

# 車軸軸受のフレッチング摩耗の発生機構

岡村 吉晃\* 深貝 晋也\*\* 鈴木 大輔\*  
高橋 研\* 梅原 大樹\*\*\* 永友 貴史\*

## Mechanism of the Fretting Wear of Axle Journal Bearings

Yoshiaki OKAMURA Shinya FUKAGAI Daisuke SUZUKI  
Ken TAKAHASHI Hiroki UMEHARA Takafumi NAGATOMO

The fretting wear is caused by the very slight relative slip between the contacting surfaces of the inner ring side face and the backing ring of an axle journal bearing in railway applications, but its mechanism is not clear. In this work, it has been found that the fretting wear of the backing ring becomes larger with the proximity to its outside, the contact pressure of the opposite of the load side is larger than that of the load side and the contact pressure becomes larger with the proximity to its outside. Accordingly, the fretting wear area of the backing ring is approximately coincident with the area where the amplitude of the contact pressure is large, and the fretting wear is influenced by the amplitude of the contact pressure.

キーワード：車軸軸受，フレッチング，摩耗，圧力分布，接触面圧

## 1. 緒 言

鉄道車両用車軸軸受は車体重量により作用するラジアル荷重，および走行中の車両の揺れ等により発生するアキシャル荷重を支えている。車軸軸受にラジアル荷重が加わりながら回転すると，車軸軸受が取り付けられている車軸はたわみ，車軸軸受の内輪と車軸軸受の軸方向の取付位置を決める後ぶたとの接触部において微小な相対すべり運動による損傷，すなわちフレッチング<sup>1)</sup>が生じる。フレッチングによって発生する金属摩耗粉が車軸軸受の内部に侵入すると，軸受を摩耗させたり，潤滑剤を劣化させたりする。それらに加えて，車軸軸受の軸方向の取付位置の不正を引き起こす可能性が考えられる。そのため，フレッチング対策として，内輪と後ぶたの間にゴム付き当板<sup>2)</sup>やOリング<sup>3)</sup>を挿入する方法などが採用されている例があるが，それらはいずれもフレッチング摩耗粉の軸受内部への侵入を防止することに主眼が置かれており，フレッチングそのものを防止する根本的な解決には至っていない。また，鉄道車両においては，これまで車軸と車輪のはめあい部に発生するフレッチングに関する研究<sup>4) 5) 6)</sup>は行われてきたが，車軸軸受の内輪と後ぶたの接触面に発生するフレッチングに関する研究は行われていない。そこで，車軸軸受のフレッチング

を防止する知見を得るために，まず実物の車軸軸受を用いてフレッチングの再現試験を実施し，フレッチングによる車軸軸受の摩耗状態を調査した。次に，車軸軸受の内輪と後ぶたの接触面間の圧力分布を測定し，車軸軸受のフレッチング摩耗の発生機構について検討したので報告する<sup>7)</sup>。

## 2. フレッチングの再現試験

### 2.1 試験軸受

再現試験に使用した軸受は，鉄道車両用車軸軸受に広く使用されているグリース密封形複列円すいころ軸受とした。図1に車軸軸受の概略図を示す。車軸軸受は，二列の軌道面を有する外輪と，内輪，ころおよび保持器が一体となった組立品，ならびにオイルシール，油切りおよび後ぶたによって構成されている。なお，内輪と後ぶたは車軸に締めりばめではめあっており，両者の接触面が円周方向に相対すべり運動を行うことはない。

図2および図3に試験前の車輪側の内輪大端面と，後ぶたの内輪との接触面の外観および断面曲線をそれぞれ示す。内輪および後ぶたの表面には，りん酸塩処理による厚さ約5 $\mu\text{m}$ の被膜が施されている。内輪大端面，および後ぶたの内輪との接触面は，算術平均粗さRaがそれぞれ0.41 $\mu\text{m}$ および0.78 $\mu\text{m}$ であった。

### 2.2 回転試験

再現試験には鉄道総研が所有する車軸軸受耐久試験

\* 材料技術研究部 潤滑材料研究室  
\*\* 材料技術研究部 摩擦材料研究室  
\*\*\* 材料技術研究部 潤滑材料研究室 (現 日本精工株式会社)

