鉄道車両の駆動装置用小歯車軸受の運転状態に影響を及ぼす要因の検討

高橋 研^{*1}, 鈴木 大輔^{*1}, 永友 貴史^{*1}

Investigation of factors affecting the performance of pinion bearing for gear unit of railway vehicle

Ken TAKAHASHI^{*1}, Daisuke SUZUKI^{*1} and Takafumi NAGATOMO^{*1}^{*1} Railway Technical Research Institute

2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo 185-8540, Japan

Received: 7 May 2019; Revised: 13 June 2019; Accepted: 16 July 2019

Abstract

If bearings for gear units of railway vehicles are damaged by seizing, parts of the bearings come off and damage the gear and the gear box, which may lead to the leakage of the gear oil and the defective rotation of the wheel sets. Tapered roller bearings are mostly used in the gear units in Japan. The sliding speeds at the contact surface between the roller end and the inner ring flange of the pinion bearings are higher than that of the gear bearings. In the pinion bearings, therefore, seizure may occur by metal-to-metal contact from inadequate lubrication between the roller end and the inner ring flange. In order to prevent seizure of the bearings and to improve the reliability of the gear units, it is important to clarify the causes of the inadequate lubrication and the mechanism developing from inadequate lubrication into seizure of the bearings. In this work, the effects of bearing rotational speeds and loads, gear oil temperatures and flow rates, and endplay (internal clearance of bearings) values on the performance of the bearings have been investigated by using a rotation testing apparatus for pinion bearings. As a result, it has been clarified that the heating value from bearings increase as the oil temperature decreases and as the oil flow rate increases. In addition, it has been found that the endplay value is greatly reduced when the rotational speed of the bearing rapidly accelerates to high speed under conditions where the temperature of the gear oil is relatively low.

Keywords : Railway vehicle, Gear unit, Pinion, Machine element, Tribology, Rolling bearing, Seizure, Gear oil, Endplay

1. 緒 言

鉄道車両（電車）の駆動装置の多くは、継手を介してモータと直結する小歯車と車軸に取り付けられる大歯車から成る平行軸一段減速機であり、その回転部では、歯車箱に対して小歯車軸を支持する小歯車軸受や車軸に対して歯車箱を支持する大歯車軸受に転がり軸受が使用されている。これらの軸受として、国内では一般に円すいころ軸受が用いられており、軸にはめ合わされて回転する内輪、歯車箱に固定される外輪、内輪と外輪の間を転がりながら荷重を伝達するころ、およびころ同士が接触しないよう等間隔に配置する保持器によって構成される。これらの部品同士の接触部は歯車によってはねかけられるギヤ油により潤滑される(大山, 平沢, 1996)。

これらの軸受の損傷には、外部からの振動(Evans et al., 2017)による保持器の異常摩耗や、軸受内部での焼付きに起因するものがあり、軸受が損傷すると、軸受を構成する部品が歯車箱内に脱落して歯車や歯車箱を損傷させ、ギヤ油の漏洩や輪軸の回転不整を伴う故障に至る場合がある。なかでも、小歯車軸受の回転速度は大歯車軸受に比べて高いことから、内輪つば面（以下、つば面とする）と大端面のすべり接触部におけるすべり速度も高く、この部分の潤滑不良を発端として焼付きが進行する場合がある。潤滑不良の要因の一つとして、低温下でのギヤ油の粘度増加による軸受部への油の供給不足が指摘されており、低温環境に対応するために、主に低温流動性を向上させたギヤ油の開発が進められてきた(木川他, 2018)。しかし、エンドプレイ値（小歯車軸を支持する2個の軸受の組合せすきまであり、軸受の外輪が固定された状態で、内輪がはめ合わされた小歯車軸を軸方向に押

し引きした際の変位量として得られる値；以下、EP 値とする）や軸受内部での荷重の分布など、その他の潤滑不良の要因に関する検討事例や、駆動装置の信頼性向上に役立つと考えられる、潤滑不良から焼付きに進行する過程における軸受の挙動に関する知見は少ない。

そこで、本研究では小歯車軸受（以下、軸受と記述する場合は、すべて小歯車軸受を指す）の信頼性向上に向けた知見を得るため、主に、実物の軸受の回転試験により焼付きの要因を検討し、種々の回転条件、潤滑条件、および軸受の組立条件のもとで軸受の温度やトルクなどの挙動を調べた。はじめに、実際の駆動装置での軸受の使用環境を考慮し、温度やトルク、振動などの軸受の特性に影響を与えと考えられる種々の条件を変更させながら、軸受を回転させることができる装置を製作し、回転試験により焼付き要因を検討した。次に、検討した要因の中から、給油条件の影響を調べた。合わせて、軸受や周辺部材の温度変化による EP 値の挙動、ならびに EP 値の変化に伴う軸受の内部荷重の挙動を調べた。

