

排気系ジョイントのスティックスリップ音低減の研究

Research in Reduction of Stick-Slip Noise in Exhaust System Joints

岩井 正 志*

Masashi IWAI

村 上 康 則*

Yasunori MURAKAMI

前 田 元 孝*

Mototaka MAEDA

三 木 雅 信*

Masanobu MIKI

高 久 悦 男*

Etsuo TAKAKU

古城戸 剛**

Takeshi FURUKIDO

要 旨

自動車の排気系ジョイントの一つである球面ジョイントにおいて揺動時に異音が発生することがある。この現象に対して、揺動面の材料の成分分析と摩擦特性解析から発生メカニズムを解明した。異音が発生する球面ジョイントは、フレアフランジの真円度精度が悪いために球面ガスケットとの片当りによってガスケット芯材が異常摩耗し、その摩耗粉がガスケット表面に堆積することにより、スティックスリップ現象で異音が発生することが分かった。また実車の使用過程における球面ジョイントの揺動角、温度の入力頻度を調査し、それらの入力条件を与えられる簡易的な加振装置を作成することにより台上での異音評価を可能とした。この台上試験法により異音発生に影響の大きい設計変数に対してパラメータスタディを行い、異音の発生を起さないためのフレア真円度およびスプリングセット荷重の設定領域を明らかにした。

ABSTRACT

A ball joint using one of an automobile exhaust joint often generates abnormal noise as oscillating. The mechanism was explained using elemental analysis and friction characteristic analysis of the materials making up the surfaces. Due to imprecise roundness in the flare flange of the ball joint that generates the noise, the flange hits against one side of the spherical gasket and causes abnormal wear of the guard net in gasket. It was found that the particles resulting from this wear accumulate on the gasket surface, where the stick-slip phenomenon then causes the noise. A study was also conducted to determine input frequency for oscillation angle and temperature of the ball joint during the use of an actual vehicle. The fabrication of a simple excitation device that could accept those input conditions made it possible to conduct a bench evaluation of the noises. This bench test method was used to conduct parameter studies of design variables that significantly affect the generation of the noise, and to determine the range of settings for spring-set load and the flare roundness that will keep not to generate the noise.

1. まえがき

現在、自動車排気系のジョイントとして揺動機能をもつ球面ジョイント(以下 ジョイント)が広く採用されている。このジョイントは、Fig. 1に示すように排気管の途中に設定することで、エンジンロール変位によって排気管へ加わる入力を緩和したり、エンジンから排気管へ伝達する振動を低減させることができる。基本構造は、Fig. 2に示すように球面形状のガスケット(以下 ガスケット)を装着した排気管とフレア形状のフランジ(以下 フレア)を溶接した排気管をコイルスプリングによって、ある一定のセット荷重で締結している。

また一方でジョイントが揺動する時に異音が発生するという問題があった。しかしながらこの現象は、一部の車両において走行距離が数千 Km に及んだ時、ある特定の運転条件でのみ発生するという初期劣化型の現象のため、その発生原因との因果関係がよくわかっていなかった。そのため後処理的な試行錯誤による対応が多く、本来の揺動機能を抑制するような使用事例となることもある。

そこで実車のジョイントの揺動角や温度といった入力特性との関係からこの現象をマクロ的にとらえるとともに、揺動面の材料成分分析や摩擦特性解析を実施しミクロ的な観点も加え要因を解明した。またこれをもとに台上での異音評価手法を構築し、ジョイントの設計パラメータに対し

* 栃木研究所

**オイレス工業(株)

てこの手法を用いて実験で求めた数値から「評価マップ」を作成したので報告する。

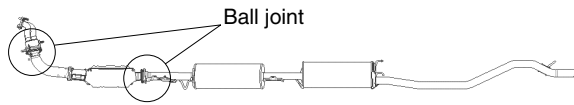


Fig. 1 Applied example for ball joint of exhaust system

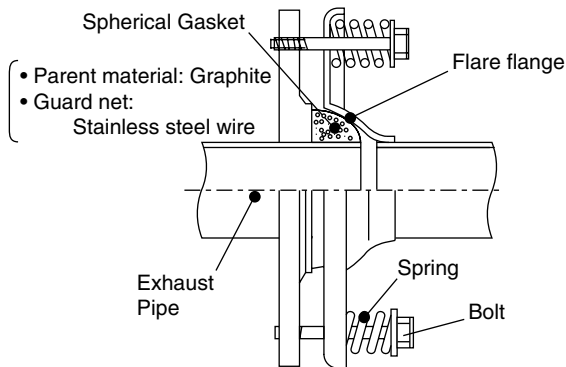


Fig. 2 Ball joint of exhaust system

2. 異音発生要因解析

2.1. 実車での異音発生状況

2.1.1. 測定方法

実車を用いてジョイントから発生する異音の測定を行った。測定点は、Fig. 3で示すように、ジョイント下方100mmの近接位置とした。運転条件については、異音が最も発生しやすい十分な暖気後のアイドリング全負荷に固定し行っている。その時の揺動角および温度についても同時にモニタした。使用したジョイントは、異音の発生していない正常品と異音発生品の二つのサンプルで、ともに走行距離初期のものである。それぞれのジョイント部は分解せず、その前後排気系コンポーネントの状態状態で同一車両へ組み込み比較した。これは、できるだけ実際の揺動面の状態を再現するために配慮したものである。

2.1.2. 測定結果

正常品と異音発生品の二種類についてジョイント近接音の周波数分析をした結果を Fig. 4 に示す。異音発生品は「キュルキュル」といった金属的なこすれ音が発生し、その周波数成分は2～8 kHzの幅広い範囲であるということがわかる。