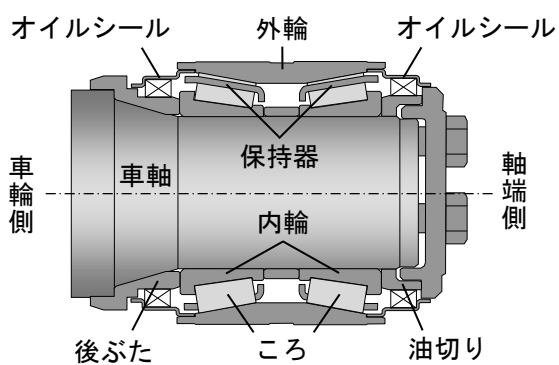


図1 車軸軸受の概略図

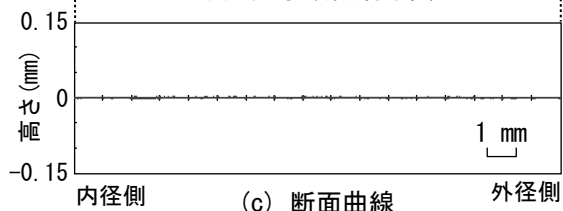
装置を用いた。図4に車軸軸受耐久試験装置の概略図を示す。試験方法は車軸軸受の性能試験方法について定めたJRIS J 0455<sup>8)</sup>に、試験軸受に負荷するラジアル荷重およびアキシャル荷重は寿命計算方法について定めたJRIS J 0453<sup>9)</sup>に基づいてそれぞれ設定した。試験条件を表1に示す。運転パターンは、車軸軸受の一般的な分



(a) 外観



(b) 光学顕微鏡写真

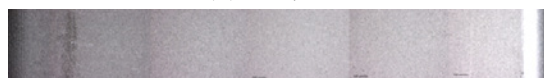


(c) 断面曲線

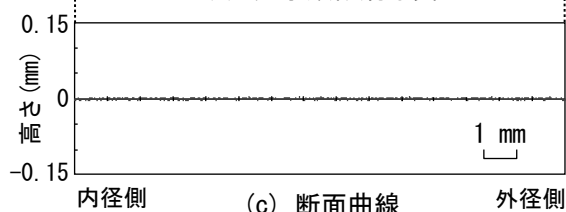
図2 試験前の内輪大端面



(a) 外観



(b) 光学顕微鏡写真



(c) 断面曲線

図3 試験前の後ぶた接触面

表1 試験条件

試験荷重	ラジアル	87.4 kN
	アキシャル	± 14.7 kN (5 s 毎に 5 s 間負荷)
最高回転速度	1 930 min <sup>-1</sup>	
回転方向	正回転、逆回転 (120 min 毎に反転)	
冷却方法	風冷 (風速約 10 m/s)	