2. 試験装置

試験装置の構成を図 1 に示す。本装置の製作にあたっては、実際の車両での駆動装置の使用環境を考慮し、軸受に小歯車（はすば歯車）からの反力に相当するラジアル荷重やアキシャル荷重を負荷させつつ、軸受上部からギヤ油を滴下（歯車によるはねかけ潤滑を模擬）して、小歯車軸の回転速度に相当する主軸回転速度で回転試験を行えることを設計条件とした。本装置は実駆動装置での軸受間距離と同じ間隔（128 mm）で対向する 2 個の小歯車軸受を試験軸受として、それらの内輪が取り付けられた主軸（材質：機械構造用合金鋼 SCM440）を、継手を介してモータで回転させる構造である。一方、試験軸受の外輪はハウジング（材質：機械構造用炭素鋼 S45C）に取り付けられる。ハウジングは軸箱（材質：S45C またはアルミニウム合金 A5056；寸法、形状は同一）に取り付けられ、これらが一体となった試験部全体を、サーボシリンダで主軸に対して垂直方向に押すことによりラジアル荷重 F_r を、水平方向に押し引きすることによりアキシャル荷重 F_a を、それぞれ試験軸受に作用させることができる。なお、正のアキシャル荷重はサーボシリンダを引く方向の荷重、負の荷重は押す方向の荷重を示す。サーボシリンダの出力は制御装置により調整され、 F_r および F_a を一定に保つことができる。また、主軸は支持軸受によりラジアル方向およびアキシャル方向に支持されるため、 F_r および F_a の反力は支持軸受が負担する。主軸の回転速度は最高で 6000 min^{-1} （加減速時の速度変化率は $50 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ ）、ラジアル荷重は最大で 7.0 kN、アキシャル荷重は最大で 12.7 kN である。また、ハウジングと軸箱との間に種々の厚さのシムを挟むことにより、2 個の試験軸受の外輪間の距離を変更し、EP 値を任意に調整できる構造としている。主軸の両端部には、支持軸受が設置

Fig. 1 Schematic view of the rotation testing apparatus for pinion bearings. The test bearings (pinion bearing) attached to the main shaft are rotated by the motor. Radial load and axial load are applied to the test bearings by the electric servo cylinder. The gear oil drips from the top of the bearing. The rotational speed, load, temperature and flow rate of lubricating oil (gear oil) can be changed arbitrarily.

され、ラジアル荷重およびアキシャル荷重の反力を支持する。ギヤ油はタンクから配管を経由し、試験軸受の上部に供給され、下部から排出される。また、タンク内のヒータおよび配管途中に設置されるチラーにより、給油温度を $5\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ の範囲で任意に変更できる。なお、ギヤ油はチラーに内蔵されるポンプにより圧送され、配管に設置された絞り弁およびリリーフ弁を操作することで、試験軸受部への給油量を $0\sim 30\text{ L/min}$ の範囲で調整できる。主軸の回転速度およびトルクはインバータからの外部出力により、ラジアル荷重およびアキシャル荷重はロードセルにより、それぞれ測定される。負荷されたラジアル荷重 F_r はモータ側と反モータ側の試験軸受に等しく配分されるため、試験軸受 1 個当たりのラジアル荷重は $F_r/2$ となる。図 2 に示すように、試験軸受の温度 t_o , t_f , t_r はそれぞれ外輪の外端面、および内輪のつば部と軌道面下（以下、軌道部とする）に設置した K 型熱電対により、軸箱の温度は表面に貼り付けた熱電対により測定される。試験軸受の振動加速度（ $0\sim 1000\text{ Hz}$ の実効値）はハウジングに設置した圧電式の加速度計により測定される。ギヤ油については、給油温度および排油温度は配管に設置した熱電対により、給油量（ここでは 2 個の試験軸受で給油量を同一とする）は配管に設置した流量計により、それぞれ測定される。

試験軸受の諸元を表 1 示す。試験軸受は、鉄道車両用の小歯車軸受として一般に使用されている円すいころ軸受であり、その内輪、外輪、ころの材料は高炭素クロム軸受鋼（SUSJ2）、保持器の材料は低炭素鋼板である。

試験に用いたギヤ油の性状を表 2 示す。ギヤ油は、鉄道車両の駆動装置に一般に使用されている鉱油を基油とした潤滑油であり、その動粘度および比熱の温度変化を図 3 に示す。

Fig. 2 Temperature measurement positions of test bearing.

Table 1 Principal specifications of test bearings.

Bearing type	Tapered roller bearing
Outside diameter	150 mm
Bore diameter	70 mm
Width	38 mm
Number of rollers	13
Contact angle	28.5°
Roller angle	8.5°
Nominal roller diameter	21.4 mm
Basic dynamic load rating	165000 N

Table 2 Principal specifications of gear oil for the test.

Base oil	Mineral oil
Kinetic viscosity (100°C)	$9.9\text{ mm}^2/\text{s}$
Kinetic viscosity (40°C)	$78.7\text{ mm}^2/\text{s}$
Viscosity index	105
Consistency	890 kg/m^3
Additive	Extreme pressure additive (ZnDTP) Oily formulation

Fig. 3 Property of gear oil for the test.

3. 軸受の運転状態に影響を及ぼす要因の検討

軸受の温度や振動などの特性に影響を与えると考えられる各種条件を変更しながら回転試験を行い、軸受の基礎的な挙動を明らかにする。ここでは、焼付きの要因となり得る項目として、軸受の回転速度、荷重、給油条件（給油温度、給油量）、EP 値の 4 点を検討した。測定対象をモータ側の試験軸受（図 1 参照）として、これらを変化させながら軸受の回転試験を行った。なお、ここで用いた軸箱は S45C 製である。

3・1 回転速度の影響

給油量を 1.0 L/min、給油温度を 40 °C、ラジアル荷重を 7.0 kN、アキシャル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm（組立時（25 °C）の値；以下、同様）として、回転速度を 1000 min⁻¹ から 4000 min⁻¹ まで段階的に増加させながら、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 4 に測定結果の時間経過を示す。回転速度の増加に伴い、トルク、軸受温度、振動加速度はいずれも増加する。また、内輪のつば部と軌道部の温度はほぼ同じであるが、それらの温度は外輪外径面の温度よりも高く、回転速度が高いほどその差が大きくなる。いずれの回転速度の条件においても、開始から 120 min までに各部の温度がほぼ一定となり、試験装置の系全体が熱平衡に達したと考えられる。

そこで、これ以降に示す測定結果では特に断りがない限り、一定の試験条件で 120 min 間回転を続けて得られる各データについて、その最後の 10 min 間の平均値を測定値とする。

Fig. 4 Effects of rotational speed on the performance of the bearing. As the rotational speed increases, the torque, bearing temperature and vibration acceleration increase. The temperature of the inner ring is higher than the temperature of the outer ring.

