

# NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY • 2020

No. 692





## NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2020

No. 692

**解説・論文**

- 電動車向け円すいころ軸受「NSK LCube II™」の開発 ..... 千島 将来 1
- ステアリングの音振動計測解析技術 ..... 金津 将幸 8
- 高 $\gamma_R$ 材料を用いた長寿命・高負荷駆動用ボールねじの開発  
..... 上田 真大, 阿部 成晃, 川田 直樹, 飛鷹 秀幸 24
- 工作機械用ローラガイドの信頼性向上 ..... 中野 健太 34
- 転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響(第1報: 転がり接触下の  
モードII応力拡大係数のFEM解析) ..... 橋本 翔, 小俣 弘樹, 松永 久生 42
- 転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響(第2報: 応力拡大係数に基づく  
ドリル穴を有する転がり軸受のはく離強度の評価) ... 橋本 翔, 小俣 弘樹, 松永 久生 57
- グリースによる転がり軸受の低トルク化技術 ..... 外尾 道太 67
- 玉軸受におけるグリース挙動のX線観察および多相流解析の妥当性確認  
..... 野田 隆史, 柴崎 健一, 宮田 慎司, 谷口 雅人 73
- 多様データセットを用いた深層学習による転がり軸受の損傷診断  
..... 吉松 修, 佐藤 佳宏朗, 柴崎 健一 83

**商品紹介**

- 現調化対応長寿命材(SHJ7) ..... 90
- 自動車向け「高機能円すいころハブユニット軸受」 ..... 92
- 静音スラストニードル軸受 ..... 94
- 単列深溝玉軸受用低フリクション高密封シール ..... 96
- 高性能軽量中間シャフト ..... 98
- 超電導フライホイール蓄電システム用タッチダウン軸受 ..... 100
- 潤滑ユニット NSK K1-L ..... 102

# NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2020 No. 692

## Technical Papers

Development of NSK LCube II™ Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles .....	M. Chishima	1
Technology of NV Measurement and Analysis for Steering System .....	M. Kanatsu	8
Development of Long Life Ball Screw Using Material with High Retained Austenite Amount $\gamma_R$ for High-Load Drive .....	M. Ueda, N. Abe, N. Kawata, H. Hidaka	24
Improved Reliability of Roller Guides for Machine Tools .....	K. Nakano	34
Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 1: FEM analyses of stress intensity factor $K_{II}$ under rolling contact) .....	S. Hashimoto, H. Komata, H. Matsunaga	42
Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 2: Evaluation of the flaking strength of rolling bearing having a small drilled hole based on stress intensity factor) .....	S. Hashimoto, H. Komata, H. Matsunaga	57
Low Torque Technologies for Rolling Bearings with Grease Lubrication .....	M. Hokao	67
X-Ray CT Imaging of Grease Behavior in Ball Bearing and Numerical Validation of Multi-Phase Flows Simulation .....	T. Noda, K. Shibasaki, S. Miyata, M. Taniguchi	73
Rolling Bearing Diagnosis Based on Deep Learning Enhanced by Various Dataset Training .....	O. Yoshimatsu, Y. Satou, K. Shibasaki	83

## New Products

Long Life Material for Local Procurement (SHJ7) .....	90
High Performance Tapered Roller Hub Unit Bearings for Automobile .....	92
Low-Noise Thrust Needle Roller Bearing .....	94
High-Performance Low-Friction Seal for Single-Row Deep Groove Ball Bearings .....	96
Lightweight High-Performance Intermediate Shaft .....	98
Touchdown Bearings for Superconducting Flywheel Energy Storage Systems .....	100
Lubrication Unit NSK K1-L .....	102

# 電動車向け円すいころ軸受 「NSK LCube II™」の開発



千島 将来\*

千島 将来

## Development of NSK LCube II™ Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles

M. Chishima

In line with increasing concern for the environment, consumers and businesses around the world are demanding better fuel economy from motor vehicles, leading to the rapid development of Electric/Hybrid Vehicles.

In the field of gearboxes for Electric/Hybrid Vehicles, development of low viscosity lubricant oil is required to save energy consumption.

As a result, requirements for tapered roller bearings used in gearboxes have become increasingly severe and countermeasures for surface damage and seizure in severe lubrication environments has become an important area of focus.

In the following article, we introduce the NSK LCubeII tapered roller bearing (TRB), which has reduced surface damage in severe lubrication environments and maintains seizure resistance.

NSK LCube II TRBs have 8 times higher durability and comparable seizure resistance to a conventional TRB in severe lubrication environments, Additionally, NSK LCube II TRBs have 10 % reduced friction losses when compared to a conventional TRB under low speeds.

### 1. まえがき

#### 2. 使用環境の変化による軸受への影響と課題

### 1. まえがき

近年、各国での環境規制の強化や化石燃料の枯渇を背景に、グローバルで自動車の燃費向上が求められており、電動車の開発が急速に進んでいる。

電動車向けギアボックスにおいては、電動車の燃費・電費向上を目的とし、ユニット損失の軽減を図るべく潤滑油の低粘度化等が進んでいる。結果、ギアボックスに使用される円すいころ軸受の潤滑環境は一層過酷になってきており、潤滑油膜切れによる軸受の表面損

### 3. 開発品の特徴と効果

#### 3.1 油溜まりの形成

#### 3.2 耐表面損傷

#### 3.3 焼付き抑制効果／低フリクション効果

### 4. あとがき

傷や焼付きの防止は、ギアボックスの高信頼性を達成する上で重要な課題となっている。

自動車メーカー各社の電動車開発が加速する中、ギアボックスの効率向上の達成には、このような課題の解決につながるロバスト性の高い軸受の開発が求められる。NSKでは、自動車用エンジン向けタペットローラの潤滑油膜切れによる表面損傷や焼付きへの対策技術として NSK LCube を開発<sup>1)</sup>し、エンジンの

\* 自動車技術総合開発センター、パワートレイン軸受技術センター、パワートレイン軸受技術部

信頼性向上に貢献してきた。本稿では、この LCube 技術を円すいころ軸受向けに改良、最適化した開発品 NSK LCube II について紹介する。

## 2. 使用環境の変化による軸受への影響と課題

NSK では、これまでに様々な低フリクション円すいころ軸受を開発し、ギアボックスの効率向上に貢献してきた。<sup>2)</sup>

円すいころ軸受の摩擦抵抗の理論については相原が報告しているが<sup>3)</sup>、円すいころ軸受のフリクション要因として、**図 1, 2**に示す以下の(1)～(4)に分類されることが分かっている。

- (1) 内・外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦
- (2) 内輪つばところ端面間の滑り摩擦
- (3) ころと保持器間の滑り摩擦
- (4) 潤滑油の攪拌抵抗

このうち、(1)内・外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦、(2)内輪つばところ端面間の滑り摩擦、(4)潤滑油の攪拌抵抗が、円すいころ軸受のフリクション要因の多くを占める。NSK は、これらの摩擦因子を低減させることを狙った各種低フリクション円すいころ軸受を開発し、市場展開を図っている。

一方、自動車の電動化が進む近年のギアボックスにおいては、潤滑油の攪拌抵抗を抑えるため更なる潤滑油の低粘度化が進んでおり、軸受の使用環境が更に厳しくなった場合、転がり接触部の表面損傷や、滑り接触部の焼付き等の軸受損傷が懸念される。

円すいころ軸受の低フリクション化によるギアボックスの更なる効率向上と、軸受の早期損傷防止とを両立するためには、低フリクション、且つ更にロバスト性の高い軸受の開発が必要となる。

## 3. 開発品の特徴と効果

NSK は、エンジン動弁系において希薄潤滑環境の過酷用途に対応し、多様な相手部品の表面性状に適用可能な高耐久タペットローラ LCube シリーズを開発し、高い信頼性を得ている。

本稿にて紹介する新開発円すいころ軸受 LCube II は、LCube シリーズで培った加工技術をギアボックス用円すいころ軸受向けに改良し、近年のギアボックスの乏しい潤滑環境に適用できるよう最適化を図ったものである。以下にその特徴と効果を説明する。

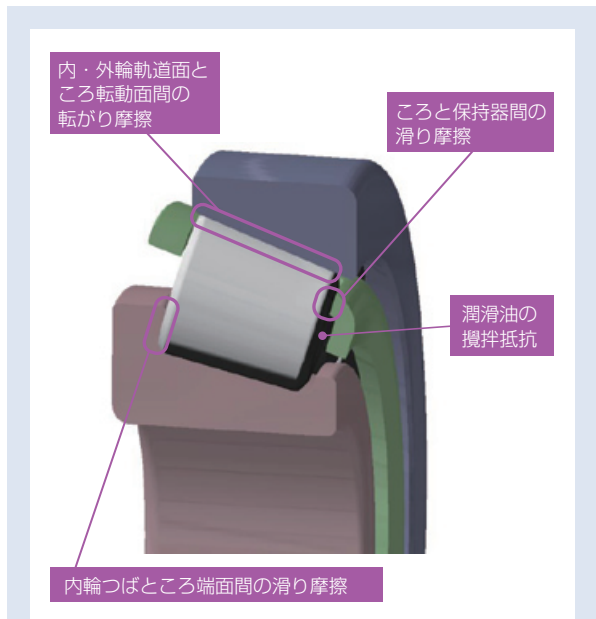


図 1 円すいころ軸受のフリクション要因  
Fig. 1 Friction factors in a tapered roller bearing

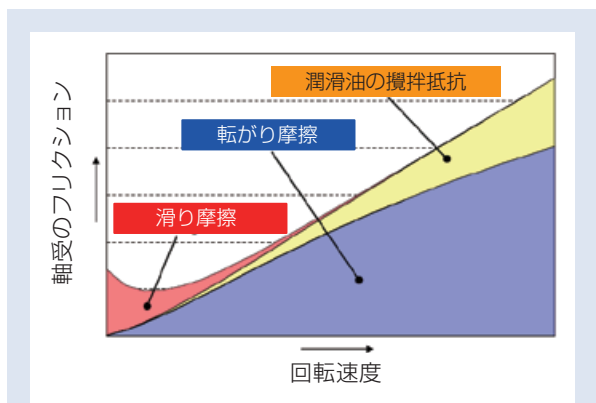


図 2 転がり摩擦と滑り摩擦の関係  
Fig. 2 Relationship between rolling and sliding friction

### 3.1 油溜まりの形成

**図 3**に示すように、LCube はタペットローラ外輪表面に特殊加工により深く大きい油溜まりを多数形成し、その油溜まり部で潤滑油を保持することで油膜切れの防止を実現している。その油溜まりの性状は、相手面の多様な材料、熱処理、表面仕上状態に適用できるように、最適化されている。

一方、**図 4**は希薄潤滑環境下における円すいころ軸受の損傷例を示したものであるが、円すいころ軸受は、つば面ところ端面間で滑り摩擦が生じるため、

2項に示したように、使用環境や表面性状によっては、滑り接触部の焼付きやフリクションの増大を引き起こす可能性がある。実際に、開発過程において、LCube 相当工法の円すいころを試加工し各種評価を実施するも、表面損傷に対する耐久性の向上は認められたものの、低速域におけるフリクションが悪化する事象が認められた(図5)。LCube 特殊加工(図3)で

得られる深く大きい油溜まり部は前述のタペットローラ向けに最適化されたものであり、つば面と端面間で摺動案内される円すいころの使用環境においては、内輪つばと端面間の滑り摩擦が大きくなる場合があることを確認した。

この事象を鑑みて、新開発 LCube II は、加工方法を浅く小さな油溜まりを多数形成(図6)し、円すいこ

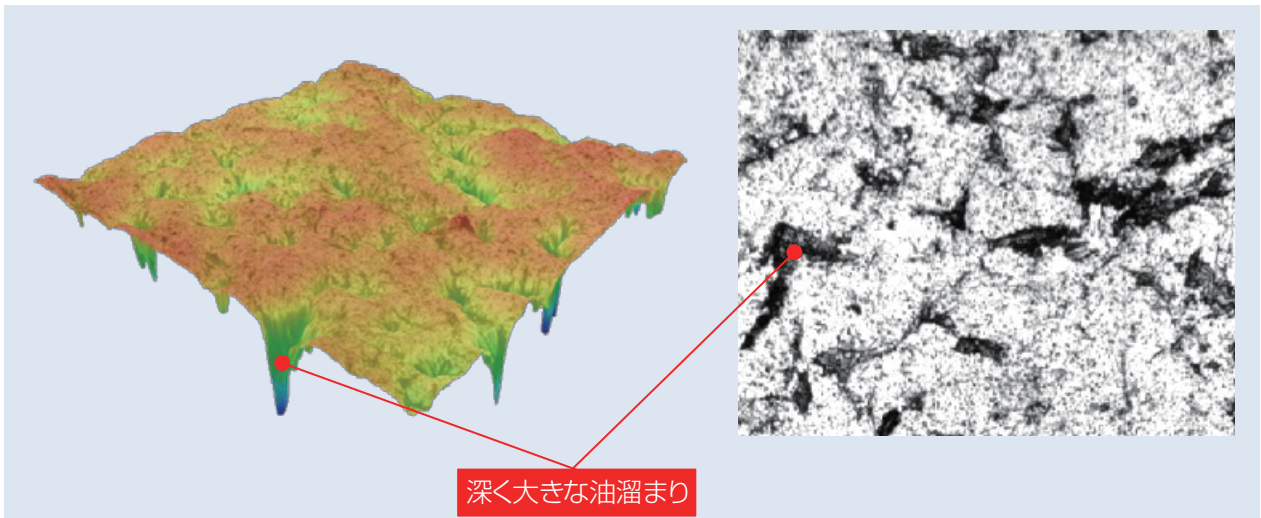


図3 NSK LCube™ 表層面拡大形状と拡大写真  
Fig. 3 NSK LCube™ 3D surface and enlarged surface photograph

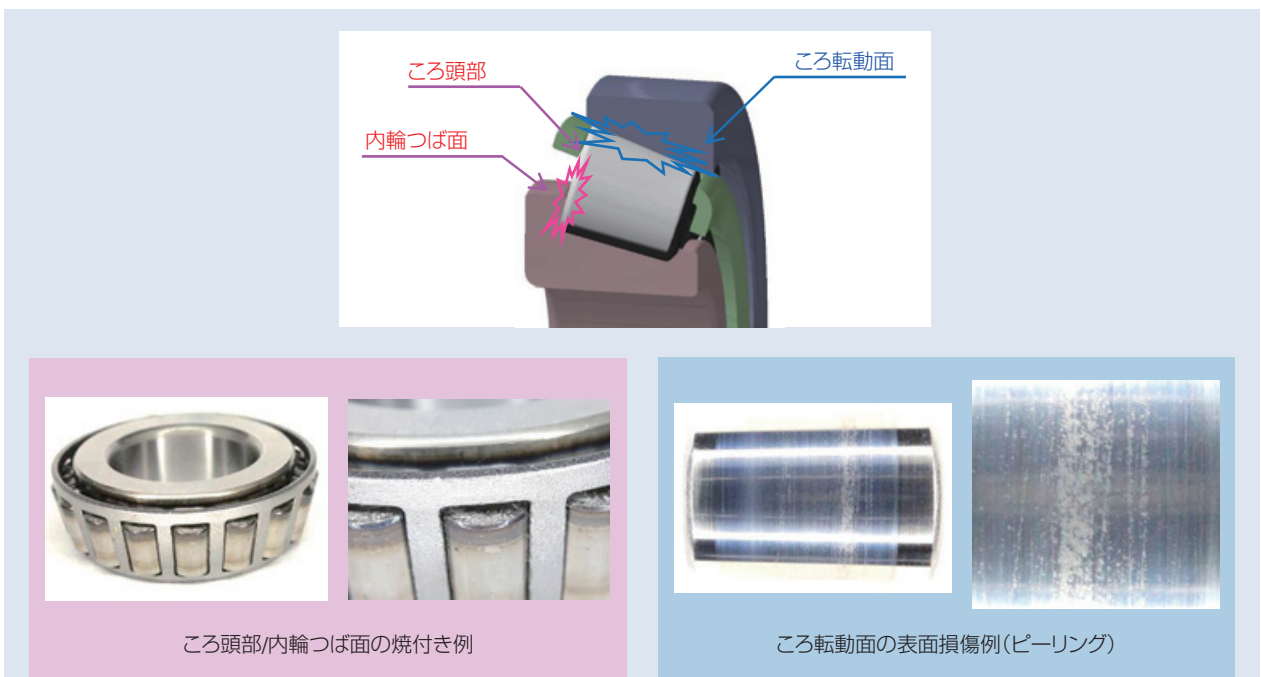
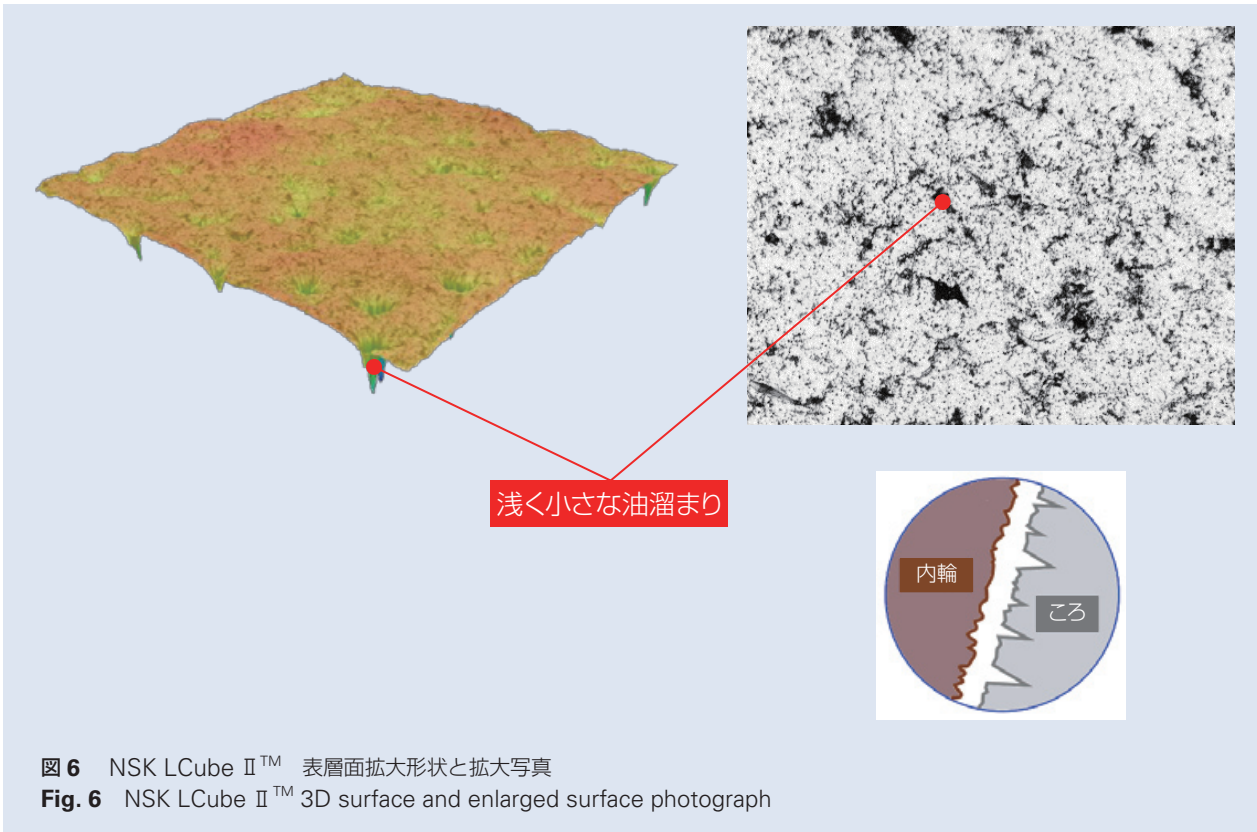
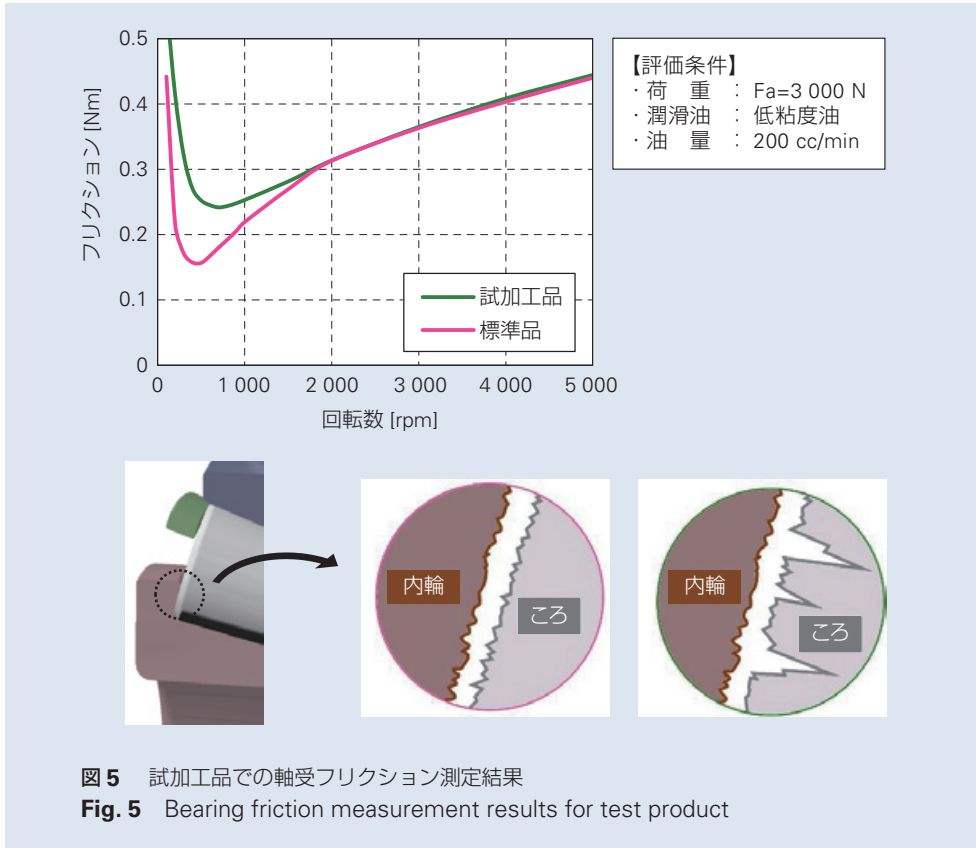


図4 円すいころ軸受の損傷事例  
Fig. 4 Surface damage on tapered roller bearing





る軸受に適した工法に改良した。その結果、表面粗さの改善による滑り摩擦の上昇抑制と、油溜まり効果による転がり摩擦の更なる低減とを両立し、円すいころ軸受向けに最適化した表面性状を確立した。

LCube IIの適用による軸受諸機能への影響を確認するため、表面損傷に対する耐久性、滑り摩擦に対する耐焼付き性、フリクションへの影響について、各々検証実験を実施した。

### 3.2 耐表面損傷

LCube IIは、円すいころ向けに最適化した特殊加工効果により、最表層の硬度を高めることができる(標準円すいころ対比 1.2 倍程度)。

ころ表面の微小油溜まりの効果、並びに表面損傷に対する効果を確認するため、希薄潤滑、低粘度油条件

にて耐久評価試験を実施した結果を図7に示す。評価結果より、LCube IIは標準品に対し8倍以上の表面損傷に対する耐久寿命の向上を達成した。

図8は、試験前後の円すいころ表面の外観を示したものであるが、標準品は過酷環境下での継続使用により表面が荒れ、点在して微小はく離(ピーリング)が発生している様相が確認できる。対してLCube IIは、試験後においても油溜まりが残存し、試験前の表面性状を維持している様相が確認できる。試験時間8倍時点においても、過酷条件ゆえ表面の荒れは認められるが、依然油溜まりが残存し表面損傷には進展していない。これは、最表層の硬度向上効果と、油溜まりによる油膜保持効果が、表面損傷に対し有効であることを示している。

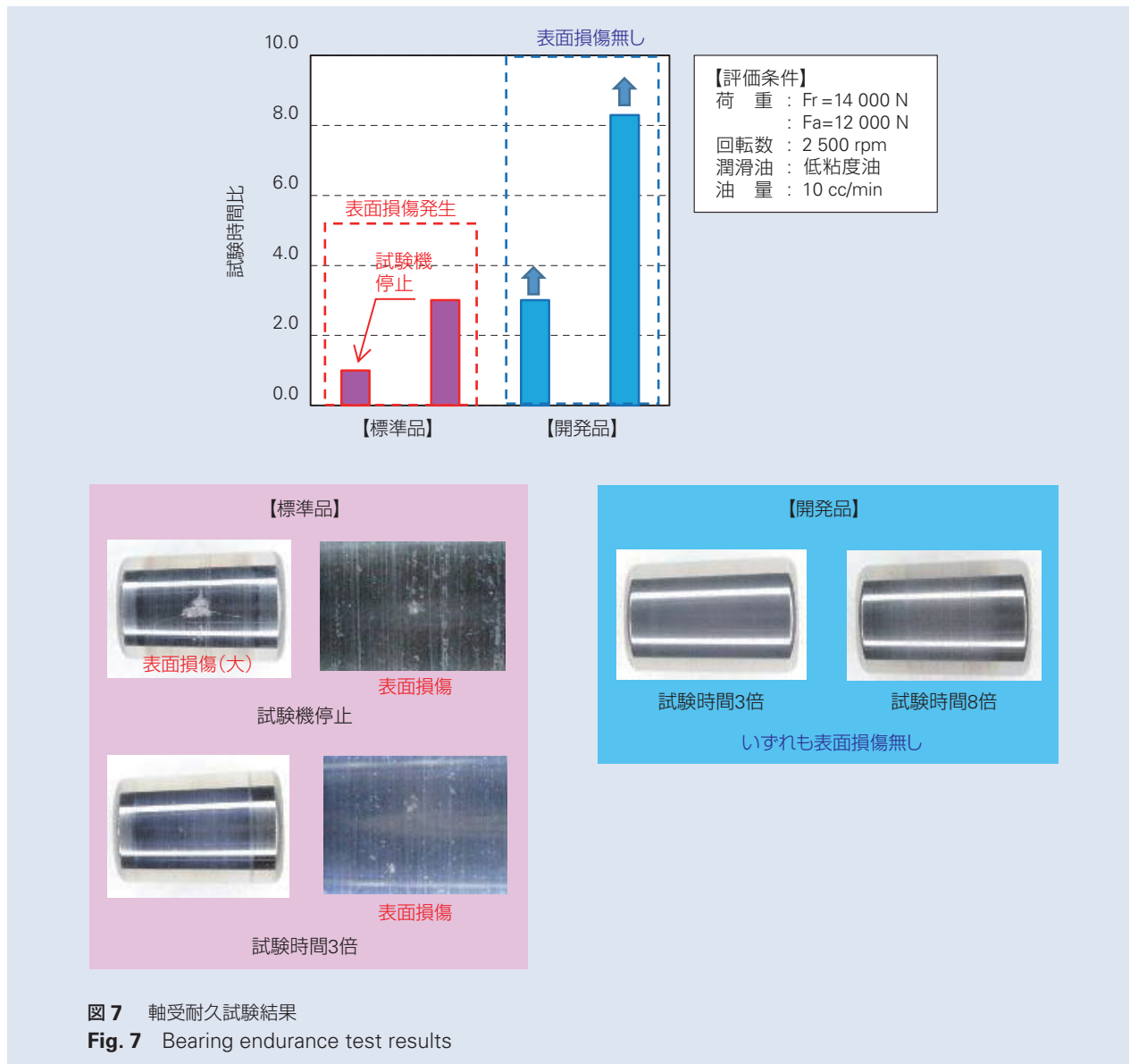


図7 軸受耐久試験結果  
 Fig. 7 Bearing endurance test results


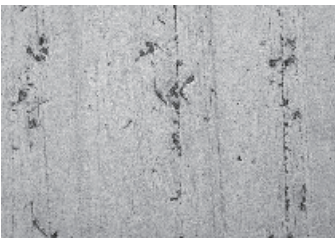
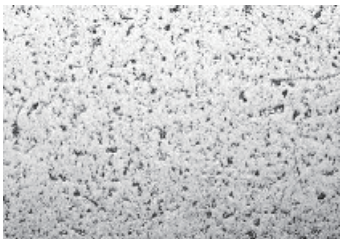


	試験前	試験時間3倍	試験時間8倍
標準品		 表面損傷発生	
開発品		 表面損傷なし 油溜まり残存有り	 表面損傷なし 油溜まり残存有り

図8 表層面拡大写真比較

Fig. 8 Comparison of enlarged surface photographs

### 3.3 焼付き抑制効果／低フリクション効果

LCube II が円すいころ軸受の焼付き抑制効果、フリクション特性にどのような影響を与えるかを確認するため、低粘度油を用いた測定試験を実施した。

本測定にあたり、滑り摩擦の影響がLCube IIの適用によりどのような特性を示すかに焦点を当て、アキシャル方向のみ荷重を負荷し測定を実施している。

軸受焼付き試験として、開発品と標準品の内輪つば面 vs ころ端面部における温度推移を図9に示す。本試験は、開始前に摺動面に潤滑油を数滴滴下した後、無給油環境で摺動面に焼付きが発生する直前までの時間を対比したものであるが、焼付きが発生（温度カーブが急激に変化する変極点）するまでの温度推移から、開発品の耐焼付き性は、標準品と同等以上であることを確認した。

図10は、開発品と標準品のフリクション測定結果を示したものであるが、低速域（～1 000 rpm）において標準品に対し最大10%程度の低フリクション効果を確認した。これは、LCube IIの特徴である油溜まりの効果により、油膜形成性の乏しい低速域においても潤滑油の保持効果を発揮したためと考えられる。

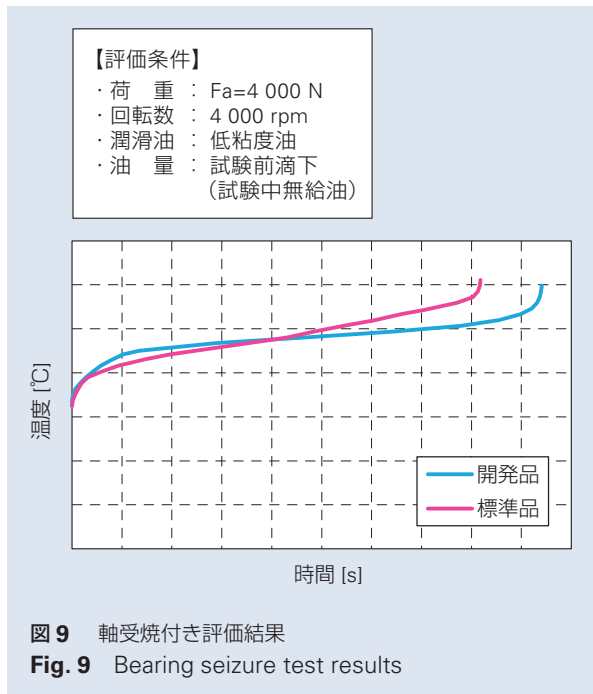
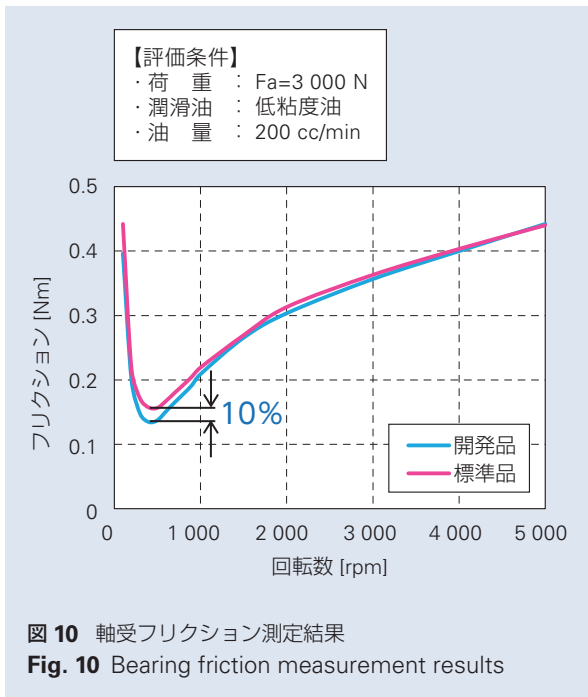


図9 軸受焼付き評価結果

Fig. 9 Bearing seizure test results



#### 4. あとがき

NSKは、これまでに第1世代～第6世代の低フリクション円すいころ軸受の開発を行い、高い耐久性と信頼性を得てギアボックスの効率向上、自動車の燃費向上に貢献してきた。

しかしながら、近年の電動車開発の加速に伴い、過酷な潤滑環境で使用されることを前提としたロバスト性の高い軸受が必要と考え、今回 LCube II の開発を行なった。

LCube II 円すいころ軸受は、ギアボックスの過酷使用環境に適用可能であり、且つ軸受の内部諸元を変更することなく、標準品からの置替えが可能である。現在、100年に1度と言われる自動車技術の変革期の中におり、市場ニーズに応える高信頼性・低フリクション軸受の開発を継続推進し、電動車の燃費・電費、及び信頼性の向上に貢献し続けていく所存である。

#### 参考文献

- 1) 日本精工, “高耐久タペットローラ NSK LCube シリーズ” NSK Technical Journal, 677 (2004) 66–67.
- 2) 日本精工, “円すいころ軸受の低フリクション技術”, NSK Technical Journal, 690 (2018) 51–59.
- 3) 相原了, “ころ軸受の摩擦と EHL 転がり粘性抵抗”, NSK Technical Journal, 649 (1988) 1–5.

# ステアリングの音振動計測解析技術



金津 将幸\*

金津 将幸

## Technology of NV Measurement and Analysis for Steering System

M. Kanatsu

In recent years, the demand for quietness for automobiles has been increasing, which results in higher demand for quietness for steering systems.

The difficulties of NV (=noise and vibration) technologies for steering system are caused by various kinds of NV phenomena which change depending on vehicle and environment.

This report shows examples of NV measurement and analysis, and mechanism of rattle noise and operating noise which are particularly problematic among NV phenomena on steering systems.

Currently, the simulation model which qualitatively reproduces rattle phenomena has been built based on previous investigation, and utilized to predict and improve NV performance of column type EPS systems.

- |  |  |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. ステアリングの音振動技術の全体像             <ol style="list-style-type: none"> <li>2.1 ステアリングの音振動問題の代表例</li> <li>2.2 ステアリングの音振動技術の目指す姿</li> <li>2.3 目指す姿を実現するための課題</li> </ol> </li> <li>3. ステアリングの音振動計測解析技術             <ol style="list-style-type: none"> <li>3.1 音振動計測解析の標準手法</li> <li>3.2 音振動の発生伝達メカニズムの調査手法</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>4. 音振動現象の調査事例             <ol style="list-style-type: none"> <li>4.1 ラトル音の調査事例</li> <li>4.2 作動音の調査事例</li> </ol> </li> <li>5. 音振動のシミュレーション技術             <ol style="list-style-type: none"> <li>5.1 ラトル音の発生要因となる低周波振動の再現</li> <li>5.2 ユニット～部品レベルでのラトル現象の再現</li> </ol> </li> <li>6. あとがき</li> </ol> |
|--|--|

### 1. まえがき

近年、世界的な地球環境保全のため CO<sub>2</sub> 排出量の削減が求められ、特に欧州では厳しい燃費規制により電動化への動きが加速している。また電動化と並行して自動運転技術の進歩も著しく、世界規模での変革期を迎えている。このような情勢を背景として、自動車に対する静粛性の要求が高まっており、ステアリングシステムに対してもより高い静粛性が求められている。

NSKでは、人がクルマと一体感を感じられる様なステアリングを理想とし、「曲がる」というステアリングシステムに求められる基本性能に加え、快適性に分類される音振動性能も重要な性能の1つと位置付け開発を行っている。

ステアリングシステムにおける音振動技術の難しさは、車種および使用環境によって音振動現象が変化し、様々な種類の音振動が発生することにある。このため、

\* ステアリング&アクチュエータ技術センター、ステアリング R&D センター、操舵性能・音振動技術グループ

ステアリングシステムの音振動現象に適した計測解析技術の確立が求められている。

本報では、ステアリングシステムで発生する音振動現象に対して各種音振動計測解析技術を適用した例について紹介する。

## 2. ステアリングの音振動技術の全体像

### 2.1 ステアリングの音振動問題の代表例

ステアリングシステムにおける音振動現象の代表例を表1に示す。表1にはコラムタイプ EPS システムで発生する音と振動をまとめて示してある。

表1に示すように、ステアリングシステムで発生する音振動現象を発生状況別に見た場合、「走行時異音」、「作動音」、「保舵音」、「反転音」、「チルト／テレスコ作動音」などに分類される。この内、「走行時異音」

については、路面からの逆入力に起因してステアリングシステムの各部ガタにおける叩きにより発生する「ラトル音」、ステアリングシステムの機械的共振による「ステアリングホイール振動」がある。また、「作動音」については、機構部共振あるいは制御安定性不足によるアシストトルク変動に起因した「フロア振動」、モータの次数成分により発生する「モータの作動音」がある。このように「作動音」の発生要因にはメカ（減速ギヤ）的な要因に加え、ハード（モータ）、ソフト（制御）的な要因も関係してくることから、非常に広範な操舵速度および周波数帯域にわたって発生する。

以上のように、ステアリングシステムで発生しうる音振動現象は多岐にわたる。本報では、特にステアリングシステムで問題となり易いラトル音、作動音に着目して紹介する。

表1 ステアリングシステムで発生する音振動現象の代表例

Table 1 Typical NV phenomena on steering systems

発生状況		代表例	発生要因
走行時異音	悪路走行時に発生する異音	ラトル音	路面からの逆入力に起因してステアリングの各部ガタで発生する叩き音
	走行時に発生するステアリングホイール振動	ステアリングホイール振動	ステアリングシステムの機械的共振により発生する振動
作動音	据切り時に発生する異音	フロア振動	機構部共振あるいは制御安定性不足によるアシストトルク変動に起因する振動
		モータの作動音	モータの次数成分により発生する音振動
保舵音	ステアリングホイール保舵時に発生する異音	ステアリングホイール上で感じる音振動	モータの高周波アシストトルク変動による音振動
反転音	ステアリングホイール反転時に発生する異音	ステアリングホイール上で感じる音振動	ステアリングホイール反転時の入力に起因してステアリング部品から発生する音振動
チルト／テレスコ作動音	チルト／テレスコ調整時に発生する異音	チルト／テレスコレバー操作音	摺動部の潤滑不良等による音振動

## 2.2 ステアリングの音振動技術の目指す姿

### 2.2.1 標準調査フロー

ステアリングシステムで発生しうる音振動現象が多岐にわたる一因として、その音振動の発生箇所が複数存在する場合や、発生メカニズムが複雑であることが挙げられる。このため、ステアリングシステムで発生した音振動問題に対しては、迅速に現象を把握し、原因を特定するための調査フローの構築が不可欠である。NSKでは図1に示すように標準調査フローを定め各種音振動問題に対応している。

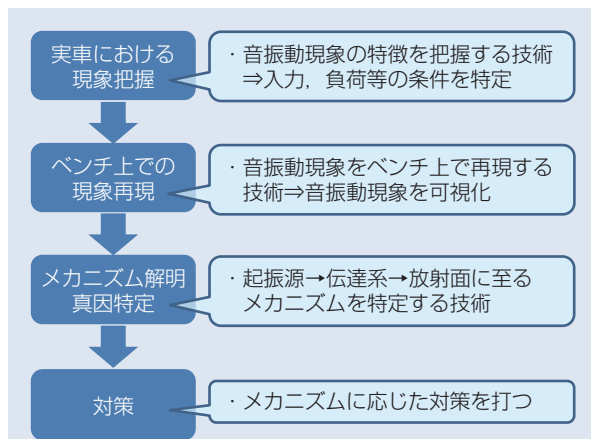


図1 音振動問題に対する標準調査フロー  
**Fig. 1** Standardized approach for investigating NV problems

標準調査フローの各段階で必要となる技術は図1に示すとおりで、起振源→伝達系→放射面に至る「メカニズム解明」は効果的な対策を立案する上で重要である。この中でも特に、部品単位での起振源探査はメカニズム解明の足掛かりとなることから、近年、その探査技術の構築のニーズが高まっている。

### 2.2.2 音振動問題未然防止に向けた取り組み

一方、ステアリングシステムにおける音振動問題を未然に防止するためには、一般的に開発のV字プロセスと呼ばれるモデルベース開発の手法が有効である。図2に示すように、設計段階で1Dまたは3Dシミュレーションによりシステムレベル、ユニットレベル、部品レベルで音振動性能を設計する技術の構築が必要である。ここで、システムレベルの音振動性能の検討には1Dシミュレーション、ユニットおよび部品レベルの音振動性能の検討には3Dシミュレーションが用いられるケースが多い。NSKにおいても、ステアリングシステムの設計の初期段階（すなわち、V字の左側）で小さなV字を回して音振動性能を設計可能にするべく、シミュレーション技術を構築していく。

またV字の右側で実施する音振動性能の妥当性検証に関しては、部品、ユニット、システム、実車の各レベルにおいて適切な評価を可能にするべく、NSK独自に音振動の評価手法および目標値を定め、各レベルでの評価を実施していく。

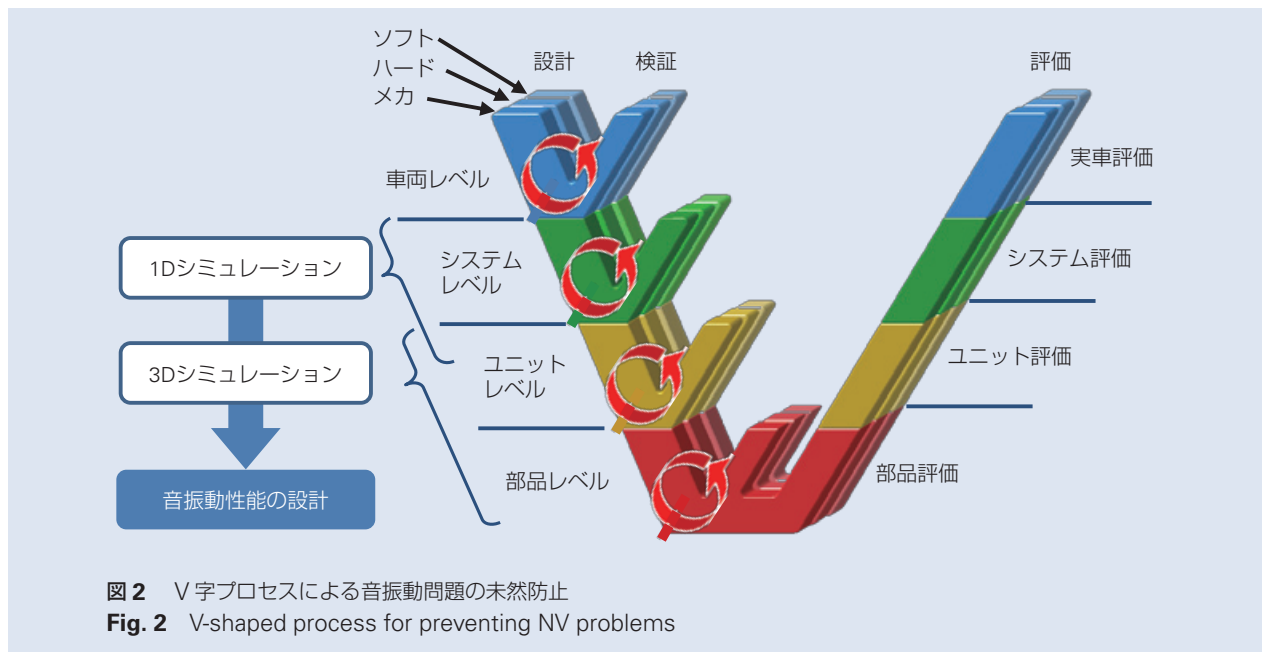


図2 V字プロセスによる音振動問題の未然防止  
**Fig. 2** V-shaped process for preventing NV problems

### 2.3 目指す姿を実現するための課題

前項で述べたように、ステアリングシステムで発生した音振動問題に対しては、迅速に現象を把握し、原因を特定するための調査フローの構築が不可欠であり、この中でも特に、部品単位での起振源探査技術の構築が求められている。NSK 社内においては、ラトル音などの非定常音に対して、多点測定により得られた振動伝達の時間差を用いてユニット単位で起振源探査を試行した例はある。しかしながら、部品単位（要素レベル）の起振源探査は、ステアリング内部に存在する起振現象を直接測定するのが困難であるため、実用レベルには達しておらず、社外でも実施した例は見当たらない。

また、ステアリングシステムにおける音振動問題の未然防止を目的とした設計段階で音振動性能を予測する技術構築については、物理現象に則ったシミュレーションモデルを構築するためのメカニズム解明、およ

びモデルの妥当性を検証するための計測解析技術の構築が必要である。これらの課題に対応するため、継続的にステアリングシステムの音振動計測解析技術の高度化を目指していく。

## 3. ステアリングの音振動計測解析技術

### 3.1 音振動計測解析の標準手法

#### 3.1.1 標準計測手法

ステアリングシステムにおける各種音振動調査の初期段階における音振動計測では、迅速に現象を把握し、原因分析に繋げるため、多点測定による時系列データの収集が必要となる場合が多い。NSK では、これまでの実績を踏まえ、OK 品と NG 品の差を明確に捉える上で重要と考えられる音振動の測定位置を標準測定位置として定めている。その一例を図 3 に示す。

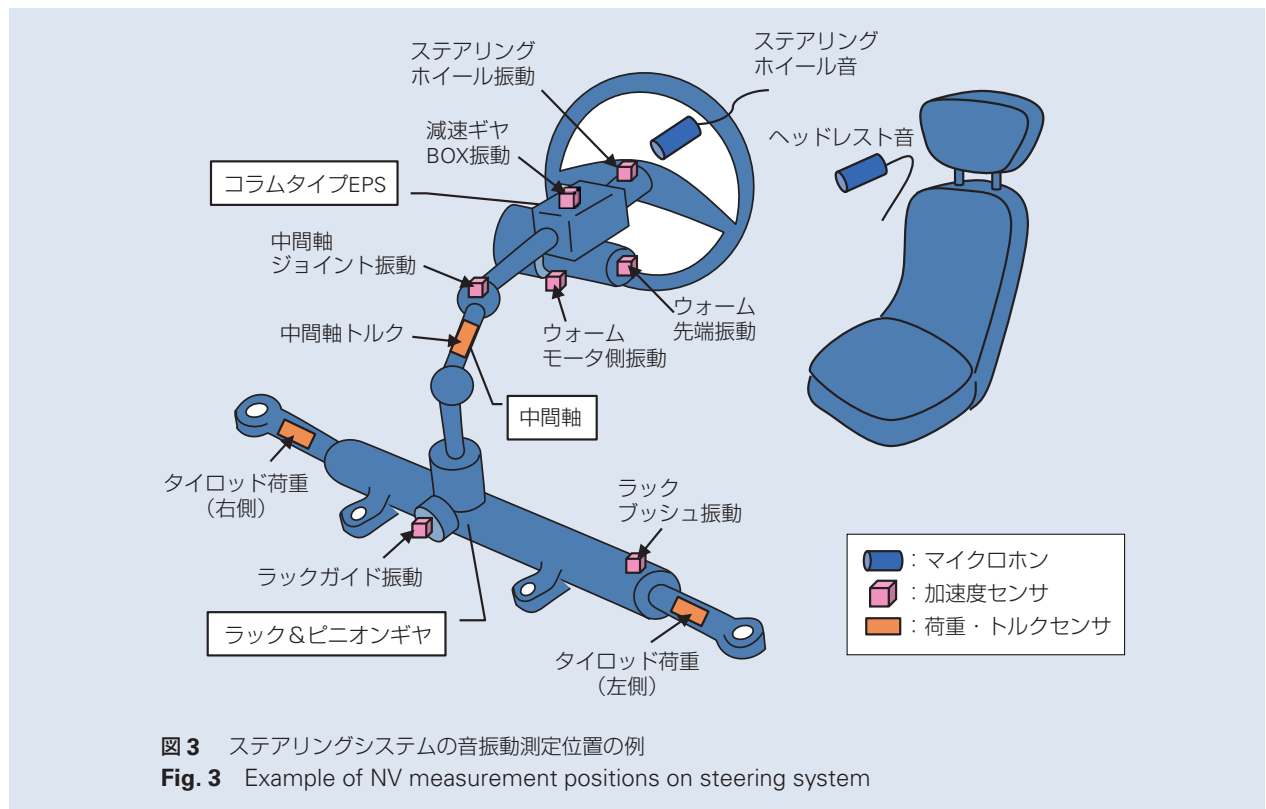


図 3 ステアリングシステムの音振動測定位置の例  
 Fig. 3 Example of NV measurement positions on steering system

また、図4の測定装置の構成例に示すように、各部音振動に加え、必要に応じてステアリングシステムへの入力(荷重、トルク、回転速度など)、ステアリング各 부품の物理的な挙動(変位など)についても同期計測を行い、より詳細な現象把握、原因分析に活用している。なお、現象把握の一環として、音振動の現象が発生している車両において得られた各種情報は、NSK内におけるベンチ上で車両における現象を再現する試験へのインプット情報とすることで、現象再現～メカニズム解明に繋げている。

### 3.1.2 標準解析手法

ステアリングシステムで発生した各種音振動現象を分析する手段として、表2に示す手法が挙げられる。表には主な分析手法<sup>1)</sup>とその適用範囲を記載した。対象とする音振動現象に応じて、適切な分析手法を選択または複数組合せて分析を実施することで、音振動現象の特徴を掴むことができる。

近年では、音振動に対する感度解析等を実施するために、大規模な多点測定を実施して大容量の時系列データを収集する例も増えてきており、時系列データを効率的に処理できる音振動解析ツールの必要性が高まっている。

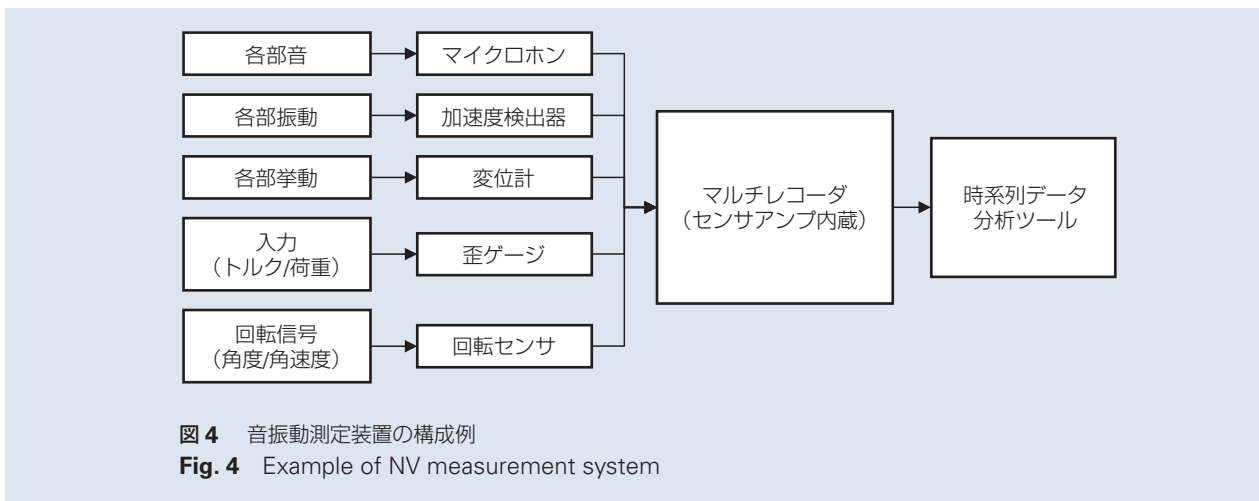


表2 音振動現象の分析手法

Table 2 Methods for NV analysis

手法	時間波形	FFT 解析	STFT 解析 (短時間 FFT)	トラッキング解析
特徴	振動現象の時間的な変化やその大きさ、周期的に繰り返される現象の特徴を把握することができる	時間波形の持つ周波数成分を特定することができる	非定常信号の周波数成分の時間的な変化を捉えることができる <sup>1)</sup>	回転を伴う機械の定常的な音振動の発生要因を特定することができる
課題	時間波形が複雑になると特徴を掴むことが難しくなる	断続的な信号や非定常な信号の分析には不向き	時間分解能および周波数分解能共に比較的低い <sup>1)</sup>	非定常な音振動の分析には不向き
用途	音振動現象全般 各種フィルタと組合せて音振動、入力、挙動の時間波形を観察	定常的な音振動現象 例：ステアリング ホイール振動、 保舵音など	非定常な音振動現象 例：ラトル音、 反転音など	定常的な音振動現象 (回転依存成分) 例：作動音など



## 3.2 音振動の発生伝達メカニズムの調査手法

### 3.2.1 起振源探査の現状

これまで、各種音振動問題発生時には、主に起振源と推定される箇所の部品およびユニットを新品（または正常品）と交換し、音振動の発生状態の変化（すなわち音振動レベルの低減あるいは消失）を確認することで起振源を絞り込んでいく調査手法が実施されてきた。しかし、本手法は、分解／部品交換の優先度を決定する場面等において作業者の経験則／感覚に依存する部分が多く、起振源の特定に時間がかかることが課題となっている。このため、迅速な現象把握、メカニズム解明(原因分析)、対策を可能にするための起振源探査手法の構築が望まれている。

上述のような部品／ユニット交換による起振源特定に代わる探査手法として、現状では、多点測定による音振動時系列データを活用した時間差分析法、およびパターン認識の1手法であるMT（マハラノビスタグチ）法<sup>2)</sup>などが有効と考えられる。表3に両手法の概要と技術的課題を示す。