またこのデータをもとに2～8 kHzの帯域を抽出しその音圧レベルを時系列で示した結果を Fig. 5 に示す。両者の差は明確であり、従来のフィーリング評価とも相関がよいことから今後異音レベルとしてこの評価値を用いることとする。

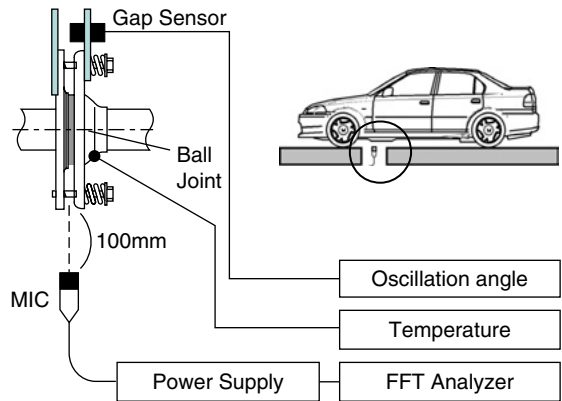


Fig. 3 Measurement system of noise by a vehicle

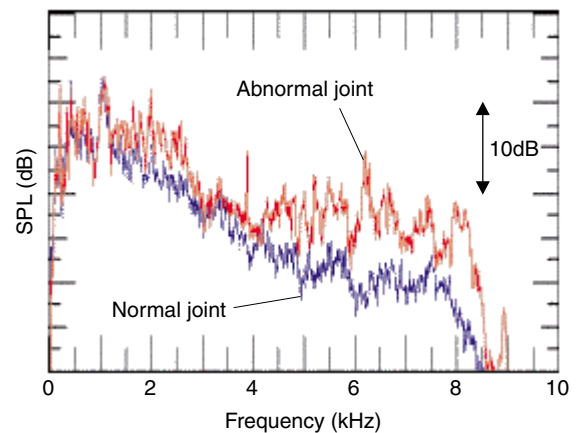


Fig. 4 Frequency characteristics of noise level

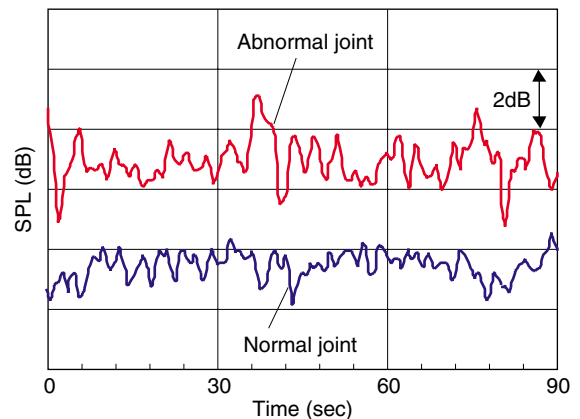


Fig. 5 Time domain band pass data of noise level

2.2. 運転条件違いによる異音レベルの変化

2.2.1. 測定方法

前項の2.1.で実車の運転条件は異音が最も発生しやすい条件に固定して行っているが、異音発生品の異音レベルは運転条件差により変化することがわかっている。しかしながら実車で運転条件を細かく変化させかつ安定した測定をすることが難しいことから Fig. 6 に示すような台上加振で

の確認を行った。実車の運転条件では、ジョイント部の揺動角と温度が変化するのに対して、台上でこの二つのパラメータを細かく変化させ、その時の近接音レベルとの関係を確認する。測定方法は実車測定時と全く同様の手法を用いている。また試験に使用したジョイントは実車測定と同一の正常品と異音発生品の二つのサンプルとし、それぞれのジョイント部は分解せずにその前後排気系コンポーネントの状態に加振する。

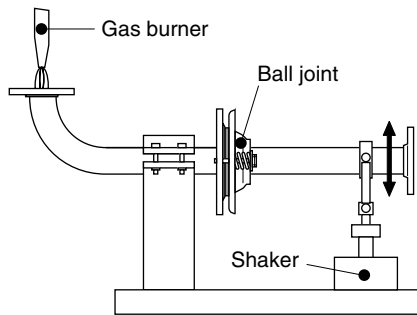


Fig. 6 Bench oscillation test (component parts of ball joint)

