

クロスローラ軸受における摩擦トルク計算手法の検討

Study of a Friction Torque Calculation Method for Crossed Roller Bearings

日本トムソン（正）*西村 英典，（非）山崎 隼弥，（正）松原 幸生

名古屋工学院専門学校（非）藤井 健次

Hidenori Nishimura*, Syunya Yamazaki*, Yukio Matsubara*, Kenji Fujii**

*NIPPON THOMPSON CO., LTD., **Nagoya Kogakuin College of Technology

1. はじめに

クロスローラ軸受 (Crossed Roller Bearings, 以下 CRB と呼称) は円筒型の転動体が 90° 交差して配置される構造で、単列薄型でありながらアキシアル荷重、ラジアル荷重、モーメント荷重を支えられる構造となっている。そのため、複雑な荷重がかかる産業用ロボットなどに採用されている。一方でアングュラ玉軸受等と比べ許容回転数が低く、その原因は摩擦トルクの大きさにあると考えられている。この摩擦トルク発生要因と計算手法に関して藤井¹⁾が報告しているが計算上の解析にとどまっているため、実際の CRB の摩擦トルク解析にそのまま適用できるとは限らない。そこで本研究ではこの計算手法の実用性を検証することを目的として CRB 摩擦トルク測定試験機を新たに考案し、その測定結果と計算手法による計算結果を比較した。

2. 摩擦トルク要因と計算手法

本研究では CRB の摩擦トルク発生要因は、藤井¹⁾の報告に基づき「粗さ突起接触」「流体潤滑トラクション」「転がり粘性抵抗」「弾性ヒステリシス」の全 4 種類に分類されると考えた。そしてそれぞれの要因について藤井¹⁾が報告する手法に基づいて計算を行った。なお本計算では、境界潤滑状態での摩擦係数は藤原²⁾の報告より 0.12 とした。

3. 検証試験機と試験条件

前節で示した摩擦トルク要因と計算手法を実証するための試験機を Fig.1 に示す。この試験機は、エアテーブルによって CRB のハウジングを浮上させ、外乱を排除した状態で摩擦トルクを計測できるものである。また、内外輪には熱電対を取り付け、試験中の温度も同時に測定することが可能である。今回は Table 1 に示す CRB を使い、アキシアル荷重 0 N および 2000 N の条件下で、回転速度を 50 min^{-1} から 300 min^{-1} (50 min^{-1} 刻み) で測定試験を行った。測定後、実施した試験と同条件で各回転数の摩擦トルクを計算した。

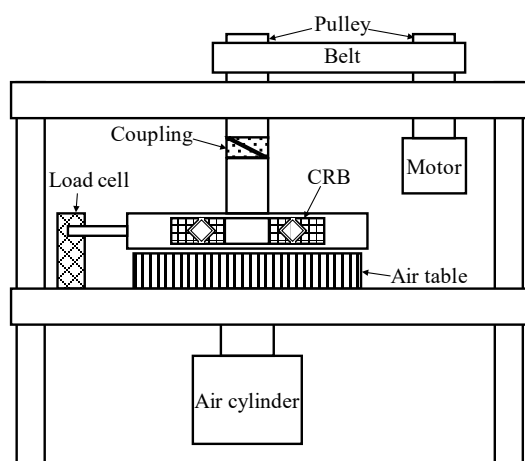


Fig. 1 Schematic of torque testing machine

Table 1 Specifications of CRB used in experiments

Roller diameter, mm	5
Number of rollers	38
Pitch circle diameter of rollers, mm	63
Radial clearance, μm	-4 ~ -5
Inner diameter, mm	50
Outer diameter, mm	80
Bearing width, mm	13
Bearing mass, kg	0.29

4. 摩擦トルク要因と計算手法

4.1 アキシアル荷重 0 N の場合

Figure 2 に各回転数における摩擦トルクの測定結果を示す。 50 min^{-1} から 100 min^{-1} では摩擦トルクが減少し、 100 min^{-1} から 300 min^{-1} では徐々に増加した。この条件での摩擦トルク計算結果を Fig. 3 に示す。Figure 3 には参考として各回転数での摩擦トルク測定結果の平均値も示している。計算結果は測定結果と同様の傾向を示し、回転速度の上昇に伴い「粗さ突起接触」要因は減少し、「転がり粘性抵抗」が増加した。また計算結果は各回転数の実測値の平均と比較して約 5.3% の誤差で一致した。