今後、NSKにおいても比較対象となるサンプルの制約を受けず、直接的に起振源探査が実施できる手法の構築に着手したいと考える。

### 3.2.2 伝達経路解析

伝達経路解析（TPA：Transfer Path Analysis）は、起振源で発生した振動や力が車両を含む伝達系をどの

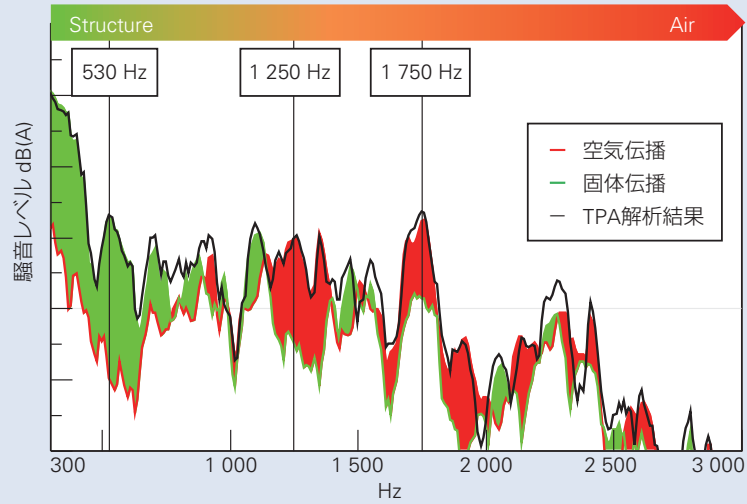
ように伝播し、放射面から音が放射されドライバ耳位置に到達するのか、その経路と寄与度を定量的に把握する手法である。ステアリングシステムで発生したラトル音に対して伝達経路解析を実施した例を図5に示す。ここでは、ステアリングの車両への取り付け点から車両を介してドライバ耳に伝わる固体伝播とステアリング表面から直接音が放射される空気伝播に分けて分析を実施した。図5(a)に示すように、概ね1kHz以下は固体伝播が主となっており、1kHz以上は空気伝播が主となっている。なお、1kHz近傍では、双方の寄与が確認できる。ここで観察された主なピークについて主要な伝達経路を明らかにするため、図5(b)に示すように、ドライバ耳位置に到達する音の各経路の寄与度を評価した。その結果、寄与が高い伝達経路は下記のとおりで、530 Hz 付近：コラムタイプ EPS の取付点を介する固体伝播、1 250 Hz：ステアリングホイールから放射する空気伝播、1 750 Hz：ECU カバーから放射する空気伝播、となった。

このように、伝達経路解析を活用することで、ステアリングに起因した音振動問題が発生した際に、起振源への対策が難しい場合でも、寄与度が高い伝達経路の特性を改善することによりドライバ耳位置に伝わる音を低減させることが可能である。例えば今回の事例では、ECU カバーに防振シートを貼る等の対策を行うことで、1 750 Hz の放射音を抑制することができる。

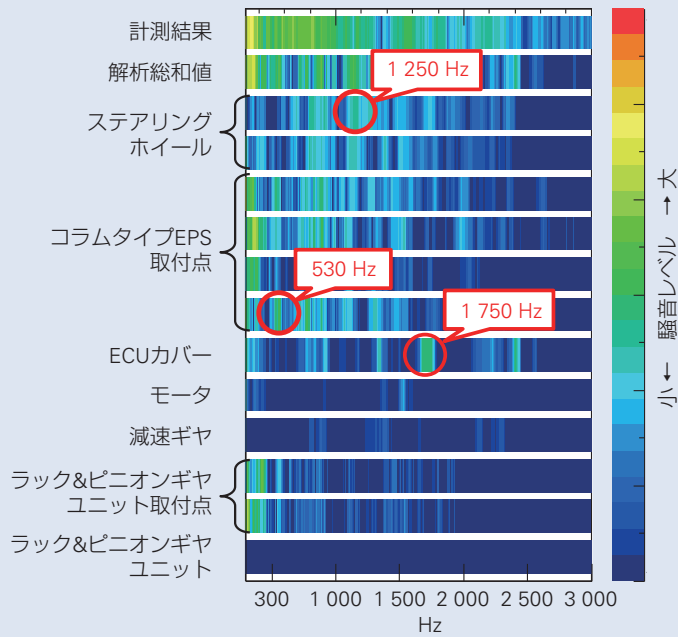
表3 起振源探査手法

Table 3 Methods for impact source identification

	時間差分析法	MT 法
概要	各測定点の振動時間波形上に現れるパルス状成分の立上りタイミングを比較し、最も早い箇所を起振源と推定する方法	OK 品と NG 品の振動波形の特徴（振幅、周期）をパターン認識により定量化し、差異の大きい箇所を起振源と推定する方法
課題	時間波形のフィルタリング、振動測定位置の選定、立上りタイミングの判定などノウハウの蓄積が必要	比較対象となるサンプルと両者のデータが必要（例：OK 品と NG 品）
用途	パルス状成分が発生する音振動現象全般 例：ラトル音、反転音など	音振動現象全般（比較対象が存在する場合）



(a) 固体伝播と空気伝播の寄与  
 (a) Contribution of structure-borne and air-borne



(b) 各伝達経路の寄与  
 (b) Contribution of each path

図5 伝達経路解析の結果例(ラトル音)  
 Fig. 5 Results of transfer path analysis (rattle noise)

### 3.2.3 音源探査

音場の可視化技術ではビームフォーミング法や音響ホログラフィ法が普及しており、各社から市販されているマイクロホンアレイ等により、音場の可視化が可能である。最近では、リアルタイムに音源を可視化できる探査装置が各社からリリースされ、ソフトウェアによる解析機能の拡充と共に、低周波帯域における探査性能の向上が図られている。これにより、ラトル音のような過渡的な音や、低周波帯域の音源も比較的精度の良い探査が可能となっており、目的に応じた探査装置および解析機能の使い分けが重要となっている。

ステアリングにおける音源探査を実施した例を**図 6**に示す。**図 6**はラトル音発生時の音源を可視化した例であり、前項の伝達経路解析の結果から空気伝播の1経路と特定した ECU カバーからの放射を捉えたものである。この場合は、ECU カバーからの音の放射を抑制する対策が効果的である。このように、音源探査と他の音振動計測解析技術を組み合わせることにより、異音発生メカニズムの特定および効果的な対策が可能となる。

## 4. 音振動現象の調査事例

### 4.1 ラトル音の調査事例

本節では、ステアリングシステムへの路面からの逆入力に起因して発生し、問題となり易い「ラトル音」について現象把握および発生メカニズムを調査した事例を紹介する。

はじめに、実車におけるラトル音の現象を把握するため、前章で定めた標準的な計測手法に従い、悪路走行時の各部の音振動および入力を測定した。走行条件および計測条件の例は**表 4**に示すとおりである。

その結果の例を**図 7**に示す。**図 7**はラトル音発生時のステアリングホイールの音と中間軸トルクの時間波形を示したものである。なお、ラトル音現象を捉え易くするため、ステアリングホイールの音には A 特性の周波数重み付けと帯域通過フィルタをかけてある。

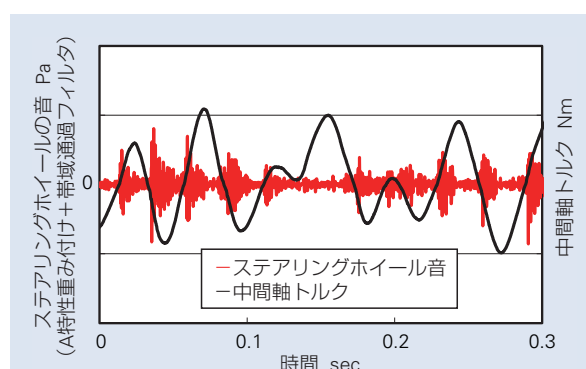
**図 7**より、中間軸トルクが反転するタイミングでパルス状成分が発生していることがわかる。



**図 6** 音源探査結果例(ラトル音)  
**Fig. 6** Result of noise source identification (rattle noise)

**表 4** ラトル音計測時の走行条件と計測条件例  
**Table 4** Driving conditions and measurement conditions for rattle noise evaluation

走行条件	走行路面	悪路（玉石路）
	走行速度	20 km/h
	走行パターン	直進
計測条件	サンプリング周波数	20 kHz 以上
	収録時間	10 sec



**図 7** ラトル音と中間軸トルクの時間波形  
**Fig. 7** Time waveform of rattle noise and intermediate shaft torque

次に、ラトル音の原因となるステアリングシステムへの振動入力について把握するため、タイロッド荷重と中間軸トルクの周波数分析を実施した。その結果の例を図8に示す。図より、タイロッド荷重と中間軸トルクの周波数スペクトルには共通した低周波成分(図中の $f_1$ および $f_2$ )が現れていることがわかる。これらの低周波成分が大きい時には、ラトル音レベルも高くなることを確認しており、これらの低周波成分は、ステアリングシステムに対する主要な振動入力と考えられる。

ステアリングシステムに対する主要な振動入力とラトル音の関係について更に調査するため図9に示す実稼動解析を実施した。図は周波数軸上での実稼動解析を行った例であり、 $f_1$ の低周波成分における中間軸の回転方向の振動挙動は、タイロッド軸方向の振動挙動とほぼ同期している。これにより、中間軸に発生する低周波振動は、タイロッド軸方向(Y:車両左右方向)の振動成分に起因して生じることが確認できた。

なお、図8中の低周波成分( $f_1$ および $f_2$ )の周波数は車種により変化するものの、悪路の走行速度の影響はほとんど受けないことを確認している。このため、これらの低周波成分はサスペンション周辺の共振によって生じたものと考えられる。

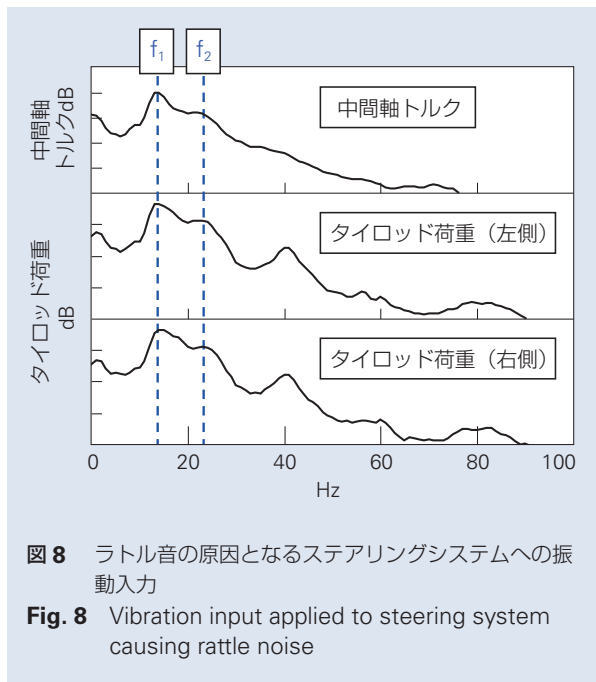


図8 ラトル音の原因となるステアリングシステムへの振動入力  
 Fig. 8 Vibration input applied to steering system causing rattle noise

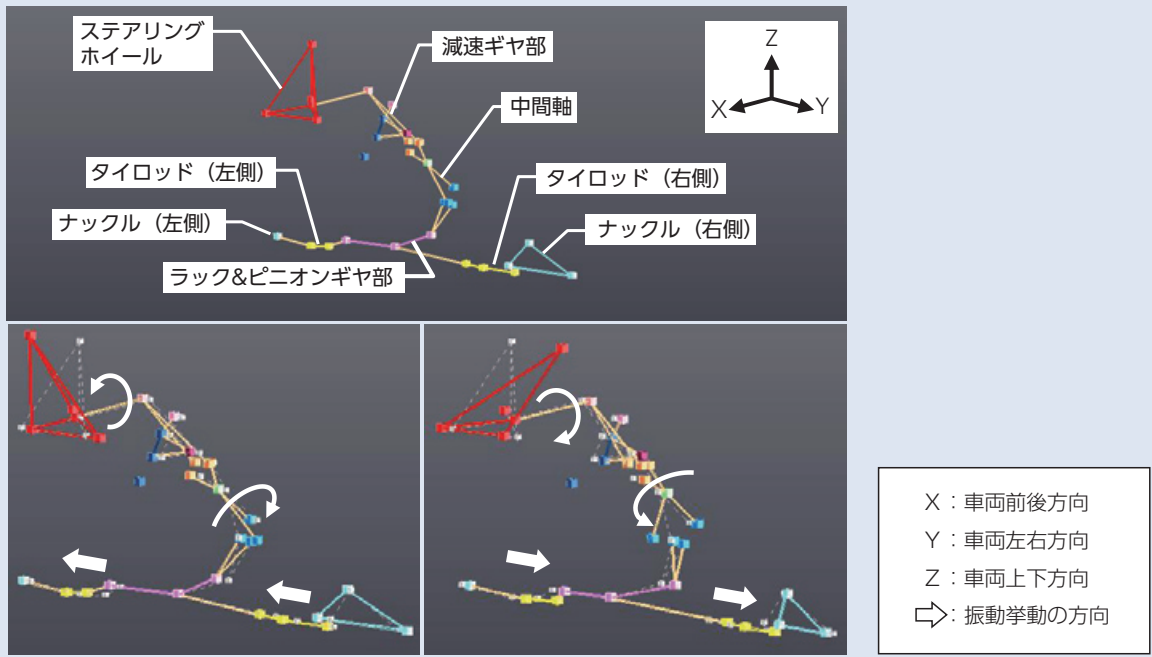


図9 ラトル音の原因となる低周波振動の実稼動アニメーション解析(図8中の $f_1$ の周波数成分に着目)  
 Fig. 9 Operational deflection shape and animation of vibration causing rattle noise (focusing on the frequency component of  $f_1$  in Fig. 8)

以上の結果から、ラトル音の発生メカニズムを整理すると図 10 のようになる。すなわち、サスペンションの共振により、ラックが軸方向に加振され、それが中間軸～ステアリングホイールに至る回転系の振り振動となり、その振動に同期してガタ部における叩きを引起し、ラトル音が発生するものと考えられる。

4.2 作動音の調査事例

本節では、「作動音」について現象把握および発生メカニズムを調査した事例を紹介する。作動音は、ステアリングシステムの操舵入力に伴い稼動する各部のメカ（減速機他）、およびそれらの動作をアシストするハード（モータ）、ソフト（制御）に起因して発生し、非常に広範な操舵速度および周波数帯域にわたって発生することが明らかとなっている。なお、ここで紹介する作動音はステアリングシステムを構成する部品あるいはユニットの固有振動数と操舵速度に依存する次数成分との共振により顕著に現れた場合の例である。

作動音の測定では、どの操舵速度で音振動が大きくなるのか、その特徴と要因を掴む必要がある。そのため、作動音の計測では、各部の音振動に加え回転速度の計測も同期して行う必要がある。図 11 に作動音計測の概略図を示す。なお、操舵条件および収録条件の例は表 5 に示すとおりである。

このようにして得られた振動の時系列データを基にトラッキング解析した例を図 12 に示す。図の縦軸は

ステアリングホイールの操舵速度から、減速機のギヤ比を考慮してモータ（＝ウォーム）の回転速度に換算したものである。図より、モータの回転に同期した次数成分 A、およびその N 倍成分（図中の次数成分  $2 \times A$ 、 $3 \times A \dots N \times A$ ）が現れていることがわかる。本例では、この次数成分 A はブラシモータのセグメント数と一致していることから、モータ 1 回転当たりに発生するトルク変動に起因した振動であることがわかる。なお、次数成分 A の N 倍成分はブラシとセグメントの位相ずれにより生じたものであると考えられる。

また、図において、次数成分 A のレベルが最も高くなる周波数帯域（図中の赤枠部分）に着目すると、モータの回転速度によらず、振動レベルが比較的高くなっている。この周波数帯域ではステアリングシステムを構成する部品あるいはユニットの固有振動数が現

表 5 作動音計測時の操舵条件と計測条件例

Table 5 Operating conditions and measurement conditions for operating noise evaluation

操舵条件	操舵速度 (ステアリングホイール)	0 ~ 1.5 rps
	操舵パターン	スイープ (上昇)
	回転負荷	一定
計測条件	サンプリング周波数	10 kHz 以上
	収録時間	60 sec

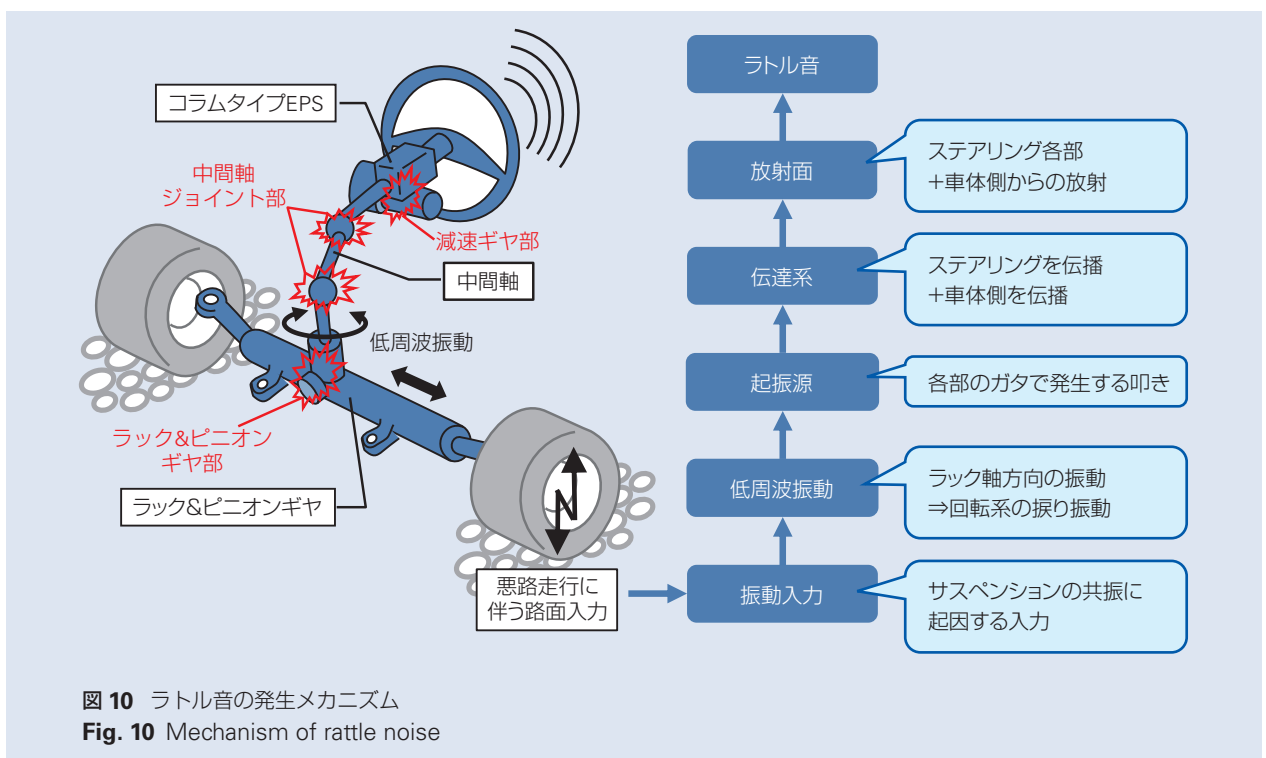
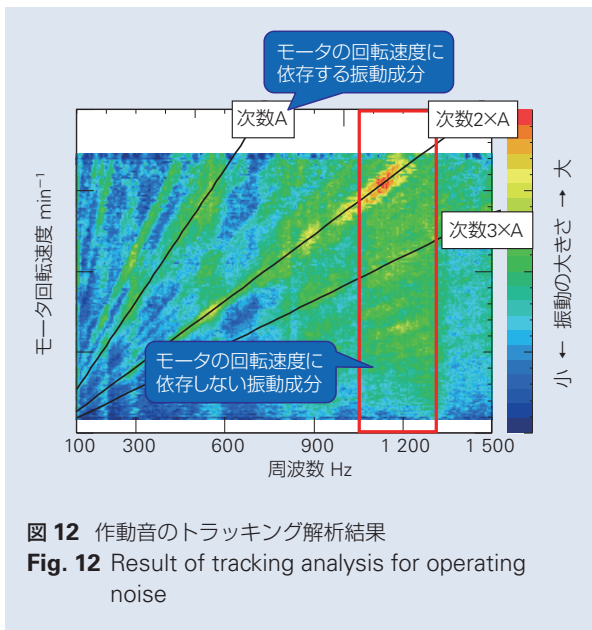
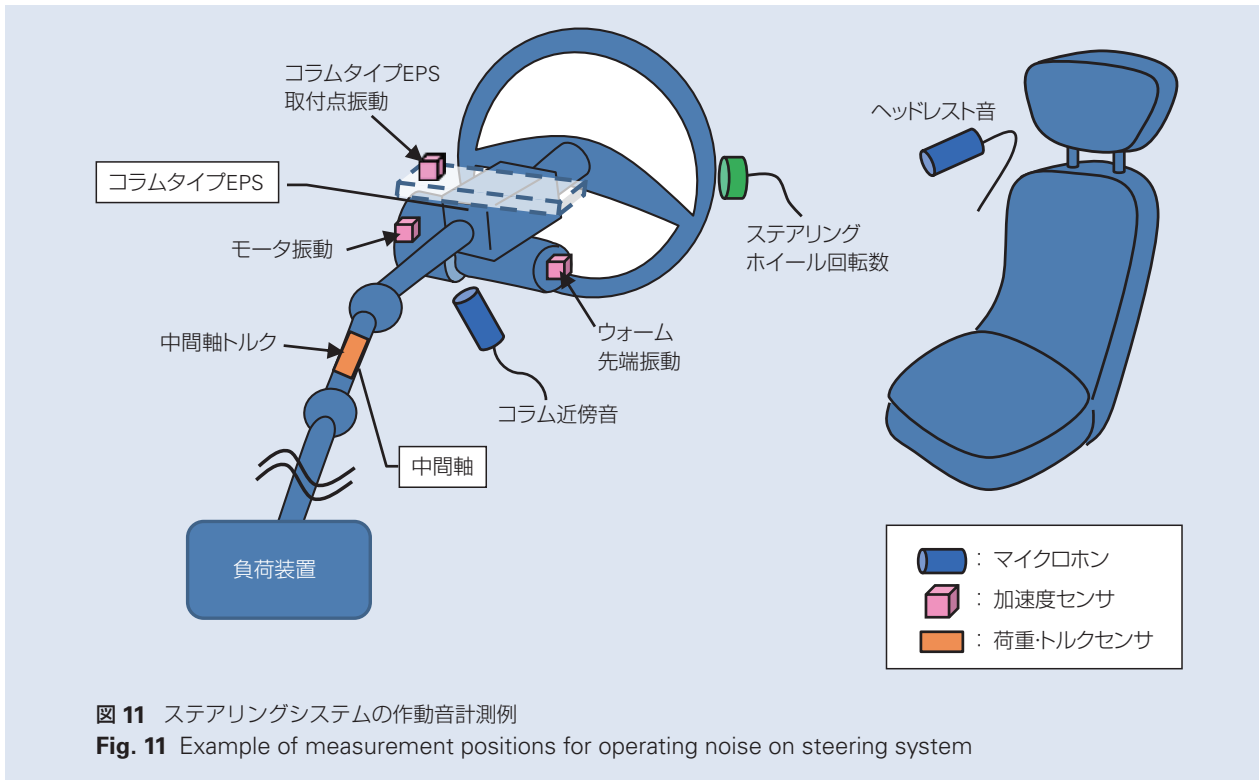


図 10 ラトル音の発生メカニズム  
Fig. 10 Mechanism of rattle noise



れていると考えられた。このことを実験的に確認するため、作動音発生時のステアリングシステムの実稼動解析を実施し、各 부품の振動挙動を測定した。その結果を図 13 に示す。図より、対象の周波数帯域で最も顕著に振動挙動が現れている部分は ECU カバーであり、ECU カバーが面外方向にポンピング挙動（図中の赤矢印方向）を生じていることが判明した。

以上の結果から、本例の作動音の発生メカニズムを整理すると以下ようになる。すなわち、EPS モータが操舵入力による負荷に応じたアシストトルクを発生する。その際、モータのセグメント数とブラシの位相ずれに起因してトルク変動が発生し、そのトルク変動に起因した加振力がステアリングシステムを構成する部品の内、励振され易い ECU カバーを振動させ、作動音が発生するものと考えられる。

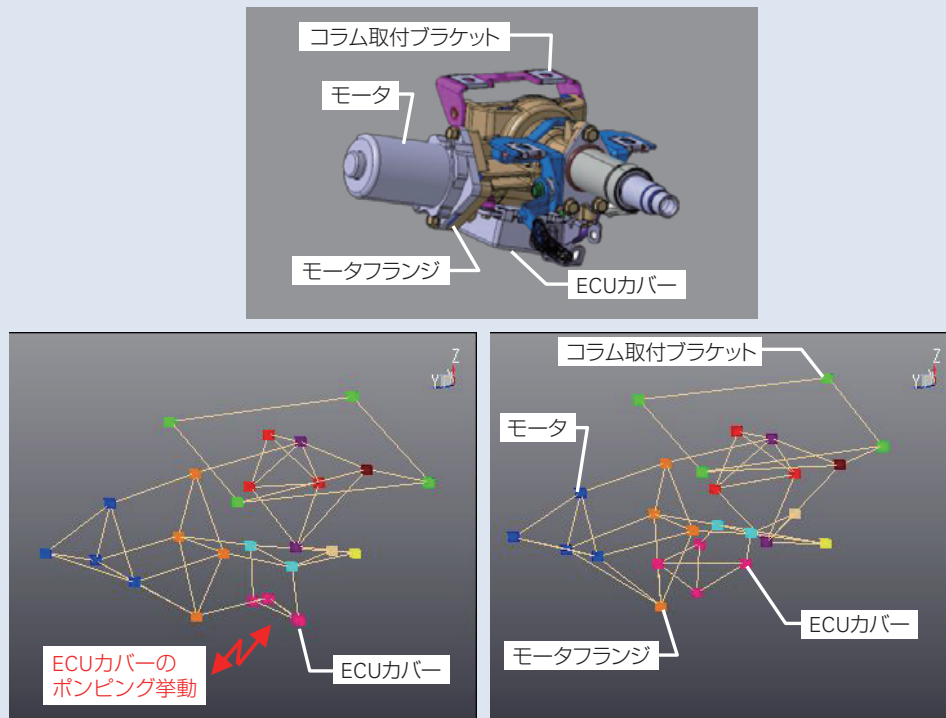


図 13 作動音の実稼動アニメーション解析

Fig. 13 Operational deflection shape and animation for operating noise

## 5. 音振動のシミュレーション技術

ここでは、3次元機構解析ソフトを用いて、ラトル現象を再現するシミュレーションを実施した例を紹介する。図 14 に示すように、R&P からステアリングホイールに至るステアリングシステムを対象に制御系も含めてモデル化した。なお、ステアリングシステムへの入力の実車において計測したタイロッド荷重を与え、それに伴う低周波振動、起振源（ガタ部における衝撃力）および伝達系（ステアリングホイールの振動）を再現した。

### 5.1 ラトル音の発生要因となる低周波振動の再現

はじめに、ラトル音の発生要因となる低周波振動をシミュレーションで再現し、実車試験結果と比較した。その結果の例を図 15 に示す。図の (a) にはステアリングシステム各部の低周波振動の時間波形、(b) には、ステアリングシステム各部の低周波振動の測定位置を示してある。図 15 より、実車で計測したタイロッド荷重を入力とし、制御を含めてシミュレーションにより求めた各部の低周波振動は実車と定量的にほぼ一致していることがわかる。これにより、コラムタイプ EPS システムにおいてラトル音の発生要因となる低周波振動を再現できることを確認した。

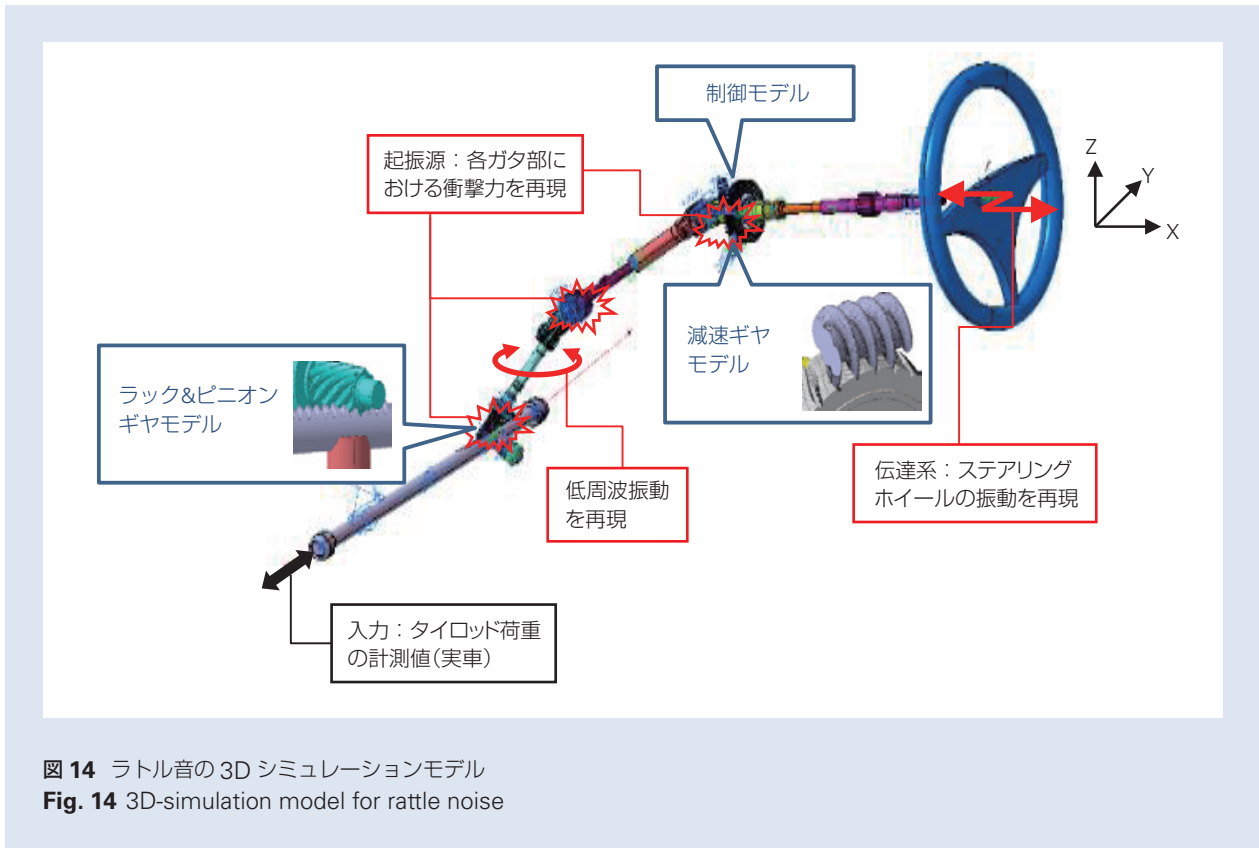


図 14 ラトル音の 3D シミュレーションモデル  
 Fig. 14 3D-simulation model for rattle noise

次に、構築したシミュレーションモデルを用いて、コラムタイプ EPS システムにおいてラトル現象の起振源となる各ガタ部における衝撃力と、その衝撃力が伝達することにより発生するステアリングホイールの振動への影響について調査した。この調査では、ガタの大きさを通常状態としたものを①標準品とし、これに対しガタの大きさを変えた②～⑦のサンプルについて、実車試験とシミュレーションで求めたステアリングホイールのラトル振動レベルを比較した。その結果の例を図 16 に示す。図 16 より、実車で捉えられたガタの大きさの影響度はシミュレーションにおいても定性的に一致していることがわかる。以上により、コラムタイプ EPS システムのラトル現象がシステムレベルで再現できていることが確認できた。

## 5.2 ユニット～部品レベルでのラトル現象の再現

### 5.2.1 シミュレーションモデルの改良

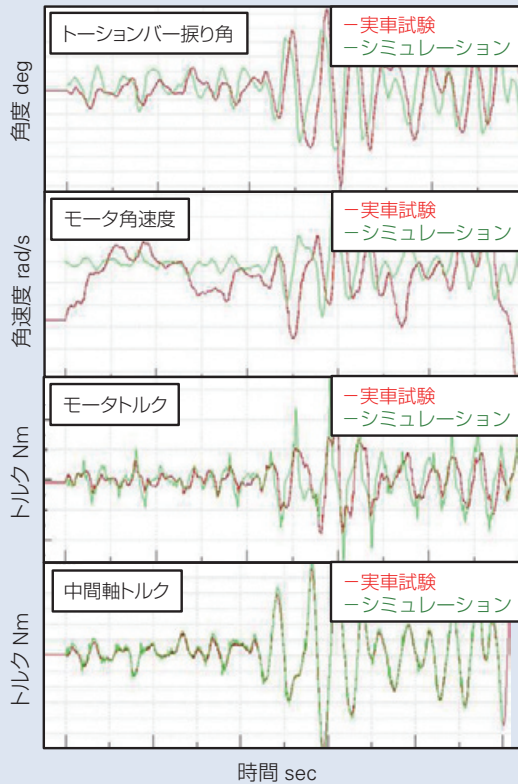
5.1 節において、コラムタイプ EPS システムのラトル現象がシステムレベルで再現できていることが確認できた。しかしながら前述の V 字プロセス (2.2.2 項参照) で示したように、音振動問題を未然に防止するためには、ユニット～部品レベルでの音振動性能を設計する技術の構築が必要である。そこで、図 14 で

構築したシミュレーションモデルの精度を向上させ、ユニット～部品レベルでラトル現象をより詳細に再現することを試みた。この試みにおいては、図 17 に示すように、減速ギヤ部を詳細に 3D モデル化すると共に、各部のフリクションおよびダンピングのパラメータを実測データに基づいて設定することで、シミュレーションモデルを改良した。

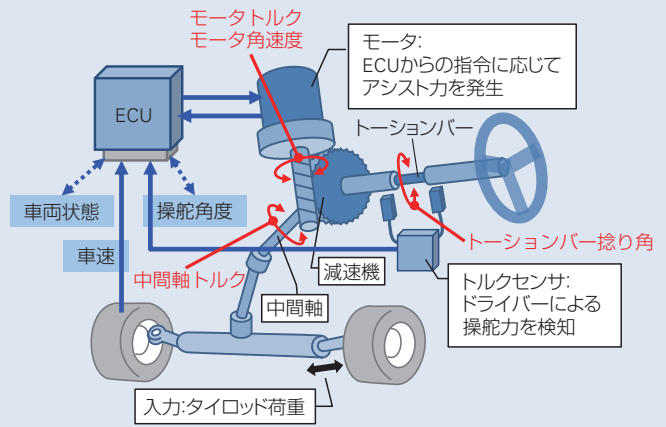
### 5.2.2 ラトル現象のベンチ試験とシミュレーション結果の比較

5.2.1 項で改良したシミュレーションモデルを用いて、ステアリングホイールの振動およびウォームの挙動をシミュレートし、その結果をベンチ試験の結果と比較した。その結果の例を図 18 に示す。なお、シミュレーションモデルへの入力にはベンチ試験で計測した中間軸トルクを与えた。図 18 の (a) にはステアリングホイールの振動の時間波形、(b) には XY 平面上のウォームの挙動(変位)が示してある。なお、ウォーム挙動の図にはウォームの軌跡に加え、円の大きさと色で騒音レベル(ベンチ試験結果)、振動レベル(シミュレーション結果)を同時に示してある(円が大きく、色が赤いほどレベルが高い)。図の (a) より、ラトル現象の特徴であるパルス状成分の発生タイミングは、ベ





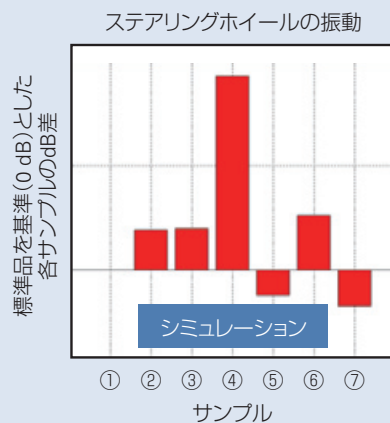
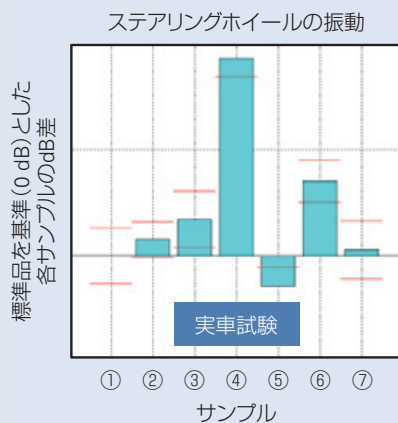
(a) ステアリングシステム各部の低周波振動の時間波形  
(a) Time waveform of low-frequency vibration on steering system



(b) ステアリングシステム各部の低周波振動の測定位置  
(b) Measurement positions of low-frequency vibration on steering system

図 15 実車試験結果とシミュレーションによる低周波振動の比較

Fig. 15 Comparison of low-frequency vibration between measured data on vehicle and simulation



- サンプル一覧
- ①標準品
  - ②ウォーム支持部ガタ：中
  - ③ウォーム支持部ガタ：大
  - ④中間軸コラム側ジョイント部ガタ：大
  - ⑤中間軸スライダ部ガタ：大
  - ⑥減速ギヤ噛合い部ガタ：大
  - ⑦ラック&ピニオンギヤ部ガタ：大

図 16 実車試験結果とシミュレーションによるガタに起因するラトル振動の比較

Fig. 16 Comparison of rattle vibration caused by looseness between measured data on vehicle and simulation

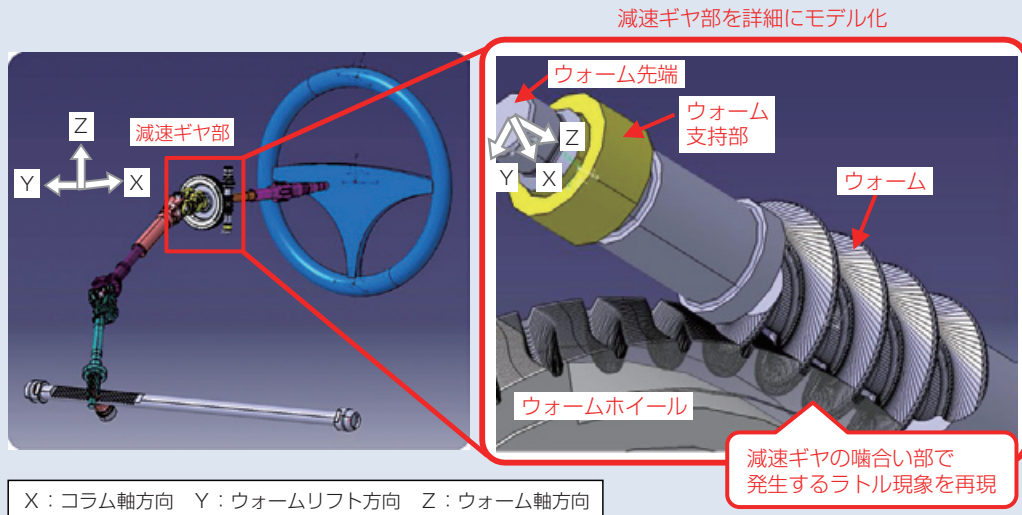


図 17 減速ギヤ部の詳細モデル化  
 Fig. 17 Detailed 3D modeling of reduction gear

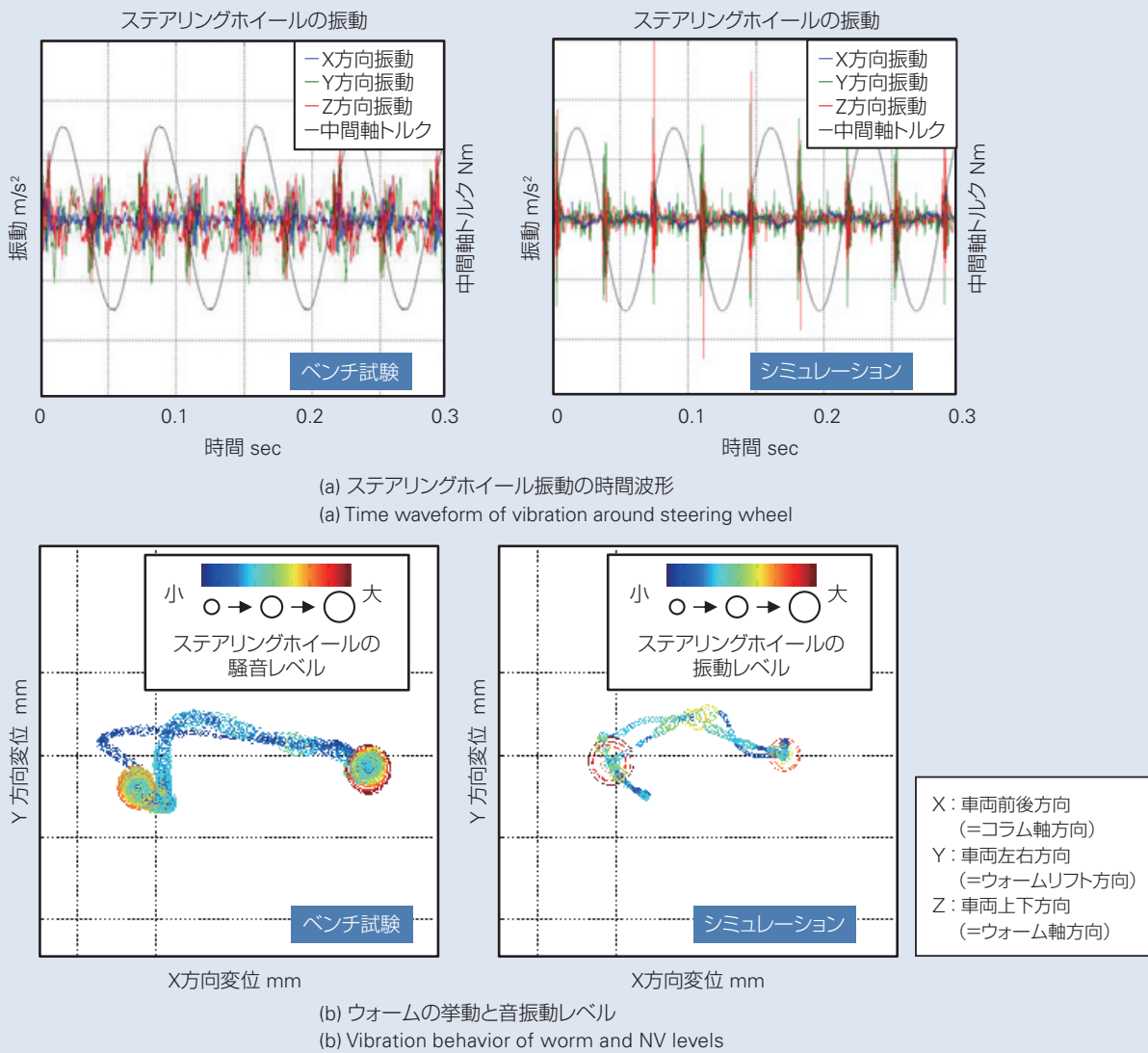


図 18 ラトル現象のベンチ試験とシミュレーション結果の比較  
 Fig. 18 Comparison between measured data on bench and simulation for rattle phenomena

ンチ試験、シミュレーション結果共に、中間軸トルクが反転するタイミングで発生しており、そのパルス状成分の大きさもほぼ一致していることがわかる。また、図の (b) より、ウォームの挙動はベンチ試験とシミュレーション結果で類似した軌跡となっていることがわかる。さらに、ベンチ試験とシミュレーション共に、ウォーム挙動の軌跡上の X 方向（コラム軸方向）両端で騒音レベルおよび振動レベルが高くなっていることもわかる。上記の結果から、ユニット～部品レベルでのラトル現象が再現できていることが確認できた。

このように、実機の現象を再現できるシミュレーションを活用することで、ラトル音の発生要因となる低周波振動から各ガタ部における衝撃力、および各ガタの大きさによるラトル現象への影響を推定し、対策の方向性を机上検討することが可能となった。例えば今回の事例では、ラトル振動の大きさとウォームの X 方向の速度に相関があることがわかっており、ウォームの X 方向の速度を抑制するためのウォーム支持剛性改善がラトル現象の対策として有効である。

今後は、入力に対する低周波振動、起振源、伝達系に加え、放射面も含めて実際のラトル音を予測できるシミュレーション技術を構築していく。

## 6. あとがき

本報では、ステアリングシステムにおける多岐にわたる音振動現象に関して、特に問題となり易いラトル音、作動音の計測解析事例を中心に紹介した。

ステアリングシステムにおける音振動現象に対して、的確な対策を迅速に施すためには、「起振」、「伝達」、「放射」の各発生メカニズムを正確に捉える必要がある。各々の場面に即した計測解析手法を構築・活用することが重要である。

また、音振動問題の未然防止を目的として設計段階で音振動性能を予測するためには、実験検証により妥当性が担保され、物理現象に則ったシミュレーションモデルの構築が必要である。

今後もこれらの課題に対応するため、継続的にステアリングシステムの音振動計測解析技術の高度化を目指していく。

### 参考文献

- 1) 小野測器, "Oscope 解析機能オプション(時間周波数解析 OS-0263 ユーザーガイド(2.10)), 5-11
- 2) 立林和夫, 手島昌一, 長谷川良子, "入門 MT システム", (2014) 109-125, 日科技連出版社

# 高 $\gamma_R$ 材料を用いた長寿命・高負荷駆動用ボールねじの開発

上田 真大\*, 阿部 成晃\*\*, 川田 直樹\*, 飛鷹 秀幸\*\*\*



上田 真大



阿部 成晃

## Development of Long Life Ball Screw Using Material with High Retained Austenite Amount $\gamma_R$ for High-Load Drive

M. Ueda, N. Abe, N. Kawata, H. Hidaka



川田 直樹



飛鷹 秀幸

公益社団法人 精密工学会より転載許諾を得て、17<sup>th</sup> International Conference on Precision Engineering (ICPE2018) で発表した英文の講演論文を和訳のうえ一部修正して掲載。

Ball screws for high-load drive lead to service life due to rolling fatigue failure on screw shaft and / or nut raceways. For well lubricated, properly installed ball screws, this failure usually commence as a damage on the raceways deriving from sliding friction in ball-raceway contacts because of the structure of ball screws (e.g., helical raceway and ball recirculation system), eventually forming "peeling" or "flaking" on raceway surfaces. The authors investigated failures in the life test data of the conventional ball screws. As a result, the authors showed guidelines for improving durability considering the failure type of the ball screw. For extending the life of the ball screw, it is effective to increase the retained austenite amount  $\gamma_R$  of the material. It can be estimated how much increase in  $\gamma_R$  for each part of ball screw with consideration of ball load distribution and number of stress cycles. Based on the above, newly ball screws were fabricated and the durability test was conducted under high load conditions. The rated life  $L_{10}$  with failure probability 10% of the ball screw using the high- $\gamma_R$  materials was more than three times that of the conventional products.

1. まえがき
2. 高負荷駆動用ボールねじの耐久試験
  - 2.1 ボールねじの破損分析
  - 2.2 ボールねじにおける破損位置
3. ボールねじ材料の耐久性向上
  - 3.1  $\gamma_R$  増加による転動疲労寿命の延長
  - 3.2 ボールねじ部品の最適  $\gamma_R$  推定
4. 高  $\gamma_R$  材料を用いたボールねじの定格寿命評価
5. あとがき

### 1. まえがき

ボールねじは、1960年代から工作機械や半導体製造装置などの高精度な位置決めテーブルの駆動要素部品として用いられて普及してきた。今日では、位置決め用途のほかにボールねじの倍力機能を活用して大きな推力の駆動源としても使用されている。その代表として電動式の射出成形機がある。高負荷駆動用のボールねじは、金型の開閉と締込みユニットの型締駆動軸

と、溶融した樹脂を金型内に射出するユニットの射出軸の駆動に用いられている。なお、射出軸のボールねじでは、型締力2000トン（170トン程度）程度の高負荷まで対応している。

近年、電動射出成形機では、液晶パネル用導光板やスマートフォンや小型タブレットPCなどの薄型精密成形品に対応するため、射出速度が1000 [mm/s]

\* 直動技術センター

\*\* 産業機械軸受技術センター

\*\*\* コア技術研究開発センター

を超える仕様が開発された。しかしながら、最近では高速化が一段落し、自動車の電動化・軽量化への対応で高性能樹脂による自動車部品の成形化が注目され、大推力を必要とするような大型成形機の電動化が拡大している。また、食品用容器などの日用品分野では、成形品が安価であるため、時間あたりの生産性を向上させるハイサイクル化が進められている<sup>1)</sup>。そこで、筆者らは、このような電動射出成形機における生産性向上と成形部品の多様化といった技術トレンドへ対応するため、高負荷駆動用ボールねじの長寿命化とさらなる高負荷能力化の開発に取り組んだ。

従来、ボールねじの負荷能力を向上してはく離寿命を延長させるには、ボール大径化やボール数増加といった内部設計が主流であった。ところが、最近の成形機動向に合致するよう、上記のような内部設計により長寿命化を図ろうとするとボールねじサイズが大きくなり機械・装置の大型化を招いてしまう。そのため、本開発では、従来同等サイズでも長寿命化できるよう、ボールねじ材料の高負荷耐久性を向上させることを開発指針とした。

開発を行う上で、まず従来ボールねじの寿命試験結果より、ボールねじにおける転動疲労と破損メカニズムについて分析評価した。これにより、転がり軸受における転動疲労とその対策技術<sup>2-7)</sup>を鑑みて、材料の高負荷耐久性向上には残留オーステナイト量 $\gamma_R$ を高めるような熱処理品質の向上が最も有効であるとの結論を得た。次いで、高 $\gamma_R$ 化による材料の高負荷耐久性を向上させる上で、ボール負荷分布と負荷応力繰返し数を考慮してボールねじのどの部位の材料と熱処理品質を強化すべきかを検討した。そして、開発した技術を適用して実際の形式・サイズで高負荷駆動用ボールねじを試作し、型式サイズがひとつ上の限界荷重下で寿命試験を実施した。この結果、開発品の90%残存寿命 $L_{10}$ は従来比3倍以上となることが確認された。

## 2. 高負荷駆動用ボールねじの耐久試験

工作機械で用いられるボールねじでは、外部からの切粉やクーラント等の異物侵入や過酷な運転条件によってねじ溝軌道面とボール表面が摩耗し、位置決め精度不良となることが知られている。これに対し、電動射出成形機のような高負荷駆動条件下で用いられるボールねじでは、軌道面の摩耗損傷事例は少ない。しかし、計算寿命を超えて運転するとねじ溝軌道面にピーリングまたははく離といった損傷が発生する。一旦、軌道面の一部にはく離が発生すると、僅かな運転ではく離が軌道面に沿って伝播して作動不良となる。

そこで、本章では、高負荷駆動用ボールねじの破損メカニズムについて、転がり軸受における転動疲労に対する破損分析に基づき評価した。さらに、従来ボールねじの寿命試験結果に対するボール負荷分布と負荷応力繰返し数の影響について分析した。

### 2.1 ボールねじの破損分析

玉軸受やころ軸受などの転がり軸受の軌道面における、転動疲労による破損形態を図1に示す。破損形態は潤滑状態に応じて、図1のように「内部起点型」と「表面起点型」に分類される<sup>8)</sup>。内部起点型の破損は十分な潤滑条件下において発生し、転がり接触に起因するせん断応力が軌道面下において最大となる。ところで、鉄鋼材料は非金属介在物の含有を避けられないといった欠点がある。そのため、非金属介在物が高応力領域に存在すると、介在物の近傍で金属疲労が促進されてはく離を引き起こすことになる。一方、表面起点型では、潤滑不良や異物混入に起因する油膜厚さの不足によって破損が引き起こされる。この場合、転動体と軌道面間のすべりにより軌道面に接線力が大きく影響を及ぼす。この接線力が作用することで、材料表面において金属疲労が進行し、き裂が引き起こされる。特に、軌道面上に圧こんがある場合では、圧こん縁での応力集中に起因してこの部分で局所的に金属疲労が加速される。

一方、筆者らがこれまで実施してきた多数のボールねじに対する高負荷寿命試験における、転動疲労破損の観察結果一例を図2(a)と(b)に示す。なお、寿命試験条件は図2の上段に示す通りである。図2(a)から、軌道の表面において図1に示すようなピーリングに類似した多くの微小はく離が確認されたが、微小はく離付近では摩耗に起因して研削条痕が無くなっていることがわかる。また、図2(a)の材料断面の観察結果から、破損の起点となるき裂が表面から生起していることが確かめられる。このような破損は、隣接するボール間にボール保持ピースが介挿されていないボールねじにおいて発生する。これらの結果から、隣接するボール間のすべり摩擦とこれに起因するボール表面粗さの劣化により、軌道面に大きな接線力が作用して金属疲労が促進させたために生じたものと推定される。ここで、一般には、ボールねじ軌道面の粗さは通常の転がり軸受よりも劣っているため、上記の現象はボールねじにおいてなお発生しやすいものと考えられる。

次に、図2(b)から、圧こんに隣接してはく離破損が生じていて、材料断面ではき裂が表面から生起していることがわかる。このはく離破損は、転がり軸受

における圧こん起因のはく離破損の形態と同様のもの  
で、圧こんの縁における応力集中により局所的な金属  
疲労が促進され、その結果き裂が生起してはく離に  
至ったものと推定される。ここで、圧こんの発生要因  
となった異物混入は、次の理由が考えられる。(1)ポー  
ルねじではねじ軸の一部が露出していることから、転  
がり軸受と比べて外部から異物が浸入しやすい。さら  
に、(2)軌道のねじれに起因してボールと軌道面間の  
ボールすべりが研削条痕を横切る方向に生じるため、  
ボールねじ運転初期のなじみによって軌道面各部から  
微小摩耗粉が生成される。

以上から、ボールねじにおける軌道面のはく離破損  
が表面起点型に偏る傾向となっているものと考えられ  
る。なお、一般的に表面起点型の方が内部起点型によ  
りも短寿命となる。

