円筒ころ軸受を用いた自己予圧型ハイブリッド減速機の開発 (第1報 設計手法の提案と実験的検証)

齋藤 澄知^{*1}, 東崎 康嘉^{*2}, 河村 瞭^{*3}, 近藤 良太^{*3}, 大田 章博^{*4}

Development of self-preload type hybrid speed reducing machine using cylindrical roller bearing (1st report, proposal of design methods and experimental verification)

Sumitomo SAITO^{*1}, Yasuyoshi TOZAKI^{*2},
Ryo KAWAMURA^{*3}, Ryota KONDO^{*3} and Akihiro OTA^{*4}

^{*1,*2,*3,*4} Department of Mechanical Engineering, Kinki University
3-4-1 Kowakae, Higashiosaka-shi, Osaka 577-8502, Japan

Received 13 March 2015

Abstract

Miniaturization and lightweight are necessary for the reduction gear used in aviation/space machines and cars. The proposed system comprises a combination of a gear and a rolling bearing into a traction drive system because the rolling bearing has a function that reduces rotational speed and supports gear reaction forces. The traction drive system features an input shaft, an inner ring with a fixed outer ring, and a retainer as the output shaft. The retainer of the rolling bearing and the output shaft were integrated and could be further reduced using the difference in the rotational speed of the inner ring and the retainer. The system requires preload to use a rolling bearing as a traction drive. Adding preload axially requires an extra space for the spring to preload. In this study, preload in the radial direction was induced to save space by placing a ring outside the outer ring utilizing shrink fitting. Thus, a theoretical transmission gear ratio was attained and the system successfully operated up to a torque of 20 Nm. The transmission efficiency was confirmed to be 86.8% because of double reduction by the gear and the traction drive system.

Key words : Traction drive, Gear, Cylindrical roller bearing, Transmission gear ratio, Transmitting efficiency

1. 緒 言

宇宙・航空用機器ではエンジンや他に搭載する機器の制約、自動車などでは燃費、風車ではタワーのコストの点などから、適切な増減速比を確保しながら歯車装置をコンパクト化するのは必要とされた研究課題である。その対処法としては、歯車加工機改善による歯車の高精度化(橋谷他, 2004)、微粒子ショットピーニングの実施(吉崎, 2009)(小出他, 2010)や、高濃度真空浸炭の適用(森川他, 2007)による歯車材料の高強度化や歯車精度の改良を行い、疲労限の向上や面圧の均一化、振動荷重の低減などで、増減速機における歯車寸法自体を小さくし、省スペース化を図っていた。ただし、この方法だと軸および軸受に加わる荷重自体も増加し、軸と軸受の高性能化が必要で歯車装置としてみた場合コストアップは避けられず、また、高価な歯車加工機械の導入などが必要なこととは明らかである。

No.15-00138 [DOI:10.1299/transjsme.15-00138], J-STAGE Advance Publication date : 18 September, 2015

^{*1} 正員, 近畿大学大学院 総合理工学研究科 メカニクス系工学専攻 (〒577-8502 大阪府東大阪市小若江 3-4-1) (現日本精工 (株))

^{*2} 正員, フェロー, 近畿大学 理工学部 機械工学科

^{*3} 学生員, 近畿大学大学院 総合理工学研究科 メカニクス系工学専攻

^{*4} 近畿大学 理工学部 機械工学科 (現 NTN (株))

E-mail of corresponding author: tozaki@mech.kindai.ac.jp

一方、機構の点では不思議歯車減速機構の採用(木村他, 2009)や波動減速機(商品名: ハーモニックドライブ)(清沢他, 1998)などが知られている。これらの機構を採用すると、従来の歯車材料で大きな減速比を得ることが可能となる。しかし、部品点数が多くなり、かつ構造が複雑となるので、コスト増加や効率の低下、さらには高周速運動への対応が困難であるという欠点もある。

そこで、著者らは従来開発されていた転がり軸受をトラクションドライブとする方法(塩津他, 2006)に着目し、アンギュラ玉軸受に軸方向荷重を加え、歯車による減速と転がり軸受による減速のハイブリッド化が可能で、従来の歯車減速機と同等のスペースで転がり軸受による減速の分だけ大きな減速比とする可能性が得られたことを報告した(東崎他, 2013)。

この手法によると、軸方向荷重の大きさを調整することが可能となるが、バネを用いた予圧機構が必要で、さらに、アンギュラ玉軸受を用いて予圧を加える場合、軸受2個を組合せることが必要となる。本研究では円筒ころ軸受に着目した。予圧用のリングを作製し、軸受外輪を焼嵌めすることで法線力を発生させた。今回試作した自己予圧型軸受では所定の減速比が得られ、また従来の軸方向のバネ予圧機構を用いた場合との効率の比較を行ったため報告する。