3・2 荷重の影響

ラジアル荷重の影響を調べるため、回転速度を 3000 min⁻¹、給油量を 1.0 L/min、給油温度を 40 °C、アキシャル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm として、ラジアル荷重を 2.0 kN から 7.0 kN まで段階的に増加させながら、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 5 に測定結果を示す。ラジアル荷重の増加に伴い、トルク、軸受温度、振動加速度はいずれも増加する。トルクと軸受温度の増加は、ラジアル荷重の増加に伴う軸受内部での転がり粘性抵抗の増加や内輪のつば面とところの大端面とのすべり接触部の摩擦抵抗の増加によるものと考えられる。

続いて、一定のラジアル荷重のもとでのアキシャル荷重の影響を調べた。回転速度を 3000 min⁻¹、給油量を 1.0 L/min、給油温度を 40 °C、ラジアル荷重を 7.0 kN、EP 値を 0.125 mm として、アキシャル荷重を -6.0 kN から 6.0 kN まで段階的に増加させながら、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 6 に測定結果を示す。ア

Fig. 5 Effects of radial load on the performance of the bearing. As the radial load increases, the torque, bearing temperature and vibration acceleration increase.

Fig. 6 Effects of axial load on the performance of the bearing. As the axial load increases, the bearing temperature increases.

キシャル荷重の増加に伴い、軸受温度は増加する。これは、アキシアル荷重の増加に伴う軸受内部での転がり粘性抵抗の増加や内輪のつば面とところの大端面とのすべり接触部の摩擦抵抗の増加によるものと考えられる。また、アキシアル荷重の増加に伴い、振動加速度が増加する傾向がみられる。これは、アキシアル荷重の増加により、内輪のつば面とところの大端面の接触力が増加するためと考えられる。

3・3 給油条件の影響

給油温度の影響を調べるため、回転速度を 3000 min^{-1} 、給油量を 1.0 L/min 、ラジアル荷重を 7.0 kN 、アキシアル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm として、給油温度を 7°C から 50°C まで段階的に増加させながら、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 7 に測定結果を示す。給油温度が増加するとトルクは低下する。これは、図 3 に示したように温度の増加とともにギヤ油の動粘度が低下したことにより、軸受内部での転がり粘性抵抗やギヤ油のかくはん抵抗が減少するためと考えられる。軸受温度は給油温度の上昇とともに上昇する。一方、振動加速度に大きな変化は見られない。

続いて、給油量の影響を調べるため、回転速度を 3000 min^{-1} 、油温度を 40°C 、ラジアル荷重を 7.0 kN 、アキシアル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm として、給油量を 0.05 L/min から 3.0 L/min まで段階的に増加させながら、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 8 に測定結果を示す。給油量が増加するとトルクは増加

Fig. 7 Effects of temperature of the gear oil on the performance of the bearing. As the temperature of the gear oil increases, the torque decreases and the bearing temperature increases.

Fig. 8 Effects of flow rate of the gear oil on the performance of the bearing. As the flow rate of the gear oil increases, the torque increases and the bearing temperature decreases.

する。これは、軸受内部での転がり粘性抵抗やギヤ油のかくはん抵抗が増加するためと考えられる。軸受温度は給油量の増加とともに低下する。これは、給油量の増加とともにギヤ油による軸受の冷却効果が大きくなるためと考えられる。振動加速度は給油量が 0.2 L/min 以下の非常に少ない範囲で増加する傾向にあるが、それ以外の広い範囲ではほぼ一定である。

3・4 エンドプレイ (EP) 値の影響

回転速度を 3000 min^{-1} 、給油量を 1.0 L/min、給油温度を 40°C 、ラジアル荷重を 7.0 kN、アキシアル荷重を無負荷として、EP 値を 0.025, 0.070, 0.125, 0.340 mm と変化させて、軸受のトルク、温度、および振動加速度を測定した。図 9 に測定結果を示す。いずれの測定値も EP 値がおおよそ 0.10 mm を下回ると急激に増加する。内輪の温度は外輪より常に $15\sim 20 \text{ K}$ 程度高いため、軸受やその周辺部材の熱膨張による伸びは、主軸側が軸箱側よりも大きいと考えられる。そのため、組立時の EP 値が小さい条件では、回転中の EP 値がさらに減少することにより、軸受のトルクや温度が急激に増加したと考えられる。また、振動加速度の増加については、上記の EP 値の減少により、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部で部分的に油膜が破断して金属同士が接触することにより、摩擦係数の変動が生じたことによるものと考えられる。

Fig. 9 Effects of the value of the endplay on the performance of the bearing. The torque, bearing temperature and vibration acceleration rapidly increase as the value of the endplay decreases when the value of the endplay is less than 0.10 mm.