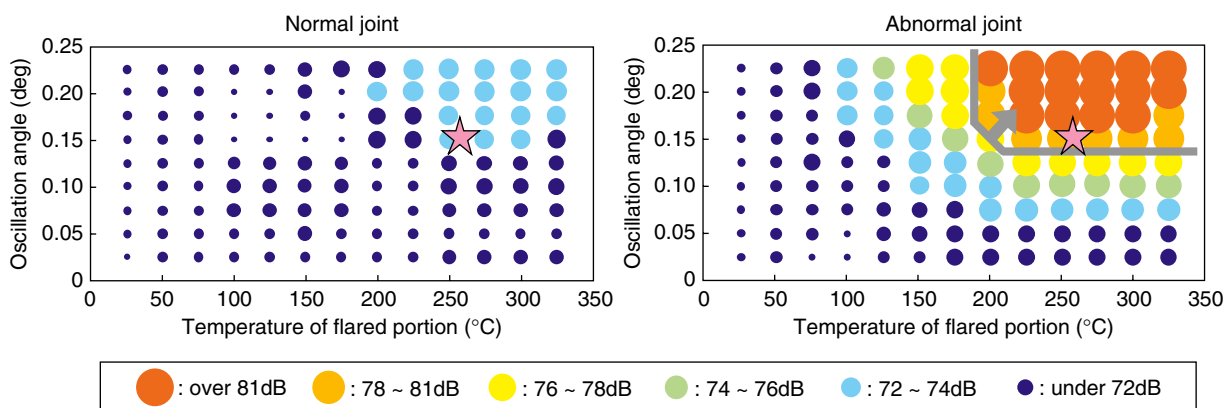


Fig. 7 Noise Level at bench oscillation test

	Normal joint	Abnormal joint
Appearance		
Roundness		

Fig. 8 Characteristics of the flare flange

2.2.2. 測定結果

台上加振において揺動角、温度を変化させた時の異音測定結果を Fig. 7 に示す。

正常品は揺動角、温度が変化しても近接音の大きな変化はなく、異音は全く発生しない。実車での最大揺動角はアイドリング全負荷条件での0.15degであるが、さらに0.25degまで揺動角を大きくしても異音は発生しない。それに対して、異音発生品は揺動角が大きいかつ温度が高くなるにつれて近接音が大きくなる傾向を示す。異音発生の境界線は、揺動角 0.15deg かつ温度 200℃のところにありそれ以上の条件において確実に異音が発生することが分かった。

これにより、実車で異音レベルが最大となる揺動角 0.15deg、温度 260℃という条件は、台上加振でも明らかに異音の発生する領域内であることが確認された。

2.3. ジョイント接触面の検査結果

2.3.1. フレア

音確認を実施した2種類のフレアについて接触面の検査を行った。その結果を Fig. 8 に示す。外観写真をみると異

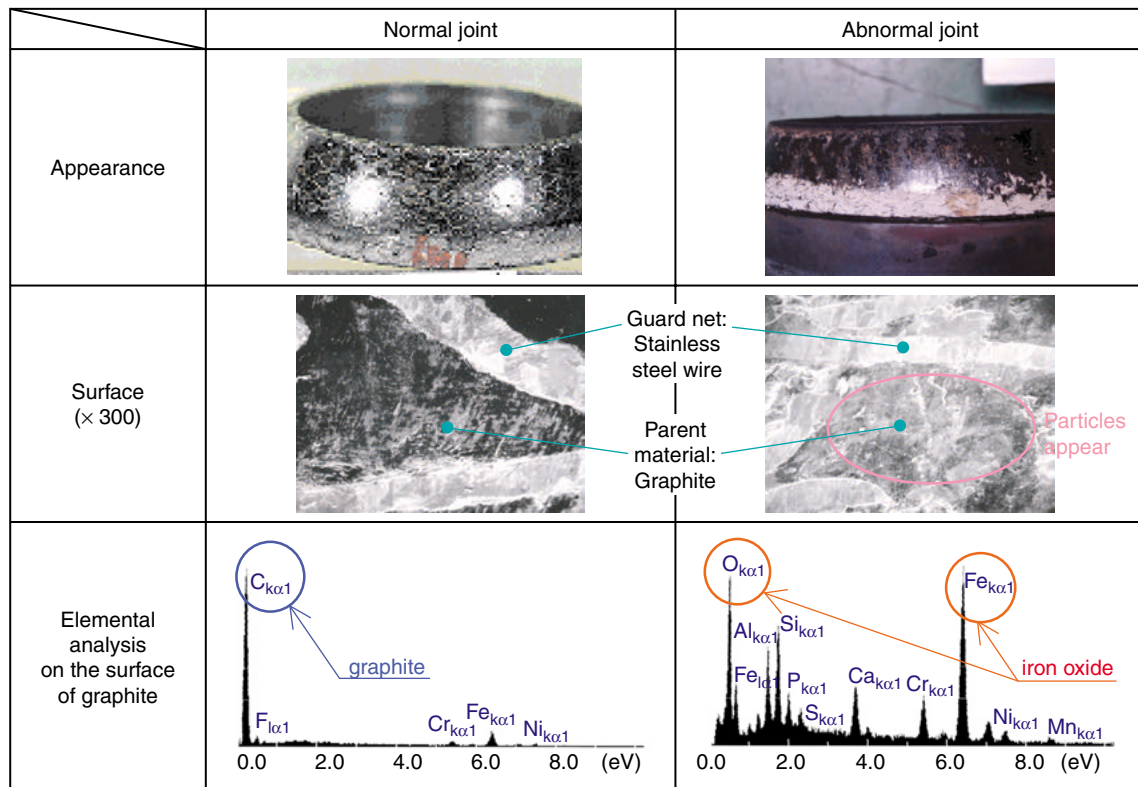


Fig. 9 Characteristics of the spherical gasket

音発生品は、正常品に対して非常に当りが不均一となっていることがわかる。フレア真円度を計測した結果、異音発生品は $450\ \mu\text{m}$ と正常品の $280\ \mu\text{m}$ に対して精度が悪いことがわかった。

2.3.2. ガasket

次に、音確認を実施した2種類の球面ガスケットについて接触面の検査を行った。その結果を Fig. 9 に示す。

外観写真だけでは、両者の明らかな差異がわからないため300倍まで拡大し、母材グラファイトと芯材ステンレスワイヤを明らかに判別することができる状態で再度確認した。正常品は母材の部分は黒く、芯材の部分は白くなっている。しかし異音発生品は本来黒くみえる母材の上に白く光っている領域が多数あり、母材の上に異材が堆積していることが確認できた。

