

転がり軸受の介在物起点はく離に及ぼす介在物存在深さの影響に関する研究

Study on the effect of inclusion depth on the flaking of rolling bearings

日本精工（株） （正）*伊藤 博史 （正）橋本 翔 （正）小俣 弘樹

Hirofumi Ito, Sho Hashimoto, Hiroki Komata

NSK Ltd.

1. はじめに

転がり軸受の軌道面には大きな面圧が作用する為、たとえ油膜が十分に保持される良好な潤滑環境下でも、最大せん断応力位置近傍の非金属介在物を起点とした局所的な組織変化（バタフライ組織）が生じ、はく離に至ることが知られている。このようなはく離に対して、従来は応力集中軽減の観点から、非金属介在物の量や大きさを低減することによって転がり寿命の向上が図られてきた¹⁾。一方で、介在物の排除には限界があり、新たな寿命向上指針の提案が求められている。著者らはこれまでに、バタフライ組織の生成状態に及ぼす荷重条件や介在物存在深さの影響を調査し、高負荷応力条件下ではバタフライ組織の発生頻度と動的せん断応力分布が一致しないこと、介在物が最表面に存在する場合、組織変化を伴わずにき裂が発生するため、周辺組織の影響を受けにくいことなどを示した^{2,3)}。本報では、介在物が存在する深さが、介在物起点はく離に及ぼす力学的な影響を明らかにするため、表面や内部といった存在する深さが異なる介在物を模擬した3次元弾塑性解析を実施し、介在物周囲で生じる応力状態を調査した。

2. 解析方法

解析対象を単列深溝玉軸受 JIS-6206 の内輪とし、転動体と内輪の転がり接触部直下に存在する介在物周囲の応力状態を有限要素法（FEM）より求めた。Figure 1 に解析モデルを示す。解析には汎用有限要素解析ソフト MSC. Marc 2013r1 を用いており、解析モデルはxz面を対象面とした1/2モデルである。xz面に存在する節点は、対称性を考慮してy方向の変位拘束を与えた。転動体にz軸方向の外力を負荷して、軌道面と接触させた。内輪の材質は軸受鋼（ヤング率は208 GPa、ポアソン比は0.3）とし、弾塑性体として解析した。なお、解析を簡便化するため、内輪を平面、転動体を樽型の剛体とし、転動体寸法を調整することで内輪とのHertz接触に伴う接触幅円寸法および接触面圧と等しくなるよう調整している。

Figure 2 に介在物モデルを示す。Figure 3 に示すように、転がり疲れの初期段階で、介在物周囲にはすき間が発生しているため、剛性が無いものとみなし、介在物モデルを空洞と仮定した。介在物形状は、φ50 μmの球状とした。介在物深さは、介在物中心の位置が軌道面表面から0 μm, 35 μm, 100 μm, 250 μm, 500 μmとした。各介在物周囲の最小要素寸法は2.5 μmとした。転動体は、介在物中心から十分離れた位置（介在物の中心をx=0として、x=-0.56 mmの位置）で圧縮接触させ、接触状態を維持しながら+0.56 mmまで移動させた。転動体に負荷する外力は、接触面圧の最大値が3.4 GPaとなるような値とした。Table 1に、接触幅円寸法（短半径、長半径）及び最大接触面圧を、FEM解析とHertzの接触理論により計算した結果を示す。両者は、ほぼ同等と言える結果が得られている。なお、本解析では転動体と内輪軌道面の接触による摩擦は考慮していない。

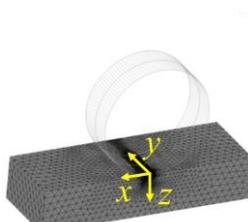


Fig.1 FEM model

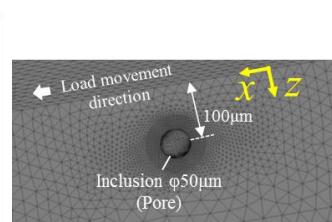


Fig.2 Inclusion model

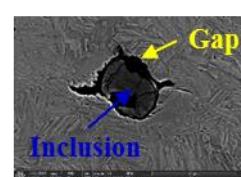


Fig.3 The gap between inclusion and matrix after rolling contact fatigue test using JIS-6206

Table 1 Calculation results of contact area size and maximum contact pressure

	Rolling bearing (Hertz theory) Elastic ball / Elastic raceway	Flat plate (FEM analysis) Rigid element / Elastic plate
Maximum contact pressure, GPa	3.42	3.46
Semi-major axis of contact area, mm	4.83	4.67
Semi-minor axis of contact area, mm	0.23	0.23

3. 解析結果

内部介在物の解析事例として、Fig. 4(a)に軌道面表面から介在物中心位置が深さ 100 μm の場合における、介在物周囲の最大主応力の解析結果を示す。転動体の位置が $x = 0.28 \text{ mm}$ の場合であり、介在物周囲の最大主応力が最も高い状態の結果である。図中の黒色の矢印が主応力の方向を示しており、介在物周囲に局所的な引張応力が生じている。Figure 5(a)に内部介在物の観察事例を示しており、高い引張応力が生じる位置と実際に観察された介在物周囲のき裂の位置には相関が見られる。