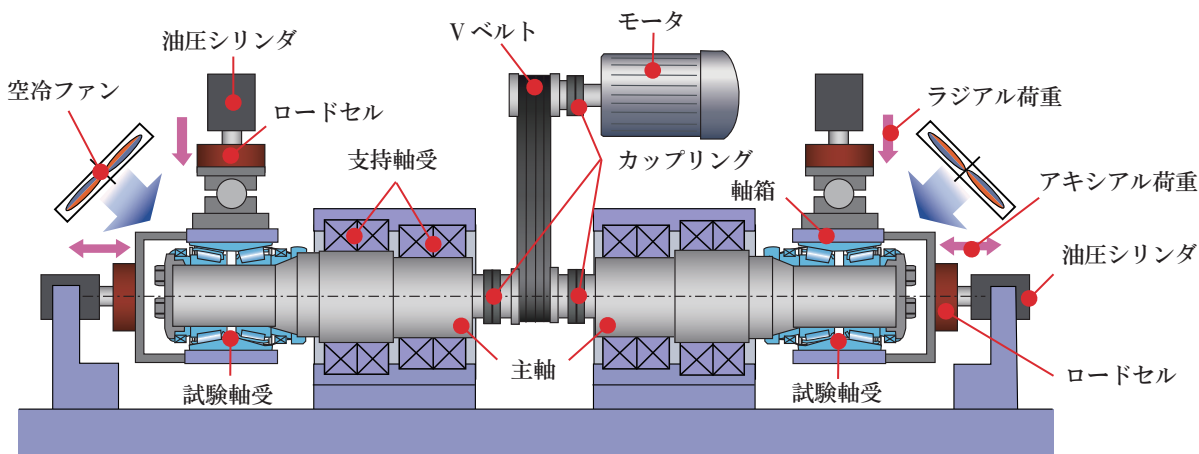


図4 車軸軸受耐久試験装置の概略図

解検査周期である 60 万 km 走行相当に達するまで、正回転と逆回転の繰り返しとした。

### 2.3 試験結果

図 5 および図 6 に試験後の車輪側の内輪大端面と、後ぶたの内輪との接触面の外観および断面曲線をそれぞれ示す。いずれの面にもフレッチングが認められ、内輪に付着したグリースは赤褐色に変色している。一般に、フレッチング摩耗粉は赤褐色の酸化第二鉄 ( $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ ) になるとされており<sup>10)</sup>、フレッチング摩耗粉がグリースに混入したことで、グリースは赤褐色に変色したと考えられる。図 5 (c) の断面曲線から、内輪大端面のフレッチング摩耗は半径方向の外径側で大きいことがわかり、最大摩耗深さは約 0.06mm であった。一方、図 6 (c) に示す後ぶたのフレッチング摩耗も半径方向の外径側で大きく、最大摩耗深さは約 0.1mm であった。なお、フレッチング摩耗は円周方向のいずれの場所においても外径側で大きい傾向にあった。

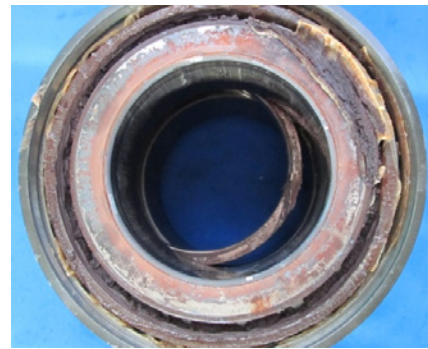
## 3. 圧力分布測定

### 3.1 測定方法

車軸軸受の内輪と後ぶたの間の接触面圧とフレッチング摩耗の発生状態の関係を調査するため、両者間の圧力分布をフィルム式圧力分布計測システムを用いて測定した。図 7 に圧力分布の測定に使用したセンサを示す。センサ部の形状は内輪と後ぶたの接触面と同形状となる円環状に製作した。センサは 2 枚のポリエチレンテレフタレート (PET) 製シートで構成されており、加わる力の大きさに応じて電気抵抗値が変化する感圧導電性インクがそれぞれのシートに印刷されている。センサの厚さは 0.1mm である。センサの仕様を表 2 に示す。本測定で使用するセンサシート的一方には 52 本の電極が円周方向に  $6.80^\circ$  間隔で、他方には 25 本の電極が半径方向に 0.8mm 間隔でそれぞれ印刷されており、これらの格子状に設けられた電極の交点が個別の検出点となっている。すなわち、センサの検出点は  $1300 (= 52 \times 25)$  点である。図 7 に示した赤矢印部が電極である。各検出点の電気抵抗値を計測することによって、発生した圧力の大きさと分布が得られる。なお、センサシートの特性上、各検出点の感度が異なるため、あらかじめ既知の荷重を加えて校正を行った。

### 3.2 測定条件

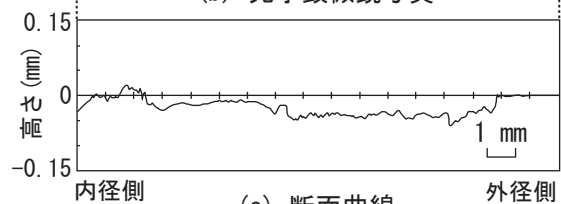
圧力分布測定は、内輪と後ぶたの間にセンサを挿入した測定用軸受を試験装置の主軸に圧入した後、軸箱および防振ゴムを介してラジアル荷重のみを加えて実施した。測定用軸受は、再現試験に使用した軸受と同じ呼び