そこで両者において母材の表面成分分析を行った。正常品の主成分は、グラファイトとなっているが、異音発生品の主成分は、Fe と O すなわち酸化鉄となっている。よって堆積していた異材は、芯材ステンレスワイヤの摩耗粉であることがわかった。

2.4. ジョイント接触面の材料単体解析

2.4.1. 試験方法

前述の2.3.の結果から、ガスケットの母材表面に堆積した芯材ステンレス(JIS SUS310S-W1)の摩耗粉(主成分:酸化鉄)とフレア(JIS SUS304S-HP)の同等材料が接触状態となり、

揺動時のスティックスリップ現象が異音の起点になっていることが推定できる。そこでジョイント摺動面の各構成材料での摺動試験を実施し発生要因の特定を行った。

Fig. 10に示すような摩擦摩耗試験機を使用し、フレアにみたてたステンレスプレート(JIS SUS304-HP)とガスケット構成素材にみたてたチップ(芯材= JIS SUS310S-CB, 母材

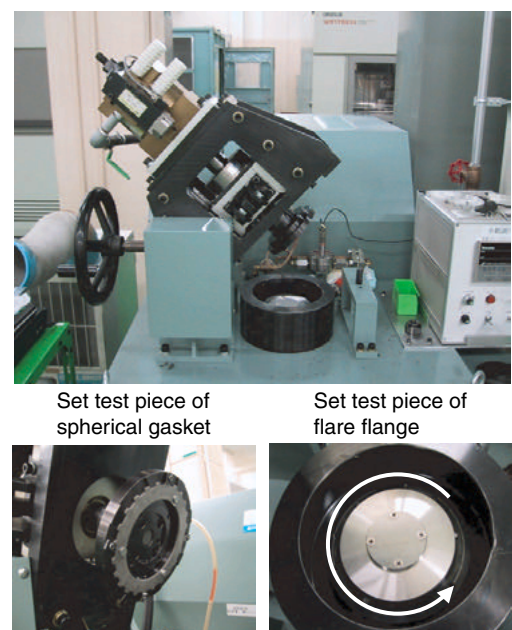


Fig. 10 Low velocity friction apparatus

=グラファイト)を回転方向で撓動させ摩擦挙動を確認した。これらの二組に対して、高温での摩擦挙動からスティックスリップ現象の発生を検証した。

また試験条件は、実車での使用条件をもとに設定している。

2.4.2. 試験結果

摩擦磨耗試験機での結果を Fig. 11 に示す。

最初にフレア相当のステンレスプレートとグラファイトチップとの組み合わせで試験を実施した。摩擦係数は0.1～0.25 の範囲内であり、温度が上昇しても安定した定常摩擦領域での撓動状態を示している。

次に、フレア相当のステンレスプレートとガスケット芯材相当のステンレスチップとの組み合わせで試験を実施した。摩擦係数は、グラファイトチップの結果に対して非常に高く、かつ温度上昇にともない上昇し、温度が200℃以上では1.0 を越えることがわかった。すなわち撓動面のせん断力が接触荷重を超えており溶着摩擦領域での撓動状態を示している。

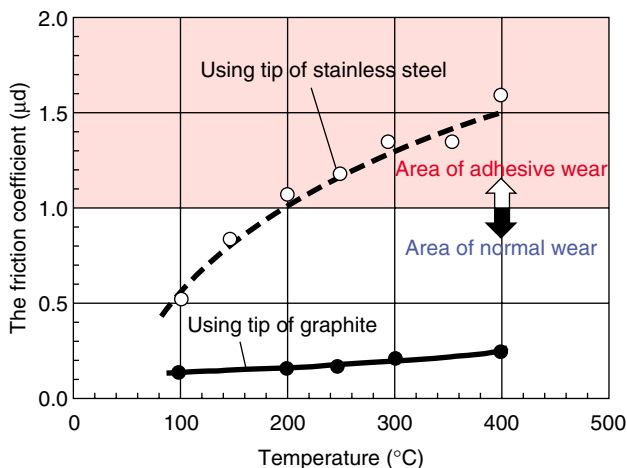


Fig. 11 Characteristics of the friction coefficient

芯材相当のステンレスチップの定常摩擦領域と溶着摩擦領域について摩擦係数変動レベルと表面状態をそれぞれ比較した結果をFig. 12に示す。摩擦係数の変動レベルは、定常摩擦では小さいのに対し、溶着摩擦では、非常に大きくなる。またこの時、撓動面には溶着痕が明らかに認められた。すなわちガスケット母材のグラファイト表面に芯材ステンレスワイヤの摩耗粉が堆積した状態では、フレアとの同等材料の接触で溶着摩擦状態となりスティックスリップ現象が起こることがわかった。よってこれにより異音が発生したといえる。

2.5. 実車使用過程での異音発生解析

2.5.1. 試験方法

上記の2.4.の結果から異音が発生している時のガスケット表面状態は、芯材の摩耗粉が堆積しており、スティックスリップ現象がおきていることがわかった。次にこの事象に対して、新品状態から使用過程においてガスケットの表面状態がどのように変化し異音発生に至るかを解析する。そこでまず走行中にジョイントに加わる撓動角・温度といった劣化入力を利用者の使用方を考慮して把握し、実車での検証モードの設定を行う。さらにこの検証モードにて実際に走行を実施しガスケットの表面状態の変化と異音発生との関係を押える。この一連の検証フローを Fig. 13 に示す。

最初に一般路を任意に500km程度走行しジョイントに加わる撓動角・温度のデータを測定した。計測方法は、異音確認時と同様の方法を用いている。またこの際に車速・エンジン回転数・スロットル開度・ギアポジションといった情報も同時にとりこみ走行状況についても押えた。次に実際に使用された車速範囲に対して平均車速別に4つのパターンに分け、各走行パターン毎に単位距離あたりの入力頻度データとして算出した。

