軸受転用トラクションドライブの設計と性能評価

Design and Performance Evaluation of Traction Drive Reducer Made by Bearing

○学 白鳥 拓也 (室蘭工大院)

Takuya SHIRATORI, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido

学 山口 曜 (室蘭工大)

正 成田 幸仁 (室蘭工大)

正 風間 俊治 (室蘭工大)

Yo YAMAGUCHI,
Muroran Institute of TechnologyYukihito NARITA,
Muroran Institute of TechnologyToshiharu KAZAMA,
Muroran Institute of Technology

Key Words: Tribology, Traction Drive, Bearing, Efficiency, Machine Element

1. 緒論

近年、家庭用の小型ロボットの開発が進んでおり、そのようなロボットに用いる小型で静粛性の高い減速機が求められている。ロボット用の小型減速機としては波動歯車減速機があるが、この装置は効率が最大で65%程度であり、振動や騒音の発生などの問題がある。

そこで、本研究では低コストな玉軸受を転用して低振動・低騒音の小型トラクションドライブ減速機を設計し、実験により効率や静粛性を評価することを目的とする。

2. 軸受転用トラクションドライブ

玉軸受と遊星ローラ型トラクションドライブは構造が似ている。そのため、玉軸受をトラクション油で潤滑し、内外輪と転動体の接触部に法線力を加えることで、トラクションドライブとして使用することができると考えられる。

Fig.1 に装置の概略図を示す。保持器と軸を一体としたものを製作し、外輪を固定、内輪を入力、保持器を出力として使用する。

3. 軸受の選定

トラクションドライブ部にはアンギュラ玉軸受を使用する。アンギュラ玉軸受には接触角 α があるため軸方向の力を与えることで法線力を得ることができる。

軸受のピッチ円直径を D_{pw} 、転動体直径を D_w とすると、軸受を減速機としたときの減速比 e_s は式(1)となる。

$$e_s = \frac{2D_{pw}}{D_{pw} - D_w \cos \alpha} \quad (1)$$

軸受の内外輪の大きさが同じ場合、 α が小さいほうが大きな減速比を得られ、 $\alpha=15^\circ$ の7200Cでは $e_s=2.72$ となる。

次にトルク伝達に必要な推力 F_a を求める。推力が大きいかほど摩擦によるトルク損失などが増大するため F_a は小さいほうがよい。入力トルクを T_{in} 、出力トルクを T_{out} 、トラクション係数を μ とすると F_a は式(2)となる。

$$F_a = \frac{2T_{out} \sin \alpha}{\mu D_{pw}} = \frac{2T_{in} e_s \sin \alpha}{\mu D_{pw}} \quad (2)$$

式より、 α が小さいほど、必要な推力 F_a は小さくなること分かる。

次にスピンを計算する。スピンとは接触楕円の回転運動のことで、スピンの増大すると局所的な温度上昇が発生し、 μ が低下するため、スピンは小さいことが望ましい。

式(3)の β 、 γ を用いて、軸受のスピン角速度比 ω_s/ω_{roll} は、式(4)で表される⁽¹⁾。

$$\beta = \tan^{-1} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \gamma}, \quad \gamma = \frac{D_{pw}}{D_w} \quad (3)$$

Fig.1 Schematic of traction drive reducer

Table 1 Specification and calculation value of 7200C

Outer diameter	D	mm	30
Bore diameter	d	mm	10
Pitch diameter	D_{pw}	mm	20
Ball diameter	D_w	mm	5.5
Speed ratio	e_s		2.72
Loading force	$F_a (T_{in}=1\text{Nm}, \mu=0.07)$	N	1005.7
Spin angular velocity ratio	ω_s/ω_{roll}	%	11

$$\frac{\omega_s}{\omega_{roll}} = (1 - \gamma \cos \alpha) \tan(\alpha - \beta) + \gamma \sin \alpha \quad (4)$$

上式より、スピンの大きさは α に大きく影響され、 α が小さいほどスピンも小さいことが分かる。

以上の計算結果から減速機に使用する軸受は接触角が小さいものが適していると考え、 $\alpha=15^\circ$ の7200Cを使用することとした。Table 1 に7200Cの諸元と各計算値を示す。

4. 設計と性能予測

4-1 推力カムの設計 トルクにかかわらず高い効率を得るにはトルクに応じて推力が変化することが望ましい。よって推力発生機構として推力カムを使用することとし、適切なカムリード角を計算する。

カムリード角 α_{cam} は、カムの有効径 r_{cam} と入力トルク T_{in} 、推力 F_a を用いて式(5)で表される⁽²⁾。

$$\alpha = 2 \tan^{-1} \left(\frac{T_{in}}{F_a r_{cam}} \right) \quad (5)$$

式(2)より得られる $T_{in}=1\text{Nm}$ 、 $F_a=1005.7\text{N}$ を式(5)に代入し、 r_{cam} を10mmとした場合 α_{cam} は 11.36° となる。