(a) 外観



(b) 光学顕微鏡写真



(c) 断面曲線

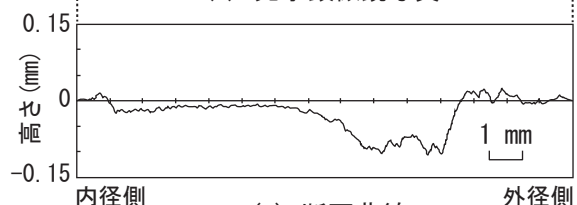
図 5 試験後の内輪大端面



(a) 外観



(b) 光学顕微鏡写真



(c) 断面曲線

図 6 試験後の後ぶた接触面

番号のものを使用した。また、ラジアル荷重の大きさが圧力分布に及ぼす影響を確認するため、ラジアル荷重の負荷条件を 0kN, 30kN, 50kN および 70kN とした。さらに、主軸の回転による接触面圧の変化を確認するため、主軸を  $90^\circ$  間隔で回転させて圧力分布を測定した。図 8 にセンサの取付状態を、図 9 に軸箱および防振ゴムを装

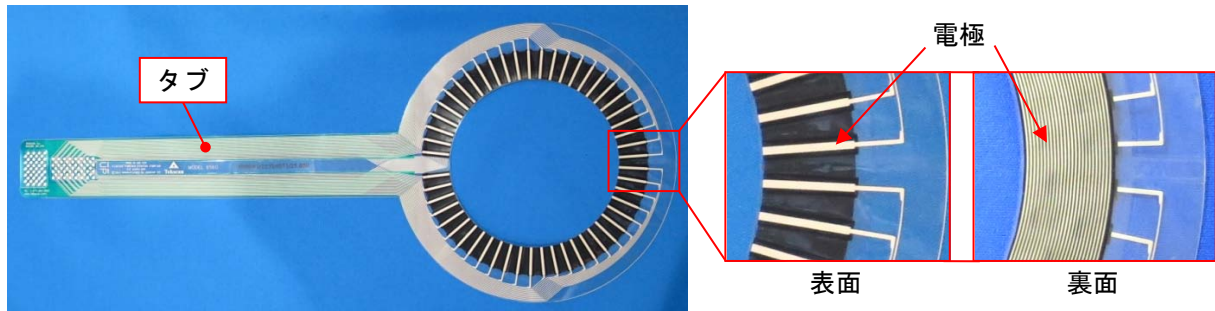


図7 フィルム式圧力センサ

表2 センサの仕様

最大検出可能圧力		最大 172.375 MPa
電極間隔	半径方向	6.80°
	円周方向	0.8 mm
電極数	円周方向	52 点
	半径方向	25 点
検出点数		1 300 点
検出部寸法	外径	159.6 mm
	内径	123.1 mm
厚さ		0.1 mm
精度		± 3.5 %
分解能		0.6 MPa

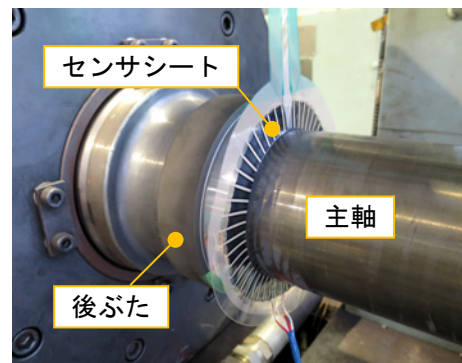


図8 センサシートの取付状態

着した測定状況をそれぞれ示す。なお、測定用軸受がラジアル荷重を受ける面を負荷側といい、本試験の負荷側は鉛直方向の上側となる。

### 3.3 測定結果

図 10 に、測定用軸受にラジアル荷重を加えない状態 (0kN) における圧力分布の測定結果を示す。なお、センサシートのタブの位置には検出点がないため、その位置の圧力は得られない (図 7 参照)。内輪と後ぶたの間の接触面圧は全周にわたって発生しており、特に半径方向の外径側が高い接触面圧が認められる。ラジアル荷重が加わらない場合、円周方向には均一な接触面圧が発生すると予想されるが、圧力分布は均一でない。この状態で主軸を 90° 間隔で回転させて圧力分布を測定した結果、圧力分布に変化が認められなかったことから、接触面圧は主軸の回転による影響を受けず、測定用軸受を主軸に圧入した際の内輪と後ぶたの接触状態で決まると考えられる。また、ラジアル荷重を加えた場合においても、接触面圧は内輪と後ぶたの接触状態の影響を受けた。そこで、測定用軸受にラジアル荷重を負荷したときの主軸のたわみにもなる接触面圧の変化を確認するために、ラジアル荷重負荷時における圧力分布をラジアル荷重 0kN からの増減によって求めた。