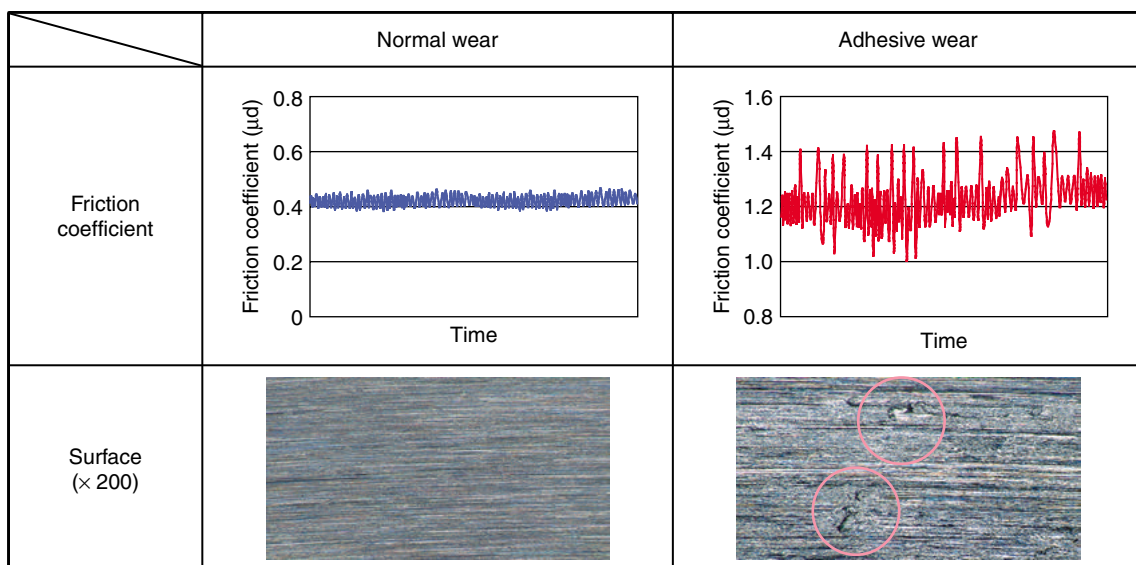


Fig. 12 Comparison between normal wear and adhesive wear

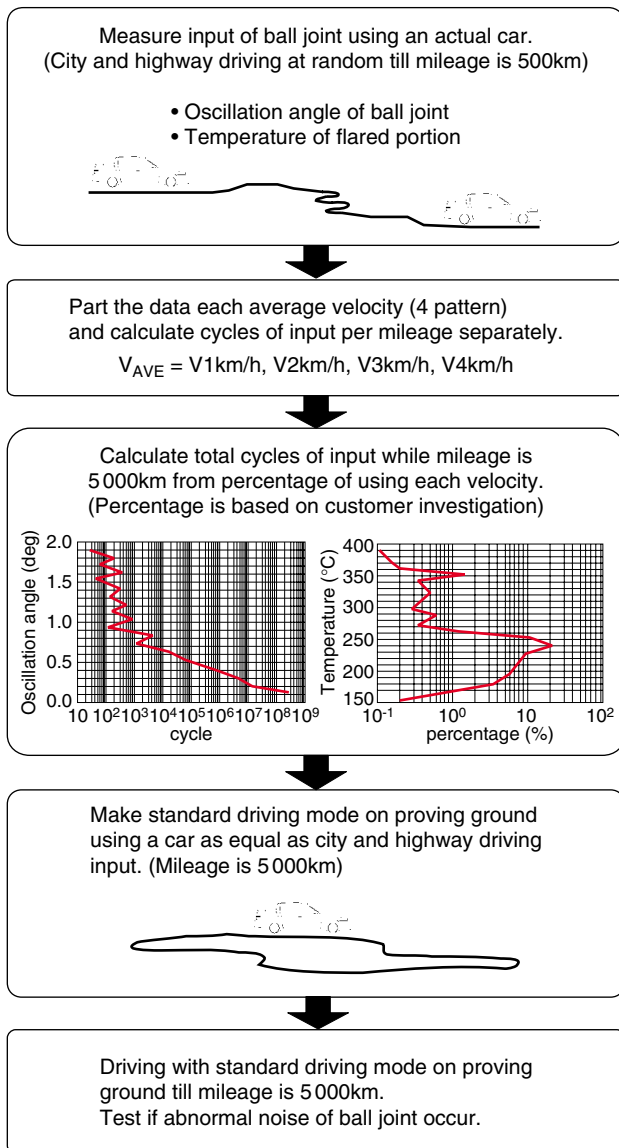


Fig. 13 Flow of inspecting process till noise occur

そしてユーザ調査結果をもとにこの4つの車速パターンをどれくらい使用するかという割合から5000km走行時の揺動角・温度の入力頻度を求めた。

さらに一般路から得られた入力頻度の結果をもとにテストコースにおいて再現モードを作成した。これは一般路を走行した際の揺動角、温度の入力レベルに走行状況を照らし合わせ、一般路での揺動角、温度の入力頻度と同等になる走行方法として設定した。

2.5.2. 実車異音再現モードでの走行結果

このモードを用いて実際に5000km走行を実施した。ジョイントは、異音確認がされたものと同等のフレア真円度が450 μm となる新品のものを投入した。走行距離に対して異音レベルが変化した結果を Fig. 14 に示す。走行距離が2950kmの時に初めて異音の発生が認められた。その後、3700kmで異音レベルは、最大となり5000km終了時