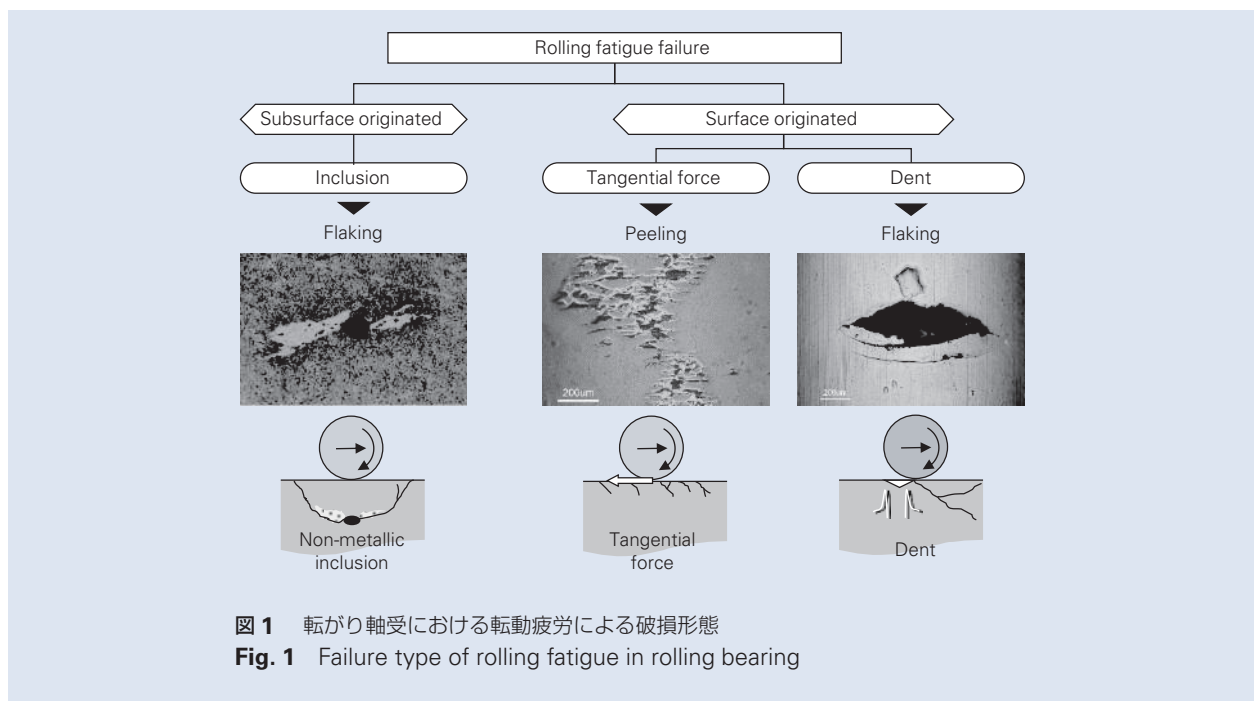
## 2.2 ボールねじにおける破損位置

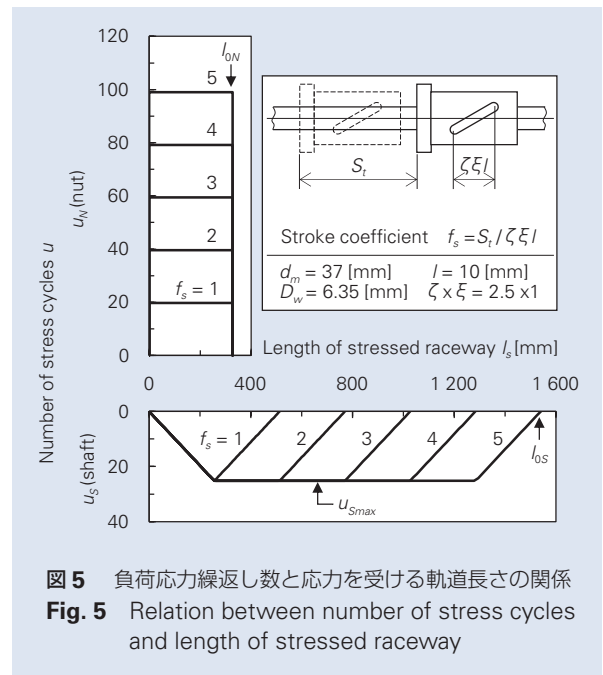
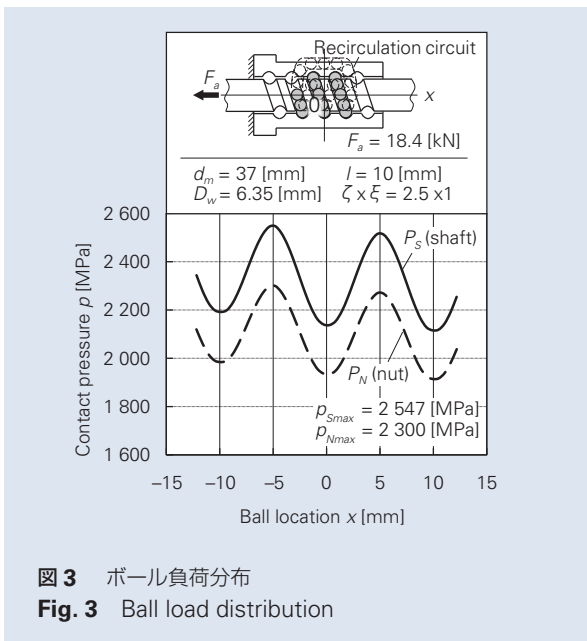
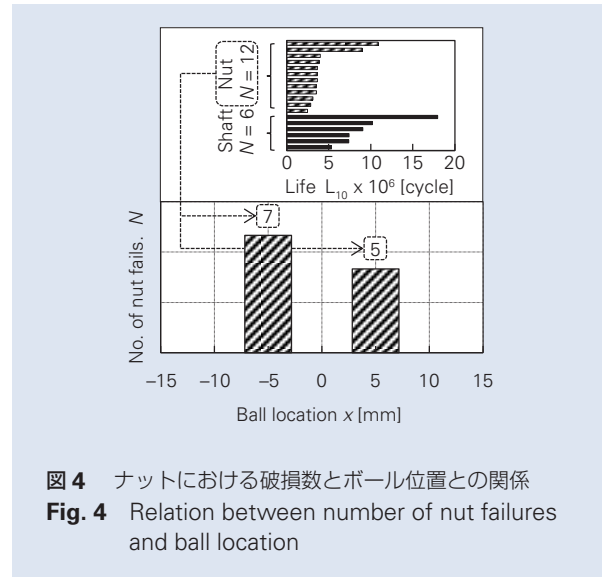
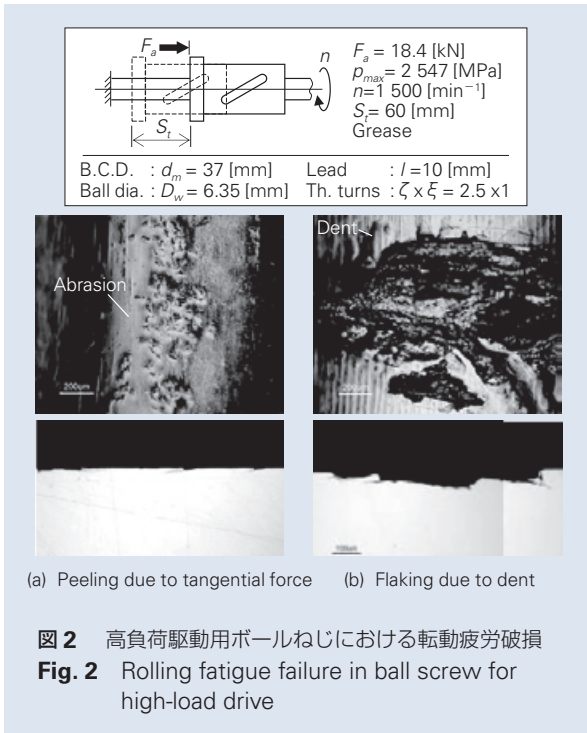
前節では、高負荷駆動用ボールねじにおける破損形  
態について調査した。その結果、ボールねじにおける  
破損は表面起点型のピーリングあるいははく離となる  
ことを明らかにした。また、上記は、ボールねじ固有  
の構造に起因するボールすべりや初期摩耗粉の浸入に  
よって引き起こされるものと分析された。そこで、本  
節では、高負荷駆動用ボールねじにおける軌道面の転  
動疲労破損に及ぼす負荷応力とその繰返し数の影響  
について解析的に調査した。

通常のボールねじでは、ボール循環機構を有するた

め、有効ねじ巻数が  $\zeta = 2.5$  や  $\zeta = 3.5$  といった端  
数となる。そのため、ボール循環回路側に対して同位  
相側のねじ巻数  $\zeta_1$  と逆位相側のねじ巻数  $\zeta_2$  とを比べ  
ると  $\zeta_2 - \zeta_1 = 1.0$  巻分の差異が生じる。よって、 $\zeta =$   
 $2.5$  の場合では、**図3**に示すように有効ねじ巻数の中  
心  $x = 0$  から  $0.5$  リード分だけ位相がずれた位置の  
 $x = \pm 1/2 = \pm 5$  [mm] において、それぞれボール  
と軌道面間の接触荷重が極大値をとる。ここで、**図3**  
と同等の荷重条件下で寿命試験したところ、最初の破  
損がナット軌道面で生じた試料数は  $N = 12$  個あっ  
た。これらのナット軌道面の破損箇所を調べると、**図4**  
に示すように、負荷分布が極大となる位置  $x = \pm$   
 $5$  [mm] を含む範囲に偏っていた。したがって、ポー  
ルねじの転動疲労破損が負荷応力の大きさと相関する  
ことがわかる。

次に、ボールねじの片道ストローク間において、ね  
じ軸およびナットの軌道面が受ける応力繰返し数と  
応力を受ける軌道の長さの関係<sup>9)</sup>を**図5**に示す。ポー  
ルねじでは、ナット軌道面上に作用する応力繰返し  
数  $u_N$  はストローク  $S_t$  に比例して増大し、応力を受け  
る軌道長さ  $l_{0N}$  は一定となる。これに対し、ねじ軸で  
は応力を受ける軌道長さ  $l_{0S}$  は  $S_t$  に比例して増大し、  
 $S_t$  がナット有効長さ  $\zeta \xi l$  より大きい場合には最大応力  
繰返し数  $u_{Smax}$  は一定値に保たれる。ここで、 $\zeta \xi$   
 $l$  に対する  $S_t$  の比をストローク係数  $f_s$  とすると、寿命  
試験における  $f_s = S_t / \zeta \xi l = 2.4$  から、ねじ軸および  
ナット軌道面が受ける応力繰返し数は、それぞれ





$u_S = 25.2$  と  $u_N = 45.7$  となる。すなわち、ナット軌道面はねじ軸よりもおよそ 2 倍も応力を繰り返し受けることになる。一方、寿命試験した試料のうち、ねじ軸起因で破損した試料数は  $N = 6$  個あり、ナットでは  $N = 12$  個あった。したがって、ボールねじ試料の品質のばらつきも考えられるものの、破損の発生部位が応力繰り返し数と相関していることがわかる。

なお、 $u_{Smax}$  および  $u_N$  は、それぞれ以下のように表される。

$$\left. \begin{aligned} u_{Smax} &= Z \frac{S_t}{\zeta \xi l} \left( 1 - \frac{d_s \cos \gamma_m \cos \gamma_{\Sigma S}}{2 d_m \cos \gamma_s} \right) \\ S_t &= \begin{cases} S_t \quad (f_s < 1) \\ \zeta \xi l \quad (f_s \geq 1) \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$u_N = Z \frac{S_t}{\zeta \xi l} \frac{d_s \cos \gamma_m \cos \gamma_{\Sigma S}}{2 d_m \cos \gamma_s} \quad (2)$$

ここで、 $l_{0S}$  と  $l_{0N}$  は次式から得られる。

$$\left. \begin{aligned} l_{0S} &= \frac{\pi d_s}{\cos \gamma_s} \left( \zeta + \frac{S_t}{l} \right) \\ l_{0N} &= \frac{\pi d_N}{\cos \gamma_N} \zeta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ただし、 $Z$ : 負荷ボール数、 $\gamma_m$ : ボール中心リード角、 $d_s$ 、 $d_N$ : ボールとねじ軸およびナットの軌道との接触点を通らせん軌跡の直径、 $\gamma_s$ 、 $\gamma_N$ : ボールとの接触点におけるリード角、 $\gamma_{\Sigma S}$ : ボールとねじ軸軌道との接触点におけるらせん軌跡の方向とボール公転方向とのなす角を表す。

### 3. ボールねじ材料の耐久性向上

従来、ボールねじの長寿命化や負荷容量増大を図るためには、負荷ボールの大径化や負荷ボール数の増加といった内部設計が採用されてきた。稲葉ら<sup>10)</sup>や宮口ら<sup>11)</sup>は、ボール負荷を緩和させて転動疲労寿命を延長させる目的から、隣接するねじ負荷回路におけるボール循環回路の位相を対抗するように配置してボール負荷分布の均一化を図っている。しかしながら、最近の成形機開発動向に合致するような長寿命化や負荷能力向上を図ろうとすると、ボールねじの大幅なサイズアップが避けられず、機械・装置の大型化を招く。

そこで、前章にて示した高負荷駆動用ボールねじの

転動疲労破損の形態に着目し、ボールねじ材料を改善してその高負荷耐久性を向上することが、ボールねじサイズの変更を回避し得る、最も合理的な対策と考えた。

#### 3.1 $\gamma_R$ 増加による転動疲労寿命の延長

転動疲労による表面起点型の破損に対する耐久性を向上させるには、材料表層部分の残留オーステナイト量  $\gamma_R$  を増加させることが有効であることが知られている。村上ら<sup>3)</sup>は、材料の  $\gamma_R$  を増加させることにより、異物環境下における転がり軸受の転動疲労寿命を大幅に向上させる技術を開発した。これは、高  $\gamma_R$  化によって圧こんの縁がボール通過に伴い滑らかになるので、圧こん縁の応力集中が低下してこの部位での局所的な表面疲労を遅延できるためである。さらに、高  $\gamma_R$  された材料、表面および表面下疲労の進展過程にて相変態が起きるので、疲労進展を遅延できる。すなわち、材料の  $\gamma_R$  増加は、接線力に起因する表面全周での転動疲労、ならびに圧こん縁の応力集中による表面局部での転動疲労に対して有効である。これは、接線力起因と圧こん起因の両方の疲労メカニズムの要因が、材料表面に作用する応力に帰着できるからである<sup>12)</sup>。ただし、 $\gamma_R$  を高くしすぎると材料の表面硬さ低下を引き起こし、かえって耐久性の悪化を招くおそれがある。そこで、高  $\gamma_R$  でかつ適切な硬さを有する材料表面の耐久性を向上させるために、種々の  $\gamma_R$  を有する試験体の転動疲労寿命および表面硬度を試験した。

転動疲労寿命評価では、種々の  $\gamma_R$  とした試験片に対して、ボール-ロッド寿命試験を実施した。その試験概要および結果を図 6 に示す。ロッドと外輪間に挿入したボールは表面仕上げ研磨を施していないものを用いることで、ボールと軌道面間の接線力を増大させている。この試験方法によって、材料表面での転動疲労によるピーリング破損を再現できる<sup>13)</sup>。また、図 6 における横軸は従来の高負荷駆動用ボールねじ材料における平均残留オーステナイト量  $\gamma_{R0}$  に対する比  $\gamma_R/\gamma_{R0}$  を表し、縦軸は従来  $\gamma_{R0}$  と種々の  $\gamma_R$  とした材料試験片の 90% 残存寿命比  $K = L_{10}/L_{10}'$  を表す。図 6 から、残留オーステナイト量が高くなると、材料の耐久性が向上していることがわかる。例えば、 $\gamma_R/\gamma_{R0} = 2$  の場合には  $K = L_{10}/L_{10}' > 3$  となり、高  $\gamma_R$  化によって大幅に長寿命化することが確かめられる。

また、種々の  $\gamma_R$  とした材料に対する表面硬さ試験結果を、図 7 に示す。試作した材料試験片では、 $1 < \gamma_R/\gamma_{R0} < 3.5$  の領域でビッカース硬さ  $H_v = 700$  以上の良好な表面硬さを確保できるものの、これ以外の領域では、硬さが低下する結果となった。したがって、



高負荷駆動用ボールねじの長寿命化を材料の高  $\gamma_R$  化によって達成するためには、 $1 < \gamma_R/\gamma_{R0} < 3.5$  となるような熱処理品質に設計する必要がある。ただし、種々の  $\gamma_R$  で試作した試験片と従来ボールねじの材料は熱処理品質特性が異なるため、従来仕様の材料では  $\gamma_R/\gamma_{R0} < 1$  の領域においても硬さの低下は生じない。

次に、高  $\gamma_R$  化された材料での、圧こん縁での応力集中による転動疲労への効果を解析的に評価した。Chiu ら<sup>14)</sup> は、線傷やごみ圧こんに起因する表面のき裂を起点としたはく離メカニズムについて研究し、圧こんの縁での応力集中が表面き裂を起点とした転動疲労寿命を決定することを指摘している。この研究によれば、ボールと軌道面間の接触圧力  $p_0$  と材料表面における最大せん断応力  $\tau_c$  との関係は次のように表される。

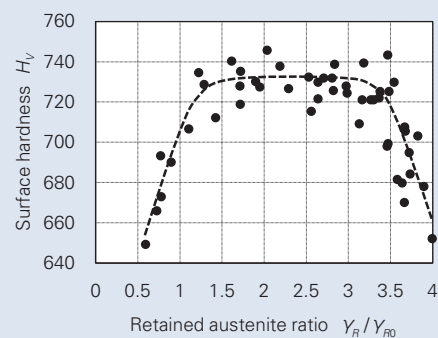
$$\frac{\tau_c}{p_0} = a_1 C_0^{a_2} \quad (4)$$

ここで、 $a_1 = 0.22$ 、 $a_2 = -0.24$ 。また、 $C_0$  は furrow severity parameter で、圧こん縁の半径  $r$  と圧こん縁間の距離  $2c$  を用いて次式のように定義している。

$$C_0 = \frac{\pi^2 p_0 r}{E' c} \quad (5)$$

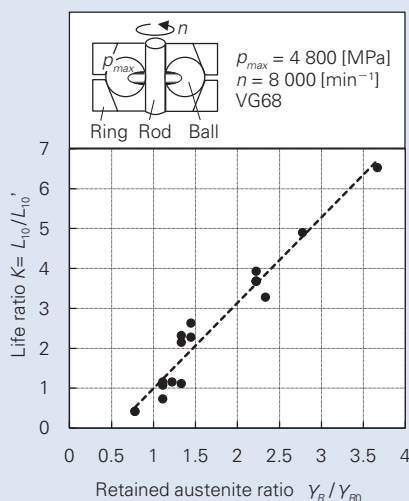
なお、 $E'$  は the reduced Young's modulus of elasticity で、鉄鋼材料に対して  $E = 20\,600$  [MPa]、 $\nu = 0.3$  とすれば、 $E' = 35\,560$  [MPa] となる。

したがって、従来材料と高  $\gamma_R$  化した材料の  $\tau_c$  と  $p_0$  との関係を求めると、**図 8** のようになる。**図 8** から、 $\gamma_R/\gamma_{R0} = 2$  とすると圧こん縁の  $r$  寸法が滑らかになるため<sup>15)</sup>、 $\tau_c$  が従来比で 23% 低下（接触圧力  $p_0 = 2\,000$  [MPa] の場合）することが確かめられる。すなわち、材料を高  $\gamma_R$  化することにより、圧こん起因の表面起点型はく離による転動疲労寿命も延長できる。



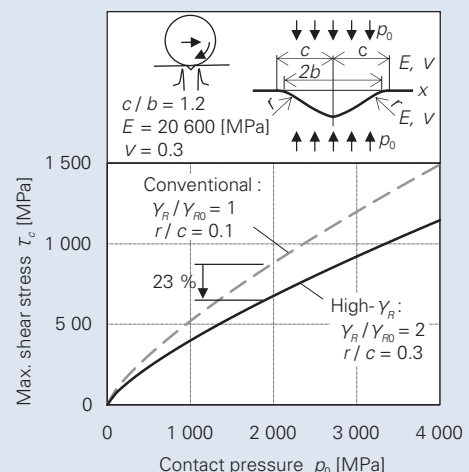
**図 7** ボールねじ材料における残留オーステナイト量と表面硬度の関係

**Fig. 7** Relation between amount of retained austenite and surface hardness for ball screw materials



**図 6** ボールねじ材料における残留オーステナイト量と  $L_{10}$  寿命の関係

**Fig. 6** Relation between amount of retained austenite and  $L_{10}$  life for ball screw materials



**図 8** ボールねじ材料での圧こん縁の最大せん断応力とボール接触面圧

**Fig. 8** Maximum share stress at dent edge to contact pressure for ball screw materials

### 3.2 ボールねじ部品の最適 $\gamma_R$ 推定

第3.1節では、材料の高  $\gamma_R$  化によって、以下が明らかとなった。(1) 表面および表面下疲労の進展過程にて相変態が起きるので、疲労進展を遅延できる。(2) 金属組織の塑性変形能の向上により圧こん縁の応力集中が低下するので、圧こん縁での局所的な表面疲労を遅延できる。上記の効果を用いて、高負荷駆動用ボールねじの耐久性向上を試みた。

長尺なボールねじ材料の  $\gamma_R$  を高めながら良好な硬さを確保するには、高度な熱処理制御技術が必要となる。そのため、 $\gamma_R$  増大と良好な硬さの両立には、ねじ軸とナットの各々が最適な品質となるよう、熱処理を別々に行うことが生産性の観点から最も合理的と考えられる。そこで、本節では、第2.2節と同様に、接触面圧と応力繰返し数の解析結果に基づき、ねじ軸とナットに対して最適な  $\gamma_R$  の推定を試みた。

図6のプロットされたデータに対する線形回帰から、 $\gamma_R$  増加による表面起点型の転動疲労寿命の変化率  $K$  は以下のように表される。

$$K = 2.14 \frac{\gamma_R}{\gamma_{R0}} - 1.14 \quad (6)$$

第2.2節における接触圧力によるナットの破損特性を考慮すると、軌道面の転動疲労寿命は接触圧力の9乗に比例する。さらに、ねじ軸とナットの破損発生頻度は応力繰返し数に比例する。したがって、ねじ軸とナットの軌道面の寿命変化率  $K_S$  および  $K_N$  は次式のように表すことができる。

$$\frac{K_N}{K_S} \propto \left( \frac{p_N}{p_S} \right)^9 \frac{u_N}{u_S} \quad (7)$$

上式より、ナットのねじ軸に対する寿命比  $K_N/K_S$  とストローク係数  $f_s$  (ナット有効長さ  $\zeta \xi_l$  に対するストローク  $s_t$  の比)との関係を図9に示す。図9におけるプロットは、電動射出成形機において実際に使用されている20本のボールねじから得た。また、 $f_s < 2$  の領域は射出軸用途を表し、 $f_s > 2$  の領域は型締め軸用途を表す。射出軸用途では、ストロークが短いためねじ軸とナットの軌道面における応力繰返し数の差が少なく、とりわけ、 $f_s < 1$  となるような場合ではねじ軸側の方がナット側よりも多くなる。その結果、接触圧力の大小関係が転動疲労寿命に対して支配的となり、 $K_N/K_S$  が大きくなる。一方、型締め軸用途では、 $f_s$  の増加に伴うナット軌道面における負荷応力繰返し数の増大により  $K_N/K_S$  が減少し、やがて  $f_s = 4.8$

を超えると  $K_N/K_S = 1$  となる。

したがって、ねじ軸とナットの軌道面における残留オーステナイト量  $\gamma_{RS}$  と  $\gamma_{RN}$  は、式(6)と図9の関係を考慮すれば、それぞれ以下のように表される。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\gamma_{RS}}{\gamma_{R0}} &= \frac{K_S + 1.14}{2.14} \quad (\text{for shaft}) \\ \frac{\gamma_{RN}}{\gamma_{R0}} &= \frac{K_N + 3.74 f_s^{-0.8}}{7.02 f_s^{-0.8}} \quad (\text{for nut}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

図10は、種々の寿命変化率  $K_S$ ,  $K_N$  に対する、ストローク係数  $f_s$  とねじ軸およびナット軌道面における残留オーステナイト量  $\gamma_{RS}$ ,  $\gamma_{RN}$  の関係を示す。図10から、 $f_s$  にかかわらずねじ軸に必要な  $\gamma_{RS}$  は一定となる。ところが、ナットに必要な  $\gamma_{RN}$  は  $f_s$  の増大に伴って大きくなるのがわかる。例えば、 $f_s = 2$  の場合では、ねじ軸の  $\gamma_{RS}$  を従来品の1.5倍程度に高めると、寿命変化率は  $K_S = 2$  となる。これに対して、ナットの  $\gamma_{RN}/\gamma_{R0} = 1.0$  としても寿命変化率は  $K_N = 2$  を得られる。言い換えると、 $f_s < 2$  となるような射出軸用途に限定された使用を想定するならば、ねじ軸の残留オーステナイト量だけを従来材料よりも高めればよいことになる。ただし、 $f_s > 2$  となるような型締め軸用途での使用も想定するならば、 $\gamma_{RN}$  は  $\gamma_{RS}$  よりも低くできるが、 $\gamma_{R0}$  よりも高くする必要がある。

### 4. 高 $\gamma_R$ 材料を用いたボールねじの定格寿命評価

高  $\gamma_R$  材料を用いたボールねじの定格寿命を推定するため、量産を想定して実際の電動射出成形機向けの形式・寸法にてボールねじを試作した。高負荷耐久試験用ボールねじの仕様を図11に示す。ねじ軸およびナットの軌道面における残留オーステナイト量は、それぞれ  $\gamma_{RS}/\gamma_{R0} = 2.6$  と  $\gamma_{RN}/\gamma_{R0} = 2.2$  となった。式(8)から、ねじ軸の転動疲労寿命の変化率  $K_S$  は従来品と比較すると4.4倍となる。一方、ナットでは、ストローク係数を  $f_s = 2$  と想定すると寿命変化率  $K_N$  は6.7倍、また  $f_s = 4.8$  と想定すると  $K_N$  は3.3倍となる。

次に、試験条件を表1に示す。電動射出成形機における、成形部品多様化のための推力向上といった開発動向を鑑みると、ボールねじの駆動荷重が増大する可能性が高い。本開発品では材料を改善することで高負荷耐久性を向上させているから、開発品の転動疲労寿命を評価する際は、型式サイズがひとつ上のボールねじの限界荷重を想定して、試験荷重を  $F_s = 300$  [kN] とした。この場合における、試験用ボール

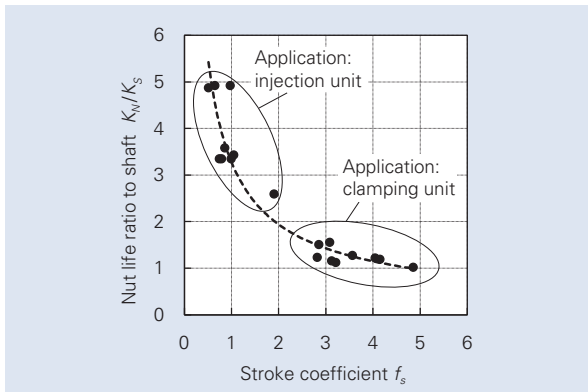
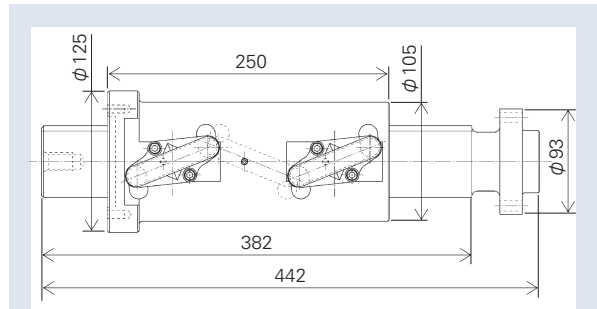


図9 ねじ軸に対するナット寿命変化率とナットストロークの関係(成形機向け 20 型番)

Fig. 9 Relation between nut life ratio to shaft and stroke coefficient (for 20 models)



Amount of retained austenite :  
 $Y_{RS}/Y_{R0} = 2.6$  (shaft),  $Y_{RN}/Y_{R0} = 2.2$  (nut)  
 B.C.D. :  $d_m = 65$  [mm]    Lead :  $l = 16$  [mm]  
 Ball dia. :  $D_w = 12.7$  [mm]    Th. turns :  $\zeta \times \xi = 3.5 \times 3$

図11 高負荷耐久試験用ボールねじの仕様

Fig. 11 Specifications of ball screw for high load durability test

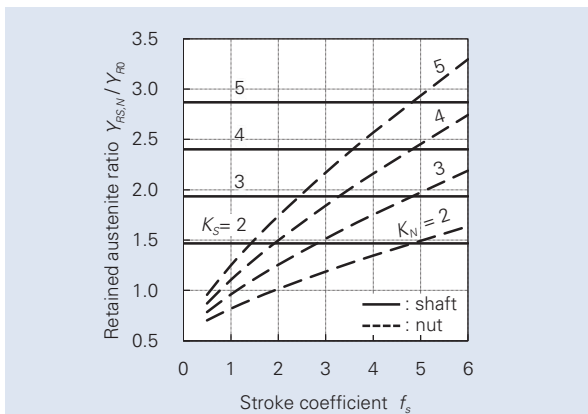


図10 ナットストロークに応じて必要なボールねじ材料の残留オーステナイト量

Fig. 10 Retained austenite amount of ball screw material required according to nut stroke

表1 高負荷耐久試験の運転条件

Table 1 Operating conditions for high load durability test

Axial load $F_a$	300 [kN]
Shaft rotation speed $n$	500 [ $\text{min}^{-1}$ ]
Stroke $S_t$	80 [mm]
Lubrication	Grease
Nut temperature	$\leq 80$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]

ねじにおけるボールとねじ軌道面との最大接触面圧分布は図 12 のようになる。図 12 から、接触面圧分布の最大値は  $p_{Smax} = 2820$  [MPa] となる。なお、図 13 に転動疲労寿命評価に用いた高負荷耐久試験機を示す。試験用と負荷用の 2 本のボールねじを対抗配置しており、負荷用ボールねじのねじ軸に負荷トルク  $T_L$  を与えると、試験用ボールねじのナット進行方向に逆らう向きに軸方向荷重  $F_a$  が発生する構造となっている。

ねじ軸およびナットの材料を高  $\gamma_R$  化した試作ボールねじ 9 個の寿命データに対するワイブル分布結果は、図 14 のようになる。図 14 において横軸は、従来ボールねじ 13 個の寿命データに対するワイブル分布から推定された 90% 残存寿命  $L_{10}'$  に対する比を表している。したがって、軌道面を高  $\gamma_R$  化した場合、その  $L_{10}$  は従来仕様に比べて 3.1 倍と大きく向上することが確かめられた。

なお、高  $\gamma_R$  化した試作ボールねじにおいて最小寿命 ( $L/L_{10}' = 2.9$ ) となったものは、ボール表面のはく離破損によるものであった。一方、従来ボールねじにおいて  $L/L_{10}'$  が 3 を下回るような走行距離で寿命となったものは、いずれもねじ軸あるいはナットの軌道面でののはく離によるものであった。従来のボールねじでは、軌道面の耐久性がボール表面の耐久性よりも低いため、初期破損箇所が軌道面に偏っている。この理由は、負荷圏からボール循環回路への退避に起因して、ボール表面の負荷応力繰り返し数が軌道面よりも少なくなったためと考えられる。したがって、高  $\gamma_R$  化によって軌道面の耐久性が向上したのに対してボールの耐久性は相対的に低下したため、試作ボールねじの耐用寿命はボール表面の転動疲労破損によって決定されるものと推定できる。なお、現在、更なる長寿命化を睨み、ねじ軸とナット軌道面に加えてボールの耐久性も強化させた高負荷駆動用ボールねじを試作し、その寿命を検証している。

ここで、試作ボールねじにおいてねじ軸軌道面の転動疲労破損による最小寿命は  $L/L_{10}' = 4.9$  であった。この結果は、残留オーステナイト量  $\gamma_{RS}$  を式 (8) に代入して推定されたねじ軸の転動疲労寿命の変化率  $K_S$  と比べて妥当なものである。また、試作ボールねじでは、初期破損がナット軌道面では生じなかった。ゆえに、本報で示した  $\gamma_{RS}$  と  $\gamma_{RN}$  に対する寿命変化率  $K_S$ ,  $K_N$  の関係が、それぞれ妥当であることが窺える。

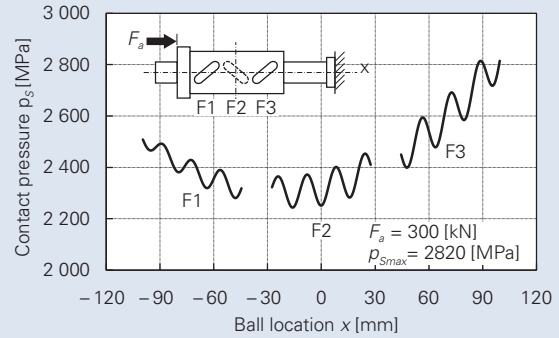


図 12 高負荷耐久試験におけるボール負荷分布  
Fig. 12 Ball load distribution for high load durability test

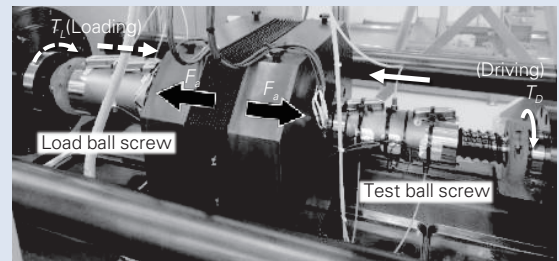


図 13 高負荷耐久試験機  
Fig. 13 Testing machine for high load durability test

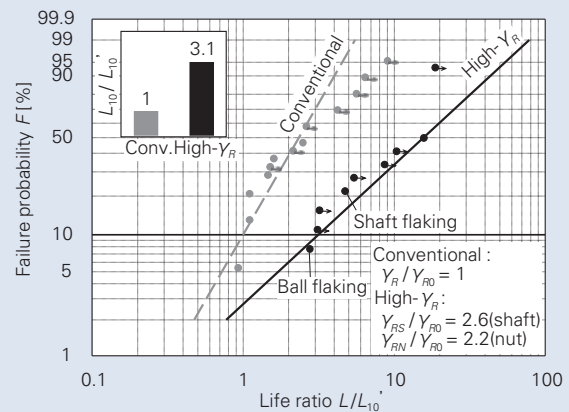


図 14 高負荷耐久試験のワイブル分布  
Fig. 14 Weibull distribution for high load durability test

## 5. あとがき

近年の電動射出成形機における生産性向上や成形部品の多様化への対応のため、長寿命・高負荷駆動用ボールねじの開発を実施した。高負荷寿命試験における軌道面の転動疲労による破損形態に対する分析から、材料表面の $\gamma_R$ の増加が金属疲労を緩和し、表面からのき裂の発生を遅延させるのに有効であるとの結論に至った。種々の $\gamma_R$ となる試験片に対する疲労寿命試験と硬さ試験を実施するとともに、ねじ軸とナットの軌道面における接触面圧と応力繰返し数を解析評価した。その結果、ボールねじ寿命の最大化および熱処理の効率化を実現する上で必要な、ねじ軸とナット軌道面における $\gamma_R$ の推定法を示した。また、高 $\gamma_R$ 材を用いたボールねじの90%残存寿命 $L_{10}$ は、従来水準よりも高い荷重での寿命試験においても、従来品に比べて3倍以上に大きく向上することが確認された。

おわりに、NSKでは今回開発した技術を適用して長寿命・高負荷駆動用ボールねじ「S-HTFシリーズ」を製品化し、多くの顧客へ導入している。S-HTFシリーズが市場で評価いただき、ますますの機械の進展に寄与できれば幸甚である。

## 参考文献

- 1) 齊藤秀徳, “電動射出成形機向けボールねじの技術動向”, ペアリング&モーション・テック, No.009 (2017) 21-23.
- 2) Furumura, K., Murakami, Y., and Abe, T., “The Development of Bearing Steels for Long Life Rolling Bearings Under Clean Lubrication and Contaminated Lubrication,” in Creative Use of Bearing Steels, ed. J. Hoo, ASTM Int., STP1195 (1993) 199-210.
- 3) Murakami, Y., Mitamura, N., and Maeda, A., “Study on Improvement of Material Properties under Debris Contaminated Lubrication,” Proc. Int. Tribol. Conference, (1995) 1393-1398.
- 4) Furumura, K., Abe, T., and Murakami, Y., “Progress in Through-Hardening Bearing Steels: User’s Experience,” in Bearing Steels, ed. J. Hoo and W. Green, ASTM Int., STP1327 (1998) 249-264.
- 5) Furumura, K., Murakami, Y., and Abe, T., “Case-hardening Medium Carbon Steel for Tough and Long Life Bearing under Severe Lubrication Conditions,” in Bearing Steels, ed. J. Hoo and W. Green, ASTM Int., STP1327 (1998) 293-306.
- 6) Tanaka, S., Ueda, K., Mitamura, N., and Oohori, M., “The Development of an Austenitic Stainless Steel Bearing with High Corrosion Resistance and High Nonmagnetic Property,” Journal of the ASTM Int., 3, 9 (2006) 1-7.
- 7) Xiangduo, P., Shimizu, Y., and Mitamura, N., “Long Life Bearing Technologies on Material Aspect,” Proc. CIST2008 & ITS-IFTtoMM2008, (2009) 932-933.
- 8) Ueda, T. and Mitamura, N., “Mechanism of Dent Initiated Flaking and Bearing Life Enhancement Technology under Contaminated Lubrication Condition Part I: Effect of Tangential Force on Dent Initiated Flaking,” Tribol. Int., Vol.41 (2008) 965-974.
- 9) 下田博一, 井沢実, “ボールねじの寿命に関する研究(第4報): ボールねじにおける寿命理論”, 精密工学会誌, Vol.53-No.8 (1987) 1195-1202.
- 10) 稲葉善治, 伊藤進, “電動サーボ式射出成形機用ボールねじの寿命に関する研究”, 精密工学会誌, Vol.65-No.6 (1999) 805-809.
- 11) 宮口和男, 二宮瑞穂, 中村晋哉, 丸山大介, 垣野義昭, “高荷重用ボールねじの負荷分布均一化とそれによる寿命延長”, 精密工学会誌, Vol.67-No.2 (2001) 217-221.
- 12) Hidaka, H., Ueda, K., and Mitamura, N., “Rolling Contact Fatigue Type Analysis of Rolling Bearing by XRD and TEM,” Materials Science Forum, 706-709 (2012) 1679-1684.
- 13) 小俣弘樹, 岩永泰弘, 植田徹, 植田光司, “表面性状劣化を抑制した改良転動体による転がり軸受の高機能化”, NSK Technical Journal, No.690 (2018) 70-81.
- 14) Chiu, Y. P., and Liu, J. Y., “An Analytical Study of the Stress Concentration Around a Furrow Shaped Surface Defect in Rolling Contact,” Trans. ASME F, Vol.92 (1970) 258-263.
- 15) Murakami, Y., Matsumoto, Y., and Furumura, K., “Study of Long Life Bearing Materials,” Proc. Tribol. Conference, Okayama, (1988) 297-300.

# 工作機械用ローラガイドの信頼性向上



中野 健太\*

中野 健太

## Improved Reliability of Roller Guides for Machine Tools

K. Nakano

Roller guides are used for machine tools due to their higher rigidity and durability over ball guides.

The operating environment for roller guides in machine tools is becoming more severe every year due to the improved productivity of machines. This necessitates highly, reliable roller guides.

Here, we'll explain some technologies that improve reliability in RA/RB Series roller guides. By considering deformation of the slider and load distribution for roller contact, we confirmed actual durability above the calculated fatigue life.

Additionally, we applied abrasion-resistant material to the seal lip along with high resistance to intrusion of foreign particles, allowing for long-term performance free of dust.

- |  |   |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. RA・RBシリーズの特長</li> <li>3. 信頼性向上への課題</li> <li>4. RA・RBシリーズのシール構成</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>5. 高防塵V1シール・V1アンダーシールの開発               <ol style="list-style-type: none"> <li>5.1 シールの構成</li> <li>5.2 シールの設計</li> <li>5.3 シールの評価試験</li> </ol> </li> <li>6. あとがき</li> </ol> |
|--|---|

### 1. まえがき

1970年代まで、マシニングセンターおよびNC旋盤などの多くの工作機械では、スベリ案内が使用されていた。1980年代になると動摩擦力が小さい上、低速～高速まで広い範囲で使用可能なボールタイプのリニアガイドが、マシニングセンターを中心に普及した。更に2000年以降は、多軸加工、複合加工といった工作機械の高機能・高効率化に伴い、リニアガイドに対する長寿命・高剛性要求が高まっている。そのため転動体にローラを使用したローラガイドの採用比率が年々拡大している(図1)。

NSKは、工作機械用のリニアガイドとして、1983

年に「LYシリーズ」を、1997年には「LAシリーズ」をリリースした。いずれも、ボールタイプのリニアガイドであるが、2000年以降、ローラガイドが普及しはじめたことを踏まえ、2004年にローラガイド「RAシリーズ」をリリースした。さらに、ISO/DIS12090-1.2で定める組立寸法より低い組立寸法を実現し、送り機構の低重心設計を可能とした「RBシリーズ」を、2010年にリリースした。現在、RA・RBシリーズを対象に高防塵シールの拡充を進めている(写真1)。

本稿では、RA・RBシリーズの特長および信頼性向上技術を紹介する。

\* 日本精工株式会社

## 2. RA・RBシリーズの特長

ボールガイドは、ボールのボール溝に対する回転半径差に起因する差動スベリによる動摩擦力が避けられない。一方、ローラガイドは、転動体にローラを用い転走面との間で線接触を形成するため、この差動スベリが殆ど生じず、動摩擦力を小さくできる。また、ボールと転走面の間で点接触を形成するボールガイドと比較して、接触面積の大きな線接触であるため、剛性および負荷容量も高くなる。但し、ローラと転走面の接触部における負荷分布が均一にならないと、スキューが生じる他、ローラ端面に設ける傾斜部（クラウニング）が適切な形状でない場合は、局所的なエッジロードも生じることになり、動摩擦力の増大、剛性・負荷容量の低下を招くことになる。

RA・RBシリーズでは、予圧荷重によるローラガイド本体の変形を考慮した上で、転がり軸受にて培ったローラと転走面の解析技術を適用し、負荷分布の均一化を実現した。その結果、工作機械用ボールガイドの1.5倍以上の剛性および60%以下の動摩擦力を達成した(図2)。工作機械においては、制御性の向上に伴う位置決め精度の向上などが見込まれる。



写真1 高防塵V1シーล付きローラガイド(右: RA35, 左: RB35)

Photo 1 Roller guides with highly dustproof V1 seals (right: RA35, left: RB35)

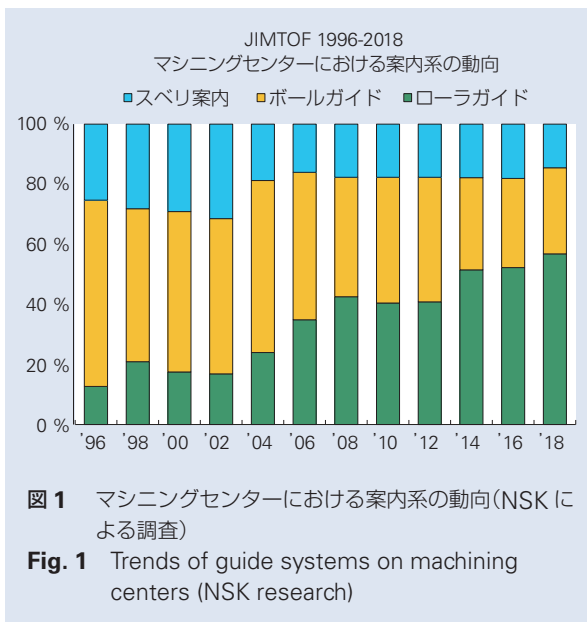


図1 マシニングセンターにおける案内系の動向(NSKによる調査)

Fig. 1 Trends of guide systems on machining centers (NSK research)

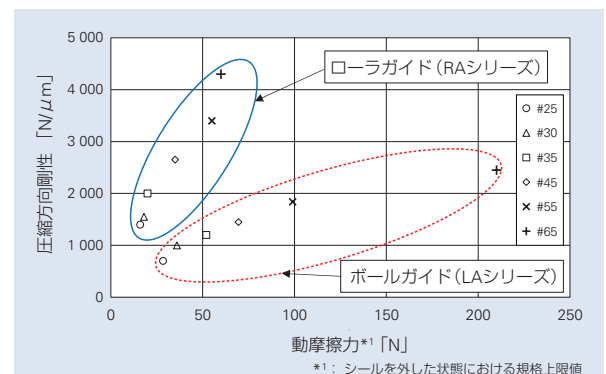


図2 動摩擦力と剛性の関係

Fig. 2 Relation between Dynamic Friction Force and Rigidity

### 3. 信頼性向上への課題

工作機械に求められるローラガイドの機能は、所定の運動精度を長期間に渡って維持することである。したがって、摩耗による精度寿命、フレーキングによる疲れ寿命、あるいは異物・クーラント等の混入によるローラの循環不良を可能な限り生じさせないことが、ローラガイドの信頼性を向上する上で重要となる。

RA・RB シリーズは、上述のようにローラと転走面の負荷分布を均一化することで、スベリ成分およびエッジロードを抑えており、耐摩耗性にも優れている。例えば、ボールガイドでは、汎用のリチウム系グリースを使用した場合、ボール径と同程度の小ストローク運動を行なうと、比較的短時間でフレッチング摩耗を生じることが知られており、耐フレッチンググリースなどが推奨されている。一方、RA シリーズは、ローラ径と同等の小ストローク運動においても、高い耐摩耗性があることを確認している（図3）。したがって、金型加工機など小ストローク運動の多い用途において、摩耗による精度劣化が生じにくく、高い信頼性がある。また、疲れ寿命に対しても、RA シリーズは、ボールガイドより高い負荷容量を有しており、動定格荷重の50%を負荷した高負荷耐久試験では、国際規格ISO14728-1にて算出される定格疲れ寿命を上回る実寿命を確認している（図4）。

また、工作機械において、加工粉およびクーラントなどの異物が、スライダ内部に侵入することによって、潤滑不良もしくは摩耗を引き起こし、最終的に循環部品を破損させることがある。

多くの工作機械では、ジャバラ・テレスコなどのカバーでリニアガイドを保護しているものの、ミスト状になったクーラントならびにグラファイト粉などの微塵な加工粉は、リニアガイドのスライダ内への侵入を防ぐことが難しい。したがって、リニアガイド自体の防塵性能が、製品の信頼性を左右する肝の技術となっている。

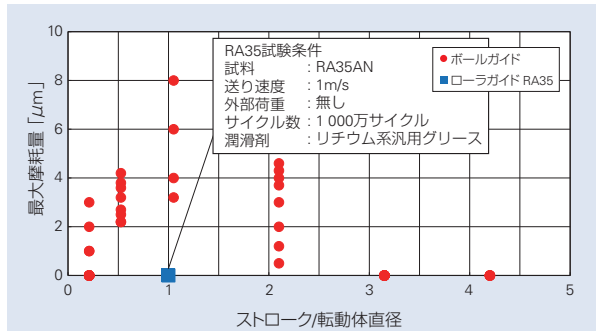


図3 フレッチング特性  
Fig. 3 Fretting performance

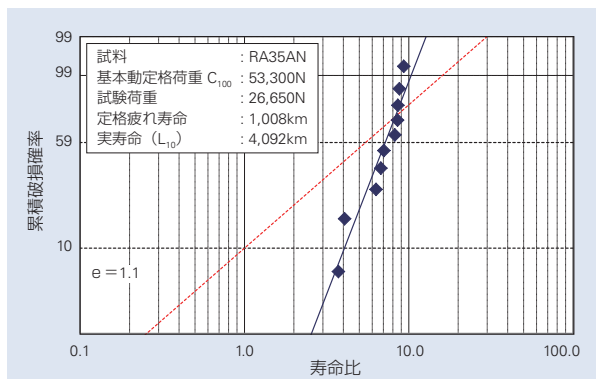


図4 高負荷耐久試験結果  
Fig. 4 High-load durability test results



#### 4. RA・RBシリーズのシール構成

ローラガイドにおける主な異物の侵入方向は、スライダ端面および底面の2方向である(写真2)。RA・RBシリーズの標準的なシール構成として、スライダからの異物侵入に対しては、サイドシールおよびインナーシールがある(図5)。スライダ底面からの異物侵入に対しては、アンダーシールがある。ローラガイドでは、レールの取付穴に加工粉が溜まり、スライダ内に侵入することも考えられる。RA・RBシリーズには、取付穴を塞ぐキャップ、レールの上面全体をカバーするレール上面カバーが準備されている(写真3)。

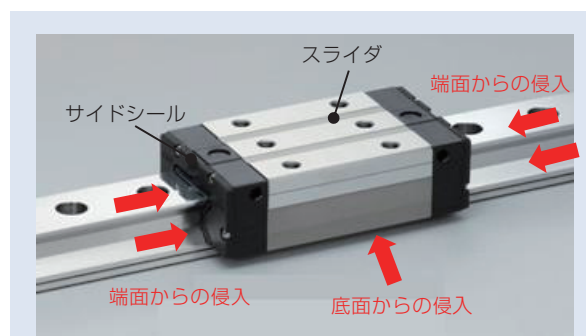


写真2 異物の侵入

Photo 2 Intrusion of foreign particles

#### 5. 高防塵 V1 シール・V1 アンダーシールの開発

JIMTOF2018 では、従来の複合加工機より進化したハイブリッド複合加工機として、金属積層成形、あるいはレーザー焼入れといった加工を組み合わせた機械が多く出展されていた。また、航空機産業向けの工作機械では、チタン合金やニッケル基超耐熱合金などの難削材を高圧クーラントにて高速切削するような技術開発が進んでいる。このような新技術においては、クーラント・加工粉、あるいはヒュームなどの異物が、より多量に飛散する可能性があり、ローラガイドにおいては、益々防塵性が重要になっている。そのため、NSKは、RA・RBシリーズに使用する高防塵 V1 シール・V1 アンダーシールを開発した。ここでは、その構成と設計および評価試験について紹介する。

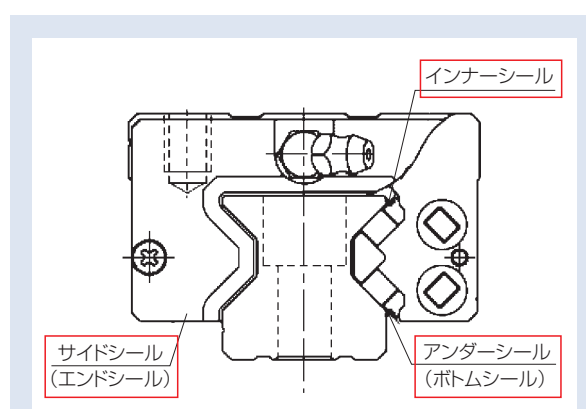


図5 RA・RBシリーズの標準シール

Fig. 5 Standard seals for RA/RB Series



レール取付穴用キャップ



レール上面カバー

写真3 レール用防塵部品

Photo 3 Dustproof parts of rail

### 5.1 シールの構成

高防塵V1シールは、潤滑を補助する部品である潤滑ユニットNSK K1と共に、スライダ端面へ組み付けられる(図6)。

V1アンダーシールは、アンダーシールの外側に組み付ける2重シール構造とし、防塵性を強化している(図7)。

### 5.2 シールの設計

ローラガイドで使用される防塵シールの多くは、初期において高い防塵性を発揮するものの、使用と共にレールとの摺動面が摩耗し、防塵性が低下する。そこで、高防塵V1シール・V1アンダーシールは、従来のゴムシールより、摩耗量が1/5程度の耐摩耗性に優れた材料を採用している(図8)。リニアガイドは、潤滑剤であるグリース、油の他、包装時に用いるさび止め油、工作機械で使用されるクーラントなど様々な油脂類に接触するため、使用される樹脂部品は耐油性が求められる。特にシール部品では、油脂に対する寸法変化を小さくする必要がある。高防塵V1シール・V1アンダーシールで採用した材料は、油脂に浸漬した条件下においても、寸法変化が小さく、シール材料として優れた特性であることを確認している(図9)。

シールの摺動面における摩耗を抑制するには、材料とともに、レールとの接触形状も検討する必要がある。シールとレールの間で生じる摺動抵抗を小さくできれば、摩耗を抑制できるためである。一般に、シールの摺動抵抗を小さくするには、そのシールのレールに対するしめしろを小さくし、接触圧力を低下させれば良い。しかし、接触圧力を低下させると、加工粉などの異物が侵入しやすくなり、防塵性も低下する。高防塵V1シール・V1アンダーシールでは、高い防塵性を



図7 V1 アンダーシール  
Fig. 7 V1 bottom seal

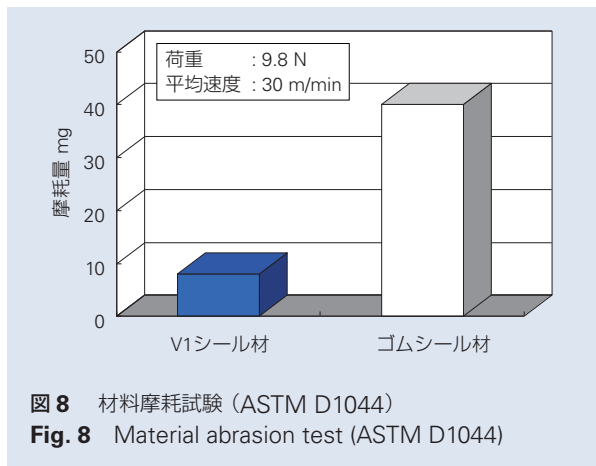


図8 材料摩耗試験 (ASTM D1044)  
Fig. 8 Material abrasion test (ASTM D1044)

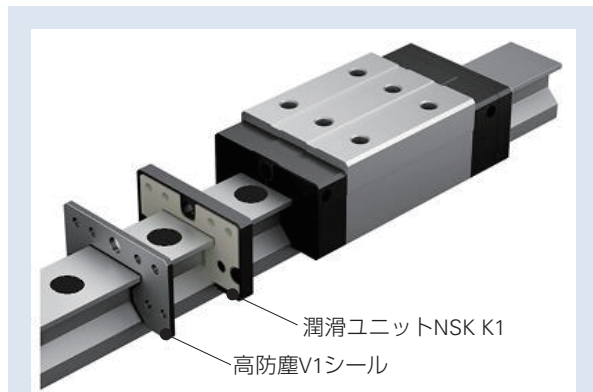


図6 高防塵V1シール  
Fig. 6 Highly dustproof V1 seal

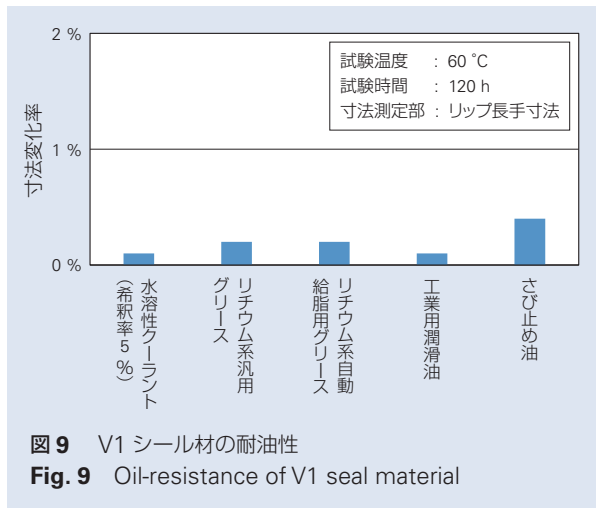


図9 V1 シール材の耐油性  
Fig. 9 Oil-resistance of V1 seal material

維持しながらも、シールの摺動抵抗を抑制するため、リップと呼ばれるレールと接触する部分のシール形状を異物の侵入方向へ僅かに傾斜させ剛性を高めるとともに、直角方向には弾性を与え、接触圧力を小さくする形状とした(図 10)。高防塵 V1 シール・V1 アンダーシールでは、従来のゴムシールと比較して、レールに対するしめしろを 3 倍程度にすることが可能となっている。その結果、異物の侵入方向に対して、高い防塵性を実現している。