図 11 に測定用軸受にラジアル荷重を負荷したときの圧力分布の変化を示す。ラジアル荷重が増加するにつれて、負荷側の接触面圧は減少し、非負荷側の接触面圧が増加している。また、いずれの荷重条件においても接触

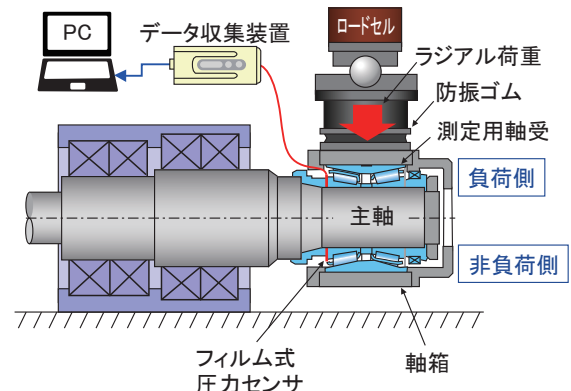


図9 測定概略図

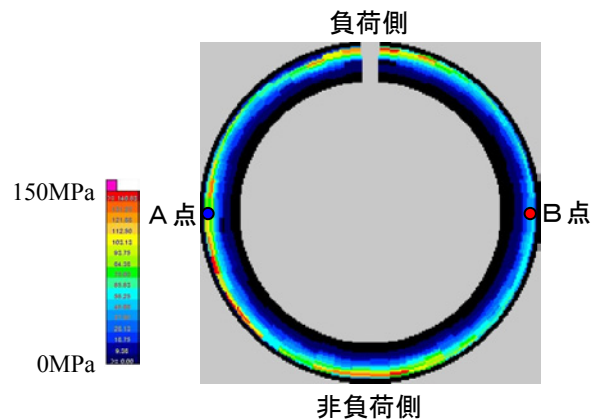


図10 圧入後の圧力分布

面圧の増減は半径方向の外径側で大きく、図 10 に示したラジアル荷重 0 kN の圧力分布において高い接触面圧

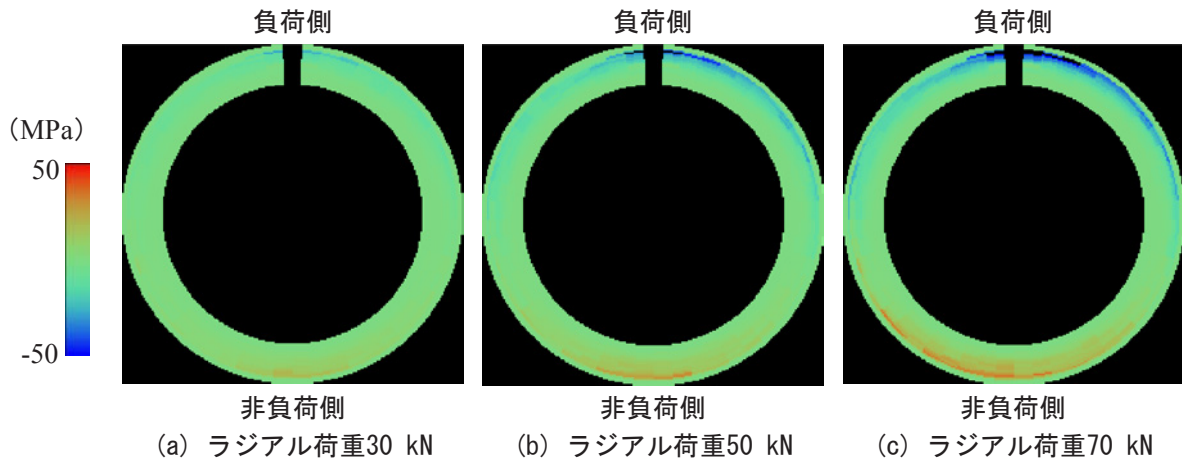


図 11 接触面圧の変化

を示した位置と一致していた。

なお、測定用軸受を試験装置の主軸に油圧で圧入したときの圧入力は約 210kN であったことから計算すると、このときの内輪と後ぶたの接触面圧は約 25MPa となる。図 11 に示した接触部の平均接触面圧が約 25MPa であったことから、センサは軸受の圧入力をほぼ 100% 受けていたとみなせる。また、平均接触面圧は加えたラジアル荷重の大きさに依存せず、ほぼ一定の約 25MPa であった。