以上より、鉄道車両の速度に依存する軸受の回転速度や、駆動装置の伝達トルクに依存する軸受の荷重のほか、給油条件や EP 値の変化が軸受の性能に大きく影響することがわかった。具体的には、給油温度の低下、給油量の増加、EP 値の減少により、軸受のトルクは増加する。また、給油温度の上昇、給油量の減少、EP 値の減少により、軸受の温度は上昇する。

4. 給油条件が軸受の発熱および除熱に与える影響

3 章で軸受の焼付きに影響を与えると考えられる各種の要因について、それぞれが軸受の特性に与える影響を個別に調べたが、これらのうち、回転速度と荷重は、鉄道車両の設計や諸元に依存するため、ここでは、外部の環境の影響を受ける可能性がある給油条件についてさらに詳しく調べる。なお、ここで用いた軸箱は S45C 製である。

4・1 給油温度および給油量の影響

4・1・1 軸受部での発熱量

回転速度を 3000 min^{-1} 、ラジアル荷重を 7.0 kN、アキシアル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm として、給油温度と給油量を種々に変化させて回転試験を行い、軸受部での発熱量 $H_{brg}[\text{W}]$ を式 (1) により求めた。

$$H_{brg} = 2\pi \cdot T \cdot n / 60 \quad (1)$$

ここで、 T は主軸のトルク、 n は主軸の回転速度である。なお、モータの動力は厳密には支持軸受部での発熱でも消費されるが、支持軸受が試験軸受に比べて小さく、グリース潤滑であることから、試験軸受部に比べると発熱が十分小さいと考えられるため、ここではモータの動力がすべて試験軸受部での熱に変化したものと見なした。

式 (1) により算出した H_{brg} を図 10 に示す。図は、横軸を給油量、縦軸を給油温度として、 H_{brg} を等値線図で表したものである。図中の白色部は、振動加速度が急激に増加したため、測定を行わなかった領域である。同じ給油量で比較すると、給油温度が低いほど H_{brg} が増加する傾向が認められる。これは、給油温度の低下とともに、ギヤ油の動粘度が増加する（図 3 参照）ため、軸受内部での転がり粘性抵抗やかくはん熱が増加したことによると考えられる（松山，2015）。一方、同じ給油温度で比較すると、給油量が多いほど H_{brg} が増加する傾向が認められる。これは、給油量の増加とともに軸受内部を通過するギヤ油の流量が増加し、そのかくはん熱が増加したためと考えられる。なお、給油温度が低く給油量が多い条件（図 10 の右下部）では上記の傾向と異なり、 H_{brg} が著しく低い。これは動粘度が著しく高いギヤ油が大量に供給されたため、軸受内部へのギヤ油の正常な流入が阻害され、結果的に軸受内部でかくはんされるギヤ油が著しく減少したためと考えられる。

Fig. 10 Heating value from test bearings (H_{brg}). H_{brg} increases with the decrease in temperature of the gear oil as compared with the same flow rate of the gear oil. H_{brg} increases with the increase in flow rate of the gear oil as compared with the same temperature of the gear oil.

4・1・2 軸受部での発熱量

4・1・1 項に記した回転試験について、ギヤ油による軸受部からの除熱量 H_{oil} [W] を式 (2) により求めた。

$$H_{oil} = 2\rho \cdot Q / 60 \int_{t_{in}}^{t_{out}} C(t) dt \quad (2)$$

ここで、 ρ はギヤ油の密度、 Q は給油量、 t_{in} は給油温度、 t_{out} は排油温度、 $C(t)$ はギヤ油の比熱である。

式 (2) により算出した H_{oil} を図 11 に示す。 H_{oil} は図 10 に示した H_{brg} とは一致せず、ギヤ油による除熱だけでは熱収支は均衡しない。これは、試験装置を周囲と完全には断熱していないためであり、 H_{oil} と H_{brg} の差は、ギヤ油を介さず、試験部と周囲との間で直接伝熱（熱伝達や放射）した熱量と考えられる。給油量が概ね 1.0 L/min より少ない条件では、 H_{oil} は主に給油量の増加とともに増加し、1.0 L/min より多い条件では、 H_{oil} は主に給油温度の低下とともに増加する傾向が認められる。給油量が少ない条件では、給油量の増加とともに軸受内部で高温の軸受部品の表面と接触するギヤ油量が増加するため、 H_{oil} は給油量の影響を大きく受けたと考えられる。一方、給油量が多い条件では、軸受部品の表面と直接接触するギヤ油量は飽和し、それ以上増加しない状態となり、 H_{oil}

Fig. 11 Exhaust heat to the gear oil (H_{oil}). When the flow rate of the gear oil is less than about 1.0 L/min, H_{oil} increases with the increase in flow rate of the gear oil. On the other hand, H_{oil} increases with the decrease in temperature of the gear oil when the flow rate of the gear oil is more than about 1.0 L/min.

は給油温度の影響を大きく受けた（給油温度が低いほど、軸受部品との温度差が大きくなる）と考えられる。このことから、軸受をギヤ油により効率的に冷却するためには、給油量が少ない場合には給油量の増加が、多い場合には給油温度の低温化が、それぞれ有効であると考えられる。図 12 に内輪つば部の温度 t_f [°C] を示す。この図からも、給油量が少ない場合には、給油温度の低下よりも給油量の増加の方が、軸受の温度低下に与える影響が大きいことが確認できる。

Fig. 12 Temperature of the flange of the inner ring (t_f). When the flow rate of the gear oil is low, t_f decreases with the increase in flow rate of the gear oil.