もほぼ同等レベルであった。この時のガスケット表面状態の変化を Fig. 15 に示す。走行距離が0 km の新品時においては、ガスケット表面は表層潤滑材に被われており、異音の発生はない。母材表面の成分分析の結果から主成分はFとなっており、表層潤滑材の PTFE を示している。

走行距離が1700kmの時点においては、片当りが生じているのが認められた。ガスケット表面は表層潤滑材がとれており、母材表面の成分分析の結果から主成分はCとなっており、母材のグラファイトを示している。この時も異音の発生はない。

走行距離が3700kmの時点においては、摩耗がさらに進行し、拡大写真をみると芯材のステンレスワイヤが削られていることがわかる。

母材表面の成分分析の結果から主成分は、Fe、Oの酸化鉄となっており芯材のステンレスワイヤの摩耗粉が堆積していることを示している。この時は異音が顕著に発生している。またこの表面は、2.3の異音発生品のサンプルと同じ状態であることが確認された。

以上の結果よりフレア真円度が450 μm と悪いことでガスケットに片当りが生じ、芯材のステンレスワイヤが削れ母材グラファイトの表面を覆ってしまうことがわかった。よってスティックスリップ現象が起き異音の発生に至ったといえる。

2.5.3. 異音再現モードと従来耐久モードとの比較

以上のようにユーザの一般的な使われ方を考慮して設定した異音検証モードで異音が発生することを確認できたが、一方で他に実施している耐久モードでは、異音が発生しなかった。この耐久モードは、主にシャーシ、ボデーへの入力を濃縮してシミュレートした走行内容となっている。

そこでこの従来の耐久モードについてもジョイントの入力頻度を測定し、今回の異音再現モードとの比較検証を行った。揺動角の入力頻度測定結果を Fig. 16 に示す。

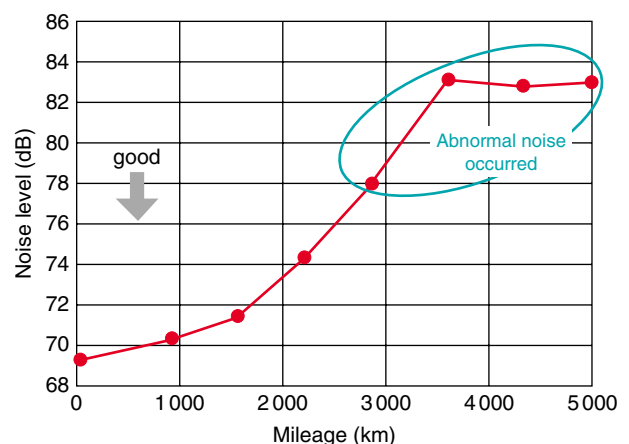


Fig. 14 Result of driving with standard mode on proving ground

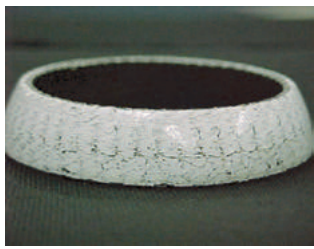
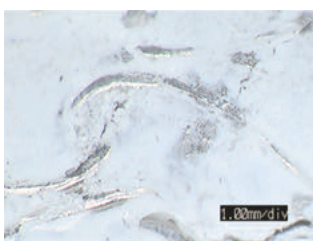
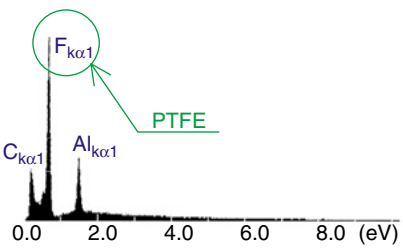
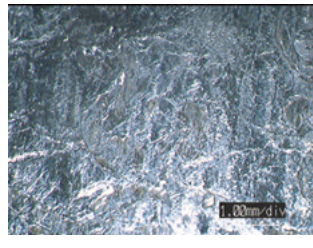
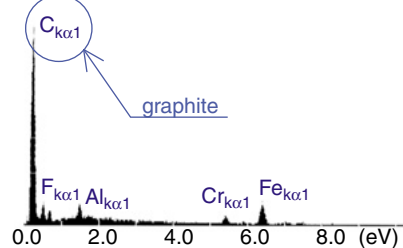
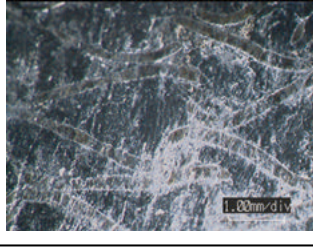
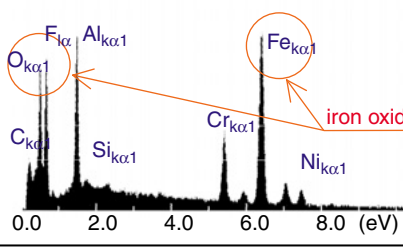
Mileage (km)	Appearance	Surface	Elemental analysis on the surface of graphite
0			
1600			
3700			