高防塵 V1 シールは、レールと接触するリップ部とスライダに取り付けるシールカバーを別部品とした(図 11)。シールカバーは、ステンレス製とし、内側の樹脂部品を保護する。また、リップ部品については、用途に応じて異なる仕様の部品へ交換することも可能であり、設計の自由度を広げている。なお、V1 アンダーシールも、外面をステンレス製のカバーで保護し、スライダ本体にネジで締結する構造とし、シールの固定力を確保している。

### 5.3 シールの評価試験

高防塵 V1 シールの耐摩耗性を評価するため、シール摺動面を無潤滑状態にして走行させ、その摺動面を観察した(写真 4)。

試験の結果、比較対象である従来のゴムシールは、摺動面が著しく摩耗し、リップにむしれが認められたが、高防塵 V1 シールは、僅かな摩耗が見られる程度であり、耐摩耗性に優れていることを確認した。

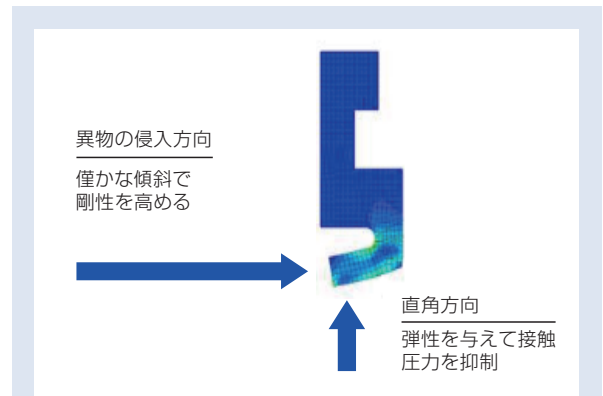


図 10 シールのリップ形状  
Fig. 10 Seal lip shape

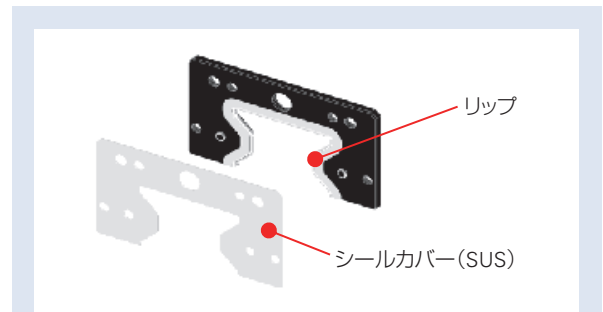
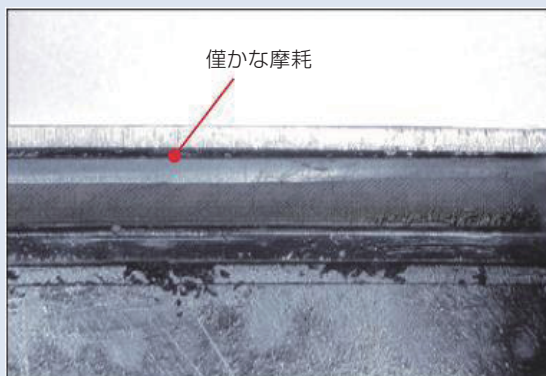


図 11 高防塵 V1 シールの構成  
Fig. 11 Design of highly dustproof V1 seal

試料 : RA35AN(中予圧)	送り速度 : 0.5 m/s
外部荷重 : 無し	ストローク : 200 mm
潤滑剤 : 無し	サイクル数 : 10 <sup>5</sup> サイクル



高防塵 V1 シール



ゴムシール

写真 4 無潤滑走行後のシール摺動面  
Photo 4 Seal contact after non-lubricated traveling

更に、高防塵 V1 シールを組み付けたローラガイドの耐久性を評価するため、異物として鋳物粉を試料の周囲に飛散させた環境下において走行試験 (図 12) を実施し、転走面の形状を測定した。

試験の結果、比較対象である従来のゴムシールを組み付けた試料は、スライダ転走面が 2.5 μm 程摩耗したのに対して、高防塵 V1 シールを組み付けた試料は、1 μm 程度であった (図 13)。更に、レール転走面では、ゴムシールを組み付けた試料において、2.5 μm 程度

の摩耗が認められたが、高防塵 V1 シールを組み付けた試料では、摩耗が認められなかった。高防塵 V1 シールによって、異物環境下におけるローラガイドの耐久性向上に効果があることを確認した。

V1 アンダーシールに関しては、実際に異物の侵入を抑制できているか評価するため、クーラントおよび鉄粉・鋳物粉を飛散させた環境下において走行させ (図 14)、スライダ内部の異物侵入状態を観察した。試験は、ローラガイドを逆さ状態に配置し、クーラントおよび鉄粉・鋳物粉が、スライダ底面より侵入しやすい状態とした。

試験の結果、比較対象である V1 アンダーシールのない試料は、スライダ内部に鉄粉・鋳物粉の侵入が認められた。V1 アンダーシールを組み付けた試料は、異物の侵入が殆ど認められず、スライダ内部は清浄な状態を維持していた (写真 5)。V1 アンダーシールによって、異物の侵入を抑制できることを確認した。

以上の評価試験によって、高防塵 V1 シール・V1 アンダーシールを組み付けたローラガイドは、加工粉・クーラントなどが飛散する環境下において、製品の信頼性が向上することを確認できた。異物の侵入によって、早期にリニアガイドの交換が必要となっているマシニングセンターなどの工作機械では、その交換サイクルを延長することが期待できる。

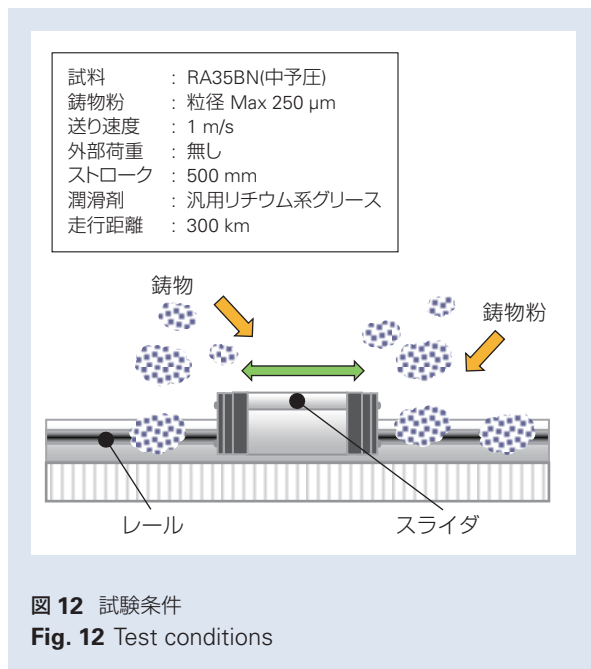


図 12 試験条件  
Fig. 12 Test conditions

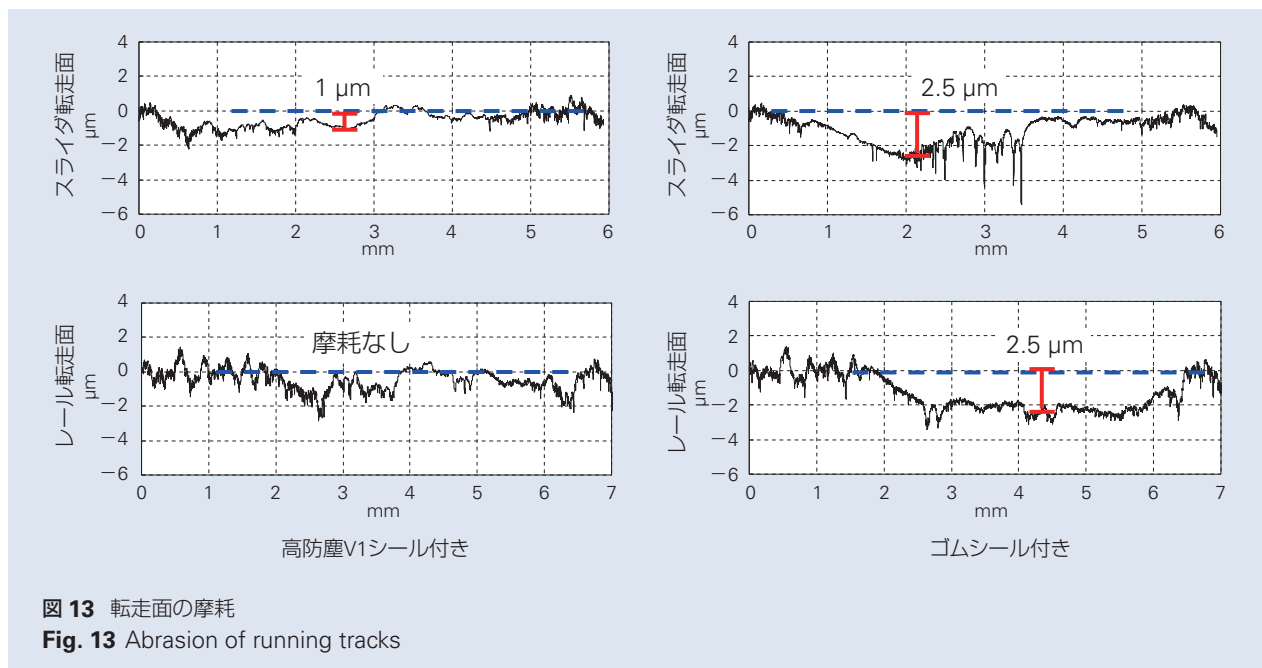
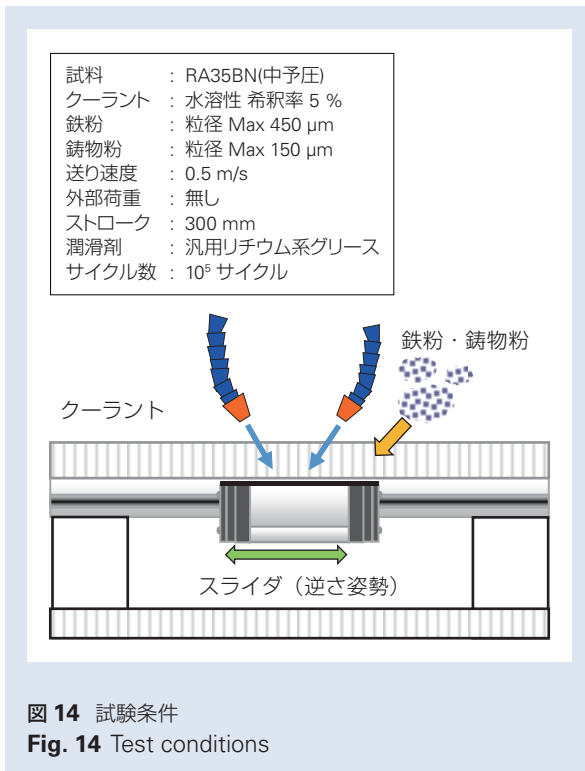
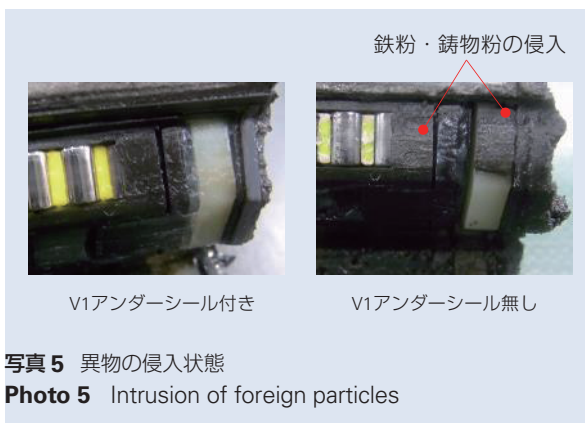


図 13 転走面の摩耗  
Fig. 13 Abrasion of running tracks



## 6. あとがき

本稿では、工作機械用ローラガイドとして開発された RA・RB シリーズを対象に、その特長および高防塵 V1 シール・V1 アンダーシールなどによる信頼性向上技術を紹介した。現在、工作機械においても、AI 技術を活用した状態監視、寿命予測が積極的に行なわれている。NSK においても、転がり軸受をはじめとした要素部品に対する状態監視、寿命予測技術の研究・開発に取り組んでいる。しかし、比較的交換の難しいリニアガイドに関しては、壊れにくく、安定した運動精度を装置寿命まで継続する製品自体の信頼性が何より重要と考える。NSK は、状態監視、寿命予測技術の研究・開発を進めるとともに、今後も継続して製品自体の信頼性向上に関する技術開発を行い、工作機械の発展に貢献したい。



## 参考文献

- 1) 中野 健太, “工作機械用リニアガイドの信頼性向上技術”, 機械設計 2019 年 3 月臨時増刊号, 63-4 (2019) 46-49.
- 2) “精機総合カタログ No.3162j, F-9 (2018), A259
- 3) “高防塵 V1 シール・V1 アンダーシール付きローラガイド” No.3334a, X-8 (2018) 1-4
- 4) 青木瑞穂, 齊藤秀徳, “工作機械用製品の技術動向”, NSK TECHNICAL JOURNAL No.691, E-1 (2019), 28-38

## 転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響 (第1報: 転がり接触下のモードII 応力拡大係数のFEM解析)

橋本 翔\*, 小俣 弘樹\*, 松永 久生\*\*



橋本 翔



小俣 弘樹

### Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 1: FEM analyses of stress intensity factor $K_{II}$ under rolling contact)

S. Hashimoto, H. Komata, H. Matsunaga



松永 久生

一般社団法人 日本機械学会の転載承認を得て、機械学会論文集 Vol.83, No.852 (2017)から転載。

It has been shown that rolling contact fatigue (RCF) test using specimen having a small drilled hole is a useful method for evaluating the effect of small defect on flaking strength of steels. In this study, RCF tests of rolling bearings having a small drilled hole were carried out. The flaking failure was considered as a problem of shear-mode fatigue crack emanating from the small defect. As a first step to quantify the crack-growth threshold on the basis of fracture mechanics, mode II stress intensity factor range,  $\Delta K_{II}$ , of a ring-shaped crack emanated around the edge of a drilled hole under the passing of a rolling element was analyzed by using finite element method. And then, the obtained values were correlated with the  $\Delta K_{II}$  values of penny-shaped cracks in an infinite body under uniform shear through the intermediary of a correlation factor,  $f_{drill}$ . The stress intensity factor of the ring-shaped crack was uniformly correlated with that of the penny-shaped crack by the single factor  $f_{drill}$  irrespective of hole diameter,  $d$ , depth of hole edge,  $h'$ , and maximum contact pressure,  $q_{max}$ , within the ranges:  $d = 0.05 \sim 0.2$  mm,  $h' = 0.05 \sim 0.345$  mm and  $q_{max} = 2.0 \sim 3.0$  GPa. The obtained results will be applied for the quantification of RCF test results shown in the subsequent paper.

1. 緒言
2. 転がり接触応力場における円盤状き裂のモードII 応力拡大係数
  - 2.1 解析対象
  - 2.2 無欠陥の場合に内輪軌道面に生じるせん断応力分布
  - 2.3 一様せん断応力場に存在する円盤状き裂のモードII 応力拡大係数
  - 2.4 転がり接触応力場に存在する円盤状き裂のモードII 応力拡大係数
3. 転がり接触応力場における微小ドリル穴エッジ部のモードII 応力拡大係数
4. 転がり接触応力場における微小ドリル穴エッジ部の応力拡大係数範囲推定式の導出
5. 結言

\* 日本精工(株)  
 \*\* 九州大学大学院工学研究院  
 九州大学水素材料先端科学研究センター  
 九州大学カーボンニュートラル・エネルギー国際研究所

## 1. 緒言

転がり軸受の「はく離」は、繰返しの接触応力による一種の疲労破壊現象である。はく離には様々なメカニズムがあることが知られているが、その一つは、転がり軸受に内包される非金属介在物からき裂が発生・進展することで引き起こされる形態である（三田村, 2008）。この形態の破壊を抑制し、転がり軸受の寿命を延長させる手段として、材料の高清浄度が有効とされている。一方で、介在物から発生する疲労き裂の進展挙動や、介在物寸法がはく離強度に及ぼす影響は、定量的に明らかにされていない。現象の定量的理解を遅らせている原因として、(i) 起点となる介在物が微小であること、(ii) 破壊起点は材料内部に存在するために破壊過程の直接的な観察が困難であること、(iii) はく離寿命の大部分を支配するせん断型疲労き裂の進展特性に不明な点が多いこと、などが挙げられる。

高硬度鋼中のせん断型疲労き裂進展については標準的な試験方法は存在せず、例えば、村上らによる DC (Double Cantilever) 型試験片を用いた試験法（村上他, 1994, 2002, Murakami et al., 2003, 2008）や、大塚らによる CT 試験片を用いた試験法（大塚他, 1994）、Matsunaga らによる丸棒試験片に静的圧縮荷重を負荷しながら繰返しねじりを負荷する方法（松永他, 2009, Matsunaga et al., 2011, Okazaki et al., 2014, 2017, Endo et al., 2015）など、独自に開発された実験方法により研究が進められている。一方、転がり疲労試験片の軌道部に微小欠陥を導入し、き裂の発生箇所を限定して観察を容易にすることで、せん断型疲労き裂の進展・停留挙動を解明する試みもなされている（Kida et al., 2004, 2006, 藤松他, 2015）。著者らも、これまでに軌道部に微小ドリル穴を付与した JIS-SUJ2 の平板試験片を用いて転がり疲労試験を実施し、せん断型疲労き裂の進展挙動を明らかにするとともに、はく離強度をき裂問題として評価する方法について検討を行ってきた（小俣他, 2012, 2013）。

本研究では、上述の研究をさらに発展させて転がり疲労強度の破壊力学的評価手法を確立することを目的とし、深溝玉軸受の内輪の軌道部にドリル穴を付与して転がり疲労試験を行う。これにより、実機レベルにおいて、はく離強度に及ぼす微小欠陥の直径と深さの影響を明らかにする。転がり接触下で非金属介在物や人工欠陥から発生・進展するき裂については、力学状態や進展挙動に不明な点が多く残されている。そこで、本報では、ドリル穴材の転がり疲労試験結果をき裂問題として定量化することを目的として、転がり接触下で種々の直径・寸法のドリル穴のエッジ部から発生し

た環状き裂について、応力拡大係数を有限要素法により解析する。そして、ドリル穴から発生したき裂の応力拡大係数の値は、次報で実施する転がり疲労試験の荷重荷条件および実験に用いるドリル穴直径・深さの範囲内で、無限体中でせん断を受ける円盤状き裂の応力拡大係数と一つの補正係数を介してほぼ一対一の関係にあることを示す。

## 2. 転がり接触応力場における円盤状き裂のモードⅡ応力拡大係数

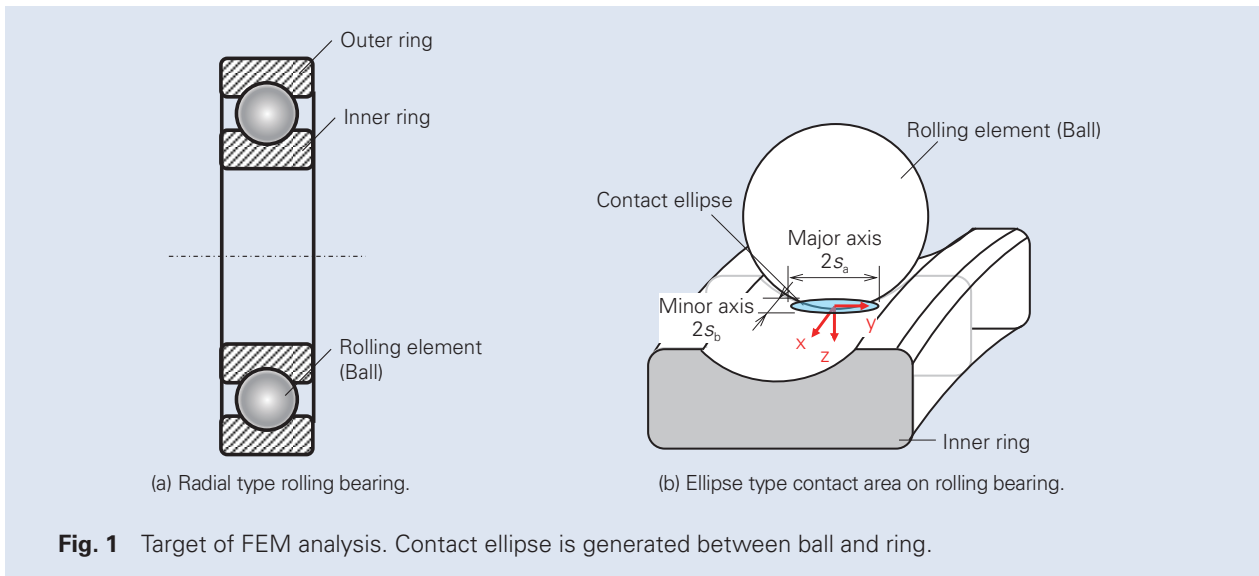
本章では、転動体（鋼球）と軌道輪（内輪）の転がり接触部直下に存在する円盤状き裂の応力拡大係数を FEM 解析により求める。

### 2.1 解析対象

図 1 に、転がり疲労試験で用いる転がり軸受（JIS-SUJ2 製深溝玉軸受）を示す。この転がり軸受では、内輪と外輪の間に等間隔で配置された転動体（直径 9.525 mm, JIS-SUJ2 製鋼球）が、荷重を受けながら内輪軌道面および外輪軌道面上を転走する。

### 2.2 無欠陥の場合に内輪軌道面に生じるせん断応力分布

汎用有限要素解析ソフト MSC. Marc 2013r1 を用い、内輪軌道面が鋼球と Hertz 接触した場合に生じる応力場を、弾性解析によって求めた。図 2 に解析モデルを示す。解析モデルは、xz 面を対称面とした 1/2 モデルである。鋼球に z 軸方向の外力を負荷して、軌道面と接触させた。xz 面に存在する節点には、対称性を考慮して y 方向の変位拘束を与えた。内輪のヤング率は 208 GPa, ポアソン比は 0.3 とした。解析対象の内輪には、4 節点 4 面体要素 (TETRA 4) を用い、接触面の最小要素寸法は 0.010 mm とした。鋼球は計算コストを考慮して剛体とした。なお、解析を簡便化するため、内輪軌道面を平面とし、軌道面と鋼球の曲率半径から計算される等価曲率半径を鋼球側に適用して鋼球形状を樽型とすることで、実験に使用する転がり軸受で生じる楕円接触を再現した。この際、鋼球が弾性体の場合と接触楕円寸法・接触面圧が等しくなるように、鋼球寸法を調整した。表 1 に、鋼球 (表 1 に添字 e で表す) および内輪軌道面 (表 1 中に添字 w で表す) の寸法を示す。また、表 2 に、それらを接触させた場合の接触楕円寸法 (短半径  $s_b$ , 長半径  $s_a$ ) および最大接触面圧  $q_{max}$  を、FEM 解析と Hertz の接触理論により計算した結果を示す。表 2 に示すように、表 1 に示した寸法値を用いることによって、



**Fig. 1** Target of FEM analysis. Contact ellipse is generated between ball and ring.

**Table 1** Sizes and material properties of contact bodies for evaluation.

	Actual size	Equivalent size	Used value in FEM analysis
Curvature radius 1 of rolling element, $R_{e1}$ [mm]	9.525/2	3.787	7.574
Curvature radius 2 of rolling element, $R_{e2}$ [mm]	9.525/2	399.2	800
Curvature radius 1 of raceway, $R_{w1}$ [mm]	18.49	$\infty$ : Flat	$\infty$ : Flat
Curvature radius 2 of raceway, $R_{w2}$ [mm]	- 4.82	$\infty$ : Flat	$\infty$ : Flat
Young's modulus of rolling element, $E_e$ [GPa]	208	208	$\infty$ : Rigid
Young's modulus of raceway, $E_w$ [GPa]	208	208	208
Poisson's ratio of rolling element, $\nu_e$	0.3	0.3	- : Rigid
Poisson's ratio of raceway, $\nu_w$	0.3	0.3	0.3

**Table 2** Size of calculated contact area and maximum contact pressure.

	Rolling bearing (Hertz theory) Elastic ball / Elastic raceway	Flat plate (FEM analysis) Rigid element / Elastic plate
Applied load on rolling element, $F$ [N]	4645.8	4645.8
Semi-major axis of contact area, $s_a$ [mm]	3.722	3.625
Semi-minor axis of contact area, $s_b$ [mm]	0.198	0.195
Maximum contact pressure, $q_{max}$ [GPa]	3.00	3.03



より簡便な FEM モデルを用いて、弾性体同士の接触状態と等価な結果が得られることがわかる。なお、本解析では、鋼球と内輪軌道面の接触による摩擦は考慮していない。

図 3 に、 $q_{max} = 3.0 \text{ GPa}$  の場合の内輪内部のせん断応力分布  $\tau_{xz}$  の解析結果を示す。このとき、 $\tau_{xz}$  が最大となる深さ  $z_0$  は、Lundberg の厳密解 (Lundberg and Palmgren, 1947) では  $z_0 = 0.099 \text{ mm}$  となるのに対し、本解析では  $z_0 = 0.100 \text{ mm}$  となり、両者はほぼ一致した。図 4 (a) に、深さ  $z = 0.100 \text{ mm}$  と  $z = 0.200 \text{ mm}$  における  $x$  方向のせん断応力  $\tau_{xz}$  の分布を示す。図 4 (b) に、せん断応力  $\tau_{xz}$  が最大となる  $x = 0.172 \text{ mm}$  における  $z$  方向のせん断応力  $\tau_{xz}$

の分布を示す。鋼球が荷重を受けながら内輪軌道面を移動すると、軌道面内部では両振りのせん断応力が発生する。図 4 (a) および (b) には、Lundberg の式によって得られたせん断応力分布の厳密解も実線で示した。本解析によって得られたせん断応力の値は、厳密解とほぼ一致した。すなわち、本解析方法により、鋼球と内輪軌道輪の Hertz 接触を正確に再現できることが示された。

### 2.3 一様せん断応力場に存在する円盤状き裂のモード II 応力拡大係数

FEM によるモード II 応力拡大係数  $K_{II}$  の解析方法を検討するため、図 2 の解析モデルの内輪内部に、

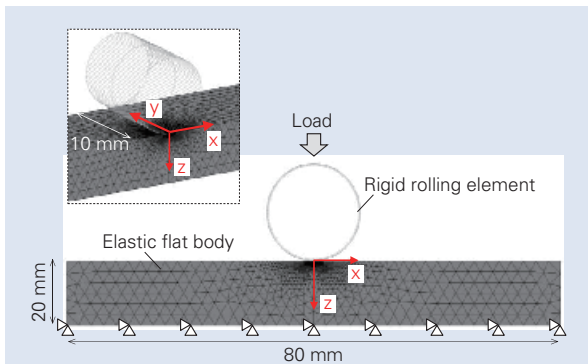


Fig. 2 FEM model of contact between rigid rolling element and elastic flat body. The ball is rigid barrel-shaped body and the raceway is elastic flat body.

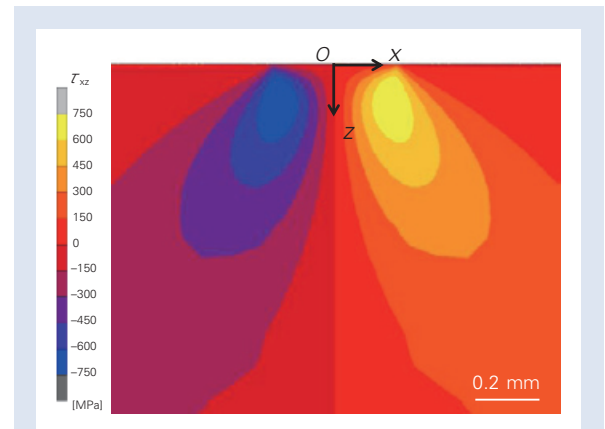
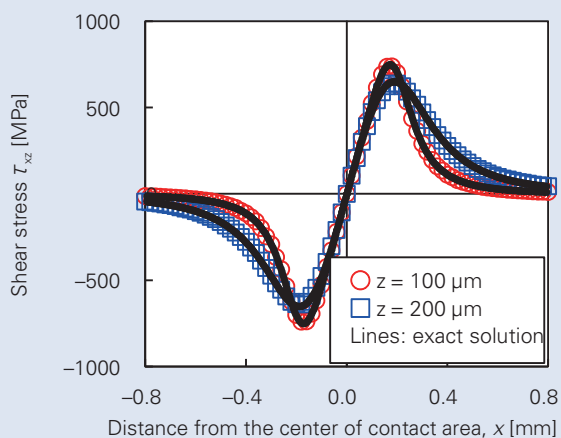
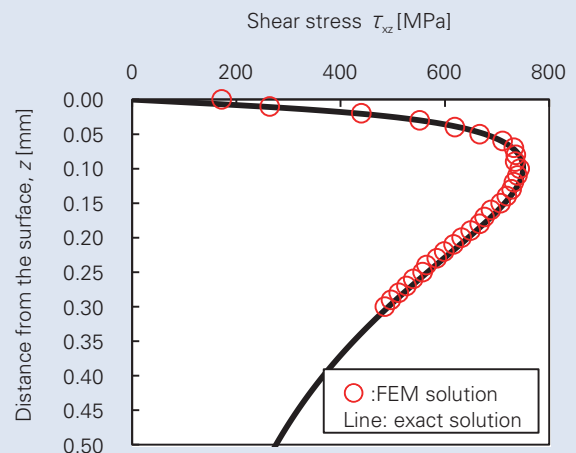


Fig. 3 Example of contour map of shear stress  $\tau_{xz}$  in smooth specimen ( $q_{max} = 3.0 \text{ GPa}$ ).



(a)  $\tau_{xz}$  at  $z = 0.1 \text{ mm}$  and  $z = 0.2 \text{ mm}$



(b)  $\tau_{xz}$  at  $x = 0.172 \text{ mm}$

Fig. 4 Distribution of shear stress  $\tau_{xz}$  in  $x$  direction (a) and  $z$  direction (b) in smooth specimen. The shear stress distribution obtained by FEM corresponded to the exact solution by Lundberg and Palmgren.

図5に示すような半径  $a$  の円盤状き裂を導入した。図6に、一例として、半径  $a = 0.010$  mm の円盤状き裂を深さ  $z = 0.100$  mm の位置に配置した解析モデルを示す。内輪軌道面に固着接触させた剛体面に  $x$  軸方向の外力を加えることにより、解析対象中央のき裂部に一様なせん断応力  $\tau_{xz0}$  を作用させた。き裂面の摩擦係数は0とした。その他の境界条件は、図2のモデルと同様である。図5に示したようなせん断を受ける円盤状き裂においては、き裂前縁に沿って変形モードは、モードII～混合モード（モードII+モードIII）～モードIIIと変化し、図5のA点において純粋なモードIIとなる。本解析では、このA点における  $K_{II}$  を、き裂半径  $a = 0.005$  mm, 0.010 mm, 0.020 mm, 0.050 mm, 0.100 mm, 0.200 mm, 0.400 mm の場合について求めた。応力の特異点となるき裂先端の近傍では要素を細分化し、節点間距離を0.0004 mmとした。

図7に、解析結果の例として、図6のき裂半径  $a = 0.010$  mm のモデルに  $\tau_{xz0} = 750$  MPa を作用させた場合のき裂周辺の  $\tau_{xz}$  のコンター図を示す。図8に示すように、き裂先端から  $x$  軸と平行な方向に  $\tau_{xz}$  の分布を取得し、式(1)を用いて、各節点から求まる仮の応力拡大係数  $K_{II}^*$  を算出した。

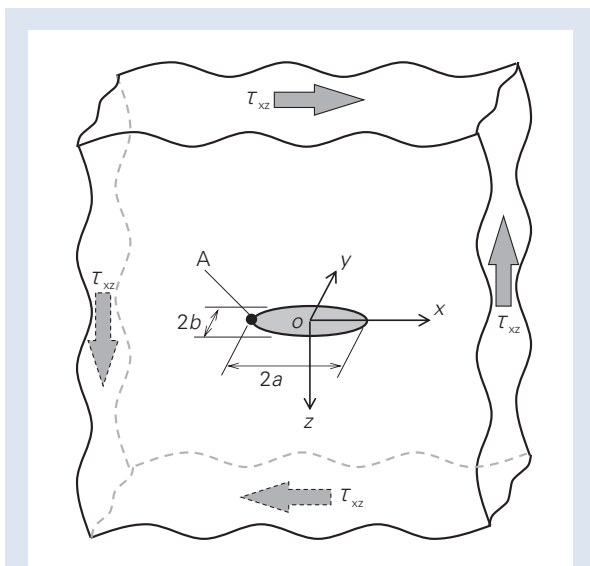
$$K_{II}^* = \tau_{xz} \cdot \sqrt{2\pi r} \quad (1)$$

ここで、 $r$  は各節点とき裂先端の距離である。図9に、 $K_{II}$  を応力外挿法(石田, 1976)によって求めた例を示す。応力外挿法は、各節点から得られる  $K_{II}^*$  をき裂先端からの距離  $r$  に対してプロットし、近似直線の外挿によって  $r = 0$  での  $K_{II}^*$  ( $= K_{II}$ ) を得る方法である。なお、図9からもわかるように、き裂先端のごく近傍の節点から得られる  $K_{II}^*$  の値は、特異応力場に対して要素の細かさが十分ではないことに起因して真値から乖離するため、近似直線の対象データから除外した。表3に、き裂半径  $a$  を0.005 mm から0.400 mm の範囲で変化させた場合の  $K_{II}$  の計算結果を示す。

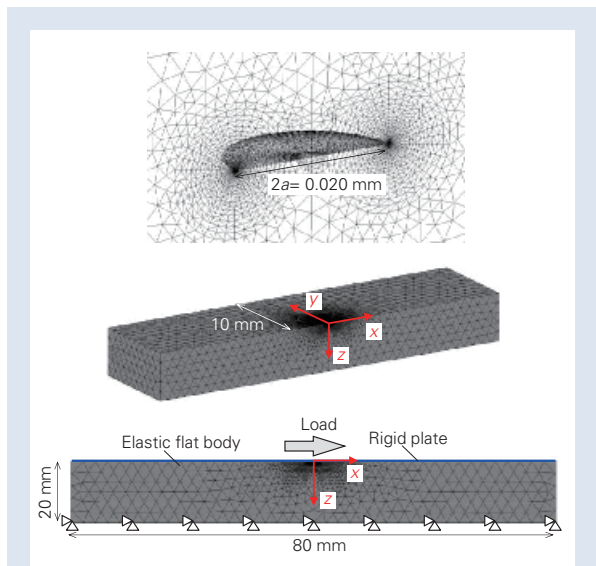
一方、せん断応力  $\tau$  を受ける無限体中に存在する半径  $a$  の円盤状き裂の応力拡大係数(以降、 $K_{II0}$  とする)は、Kassirらの解析解(Kassir and Sih, 1966)から求まる。図5に示すような円盤状き裂の  $x$  軸上のA点における  $K_{II0}$  は次式で与えられる。

$$K_{II0} = \frac{4}{(2-\nu)\pi} \tau \sqrt{\pi a} \quad (2)$$

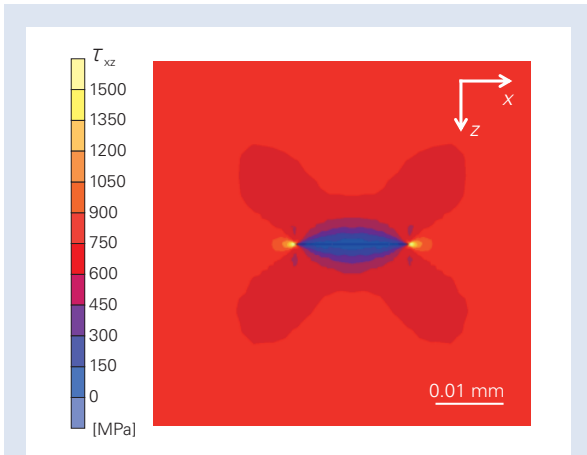
ここで、 $\nu$  はポアソン比である。表3に、FEM解析および式(2)から得られた  $K_{II}$  の値を示す。両者はほぼ一致していることから、本FEM解析方法は  $K_{II}$  の解析に対して十分な精度を有しているといえる。



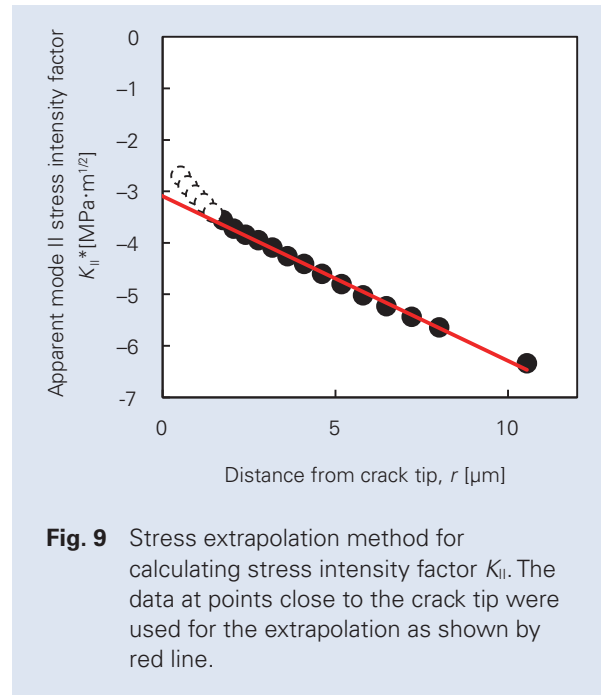
**Fig. 5** Penny-shaped crack in an infinite elastic body. The crack is deformed by pure mode II at point A.



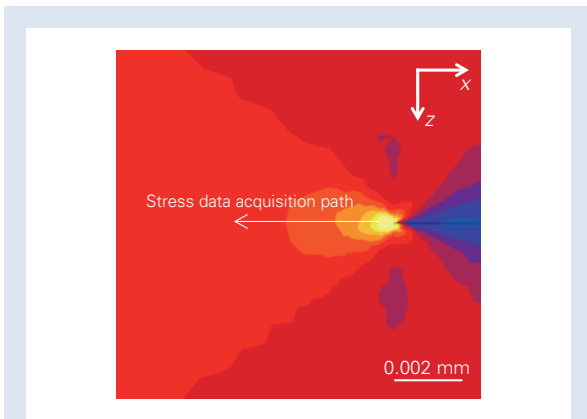
**Fig. 6** FEM model of elastic body under shear including a penny-shaped crack.



**Fig. 7** Example of contour map of shear stress  $\tau_{xz}$  around penny-shaped crack.



**Fig. 9** Stress extrapolation method for calculating stress intensity factor  $K_{II}$ . The data at points close to the crack tip were used for the extrapolation as shown by red line.



**Fig. 8** Path of stress data acquisition near crack tip for which  $K_{II}$  was calculated.

**Table 3** Comparison in stress intensity factors between FEM solution and exact solution.

Radius of crack $a$ [mm]	Mode II stress intensity factor $K_{II}$ [MPa · m <sup>1/2</sup> ]		FEM solution / Exact solution [%]
	FEM solution	Exact solution by Kassir & Sih	
0.005	2.19	2.23	98.3
0.010	3.09	3.15	98.2
0.020	4.44	4.45	99.8
0.050	6.86	7.04	97.4
0.100	9.82	9.96	98.7
0.200	13.91	14.08	98.8
0.400	19.83	19.91	99.6

2.4 転がり接触応力場に存在する円盤状き裂のモードII 応力拡大係数

図2に示した転がり接触モデルに、図6で示したような半径  $a$  の円盤状き裂を配置した。圧縮接触させた鋼球を移動させることにより、転がり接触応力場に存在する円盤状き裂の  $K_{II}$  を求めた。図10に、一例として、半径  $a = 0.010$  mm の円盤状き裂を、軌道面から深さ  $z = 0.100$  mm の位置に配置した場合の解析モデルを示す。鋼球の移動に伴う図11中のB点での  $K_{II}$  の変化を調べるため、鋼球を円盤状き裂から十分離れた位置(き裂の中心を  $x = 0$  として、 $x = -0.6$  mm の位置)で圧縮接触させ、接触状態を維持しながら  $x = +0.6$  mm まで移動させた。本解析では、図6のモデルによる解析と同様に、き裂半径  $a$  が 0.005 mm, 0.010 mm, 0.020 mm, 0.050 mm, 0.100 mm, 0.200 mm, 0.400 mm の円盤状き裂を、深さ  $z = 0.100$  mm の位置に配置した。鋼球に加える荷重は、最大接触面圧  $q_{max}$  が 3.0 GPa となるように調整した。なお、本解析の転がり軸受モデルに最大接触面圧  $q_{max}$  が 3.0 GPa となるように荷重を负荷した場合、 $\tau_{xz}$  は深さ  $z = 0.100$  mm の位置で最大値をとる。円盤状き裂の深さは、 $\tau_{xz}$  の最大値が発生する深さと一致させ、 $z = 0.100$  mm とした。本FEM解析では、鋼球が 0.020 mm 移動する毎に  $K_{II}$  を求めた。

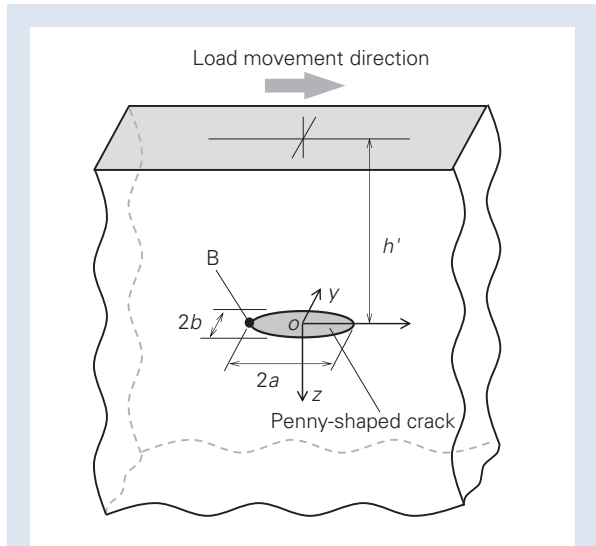


Fig. 11 Penny-shaped crack under rolling contact. The change in the value of  $K_{II}$  at point B was evaluated.

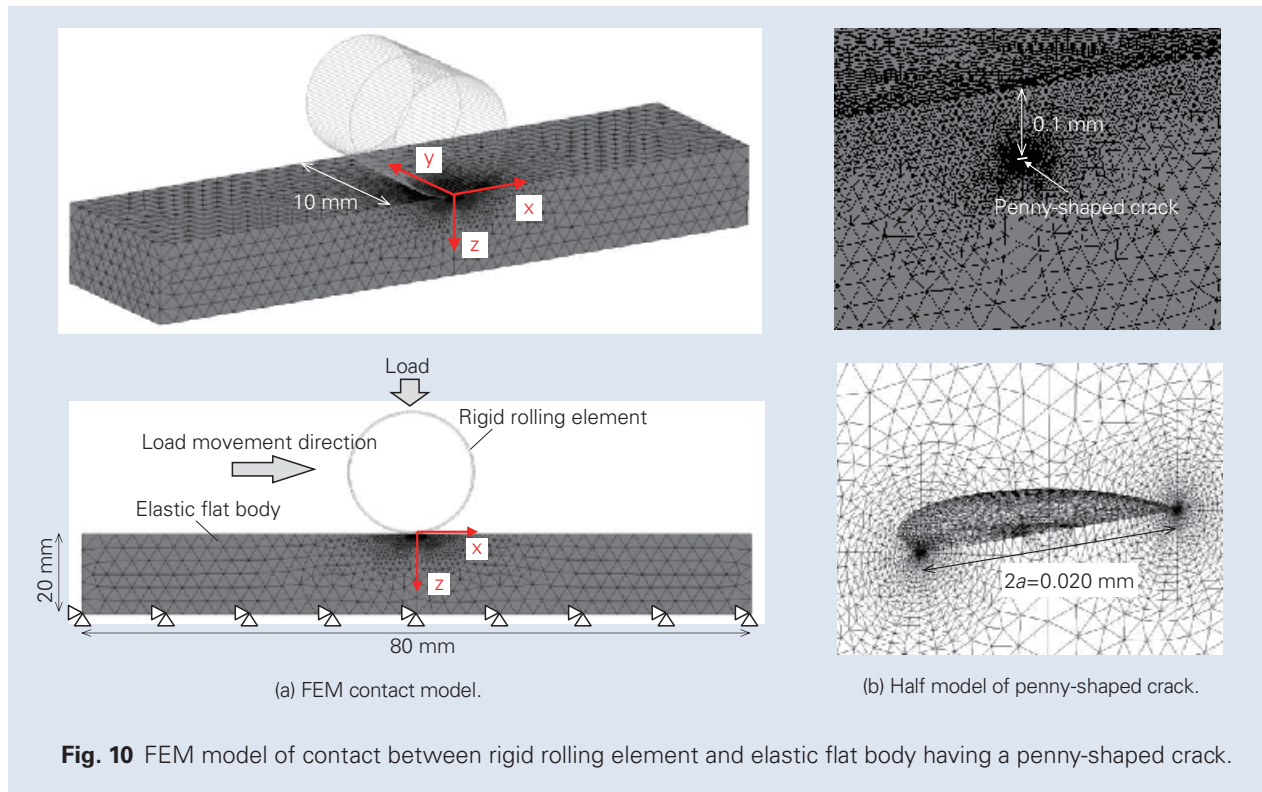


Fig. 10 FEM model of contact between rigid rolling element and elastic flat body having a penny-shaped crack.

図 12 に、半径  $a$  が 0.010 mm, 0.050 mm, 0.100 mm の円盤状き裂について、鋼球が軌道面を移動した場合の  $K_{II}$  の変化を示す。いずれの場合においても、鋼球の移動に伴い、 $K_{II}$  は負のピークから正のピークへと変化した。このときの正負のピークの差分をモード II 応力拡大係数範囲  $\Delta K_{II}$  として、各き裂半径  $a$  について計算した。図 13 に、き裂半径  $a$  と  $\Delta K_{II}$  の関係について、FEM 解析結果と次式で与えられる Kassir らの解析解を比較した結果を示す。

$$\Delta K_{II0} = \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\pi a} \quad (3)$$

ここで、 $\Delta\tau$  は無限体に遠方で作用するせん断応力範囲である。転がり接触応力場では、両振りのせん断応力が作用するので、円盤状き裂の深さにおける  $\tau_{xz}$  を公称せん断応力として用いると、 $\Delta\tau$  は次式で表される。

$$\Delta\tau = 2\tau_{xz} \quad (4)$$

Lundberg の厳密解によると、本解析条件では深さ  $z = 0.100$  mm で  $\tau_{xz} = 750$  MPa となるので、この値を公称せん断応力として用いた。図 13 より、き裂半径  $a$  が 0 ~ 0.1 mm の範囲では、転がり接触応力場における円盤状き裂の  $\Delta K_{II}$  は  $\Delta K_{II0}$  と一致することがわかる。一方、 $a > 0.1$  mm では、両者は乖

離し、転がり接触下のき裂の  $\Delta K_{II}$  は  $\Delta K_{II0}$  を下回った。すなわち、鋼球と内輪軌道面が転がり接触する場合においても、半径  $a = 0.1$  mm 程度までの円盤状き裂に対しては、き裂が存在する深さに作用する  $\tau_{xz}$  を公称せん断応力として、 $\Delta K_{II}$  を式 (3) により精度良く求めることができる。

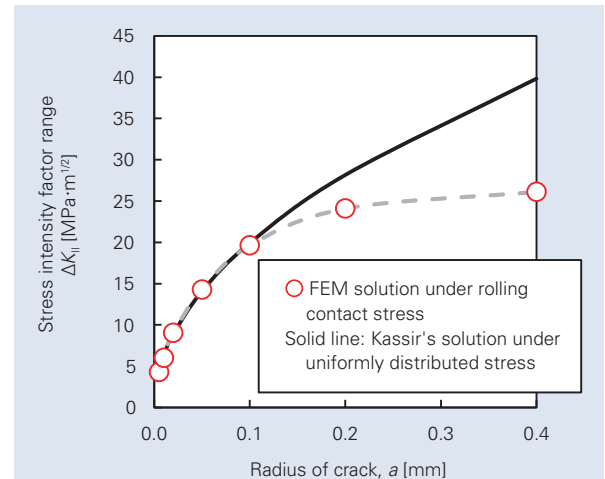


Fig. 13 Change in stress intensity factor range as a function of crack radius.  $\Delta K_{II}$  corresponds to  $\Delta K_{II0}$  within the range:  $a = 0 \sim 0.1$  mm.

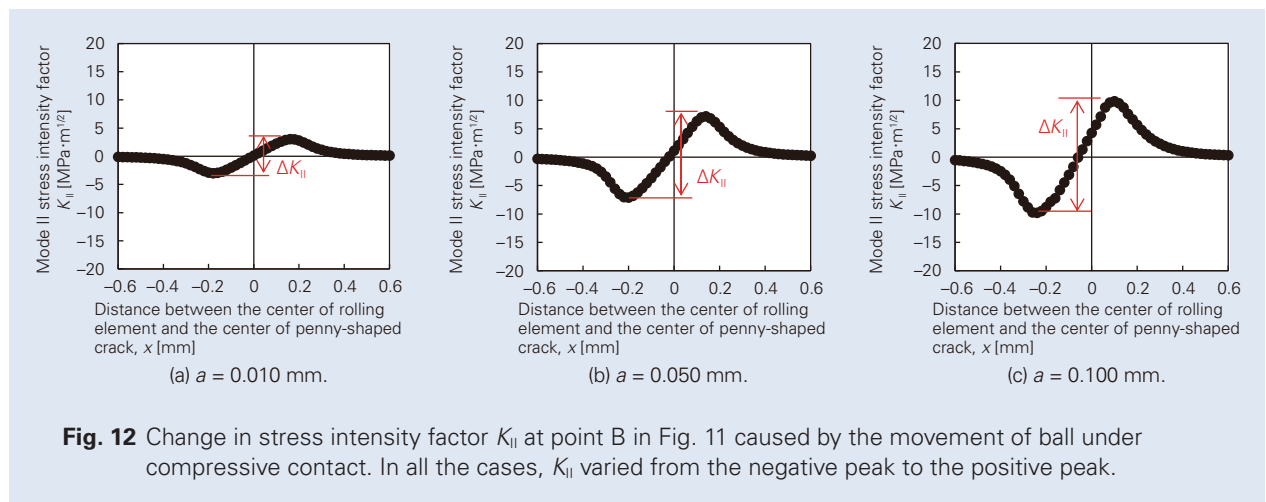


Fig. 12 Change in stress intensity factor  $K_{II}$  at point B in Fig. 11 caused by the movement of ball under compressive contact. In all the cases,  $K_{II}$  varied from the negative peak to the positive peak.