4・1・3 軸受内部の温度差に関する考察

図 13 に、内輪つば部の温度 t_f から内輪軌道部の温度 t_r を差し引いた値 $t_f - t_r$ [K] を示す。広い範囲で $t_f - t_r$ は負の値、すなわち内輪のつば部が軌道部よりも温度が低いことを示しているが、給油温度が低く、かつ給油量が多い条件（図 12 の右下部）では、 $t_f - t_r$ は正の値となっている。これは、前述のように軸受内部へのギヤ油の正常な流入が阻害されたことにより、ギヤ油がつば部に供給されにくくなり、内輪のつば面とところの大端面とのすべり接触部で油膜が形成されにくくなったためと考えられる。上記以外の領域では、給油温度が高いほど、また給油量が少ないほど $t_f - t_r$ が増加する傾向が認められる。給油温度の上昇はギヤ油の動粘度を低下させ、給油量の低下はギヤ油のつば部への供給量を低下させるため、いずれも内輪のつば面とところの大端面とのすべり接触部の油膜を減少させて、潤滑状態を悪化させると考えられる。

Fig. 13 Temperature difference between the flange and the raceway of the inner ring ($t_f - t_r$). The higher the temperature of the gear oil is, and the smaller the flow rate of the gear oil is, the larger $t_f - t_r$ becomes.

4・2 給油遮断試験

4・1 節では、給油量が少ない場合に、ギヤ油による軸受の冷却作用が低下することや、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部の潤滑状態が悪化することがわかった。そこで、さらに給油量が低下した場合を想定し、給油遮断試験を行った。

試験では、回転速度を 3000 min^{-1} 、給油量を 3.0 L/min 、給油温度を 30°C 、ラジアル荷重を 7.0 kN 、アキシアル荷重を無負荷、EP 値を 0.125 mm として、試験装置の系全体が熱平衡に達した状態から、給油量を減少させて、その約 40 s 後に給油を完全に遮断した。なお、試験軸受を損傷させないために、給油を遮断してから 120 s 後に試験を打ち切った。図 14 に、各測定値の時間経過を示す。試験打ち切りの 300 s 前を 0 s として示している。給油量を減少させると、トルクが低下し、内輪つば部の温度が上昇する。これは、図 8 に示した傾向と一致する。次に、給油を遮断するとトルクはさらに低下するが、変動が大きくなる傾向が認められる。これは、給油遮断により、軸受内部での転がり粘性抵抗やかくはん抵抗が減少するものの、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部で部分的に油膜が破断して、金属同士の接触が生じたためと考えられる。また、内輪つば部の温度上昇は大きくなるが、内輪軌道部の温度上昇はつば部よりも緩慢であるため、 $t_f - t_r$ は増加する。さらに、軸受部の振動

Fig. 14 Behavior of the bearing at the time of flow of the gear oil shutting off. The torque decreases, but its fluctuation increases. The temperature of the flange rises more rapidly than temperature of the raceway of the inner ring. The vibration acceleration of the bearing increases.

加速度が急激に増加し、その変動も大きくなる。これらについても、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部で油膜が破断したことによるものと考えられる。

以上のように、給油を遮断すると、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部の潤滑状態が悪化して、トルクは不安定になり、内輪つば部の温度や軸受部の振動加速度が増加することがわかった。

5. エンドプレイ値の挙動

4 章では、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部における油膜の状態が軸受の挙動に大きく影響することがわかった。内輪のつば面ところの大端面のすべり接触部の接触状態に影響を与える因子として、4 章で述べた給油条件のほか、EP 値も考えられる。図 9 に示した、EP 値が軸受の特性に与える影響は、組立時の EP 値に対して、試験装置の系全体が熱平衡に達した後の軸受のトルクや温度などの傾向を示したものである。しかし、実際に走行する鉄道車両では、駆動装置は様々な環境条件のもとで加減速を繰り返すため、装置の温度が過渡的な状態のもとでの EP 値の挙動も把握する必要がある。ここでは、停止状態から軸受を回転させ、軸受やその周辺部材の温度変化と EP 値の変化の関係を調べる。なお、軸箱の材質によりその熱膨張率が異なり、EP 値の挙動に影響を与えると考えられるため、ここでは S45C 製と A5056 製の 2 種類の軸箱を使用した。

5・1 エンドプレイ値の測定方法および計算方法

5・1・1 エンドプレイ値の測定方法

図 15 に軸受の回転中に EP 値を測定する方法を示す。軸箱に固定されたアキシアル荷重負荷用の治具にレーザ変位計（繰り返し測定精度： 5×10^{-5} mm）を主軸の軸端に向けて設置した。回転試験中に、一定時間（1～10 min）おきに、図 16 に示す負荷パターンで試験部にアキシアル荷重を負荷し、アキシアル荷重が正の時と負の時のレーザ変位計の出力値の各平均値の差を EP 値の測定値とする。

Fig. 15 Schematic view of the measurement of endplay values. Fig. 16 Load pattern during the measurement of endplay values.

5・1・2 エンドプレイ値の計算方法

部材の軸方向の膨張のみを考慮した式 (3) により EP 値を簡易的に算出する。

$$EP = EP_0 + (t_c - t_a) \cdot \alpha_c \cdot L_c - (t_h - t_a) \cdot \alpha_h \cdot (L_c - L_b) - (t_s - t_a) \cdot \alpha_s \cdot L_b \quad (3)$$

ここで、 EP_0 は組立時の EP 値、 t_a は組立時の室温、 t_c は軸箱の温度、 t_h は軸受ふたの温度、 t_s は主軸の温度、 α_c は軸箱の熱膨張率（S45C 製： 12.1×10^{-6} 、A5056 製： 24.3×10^{-6} ）、 α_h は軸受ふたの熱膨張率（ 12.1×10^{-6} ）、 α_s は主軸の熱膨張率（ 12.1×10^{-6} ）、 L_c は軸箱の軸方向長さ、 L_b は軸受の中心間距離を示す（図 15 参照）。なお、 t_h および t_s は直接測定していないため、軸受ふたおよび主軸の近傍である、2 個の試験軸受の外輪外径面の温度 t_o の平均値および 2 個の試験軸受の内輪軌道部の温度 t_r の平均値を、それぞれ用いる。

5・2 軸受と周辺部材の温度変化によるエンドプレイ値の変化

ここでの試験条件は、給油量を 1.0 L/min, ラジアル荷重を 7.0 kN, アキシアル荷重を無負荷 (ただし, EP 値の測定中のみ短時間負荷), 組立時の EP 値を 0.105 mm として, 給油温度と最高回転速度を変化させた. 各試験において, 停止状態で給油のみを行い, 試験装置各部の温度がほぼ平衡状態となった後に, 回転速度を目標とする最高回転速度まで増加させ, その後は一定に保つ. 試験時間は, 回転開始から 60 min 間である.