2. 基本構成

図1に本機構の基本原理を表す概略図を示す。入力動力は、図1の左下側から入る。図1に示すように転がり軸受の保持器を出力軸と一体化し、軸受内輪と保持器の回転速度の違いを利用する2段減速機構になっており、1段目は歯車による減速で、2段目が転がり軸受による減速となる。2段目の軸受には円筒ころ軸受を用い、軸受外輪を焼嵌めすることでバネ予圧機構なしに法線力を発生させ、必要なトルクを伝達しながら減速することが可能となる。2段目の減速で使用する歯車反力は、両側に位置する軸受で支持される。よって、円筒ころ軸受には、歯車反力による半径方向荷重と焼嵌めによる法線力の2種類が合わさって負荷される。

以上の構造とすることで、入出力が同軸ではなく平行軸上になり、また歯車による減速と転がり軸受による減速のハイブリッドとなり、従来の歯車減速機と同等のスペースで転がり軸受による減速の分だけ大きな減速比とすることが可能となる。また、特別な予圧機構は不要でシンプルな構造となる。

Fig. 1 Schematic of the hybrid speed-reducing machine. The 1st reduction was made in the gear and the 2nd reduction was made in the rolling part that supports the gear reduction forces. The retainer combines the rolling bearing and output shaft and reduces the difference in the rotational speed of the inner ring and delete retainer.

3. 伝達可能トルクの解析

出力軸と一体化した保持器を回転させるためには、転動体に荷重を加えてトラクションドライブの機能を持たせる必要がある。本研究で取り扱う機構の場合、歯車反力による半径方向荷重 F_r と焼嵌めによる法線力が同時に加わる。今回研究に用いた歯車諸元を表 1 に示し、その配置を図 2 に示す。なお、 $r_{P.C.D}$ は歯車基準ピッチ円半径であり、 F_{r1} と F_{r2} は軸受に作用する歯車反力とする。今回は歯車と軸受の中心間距離 l_1 、 l_2 は等しいように設定した。歯車と軸受の中心間距離 l_1 、 l_2 は等しい値なので、軸受に作用する歯車反力 $F_{r1}=F_{r2}=F_r$ となり、使用したトルクメータの許容トルク T_a のときの F_r を求める式は次式となる。

$$F_r = \frac{T_a}{2 \times r_{P.C.D} \times \cos \alpha} \quad (1)$$

表 1 の歯車諸元とトルクメータの許容トルク $T_a=20[\text{N} \cdot \text{m}]$ より、 F_r は $213[\text{N}]$ となる。ここで、 α は圧力角を示す。したがって、歯車反力により、各円筒ころ軸受には $213[\text{N}]$ ずつの半径方向荷重が作用する。

Fig. 2 Layout of the gear showing the related position of the gear and the bearings. The bearings are located at an equal distance from the gear so that the load on either side is the same.

Table 1 Gear dimensions

	Pinion	Gear
Material	S45C	
Module [mm]	5	
Pressure angle [deg]	20	
Number of teeth	20	20
Pitch circle diameter [mm]	100	100
Tip circle diameter [mm]	110	110
Face width [mm]	5	10

図 3 に示すように焼嵌めされて負すきまになった状態で、半径方向荷重 F_r が加わった場合の最大転動体荷重 $Q_{\max}$ と最大転動体荷重 $Q_{\max}$ の位置から角度 ψ の位置にある転動体荷重 $Q(\psi)$ については、Harris と Kotzalas(2007) の手法を用いて、以下の方法で算出した。まず、転動体と軸受内外輪の弾性接近量 δ を求めるための転動体と内輪間の非線形バネ係数 K_{11} 、転動体と外輪間の非線形バネ係数 K_{12} は式(2)から求めた(Harris and Kotzalas, 2007)。式(2)は、長さ l の円筒が線接触した場合の転動体荷重 Q と弾性接近量 δ の関係を示す式(3)(Palmgren, 1945)を用い、弾性接近量 δ と転動体荷重 Q の関係を式(4)で定義する(Harris and Kotzalas, 2007)ことにより得られた。ここで図 3 の d_e は軸受内輪軌道径であり、 $d_e=40.5[\text{mm}]$ である。また、内輪からの荷重は転動体を通じて外輪に伝達される。転動体に加わる荷重分布は Harris と Kotzalas (2007)の手法により、転動体と内外輪間の非線形バネより求めた(Harris and Kotzalas)。

$$K_1 = 8.06 \times 10^4 l^{8/9} \quad (2)$$

$$\delta = 3.84 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (3)$$

$$Q = K_1 \delta^{10/9} \quad (4)$$

Fig. 3 Explanation of the rolling element load distribution. F_r shows the radial load, and ψ shows the angle from the position where the radial load is acting. Q_{max} shows the maximum rolling element load, and $Q(\psi)$ shows the rolling element load at the position of ψ .