表面介在物の解析事例として、Fig. 4(b)に軌道面表面に介在物が露出した場合（介在物中心位置が深さ 0 μm、転動体の位置が $x = 0.36 \text{ mm}$ ）、Fig. 4(c)に介在物が軌道面の表面直下に存在する場合（介在物中心位置が深さ 35 μm、転動体の位置が $x = 0.26 \text{ mm}$ ）における、介在物周囲の最大主応力の解析結果を示す。軌道面表面に介在物が露出した場合、介在物底付近に強い引張応力が生じ、本解析条件において最大主応力が最も高くなかった。一方、軌道面表面直下の介在物は、介在部の左右だけでなく、上部にも強い引張応力が生じる。Figure 5(b)およびFig. 5(c)に表面介在物の観察事例を示しており、表面介在物の場合も同様、引張応力が作用する位置と、実際に観察された介在物周囲のき裂の位置には相関が見られる。特に、軌道面表面直下に介在物が存在する場合は、介在物上部で生じたき裂が軌道面表面に向かうと考えられ、介在物起点はく離に至る過程が、介在物が内部に存在する場合及び軌道面表面に存在する場合と異なる可能性がある。

以上の結果から、介在物が存在する深さにより、介在物周囲の最大主応力発生位置が異なるため、き裂が発生する位置も異なると推察される。Figure 6 に介在物が存在する深さと最大主応力値及び動的せん断応力値との関係を示す。表面近傍では最大主応力とせん断応力の傾向が一致しておらず、介在物が存在しない場合はせん断応力が低いが、介在物が存在する場合は介在物周囲に引張応力が生じ、き裂が生じやすいと推察される。

4. 結論

存在する深さが異なる介在物を模擬した 3 次元弾塑性解析を実施して、介在物周囲で生じる応力状態を調査した結果、以下の知見を得た。

- (1) 3 次元弾塑性解析から得られた介在物周囲の最大主応力が作用する位置と、実際に観察された介在物周囲のき裂が発生する位置には相関が見られた。
- (2) 本解析条件 (JIS-6206、最大接触面圧 3.4 GPa) の場合、介在物が軌道面表面に露出する場合に最大主応力が最も高くなり、き裂が発生しやすいと推察される。
- (3) 介在物が存在する深さにより、介在物周囲の最大主応力発生位置が異なるため、き裂が発生する位置も異なると推察される。介在物起点はく離に至る過程は、介在物が軌道面表面に露出する場合、軌道面表面直下に存在する場合、内部に存在する場合において、それぞれ異なると考えられる。

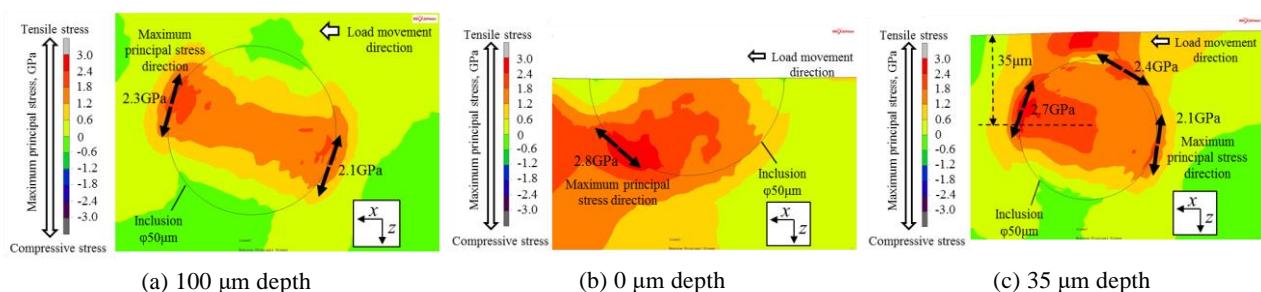


Fig.4 FEM results of the maximum principal stress around inclusion model

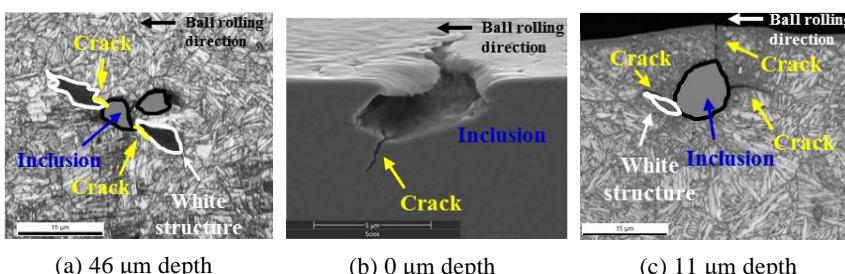


Fig.5 Observation result of fatigue cracks initiated from inclusions after rolling contact fatigue test using JIS-6206 under maximum contact pressure of 3.4 GPa

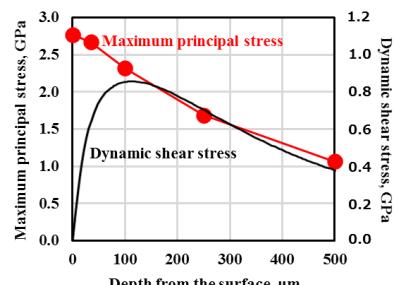


Fig.6 Relationship between maximum principal stress around the inclusion model and dynamic shear stress

文献

- 1) K. Hashimoto, et al. : Materials & Design, 32 (2011), 1605-1611.
- 2) 名取・下地・飛鷹・山村・三田村 : CAMP-ISIJ, 30 (2017) 932.
- 3) 伊藤・下地・名取・宮本・飛鷹 : トライボロジー会議予稿集, 秋伊勢 (2018), B3.