図 17 に, 最高回転速度を 3000 min^{-1} , 給油温度を 30°C とした条件で試験した結果を, 試験軸箱の材質ごとに示す. 横軸は回転開始からの時間を, 縦軸は各部の温度と EP 値をそれぞれ示す. S45C 製軸箱では, 回転開始直後に EP 値が減少し, その後はほぼ一定となっている. これは, 軸受の回転に伴い主軸の温度 t_s と軸箱の温度 t_c がともに上昇するものの, t_s の方が上昇の程度が大きいため, 主軸の熱膨張が軸箱の熱膨張より大きくなったことによる. A5056 製軸箱では, S45C 製の場合と同じく回転開始直後に EP 値が減少するものの, 約 10~20 min の間で EP 値は増加し, その後はほぼ一定となっている. A5056 製軸箱は SCM440 製の主軸より熱膨張率が大きいため, 上述の約 10~20 min の間では, 軸箱の膨張量が主軸の膨張量を上回ったと考えられる. これらの測定値の変化の傾向は計算値とほぼ一致しており, 両者の差は最大で 0.02 mm 程度である. このことから, 式 (3) に示した部材の軸方向の膨張のみを考慮した簡易的な計算によって, EP 値を比較的精度よく推定できることがわかった.

Fig. 17 Change in temperature and endplay. In the steel (S45C) shaft case, the endplay value decreases immediately after the start of rotation, and thereafter becomes almost constant. In the aluminum alloy (A5056) shaft case, the endplay value decreases immediately after the start of rotation and then gradually increases.

図 18 に, 最高回転速度を 3000 min^{-1} とし, 給油温度を変化させた場合の EP 値を示す. 同図 (a) が S45C 製軸箱での結果, (b) が A5056 製軸箱での結果である. A5056 製軸箱の場合, 回転開始時 (0 min) における EP 値が給油温度により異なるが, これは主軸と軸箱の熱膨張率が異なるためである. いずれの軸箱においても, EP 値は給油温度が低いほど小さく, 給油温度が 10°C の場合には, 最小で 0.04 mm 程度まで減少している. また, S45C 製軸箱の場合には回転開始から約 10 min 間, A5056 製軸箱の場合には回転開始から約 3 min 間, EP 値は減少する. 試験終了時の EP 値は, S45C 製軸箱よりも A5056 製軸箱で大きくなっており, 特に給油温度が 50°C の場合には, 約 0.15 mm まで増加している.

以上より, 給油温度が低いほど, 軸受の回転開始後の EP 値の減少の程度が大きくなることがわかった. EP 値が 0 mm に近づくと, 軸受の内部で正常な潤滑や荷重の状態が保てなくなる可能性があるため, どのような条件で EP 値がさらに減少するかを把握するため, 給油温度を 10°C として, 最高回転速度の影響を調べた. 図 19 に, 最高回転速度を変化させた場合の EP 値を示す. 同図 (a) が S45C 製軸箱での結果, (b) が A5056 製軸箱での結果である. いずれの軸箱においても, EP 値の最小値は最高回転速度が高いほど小さく, 最高回転速度が 4000 min^{-1}

Fig. 18 Change in endplay after the rotation start at 3000 min^{-1} of maximum rotation speed. In both shaft cases, the endplay value decreases as temperature of gear oil decreases, and decreases to about 0.04 mm at a minimum when temperature of gear oil is $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. The endplay value at the end of the test is larger in the aluminum alloy shaft case than in the steel shaft case.

Fig. 19 Change in endplay after the rotation start at $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ of gear oil temperature. In both shaft cases, the minimum value of endplay is smaller as the maximum rotation speed is higher. The higher the maximum rotation speed is, the larger is the change in endplay value.

の場合には最小で 0.02 mm (測定値) 程度である。また、最高回転速度が高いほど EP 値の変動が大きい傾向があり、特に軸箱が A5056 製の場合、最高回転速度が 4000 min^{-1} で約 0.02 mm から約 0.14 mm まで変化している。なお、図 18 および図 19 のいずれにおいても、軸箱が A5056 製の場合に比べ、S45C 製の場合には測定値と計算値のずれが大きい傾向が認められる。これは、S45C の熱伝導率が A5056 よりも小さいことから、S45C 製の軸箱では、各部での温度の差が比較的大きくなり、軸箱全体として熱膨張が均一にならなかったためと考えられる。

実際の駆動装置と本試験機とでは、回転条件の他に、歯車の有無や各部品熱容量など様々な違いがあり、部材の温度変化が異なることに留意しなければならないが、本試験結果から、実際の鉄道車両においても比較的低温の環境下で、停止状態から高速域まで短時間で加速する際に、軸受や周辺部材の温度が急激に変化して EP 値が最も減少すると考えられる。