ここで、 l は転動体両端のクラウニング部分を除いた有効接触長さを表し、軸受内外輪と転動体との有効接触長さは共に $l_1=l_2=l=8[\text{mm}]$ とした。有効接触長さ l は負荷によりクラウニング部分の一部も接触することで少し増加するが、本研究では有効接触長さを $l=8[\text{mm}]$ と一定にした。以上の数値を式(2)に代入することで、転動体と内外輪間の非線形バネ係数 K_{11} 、 K_{12} は $0.512 \times 10^6 [\text{N/mm}^{10/9}]$ となった。求めた K_{11} と K_{12} より、合成非線形バネ係数 K_n は次の式(5)で求めた。ここで、ころ軸受の場合は $n=10/9$ となり、合成非線形バネ係数 K_n は $0.237 \times 10^6 [\text{N/mm}^{10/9}]$ となった。

$$K_n = \left[\frac{1}{(1/K_{11})^{1/n} + (1/K_{12})^{1/n}} \right]^n \quad (5)$$

ラジアル荷重 F_r による軸受内外輪の半径方向の相対変位量 λ_{max} は、式(6)から求めることができる。 P_d は軸受の直径すきまで、 Z は転動体個数、 $J_r(\varepsilon)$ は負荷分布積分(Harris and Kotzalas, 2007)で、式(7)から得られる。なお、 F_r は歯車反力であり、式(1)より $213[\text{N}]$ である。

$$\lambda_{max} = \left(\frac{F_r}{Z K_n J_r(\varepsilon)} \right)^{1/n} + \frac{1}{2} P_d \quad (6)$$

$$J_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{+\psi} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^n \cos\psi d\psi \quad (7)$$

上式の ε は、負荷圏の範囲を表す負荷率(Harris and Kotzalas, 2007)で以下の式(8)で求めることができる。

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\lambda_{max}} \right) \quad (8)$$

最大転動体荷重 $Q_{\max}$ を計算する際に, $J_r(\varepsilon)$ の値が必要となるため, 図 4 に示すようなフローチャートで ε と $J_r(\varepsilon)$ を求めた.

Fig. 4 Calculation flow chart. For a given bearing with a given clearance under a given load, Equations (4), (5), (6), and (7) may be solved using the bisection method. A value of $\lambda_{\max}$ is first assumed, and ε is calculated using Equation (6). This yields $J_r(\varepsilon)$ from Equation (5). If the old ε and the new ε' values do not balance, the process is repeated.

求めた $J_r(\varepsilon)$ より, 最大転動体荷重 $Q_{\max}$ を以下の式(9)で求め, 各転動体にかかる荷重 $Q(\psi)$ (Harris and Kotzalas, 2007)は式(10)で得ることができる.

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{Z \times J_r(\varepsilon)} \quad (9)$$

$$Q(\psi) = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^n \quad (10)$$

各転動体にかかる荷重 $Q(\psi)$ から転動体全ての総転動体荷重 (歯車反力 F_r を含む転動体荷重の合計値) $\Sigma Q(\psi)$ を求める. 求めた総転動体荷重 $\Sigma Q(\psi)$ を用いて, 式(11)から保持器と一体化した出力軸を回転させるためのトルク T を求めることができる. 式中の μ は一般的なトラクション係数 0.1 を用いた. D_p は軸受ピッチ円径で, 軸受内径と軸受外径の平均値で求めた. 図 5 にその関係を示す.

$$T = 2\mu \times \Sigma Q(\psi) \times \frac{D_p}{2} \quad (11)$$

Fig. 5 Explanation for calculating torque. The total load of the rolling element is obtained from the load distribution of the rolling element. When the total load of the rolling element is multiplied by both the pitch radius of bearing $D_p/2$ and the traction coefficient 0.1, the torque that rotates the output shaft rotate is obtained.

4. 予圧リングの設計

4・1 予圧量の設定

3章で軸受にある任意の半径方向荷重 F_r と焼嵌めによる法線力が作用した場合に、出力軸で伝達可能なトルクの解析法を示した。ここでは、予圧に相当する直径すきま P_d をパラメータにして伝達可能トルクの推定、さらには Hertz の弾性接触理論より転動体と内輪間の最大接触応力 $P_{\max}$ も計算した(Johnson, 2003)。

本実験では使用するトルクメータの許容値から伝達トルクの目標値を $20[\text{N} \cdot \text{m}]$ としているので、目標の伝達トルクまで運転ができるように直径すきま P_d を決定する必要がある。図 6 に 3章で示した計算方法での伝達可能トルクと最大接触応力 $P_{\max}$ の計算結果を示す。また、本実験で使用した軸受諸元を表 2 に示す。

Fig. 6 Calculation results of NU306E. The calculation result of both the output torque and the maximum contact stress between the rolling element and the inner ring when a change in the diametral clearance occurs is indicated. Output torque becomes large when the negative clearance is small, but the contact stress becomes large.