Fig. 15 Transition of surface on the spherical gasket

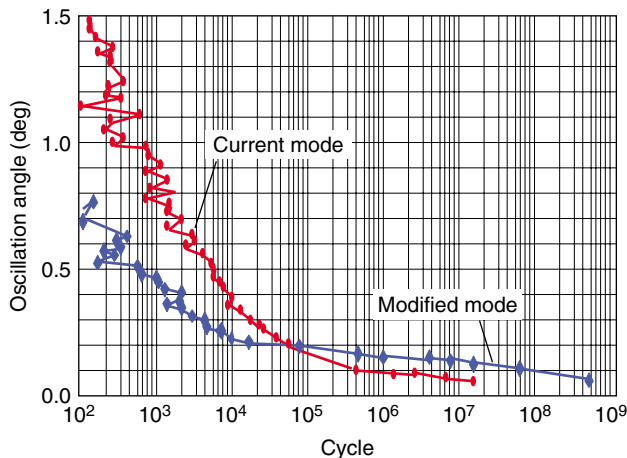


Fig. 16 Difference of oscillation angle for driving modes

この結果から異音再現モードが低入力多頻度型であるのに対し、従来の耐久モードは、高入力を中心であることが分かった。揺動角が0.1deg程度の領域で比較すると、異音再現モードは従来の耐久モードの約10倍と頻度が多い。

本現象がガスケット芯材の摩耗およびその摩耗粉の表面堆積が原因であることから、微小振幅で頻度の多い異音再現モードの方が従来の耐久モードより厳しい条件といえる。したがって実走の異音再現モードを台上に置換していくにあたっては、低入力多頻度を入力条件設定のキーポイントとした。

3. 台上評価手法の構築

2.5. で得られた一般路の入力をシミュレートした実走の異音再現モードを台上に置換していくことを検討した。

3.1. 台上試験方法

3.1.1. 加振装置

台上加振システムの概要を Fig. 17 に示す。このシステムは、実車走行でのジョイントに加わる揺動角および温度の入力をいれかつ異音確認が容易にできるように対応している。Fig. 3では、回収した部品の異音を忠実に再現するという観点からサンプル品のジョイント部は分解せずにその前後排気系コンポーネントの状態で加振しているが、今回は、汎用性を考慮しジョイントサイズ、設定位置による制約を受けないようにジョイント部を切り出し、パイプに溶接したテストピースを用いて実施した。

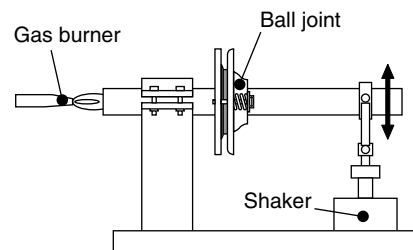


Fig. 17 Bench oscillation test (Test piece of ball joint)

3.1.2. 加振入力条件設定

2.5.3.で述べたように異音再現モードが低入力多頻度型であるためこの点に着目して、より簡略化し入力条件設定を行った。この内容をFig. 18に示す。入力条件としては、揺動角を 0.10deg 程度の低入力を中心とし、温度を時間割合として最大の温度に設定している。周波数は、時間短縮の観点から実車より高い設定で実施している。また新品のガスケットは PTFE を含む表層潤滑材があるため、初期にのみ揺動角、温度ともに比較的高い条件を設定し、早期に母材グラファイトとの接触状態とするように皮膜をとばす工夫をした。この時、揺動角は実車での入力の平均的な値とし、温度は PTFE の気化する 300℃以上の設定とした。周波数は、揺動角が大きいために加振器の能力から決定している。

以上の内容をもとに実走の 5 000km 走行に相当する台上モードの設定を行った。

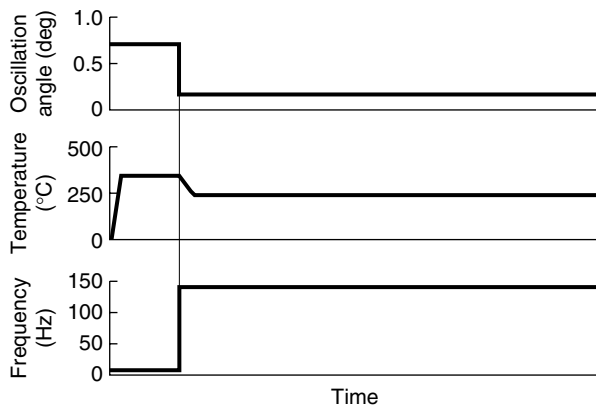


Fig. 18 Bench oscillation test condition

3.2. 台上評価手法の検証結果

この台上試験法が妥当であるかを検証するために前述の結果から、実走の異音再現モードで用いたフレア真円度 450 μm と同等精度の新品のテストピースで確認した。

試験結果を Fig. 19 に示す。台上試験においても 3 200km 走行後に異音が発生することを確認できた。これは、実走の異音が発生する走行距離が 2 950km の時期と約 8 % の差異であり十分に実走をシミュレートできたといえる。

次に新品状態のフレア真円度精度が異なる二種類のテストピースに対してこの台上試験を実施し異音発生有無について検証した。

2.3.1.の結果より正常品と異音発生品の二つのサンプルは、フレア真円度精度に明らかな差異があることが分かっており、この条件にあわせ、使用したテストピースのフレア真円度精度は、正常品と同等の 280 μm の仕様と異音発生品と同等の 450 μm の仕様を用いた。

その結果を Fig. 20 に示す。試験結果からフレア真円度精度が悪い 450 μm の仕様は、約 3 000km 走行後に異音が発生することを確認できた。またフレア真円度精度が良い 280 μm の仕様においては、走行距離が 5 000km に達しても異音の発生は認められなかった。