6. 軸受内部の荷重分布

5章で示したように、軸受の回転に伴う部材の温度変化により EP 値は様々に変化する。EP 値が変化すると、軸受の内部荷重の状態も変化すると思われる。そこで、EP 値と軸受の内部荷重の関係を調べる。なお、ここで用いた軸箱は S45C 製である。

6・1 軸受内部荷重の測定方法

ここでは、図 1 に示した試験装置のモータ側の試験軸受を荷重測定用軸受とした。図 20 に示すように、測定用軸受の内輪には、軌道面とつば面にそれぞれの母線方向に平行な溝状の切欠き（A および B）を円周方向に 180° 対向する位置に設けている。これらの切欠きの底部にひずみゲージを接着した。軸受を回転させて、ころが切欠き A 部を通過する際に発生するひずみにより、ころから軌道面へ作用する荷重（以下、軌道面荷重 Q_i とする）を(田中, 1972)、切欠き B 部を通過する際に発生するひずみによりころからつば面へ作用する荷重（以下、つば面荷重 Q_f とする）をそれぞれ測定することができる。なお、それぞれのひずみゲージは予め、軸受に複数の既知の純アキシャル荷重を負荷し、全てのころに均等な荷重が発生する条件で回転させることにより、ひずみと荷重の関係を校正している。

測定においては、給油量を 1.0 L/min, ラジアル荷重を 10.0 kN, アキシャル荷重を無負荷とし、測定中の温度変化による組立時からの EP 値の変化を抑制するため、回転速度を比較的低速の 500 min⁻¹, 給油温度を室温と同じとした。EP 値は、5・2 節で測定された値の範囲の下限に近い 0.025 mm と上限に近い 0.125 mm に加え、上限を大きく上回る 0.340 mm の 3 種類である。なお、ラジアル荷重は試験装置の最大値である 7.0 kN を超過しているが、測定を短時間で行うため問題はない。

Fig. 20 Schematic view of the measurement of internal load of the bearing. Loads acting on the raceway and the flange of the inner ring from the rollers are measured by strain gauges attached to the inner ring.

6・2 エンドプレイ値が内部荷重に与える影響

内部荷重の測定結果を図 21 に示す。同図 (a) が軌道面荷重 Q_i , (b) がつば面荷重 Q_f である。横軸に示すころ位置は、ラジアル荷重による負荷圏（ころが荷重を受ける範囲）の中心位置（軸箱の直上を向く位置）を 0°, 左端を -90°, 右端を 90° として、ころの進行方向が正の値となるように示している。なお、非負荷圏となる -180° ~ -90° および 90° ~ 180° の範囲ではすべての測定結果において荷重がほぼ 0 であったため図中では省略している。いずれの EP 値においても、軌道面荷重とつば面荷重は、0° の転動体位置を中心としてほぼ左右対称な山型の分布を呈している。軌道面荷重とつば面荷重のいずれについても、その負荷圏の範囲は EP 値の増加とともに狭くなり、EP 値が最も小さい 0.025 mm においては -90° ~ 90° のほぼ全域に広がっているのに対して、最も大きい 0.340 mm においては -60° ~ 60° 程度まで狭まっている。また、軌道面荷重は EP 値が大きいほど、その最大値が大きくなる傾向が認められる。この傾向は、円すいころ軸受の内部すきまと転動体荷重の関係に関する過去の研究結果(高橋他, 2016)とも一致する。一方、つば面荷重の最大値は、EP 値が最小の 0.025 mm で最も大きく、EP 値が 0.125 mm と 0.340 mm ではいずれもそれより小さい。外輪および内輪からころに作用する力は、それぞれの力が作用す

Fig. 21 Effect of endplay value on the internal load of the bearing. The range of the load zone becomes narrower as the endplay value becomes large. The maximum load acting on the raceway becomes larger as the endplay value becomes large. On the other hand, the maximum load acting on the flange is the largest at the 0.025 mm of the endplay value.

る接触面の角度によって発生するラジアル方向およびアキシアル方向の分力がそれぞれ釣り合うため、理論上、軌道面荷重とつば面荷重は一定の比率で比例するはずであるが、上述のように図 21 (b) で示されたつば面荷重の大小関係は、同図 (a) で示された軌道面荷重の大小関係と一致していない。EP 値が 0.025 mm や 0.125 mm の場合には、測定値が理論値よりも大きくなっていると考えられる。その原因として、回転中のころの姿勢の変化、切欠き B 部を通過するころと隣接するころによるつばのわずかな変形の影響のほか、測定誤差などが考えられるが、詳細については今後の検討が必要である。

以下では、軸受内部荷重の負荷圏の大きさを示す負荷率 ε について考察する。 ε は負荷圏の半分の角度 φ_0 を用いて次式により表される。

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \varphi_0) \quad (4)$$

式 (4) に、図 21 (a) から読み取れる負荷圏の角度 $2\varphi_0$ を代入し、 ε (測定値) を得る。ここでは負荷圏であることを判断するためのしきい値を、軌道面荷重の最大値 Q_{max} を用いて、 $0.1Q_{max}$ とする。

一方、Sjövall によって与えられたラジアル積分 $J_r(\varepsilon)$ (Sjövall, 1933), および Palmgren の線接触における弾性変位の理論 (Palmgren, 1964) を用いると、本測定における組合せすきま (EP 値) Δ_a と負荷率 ε の間には以下の関係が成り立つ (高橋他, 2016)。

$$\Delta_a = 7.68 \times 10^{-5} \cdot \left(\frac{1-2\varepsilon}{\varepsilon} \cdot J_r(\varepsilon) \right)^{-0.9} \cdot \left(\frac{F_{rh}}{Z} \right)^{0.9} \cdot L_{eff}^{-0.8} \cdot \cos^{-1.9} \alpha \cdot \cot \alpha \quad (5)$$