Table 2 Bearing selecting dimensions

Bearing number	NU306E
Inner diameter [mm]	30
Inner race diameter [mm]	40.5
Outer diameter [mm]	72
Outer race diameter [mm]	62.5
Bearing width [mm]	19
Number of rolling elements	8
Rolling element diameter[mm]	11
Rolling element length[mm]	12

上記の図 6 より伝達トルクの目標値 $20[\text{N} \cdot \text{m}]$ を満たすためには直径すきま $P_d = -0.0077[\text{mm}]$ (負すきまとなるため以後、有効締め代 Δ と記す)以下にする必要がある。ここでは、予圧リング製作時の加工精度を考慮して有効締め代 $\Delta = -0.008[\text{mm}]$ となるように設計及び加工を行っていく。また、有効締め代 $\Delta = -0.008[\text{mm}]$ のときの転動体と内輪間の最大接触応力 $P_{\max}$ は $0.772[\text{GPa}]$ となる。

4・2 予圧リング内外径の設計

目標トルク 20[N・m]を伝達するためのトラクション力を得るために、外輪焼嵌めにより軸受内部に予圧を加える必要がある。外輪焼嵌めを行うために予圧リングの内外径を設計して、NSK テクニカルレポート(日本精工株式会社, 2013)より軸受内部の有効締め代 Δ を設計した。また、焼嵌めの際に軸受外輪に発生する円周方向応力についても計算した。

焼嵌めを行う際、まず予圧リングと軸受外輪間の見かけの締め代 ΔD_a から実際の有効締め代 ΔD_{eff} を求める必要がある。その際、接触面の表面粗さの状態と歯車反力によるラジアル荷重によって、見かけの締め代より実際の有効締め代は減少する。表面粗さによる減少量を式(12)と(13)より、ラジアル荷重による減少量を式(14)より、実際の有効締め代 ΔD_{eff} を式(15)より計算を行った。ここで d は軸受内輪内径、 D は軸受外輪外径、 B は軸受幅、 D_i は予圧リング内径、 F_r はラジアル荷重であり、 $d=30.0[\text{mm}]$ 、 $D=72.0[\text{mm}]$ 、 $B=19.0[\text{mm}]$ 、 $F_r=213[\text{N}]$ である。また、図 7 にその定義を示す。

$$\Delta D = \frac{D}{D+3} \Delta D_a \quad (12)$$

$$\Delta D_a = D - D_i \quad (13)$$

$$\Delta D_F = 0.08 \sqrt{\frac{d}{B} F_r} \times 10^{-3} \quad (14)$$

$$\Delta D_{\text{eff}} = \Delta D - \Delta D_F \quad (15)$$

予圧リングと軸受外輪間の有効締め代 ΔD_{eff} から、軸受内外輪と転動体間の有効締め代 Δ の計算を行った。その際、予圧リングの焼嵌めによる軸受外輪軌道径の収缩量 δ_f を式(16)より、運転時の軸受内外輪の温度差による軸受内部すきまの減少量 δ_t を式(17)より計算し、そこから軸受内外輪と転動体間の有効締め代 Δ を式(18)より計算をした。ここで D_e は軸受外輪軌道径、 h は軸受外輪軌道径 D_e と軸受外輪外径 D の比、 h_o は軸受外輪外径 D と予圧リング外径 D_o の比、 α は軸受鋼の線膨張係数、 Δt は運転時の軸受内外輪の温度差、 Δ_0 は軸受の元々の軸受内部すきまであり、それぞれ $D_e=62.5[\text{mm}]$ 、 $h=D_e/D$ 、 $h_o=D/D_o$ 、 $\Delta_0=0.03175[\text{mm}]$ 、 $\alpha=12.5 \times 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$ (日本精工株式会社, 2013)であり、 $\Delta t=5[^\circ\text{C}]$ と仮定して計算した。また、予圧リング内径 D_i と予圧リング外径 D_o を変化させることで、軸受内部の有効締め代 Δ (予圧量) の設計を行うことが可能である。

$$\delta_f = \Delta D_{\text{eff}} \cdot h \frac{1-h_o^2}{1-h^2 h_o^2} \quad (16)$$

$$\delta_t = \alpha \Delta t D_e \quad (17)$$

$$\Delta = \Delta_0 - (\delta_f + \delta_t) \quad (18)$$

外輪焼嵌めによって軸受外輪には円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ が発生する。軸受の精度や強度の関係から軸受外輪に加わる円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ は約 127[MPa]以下に抑えるのが好ましいとされている (日本精工株式会社, 2013)。そこで本研究での外輪焼嵌めによって軸受外輪に発生する円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ を以下の式(19)と(20)より計算した(日本精工株式会社, 2013)。ここで、 E_e と E_h は軸受鋼とクロムモリブデン鋼 (予圧リング) の縦弾性係数、 m_e と m_h は軸受鋼とクロムモリブデン鋼のポアソン数で、それぞれ $E_e=E_h=208000[\text{MPa}]$ 、 $m_e=m_h=3.33$ を用いた。

$$p_m = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\left[\frac{m_e - 1}{m_e E_e} - \frac{m_h - 1}{m_h E_h} \right] + 2 \left[\frac{h^2}{E_e (1 - h^2)} + \frac{1}{E_h (1 - h_o^2)} \right]} \quad (19)$$

$$\sigma_{t \max} = p_m \frac{2}{1 - h^2} \quad (20)$$

Fig. 7 Summary of the bearing and preload ring, showing the dimensions of the inner and outer rings of the bearing and preload ring. A difference between the outer diameter of the outer ring of the bearing and the inner diameter of the preload ring will interfere with the appearance.

