3) 異音発生要因は、インタロックの「初期形状の精度不足」、「熱劣化によるインナブレードのインタロックに対する拘束力低下」および「外力劣化によるインタロック自身のはずれ、噛み込み」である。
- (4) フレキシブルジョイント単体への加振入力とその基本次数成分の関係から「ガタ係数」を定義した。そして、定量的に表現しにくい異音の発生パラメータであるフレキシブルジョイントのガタ成分を「ガタ係数」を用いることにより定量化した。
- (5) フレキシブルジョイントのガタ量には最適値が存在し、異音を防止するためにはフレキシブルジョイント全体の劣化を考慮した上で、インタロックの形状を最適化することが有効である。

参考文献

- 1) 門間改三、「鉄鋼材料学」、実教出版株式会社、
pp.457-475, 1979

■著 者■

樋口正彦



藤代正道



秋山英和



徳永道広