次に、図 12 にラジアル荷重 70kN のときに主軸が一回転する際の接触面圧の変化を示す。接触面圧の変化を確認した位置は、図 10 に示した圧力分布において半径方向の最大値を示した外径側から 5.3mm 内側の A 点と B 点である。接触面圧は主軸の回転とともに正弦波状に変化しており、負荷側と非負荷側の差は 30 ～ 40MPa である。

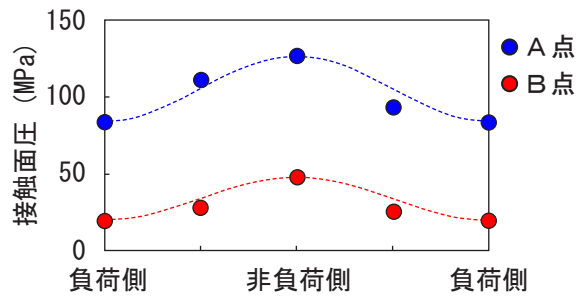


図 12 接触面圧の変化

#### 4. 考察

以下では、初めに車軸軸受の内輪と後ぶたの接触面における相対すべり運動について述べた後、両者間の圧力分布と再現試験によって得られた後ぶたのフレッチング摩耗との対応について考察する。

図 13 にラジアル荷重を受けた車軸軸受部の模式図を示す。車軸軸受にラジアル荷重が加わると、車軸がたわむため、非負荷側の接触面圧が負荷側より高くなる。さらに、負荷側の内輪は後ぶたに対して外径側に、非負荷側では内径側に変位すると考えられる。その結果、内輪と後ぶたの接触面には接線方向の相対的な変位が生じるため、車軸が回転すると、接触面は接線方向の相対すべり運動を行うことになる。ラジアル荷重が大きいと車軸のたわみは大きくなり、内輪と後ぶたの接触面の相対すべり量の振幅も大きくなると考えられる。このことから、車軸軸受のフレッチングの防止策として、車軸のたわみを抑えることが有効であると考えられる。

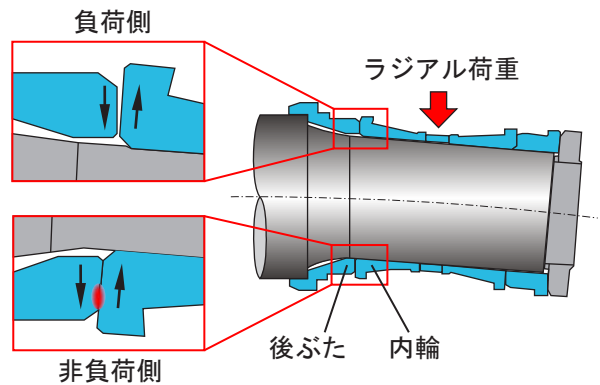


図 13 車軸のたわみの模式図

を抑制することが有効であると考えられる。

次に、2.3 節で示したように、車軸軸受におけるフレッチングの再現試験の結果、内輪と後ぶたの接触面にフレッチング摩耗が発生し、いずれも半径方向の外径側で著しかった。また、3.3 節で示したように、内輪と後ぶたの接触面間の圧力分布を測定した結果、両者間の接触面圧の変化は半径方向の外径側で高かった。摩耗形状と圧力分布の対応を確認するために、再現試験によってフレッチング摩耗が発生した後ぶたの断面曲線を、両者間の圧力分布との対応について検討する。

図 14 (a) にラジアル荷重 70kN における圧力分布の測定結果を、同図 (b) に再現試験によってフレッチング摩耗が発生した後ぶたの内輪との接触面の断面曲線を

特集：材料技術

示す。圧力分布の縦軸は非負荷側の接触面圧から負荷側の接触面圧を差し引いた値、すなわち接触面圧の振幅を表している。後ぶたのフレッチング摩耗が著しい領域は接触面圧の振幅が大きい箇所とほぼ一致している。