Fig. 8 Relationship between circumferential stress and effective interference; the relationship between the inner diameter of the preload ring and the circumferential stress is shown. The relationship between the inner diameter of the preload ring and the effective interference is also indicated. The effective interference must be less than -0.008 mm to transmit the target torque. Then, the preload ring inner diameter will be 71.93 mm and the circumferential stress will be 122.5 MPa when there is no tolerance.

予圧リング外径 $D_o=86.0$ [mm] のときの予圧リング内径 D_i と外輪内径面の円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ 、有効締め代 Δ の関係を図 8 に示す。ここで、図 8 の a, A は製作時の公差が無い場合の円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ 、有効締め代 Δ であり、b, B は製作時の公差により予圧量が過大となる場合、c, C は製作時の公差により予圧量が過小となる場合の円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ 、有効締め代 Δ を示す。また、図 8 中では円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ を示す a と b が重なっている。

まず、公差が無い場合、目標トルク 20 [N・m] を伝達するには図 6 より有効締め代 $\Delta=-0.0077$ [mm] 以下であればよいので、図 8 中の a, A (実線部) より予圧リング外径 D_o が 86.0 [mm] で予圧リング内径 D_i が 71.93 [mm] であれば良いことがわかる。予圧リング内径 D_i を 71.93 [mm] とすると最終的に、有効締め代 $\Delta=-0.0084$ [mm] となった。このときの円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ は 123.3 [MPa] でかつ圧縮応力になるので、軸受の参考許容値 127 [MPa] 以下を満たすこともできる。したがって、本研究では使用する予圧リングの内外径は、 $D_i=71.93$ [mm]、 $D_o=86.0$ [mm] とした。また、本実験で使用した軸受寸法では、一般的に軸受内部すきま Δ_o の公差は ± 2 [μ m]、軸受外輪外径 D の公差は $-7 \sim 0$ [μ m] 程度と言われている。そのため、公差により予圧量が過大となる場合 (軸受内部すきま $\Delta_o=0.02975$ [mm]、軸受外輪外径 $D=72$ [mm]) では円周方向応力 $\sigma_{t \max}$ 、有効締め代 Δ は b, B (破線部) となり、予圧量が過小となる場合 (軸受内部すきま $\Delta_o=0.03375$ [mm]、軸受外輪外径 $D=71.993$ [mm]) では c, C (点線部) となる。これより、例えば有効締め代 $\Delta=-0.0077$ [mm] 以下を満たすためには、予圧量が過大となる場合は 71.93 mm、予圧量が過小となる場合は 71.92 mm の予圧リング内径 D_i を選定すれば良い。なお、予圧リング内径 D_i の公差範囲は研磨加工で ± 0.01 [mm] である。

4・3 製作時の焼嵌め温度

外輪焼嵌め時に予圧リングを加熱して予圧リング内径を膨張させる必要がある。そこで、その際に必要な円筒ころ軸受と予圧リングの温度差 ΔT を以下の式(21)より計算を行った。ここで、 α' はクロムモリブデン鋼の線膨張係数であり、 $\alpha' = 11.2 \times 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$ である(日本金属学会編, 2004)。

$$\Delta T = \frac{\Delta D_a + 0.03}{\alpha' D_i} \quad (21)$$

計算を行った結果、外輪焼嵌め時に必要な円筒ころ軸受と予圧リングの温度差は $\Delta T = 124.1 [^\circ\text{C}]$ であることがわかった。したがって、本研究では円筒ころ軸受温度は常温のまま、予圧リングのみを約 $150 [^\circ\text{C}]$ まで加熱して外輪焼嵌めを行った。この予圧リングのみを加熱する方法であると円筒ころ軸受自体は加熱する必要がないので、円筒ころ軸受自体の精度を維持しながら装置を組立てることが可能である。

5. 試験装置設計

5・1 保持器・出力軸の強度設計

出力軸と一体化した保持器は、元々軸受に装着されている保持器を取り外した後、軸受に差し込むだけで使用できるように片側の空間は開放した。材質は転動体と保持器部分がすべり接触することを考慮し、なじみ性の良いリン青銅を選定した。強度計算として、保持器爪部の曲げ、軸のねじれによる最小軸径などを計算した。まず、保持器の爪部には図9に示すように荷重が作用しているとして、図10のように保持器爪部の形状を簡略化し、片持ち梁の計算式から曲げ応力を計算した。固定端から距離 L_1 離れた荷重が作用する曲げモーメント M を式(22)から算出する。式中の荷重 Q は出力トルク $20 [\text{N} \cdot \text{m}]$ で運転し、有効締め代 $\Delta = -0.0084 [\text{mm}]$ 与えた場合の $Q_{\max}$ の値 $595.2 [\text{N}]$ を用いて式(23)から算出した。ここで、転動体が保持器爪部を押す力 Q は一般的なトラクション係数 $\mu = 0.1$ を代入して $119.0 [\text{N}]$ であり、またポケット数 Z は8個で、固定端からの距離 $L_1 = 9.5 [\text{mm}]$ とした。