### 3. 転がり接触応力場における微小ドリル穴エッジ部のモードII 応力拡大係数

前章において、転がり接触応力場中に存在する円盤状き裂のモードII 応力拡大係数範囲 $\Delta K_{II}$ は、FEM 解析により精度良く求められることを示した。また、本研究で解析対象とした軸受においては、き裂半径が $a \leq 0.1$  mm と小さい場合、 $\Delta K_{II}$ は一樣せん断応力場に存在するき裂と等価として評価できることも明らかとなった。続いて本章では、内輪の軌道部に図14に示すようなドリル穴が存在する場合を対象とする。ドリル穴のエッジ部から発生した環状き裂について、図10の円盤状き裂の場合と同様のモデルを用いて解析を行う。

図15に、内輪に直径 $d = 0.100$  mm、エッジ深さ $h' = 0.064$  mmのドリル穴を付与した深溝玉軸受を用いて、最大接触面圧 $q_{max} = 2.5$  GPaの条件で、応力繰返し数 $N = 2.6 \times 10^8$  サイクルまで転がり疲労試験を行った後の、ドリル穴断面の写真を示す。実験方法や結果の詳細については、次報で述べる。図15に示したように、ドリル穴エッジ部には停留状態とみられる微小き裂が観察された。このような停留き裂は、ドリル穴の直径と深さが異なる他の試験片においても観察され、それらの大きさは概ね0.01 mm程度であった。また、著者らが過去に実施した軸受鋼の転がり疲労試験においても、非破壊の試験片において同様なき裂が観察されている(小俣他, 2013)。このような試験片のはく離限界を疲労き裂の伝ば停留限界として定量化するために、ドリル穴エッジ部に上述の環状の微小き裂(き裂長さ $a' = 0.010$  mm)を導入し解析を行った。図16に、一例として、ドリル穴直径 $d = 0.100$  mm、エッジ深さ $h' = 0.100$  mmのドリル穴を有する内輪と、内輪に圧縮接触する鋼球で構成される解析モデルを示す。

本解析では、ドリル穴直径 $d$ を0.050 mm、0.075 mm、0.100 mm、0.200 mmとし、各直径に対してエッジ深さ $h'$ を0.050 mm、0.100 mm、0.220 mm、0.345 mmと変化させた。鋼球の移動に伴う図17中のC点での $K_{II}$ の変化を調べるため、図11に示した円盤状き裂の場合と同様に、鋼球をドリル穴から十分離れた位置(ドリル穴中心位置を $x = 0$ として、 $x = -0.6$  mmの位置)で圧縮接触させ、接触状態を維持しながら $x = +0.6$  mmまで移動させた。鋼球には、 $q_{max} = 3.0$  GPa、2.5 GPa および 2.0 GPaに相当する荷重を负荷した。表4に、最大接触面圧 $q_{max}$ 、接触楕円の短半径 $s_0$ 、せん断応力 $\tau_{xz}$ の最大値とその発生深さ $z_0$ 、ドリル穴のエッジ深さ $z = h'$ に作用するせん断応力 $\tau_{xz}$ をまとめる。なお、本解析に

おいても、鋼球が0.020 mm移動する毎に、円盤状き裂と同様の手法で、ドリル穴エッジ部のき裂の $K_{II}$ を求めた。

図18に、解析結果の例として、図16に示した解析モデル(ドリル穴直径 $d = 0.100$  mm、エッジ深さ $h' = 0.100$  mm)のC点における $K_{II}$ の変化を示す。ドリル穴エッジのき裂においても、円盤状き裂の場合と同様に、鋼球の移動に伴い、 $K_{II}$ は負のピークから正のピークへ変化した。ただし、応力拡大係数の正負ピークの比 $K_{II \text{ min}} / K_{II \text{ max}}$ は、円盤状き裂の場合が-1であったのに対して、ドリル穴エッジのき裂の場合は約-2.7であった。この違いは、ドリル穴部に応力を受け持つ弾性体が存在しないことによって生じたと考えられる。この $K_{II}$ の正負のピークの差分 $\Delta K_{II}$ を、種々のドリル穴直径 $d$ と深さ $h'$ 、接触面圧条件 $q_{max}$ の組み合わせについて計算した。図19に、それらの結果を、ドリル穴を含むき裂半径 $(d/2 + a')$ と $\Delta K_{II}$ の関係として示す。また、図19には、式(3)において、き裂半径を $a = (d/2 + a')$ とし、エッジ深さ $h'$ に作用する公称せん断応力範囲 $\Delta \tau$ を用いて求めた $\Delta K_{II}$ の値も併せて実線で示している。2章で示したように、転がり接触応力場に存在する円盤状き裂の $\Delta K_{II}$ は、き裂半径 $a$ が0.1 mmよりも小さい場合、一樣応力場に存在するき裂の解析解から求まる $\Delta K_{II0}$ とほぼ一致する。これに対し、ドリル穴エッジ部から発生したき裂の $\Delta K_{II}$ は、 $(d/2 + a') \leq 0.1$  mmの場合でも円盤状き裂の $\Delta K_{II}$ より小さかった。この違いも、ドリル穴部に応力を受け持つ弾性体が存在しないことによるものと推定される。また、ドリル穴直径が大きいはほど、両者の乖離は増大した。これらの傾向は最大接触面圧によらず、 $q_{max}$ が2.0 GPaから3.0 GPaの範囲では同様であった。また、種々のエッジ深さ( $h' =$

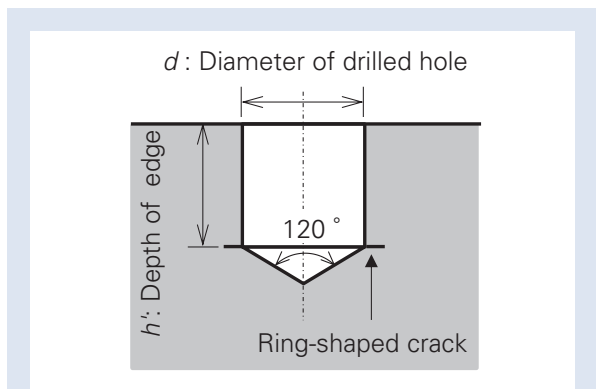
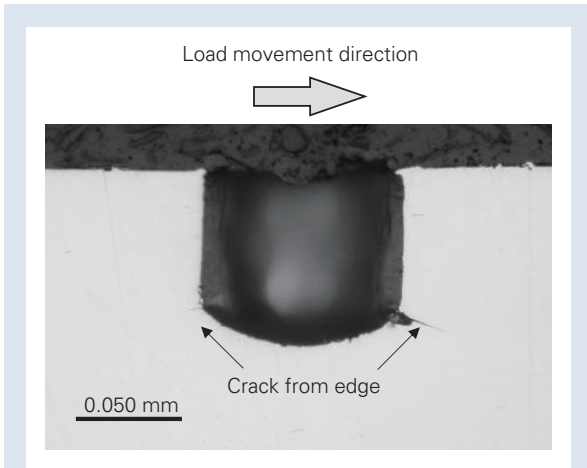
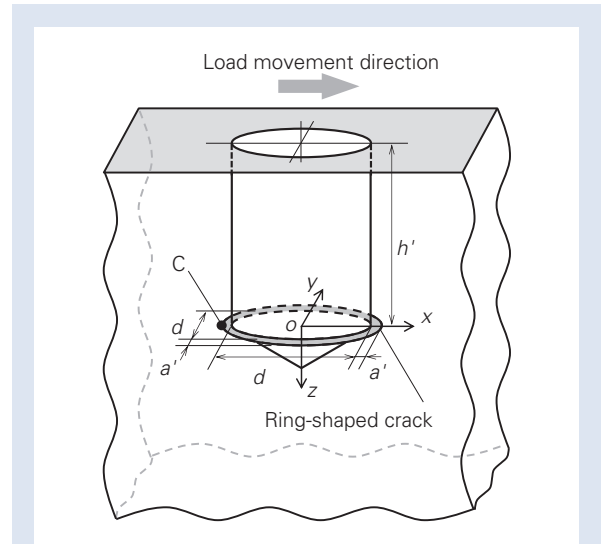


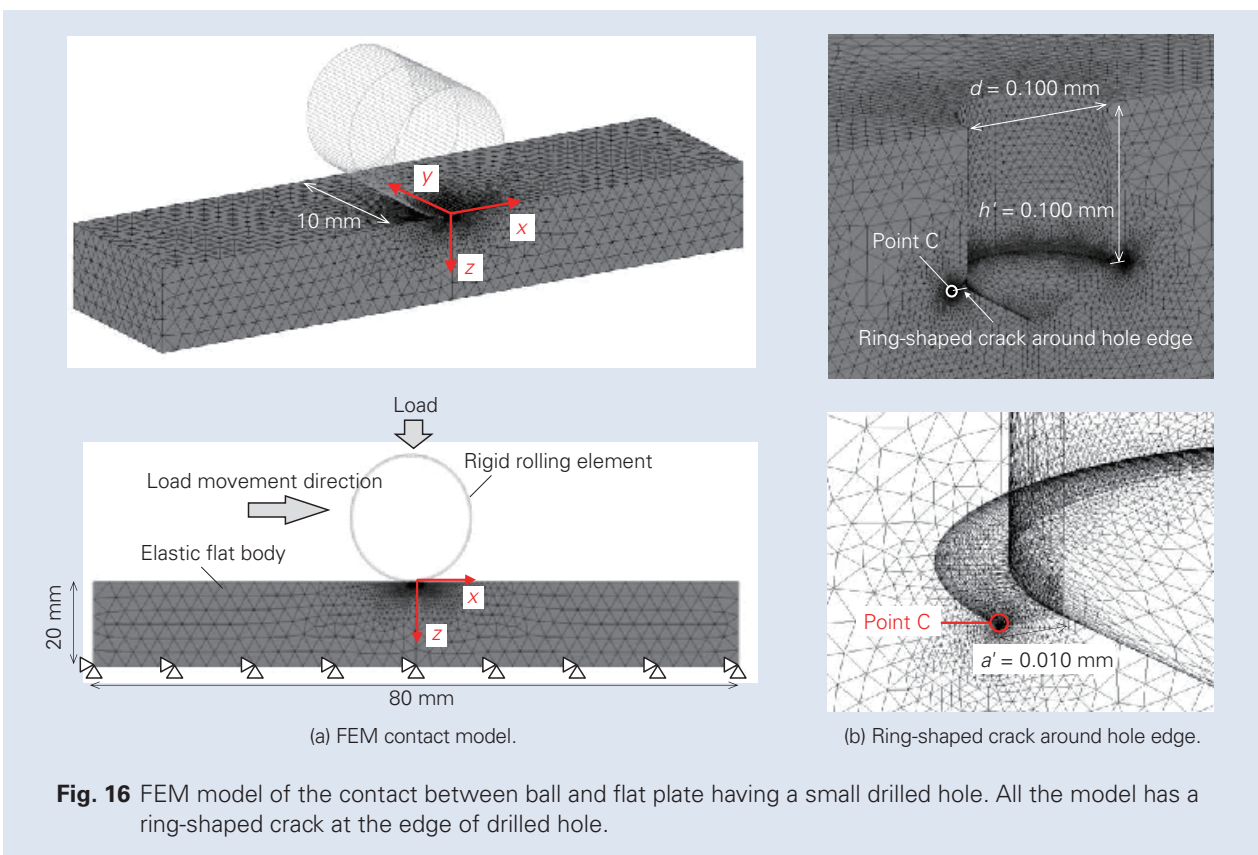
Fig. 14 Geometry of drilled hole. The drilled hole has a ring-shaped crack at the edge.



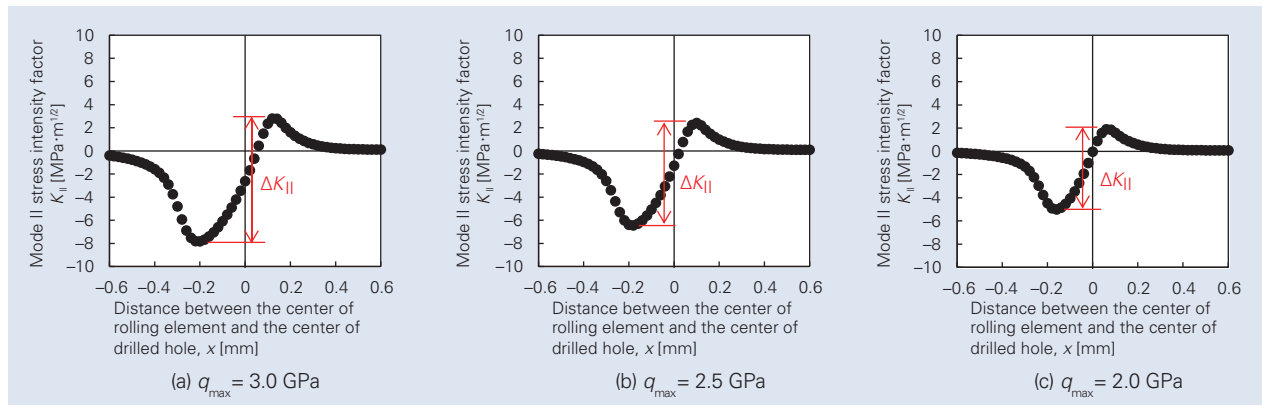
**Fig. 15** Cross section of drilled hole after fatigue test. ( $q_{max} = 2.5$  GPa,  $N = 2.6 \times 10^8$  cycle) Small cracks were observed at the hole edge.



**Fig. 17** Ring-shaped crack emanated from hole edge under rolling contact. The change in  $K_{II}$  at point C was evaluated.



**Fig. 16** FEM model of the contact between ball and flat plate having a small drilled hole. All the model has a ring-shaped crack at the edge of drilled hole.



**Fig. 18** Change in stress intensity factor  $K_{II}$  at point C in Fig.17 caused by the movement of ball under compressive contact :  $d = 0.100$  mm,  $h' = 0.100$  mm. In common with the cases of penny-shaped crack,  $K_{II}$  varied from the negative peak to the positive peak.

**Table 4** Results of FEM analysis for different maximum contact pressures and hole depths.

	Load case 1	Load case 2	Load case 3
Maximum contact pressure, $q_{max}$ [GPa]	3.00	2.50	2.00
Applied load force to rolling element, $F$ [N]	4645.8	2684.5	1375.4
Semi-major axis of contact area, $s_a$ [mm]	3.722	3.100	2.480
Semi-minor axis of contact area, $s_b$ [mm]	0.198	0.165	0.132
Maximum value of shear stress, $\tau_{xz}$ [MPa]	750	625	500
Depth that maximum shear stress works, $z_0$ [mm]	0.099	0.083	0.066
Shear stress $\tau_{xz}$ at $z = 0.050$ mm [MPa]	681	591	491
Shear stress $\tau_{xz}$ at $z = 0.100$ mm [MPa]	750	619	477
Shear stress $\tau_{xz}$ at $z = 0.220$ mm [MPa]	624	471	326
Shear stress $\tau_{xz}$ at $z = 0.345$ mm [MPa]	474	343	227

0.05 mm, 0.100 mm, 0.220 mm, 0.345 mm) において同様の傾向が確認された。

#### 4. 転がり接触応力場における微小ドリル穴エッジ部の応力拡大係数範囲推定式の導出

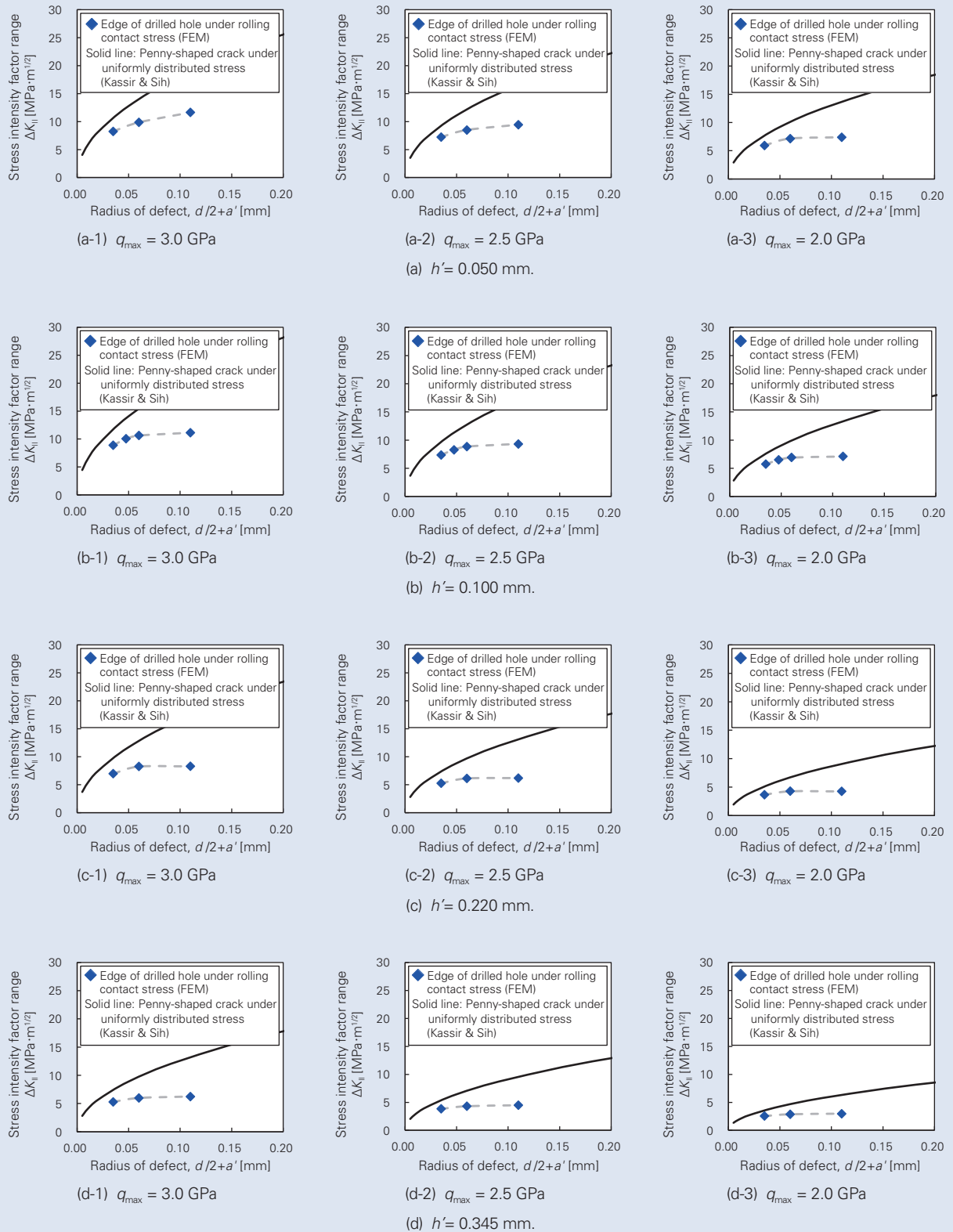
本章では、せん断を受ける無限体中の円盤状き裂とドリル穴エッジ部のき裂について、モードII 応力拡大係数を比較する。2～3章の検討結果から、転がり接触応力場においてドリル穴エッジ部周囲に存在する環状き裂の $\Delta K_{II}$  (以降、 $\Delta K_{II, drill}$  と称する)は、エッジ深さ  $h'$  に発生する  $\tau_{xz}$  を公称せん断応力として Kassirらの解析解 (式 (3)) から計算される $\Delta K_{II0}$  に対して、一定の傾向を示すことが明らかとなった。ここでは、 $\Delta K_{II, drill}$  と $\Delta K_{II0}$  の関係を、相関係数  $f_{drill}$  を用いて式(5)のように表す。

$$\Delta K_{II, drill} = f_{drill} \cdot \Delta K_{II0} = f_{drill} \cdot \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\left(\frac{d}{2} + a'\right)}$$

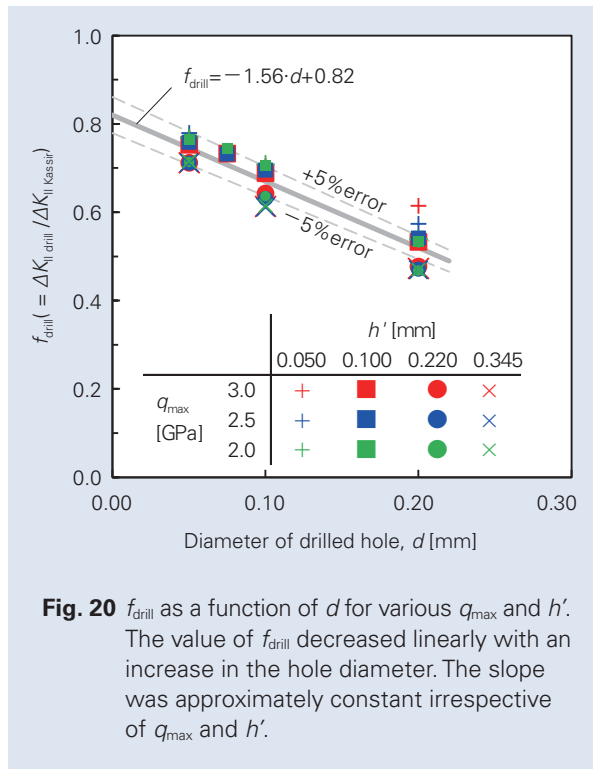
(5)

ここで、 $\Delta\tau$  はドリル穴エッジ深さ  $h'$  に作用する公称せん断応力  $\tau_{xz}$  を用いて式(4)で得られる。 $f_{drill}$  に及ぼす欠陥寸法の影響を考える場合、ドリル穴の場合はドリル穴径  $d$  とドリル穴エッジ深さ  $h'$  の影響を考慮する必要があるが、ドリル穴深さ  $h'$  の影響はせん断応力  $\tau_{xz}$  として $\Delta K_{II}$  の計算で考慮されているため、ここではドリル穴径  $d$  についてその影響度を評価する。**図 20** に、**図 19** に示した一連の解析結果をもとに $\Delta K_{II, drill}$  の $\Delta K_{II0}$  に対する比 (すなわち  $f_{drill}$ ) を各  $q_{max}$ , 各  $h'$  について求め、ドリル穴直径  $d$  に対してプロットした結果を示す。ドリル穴直径の増加とともに、 $\Delta K_{II, drill}$  は、 $\Delta K_{II0}$  に対し線形的に減少した。この傾向は最大





**Fig. 19** Stress intensity factor range as a function of defect size at four different edge depths.  $\Delta K_{II}$  values of the hole-edge cracks were smaller than those of penny-shaped cracks.



**Fig. 20**  $f_{drill}$  as a function of  $d$  for various  $q_{max}$  and  $h'$ . The value of  $f_{drill}$  decreased linearly with an increase in the hole diameter. The slope was approximately constant irrespective of  $q_{max}$  and  $h'$ .

接触面圧  $q_{max}$  やエッジ深さ  $h'$  によらずほぼ一定であった。そこで、 $f_{drill}$  を、ドリル穴直径  $d$  の関数として次式で表す。

$$f_{drill} = A \cdot d + B \tag{6}$$

ここで、 $A$  および  $B$  は定数である。図 20 に示した結果を最小二乗法により回帰すると、 $A = -1.56$ 、 $B = 0.82$  となる。したがって、 $\Delta K_{II, drill}$  は次式で表される。

$$\Delta K_{II, drill} = (-1.56 \cdot d + 0.82) \cdot \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\pi \left( \frac{d}{2} + a' \right)} \tag{7}$$

表 5 に、各ドリル穴寸法・荷重条件について、式(7)を用いて計算した  $\Delta K_{II, drill}$  と FEM により計算した  $\Delta K_{II, drill}$  の比較を示す。 $d = 0.200$  mm、 $h' = 0.050$  mm の場合、すなわち  $h'/d$  が 0.25 とドリル穴直径に比べてエッジ深さが小さい場合のみ、予測誤差は 10 % 以上となった。しかし、 $0.5 \leq h'/d \leq 6.9$  においては、誤差はほぼ  $\pm 5$  % 程度の範囲に収まった。以上のように、本研究で対象とする深溝玉軸受の転がり疲労試験において、内輪のドリル穴エッジ部から発生したき裂の  $\Delta K_{II}$  は、 $2.0 \text{ GPa} \leq q_{max} \leq 3.0 \text{ GPa}$ 、 $d \leq 0.2$  mm、 $0.5$

$\leq h'/d \leq 6.9$ 、 $0.05 \leq a'/d \leq 0.2$  の条件下において、式(7)により比較的精度良く求めることができる。本研究では、転がり軸受の軌道輪に微小ドリル穴を付与して転がり疲労試験を実施するが、それらの試験条件の大部分は上記の範囲内にある。次報では、転がり疲労試験結果に式(7)を適用することにより、破壊力学的観点での転がり疲労強度の定量評価について考察する。

### 5. 結言

内輪に微小ドリル穴を付与した深溝玉軸受の転がり疲労試験の結果を破壊力学的に定量化するために、FEM 応力解析により、ドリル穴エッジ部から発生した環状き裂についてモード II 応力拡大係数範囲  $\Delta K_{II}$  を計算した。得られた結果と、せん断を受ける無限体中の円盤状き裂の解析解をもとに、ドリル穴エッジ部の環状き裂の  $\Delta K_{II}$  を種々の荷重条件・ドリル穴寸法に対して簡便に計算できる近似式を導いた。その過程で、次の知見を得た。

- (1) 直径 9.525 mm の JIS-SUJ2 鋼球と溝曲率半径 ( $R_{w1} = 18.49$  mm,  $R_{w2} = -4.82$  mm) の軌道輪の組み合わせについて、接触面圧  $q_{max} = 2.0 \sim 3.0$  GPa の転がり接触応力下に存在する円盤状き裂の  $\Delta K_{II}$  を FEM により解析した。その結果、き裂半径  $a$  が 0.1 mm 程度までの範囲では、一様応力場中のき裂の解析解にき裂深さにおける公称応力を代入することにより  $\Delta K_{II}$  を精度良く予測できることが明らかとなった。一方、 $a$  が 0.1 mm より大きくなると、 $\Delta K_{II}$  は解析解を下回り、両者の乖離はき裂長さの増加とともに大きくなった。
- (2) 転がり接触応力場に存在するドリル穴エッジ部の環状き裂の  $\Delta K_{II}$  は、同寸法の円盤状き裂の解析解から計算される  $\Delta K_{II0}$  に、ドリル穴直径のみの関数として求めた補正係数  $f_{drill}$  を乗ずることにより、 $\pm 5$  % 程度の誤差で推定できた。

**Table 5** Mode II stress intensity factor range calculated by proposed formula.

Diameter of drilled hole $d$ [mm]	Depth of hole edge $h'$ [mm]	$h'/d$	Maximum contact pressure $q_{max}$ [GPa]	Mode II stress intensity factor range $\Delta K_{II}$ [MPa · m <sup>1/2</sup> ]		$f_{drill}$ by eq.(6)	$\Delta K_{II,drill}$ by eq.(7)	Error in $\Delta K_{II,drill}$ (eq.(7) / FEM) [%]	
				$\Delta K_{II,drill}$ (FEM solution of drilled hole edge under rolling contact stress)	$\Delta K_{II,Kassir}$ (Solution by Kassir & Sih at $\Delta\tau = 2\tau_{xz}$ under uniformly distributed stress)				
0.050	0.050	1.0	3.0	8.24	10.69	0.74	7.93	- 3.7	
			2.5	7.24	9.29	0.74	6.89	- 4.8	
			2.0	5.93	7.71	0.74	5.72	- 3.5	
0.100		0.5	3.0	9.85	14.00	0.66	9.29	- 5.6	
			2.5	8.49	12.16	0.66	8.08	- 4.9	
			2.0	7.15	10.10	0.66	6.71	- 6.2	
0.200		0.3	3.0	11.64	18.95	0.51	9.63	- 17.3	
			2.5	9.44	16.47	0.51	8.37	- 11.4	
			2.0	7.38	13.68	0.51	6.95	- 5.9	
0.050	0.100	2.0	3.0	8.87	11.78	0.74	8.74	- 1.5	
			2.5	7.37	9.72	0.74	7.21	- 2.1	
			2.0	5.72	7.48	0.74	5.55	- 2.9	
0.075		1.3	3.0	10.05	13.72	0.70	9.65	- 4.0	
			2.5	8.29	11.32	0.70	7.96	- 4.0	
			2.0	6.49	8.72	0.70	6.13	- 5.5	
0.100		1.0	3.0	10.62	15.42	0.66	10.24	- 3.6	
			2.5	8.85	12.73	0.66	8.45	- 4.5	
			2.0	6.91	9.80	0.66	6.51	- 5.8	
0.200		0.5	3.0	11.13	20.88	0.51	10.61	- 4.7	
			2.5	9.33	17.23	0.51	8.75	- 6.2	
			2.0	7.09	13.27	0.51	6.74	- 4.9	
0.050		0.220	4.4	3.0	6.97	9.80	0.74	7.27	4.3
				2.5	5.26	7.40	0.74	5.49	4.4
				2.0	3.65	5.12	0.74	3.80	4.0
0.100	2.2		3.0	8.24	12.83	0.66	8.52	3.4	
			2.5	6.11	9.69	0.66	6.43	5.3	
			2.0	4.26	6.70	0.66	4.45	4.4	
0.200	1.1		3.0	8.28	17.37	0.51	8.82	6.6	
			2.5	6.18	13.12	0.51	6.66	7.8	
			2.0	4.24	9.07	0.51	4.61	8.7	
0.050	0.345		6.9	3.0	5.30	7.45	0.74	5.53	4.3
				2.5	3.84	5.39	0.74	4.00	4.2
				2.0	2.55	3.57	0.74	2.65	3.9
0.100		3.5	3.0	5.98	9.75	0.66	6.47	8.3	
			2.5	4.32	7.06	0.66	4.69	8.5	
			2.0	2.87	4.67	0.66	3.10	8.1	
0.200		1.7	3.0	6.24	13.20	0.51	6.71	7.5	
			2.5	4.49	9.56	0.51	4.86	8.2	
			2.0	2.97	6.33	0.51	3.21	8.2	

## 参考文献

- 1) Endo, M., Okazaki, S., Matsunaga, H., Moriyama, S., Munaoka, K. and Yanase, K., A new fatigue testing machine for investigating the behavior of small shear-mode fatigue cracks, *Experimental Techniques*, Vol. 40 (2015), pp. 1065–1073.
- 2) Fujimatsu, T., Nakamizo, T., Nakasaki, M. and Tsunekage, N., Crack initiation and propagation behavior around the defect in steel under rolling contact fatigue, *ASTM International STP1580 Bearing Steel Technologies: 10th volume, Advances in Steel Technologies for Rolling Bearing* (2015), pp.147–172.
- 3) 石田誠. き裂の弾性解析と応力拡大係数. 第2刷(1976). 培風館.
- 4) Kassir, M. K. and Sih, G. C., Three-dimensional stress distribution around an elliptical crack under arbitrary loadings, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 33, issue 3 (1966), pp. 601–611.
- 5) Kida, K., Yamazaki, T., Shibata, M., Oguma, N. and Harada, H., Crack initiation from micro surface holes in bearings under rolling contact fatigue, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 27, No. 6 (2004), pp. 481–493.
- 6) Kida, K., Yoshidome, K., Yamakawa, K., Harada, H. and Oguma, N., Flaking failures originating from microholes of bearings under rolling contact fatigue, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 29, No. 12 (2006), pp. 1021–1030.
- 7) 小俣弘樹, 山辺純一郎, 福島良博, 松岡三郎, 微小ドリル穴付き試験片を用いた転がり疲労き裂進展試験法の提案. *日本機械学会論文集 A 編*, Vol. 78, No. 793 (2012), pp. 1250–1265.
- 8) 小俣弘樹, 山辺純一郎, 松永久生, 福島良博, 松岡三郎, 軸受鋼 SUJ2 の転がり疲労強度に及ぼす微小欠陥の寸法と深さの影響. *日本機械学会論文集 A 編*, Vol. 79, No. 803 (2013), pp. 961–975.
- 9) Lundberg, G. and Palmgren, A., Dynamic capacity of rolling bearings, *Acta Polytechnica Scandinavica-Mechanical Engineering Series*, Vol. 1, No. 3 (1947), pp. 5–50.
- 10) 松永久生, 村本諭始, 庄村直哉, 遠藤正浩, 軸受鋼 SUJ2 における微小疲労き裂のせん断型進展と下限界. *材料*, Vol. 58, No. 9 (2009), pp. 773–780.
- 11) Matsunaga, H., Shomura, N., Muramoto, S. and Endo, M., Shear mode threshold for a small fatigue crack in a bearing steel, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 34 (2011), No. 1, pp. 72–82.
- 12) 三田村宣晶, 転がり軸受の疲れとその研究動向. *トライボロジスト*, Vol. 53, No. 10 (2008), pp. 641–646.
- 13) 村上敬宜, 濱田繁, 杉野和男, 高尾健一, せん断 (Mode II) 疲労き裂伝ば抵抗値  $\Delta K_{Ith}$  の測定方法とその応用. *材料*, Vol.43, No.493 (1994), pp. 1264–1270.
- 14) 村上敬宜, 福原健人, 濱田繁, Mode II 疲労き裂進展下限界値  $\Delta K_{Ith}$  の測定. *材料*, Vol. 51, No.8 (2002), pp. 918–925.
- 15) Murakami, Y., Takahashi, K. and Kusumoto, R., Threshold and growth mechanism of fatigue cracks under mode II and III loadings, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 26 (2003), pp. 523–531.
- 16) Murakami, Y., Fukushima, Y., Toyama, K. and Matsuoka, S., Fatigue crack path and threshold in Mode II and Mode III loadings, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 75 (2008), pp. 306–318.
- 17) Okazaki, S., Matsunaga, H., Ueda, T., Komata, H. and Endo, M., A practical expression for evaluating the small shear-mode fatigue crack threshold in bearing steel, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, Vol. 73 (2014), pp. 161–169.
- 18) Okazaki, S., Wada, K., Matsunaga, H. and Endo, M., The influence of static crack-opening stress on the threshold level for shear-mode fatigue crack growth in bearing steels, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 174 (2017), pp. 127–138.
- 19) 大塚昭夫, 菅原宏人, 庄村光広, 青山正樹, 齋成根, 柴田正道, 転がり疲労の機構とモード II 疲労き裂進展. *材料*, Vol. 43, No. 484 (1994), pp. 55–61.

## 転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響 (第2報：応力拡大係数に基づくドリル穴を有する転がり軸受のはく離強度の評価)

橋本 翔\*, 小俣 弘樹\*, 松永 久生\*\*



橋本 翔



小俣 弘樹

### Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 2: Evaluation of the flaking strength of rolling bearing having a small drilled hole based on stress intensity factor)

S. Hashimoto, H. Komata, H. Matsunaga



松永 久生

一般社団法人 日本機械学会から転載承認を得て、機械学会論文集 Vol.83, No.852 (2017)から転載。

Rolling contact fatigue (RCF) tests were conducted using rolling bearings with a micro-drilled hole on the raceway. In all the tests, fatigue crack initiated at the edge near the bottom of the hole, and then propagated by shear mode. Even in the unbroken specimens tested up to  $N = 1 \times 10^8$  cycles, a short fatigue crack was found at the edge. By using stress intensity factor (SIF) range calculated for initial defect size, fatigue life data were uniformly gathered inside a small band irrespective of the diameter and depth of the hole. In addition, it was found that the crack size dependency of threshold SIF range, which is well-known for mode I fatigue crack, also exists in mode II fatigue crack emanating under the rolling contact. The values of threshold SIF ranges obtained by the RCF tests were in good agreement with those obtained in the torsional fatigue tests under a static compression.

- |   |  |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>1. 緒言</li> <li>2. 軌道輪に微小ドリル穴を付与した軸受の転がり疲労試験             <ul style="list-style-type: none"> <li>2.1 実験方法</li> <li>2.2 実験結果</li> </ul> </li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>3. ドリル穴から発生する微小き裂の力学状態を考慮した転がり疲労強度の定量評価</li> <li>4. 結言</li> </ul> |
|---|--|

### 1. 緒言

転がり軸受の転動部直下に存在する非金属介在物が破壊起点となる内部起点型はく離損傷については、破壊起点の位置や寸法・形状の予測、およびき裂進展の直接観察が困難であることが、現象の解明を妨げている。さらに、上記に加えて、損傷過程の大部分を支配するせん断型(モードⅡおよびモードⅢ)の疲労き裂進

展の挙動にも不明な点が多く残されている。

高硬度鋼中のせん断型疲労き裂の進展挙動や進展下限界については、これまでに、村上ら(村上他, 1994, 2002, Murakami et al., 2003, 2008), 大塚ら(大塚他, 1994), Matsunaga ら(Matsunaga et al., 2011, Okazaki et al., 2014, 2017, Endo

\* 日本精工(株)  
 \*\* 九州大学大学院工学研究院  
 九州大学水素材料先端科学研究センター  
 九州大学カーボンニュートラル・エネルギー国際研究所

et al., 2015) によって、独自の試験方法を用いて研究が行われてきた。しかし、これらの試験方法は、転がり接触応力下での応力場を忠実に再現できるわけではなく、転がり疲労強度評価への適用については課題が残されている。一方、転がり疲労試験片の軌道部に微小欠陥を導入してき裂発生起点を限定することによりき裂の観察を容易にし、はく離強度を破壊力学的に定量化する試みがなされている (Kida et al., 2004, 2006, 藤松他, 2015)。著者ら (小俣他, 2012, 2013) も、軌道部に人工欠陥として微小ドリル穴を付与した JIS-SUJ2 平板試験片を用いて転がり疲労試験を実施し、き裂進展挙動やその影響因子について調査を行ってきた。そして、これまでに、微小ドリル穴材の転がり疲労試験がせん断型疲労き裂の進展特性の調査に有効であることや、微小欠陥寸法やき裂深さなどの影響因子を考慮することにより、疲労き裂の進展下限界としての転がり疲労限度を定量評価可能であること、などを示してきた。しかしながら、本評価方法を実際に転がり軸受のはく離強度の評価に適用するためには、ドリル穴から発生したき裂の力学状態をより詳細に明らかにするとともに、非金属介在物から発生したき裂の力学状態との相違点を明確化する必要がある。また、これまでの平板試験片を用いた転がり疲労試験だけではなく、実際の軸受の試験も実施して、評価方法の有効性や適用可能範囲を明らかにすることも重要である。

そこで本研究では、ラジアル型単列深溝玉軸受およびスラスト型単式玉軸受の軌道輪にドリル穴を付与して転がり疲労試験を行う。これにより、実機レベルにおいて、はく離強度に及ぼす微小欠陥の影響を明らかにする。第 1 報 (橋本他, 2017) では、内輪に微小ドリル穴を付与した深溝玉軸受の転がり疲労試験の結果を破壊力学的に定量化するために、ドリル穴エッジ部から発生した環状き裂のモード II 応力拡大係数範囲を有限要素法により解析した。得られた結果と、せん断を受ける無限体中の円盤状き裂の解析解をもとに、ドリル穴エッジ部の環状き裂の応力拡大係数範囲を種々の荷重条件・ドリル穴寸法に対して簡便に計算できる近似式を導いた。本報では、この近似式を疲労試験結果に適用し、はく離強度に及ぼす微小欠陥の影響をき裂問題として定量化する。

## 2. 軌道輪に微小ドリル穴を付与した軸受の転がり疲労試験

### 2.1 実験方法

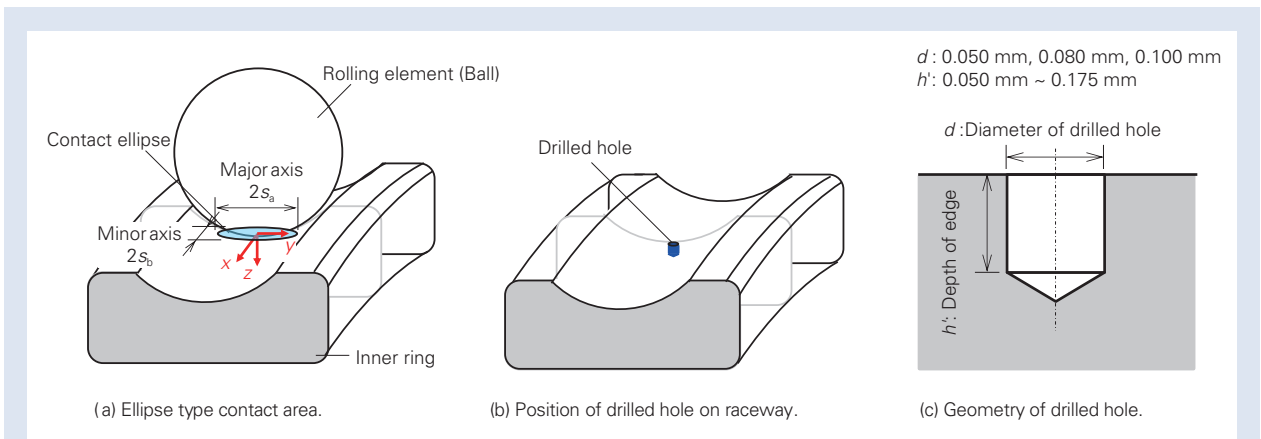
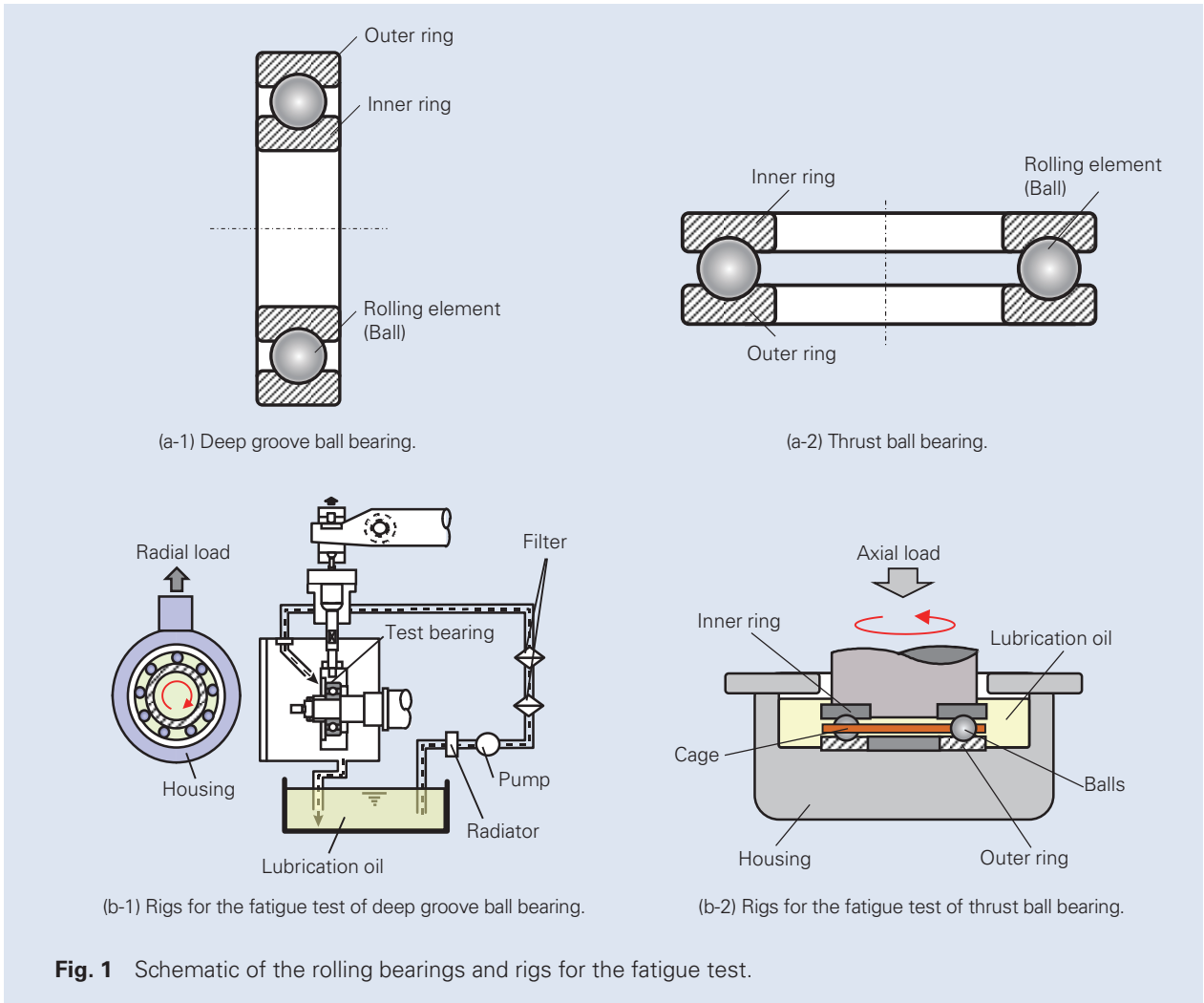
図 1 に、転がり疲労試験に供する転がり軸受と疲労試験機の模式図を示す。本試験で用いた軸受は、ラジアル型単列深溝玉軸受 JIS-6206 と、スラスト型単式玉軸受 JIS-51305 で、いずれも JIS-SUJ2 製である。JIS-6206 の内輪および JIS-51305 の外輪を評価対象とした。表 1 に、それぞれの化学成分を示す。転動体は、直径 9.525 mm の鋼球である。軌道輪と鋼球には、焼入れ・焼戻しの熱処理が施されている。軌道面には熱処理後に研磨加工を施し、加工後の粗さは 0.03 ~ 0.04  $\mu\text{m}$  Ra 程度であった。ビッカース硬さを、無作為に抽出した各 5 個の軌道輪について押し込み荷重 9.8 N で 2 点ずつ、計 10 点測定した結果、JIS-6206 の内輪では平均で  $HV = 751$ 、JIS-51305 の外輪では平均で  $HV = 754$  であった。

図 2 (a) に示したように、玉軸受では、鋼球と軌道輪が圧縮接触することによって生じる接触面は、軌道輪の溝底を中心とする楕円形状となる。このとき、接触楕円の中心 (すなわち軌道輪の溝底) で最大接触面圧が発生する。その軌道の中央に、図 2 (b) に示すような微小ドリル穴を、き裂の発生起点として 1 つ導入した。図 2 (c) に示したように、ドリル穴の直径  $d$  は 0.05 mm, 0.08 mm, 0.1 mm の 3 水準とし、エッジ深さ  $h'$  を 0.05 mm ~ 0.175 mm の範囲で変化させた。また、最大接触面圧  $q_{\text{max}}$  を 2.5 GPa ~ 3.4 GPa の範囲で変化させた。使用した潤滑油は、全ての試験で ISO-VG68 の工業用多用途潤滑鉱物油であり、JIS-6206 の場合は強制循環給油、JIS-51305 の場合は油浴潤滑とした。回転速度は JIS-6206 では  $3\,900\text{ min}^{-1}$ 、JIS-51305 では  $1\,000\text{ min}^{-1}$  とした。

転がり疲労試験後、破損・未破損に関わらず、全ての軌道輪のドリル穴部の断面観察を行った。図 3 に示すように、観察断面は軌道中央部を通る軌道面に垂直な面とした。ドリル穴の中心が現れる断面を鏡面状に研磨した後、き裂を観察した。図 4 に、転がり疲労試験前後の軌道輪の観察例を示す。き裂はドリル穴エッジ部を起点として発生し、最終的に軌道面表面に到達してはく離が起こる。このとき、エッジ部より深

Table 1 Chemical composition of the tested bearing. (mass %)

Element	C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Cu	Mo
6206	0.98	0.23	0.36	1.43	0.014	0.004	0.02	0.004	0.01
51305	1.03	0.26	0.33	1.33	0.010	0.004	0.02	0.002	0.01



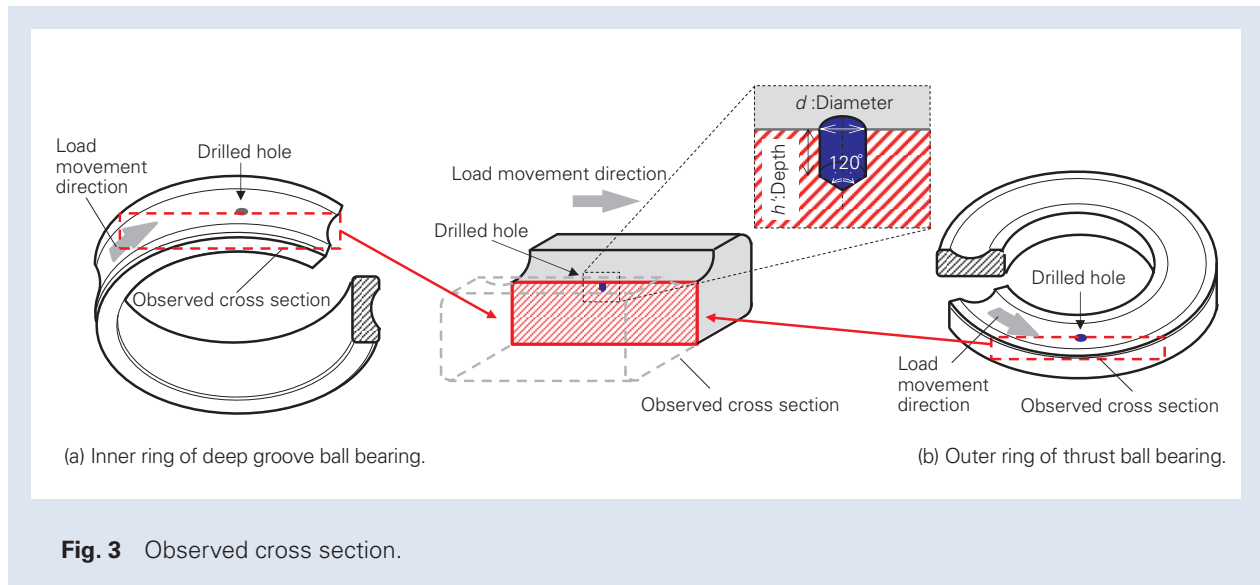


Fig. 3 Observed cross section.

い部分は軌道輪に残存する。転がり疲労試験によっては離が生じた繰返し数  $N$  (転動体がドリル穴の上を通過する回数) を疲労寿命  $N_f$  とし、 $N = 1 \times 10^8$  に到達しても破壊が起こらない場合、疲労試験を停止した。

## 2.2 実験結果

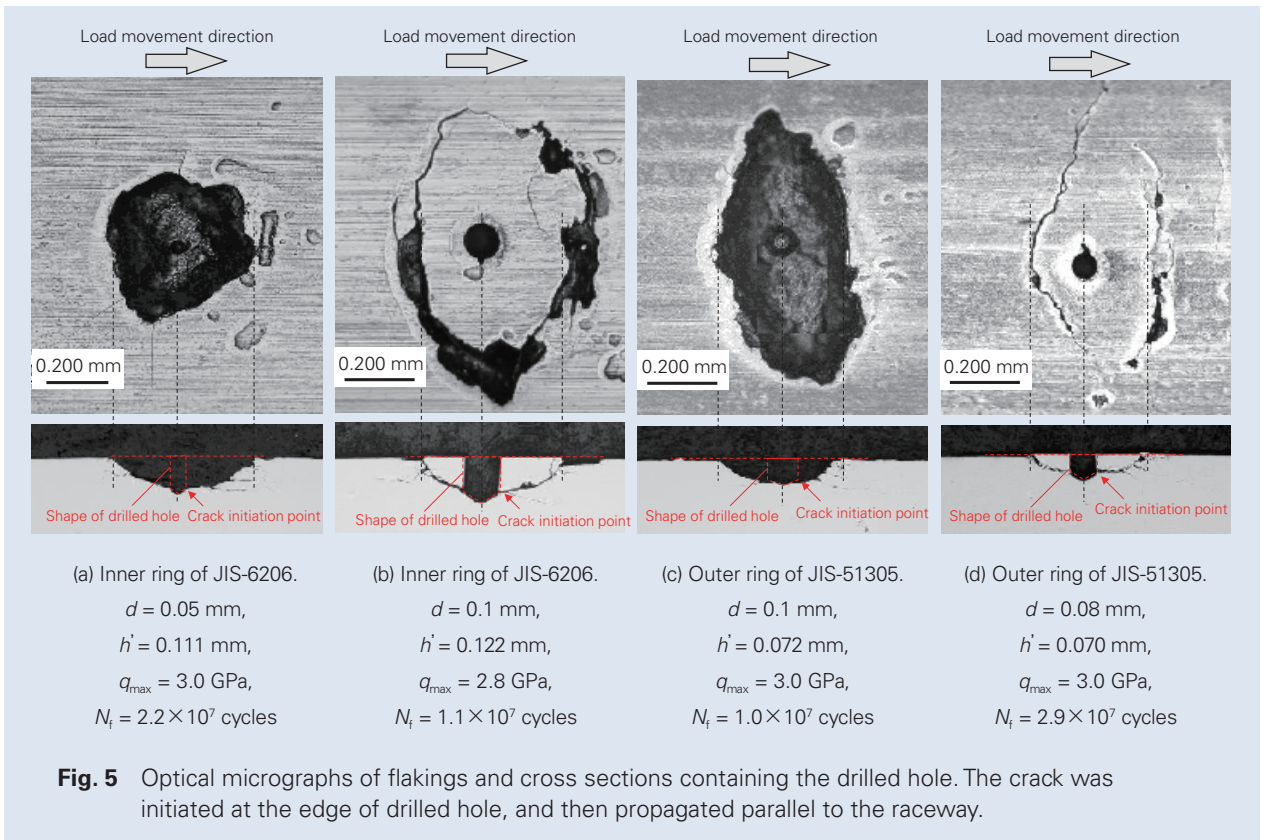
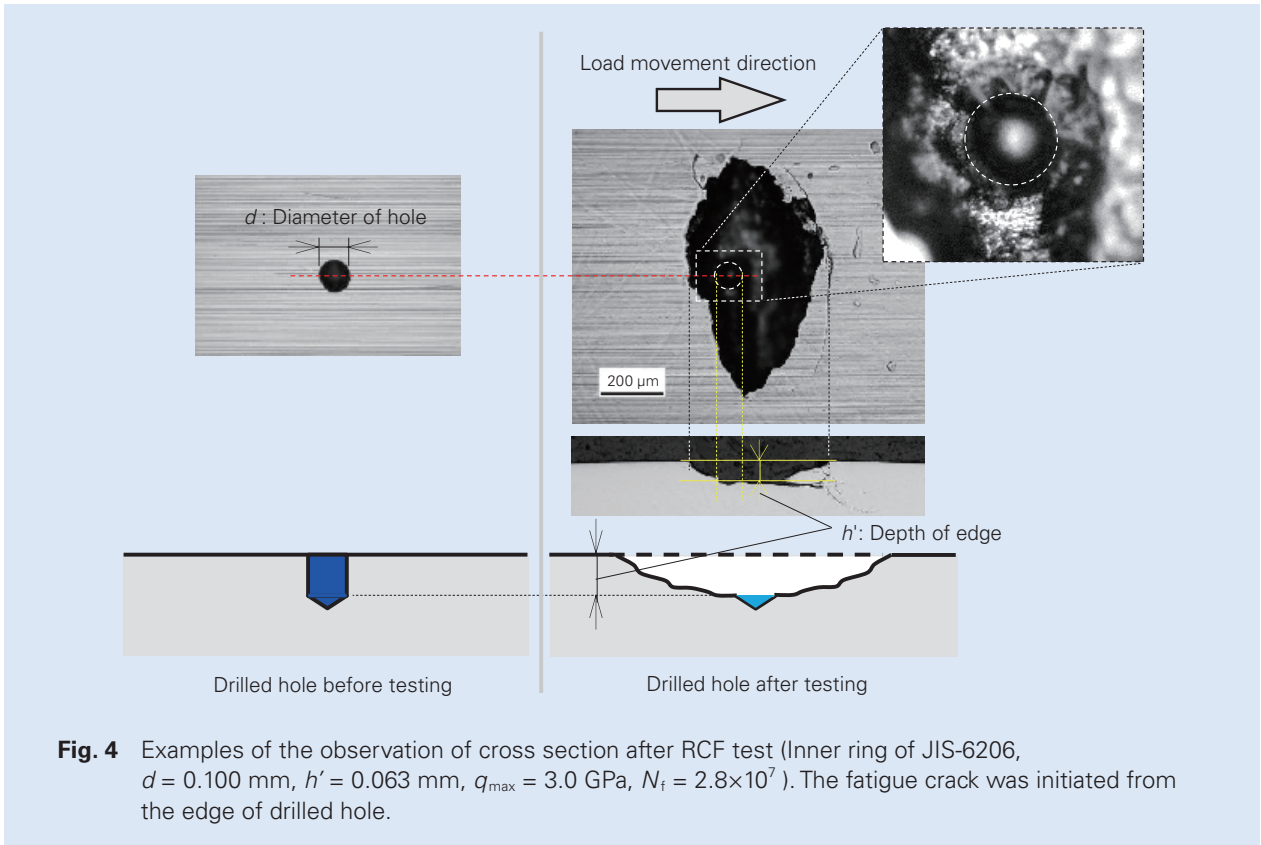
図5に、はく離部断面の観察結果の例を示す。いずれの試験片においても、き裂はドリル穴エッジ部を起点として発生し、表面とほぼ平行に進展した後、上方に屈曲して最終的に表面に到達していた。この破壊形態は、著者らが平板試験片を用いて実施した過去の試験結果(小俣他, 2012, 2013)と同様である。すなわち、実際の転がり軸受を用いた本実験でも、き裂はドリル穴エッジ部からせん断形で進展したと考えられる。図6に、最大接触面圧  $q_{max}$  と疲労寿命  $N_f$  の関係を示す。図6には、著者らが過去に平板試験片を用いて実施した転がり疲労試験の結果も併せて示した(小俣他, 2012, 2013)。小俣らの平板試験片の試験結果と同様、 $N_f$  は  $q_{max}$  の低下とともに増加した。しかしながら、転がり軸受と平板試験片の試験結果は一致せず、前者の寿命が後者の寿命に比べて短い。また、疲労寿命は付与したドリル穴の直径や深さによっても異なる。

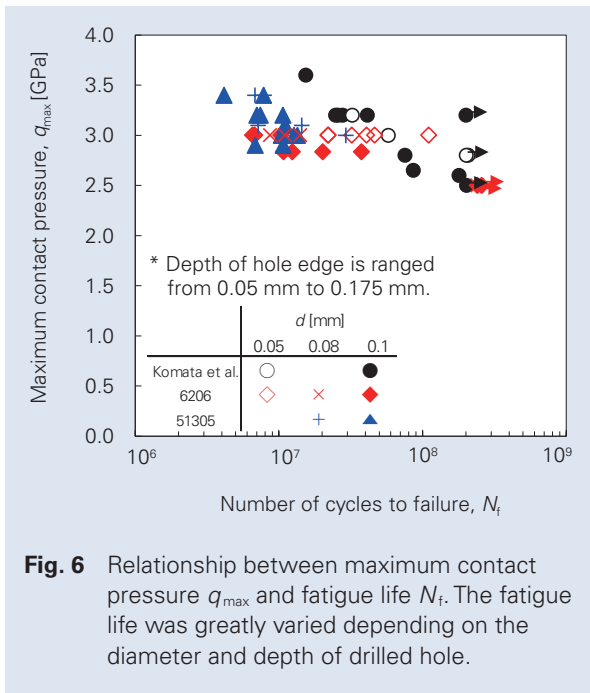
第1報で示したように、本実験条件の範囲内において、転がり接触部の直下に円盤状き裂が存在するとき、き裂直径が0.2 mm以下の場合、そのき裂は転がり接触応力場に比べて十分に小さいとみなすことができ、応力拡大係数はき裂深さにおける応力を公称せん断応力として解析解により比較精度良く概算できる。一

方、本研究で用いたドリルの直径は0.05 ~ 0.1 mmであるので、ドリル穴から発生したき裂についても、進展の初期段階においては、応力拡大係数はエッジ深さ  $h$  での公称せん断応力と良い相関があると考えられる。そこで、ここでは、各ドリル穴のエッジ深さ  $h$  で作用する公称せん断応力振幅  $\tau_a$  を用いて、疲労試験結果を整理してみる。図7に、 $\tau_a$  と  $N_f$  の関係を示す。なお、内輪内部には鋼球の通過に伴い完全両振りのせん断応力が作用する。図7より、疲労寿命線図の縦軸に  $\tau_a$  を用いることにより、図6の場合に比べて試験結果のばらつきが小さくなることがわかる。また、付与したドリル穴の直径が小さいほど疲労寿命は長くなる傾向が見られる。

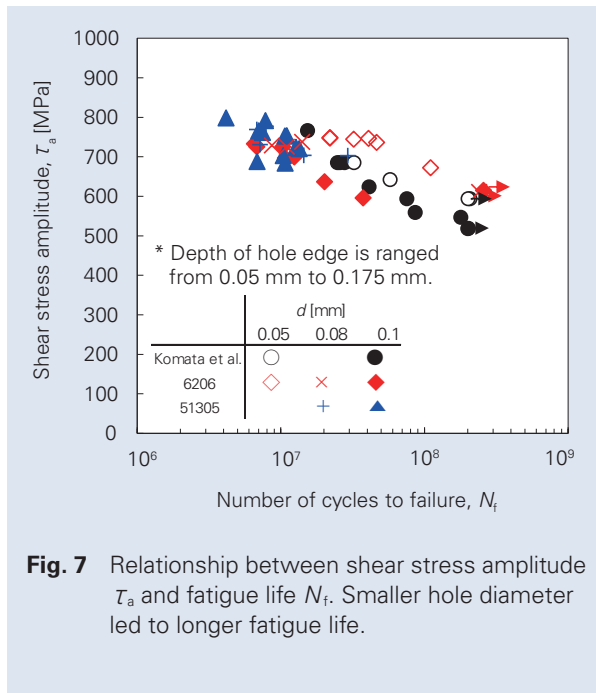
小俣らは、従来の研究において、微小ドリル穴材の転がり疲労試験では、き裂は疲労寿命の5%以下の繰返し数で発生することを示している(小俣他, 2013)。すなわち、微小ドリル穴が起点となる場合の転がり疲労寿命の大部分はき裂の進展に費やされる。図7の疲労試験結果において、ドリル穴の直径が小さいほど寿命が長いのは、ドリル穴エッジから発生した微小なき裂の力学状態の違いによるものと考えられる。すなわち、ドリル穴の直径が小さいほど、き裂発生時点での応力拡大係数は小さくなり、それに応じてき裂進展寿命が長くなるものと推察される。そこで、次章では、前報で提案した、転がり接触応力下でドリル穴エッジ部から発生した微小なき裂のモードII応力拡大係数範囲  $\Delta K_{II}$  の推定式を用いて、転がり疲労試験結果を定量化することを試みる。







**Fig. 6** Relationship between maximum contact pressure  $q_{max}$  and fatigue life  $N_f$ . The fatigue life was greatly varied depending on the diameter and depth of drilled hole.