以上のことから、車軸軸受のフレッチング摩耗は接触面圧の振幅が大きい領域で著しくなると考えられる。

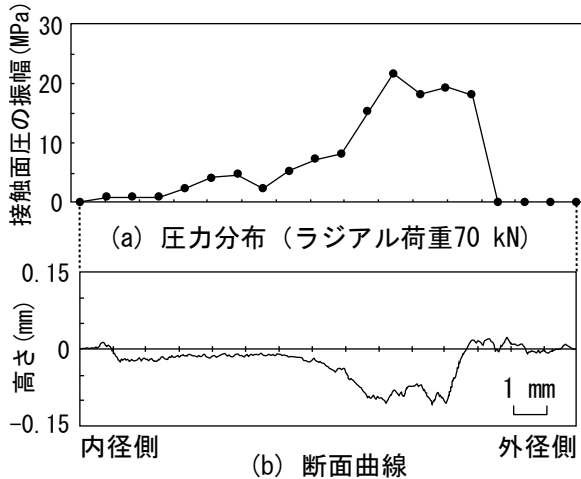


図 14 圧力分布と後ぶたの断面曲線

5. 結言

鉄道車両用車軸軸受の内輪と後ぶたの接触面に発生するフレッチングを防止するための知見を得るために、車軸軸受のフレッチング再現試験を実施し、車軸軸受に発生するフレッチングについて調査した。さらに、車軸軸受の内輪と後ぶたの接触面間の圧力分布を測定し、車軸軸受のフレッチング摩耗の発生機構について検討した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 実物大の車軸軸受を用いて回転試験を実施した結果、内輪と後ぶたの接触面およびグリースの着色の状態から実機と同様のフレッチング摩耗が再現された。
- (2) 内輪大端面および後ぶたの内輪との接触面の断面曲線から、フレッチング摩耗はいずれも半径方向の外径側で大きい。
- (3) 内輪と後ぶたの間の接触面圧は全周に発生しており、特に半径方向の外径側に高い接触面圧が認め

られた。また、ラジアル荷重が加わると、車軸軸受の負荷側と非負荷側で接触面圧が異なり、非負荷側の接触面圧は負荷側より高くなる。

- (4) (1) の再現試験によって得られた後ぶたのフレッチングの摩耗領域は接触面圧の振幅が大きい領域にほぼ一致した。
- (5) 車軸軸受のフレッチングは、車軸の回転にともなって生じる接触面の相対すべりに加えて、接触面圧の振幅の影響も受けている可能性が考えられる。
- (6) 車軸のたわみが接触面圧に影響を及ぼしたことから、車軸軸受のフレッチングの防止策として、車軸のたわみを抑えることは有効である。

文献

- 1) 志摩政幸, 地引達弘: フレッチング摩耗, トライボロジスト, Vol. 53, No. 7, pp. 462-468, 2008
- 2) 岡竜太郎: 鉄道車両車軸軸受の高速化と長寿命化への対応, トライボロジスト, Vol. 58, No. 7, pp. 479-484, 2013
- 3) 高野浩二, 浅井寿: 車軸軸受装置, 日本国特許第 3529691 号, 2004
- 4) 西岡邦夫, 西村誠一, 平川賢爾: fretting 疲れに関する研究 (第 1 報, 圧入部の相対すべりについて), 日本機械学会論文集, Vol. 33, No. 253, pp. 1344-1351, 1967
- 5) 石塚弘道: 新幹線電車車軸のフレッチング対策, トライボロジスト, Vol. 37, No. 8, pp. 624-629, 1992
- 6) 西坂強, 佐藤康夫: フレッチング損傷防止に関する研究—各種窒化処理について—, トライボロジスト, Vol. 40, No. 9, pp. 768-775, 1995
- 7) 岡村吉晃, 深貝晋也, 鈴木大輔, 高橋研, 梅原大樹, 永友貴史: 鉄道車両用車軸軸受のフレッチングに及ぼす接触面圧の影響, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 843, DOI: 10.1299/transjsme.15-00523, 2016
- 8) 日本鉄道車輛工業会規格: 鉄道車両—車軸軸受の性能試験方法一, JRIS J 0455, 2009
- 9) 日本鉄道車輛工業会規格: 鉄道車両—車軸軸受定格寿命計算方法一, JRIS J 0453, 2009
- 10) R. B. Waterhouse (佐藤準一訳): フレッチング損傷とその防止法, 養賢堂, pp. 80-87, 1984