図10に示した保持器爪部の形状から式(24)を用いて断面係数 Z' を求め、曲げモーメント M と断面係数 Z' から式(25)より公称曲げ応力 σ_M を計算した。ここで、長方形の幅 b と高さ h は、それぞれ $b = 4 [\text{mm}]$, $h = 8 [\text{mm}]$ である。

$$M = Q \times L_1 \quad (22)$$

$$Q = 2\mu \times Q_{\max} \quad (23)$$

Fig. 9 Schematic of the retainer bar. The retainer bar contacts a rolling element and supports the load from the rolling element. The model for calculating the bending stress of the bar in the retainer is indicated. A cantilever is adopted as a model.

Fig. 10 Calculation model of the cantilever. The force when the rolling element pushes the retainer bar is 111.9 N . The traction coefficient at that time is 0.1 . The distance from the fixed end of the cantilever is 9.5 mm , the width “ b ” is 4 mm , and the height “ h ” is 8 mm .

$$Z' = \frac{b \times h^2}{6} \quad (24)$$

$$\sigma_M = \frac{M}{Z'} \quad (25)$$

公称曲げ応力 σ_M は、 $26.5[\text{N/mm}^2]$ になることを確認した。ここで、応力集中係数 α (Heywood, 1952) を以下の式(26)より計算をした。式(26)中の B , b , ρ はそれぞれ $2B=20.0[\text{mm}]$, $2b=8.0[\text{mm}]$, $\rho=6.0[\text{mm}]$ で、その定義を図 11 に示す。

$$\alpha = 1 + \left[\frac{\frac{B}{b} - 1}{5.37 \frac{B}{b} - 4.8} \cdot \frac{b}{\rho} \right]^{0.85} \quad (26)$$

Fig. 11 Concentration of stress, showing a model for calculating the stress concentration coefficient of the fixed end of the cantilever. Here, $2B = 20 \text{ mm}$, $2b = 8 \text{ mm}$, and $\rho = 6 \text{ mm}$. The calculated result of the stress concentration coefficient is 1.16.

応力集中係数 α は 1.16 となり、公称曲げ応力 σ_M は $26.5[\text{N/mm}^2]$ であるので、曲げ応力 σ_S は以下の式(27)から求めることができる。ここで曲げ応力 σ_S は $30.7[\text{N/mm}^2]$ となり、リン青銅の一方荷重の許容応力として示されている値の $39.2[\text{N/mm}^2]$ より小さいことが確認できた。

$$\sigma_S = \alpha \times \sigma_M \quad (27)$$

次に出力軸にはトルク $20[\text{N} \cdot \text{m}]$ が作用するので、ねじれによる軸の最小径 d_a を計算し、計算された最小軸径 d_a より大きな値を保持器・出力軸の軸径とした。最小軸径 d_a は式(28)より求めることができる。式(28)中の τ_a はリン青銅の許容せん断応力である。作用するトルク T はトルクメータの許容値 $T_a=20[\text{N} \cdot \text{m}]$ とし、リン青銅の許容せん断応力 τ_a は $\tau_a=29.4[\text{N/mm}^2]$ を用いた(二反田, 梅本, 1978)。式(28)より、軸の最小径 d_a は $15.1[\text{mm}]$ となり、今回の設計値 $20[\text{mm}]$ は強度上問題の無いことがわかった。図 12 に最終的な保持器・出力軸の外観、表 3 に出力軸と一体化した保持器の最終形状の諸元を示す。

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_a}} \quad (28)$$

Fig. 12 Final overview showing an external view of the output shaft with retainer. The material is phosphorus bronze. The torsion strength of the smallest diameter of the shaft was calculated and was confirmed to have no problems.

Table 3 Final dimensions of the output shaft with retainer

Material	Phosphor bronze (Cu 90.3%, Sn 9.3%, P 0.16%)	
Number of retainer pocket	-	8
Nominal bending stress [N/mm^2]	σ_s	30.7
Shaft diameter [mm]	d'	20