4-2 効率計算 動力伝達効率 η は入出力の回転速度 N_{in} , N_{out} とトルク T_{in} , T_{out} より式(6)で表され, 速度伝達効率 η_s とトルク伝達効率 η_T の積となる.

$$\eta = \frac{N_{out} T_{out}}{N_{in} T_{in}} = \eta_s \eta_T \quad (6)$$

η_s は内輪と転動体および外輪と転動体のすべり率 C_{r1} , C_{r2} より式(7)で表される.

$$\eta_s = (1 - C_{r1})(1 - C_{r2}) \quad (7)$$

すべり率 C_{r1} , C_{r2} はトラクション油膜の弾塑性モデルよりトラクションカーブを計算することで求めた⁽³⁾. 設計に用いた $\mu=0.07$ となる点の C_{r1} , C_{r2} を用いて η_s を求めたところ, η_s は最大で 99% 程度となった.

η_T は軸受のトルク損失 t から求める. t は軸受にかかる荷重 F と摩擦係数 μ_b を用いて式(8)のように表され, η_T は式(9)のようになる⁽⁴⁾.

$$t = \mu_b F \frac{D_{pw}}{2} \quad (8)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{t}{T_{out}} \quad (9)$$

本装置では, 入力軸を支持する軸受が推力カムからの反力を受け, そこから t が生じる. μ_b は 0.0045 とした⁽⁵⁾. 入力軸を支える軸受 7001A は $D_{pw}=20.5\text{mm}$ であり, η_T は 98.3% となる.

T_{out} と η のグラフを Fig.2 に示す. 計算の結果, η は最大で 97.3% となった.

5. 実験

5-1 実験手順 Fig.3 に実験装置の写真を示す. モータより動力を与え, プレーキの負荷トルクを変化させながら, N_{in} , N_{out} と T_{in} , T_{out} をトルク計により計測した. N_{in} を 1000, 2000, 3000rpm の 3 通りとし, T_{in} はモータの定格トルクである 1.3Nm まで計測した.

潤滑油は出光興産製トラクション油 TDF32 を使用し油浴潤滑とした. 油の特性値を Table 2 に示す.

また, 静粛性の検証のため, トラクションドライブ部を接続した場合と, 接続せずモータとトルク計のみを駆動した場合の騒音を計測し, 差分をとることでトラクションドライブ部の騒音を計測した.

5-2 結果と考察 減速比 e_s と出力トルク T_{out} のグラフを Fig.4 に, 動力伝達効率 η と T_{out} のグラフを Fig.2 に示す.

実験で得られた e_s はほぼ一定で 2.58 程度であり, 計算値 2.72 より小さい値となった. これは軸受外輪がベアリングホルダに完全に固定されていないために外輪が回転し, 転動体の公転速度が増加したためだと考えられる. そのため外輪の固定方法を改良することで減速比の改善ができると思われる.

動力伝達効率 η は最大で 79% 程度となり計算値よりも低い値となった. これは転動体と保持器の摩擦による損失が主な原因だと考えられる. 保持器の材質や形状の改良により摩擦損失を低下させ, 効率の改善ができると思われる.

騒音は回転速度 1000, 2000, 3000rpm で計測し, トラクションドライブ部を接続した状態で 54.6, 61.1, 64.3dB, モータとトルク計のみで 52.7, 58.2, 63.2dB を記録した. 騒音の差は 1~3dB となるため, この装置の主な騒音はモータによるものであり, トラクションドライブ部の騒音は非常に小さいと言える.

6. 結論

ロボット用の小型減速機への適用のため, 軸受転用トラクションドライブ減速機の性能評価をすることを目的とし, 装置設計と実験を行った. 得られた結果を以下に示す.

Fig.2 Power transmission efficiency

Fig.3 Photograph of test rig

Fig.4 Speed ratio

Table 2 Properties of traction oil

Kinematic viscosity [mm ² /sec]		Density [g/cm ³]	Pressure viscosity coefficient [GPa ⁻¹]		
313K	373K	288K	303K	313K	373K
32.83	5.65	0.96	28.5	26.1	16.4

1. 計算による性能予測を行い, トラクションドライブに転用するのは接触角の小さな軸受が適することがわかった.
2. 減速比は 2.58 となり, 計算値よりも小さな値となった. 外輪を固定することで改善できると思われる.
3. 動力伝達効率は 79% となり, 転動体と保持器の摩擦を低減する必要があることが分かった.
4. 騒音の計測により, トラクションドライブ部の騒音は非常に小さいことを確認した.

参考文献

- (1) Tedric A. Harris, Michael N. Kotzalas : Advanced Concepts of Bearing Technology, Taylor & Francis, (2007)
- (2) 山中将ら: 交差軸トラクションドライブの研究, 機論 C, 67-656, (2001), 255-260
- (3) 田中裕久: トロイダル CVT, コロナ社, (2000)
- (4) 錦林英一: 転がり軸受マニュアル, 日本規格協会, (1999)
- (5) 田中裕久, 窪野英和: スラスト玉軸受のトラクション油中のスピンモーメント, 機論 C, 56-524, (1990), 97-101