**Fig. 7** Relationship between shear stress amplitude  $\tau_a$  and fatigue life  $N_f$ . Smaller hole diameter led to longer fatigue life.

### 3. ドリル穴から発生する微小き裂の力学状態を考慮した転がり疲労強度の定量評価

楕円き裂がせん断を受けるとき、き裂の変形モードはき裂前縁に沿ってモードⅡ～混合モード（モードⅡ＋モードⅢ）～モードⅢと変化する。例えば、**図 8** (a) に示すようなせん断を受ける楕円き裂においては、き裂前縁と  $x$  軸の交点となる点  $X_1$  および点  $X_2$  では純粋なモードⅡとなり、 $K_{II}$  は最大 (=  $K_{II\ max}$ )、 $K_{III}$  は 0 となる。また、き裂前縁と  $y$  軸の交点となる点  $Y_1$  および  $Y_2$  では純粋なモードⅢとなり、 $K_{III}$  は最大 (=  $K_{III\ max}$ )、 $K_{II}$  は 0 となる。また、**図 8** (b) のように、ドリル穴のエッジ部から発生した微小き裂の場合も、同様の位置で  $K_{II}$  と  $K_{III}$  はそれぞれ最大となる。

村上ら (Murakami et al., 2003, 2008) は、モードⅡおよびモードⅢのき裂において、 $K_{II} = K_{III}$  のときのき裂先端近傍のせん断応力分布は、せん断応力の方向が  $90^\circ$  異なることを除けば同じであることを理由に、同一材料に対しては  $K_{II\ th} = K_{III\ th}$  となるという仮説を立てている。さらに、炭素鋼についてモードⅡ疲労き裂進展試験とモードⅢ疲労き裂進展試験を実施し、上記の仮説を支持する実験結果を得ている。また、松永ら (松永他, 2009) も、軸受鋼中の微小なせん断型疲労き裂について、モードⅡとモードⅢの疲労き裂進展抵抗はほぼ等しいことを示す実験結果を得ている。本実験においては、ドリル穴から発生した微小き裂の長さ  $a'$  と  $b'$  がドリル穴直径に比べて十分に小さ

いとき、ドリル穴を含むき裂のアスペクト比は  $a/b \approx 1$  と見なすことができるが、このとき、 $K_{II\ max} > K_{III\ max}$  となる。従って、モードⅡとモードⅢのき裂進展抵抗が等しいならば、ドリル穴からのき裂進展の初期段階では主に  $x$  方向へのモードⅡの進展が優勢になると予想される。このことから、以降は、ドリル穴エッジ部から発生したき裂の初期の進展や停留の定量化に、き裂前縁と  $x$  軸の交点における  $K_{II}$  を指標として用いる。

著者らは、第 1 報で、転がり接触応力下で微小ドリル穴のエッジ部から発生した微小き裂のモードⅡ応力拡大係数  $K_{II}$  を FEM により解析した。**図 8** (b) のような微小き裂を有する微小ドリル穴を含む軸受軌道輪をモデル化し、その表面上を、模擬鋼球を圧縮接触させながら通過させ、それに伴う  $K_{II}$  の変化から  $\Delta K_{II, drill}$  を求めた。このとき、玉軸受で生じる接触応力状態を Lundberg (Lundberg and Palmgren, 1947) の厳密解と同等に FEM で再現できていることも確認している。さらに、種々の直径・深さのドリルから発生したき裂の  $\Delta K_{II, drill}$  は、相関係数  $f_{drill}$  を介して、せん断を受ける無限体中のき裂の  $\Delta K_{II0}$  と一定の相関があることを明らかにした。 $\Delta K_{II, drill}$  と  $\Delta K_{II0}$  の関係は次式で与えられる。

$$\Delta K_{II, drill} = f_{drill} \cdot \Delta K_{II0} = f_{drill} \cdot \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\pi \left( \frac{d}{2} + a' \right)} \tag{1}$$

ここで、 $\nu$ はポアソン比、 $\Delta\tau$ はせん断応力幅 ( $\Delta\tau = 2\tau_a$ )、 $a'$ はドリル穴エッジから発生したき裂の長さである。 $\tau_a$ はドリル穴エッジ深さ  $h'$ に作用する公称せん断応力振幅である。 $f_{\text{drill}}$ は、ドリル穴の直径  $d$ の関数であり、次式で表される。

$$f_{\text{drill}} = -1.56 \cdot d + 0.86 \quad (2)$$

なお、式(1)の適用範囲は第1報で実施した解析の範囲、すなわち、 $0 < d \leq 0.2 \text{ mm}$ 、 $0 < h' \leq 0.345 \text{ mm}$ 、 $2.0 \text{ GPa} \leq q_{\text{max}} \leq 3.0 \text{ GPa}$ である。この範囲において、式(1)で求めた $\Delta K_{\text{II, drill}}$ は、FEM解析で求めた値に対し、ほぼ $\pm 5\%$ 程度の誤差に収まる。

2章でも述べたように、ドリル穴縁が起点となる転がり疲労破壊過程において、き裂は疲労寿命の5%以下の繰り返し数で発生し、疲労寿命の大部分はそのき裂の進展に費やされる。そこで、そのようなき裂の力学状態を代表する $\Delta K_{\text{II, drill}}$ を用いて、疲労寿命データを整理してみる。図9に、 $\Delta K_{\text{II, drill}}$ と $N_f$ の関係を示す。なお、ドリル穴寸法が式(1)の適用範囲外にあるデータは、図9から除外している。また、ドリル穴から発生したき裂が微小な段階では、き裂寸法  $a'$ はドリル穴直径  $d$ に比べて十分小さいことから、式(1)において $a' \rightarrow 0$ とした。縦軸に $\tau_a$ を用いた図7では、試験結果はドリル穴の直径によってばらついていたが、縦軸に $\Delta K_{\text{II, drill}}$ を用いた図9では、破壊試験片の実験結果はドリル穴直径によらずほぼ一本の直線上に整理された。

図10に、 $N = 1 \times 10^8$ で疲労試験を停止した転がり軸受のドリル穴部の断面観察結果を示す。ドリル穴のエッジ部には微小なき裂が観察された。この微小なき裂は、停留しているか、もしくは停留とみなせるほど低速で進展していたと推定される。すなわち、 $N = 1 \times 10^8$ で未破損の軸受について得られる $\Delta K_{\text{II, drill}}$ は、ドリル穴から発生したき裂の進展下限界にほぼ等しいと考えられる。図11に、未破損試験片について

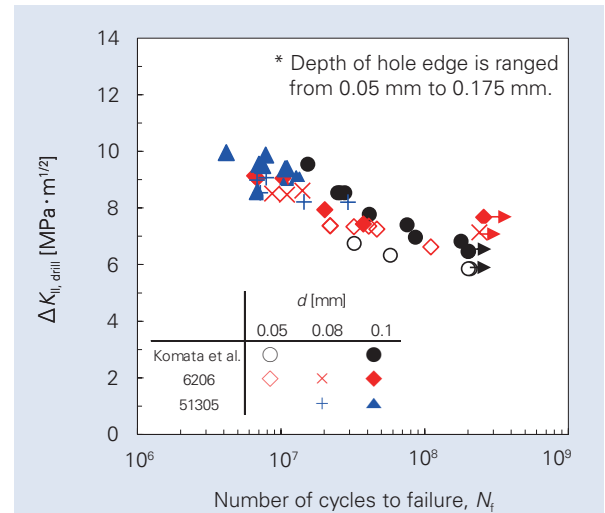


Fig. 9 Relationship between stress intensity factor range  $\Delta K_{\text{II, drill}}$  and fatigue life  $N_f$ . By using  $\Delta K_{\text{II, drill}}$ , fatigue life data were uniformly gathered inside a small band irrespective of the diameter and depth of the hole.

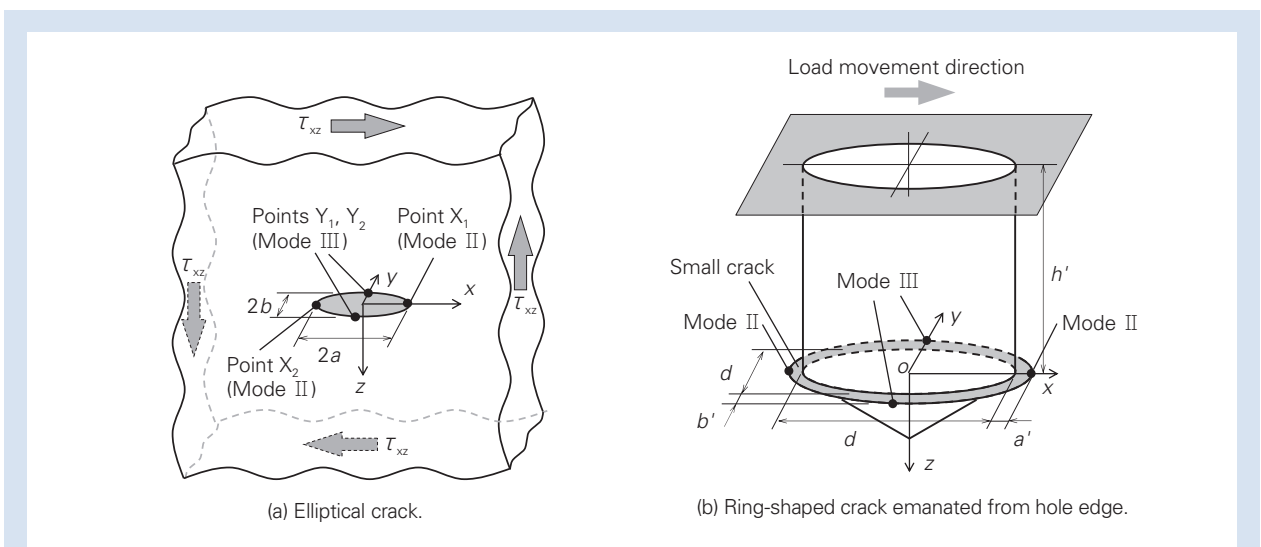


Fig. 8 Crack geometries under shear. The crack is deformed by pure mode II at the points  $X_1$  and  $X_2$ , and is by pure mode III at the points  $Y_1$  and  $Y_2$ .

得られた  $\Delta K_{II, \text{drill}}$  を下限応力拡大係数範囲  $\Delta K_{Ith}$  とし、ドリル穴直径に対してプロットした結果を示す。 $\Delta K_{Ith}$  はドリル穴直径が大きくなるとともに増加している。

Matsunaga ら (Matsunaga et al., 2011, Okazaki et al., 2014) は、本研究で用いた供試材と同等の軸受鋼 SUJ2 で製作した丸棒試験片の表面部に、き裂発生起点として人工微小欠陥を付与し、静的圧縮応力負荷の下でねじり疲労試験を実施している。そして、欠陥から発生する半楕円状のせん断型疲労き裂の進展挙動を調査し、全長 1 mm 以下のき裂寸法域において、せん断型疲労き裂の下限応力拡大係数範囲  $\Delta K_{rth}$  には、モード I と類似のき裂寸法依存性があることを明らかにしている。さらに、Matsunaga らは、 $\Delta K_{rth}$  がき裂の代表寸法  $\sqrt{area}$  の 1/3 乗に比例することを示し、式(3)を得ている。

$$\Delta K_{rth} = 1.26(f+1.33)(\sqrt{area})^{1/3} \quad (3)$$

ここで、 $\sqrt{area}$  は、人工欠陥を含むき裂面積の平方根 ( $\mu\text{m}$ ) である。 $f$  は、き裂部分の面積を  $area_{\text{crack}}$ 、人工欠陥部分の面積を  $area_{\text{defect}}$  としたときの、き裂全体の面積 ( $area_{\text{defect}} + area_{\text{crack}}$ ) に対する  $area_{\text{crack}}$  の割合であり、次式で表される。

$$f = \frac{area_{\text{crack}}}{area_{\text{defect}} + area_{\text{crack}}} \quad (4)$$

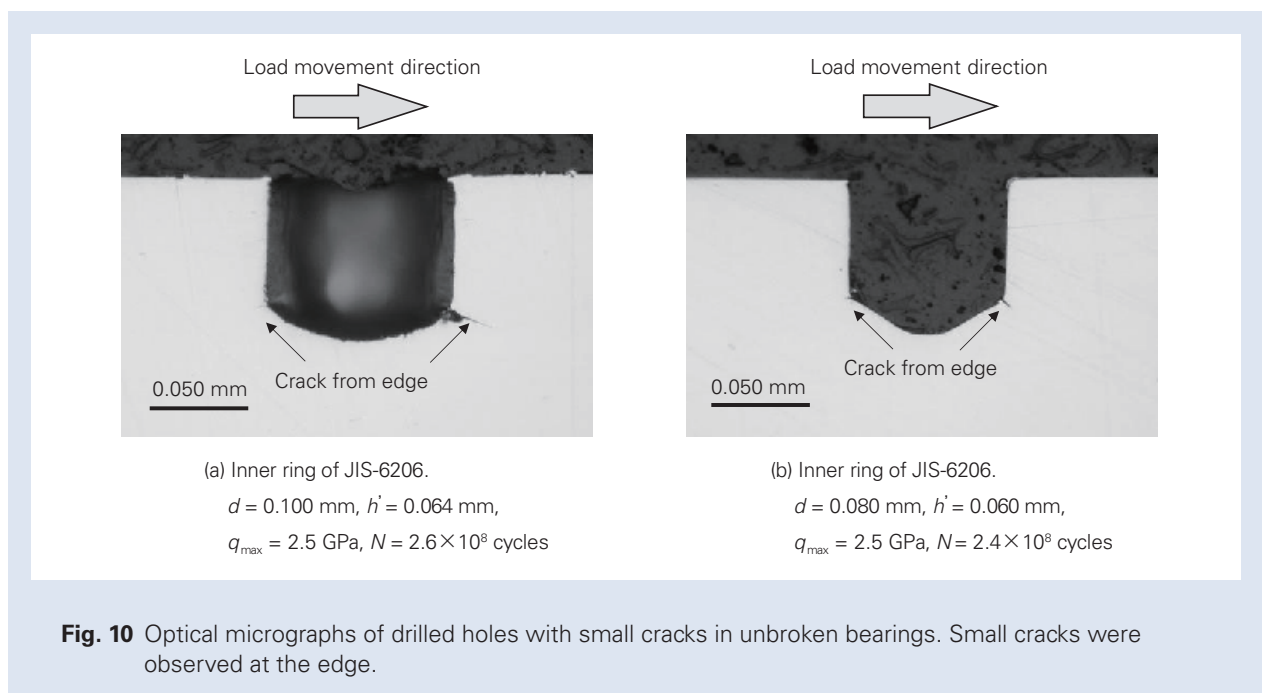
式(3)と式(4)を用いて、本研究で用いた各ドリル穴の寸法に対する  $\Delta K_{rth}$  を計算してみる。なお、**図 10** に示すように、未破損の軸受のドリル穴エッジ部で観察されたき裂の長さはドリル穴の直径に対して十分に小さいことから、き裂の代表寸法  $\sqrt{area}$  はドリル穴を内輪軌道面に投影した面積の平方根とする。これは式(5)で表される。

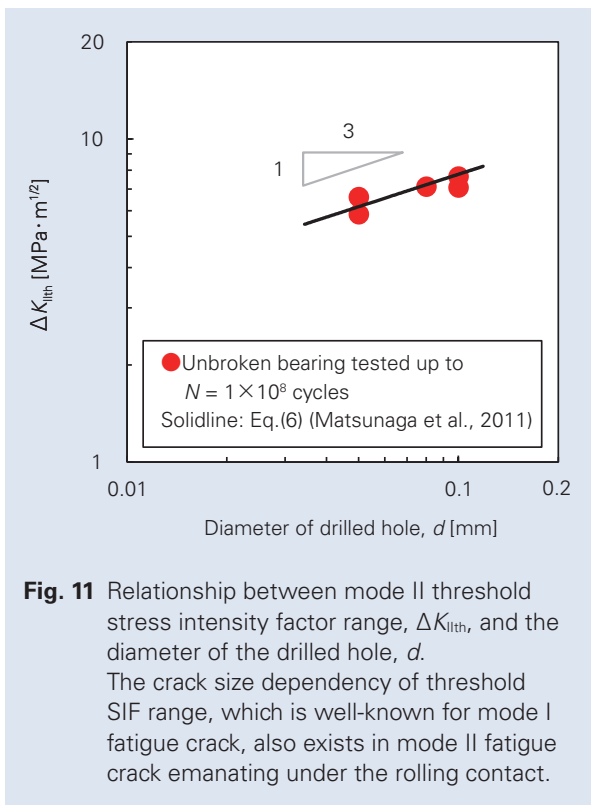
$$\sqrt{area} = \sqrt{\pi d^2/4} \quad (5)$$

ここで、き裂面積  $area_{\text{crack}} \ll \text{ドリル穴面積 } area_{\text{defect}}$  であるので、 $f \ll 1$  である。従って、式(3)で  $f \rightarrow 0$  とすると、 $\Delta K_{rth}$  は次のようになる。

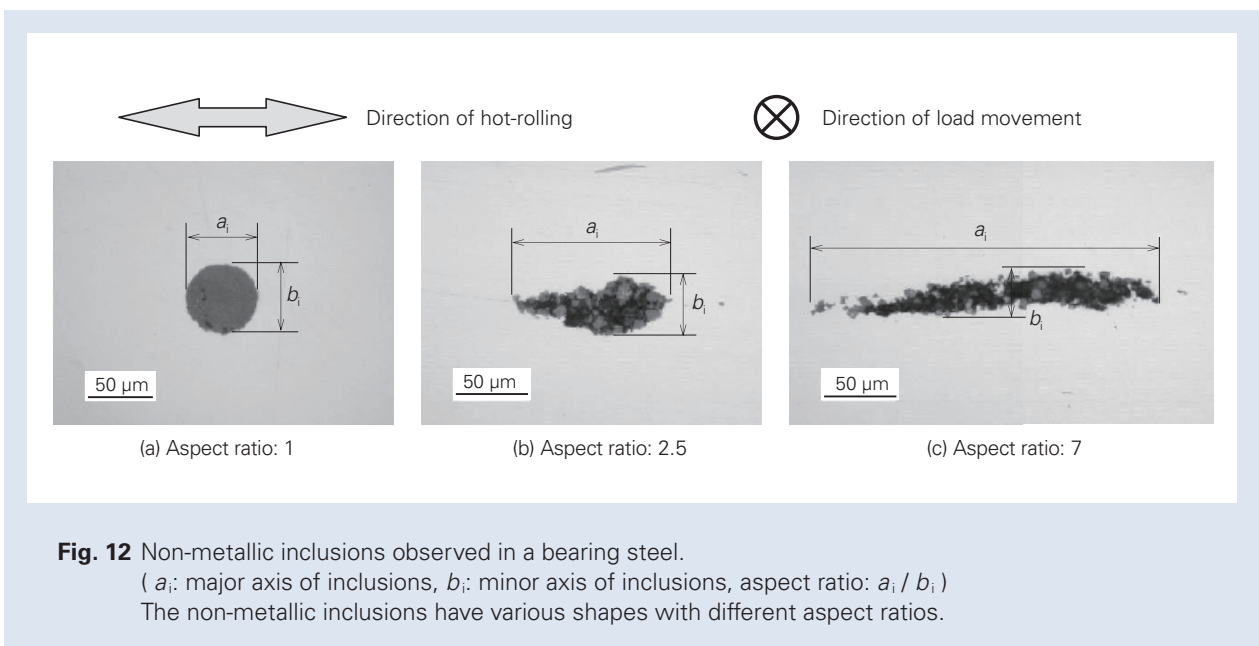
$$\Delta K_{rth} = 1.61 \cdot d^{1/3} \quad (6)$$

**図 11** に、式(6)を用いて  $\Delta K_{rth}$  を  $d$  の関数として計算した結果を実線で示す。 $N = 1 \times 10^8$  で未破損となった試験の条件から式(1)により求められた  $\Delta K_{rth}$  (●印)と、式(6)により求められる  $\Delta K_{rth}$  (実線)はほぼ一致した。すなわち、転がり接触応力下においてドリル穴から発生した微小疲労き裂の  $\Delta K_{Ith}$  も、モード I 疲労き裂や、静的圧縮応力下でのねじり疲労試験で進展させたせん断型疲労き裂と同様に、初期欠陥寸法の 1/3 乗に比例することが明らかとなった。また、ドリル穴から発生した微小疲労き裂の  $\Delta K_{Ith}$  は、静的圧縮応力下でのねじり疲労試験の結果から得られた評価式を用いて予測可能であることが示された。





以上の結果から、材料内部の微小な非金属介在物が起点となる場合においても、せん断型疲労き裂の進展下限界値は介在物寸法の 1/3 乗に比例すると予想される。ただし、**図 12** に例を示すように、転がり軸受ではく離損傷の起点となる非金属介在物の形状は様々である。従って、実機のはく離寿命やはく離強度の高精度な予測を実現するためには、様々な形状・材質の微小欠陥から発生・進展するき裂の応力拡大係数について検討を行うことが必要である。これにより、非金属介在物が起点となる場合のはく離強度を定量的に評価する方法を確立することが、本研究の今後の課題である。



**Fig. 12** Non-metallic inclusions observed in a bearing steel.  
 (  $a_i$ : major axis of inclusions,  $b_i$ : minor axis of inclusions, aspect ratio:  $a_i / b_i$  )  
 The non-metallic inclusions have various shapes with different aspect ratios.

## 4. 結言

転がり軸受の内部起点型のはく離強度を定量的に評価するため、直径や深さが異なる種々の微小ドリル穴を、JIS-6206 および JIS-51305 の軌道輪に付与して転がり疲労試験を行った。得られた試験結果について、ドリル穴から発生した微小き裂のモードII応力拡大係数範囲 $\Delta K_{II, \text{drill}}$ を用いて破壊力学な評価を試みた。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 転がり軸受に微小ドリル穴を付与した場合でも、平板試験片の場合と同様、疲労き裂はドリル穴エッジ部から発生し、せん断型で進展した。
  - (2) 縦軸に $\Delta K_{II, \text{drill}}$ を用いることによって、疲労寿命データは試験片の種類やドリル穴寸法によらず狭いバンドの中に収まった。
  - (3)  $N = 1 \times 10^8$  で未破損となった軸受の断面を観察した結果、ドリル穴エッジ部で微小なき裂が観察された。このことから、軸受が未破損となる限界は、ドリル穴からのき裂の発生限界ではなく、発生したき裂の伝ば停留限界であることが明らかとなった。
  - (4) 試験片が未破損となった試験の条件から、き裂進展下限値 $\Delta K_{II, \text{th}}$ を計算し、ドリル穴直径(≈き裂直径)に対してプロットした結果、 $\Delta K_{II, \text{th}}$ はドリル穴直径 $d$ の1/3乗に比例することが明らかとなった。また、その値は、静的圧縮応力下でのねじり疲労試験で得られた $\Delta K_{II, \text{th}}$ の値とよく一致した。
- 1) Fujimatsu, T., Nakamizo, T., Nakasaki, M. and Tsunekage, N., Crack initiation and propagation behavior around the defect in steel under rolling contact fatigue, ASTM International STP1580 Bearing Steel Technologies: 10<sup>th</sup> volume, Advances in Steel Technologies for Rolling Bearing (2015), pp.147–172.
  - 2) Kassir, M.K. and Sih, G.C., Three-dimensional stress distribution around an elliptical crack under arbitrary loadings, Journal of Applied Mechanics, Vol. 33, issue 3 (1966), pp. 601–611.
  - 3) Kida, K., Yamazaki, T., Shibata, M., Oguma, N. and Harada, H., Crack initiation from micro surface holes in bearings under rolling contact fatigue, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 27, No. 6 (2004), pp. 481–493.
  - 4) Kida, K., Yoshidome, K., Yamakawa, K., Harada, H. and Oguma, N., Flaking failures originating from microholes of bearings under rolling contact fatigue, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 29, No. 12 (2006), pp. 1021–1030.
  - 5) 小俣弘樹, 山辺純一郎, 福島良博, 松岡三郎, 微小ドリル穴付き試験片を用いた転がり疲労き裂進展試験法の提案, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 78, No. 793 (2012), pp. 1250–1265.
  - 6) 小俣弘樹, 山辺純一郎, 松永久生, 福島良博, 松岡三郎, 軸受鋼 SUJ2 の転がり疲労強度に及ぼす微小欠陥の寸法と深さの影響, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 79, No. 803 (2013), pp. 961–975.
  - 7) Lundberg, G. and Palmgren, A., Dynamic capacity of rolling bearings, Acta Polytechnica Scandinavica-Mechanical Engineering Series, Vol. 1, No. 3 (1947), pp. 5–50.
  - 8) 松永久生, 村本論始, 庄村直哉, 遠藤正浩, 軸受鋼 SUJ2 における微小疲労き裂のせん断型進展と下限界, 材料, Vol. 58, No. 9 (2009), pp. 773–780.
  - 9) Matsunaga, H., Shomura, N., Muramoto, S. and Endo, M., Shear mode threshold for a small fatigue crack in a bearing steel, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 34 (2011), No. 1, pp. 72–82.
  - 10) 三田村宣晶, 転がり軸受の疲れとその研究動向, トライボロジスト, Vol. 53, No. 10 (2008), pp. 641–646.
  - 11) 村上敬宜, 濱田繁, 杉野和男, 高尾健一, せん断 (Mode II) 疲労き裂伝ば抵抗値 $\Delta K_{II, \text{th}}$ の測定方法とその応用, 材料, Vol.43, No.493 (1994), pp. 1264–1270.
  - 12) 村上敬宜, 福原健人, 濱田繁, Mode II 疲労き裂進展下限値 $\Delta K_{II, \text{th}}$ の測定, 材料, Vol. 51, No.8 (2002), pp. 918–925.
  - 13) Murakami, Y., Takahashi, K. and Kusumoto, R., Threshold and growth mechanism of fatigue cracks under mode II and III loadings, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 26 (2003), pp. 523–531.
  - 14) Murakami, Y., Fukushima, Y., Toyama, K. and Matsuoka, S., Fatigue crack path and threshold in Mode II and Mode III loadings, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 75 (2008), pp. 306–318.
  - 15) Okazaki, S., Matsunaga, H., Ueda, T., Komata, H. and Endo, M., A practical expression for evaluating the small shear-mode fatigue crack threshold in bearing steel, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol. 73 (2014), pp. 161–169.
  - 16) Okazaki, S., Wada, K., Matsunaga, H. and Endo, M., The influence of static crack-opening stress on the threshold level for shear-mode fatigue crack growth in bearing steels, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 174 (2017), pp. 127–138.
  - 17) 大塚昭夫, 菅原宏人, 庄村光広, 青山正樹, 齋成根, 柴田正道, 転がり疲労の機構とモードII疲労き裂進展, 材料, Vol. 43, No. 484 (1994), pp. 55–61.

# 玉軸受におけるグリース挙動の X 線観察 および多相流解析の妥当性確認

野田 隆史\*, 柴崎 健一\*, 宮田 慎司\*\*, 谷口 雅人\*\*\*



野田 隆史



柴崎 健一

## X-Ray CT Imaging of Grease Behavior in Ball Bearing and Numerical Validation of Multi-Phase Flows Simulation

T. Noda, K. Shibasaki, S. Miyata, M. Taniguchi



宮田 慎司



谷口 雅人

一般社団法人 日本トライボロジー学会の転載承認を得て、トライボロジスト第 61 巻 第 4 号(2016 年)から転載。

In an effort to further extend bearing life, the authors have attempted to acquire greater knowledge regarding lubricating grease behavior in a bearing. While conducting experiments, some kinds of difficulties commonly arise when attempting to observe grease behavior directly from the bearing exterior without removing seals and shields. Making a breakthrough such a troubling aspect, X-ray computed tomography (CT), which is one of the non-destructive inspection techniques, was employed and resulted in visualizing remarkable details of grease distribution in a resin ball bearing. Hydrodynamic grease transition from churning to channeling state was well revealed by the mixture distribution of urea and barium-based greases which have different properties of X-ray absorption capability. Furthermore, the three dimensional unsteady liquid-gas multi-phase flows analysis was performed. Hydrodynamic feature of grease was regarded as a non-Newtonian fluid, which shows a highly non-linear flow curve, and the constitutive equation of modified Bingham plastic model proposed by Papanastasiou was applied to rheological property. Through these novel experimental and calculation approaches, several new insights about grease behavior inside a ball bearing were brought out.

### 1. 緒言

#### 2. グリース挙動の X 線観察

- 2.1 X 線 CT 装置および試験軸受概要
- 2.2 潤滑形態の遷移
- 2.3 グリースの X 線吸収能
- 2.4 内部流動の観察
- 2.5 グリース流れの分析
- 2.6 堆積グリースの空間的不均一性
- 2.7 グリース同士のせん断現象

### 3. グリース挙動の数値解析

- 3.1 レオロジー方程式
- 3.2 非ニュートン流体解析手法の検証
- 3.3 玉軸受におけるグリース流れ解析
- 3.4 基油リザーバの形成
- 3.5 再潤滑

### 4. 結言

## 1. 緒言

転がり軸受では転動体と軌道面の金属接触を防ぐために、油やグリース等の潤滑剤が用いられる。中でも

密封性、保守性等の観点からグリースが使用されるアプリケーションは多く、玉軸受に至っては約八割の用

\* 基盤技術研究所, Corresponding author E-mail : noda-t@nsk.com  
 \*\* 未来技術開発センター開発第一部  
 \*\*\* NSK インスティテュート・オブ・テクノロジー

途にグリース潤滑が採用されている<sup>1)</sup>。転がり軸受の設計においてグリース潤滑への関心は高く、これまでも軸受内部のグリース挙動に着目した研究が数多く報告されている<sup>2, 3)</sup>。転がり軸受におけるグリースの潤滑形態は、回転によりグリース全体が激しく攪拌される期間を経て、保持器やシールに堆積したグリースから分離した基油もしくは少量のグリースで潤滑を行う期間へ移行する<sup>3)</sup>。前者は高トルク・高発熱のチャネリング状態、後者は転走面から排除されたグリースの層に“すきま”が生じた低トルク・低発熱のチャンネリング状態であり、軸受の運転環境としては後者が好ましいとされている。しかしチャンネリング状態は軸受トルクの安定期である一方、脇に寄せられたグリースが転走面に戻りにくいことから、潤滑に寄与しないグリースを残したまま軸受寿命を迎えてしまうことがある。このような残存グリースを効率良く潤滑に貢献させることができれば、軸受寿命の更なる延長が期待できる。本研究では軸受寿命の延長に有用な知見を得ることを目的として、軸受内部のグリース流動状態を把握できる技術の構築を行う。

従来グリース挙動の目視による観察は、漏れや飛散を防ぐために装着されたシールが弊害となり極めて困難であった。シールを取り外すことにより表面観察は可能となるが、除去する過程で着脱面に付着して剥ぎ取られてしまうグリースがあるため、形状把握に主眼を置く状況下において適切な観察方法とはいえない。分解観察以外の先行技術として、たとえば着色グリースや放射性グリースを用いて流れを調べる方法<sup>4)</sup>や、シールを装着せずに直接観察する方法<sup>5)</sup>が実施されている。しかし上記では前者はグリースの移動量、後者は外気に露出したグリースの表面形状に情報が限られるように、グリース挙動を視覚的に特定できる決定的な手法は存在しなかった。そこで本稿では分解観察が不要なX線ベースの非破壊検査を転がり軸受に適用し、前記課題の打開に取り組んだ。更に数値流体力学を活用した3D-CAE (Computer Aided Engineering) を併せて実施し、軸受内部のグリース流動状態の予測を試みた。

## 2. グリース挙動のX線観察

### 2.1 X線CT装置および試験軸受概要

本稿では、被写体の断層像を撮影することができるX線CT (Computed Tomography) を用いた。使用した装置は東芝ITコントロールシステム製マイクロCTスキャナ (TOSCANER30000μhd, 空間分解能 5 μm) である。X線が非均質な物質を透過する際、

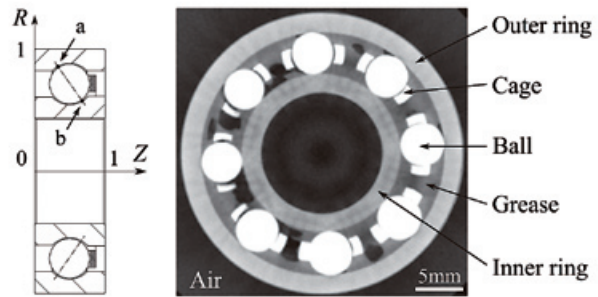


Fig. 1 Left: Definition of R-Z axis, right: X-ray CT image of the plastic bearing at the cross-section, Z = 0.36

その強度  $I$  は次式に基づき減衰する<sup>6)</sup>。

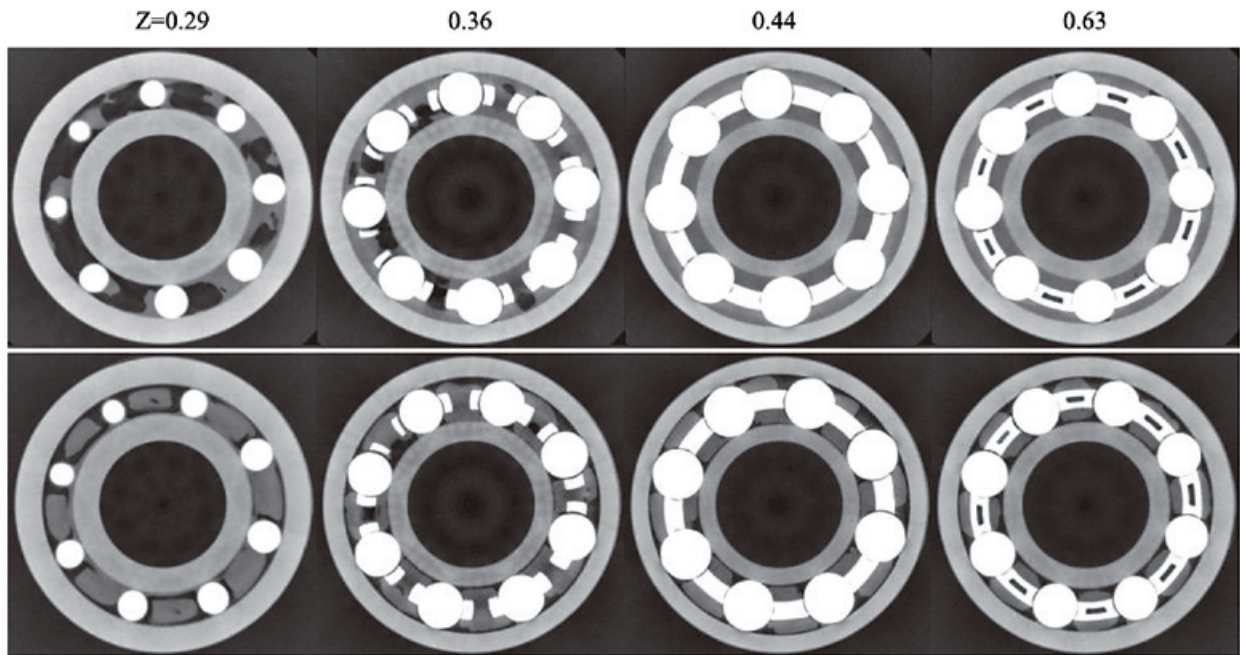
$$I = I_0 \exp(-\mu_i x_i) \quad (1)$$

ここで  $I_0$ ,  $\mu_i$ ,  $x_i$  はそれぞれ入射 X 線強度、物質  $i$  の線吸収係数、透過距離である。線吸収係数は、物質の種類 (構成元素の原子番号)、密度、入射 X 線強度に依存する。一般的に鉄製の被写体に高強度 X 線を照射するとメタルアーティファクト (偽情報) が発生して CT 画像が不鮮明になる<sup>7)</sup> ことから、適切な X 線制御や被写体の工夫が必要と考えられる。本稿では、X 線を透過しやすくかつメタルアーティファクトの発生を抑制できる構成として、呼び番号 6001 高耐食樹脂玉軸受を採用した。本軸受は、内・外輪がカーボン繊維の複合材である特殊フッ素樹脂、保持器がフッ素樹脂、および特殊ガラス球の転動体で構成されている。通常特殊環境下で使用される軸受でありシールを装備しないが、今回は試験中のグリース漏れを防ぐ目的で外輪側にアクリルプレートを配設した。本軸受到ウレア系グリースを空間体積の 53 % 封入して X 線撮影を行った。X 線制御器の設定は管電圧 55 kV、管電流 260 μA、空間分解能 37 μm、スライス厚 60 μm とした。断面の位置は Fig. 1 左に示すように、軸受中心、外輪外径面および軸受左端、右端をそれぞれ 0, 1 とした R-Z 円筒座標で定義する。Figure 1 右に Z = 0.36 におけるグリース封入直後の CT 画像を示す。濃淡の違いから内・外輪、保持器、転動体、グリースならびに空気を識別できることが見てとれる。したがって本試験片と X 線制御器の設定は、グリース挙動の観察に適した組合せといえる。

### 2.2 潤滑形態の遷移

前記軸受をアキシャル荷重 10 N (外輪側 Z 正方向)、600 min<sup>-1</sup> で内輪回転させて、1 分後、5 分後のグ

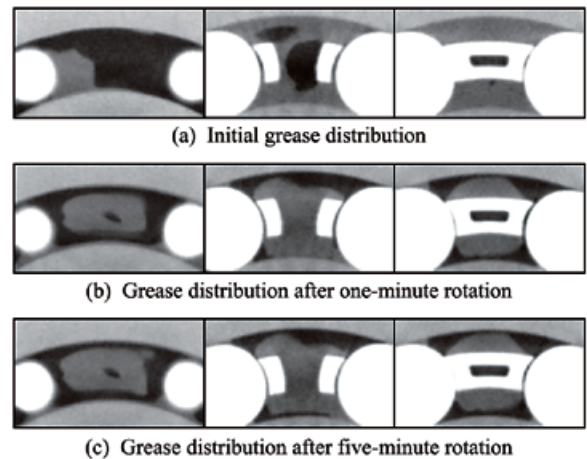




**Fig. 2** X-ray CT images of the plastic ball bearing with urea grease at several slices (top: Initial grease distribution, bottom : grease distribution after approximately one-minute rotation)

リース状態を再度撮影した。 **Figure 2** に  $Z = 0.29$ ,  $0.36$ ,  $0.44$ ,  $0.63$  における初期, 1 分後の CT 画像を示す。 1 分後の CT 画像からグリースは内・外輪および転動体と“すきま”を介して離れている一方で, 保持器とは終始付着している様子が見てとれる。 また特に  $Z = 0.44$ ,  $0.63$  において転動体間のグリース形状が各々相似形を成していることが確認できる。 これは転動体間で生じる現象に差異が無いことを裏づけるものである。 したがって測定対象をある転動体間に固定して観察された結果は, 軸受全体のグリース流動を代表するものと捉えて問題ないと考えられる。

**Figure 3** (a) ~ (c) に初期, 回転から 1 分後および 5 分後のある領域にフォーカスした CT 画像を示す。 断面位置はそれぞれ左から  $Z = 0.29$ ,  $0.36$ ,  $0.63$  である。 **Figure 3** (a), (b) を比較するとグリース状態が大幅に変化していることから, 本期間が攪拌を伴うチャニング期であったことがわかる。 一方, 5 分後の CT 画像, **Fig. 3** (c) においては 1 分後と同等のグリース形状を維持していることから, 挙動が安定したチャンネルングの状態に移行しつつあることが考えられる。 また **Fig. 3** (b), (c) を通じてグリース形状に変化が少ないということは, 転走面から排除されたグリースが再び転走面に戻りにくい状況下に置かれていると推測できる。



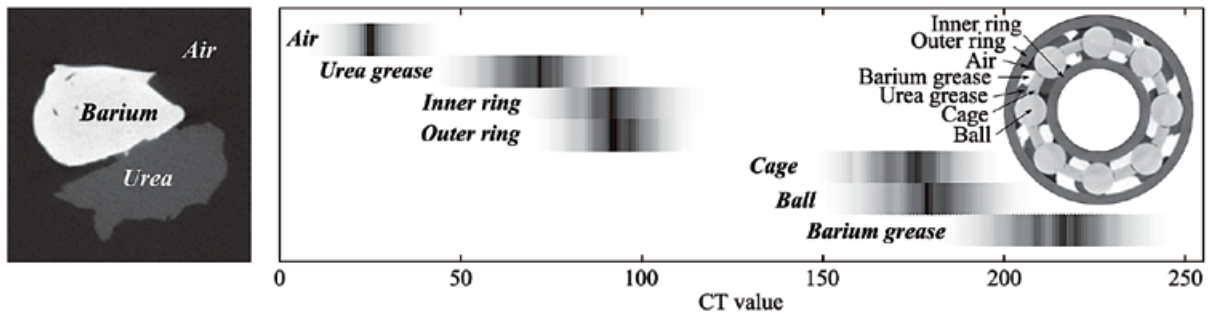
**Fig. 3** Transition of grease lubrication from churning to channeling state observed from clipped CT images at three different times

### 2.3 グリースの X 線吸収能

弾性流体潤滑領域近傍の現象スケール以上のグリース挙動をマクロ流れと定義すると, マクロ流れは塊としての移動や表層での変形に加え, グリース内部に発生する流動に分類できると考えられる。 前者は空気との界面形状から読み取ることができたが, 後者についてはグリースに内在する流脈を経時的に分析しない限り把握は困難である。 グリース内部の流動状態を観察するために, 線吸収率の異なるウレア系,

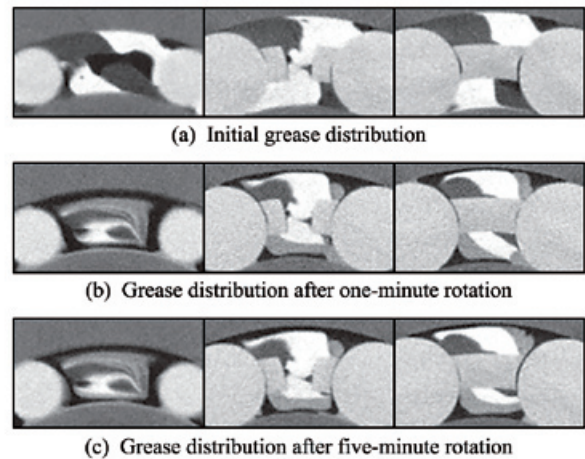
**Table 1** Physical properties and composition of urea and barium greases

Lubricant	Thickener	Base Oil	Base Oil Kinetic Viscosity [mm <sup>2</sup> /s] (40 degrees Celsius)	Density [g/cm <sup>3</sup> ]	Worked Penetration
Urea grease	Urea	POE	30.5	0.93	264
Barium grease	Barium Complex Soap	MO + Ester	23.0	0.99	280



**Fig. 4** Left: Grayscale comparison among urea, barium grease and air, right: 2D grayscale spectrum of the plastic bearing X-ray CT image including two different greases at one cross-section

バリウム系グリースを併用した X 線 CT 撮影を行った。ここではグリース内部の流動状態が、たとえばコーヒーにミルクを注いだ際に見られるようなマarmor模様として CT 画像に造影されることを期待している。2 種類のグリース組成および物性を **Table 1** に、両グリースを並べて撮影した CT 画像を **Fig. 4** 左に示す。**Figure 4** 左より、濃淡の違いから各グリースを CT 画像上で判別できることがわかった。一般に線吸収係数を密度で除した質量線吸収率は、原子番号と共に単調増加する傾向にある<sup>6)</sup>。バリウムグリースはウレアグリースを構成する元素 C, H, N, O に比べて原子番号の大きい Ba を含むため、X 線をより吸収して CT 画像上で白色側に表示されたと考えられる。**Figure 4** 右に、両グリースを樹脂軸受に封入した直後の CT 画像とそれを 256 階調でスペクトル表示した結果を示す。封入量はウレア、バリウムグリース同量程度、合計で空間体積の約 40 %とした。撮影条件は従来同様、管電圧 55 kV、管電流 260 μA、空間分解能 36 μm、スライス厚 60 μm とした。医療現場における X 線検査では被写体が基本的に生体であるため、空気と水をそれぞれ -1 000, 0 と定義した CT 値<sup>6)</sup>に基づいて診断が行われるが、産業用途においては被写体が限定されないため上記のような明確な定義がない。したがって本稿では CT 画像の濃淡情報(グレイスケール)を 256 階調表示したものを CT 値と呼ぶことにする。**Figure 4** 右のスペクトルより、試験片の中でバリウムグリースの CT 値が最も高いこ



**Fig. 5** Grease internal flow observed from clipped CT images at three different times

とが見てとれる。試験軸受は **Fig. 1** 右に示したものと同一であるが、被写体に高 CT 値を有するバリウムグリースが加わったことで CT 画像の濃淡が相対的に変化した。これは撮影領域で X 線を最も吸収した部材に対して白色表示を定義しているため、その他が最大 CT 値との差に基づき全体的に黒色側にシフトした結果であり、各部材が持つ X 線吸収能自体が変化したわけではない。

## 2.4 内部流動の観察

前節で示した軸受に対し 2.2 節と同様の条件で X

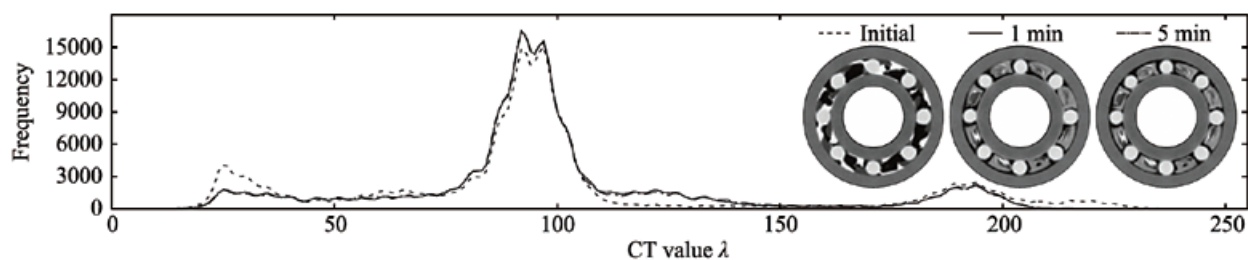


Fig. 6 Grayscale comparison of CT images of initial, after one and five-minute rotation of the plastic bearing at  $Z = 0.25$

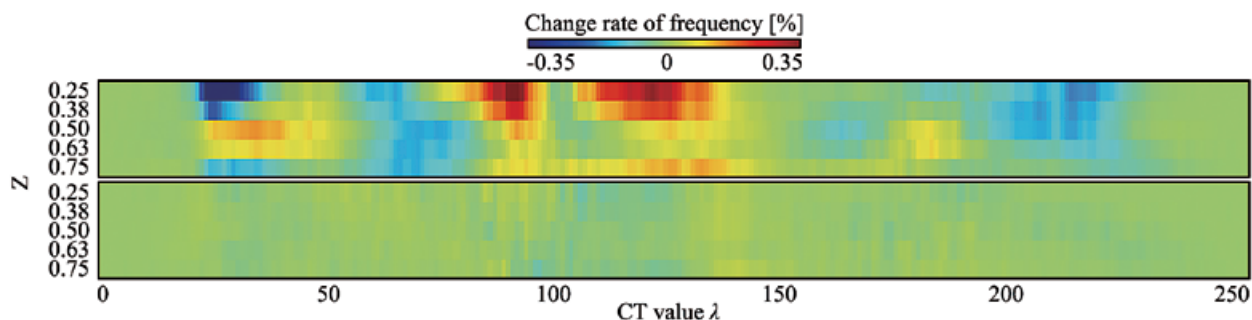


Fig. 7 Change rate of frequency of the plastic bearing X-ray CT images, top: grayscale change from initial to one minute ( $\delta_{01}$ ), bottom: grayscale change from one to five minutes ( $\delta_{15}$ )

線撮影を行った。Figure 5 に  $Z = 0.25, 0.38, 0.5$  における初期、回転から 1 分後、5 分後の CT 画像を示す。グリースの表面形状から得られる知見は 2.2 節と同様であったため詳細の説明は省き、以降はグリース内部の様子について観察を進める。Figure 5 (b) において保持器から見た軌道面の回転方向は、内輪側は紙面時計回り、外輪側は反時計回りである。グリース内部では軌道面に引きずられる形で、全体的に反時計周りの変形が生じていることがわかる。これはグリース表層で生じたせん断変形が分子粘性により内部に伝達したことによるものと考えられる。また Figure 5 (b), (c) より、バリウムとウレアの中間色を示すグリースが新たに生成されていることが見てとれる。これは 2 種類のグリースが混ざって線吸収係数が平均化されたことにより生じたものであり、攪拌の過程(チャーニング)を経た裏付けとなる。一方、グリースが形成する模様注目すると、両者でほとんど変化がないことから、堆積グリース内部において流動は生じていないことがわかる。すなわちグリース内部の挙動は流動ではなく変形であり、チャーニング期に生じた変形状態が固体的に維持されると考えられる。

## 2.5 グリース流れの分析

$Z = 0.25$  における各時刻の CT 画像および構成画

素の CT 値  $\lambda$  と度数の関係を Figure 6 に示す。初期、1 分後のプロットには差がある一方、1 分後、5 分後のそれはほぼ一致していることが見てとれる。Figure 7 は  $\lambda$  毎に、1 分後から初期、5 分後から 1 分後の度数の差分を全度数で除した変化率  $\delta_{01}(\lambda)$ 、 $\delta_{15}(\lambda)$  を各  $Z$  断面について表示したものである。CT 画像の差分をとると軸受構成部材に該当する CT 値の度数が相殺されるため、残度数には空気、バリウム、ウレアグリースあるいは 2 種類が混在したグリースが含まれる。流動が無く CT 画像が変化しない場合には、各流体の CT 値についても同様に相殺されることになる。Figure 7 に基づき潤滑剤の軸方向流れについて Euler 的手法により分析を行う。 $\delta_{01}$  と  $\delta_{15}$  の全体像を比較すると全ての断面において  $\delta_{01}$  の変化が顕著であり、初期流動が盛んであったことがわかる。対して  $\delta_{15}$  には目立った変化は無く、チャーニングの穏やかな様子を示している。 $\delta_{01}$  の各断面に注目すると  $Z = 0.25$  において、空気 ( $\lambda \approx 25$ )、ウレアグリース ( $\lambda \approx 70$ )、バリウムグリース ( $\lambda \approx 220$ ) が減少しており、その減少分が同一もしくは他断面から流入した混合グリースとして  $\lambda \approx 95, 125$  付近を中心に増加していることが見てとれる。この傾向は他の断面についても同様であったが、唯一空気に関しては  $Z = 0.50, 0.63$  において増加傾向にあった。これは当初充填されていたグリー