5・2 試験装置

試験装置全体を図13に、軸受減速部の詳細図を図14に示す。インバーターモータ（三菱電機, GM-S, 0.4[kW]-1/10）からの動力は、トルク指示計（TEAC, TQ-AR 20[N・m]）と回転計（NIDEC-SHIMPO, DIGITAL TACHOMETER DT-205Z）により計測される。その動力は表1に示した1対1の歯数をもつ歯車対に伝達される。表1に示した歯車は、硬化していない通常鋼材をホブ切りにて製作したものである。出力軸と一体化した保持器には入力側と同じ型式のトルク指示計と回転計が設置されており、動力を計測することが可能である。入力側で計測された動力と出力側で計測された動力の比較から、本機構の効率評価を実施した。また、回転計から得られる回転速度を用いて、すべり率の評価を行った。トルク指示計の後にはパウダーブレーキ（三菱電機, ZKB-2.5）が配置され、負荷を加えることが可能となっている。円筒ころ軸受の温度は、K熱電対を用いて予圧側と反予圧側のそれぞれの外輪温度を計測した。歯面の温度は赤外線放射温度計（A&D, AD5611-A）を用いて計測した。潤滑油には、減速機能を有する円筒ころ軸受部分にはトラクショングリースを用い、歯車やその他の転がり軸受部には、パラフィン系鉱物油を基油とし、増ちょう剤をリチウムコムプレックスとしたグリースを用いた。グリースの性状を表4に示す。

Fig. 13 Overall view of the testing equipment. The power from the motor is measured by the torque meter and tachometer. Its power is transmitted to a gear pair with a gear reduction ratio of 1. The torque meter and tachometer are also set on the output side, making it possible to measure the power.

Fig. 14 Detailed drawing of a cross section of the hybrid device tested in this study. The rolling bearing functions as a traction drive by adding preload from the preload ring. The output power is transmitted from the output shaft with retainer.

Table 4 Properties of used grease

Name of used grease		K)Traction grease K-02	Daphne Eponex SR No.2
Base oil		Synthetic oil	Paraffinic mineral oil
Thickener		Diurea	Lithium complex
Extreme-pressure additive		Mixing	Mixing
Properties of base oil			
Kinematic viscosity of base oil (40°C)	mm ² /s	21.8	141
Kinematic viscosity of base oil (100°C)	mm ² /s	3.96	14.8
Density (15°C)	g/cm ³	0.962	0.872
Properties of grease			
Worked penetration		400	280
Drop point	°C	300	over 300
Oil separation (100°C 24h)	mass%	5.4	1.2

6. 実験結果と評価

実機試験では、(a)伝達可能トルクと減速比の確認、(b)本機構の動力伝達効率とすべり率の確認、(c)運転中の温度状態などの評価を行った。

6・1 評価指数の定義

入力回転速度の実測値 N_{in} 、出力回転速度の実測値 N_{out} 、入力側トルクの計測値 T_{in} 、出力側トルクの計測値 T_{out} を用いて、式(29)から動力伝達効率 η_{eff} の算出を行った。次に、理論上の減速比 i_{th} と入力回転速度の実測値 N_{in} を出力回転速度の実測値 N_{out} で割った実測減速比 i_{ac} を用いて、次の式(30)からすべり率 S の算出を行った。なお、従来研究を基に、本研究で用いた軸受品番「NU306E」の理論上の減速比 i_{th} を計算した結果 $i_{th}=2.543$ であった。

$$\eta_{eff} = \frac{N_{out} \times T_{out}}{N_{in} \times T_{in}} \quad (29)$$

$$S = \left(\frac{i_{ac}}{i_{th}} - 1 \right) \times 100 \quad (30)$$

6・2 伝達可能トルクと減速比の確認

入力回転速度をそれぞれ、50, 100, 150, 200[rpm]にして、伝達可能トルクと減速比の確認を行った。実験方法は、出力側の設定トルクを徐々に増加させて、4章で目標とした 20[N・m]が運転可能かどうかに関して確認した。図 15, 図 16, に入力回転速度が 100, 200[rpm]のときの実験結果を示す。

いずれの回転速度でも、前述の計算通りの出力トルク 20[N・m]まで運転が可能であった。さらに、すべての運転領域での実測減速比の平均は入力回転速度 100[rpm]のときには $i_{ac}=2.539$ 、200[rpm]のときには $i_{ac}=2.524$ と理論上の減速比 i_{th} である 2.543 に近い値となった。したがって、予圧リングを用いた予圧方法でも問題なく設計値通りのトルクを伝達できることが確認できた。また、いずれの回転速度でも実測減速比は安定した数値を得ていた。

Fig. 15 Test results of the input rotational speed 100 rpm. The measurement reduction gear ratio was 2.539 and the numerical value was near the theoretical reduction gear ratio of 2.453. It was possible to drive to the target output torque of 20 Nm.

Fig. 16 Test results showing the input rotational speed 200 rpm. The measurement reduction gear ratio of that time was 2.524, which was near the numerical value of the theoretical reduction gear ratio of 2.453. It was possible to drive to the target output torque of 20 Nm.