ここで、 F_{rh} は測定用軸受が負担するラジアル荷重 (ここでは、5.0 kN とする.)、 Z はころ数、 L_{eff} はころ有効長さ、 α は接触角である。式 (5) から得られる ε (理論値) と EP 値の関係と、式 (4) から得られる ε (測定値) を比較して図 22 に示す。測定値は理論値に対し、負荷率が大きい結果となった。すなわち、測定結果における負荷圏は理論から求まる負荷圏と比較して、その範囲が広い。この原因として、切欠き溝 A の幅に対応する角度分の誤差や、本測定においてはラジアル荷重の負荷により軸受の外輪が変形し、真円形状からのずれが大きくなることに加え、測定誤差が考えられる。

Fig. 22 Comparison of calculated and experimental values of load distribution factor. The experimental value is larger than the calculated value.

7. 結 言

本研究により得られた知見を以下に要約する。

- (1) 軸受の焼付き要因を検討した結果、給油条件や EP 値の変化が軸受の特性に大きく影響することがわかった。給油温度の低下、給油量の増加、EP 値の減少により、軸受のトルクは増加する。また、給油温度の上昇、給油量の減少、EP 値の減少により、軸受の温度は上昇する。
- (2) 軸受部での発熱量 H_{brg} について調べた結果、同じ給油量で比較すると、給油温度が低いほど H_{brg} が増加する傾向や、同じ給油温度で比較すると、給油量が多いほど H_{brg} が増加する傾向が認められた。
- (3) ギヤ油による軸受部からの除熱量 H_{oil} について調べた結果、給油量が概ね 1.0 L/min より少ない条件では、 H_{oil} は主に給油量の増加とともに増加し、1.0 L/min より多い条件では、 H_{oil} は主に給油温度の低下とともに増加する傾向が認められた。このことから、軸受をギヤ油により効率的に冷却するためには、給油量が少ない場合には給油量の増加が、多い場合には給油温度の低温化が、それぞれ有効であると考えられる。
- (4) 内輪のつば部と軌道部の温度差について調べた結果や、給油遮断試験の結果から、内輪のつば面ところの大端面とのすべり接触部の油膜形成が抑制されると、つば部の温度が軌道部の温度に比べて相対的に高くなることがわかった。
- (5) 過渡的な温度の状態のもとでの EP 値の挙動を調べた結果、給油温度が低いほど、また、最高回転速度が高いほど、軸受の回転開始後における EP 値の減少の程度が大きくなることがわかった。このことから、実際の鉄道車両においても比較的低温の環境下で、停止状態から高速域まで短時間で加速する際に、EP 値が最も減少すると考えられる。

文 献

- Evans, D. R., Houpert, L., Scandella, F., Wilmer, G. M., Klaehn, T. and Buchanan, D. A., Dynamic analysis of rail gearbox bearings, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.231, Issue 8 (2017), pp.991-996.
- 木川定之, 鈴木淳一, 沓掛久志, 低温流動性を向上した新幹線車両用ギヤ油の開発, 鉄道総研報告, Vol. 32, No. 10 (2018), pp.23-28.
- 松山博樹, 円すいころ軸受の摩擦トルクの予測ならびに低減技術, トライボロジスト, Vol. 60, No. 9 (2015), pp.24-31.
- 大山忠夫, 平沢弘太郎, 鉄道車両用軸受の変遷(3), 鉄道車両と技術, Vol. 2, No.11 (1996), pp.20-27.
- Palmgren, A., Grundlagen der wälzlagerertechnik (1964), Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- Sjövall, H., The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load, Tek Tidskr, Mek., Vol.h, No.9 (1933).
- 高橋研, 鈴木大輔, 永友貴史, 複列円すいころ軸受の転動体荷重に与える内部すきまの影響, 日本機械学会論文

集, Vol. 82, No. 840 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00205.

田中克彦, 円すいころ軸受の実働荷重測定(第 1 報), 潤滑, Vol.17, No.1 (1972), pp.45-52.

References

- Evans, D. R., Houpert, L., Scandella, F., Wilmer, G. M., Klaehn, T. and Buchanan, D. A., Dynamic analysis of rail gearbox bearings, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.231, Issue 8 (2017), pp.991-996.
- Kikawa, S., Suzumura, J. and Kutsukake, H., Development of a gear oil with improved low-temperature fluidity for Shinkansen electric cars, RTRI REPORT, Vol. 32, No. 10 (2018), pp.23-28(in Japanese).
- Matsuyama, H., Prediction and reduction technologies of friction torque for tapered roller bearings, JOURNAL OF JAPANESE SOCIETY OF TRIBOLOGISTS, Vol. 60, No. 9 (2015), pp.24-31(in Japanese).
- Oyama, T. and Hirasawa, K., Development of bearings for railway vehicles (3), Rolling Stock & Technology, Vol. 2, No.11 (1996), pp.20-27(in Japanese).
- Palmgren, A., Grundlagen der wälzlagertechnik (1964), Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- Sjövall, H., The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load, Tek Tidskr, Mek., Vol.h, No.9 (1933).
- Takahashi, K., Suzuki, D. and Nagatomo, T., Effect of internal clearance on rolling element load of double row tapered roller bearings, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 82, No. 840 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00205.
- Tanaka, K., A practical method for measuring service loads on tapered roller bearings (Part 1), Journal of Japan Society of Lubrication Engineers, Vol.17, No.1 (1972), pp.45-52(in Japanese).