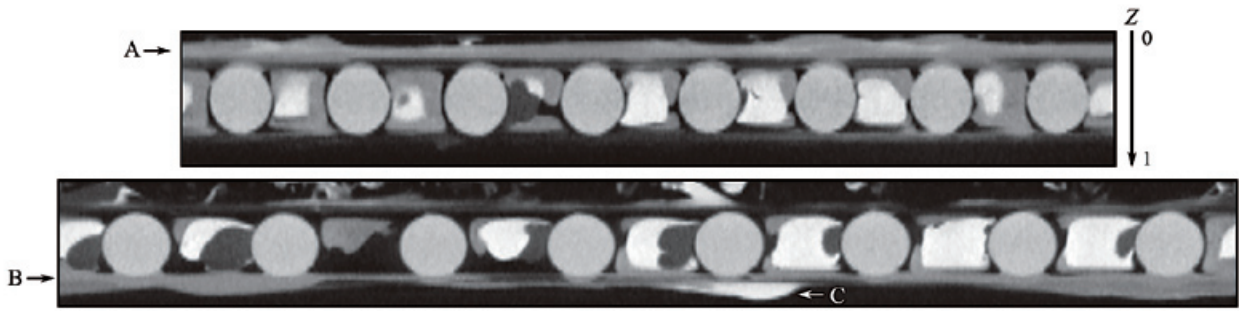


Fig. 8 X-ray CT images along the cylindrical cross-section,  $R = 0.62$  (top: inner side),  $0.84$  (bottom: outer side)

スが外的要因により他断面に移動した結果、空気に置換されたことで生じたものと考えられる。一方グリースの移動先はシール側、 $Z = 0.25, 0.38, 0.75$ であったことが、同断面の空気の減少状況から読み取れる。 $Z = 0.25, 0.38$ 付近には冠形保持器のつめ部からなる開空間があり、ここは転走面から排除されたグリースが軸受の構造上堆積しやすい場所であることがわかる。一方、 $Z = 0.75$ 付近は保持器の肉ぬすみ側であり、同様に混合グリースが流入したものの、その増加率はつめ側と比較すると小さい。保持器つめ側と肉ぬすみ側でグリースの移動量が異なることから、グリースの流動方向は保持器形状に依存するといえる。特に今回使用した冠形保持器においては、肉ぬすみ側よりつめ側にグリースが堆積しやすい安定領域が存在すると考えられる。

### 2.6 堆積グリースの空間的不均一性

Figure 8 は  $R = 0.62, 0.84$  における  $Z$  軸周りの断面を展開した CT 画像 (5 分後) である。両者共に転動体周辺に帯状のグリース A, B が付着しており、特に後者の一部には攪拌されていないバリウムグリース C が残っていることが見てとれる。帯状グリースを比較すると内輪側 (A) は転動体の紙面上方、外輪側 (B) は逆に下方に偏っていることがわかる。これはアキシアル荷重が外輪に  $Z$  軸正の向きにかかっているため、転動体と軌道溝接触点 (Fig. 1 の a, b) の反対側に空間が生まれ、それらの発生位置が内輪、外輪側で異なることから帯状グリースの堆積位置にも差異が生じたものと考えられる。グリースは転走面から排除される過程で、流路が狭い接触点側ではなくそれとは反対側の広い空間に移動する傾向があることがわかった。

### 2.7 グリース同士のせん断現象

Figure 9 は  $R = 0.62$  における CT 画像 (上から初期、回転 1 分後、5 分後) である。前述の通り 1 分から 5 分後にかけてのグリース状態の変化は、初期 1

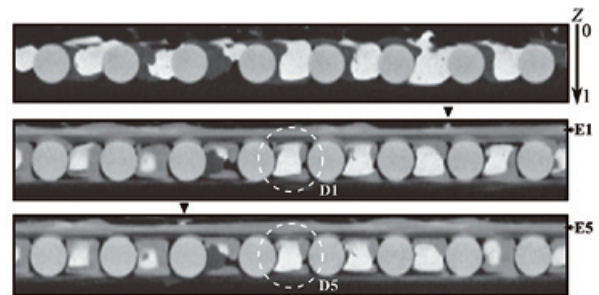


Fig. 9 X-ray CT images in a cylindrical cross-section,  $R = 0.62$  (top: initial, middle: one-minute, bottom : five-minute rotation)

分間のそれと比較して僅かであり、形状を維持している。しかし保持器に堆積したグリース (たとえば D1, D5) と帯状グリース (E1, E5) との間には位置関係に変化が見てとれる (図上部、グリース塊 ▼ に注目)。全周にわたる帯状のグリースは内輪の溝に付着したものであり、位置関係の変化は保持器の公転速度と内輪の速度が異なることに起因している。さらに一部では帯状グリースが転動体側面や保持器に堆積したグリースと接触していることから、グリース D1, D5 と E1, E5 の間にはせん断が生じており、これが流体抵抗の発生源のひとつになっていることが考えられる。また転動体側面に付着したグリースから染み出た基油が、ぬれ性により表面を伝って接触部に流れ込むことも予想され、溝肩に付着した帯状グリースが油膜形成に関わる油の供給源になっていることも考えられる。

### 3. グリース挙動の数値解析

グリースは基油と増ちょう剤を主成分とした半固体状の物質である。せん断を受けると増ちょう剤の配向、破壊が生じて網目構造に保持された基油が流れ出し (ミクロ流れ)、潤滑剤として機能する。一方、せん断を受けない場合には、形状や付着性を維持して固体

**Table 2** Rheological parameters of urea and barium greases

Grease	$\tau_y$ [Pa]	$\eta_p$ [Pa·s]	$m$ [s]
Urea	829	1.020	10
Barium	1314	0.276	10

的に振舞う。すなわちグリースは固体-流体双方の特徴を持つ複雑流体であり、主にせん断速度依存性、時間依存性(チキソトロピー)、塑性といったレオロジー特性を示す<sup>8)</sup>。本稿では計算コストの観点から時間依存性は考慮せず、せん断速度依存性と塑性の2種類のレオロジー特性を有する均質体を想定した。また増ちょう剤の破壊、分散および基油の染出し、酸化といったミクロな物理・化学現象および接触部の弾性流体潤滑については考慮せず、グリースと空気のマクロ流れのみを解析対象とした。

**3.1 レオロジー方程式**

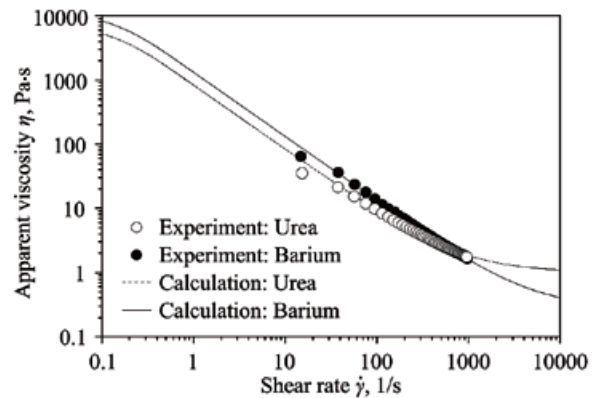
グリース挙動を再現するにあたり、まずは流動特性を模擬する数理モデルについて検討した。グリースは降伏値以上のせん断応力を受けることで増ちょう剤が破壊され、半固体状から液体状へと変化する。このようにせん断応力が、ある降伏値を越えたときに流体層間にすりを生じて流動を始める流体を塑性流体と呼ぶ。塑性流体は流動曲線が非線形となる非ニュートン流体に属し、中でも次式で表される塑性流体はビンガム流体(理想的塑性流体)と呼ばれる。

$$\begin{cases} \tau_{ij} = \tau_y + \eta_p \dot{\gamma}_{ij} & \text{for } |\tau_{ij}| > \tau_y \\ \dot{\gamma}_{ij} = 0 & \text{for } |\tau_{ij}| \leq \tau_y \end{cases} \quad (2)$$

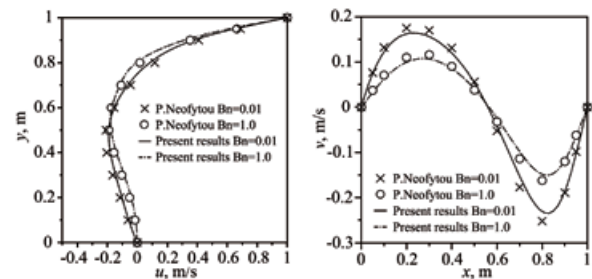
ここで  $\tau_{ij}$ ,  $\tau_y$ ,  $\eta_p$ ,  $\dot{\gamma}_{ij}$  はそれぞれせん断応力、降伏応力、塑性粘度並びにせん断速度である。塑性粘度とは  $\dot{\gamma} \rightarrow \infty$  における見掛け粘度である。一般にグリースはビンガム流体に近い挙動を示すが、上式に基づき粘度を見積もると、低速域において実験値との乖離が大きくなる。そこで本稿では PAPANASTASIOU により修正された以下のレオロジー方程式<sup>9)</sup>を用いた。

$$\tau_{ij} = \left[ \eta_p + \frac{\tau_y}{|\dot{\gamma}|} (1 - e^{-m|\dot{\gamma}|}) \right] \dot{\gamma}_{ij} \quad (4)$$

ここで  $m$  は応力成長指数と呼ばれる時間の次元を持つ定数である。 $m$  によりビンガム流体と擬塑性流体の中間のレオロジー特性を示す流動曲線が得られる。 $\tau_y$ ,  $\eta_p$ ,  $m$  を適切に設定することにより、ストレス



**Fig. 10** Comparison the calculated apparent viscosity curve of two greases and experimental results



**Fig. 11** Velocity  $u$ ,  $v$  profile along the vertical and horizontal mid-plane at different Bingham number

オーバーシュートを伴わない多種のグリース特性を広く網羅することができる。ウレア系、バリウム系グリースの降伏応力、塑性粘度ならびに応力成長指数を **Table 2** に、見掛け粘度の測定値および計算値の比較を **Fig.10** に示す。 **Figure 10** より、計算値はグリースのせん断速度依存性を良好に再現できているといえる。

**3.2 非ニュートン流体解析手法の検証**

続いて式 (4) を適用した非ニュートン流体解析手法について検証を行った。検証モデルは正方キャビティ内流れ<sup>10)</sup> である。一辺  $L = 1$  m の矩形領域(左下隅に座標原点、水平および垂直方向に  $x$ ,  $y$  座標、格子数  $50 \times 50$ ) において、上壁を  $U = 1$  m/s で移動させた。流体の密度  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup>、塑性粘度  $\eta_p = 10$  Pa·s とし、 $Re = \rho UL/\eta_p = 100$  の条件下で定常計算を行った。 **Figure 11** に領域内の流速プロファイルを示す。図中の Bn とは、 $Bn = L\tau_y/U\eta_p$  で定義されるビンガム数と呼ばれる無次元量である。流速  $u$ ,  $v$  (それぞれ速度の  $x = 0.5$  における  $x$  成分,  $y = 0.5$

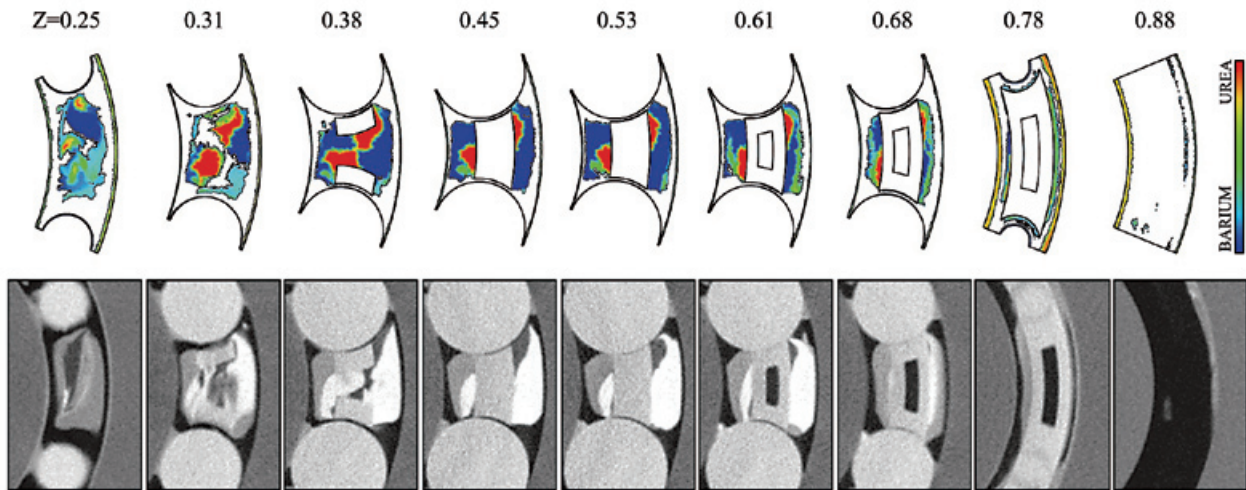


Fig. 12 Comparison calculated unsteady grease behavior and experimentally captured X-ray CT images of urea and barium greases in the plastic bearing at several axial slices

における  $y$  成分) について, P. NEOFYTOU ら<sup>11)</sup> と同等の結果が得られたことから, 本手法は非ニュートン流体の解析手法として妥当であるといえる。

### 3.3 玉軸受におけるグリース流れ解析

前述の非ニュートン流体をグリースと見なし, 玉軸受内部のグリース挙動解析を行った。解析対象は玉軸受 6001, 解析領域は内・外輪, 保持器, 転動体, シールに囲まれた閉流路を転動体数で八等分した空間とした。要素分割が困難な接触部近傍にすきまを作るため, 玉径を 3.4 % 縮小したモデルを使用した。転動体と内・外輪接触部(弾性流体潤滑領域)の影響, 荷重等によるクリアランスの変化および潤滑剤の漏れは考慮しない。解析は非圧縮・非定常・等温の層流潤滑を仮定した。自由界面を含む流れの数値計算法として, 体積率を輸送して界面形状を捕捉する VOF (Volume of Fluid) 法を用い, 支配方程式は有限体積法を用いて非構造格子上で離散化した。運転条件は内輪回転  $600 \text{ min}^{-1}$  とした。潤滑剤には Table 2 に示したウレア系, バリウム系グリースの流動特性を各々与えた。封入量は両者同量, 併せて空間体積の約 40 % とした。非定常計算の結果を以下に示す。解析開始と同時にグリースがしゅう動面に引きずられ, その後巻き込まれながら攪拌されるチャーニング期が続いた。そして回転から 10 秒程度でしゅう動面とグリース間に「すきま」が生じて, 挙動が安定なチャンネルング状態にシフトした。その際, 保持器上に堆積したグリース内部で流動は確認されなかった。以上数値解析で再現された結果は, X 線試験で観察されていたものと定性的に同様であった。Figure 12 に挙動安定後の解析結果と X 線 CT

画像を示す。解析結果は空気を白色, グリースをコンターで表示した。各断面を比較すると表面形状や内部の変形状態が良好に一致していることが見てとれる。

### 3.4 基油リザーバの形成

Figure 13 左に隣接する転動体の中間部と  $R = 0.73$  における CT 画像(それぞれ a, b), 中央および右に解析で求めたグリース分布と粘度分布を示す。内輪溝肩上に丘状の堆積グリース F が付着していることが Figure 13 a) から確認できる。堆積グリースの淡い灰色は, 白色のバリウムグリースと濃い灰色のウレアグリースが混ざったことを示している。これは攪拌の過程を経て, 転走面から排除されたグリースが溝肩に堆積するという通説と一致するものである。保持器上に堆積した灰色のグリース G にも同様のことが言える一方, 当初から保持器に付着していたバリウムグリース H に変化が無いことから, グリース内部に攪拌の影響は及ばなかったことがわかる。Figure 13 b) は保持器爪部近傍の断面である。堆積グリース I が初期から存在したグリース J に覆いかぶさり蓋をする形となっていることが見てとれる。回転前後で既存グリース J の形状に変化が無いことから, つめ部に位置するグリースが直接潤滑へ寄与することは難しく, 外的要因が作用しない限り基油のリザーバとして機能するものと推測される。一方, 解析では内輪溝肩や保持器上に, 攪拌グリース F', G', I' が堆積する結果が得られた。堆積グリースは軌道面やそれに付着したグリース薄膜と空気を介して離れていることから, 流れ的に安定な状態に移行している。またグリース内部に顕著な流動は確認されず, 固体的に形状を維持する

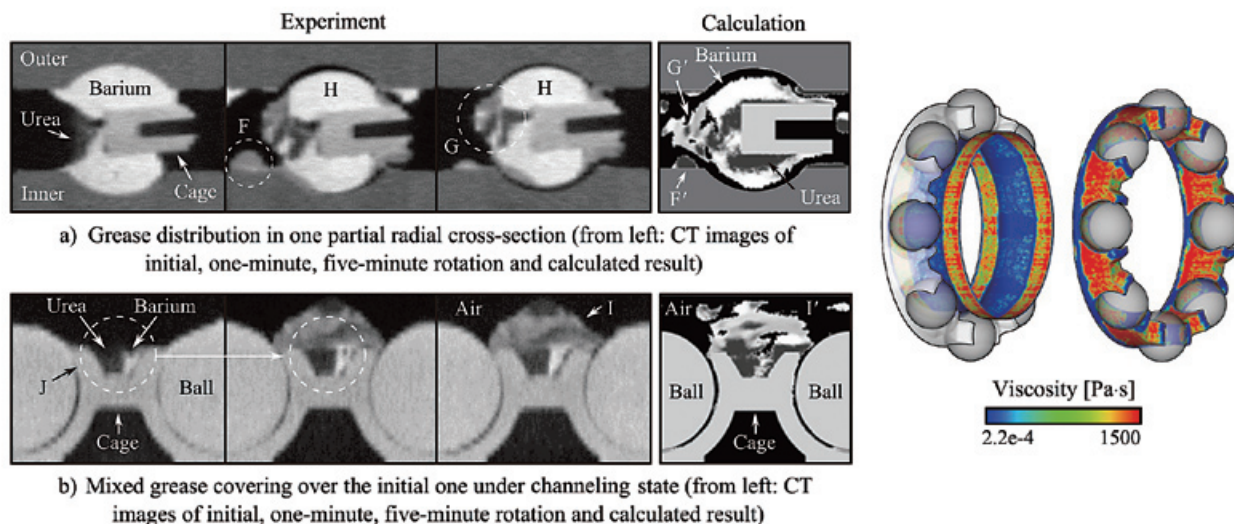


Fig. 13 Experimentally captured grease reservoir formation and calculated grease distribution

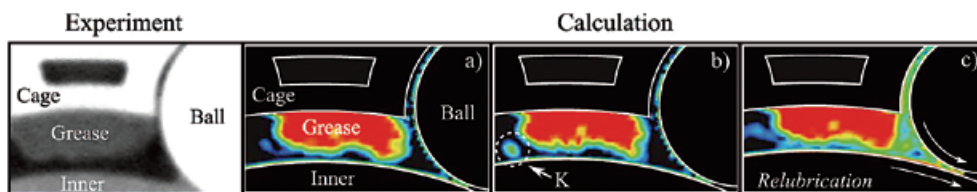


Fig. 14 X-ray CT image and calculated transient grease flows for indicating one of the grease relubrication processes

様子が再現された。Figure 13 右は、内輪および保持器表面に接する流体(グリースと空気)の粘度を示したものである。これを見ると、内輪溝肩や保持器冠部表面の粘度が軌道面と比べて極めて高いことが分かる。したがって一旦排除されたグリースが転走面に戻りにくい所以は、流体が高粘度を維持して表面に付着していることにあると考えられる。

### 3.5 再潤滑

安定位置に堆積したグリースが基油リザーバ以外の潤滑機能を果たす可能性として、自身の再潤滑がある。急加減速や衝撃環境下で軸受が使用される場合、グリースに外力が作用して堆積位置から飛ぶことが予想される。Figure 14 に、保持器へのグリース堆積状態を撮影した CT 画像(左)と解析結果(右)を示す。前述の通りグリースが空気を介してしゅう動部と離れている限り挙動に変化は見られない。しかし Figure 14 b) に示すように一部飛散してきたグリース K が堆積グリースに付着すると、堆積グリースが成長して“すきま”が狭まり、軌道面と接触する可能性が高くなる。やがて成長や(本解析では未考慮であるが)加振が繰り返

返されると、Figure 14 c) のように軌道面と接触して潤滑が起こる。これがグリースマクロ流れにおける再潤滑プロセスのひとつと考えられる。

## 4. 結言

2 種類のグリースを封入した樹脂軸受を対象に X 線 CT 撮影および数値解析を実施した。得られた知見、要点を以下にまとめる。

- (1) X 線吸収能を考慮した部材選定により、軸受内部のグリース形状を X 線 CT で撮影した。これによりチャニング、チャンネルング状態のグリース分布が視覚的に明らかとなった。
- (2) グリースの X 線吸収能の違いを利用して、グリース内部の流動状態を CT 画像上に造影した。チャンネルング状態の堆積グリースは、内部に流動を伴わず固体的な挙動を示すことがわかった。
- (3) CT 画像および CT 値の変分を分析した結果、グリースは保持器つめ部や接触点逆側の開放された広い空間に堆積しやすいことがわかった。
- (4) グリースのレオロジー方程式を組み込んだ CFD

(Computational Fluid Dynamics)技術により、チャーニングからチャンネルリングへの過渡現象を数値的に再現した。CT画像に基づくグリース挙動の比較から解析技術の妥当性を確認し、リザーバ形成や再潤滑のプロセスについて考察した。

なお、本稿での結果は  $600 \text{ min}^{-1}$  という限定的な回転条件によるものである。軸受回転速度の尺度を示す  $d_m n$  値(転動体のピッチ円径  $d_m$  と回転数  $n$  の積)は 12 000 と 40 000 以下の極低速条件<sup>3)</sup>に該当するため、グリースは表層を主とした緩やかな変化が支配的な挙動を示した。原形を留めないほど激しく攪拌されるような高速条件では、異なるグリース分布が得られると予想される。これは今後の課題である。

3.5 節の考察に基づくと、堆積グリースを潤滑に寄与させて軸受寿命の延長を図るためには、堆積グリースと軌道面が接触する確率を上げるよう軸受設計を工夫する必要があるといえる。すなわち流体が移動する空間領域(主に保持器形状に依存)の設計、適度に分裂・飛散しやすいグリースの開発や使用条件(衝撃の有無等)に適合したグリースの選定を織り交ぜた、総合的な潤滑デザインを行うことが重要であると考えられる。

#### 参考文献

- 1) 中：高温・高速ころがり軸受のグリース潤滑，潤滑，32，3（1987）165.
- 2) 星野：グリースの流動特性ところがり軸受におけるトルク（第1報），潤滑，25，8（1980）547.
- 3) P. M. LUGT：Grease Lubrication in Rolling Bearings, John Wiley & Sons, Ltd. (2013) 6, 7, 149.
- 4) 正野崎・重松・浦井：玉軸受中におけるグリースの挙動，潤滑，8，4（1963）237.
- 5) P. M. LUGT：On the Chaotic Behavior of Grease Lubrication in Rolling Bearings, Tribology Transactions, 52, 5 (2009) 581.
- 6) 新 非破壊検査便覧，日本非破壊検査協会(1992) 55, 205, 819.
- 7) F. E. BOAS：CT Artifacts: Causes and Reduction Techniques, Imaging Med., 4, 2 (2012) 229.
- 8) 星野：グリース潤滑の理論，トライボロジスト，47，1（2002）8.
- 9) T. C. PAPANASTASIOU：Flows of Materials with Yield, Journal of Rheology, 31, 5 (1987) 385.
- 10) 藤田・牛島：固体粒子により影響を受けるビンガム塑性流体の数値解析手法，第19回数値流体力学シンポジウム，B5-1（2005）1.
- 11) P. NEOFYTOU：A 3rd Order Upwind Finite Volume Method for Generalised Newtonian Fluid Flows, Advances in Engineering Software, 36 (2005) 664.



## 多様データセットを用いた深層学習による 転がり軸受の損傷診断

吉松 修\*, 佐藤 佳宏朗\*, 柴崎 健一\*



吉松 修



佐藤 佳宏朗

## Rolling Bearing Diagnosis Based on Deep Learning Enhanced by Various Dataset Training

O. Yoshimatsu, Y. Satou, K. Shibasaki



柴崎 健一

In recent years, there has been an increasing interest in deep learning technique for bearing flaking diagnosis, because it is possible to select vibration features and set diagnostic thresholds without domain knowledge of bearing diagnosis. The authors has proposed previously the CNN-LSTM model trained by using various dataset which would be better generalization performance than that in studies ever reported, i.e., the model might be available for actual rotating machinery, in which vibration feature is affected by type of bearings, various operating conditions and unknown disturbance. In this study, the model was analyzed by Grad-CAM, which was known as a visualization tool for deep learning model for image data, to know how the model detects the flaking. The analysis of Grad-CAM has shown that the periodic impulsive waveforms were detected when the test signal derived were of fault bearings as well expertized engineer will do. Furthermore, it is proved that the extracted feature is still available even though the waveforms were contaminated with white noise. In addition, the analysis also revealed the over-fitting situation of trained model. Therefore, it was concluded that Grad-CAM analysis was able to evaluate the trained deep learning models of bearing vibration diagnosis.

- |  |   |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 緒言</li> <li>2. 深層学習による診断モデルの汎化性能向上<sup>3)</sup> <ol style="list-style-type: none"> <li>2.1 適用した深層学習診断モデル</li> <li>2.2 使用したデータセット</li> <li>2.3 学習・評価方法</li> <li>2.4 評価結果概要</li> </ol> </li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>3. 診断モデル処理過程の可視化           <ol style="list-style-type: none"> <li>3.1 診断モデル処理過程可視化手法<br/><b>Grad-CAM</b></li> <li>3.2 <b>Grad-CAM</b>による入力データ注視領域の可視化結果</li> </ol> </li> <li>4. まとめ</li> </ol> |
|--|---|

### 1. まえがき

多くの産業分野で使用される回転機械設備の状態監視は、運用コストの削減や、突発的な事故の回避のために重要である。中でも転がり軸受のはく離損傷は代表的な診断対象である。はく離の診断においては測定された振動信号を用いた手法が一般的である<sup>1)</sup>が、高精度診断のためには、損傷時データの蓄積・特徴量の選出・診断閾値の設定を診断対象の設備毎に行う必要がある。通常、損傷時データの入手性は低いため、診断対象設備の損傷時データが十分に蓄積されるまでの

長い期間中、高精度な診断は期待しづらい。従って、十分な損傷時データを保有していない機械設備に対しても、はく離時の軸受振動特徴を高精度で診断する手法が望まれる。

一方、深層学習 (Deep Learning) は画像分類などのタスクにおいて、大量のデータで学習した分類モデルを使用することで、入力データから有用な特徴量を自動抽出できることが知られている<sup>2)</sup>。このことから、多様なはく離軸受の振動データを深層学習モデルの学

\* 日本精工株式会社 NSK Ltd.

習に使用することで、多様データに共通する汎用的な特徴を抽出するモデルが構築でき、未知の軸受診断に対しても有効な汎化性能（未知のデータに対する有効性）の高い診断が見込める。しかし、近年多く見られる深層学習を用いた軸受診断に関する報告において、診断モデルで抽出される特徴量およびモデルの汎化性能について論じられているものは少ない。

そこで、著者らは汎化性能の高い軸受はく離診断モデルを構築するために、多様なはく離振動加速度データを含むデータセットを構築・使用し、深層学習によって学習した診断モデルの汎化性能を評価した<sup>3)</sup>。その結果、学習データの測定環境を多様化させることで、診断モデルの汎化性能が向上した。しかし、深層学習モデルは出力までの処理過程を把握することが困難であるため、汎化性能が向上した要因についての考察は不十分であった。

本研究では、学習データの多様性を増加させた際の、深層学習診断モデルの汎化性能向上の要因を考察するため、深層学習の診断処理過程を可視化する手法を用いて、はく離振動の汎用的な特徴である、周期的な衝撃振動検知の有無を検証した。

## 2. 深層学習による診断モデルの汎化性能向上<sup>3)</sup>

著者らはこれまでの取組みにおいて、深層学習による軸受診断モデルの汎化性能を向上させるため、それぞれ測定環境の異なる3種の振動加速度データセットを使用して学習データ・テストデータを作成し、診断モデルの学習・テストを実施した。その結果、多様なデータおよび診断対象環境下で測定された正常振動加速度データで学習した診断モデルで、汎化性能が向上することを確認している。本章ではその概要を紹介する。

### 2.1 適用した深層学習診断モデル

本研究では、診断処理過程の可視化を行う対象としてCNN（Convolutional Neural Network）とLSTM（Long Short-Term Memory）を組合せたモデルを適用している。CNNは主に画像処理に適用される深層学習の一種であり、畳込み層とプーリング層での処理が繰り返されることで画像データの局所特徴が抽出される<sup>4)</sup>。LSTMは時系列データ処理や自然言語処理に主に適用される深層学習の一種であり、データの前後関係を考慮した分類・回帰を行うことが可能である<sup>5)</sup>。本研究で適用したモデルの概略図を図1に示す。本モデルは9層のCNN層・1層のLSTM層・1層の全結合層から構成される2クラス分類（正常・

損傷）モデルである。

本モデルの狙いは、はく離時の振動の汎用的な特徴を抽出することである。軸受はく離が発生した場合、転動体などの軸受部品がはく離箇所を通過する際に衝撃振動が発生する。この衝撃振動の発生間隔は、はく離発生箇所や軸回転数によって決定され、通常は一定周期で発生する。CNNによって衝撃振動の抽出を狙い、LSTMによって周期性の有無の判定を狙った。

### 2.2 使用したデータセット

学習・テストに使用した3種のデータセット（A, B, C）の詳細を表1に示す。各データセットは、異なる試験機に設置された振動加速度センサの測定データで構成されている。軸受名番・運転条件・測定条件・軸受に加工された人工欠陥のサイズや位置などもそれぞれ異なり、多様な振動加速度データが含まれている。データセットAはCase Western Reserve Universityが公開している軸受振動データ<sup>6)</sup>を使用して構築したものであり、人工欠陥が加工された12種の玉軸受および正常玉軸受が、4種の荷重条件下で使用されている。データセットBは円筒ころ軸受に4種の人工欠陥を加工したものと正常品を、9種の運転条件下で稼働させた際の振動加速度データで構築されている。データセットCは、5種の人工欠陥が加工された球面ころ軸受および正常品を、24種の運転条件下で稼働させた際の振動加速度データで構築されている。データセットB, Cの試験はいずれも著者らが実施した。また、各データセットは多数の振動加

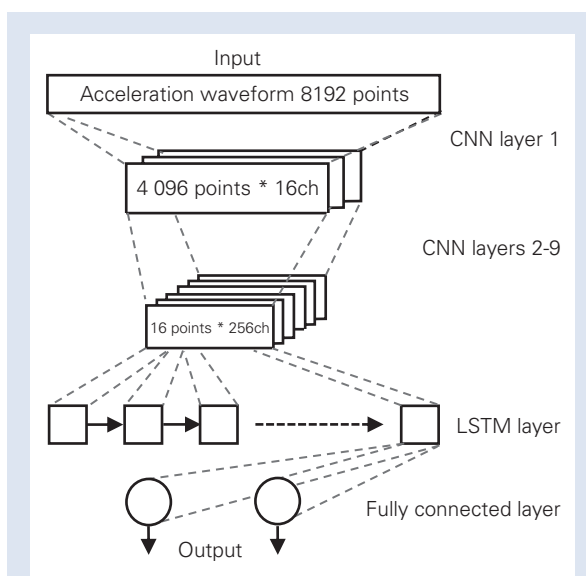


Fig. 1 Diagram of the applied CNN-LSTM model<sup>3)</sup>

速度データで構成されている。各々の振動加速度データは1フレーム8192点であり、正規化処理(平均値=0, 標準偏差=1)されている。各データセットの正規化処理後の振動加速度波形の一部を図2に示す。はく離時の振動加速度データに周期的な衝撃振動が含まれていることが確認できる。

### 2.3 学習・評価方法

これら3種のデータセットを用いて、診断モデルの学習およびテストを実施した。学習データは5000フレームの振動加速度波形から構成されており、正常時・はく離時の比率は1:1である。複数のデータセットの振動加速度波形を混合させる場合は、各デー

タセット振動加速度波形数の比率を等しくした。一方、各テストデータは2000フレームの振動加速度波形で構成されており、いずれも学習データとの重複はない。診断モデルの学習は全て、エポック数10の段階で終了させた。1エポックは5000フレームの波形データを使った学習1サイクルを表す。また、診断モデルの各層での計算に用いられる重み係数の初期値や、学習データの並びはランダムに決定されるため、学習結果は安定しない。そのため、各学習・テストは100回ずつ実施し、テスト結果の平均値で評価した。

なお、評価指標にはF値を用いた。F値は0~1の値で算出され、1.0に近いほど診断精度が高い。診断結果が全て同一で出力されるような学習に失敗した

Table 1 Details of the Datasets <sup>3)</sup>

Dataset name	A(CWRU data)		B		C	
Bearing type	Ball bearing		Cylindrical roller bearing		Spherical roller bearing	
Bearing number	6205-2RS JEM(SKF/NTN)		NU2228BMMA(NSK)		230/750CAME4(NSK)	
Sampling rate [Hz]	48 000		48 000		800	
Rotational speed [min <sup>-1</sup> ]	1 730 to 1 797 (4 speeds)		1 200 to 1 750 (3 speeds)		8 to 20 (4 speeds)	
Load conditions	4 (Motor horse power)		3 (Radial)		6 (Radial + Axial)	
Types of artificial defect	Fault	Sizes	Fault	Sizes	Fault	Sizes
	None	1	None	1	None	1
	Inner race	4	Inner race	3	Inner race	1
	Outer race	4	Outer race	1	Outer race	4
	Ball	4				

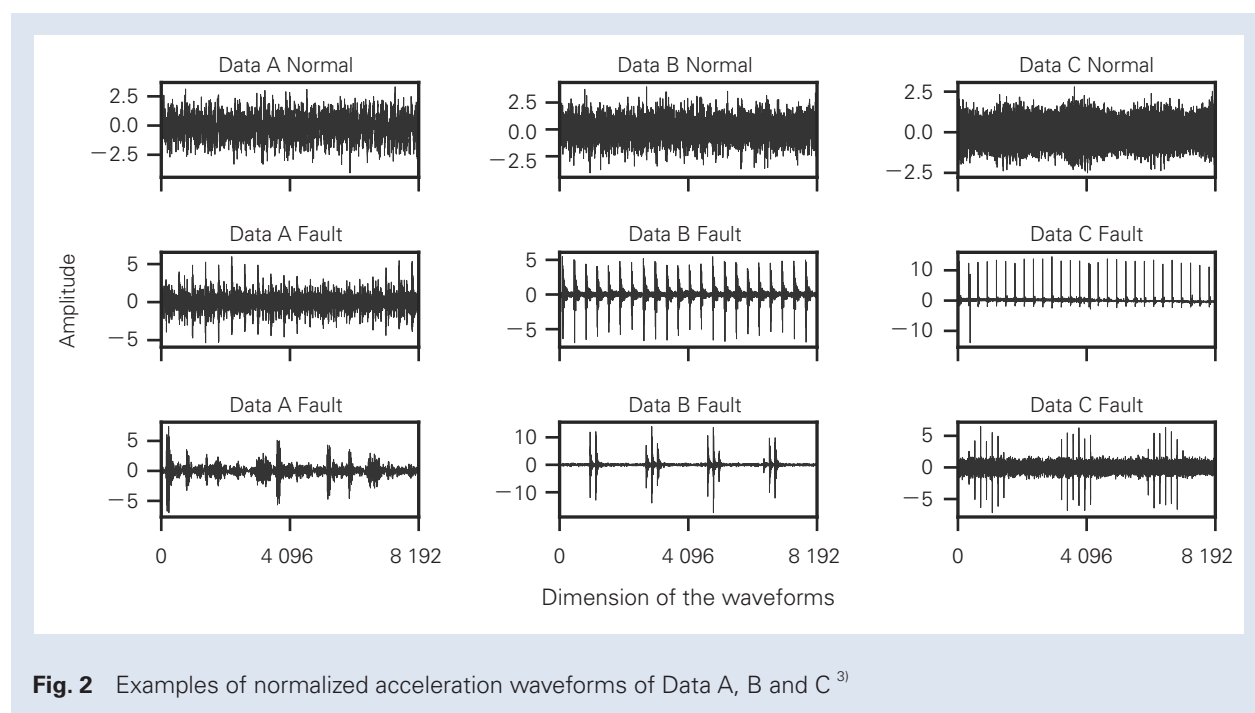


Fig. 2 Examples of normalized acceleration waveforms of Data A, B and C <sup>3)</sup>

診断モデルの F 値は、本研究のケースでは 0.33 となる<sup>3)</sup>。

さらに、実際のフィールドでの設備診断を想定し、各テストデータにノイズを混入した状態で、学習済みの各診断モデルによる評価を追加で行った。今回学習に使用したデータセットは全てクリーンな環境の試験機で測定されたものだが、実際のフィールドの機械設備では様々な要因による外乱振動の発生が予測される。そのため、各テストデータの正規化された振動加速度波形に対し、ガウシアンノイズを付加した。ガウシアンノイズの標準偏差  $\sigma$  は 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0 の 5 種で、いずれも平均値は 0 とした。これらのガウシアンノイズは Python3.5.4 の数値計算ライブラリ Numpy1.14.2 で生成した。

### 2.4 評価結果概要

多様な環境下で測定された軸受振動加速度データを学習に使用した深層学習診断モデルは、単一環境下のデータで学習した診断モデルと比較して高い汎化性能を示し、さらにデータにノイズが混入された場合の診断精度への影響も低かった。代表的な評価結果を用いて、深層学習診断モデルの汎化性能の傾向を説明する。

図 3 はデータセット B のテストデータに対し、様々な組合せのデータで学習した診断モデルによる診断精度を示している。図中の Bn はデータセット B の正常時の振動加速度データのみを表している。図中の診断モデルのうち、データセット A + C + Bn で学習した診断モデルは、他のデータで学習したモデルよりも

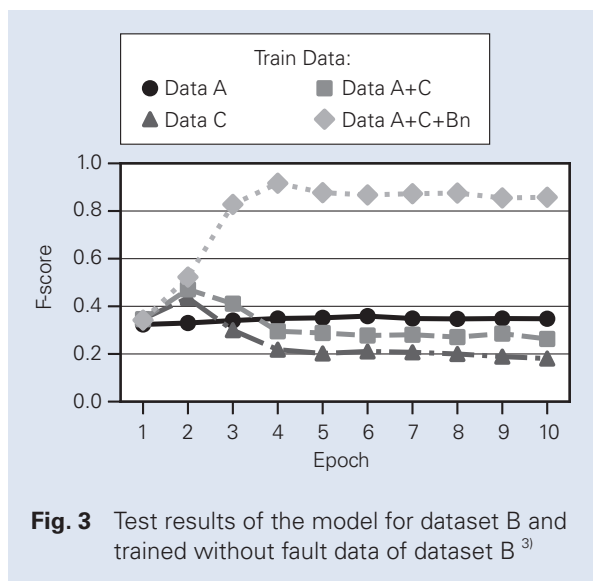


Fig. 3 Test results of the model for dataset B and trained without fault data of dataset B<sup>3)</sup>

F 値が大きく向上していた。このように、多様な条件下で取得したデータで学習した診断モデルは、単一環境で取得したデータのみで学習した場合と比較して、汎化性能が向上する傾向にあった。

図 4 はデータセット C のテストデータに対しノイズを付加した場合に、様々な組合せのデータで学習した診断モデルによる評価結果を示す。図中の Cn はデータセット C の正常時の振動加速度データのみを表している。いずれの診断モデルにおいても、ノイズの  $\sigma$  が 1.0 以上の場合、F 値が大きく減少するが、データセット A + B + Cn のデータで学習した診断モデルでは、F 値の減少が他のデータで学習した診断モデルより抑えられていた。このように、多様な条件下で取得したデータで学習した診断モデルは、単一環境で取得したデータのみで学習した場合と比較して、ノイズの影響を受けにくい傾向にあった。

## 3. 診断モデル処理過程の可視化

### 3.1 診断モデル処理過程可視化手法 Grad-CAM

軸受はく離診断モデルにおいて、入力データ中の周期的な衝撃振動の有無が、診断結果に寄与しているか確認するため、学習済みの診断モデルに対し Grad-CAM を適用した。Grad-CAM は深層学習モデルにおいて出力結果に強く寄与した入力データ中の領域を可視化する手法<sup>7)</sup>であり、画像分類モデルの分類根拠を確認する目的などで利用されている。本報告でのモデルに応用した算出式を式(1)、式(2)に示す。

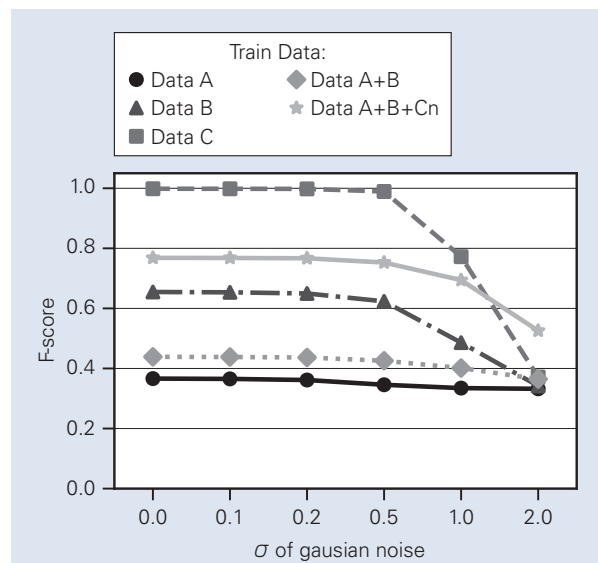


Fig. 4 Test results of the model for dataset C with noise component<sup>3)</sup>

$$\alpha_k^c = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z \frac{\partial y^c}{\partial A_i^k} \quad (1)$$

$$L_{Grad-CAM}^c = \sum_k \alpha_k^c A^k \quad (2)$$

式(1)では、振動加速度データ入力時の出力クラス  $c$  のスコア  $y^c$  を、特定の層での  $k$  ch 目の  $i$  点目出力データ  $A_i^k$  で微分し、微分結果の勾配  $\partial y^c / \partial A_i^k$  を出力全  $Z$  点で平均し、 $k$  ch 目の重み係数  $\alpha_k^c$  を求めている。式(2)では、式(1)で求めた重み係数  $\alpha_k^c$  を用いて、出力結果  $A^k$  の  $k$  ch 分の重み付き和を、 $L_{Grad-CAM}^c$  として算出している。

本研究では診断モデル中の9層目のCNN層の出力を対象にGrad-CAMを適用した。この層でのGrad-CAM結果は、8192点の入力データに対応した16点の値であり、この値が大きい位置に対応する入力

データは診断結果に対する寄与が強い注視領域である。また、値が低い箇所に対応する入力データはもう一方のクラス出力に対する寄与が強い領域であることを意味する。本報告では、周期的な衝撃振動の検出性能のみを検証するため、Grad-CAM結果は正規化処理した。

### 3.2 Grad-CAMによる入力データ注視領域の可視化結果

図3、図4中の特定の診断モデルへのGrad-CAM結果の代表例を図5～図14に示す。各図の上段は診断モデルに入力した振動加速度波形を表し、下段はGrad-CAM結果である注視領域をa～pの16点で表す。

図3の評価において高い汎化性能を示したモデルに着目し、高汎化性能モデルが抽出している特徴量を確認するため、データA+C+Bnで学習しF値0.9以上の精度を達成した特定の診断モデルに対し、Grad-CAMを適用した結果を図5、図6に示す。図5は

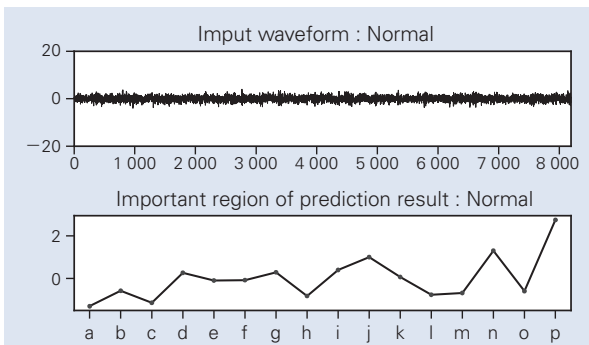


Fig. 5 Example of Grad-CAM result applied to high generalization performance model with normal waveform input

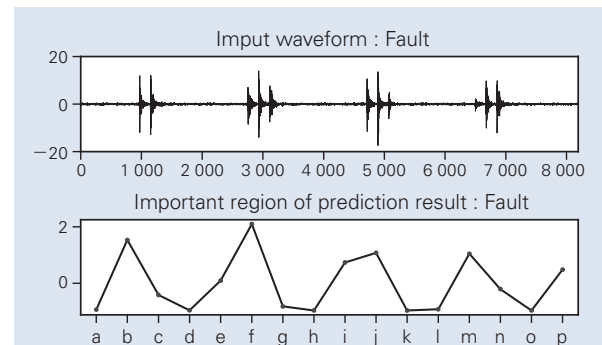


Fig. 6 Example of Grad-CAM result applied to high generalization performance model with fault waveform input

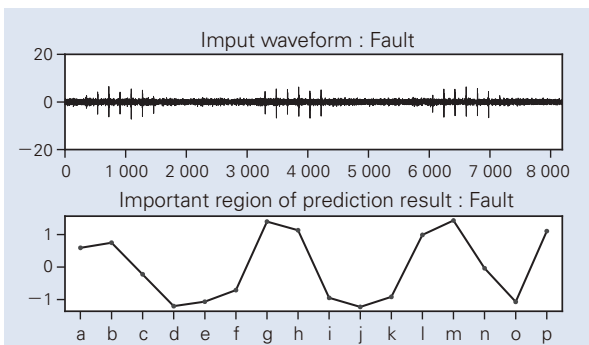


Fig. 7 Example of Grad-CAM result applied to high noise robustness model with fault waveform input added no noise

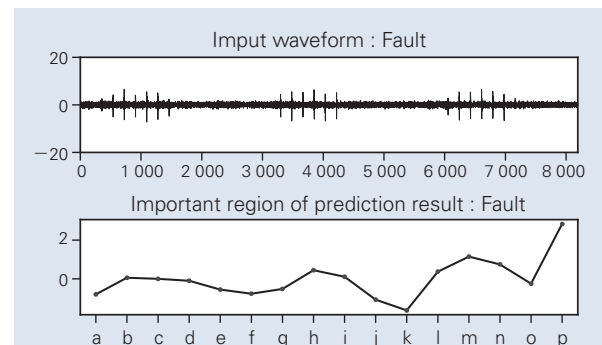


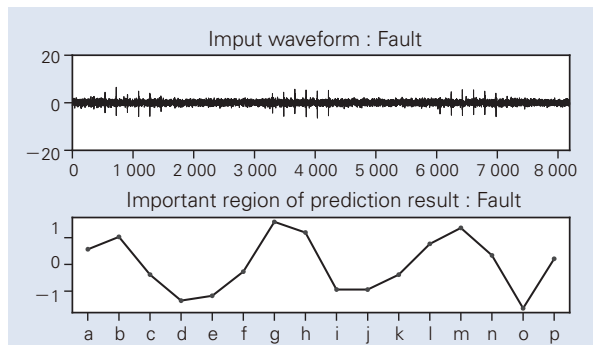
Fig. 8 Example of Grad-CAM result applied to low noise robustness model with fault waveform input added no noise

正常時の振動加速度データ入力時の結果であり，入力データの后方 p 位置が注視領域である．一方，**図 6** ははく離時の振動加速度データ入力時の注視領域が b, f, j, m 位置となっており，衝撃振動に対応した周期的な位置であることが分かる．これにより，適用した診断モデルが，はく離時の振動加速度信号に共通する周期的な衝撃振動を特徴量として抽出しており，従来の判定方法と同様な妥当な診断をしていることが確認された．

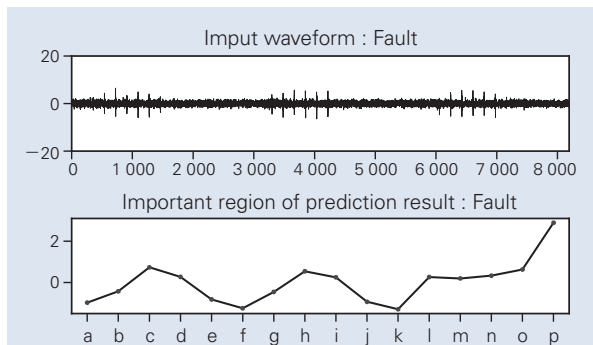
また，**図 4** の評価において，入力データに付加されたガウシアンノイズの標準偏差  $\sigma$  が増加しても，データ A + C + Bn で学習した診断モデルの F 値が低下しにくかった点に着目し，診断モデルのノイズ耐性の要因を考察した．データ A + C + Bn で学習した診断モデルの Grad-CAM 結果を**図 7**，**図 9**，**図 11** に示し，データ C のみで学習した特定の診断モデルの Grad-CAM 結果を**図 8**，**図 10**，**図 12** に示す．いずれも同一のデータに対し， $\sigma$  を 0, 0.5, 2.0 と増加させたガウシアンノイズを入力している．**図 7**，**図 9**，

**図 11** では  $\sigma$  が増加していても衝撃振動に対応した位置 b, g, m 近傍の値が高くなっているのに対し，**図 8**，**図 10**，**図 12** では  $\sigma$  が増加すると衝撃振動に対応した位置 c, h, m 近傍の値が低く，衝撃振動とは無関係な位置 p が注視領域となっていた．このことから，ノイズ耐性の高い診断モデルでは，ノイズ混入時にも入力データ中の周期的な衝撃振動を抽出できていることが確認された．

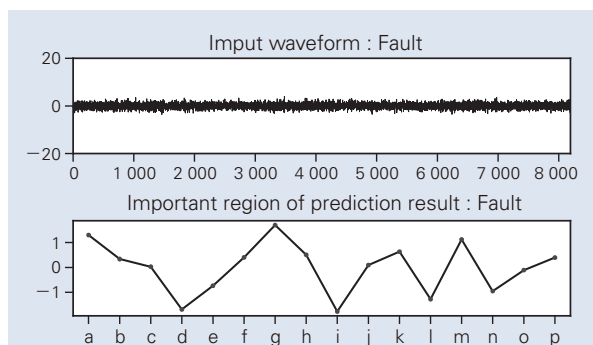
さらに，**図 3** 中のデータ A + C + Bn で学習した診断モデルが，Epoch5 以降の学習が進むにつれて F 値が減少している点に着目し，その要因を検証するために，Epoch4 時点と Epoch10 時点の同一診断モデルに対し，Grad-CAM を適用した．各モデルに同一データを入力した際の結果を**図 13**，**図 14** に示す．**図 13** の Epoch4 時点では衝撃振動に対応した位置 c, g, k, n が注視領域となっているのに対し，**図 14** の Epoch10 時点では，位置 d, g, k, n での Grad-CAM 結果の値が衝撃振動によって大きく異なり，そのために誤診が発生し得ることが分かった．これによ



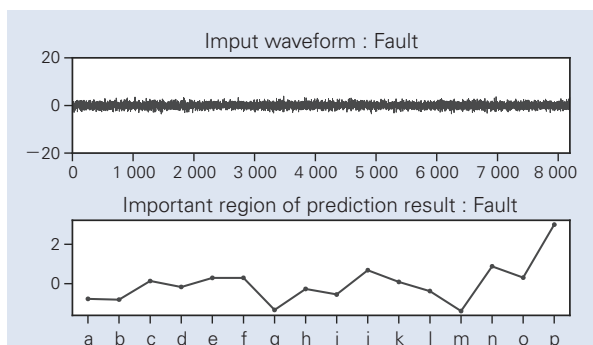
**Fig. 9** Example of Grad-CAM result applied to high noise robustness model with fault waveform input added  $\sigma = 0.5$  noise



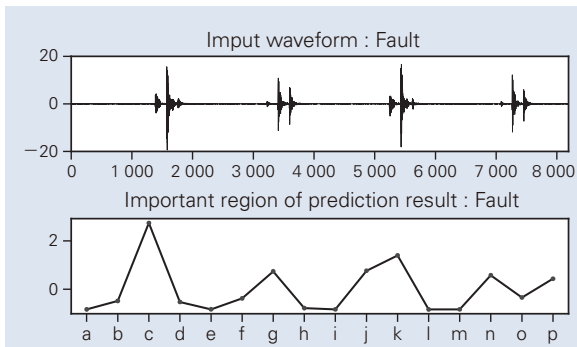
**Fig. 10** Example of Grad-CAM result applied to low noise robustness model with fault waveform input added  $\sigma = 0.5$  noise



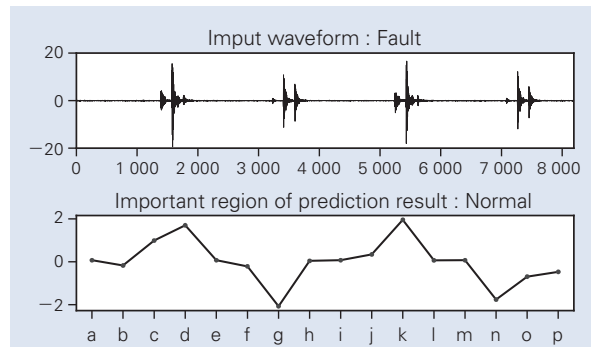
**Fig. 11** Example of Grad-CAM result applied to high noise robustness model with fault waveform input added  $\sigma = 2.0$  noise



**Fig. 12** Example of Grad-CAM result applied to low noise robustness model with fault waveform input added  $\sigma = 2.0$  noise



**Fig. 13** Example of Grad-CAM result applied to high generalization performance model at epoch 4 with fault waveform input



**Fig. 14** Example of Grad-CAM result applied to high generalization performance model at epoch 10 with fault waveform input

り、抽出される特徴量が学習データに対し特化しすぎて、モデルの汎化性能が低下してしまう「過学習」と思われる現象が確認された。そのため、高汎化性能の診断モデルを構築するためには、汎用的な特徴が抽出されているか、Grad-CAMなどの手法を用いて学習状況を確認する必要がある。

#### 4. まとめ

転がり軸受の正常時・はく離時の振動加速度データから、はく離の有無を診断する深層学習モデルにおいて、高い汎化性能を示した診断モデルが抽出している特徴量について、Grad-CAMを用いて考察を行った。その結果、Grad-CAMによって診断モデルにおける入力データ中の注視領域を可視化できることが確認された。また、高い汎化性能を示した診断モデルでは、はく離振動に共通する特徴である周期的な衝撃振動が捉えられていた。さらに、入力データにノイズが付加されていても、周期的な衝撃振動が捉えられていることも確認された。一方で、過学習により汎化性能が低下し得ることも分かったが、Grad-CAMなどの手法で過学習を判断できる可能性も明らかになった。

今後、学習結果の正当性を検証する方法の構築および、フィールドデータへの本手法の適用を行いたい。

#### 参考文献

- 1) Randall, R. B., and Antoni, J., "Rolling element bearing diagnostics—A tutorial", *Mechanical systems and signal processing*, Vol. 25, No. 2 (2011), pp. 485-520.
- 2) Le, Q. V., "Building high-level features using large scale unsupervised learning", In *IEEE international conference on acoustics, speech and signal processing*, May 26-31 (2013), Vancouver, BC.  
doi:10.1109/ICASSP.2013.6639343
- 3) Yoshimatsu, O., Satou, Y., & Shibasaki, K., "Rolling bearing diagnosis based on CNN-LSTM and various condition dataset", *Proceedings of the Annual Conference of the PHM Society*, Vol. 10, No. 1 (2018),
- 4) Krizhevsky, A., Sutskever, I., and Hinton, G. E., "ImageNet classification with deep convolutional neural networks", In *Proceedings of the 2012 advances in neural information processing systems*, December 3- 6 (2012), Lake Tahoe, NV. pp. 1097-1105
- 5) Graves, A., and Schmidhuber, J., "Framewise phoneme classification with bidirectional LSTM and other neural network architectures", *Neural networks*. Vol. 18, No.5-6 (2005), pp. 602-610.
- 6) Laparo, K. A., "Case Western Reserve University Bearing Data Center" (2012).
- 7) Ramprasaath, R. S., Michael C., Abhishek D., Ramakrishna V., Devi P., and Dhruv B., "Grad-CAM: Visual Explanations from Deep Networks via Gradientbased Localization", (2016), arXiv: 1610.02391

商 品

紹 介

現調化対応長寿命材(SHJ7)

Long Life Material for Local Procurement (SHJ7)

自動車の燃費・電費向上を目的とした変速機（トランスミッション：以下 T/M）の小型・軽量化のため、T/M 内で使用される転がり軸受にも同様に小型・軽量化が求められている。しかし、軸受を小さくすると、耐久性が低下し、損傷が生じやすくなる。T/M 用軸受に最も多く見られる損傷形態は、潤滑油中に含まれる異物を噛み込むことによって形成された圧痕を起点としたはく離である。そのため、T/M 用軸受は圧痕起点型はく離に対する耐久性の向上が重要である。

NSK では、これまでにも圧痕起点型はく離対策仕様の軸受を開発してきたが、これらの軸受は、長時間かつ特殊環境での熱処理技術や NSK オリジナル材が必要であった。そのため、海外での自動車の生産が増える中、長寿命転がり軸受の現地生産が困難であることが課題であった。このような課題を解決するため、グローバルで調達しやすい材料を開発し、さらに特殊な熱処理を必要とせずに長寿命化が可能な技術を確認したので紹介する。

1. 特長

1.1 材料の入手性の向上

グローバルで調達が容易な ISO 規格（国際標準規格）鋼をベースに材料を開発したため、材料の現地調達が容易である。

1.2 熱処理効率の向上

長時間かつ特殊環境での熱処理技術を必要とせずに必要な寿命を確保した。本技術の確立により、生産時の使用エネルギーを削減することが可能である。

1.3 長寿命化

標準軸受に対し、圧痕起点型はく離寿命が 1.5 倍に延びるため（図 1）、低フリクションに繋がる小型・軽量化が可能となる。標準軸受に比べ、開発軸受は約 20%の軽量化が可能（図 2）。更に、圧痕起点型以外のはく離に対しても、開発軸受は長寿命を実現する（図 3）。



写真 1 SHJ7 材の円すいころ軸受  
Photo 1 Tapered Roller Bearing of SHJ7 Material

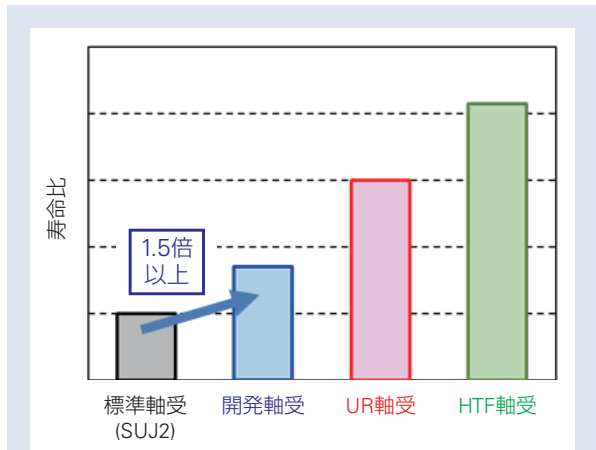


図 1 異物混入潤滑環境下での寿命試験結果  
Fig. 1 Life test result under contaminated condition



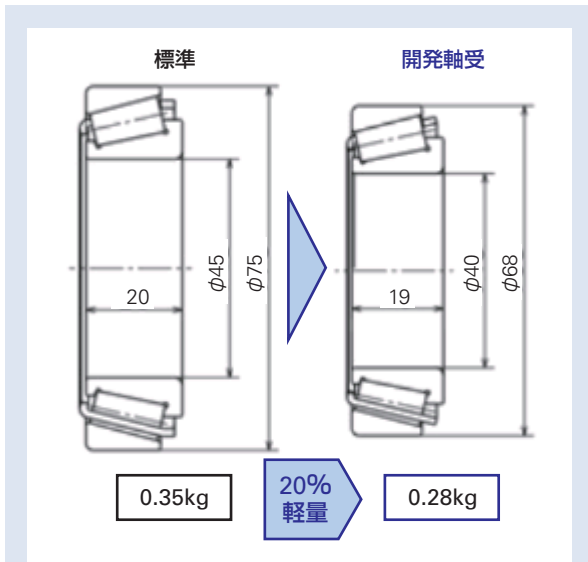


図2 開発品の軽量化効果  
Fig. 2 Weight saving effect by developed products

## 2. 用途

本製品による長寿命, 低トルク, 小型軽量化技術は, すべての形式の T/M に適用可能である.