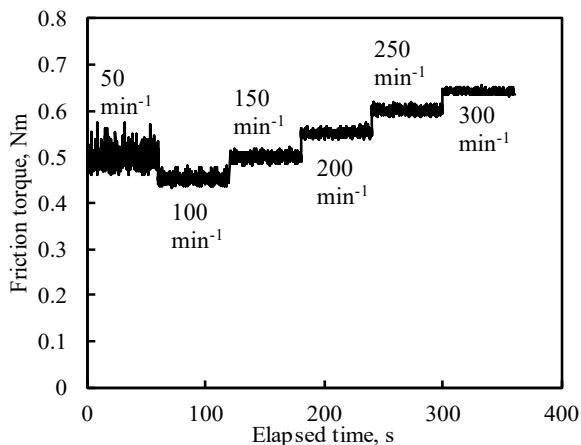


Fig. 2 Results of friction torque measurement at axial load of 0 N

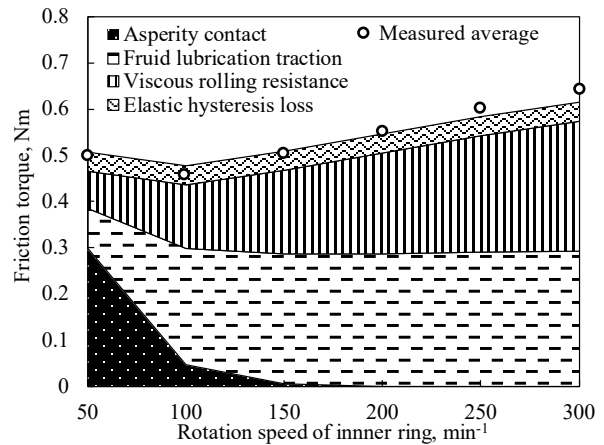


Fig. 3 Calculated results of friction torque at axial load of 0 N

4.2 アキシアル荷重 2000 N の場合

Figure 4 に各回転数における摩擦トルクの測定結果を示す. 50 min^{-1} から 100 min^{-1} では摩擦トルクが減少し, 100 min^{-1} から 300 min^{-1} では徐々に増加した. また 300 min^{-1} では摩擦トルクの振幅が他回転数の試験より小さくなった. この条件での摩擦トルク計算結果を Fig. 5 に示す. Figure 5 には参考として各回転数での摩擦トルク測定結果の平均値も示している. 今回の試験条件下の計算結果は前項の結果と比較して実測値の平均値との乖離が大きく, 最大で約 18.7% 乖離していた.

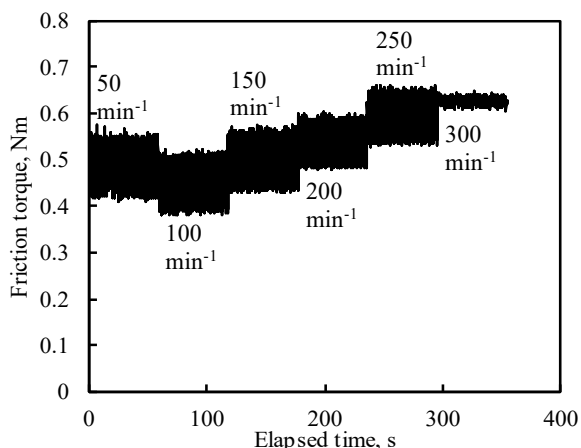


Fig. 4 Results of friction torque measurement at axial load of 2000 N

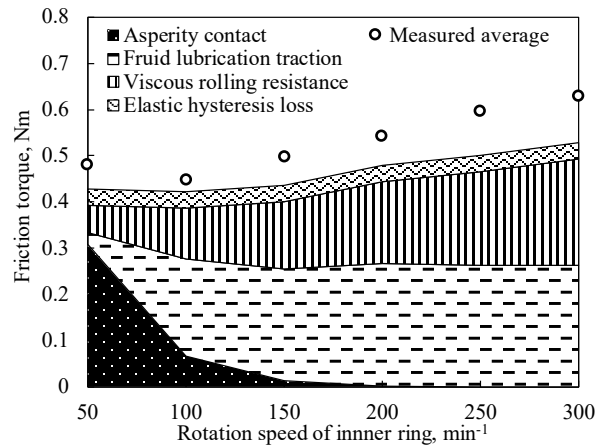


Fig. 5 Calculated results of friction torque at axial load of 2000 N

5. 考察

Figure 3 (アキシアル荷重 0 N) において, 各回転数の計算結果は実測値の平均値と約 5.3% の誤差で一致した. この条件においては計算結果が摩擦トルクの傾向をよく捉えていると考えられる. 一方, Fig. 5 (アキシアル荷重 2000 N) において, 各回転数の計算結果は実測値の平均値と最大で約 18.7% 乖離した. この乖離の要因として, 藤井¹⁾が報告する 4 種類の摩擦トルク要因以外に考慮すべき要因が存在している可能性が考えられる. 今後は考慮すべき要因を明らかにし, より正確な摩擦トルク計算手法の構築を目指す予定である.

6. おわりに

本研究では CRB の摩擦トルクを従来報告されている手法から計算し, それを実試験機で検証した. アキシアル荷重 0 N のときは計算と実測の傾向が一致したが, アキシアル荷重 2000 N のときは誤差が大きく, 改善の余地があることが分かった. 今後, 摩擦トルク計算手法の精度向上に向けた改良を進めていく予定である.

文献

- 1) 藤井: クロスローラーリングの摩擦トルク解析, 2006 年精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2006) 273-274.
- 2) 藤原・藤井: 複列スラスト針状ころ軸受のトルク解析, 2003 年精密工学会春季大会学術講演会論文集, (2003) 585.