以上の結果から今回設定した台上手法は、実車走行でのジョイント異音に対して十分に評価できたといえる。

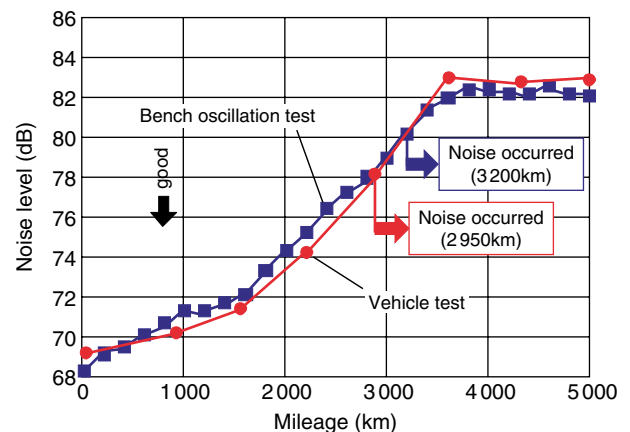


Fig. 19 Comparison between bench test and vehicle test

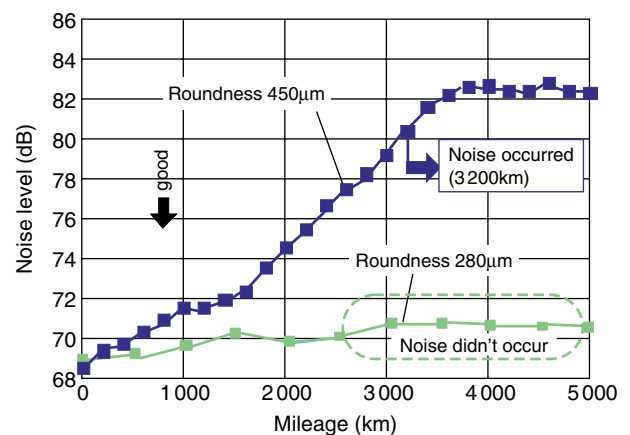


Fig. 20 Result of bench oscillation test

4. 異音判定基準作成

前述してきた台上評価法を活用し、球面ジョイントの設計変数に対して異音が発生させないための使用可能領域を検討する。本事象が、ガスケットとフレアの片当りから生じるガスケット芯材の摩耗による問題という点から影響の大きい設計変数としてフレア真円度とスプリングセット荷重の二つのパラメータに絞った。各組み合わせによる異音の判定は、走行距離に換算して 1 000km ごとに 5 000km まで揺動角を 0 ~ 0.50deg、温度を 20 ~ 350℃の範囲で変化

させ、その中での異音レベルの最大値をプロットしている。これらのパラメータを変化させた時の異音レベルを台上評価法によって確認しマップにしたものを Fig. 21 に示す。

このマップより異音発生を抑えるためには、真円度が良く、スプリングセット荷重が低い方向が有効であることがわかる。また同一のスプリングセット荷重でもフレア真円度が大きい赤色で示されている領域では異音が発生するが、真円度の小さい水色で示されている領域では、異音が発生しないことが分かる。

異音が発生しないマップ上で水色に示されている領域は、表面状態が芯材の摩耗粉が堆積していない正常な状態を維持している。すなわち真円度精度向上およびスプリングセット荷重低減は、接触面における実質的な面圧を低減し片当りによる異常摩耗の抑制に効果があるといえる。また真円度精度をある一定値以下に設定した場合、スプリングセット荷重が増加しても異音が発生しないことから真円度精度向上は、摩耗粉の堆積についての抑制効果もあると考えられる。

なった。

(3) 台上評価手法を用いてジョイントのフレア真円度とスプリングセット荷重の設定の組み合わせから異音判定ができるマップを作成した。

以上より開発初期の設計段階においてジョイントのフレア真円度精度およびスプリングセット荷重を適切に設定することで異音発生を防止することが可能となった。

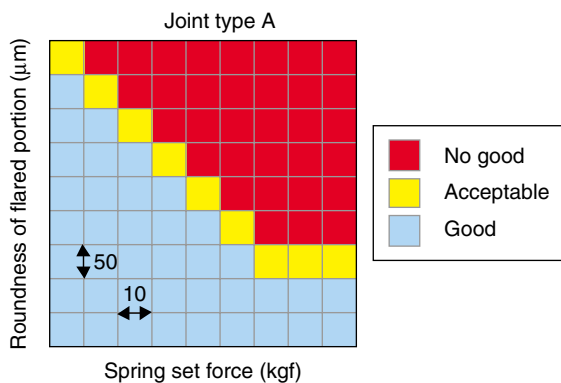


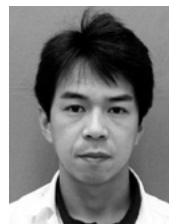
Fig. 21 Map of abnormal noise evaluation for ball joint

5. まとめ

球面ジョイントにおいて揺動時に異音が発生するという問題に対してその発生原因の詳細解析を実施し以下の成果を得ることができた。

- (1) ジョイントのフレア真円度精度が悪いとガスケットとフレアが片当りし異常摩耗により表面に露出したガスケット芯材の摩耗粉がガスケット表面に付着する。ガスケット芯材はステンレスであり、フレアのステンレスと同等材料の接触状態となる。これが揺動時に溶着摩擦状態での摺動となりスティックスリップ現象で異音が発生する。
- (2) 一般路のユーザの使われ方をもとにジョイントに加わる揺動角と温度の入力頻度データをシミュレートした簡易的な台上手法を構築し異音評価を行えるように

■ 著 者 ■



岩井正志



前田元孝



高久悦男



村上康則



三木雅信



古城戸剛