## 3. まとめ

「SHJ7 材」は, 調達性が良好で特殊な熱処理が不要な材料であるにも関わらず, 軸受寿命延長効果を有する材料であり, T/M 用軸受の高信頼性, 低トルクと小型・軽量化に貢献可能である.

NSK は, 変化の激しい自動車市場のニーズに適応した製品の開発と提案を今後も積極的に進める.

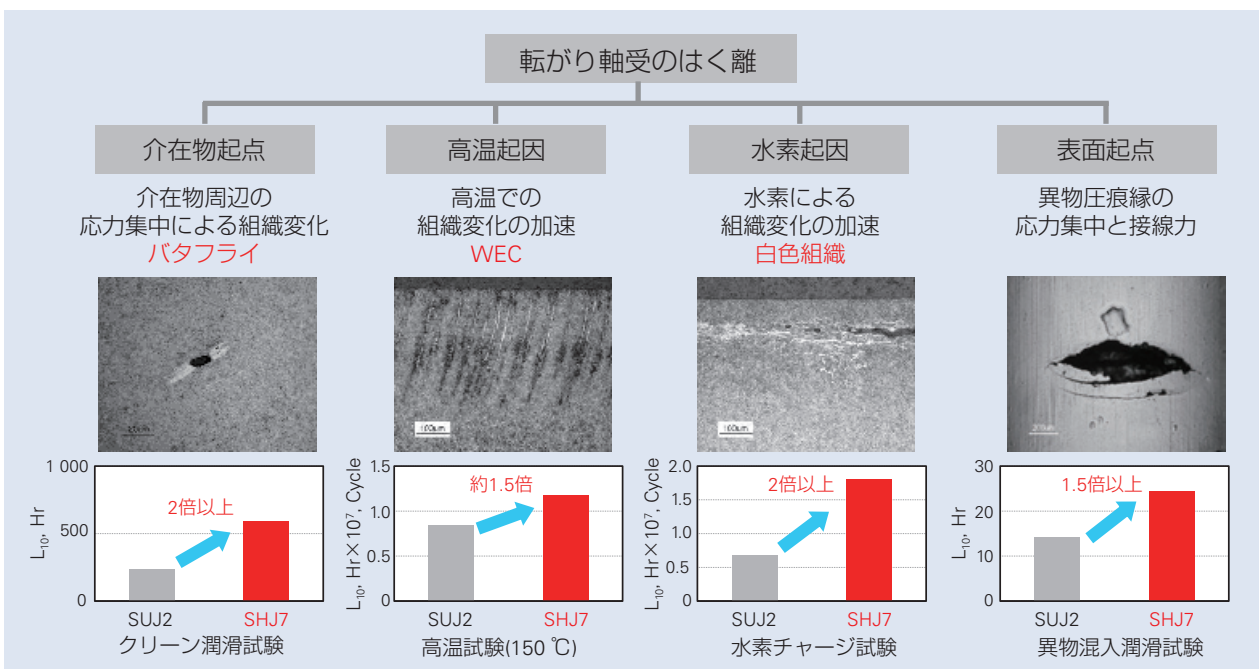


図3 SHJ7 材の軸受寿命特性  
Fig. 3 Bearing life characteristic of SHJ7

商 品

紹 介

自動車向け「高機能円すいころハブユニット軸受」

High Performance Tapered Roller Hub Unit Bearings for Automobile

ハブユニット軸受は、自動車の車輪(タイヤ、ホイール)の中心にある重要な基幹部品である。その構造は、車輪を支える転がり軸受とハブシャフト等の足回り周辺部品をユニット化したものである。第1世代(HUB 1)から第3世代(HUB3)へと周辺部品を取り込みながらユニット化が進行している。

ピックアップトラックや大型SUV、商用車には、円すいころハブユニット軸受が多く採用されている。円すいころ軸受は、同サイズの玉軸受と比較して長寿命、かつ、剛性が高いためである。一方、乗用車向けに多く採用されている玉軸受は、第3世代(ハブシャフト一体)まで広く実用化されているのに比べて、円すいころ軸受の多くは、生産上の制約から、単列2個使い、または、第1～第2世代までの採用にとどまっている。

このため、カーメーカーや市場でのハブ軸受交換時にハブシャフトを組付ける必要があり、圧入不具合や締結力過不足が、異音などの市場不具合につながる可能性がある。この背景から、第2.5世代(ハブシャフト組付け)、第3世代のニーズが高まっている。

また、各国の環境規制、燃費基準が強化され、燃費改善の取り組みが乗用車以外にも広がっており、円すいころハブユニット軸受のフリクション低減は重要な課題である。

NSKは、これらのニーズに対応するため、ユニット化と低フリクション技術の適用を進め、自動車の信

頼性向上・燃費低減に貢献する「高機能円すいころハブユニット軸受」を開発したので紹介する。



写真1 高機能円すいころハブユニット軸受  
Photo 1 High performance tapered roller hub unit bearing

1. 特長

1.1 ユニット化による信頼性向上

現行の第2世代円すいころハブユニット軸受に対し、予めハブシャフトを組付けた第2.5世代を開発した。さらに、ハブシャフトと内輪を一体化した第3世代も開発中である。

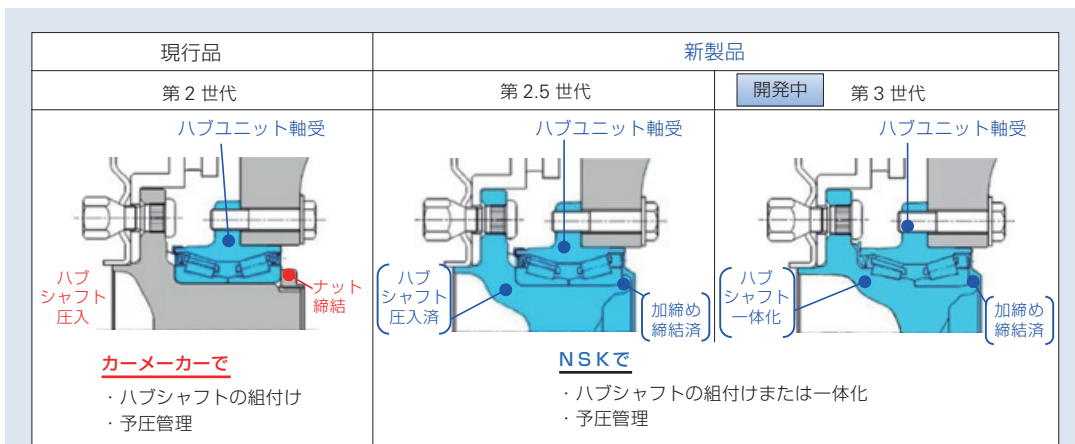


図1 円すいころ軸受のユニット形式  
Fig. 1 Tapered roller hub unit bearing generation

NSKがハブシャフト組付けと予圧管理を実施することで、ハブシャフト圧入時の不具合や締結力過不足といった不適切な組付けを防止し、市場での信頼性向上に貢献する。

### 1.2 低フリクション技術の適用

NSKがこれまで乗用車向けの玉軸受で培ってきたグリースやシール、高密封性キャップといった低フリクション技術を円すいころハブユニット軸受にも適用した。

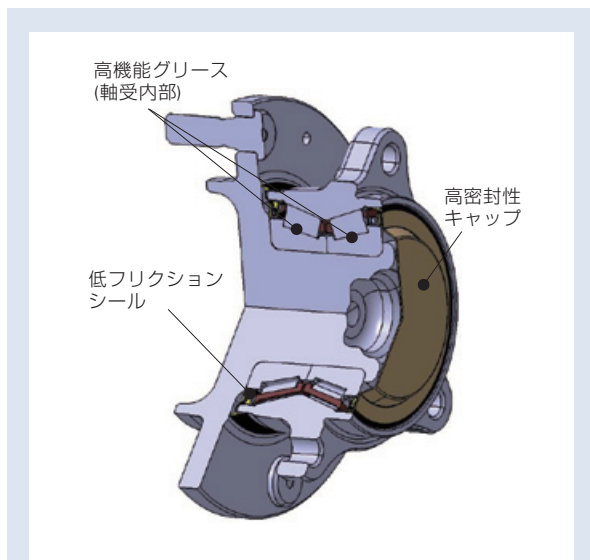


図2 円すいころハブユニット軸受の構造と低フリクションアイテム

Fig. 2 Structure of tapered roller hub unit bearing and low friction item

#### 1.2.1 高性能グリース

軸受内部のフリクション低減としては、低フリクショングリースを適用している。基油動粘度が低く、温度変化に対する粘度変化が小さい基油を採用することで低フリクション、且つ高温高荷重域でも粘度が確保されるグリースが開発されている。

この高性能グリースは、添加剤の配合や種類を調整することにより、軸受内部に浸入してしまった水を無害化する耐水効果も有し、高信頼性にも貢献できる。

#### 1.2.2 低フリクションシール

シールのフリクション低減としては、シールリップ反力の低減や低フリクションシールグリースを適用している。リップ反力の低減は、FEM解析によりその面圧分布を最適化することで、低フリクション化と耐泥水性向上の両立を図っている。

シールグリースも、基油動粘度が低く、温度変化に対して粘度変化が小さい、内部グリースと相互混合しても機能に影響を与えない低フリクションシール専用グリースを適用している。温度による粘度変化が小さいため、常温での動トルクだけでなく、低温時のトルクにもフリクション低減効果が期待できる。

#### 1.2.3 高密封性キャップ

従動輪は、ハブシャフトの内部にドライブシャフトがないため、インナ側には、シールではなく端面を覆う高密封性キャップの採用が可能である。これに伴い、インナ側シールを廃止し、シール摺動によるフリクションをゼロにできる。

また、高密封性キャップは、外輪との嵌合部にゴムを加硫接着することで、外部からの泥水浸入に対して高い密封性も有し、信頼性向上にも貢献できる。

これら低フリクション技術の適用で、約20～35%のフリクション低減を実現した(第2世代との比較)。また、第3世代化することで、さらに約10%のフリクション低減が可能である。

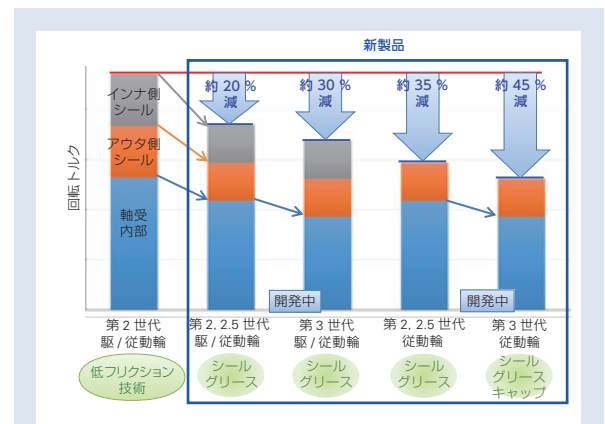


図3 回転トルク効果試算

Fig. 3 Friction reduction calculation

## 2. まとめ

ピックアップトラックや大型SUV、商用車向けにハブ軸受のユニット化を進行させ、さらに玉ハブユニット軸受で培ってきたグリースやシール、高密封性キャップといった低フリクション技術を適用することにより、信頼性向上と低フリクションを両立した高性能円すいころ軸受を開発した。

この高性能製品の市場への展開を通して、自動車の信頼性向上と地球環境への負荷低減に貢献していく。

商 品

紹 介 静音スラストニードル軸受

Low-Noise Thrust Needle Roller Bearing

近年、地球環境問題に対応するため、各自動車メーカーにとって自動車の燃費向上が重要な課題となっており、その対応技術の一つとして、日本国内をはじめ欧州や中国等で電気自動車（以下、EV）やハイブリッドカー（以下、HEV）の車種が増えてきており、自動車総生産に占める割合が増えてきた。

軸受に要求される機能としてはこれまでは小型・軽量化、長寿命が主要であったが、静音といった新たな課題が顕在化する事が予想される。

NSKとしては将来を見据えこれらの新たな課題に対して、研究・開発を行っており、本稿ではEV・HEV向け静音スラストニードル軸受について紹介する。

スラストニードル軸受の場合、以下が音の発生源と考えられる。

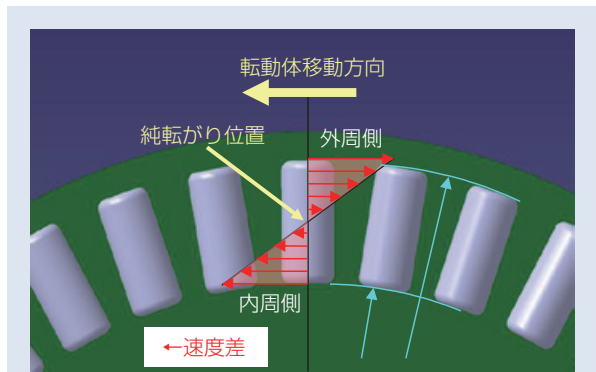


図1 ころとレースの転がり音やすべり音発生原因  
Fig. 1 Causes of rolling and sliding noise between rollers and race



写真1 静音スラストニードル軸受  
Photo 1 Low-noise thrust needle roller bearing

1. 用途

HEVは主に発進・低速時はモータで走行しエンジンは停止する。また、減速時はエンジンを停止し、その慣性力によってモータを回転させ発電させる。

このようなエンジン停止時はロードノイズも小さく静かな状況であり、作動音が目立つ事が想定される。

HEVの特徴はエンジンとモータを備えており、エンジンもモータも同様の動力として効率よく使い分けられるため出力以降の動力伝達を統一し同位置に設置される場合が多い。そのため、トランスミッションはこれまで同様に備えており、このトランスミッションへの適用が考えられる。

2. 音発生要因(従来構造)

軸受の音が生じる主な要因は各部品同士が接触し、転動や摺動する事によるものである。

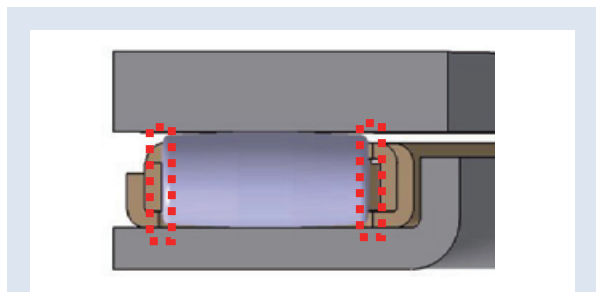


図2 保持器ところのすべり音発生箇所  
Fig. 2 Places where sliding noise occurs between cage and rollers

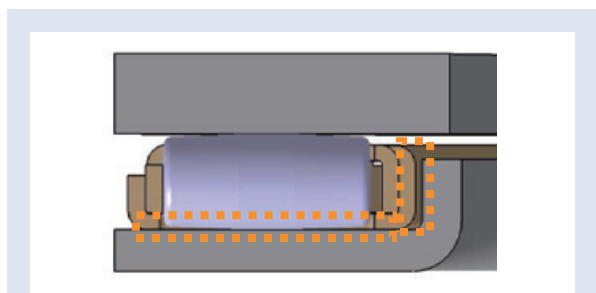


図3 保持器とレースのすべり音発生箇所  
Fig. 3 Places where sliding noise occurs between cage and race

①ころとレースの転がり音やすべり音

軸受の回転方向ところの回転方向は一致しておらず、ころの外周側・内周側でレースとの速度差が発生している。この速度差が転がり音やすべり音として発生している。

②保持器ところのすべり音

ころは保持器を押しながら回転しており、その接触部においては摺動している。この摺動がすべり音として発生している。

③保持器とレースのすべり音

回転中の保持器は潤滑油等でレースとの接触は起きにくい。しかし、保持器はレースを支えにして姿勢を安定させており、若干の摺動がある。この摺動がすべり音として発生している。

3. 特徴

上記音の発生原因に着目し、本製品は以下の手法によって静音性の向上を図った。

①ころクラウニング部真円度向上

②レース形状の最適化

ころとレースの転がり音やすべり音低減を狙っており、①は速度差によって発生する音を最も速度差が発生するころクラウニング部の真円度精度を高める事で転がり音を抑え、②は速度差を発生させにくいレース形状とすることですべり音を抑えた。

③樹脂保持器の採用

保持器ところ、保持器とレースのすべり音低減を狙っており、樹脂保持器の自己潤滑性によってすべり音を抑えた。

開発品は従来製品に対し約10%低減効果がある。回転数を変えてもその効果率の変化は少なく、モータの高回転にも対応できるものと推測する。

4. まとめ

自動車の騒音はロードノイズや風切音が主に捉えられているが、EVやHEVは低速や停止時において音の発生源は機械音になる。今後、EV走行時間が長くなるにつれ、本製品が必要となってくるものと考えられる。

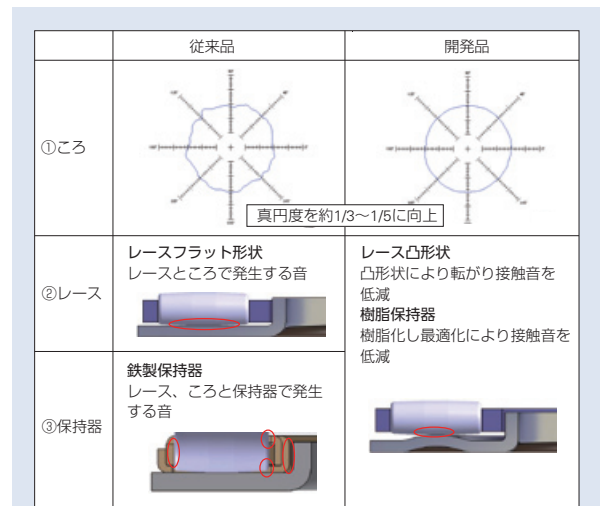


図4 従来品と開発品の比較

Fig. 4 Comparison between conventional and newly developed product

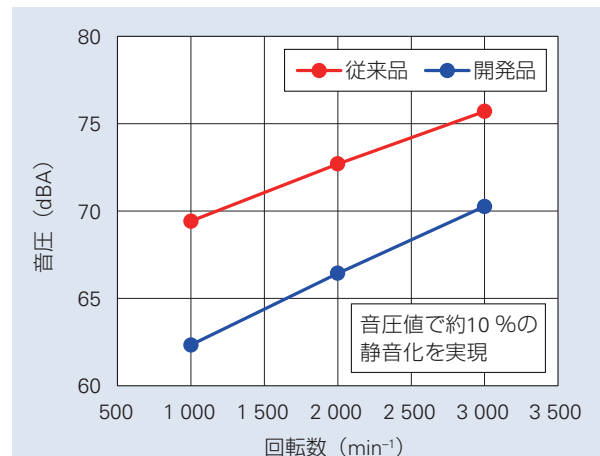


図5 従来品と開発品の音圧比較結果

Fig. 5 Noise in conventional product vs. newly developed product

商品

紹介

単列深溝玉軸受用低フリクション高密封シール

High-Performance Low-Friction Seal for Single-Row Deep Groove Ball Bearings

自動車用モータ、家電用モータなどは、水滴・粉塵などに曝される環境で使用される場合がある。このような環境で外部異物が軸受内部に侵入しないようにする為には密封性の優れた接触ゴムシールが用いられるが、一般的に密封性が高いほど、シール摺動面に生じるフリクションが大きくなる。一方で、回転機器の高効率化や高速回転化が要求される用途では、このフリクションが高密封化の足かせとなっていた。

上記に対し、従来から NSK では、密封性に重点を置いた高密封接触シールと、フリクション性に重点を置いた低フリクション接触シールの2種類をラインアップし、使用環境や用途によって選択してきた。

今回、双方の用途に適合させるため、シール構造と接触部の最適設計を行い、密封性能と低フリクションを両立した接触シール(写真1)を開発したので、紹介する。



写真1 低フリクション高密封シールを適用した単列深溝玉軸受  
Photo 1 Single-row deep groove ball bearing with high-performance low-friction seal

1. 構成, 構造, および仕様

図1に示すようにシールリップと内輪との接触部形状の最適化、及びシールの内輪への押付力(リップ反力)の最適設計により、密封性能と低フリクションを両立した。

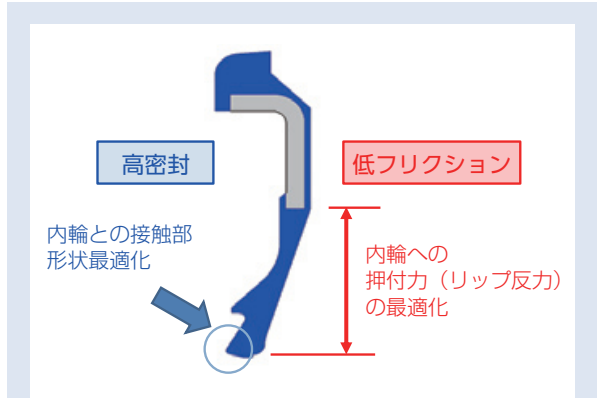


図1 低フリクション高密封シール断面図  
Fig. 1 Cross section of high-performance low-friction seal

## 2. 特長

### ・ 密封性能

内輪との接触部形状を最適化することで、高密封接触シールと同等の密封性を確保した。図2に示すように、注水試験での水浸入量比較結果では、高密封接触シールと同等の密封性を示した。

### ・ 低フリクション

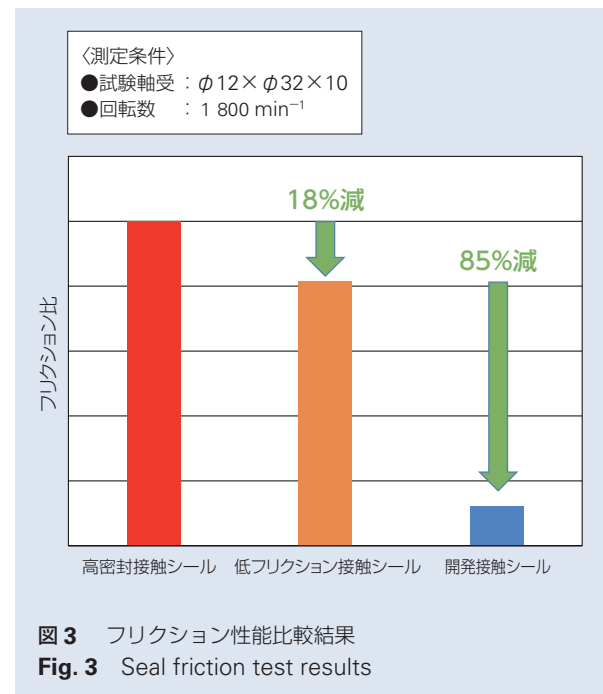
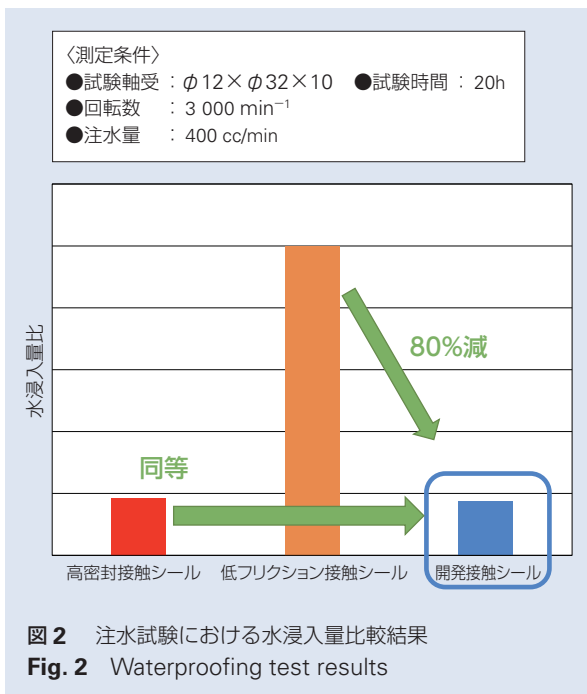
シール構造の最適化により、シールリップを内輪へ押し付ける力を低減し、図3に示すように、低フリクション接触シールに対してフリクションを大幅に低減した。

## 3. 用途

本製品を組み込んだ単列深溝玉軸受は、自動車用モータ、産業機械用モータ、家電用モータなどに適する。

## 4. まとめ

小径・並径サイズ単列深溝玉軸受に展開し、信頼性の向上と大幅な省エネルギー化に貢献します。



商品

紹介 高性能軽量中間シャフト

Lightweight High-Performance Intermediate Shaft

中間シャフトは、自動車の3大機能(走る・曲がる・止まる)の一つ“曲がる”を担う重要部品である。また、車両組付～長期使用において以下の機能、性能が要求される。

- ・ 軽い摺動力
- ・ 快適な操舵フィーリングとその耐久性
- ・ 高強度
- ・ ヒューズ機能 (過大トルク入力時の保護機能)
- ・ 軽量

今回、NSK ではこれらを高次元で成立させた中間シャフトを開発したので、以下に紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

写真1は新構造の中間シャフト。写真2は主要部品のシャフト。図1はその断面図であり、構造と機能、性能を示している。

シャフトとチューブとはスプラインで嵌合されており摺動できる機構になっている。

シャフトは中空材採用により軽量化している。またスプライン部付近を更に薄肉化することで、軽い摺動力と快適な操舵フィーリングを両立している。

またシャフトの一部に径を細くしたヒューズ部を設定。過大なトルクが入力された場合、この細いヒューズ部が設定したトルクで捩じれるため、それ以上のトルク発生を防ぎ、周辺部品を保護する役割を持つ。

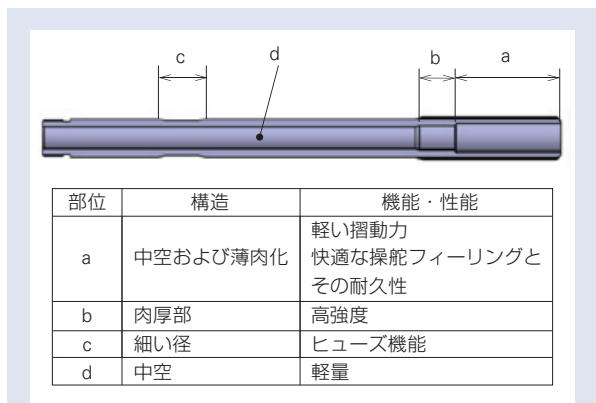


図1 中空シャフトの構造と機能・性能  
Fig. 1 Structure of new hollow shaft for each function・performance



写真1 本構造を採用した中間シャフト  
Photo 1 Intermediate shaft adopting new structure



写真2 中空構造のシャフト  
Photo 2 New hollow structure shaft



## 2. 特長

(1)「軽い摺動力」と「快適な操舵フィーリング」の両立、「高強度」の確保

シャフト側スプラインには樹脂がコーティングされている。この樹脂をスプライン形状に切削する際、チューブとの締め代を調整することで、摺動力と操舵フィーリングをバランスさせている。快適な操舵フィーリングとは嵌合部にガタ感がないことで、摺動力とは相反する関係にある。

従来の中実シャフトではそのバランス範囲が狭く、快適な操舵フィーリングを確保するには摺動力の規格範囲を広げる、つまり摺動力を少し高めに設定しないと工程能力が成立しなかった。

新機構では中空シャフトを採用し、またスプライン部を積極的に薄肉にして、嵌合部の締め代に対する感度を低下させた。そのため摺動力と操舵フィーリングのバランス範囲が広がり、結果として同じ操舵フィーリングでも摺動力を下げる事ができた。(図1のa)

一方、薄肉の範囲を限定し、肉厚部分を残すことで、トルク伝達の高強度を確保している。(図1のb)

(2) 快適な操舵フィーリングの耐久性

スプライン摺動部は長期間の使用により摩耗やヘタリが生じて、最終的に隙間が生じると操舵フィーリングにガタ感が表れてしまう。

従来品は主に樹脂の弾性が摩耗やヘタリ分を補い、ガタ感発生を抑えていた。新機構はさらにその耐久性を向上させている。

前述した通り、新機構は中空シャフトを採用し、スプライン部を更に薄肉化しており、シャフト自体が従来品より弾性がある。つまり樹脂の弾性に加え、シャフトの弾性が摩耗やヘタリ分を補い、快適な操舵フィーリングの耐久性を向上させている。(図1のa)

(3) ヒューズ機能

ヒューズとは図1のcの径が細くなった部位であり、ステアリング系で最弱部になるよう設定している。万が一のアクシデントなどにより過大な外力がステアリング系に加わった場合、ヒューズは一番最初に設定したトルクで振じれる機能を持つ。また十分な振じれ角を有し、簡単には振じ切れない。このヒューズの機能により、他の部品の破損を防ぎ、突然の走行不能を抑制する。

またヒューズ部が振じれる異常が発生すれば、ハンドルセンターがズれるため、ドライバーは車両にダメージがあったことを認知できる。

修理においては他の部品へのダメージを軽減しているため、中間シャフト交換だけで対応できる可能性がある。

(4) 軽量化

中空材料を採用することにより、従来の中実構造と比較してシャフトは約4割の軽量化を実現している。具体的には、最近量産採用された中間シャフトで約150gの軽量化を実現。(図1のd)

## 3. 用途

軽い摺動力、快適な操舵フィーリングとその耐久性、高強度、軽量という中間シャフトの基本的要件を満たしており、広い範囲の車両で採用が期待できる。またヒューズ機能は切削形状により仕様調整が可能であるため、車両に合わせた要求に対応できる。

## 4. まとめ

今回紹介した高性能軽量中間シャフトはすでに量産されており、今後さらに採用が拡大していく予定である。

快適な操舵フィーリングの提供と、軽量化による車両運動性向上、環境への負担軽減に貢献すべく本製品の展開を推進していく。

商 品

紹 介

超電導フライホイール蓄電システム用タッチダウン軸受

Touchdown Bearings for Superconducting Flywheel Energy Storage Systems

超電導フライホイール蓄電システムは、フライホイール(はずみ車)を回転させることで電力を運動エネルギーに変換して蓄えておき、必要に応じて再び電力に変換可能な機械式バッテリーで、気象条件に影響される太陽光や風力発電などの不安定な発電電力を平滑化する装置である。

超電導フライホイールの回転軸は、超電導磁気軸受により非接触で浮上するため機械的損失なく支持されているが、超電導磁気軸受が機能を喪失し磁気浮上力がなくなる緊急時には、質量4トンのフライホイールの回転軸を代わって支持する転がり軸受(タッチダウン軸受)が必要となる。(写真1)

NSKでは、超電導磁気軸受が機能を喪失した場合でも、質量4トンのフライホイールの回転軸が $3,000 \text{ min}^{-1}$ の最高回転数から完全に停止するまで支持可能な超電導フライホイール用タッチダウン軸受を開発したので以下に紹介する。(写真1)

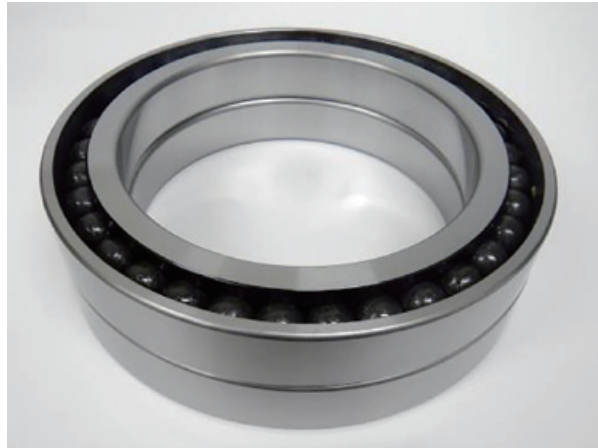


写真1 超電導フライホイール蓄電システム用タッチダウン軸受  
Photo 1 Touchdown bearings for superconducting flywheel energy storage systems

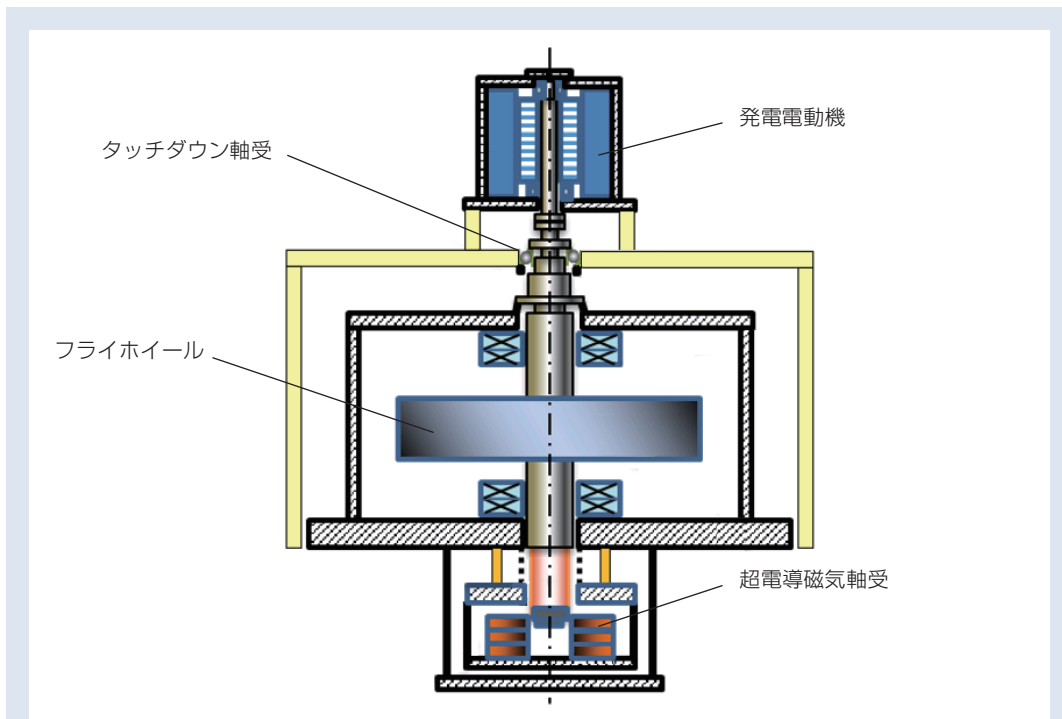


図1 超電導フライホイール構造概略図  
Fig. 1 Structure of a flywheel energy storage system

## 1. 構成, 構造, および仕様

超電導フライホイール蓄電システム用タッチダウン軸受は、実績の豊富なターボ分子ポンプ用タッチダウン軸受の設計思想を踏襲し、タッチダウン時の急激な温度上昇による損傷を防止するものである。

また、外内輪には耐熱軸受鋼である M50 材、玉は窒化ケイ素製セラミックとすることで、信頼性を向上させた。

## 2. 特長

### (1) 軸受設計

タッチダウン軸受は緊急時に瞬時に高速回転するため、軸受の内部摩擦や回転軸と内輪側面のすべりにより、内輪が外輪に先行して発熱・膨張し、ラジアルすきまが過小になり軸受軌道面の摩耗や焼き付きが生じる懸念がある。これを玉の小径化による低発熱化設計と、玉ピッチ円径の拡大で内輪の熱容量(体積)を大きくし(図 2)、発熱に対する膨張量を低く抑えた設計により、ラジアルすきま過小による損傷を防止した(図 3)。

### (2) 軸受材質

外内輪の材質には急激な発熱を考慮し、耐熱軸受鋼である M50 材を採用した。玉の材質は耐摩耗性に優れ、線膨張係数が小さく温度上昇時のラジアルすきま減少量を抑制できる窒化ケイ素製セラミックとした。

また、内輪には独自開発の DLC (ダイヤモンドライクカーボン)被膜を施し、潤滑性を向上させた。

## 3. 用途

太陽光発電電力の平滑化効果検証を目的とした、山梨県米倉山太陽光発電所の電力貯蔵技術研究サイトに設置されている超電導フライホイール蓄電システム実証実験機に採用され、緊急時の制動機能のマーヅンを実地に検証中である。

## 4. まとめ

超電導フライホイール蓄電システムは、電気鉄道の回生失効対策用途など様々なニーズがあり、それに適した軸受の開発を今後も進めていく。

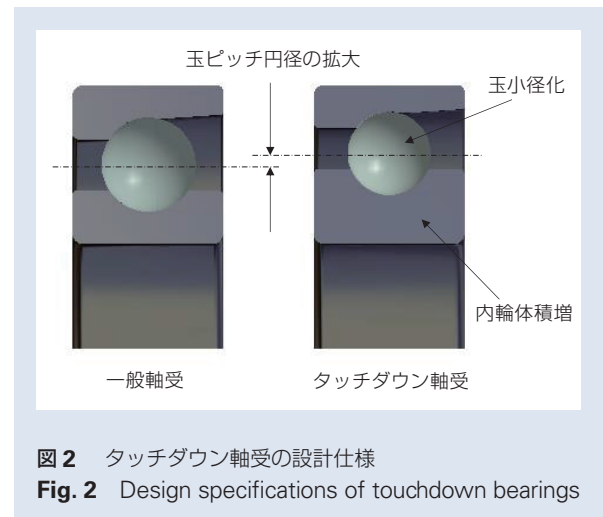


図 2 タッチダウン軸受の設計仕様

Fig. 2 Design specifications of touchdown bearings

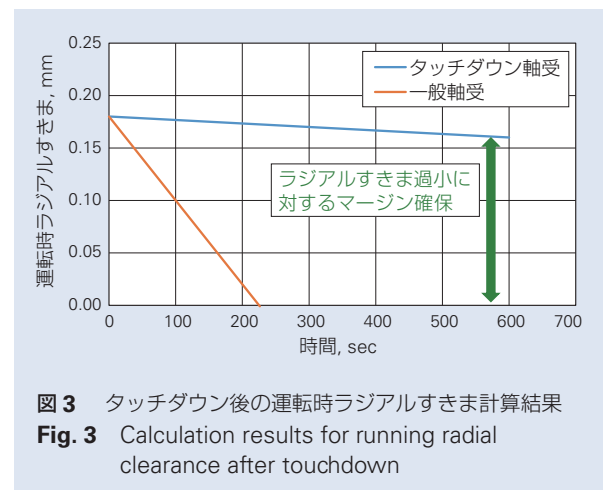


図 3 タッチダウン後の運転時ラジアルすきま計算結果

Fig. 3 Calculation results for running radial clearance after touchdown

### 参考資料

山下 知久, 宮崎 佳樹, 小方 正文, 長島 賢, 嶋崎 靖幸, 谷口 学, 春井 眞二, 原 和弘: 超電導フライホイール実証機における主要技術, 鉄道総研報告 2019年5月号(第33巻第5号), pp36-38

## 商品

## 紹介

## 潤滑ユニット NSK K1-L

## Lubrication Unit NSK K1-L

リニアガイドは機械の直動案内要素として使用され、その性能を長く保つためには潤滑が特に重要となる。この潤滑のメンテナンスをどのように確実に行うかが課題であり、ユーザーの負担を減らし、機械の停止頻度を減らして生産効率を上げることが求められる。

NSKは潤滑ユニットNSK K1を世界に先駆けて開発し、1996年の発売以来20年以上にわたって、機械の長期メンテナンスフリー化に貢献してきた。また、併せて、そのクリーンな潤滑方式は環境改善にも大きく寄与してきた。

しかし、近年の人手不足やスマートファクトリー化の加速によって、メンテナンスをする人手や時間の減少が課題となっており、メンテナンス間隔の延長が求められている。

NSKはこれらの要求に応えるため、潤滑油供給能力を向上させた新しい潤滑ユニットNSK K1-L(写真1)を開発したので以下に紹介する。

## 1. 構造、および仕様

NSK K1-Lは、多量の潤滑油を含有した多孔質樹脂で作られており、内部の潤滑油が徐々に染み出すこ

とによって、長期にわたってリニアガイドに潤滑油を供給する。従来のNSK K1同様、ベアリングの両端に装着し、レールの軌道面に接触させて動かすことによって、潤滑油を継続的に供給する構造となっている(図1)。

図1ではNSK K1-Lをベアリングの両端に1枚ずつ取り付けられた状態を示しているが、必要に応じて取り付け枚数を増やすことも可能である。

NSK K1-Lは、現在、NH15、NH20、NH25の3形式用がラインナップされている。

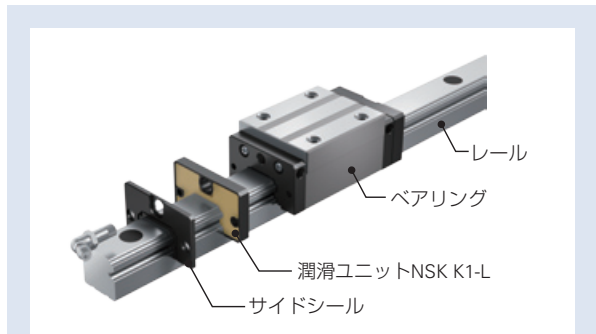


図1 潤滑ユニットNSK K1-Lの構造

Fig. 1 Structure of the NSK K1-L lubrication unit

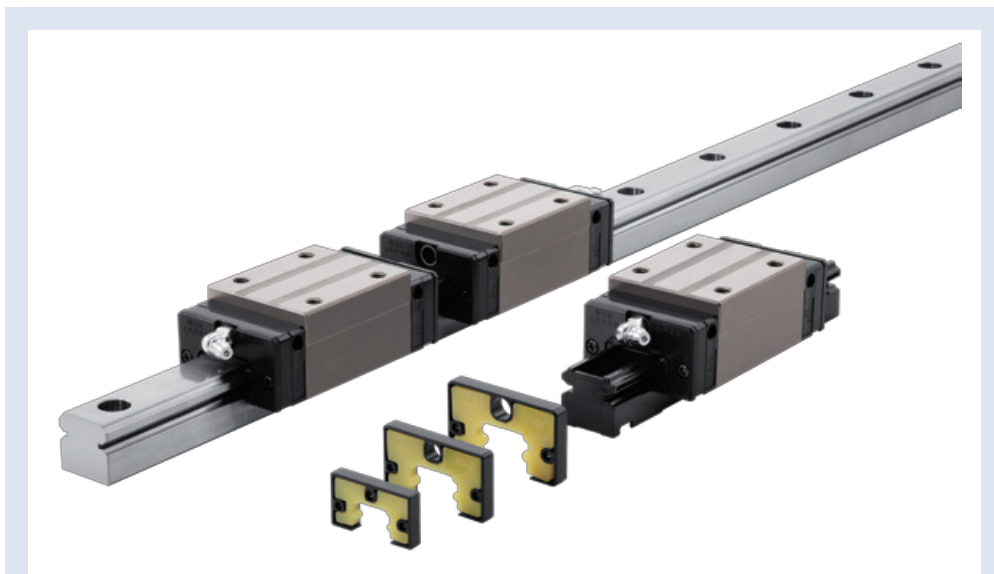


写真1 潤滑ユニットNSK K1-L

Photo 1 NSK K1-L lubrication unit

## 2. 特長

### (1) 潤滑油供給期間を延長

NSK K1-L は、新開発の含油素材によって、潤滑油供給期間を従来の NSK K1 に比べて約 2 倍に延長した。

図 2 に潤滑ユニットを装着したリニアガイドの耐久試験結果を示す。グリース等は封入せず、潤滑ユニットから供給される潤滑油のみで走行させた結果である。NSK K1-L を装着したリニアガイドは、従来の NSK K1 装着品に比べて、走行可能な距離が大幅に向上している。

### (2) 動摩擦力を低減

NSK K1-L は、レールとの接触構造の見直しによって、ベアリング駆動時の動摩擦力を低減した。

図 3 に潤滑ユニットを装着したリニアガイドの動摩擦力測定結果を示す。1 ~ 120 m/min の範囲で速度を変えて測定した結果である。NSK K1-L を装着したリニアガイドは、従来の NSK K1 装着品に比べて動摩擦力が大幅に低減している。

## 3. 用途

各種搬送装置に使用されるリニアガイドに NSK K1-L を装着することによって、従来の NSK K1 よりメンテナンス間隔を延長することが可能となる。また、ベアリング駆動時の動摩擦力が低減しており、高速化、高タクト化、省エネルギー化を図る上でもより使いやすくなっている。

## 4. まとめ

NSK K1-L は、主に搬送系への適用を考え、NSK リニアガイドの汎用シリーズである NH シリーズおよび NS シリーズを中心に順次展開していく予定である。

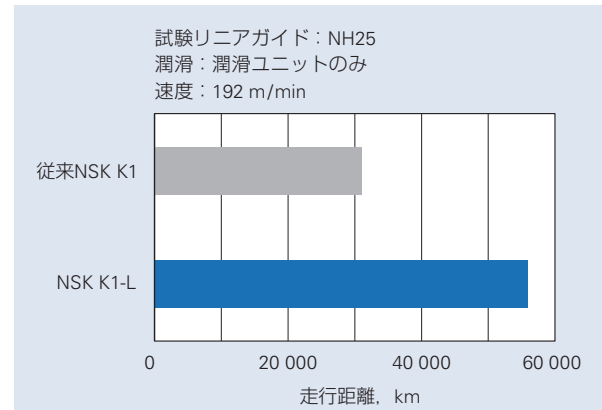


図 2 潤滑ユニット装着リニアガイドの耐久試験結果  
Fig. 2 Durability test results for NSK linear guides equipped with K1 and K1-L lubrication unit

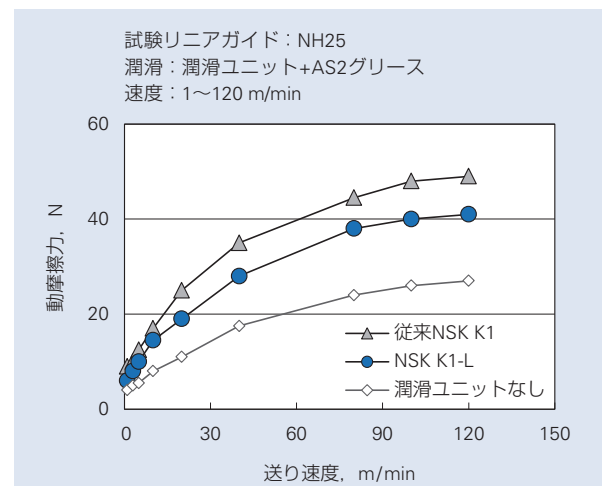


図 3 潤滑ユニット装着リニアガイドの動摩擦力測定結果  
Fig. 3 Dynamic friction test results for NSK linear guides equipped with/without K1 and K1-L lubrication unit

本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
<b>営業本部</b>			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 4-1-25 (東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 2F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (大樹生命長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社			
営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2 (札幌センタービル 16F) 〒060-0005
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピーススクエア 7F) 〒321-0953
日立営業所	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
西関東支社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811 (代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社			
営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社			
営業部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル) 〒540-0031
販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-526-8212 (代)	FAX.077-526-1790	滋賀県大津市京町 4-4-23 (アソルティ大津京町 2F) 〒520-0044
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760 (代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501 (代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10 〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671 (代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1 (九筋筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-381-8500 (代)	FAX.096-381-0501	熊本県熊本市中央区水前寺 3-3-25 (増永水前寺ビル 2F) 〒862-0950
<b>自動車営業本部</b>			
東日本自動車第一部 (厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部 (富士)	TEL.0545-57-1311 (代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町 1-124-2 (EPO 富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第一部 (日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
東日本自動車第一部 (東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第二部 (大崎)	TEL.03-3779-7892 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第三部 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピーススクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部 (東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第四部 (高崎)	TEL.027-321-3434 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
中部日本自動車部 (豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部 (大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
西日本自動車部 (広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802
西日本自動車部 (姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962

〈2019年10月現在〉  
最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容  
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260  
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

日本精工株式会社は、外国為替及び外国貿易法等により規制されている製品・技術については、法令に違反して輸出しないことを基本方針としております。規制に該当する当社製品を輸出される場合は、同法に基づく輸出許可を取得されますようお願い致します。なお、当社製品の輸出に際しては、兵器・武器関連用途に使用されることのないよう十分留意下さるようお願い致します。

# NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2020 No. 692

印刷 令和2年1月17日  
発行 令和2年1月27日  
編集人 後藤 伸夫  
発行人 海老澤 斉  
印刷所 久下印刷株式会社  
発行所 **日本精工株式会社**  
広報部 TEL 03-3779-7050  
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の的外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。  
なお、ジャーナルの制作には正確を期するため細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。