6・3 動力伝達効率とすべり率

入力回転速度が 100, 200[rpm]の場合の動力伝達効率とすべり率を図 17, 図 18 に示す. 動力伝達効率は入力回転速度 100[rpm]では最大約 86.6[%], 200[rpm]では最大約 86.8[%]と高い値を示した. さらに, すべての運転領域においても平均して高い動力伝達効率を示した. ここで, この動力伝達効率は歯車部と軸受部の 2 段減速での効率となるので, 軸受部単体での効率は更に高いものと考えられる. 従来の軸方向のバネ予圧機構を用いた場合での最高効率が約 76.8[%]であったことを考慮すると向上していることが確認できる. これは, すべり接触となる転動体と保持器間の接触形態が, 従来の点接触から線接触に変わり接触域が増加したことで, 接触部の面圧が 1040.9[MPa]から 257.8[MPa]に低減したためと考えられる. また, 出力トルク 5[N・m]から 10[N・m]に増加させたとき, 動力伝達効率が増加していることがわかる. これは出力トルクが増加したことで, 8 個の転動体に加わる荷重が均等化し効率が向上したと推測される. 5[N・m]と低トルクの場合は, 全ての転動体に均一に荷重が加わっていないことが, 効率が低かった原因と考えられる.

すべり率は入力回転速度 100, 200[rpm]ともに全体的に低く, 転動体が軸受内外輪間でスリップすることなく運転できていたことが確認できる. しかしながら, 出力トルク 20[N・m]付近では, 他の運転領域と比較してすべり率が上昇していることがわかる. さらに, すべり率が上昇した際に動力伝達効率も低下していることが確認できる. これは, 本研究での目標トルクとして設定した 20[N・m]に近づき, 転動体と軸受内外輪間ですべりが生じたものと思われる. このままトルクを上昇させていくとスリップし, すべり率が 100[%]となり動力が伝達できなくなると考えられる. しかしこれは, 外輪焼嵌め時の締め代を変化させることで伝達可能なトルクをコントロールできるので, 予圧リングの形状を設計することで解決が可能である.

Fig. 17 Mechanical efficiency of the power transmission when the input rotating speed is 100 rpm and 200 rpm. The 100 rpm result is indicated by the circle, and the 200 rpm result is indicated by the triangle. The maximum efficiency ranged between 86.6%–86.8%.

Fig. 18 Slip ratio result when the input rotating speed is 100 rpm and 200 rpm. The 100 rpm result is indicated by the circle, and the 200 rpm result is indicated by the triangle. The numerical value of the slip ratio itself is small. When the output torque approached 20 Nm, a rise in the slip ratio was confirmed.

6・4 温度計測結果

入力回転速度が 100, 200[rpm]の場合の予圧側軸受温度, 反予圧側軸受温度, 入力側歯車歯面温度を図 19, 図 20, 図 21 に示す. また, 図 22 に温度計測箇所を示した.

Fig. 19 Temperature rise values of preload side bearing outer ring when the input rotating speed is 100 rpm and 200 rpm. The 100 rpm result is indicated by the circle, and the 200 rpm result is indicated by the triangle. The temperature rises in proportion to the output torque, confirming that temperature increases at 200 rpm.

Fig. 20 Temperature rise values of the opposite preload side bearing outer ring when the input rotating speed is 100 rpm and 200 rpm. The 100 rpm result is indicated by the circle, and the 200 rpm result is indicated by the triangle. The temperature rises in proportion to the output torque. The temperature rise is lower than on the preload side.

温度上昇自体は小さいが、出力トルクを増加させるほど、また入力回転速度が増加するにしたがって、温度が高くなっていく傾向がみられた。反予圧側軸受外輪温度と予圧側軸受外輪温度を比較した際に、予圧側の温度が高いのは、全所にラジアル荷重が作用していること、転動体と保持器の接触部分ですべり接触していることが考えられる。

Fig. 21 Temperature rise values of the pinion gear tooth surface when the input rotating speed is 100 rpm and 200 rpm. The 100 rpm result is indicated by the circle, and the 200 rpm result is indicated by the triangle. The temperature rises in proportion to the output torque, confirming that the temperature is higher at 200 rpm.

Fig. 22 Thermometry point, showing the measurement places of the bearing outer ring temperature on the preload side, the bearing outer ring temperature opposite the preload side, and the pinion tooth surface in this experiment.

7. 結 言

1 段目は歯車による減速で、2 段目が転がり軸受による減速という 2 段減速機構になっているハイブリッド減速が可能な軸受を考案し、目標トルクが伝達可能な予圧リングの設計法を新たに示した。今回提案した手法で設計したハイブリッド自己予圧型軸受を用いると、すべりも小さく所定の減速比 2.543 と同等の値を達成できた。動力伝達効率についても入力回転速度が 200[rpm]で出力トルク 20[N · m]のときに、動力伝達効率は 86.8[%]であることが確認でき、2 段減速機構とすれば、実用上問題のないレベルであり、転動体に接する保持器部分を良好な表面粗さに研磨することや、接触部に曲率半径を設けて潤滑状態の向上を図ることなどが今後の研究課題である。

本研究において、特別な予圧機構を用いることなくコストアップの回避とコンパクト化、大減速の両立を可能とする減速機構の基本動作が確認できた。

謝 辞

本研究は「文部科学省私立大学戦略的研究基盤形成支援事業（平成 24 年～平成 26 年）」と「公益財団法人 NSK メカトロニクス技術高度化財団」の助成を受けたもので、ここに謝辞を表す。

文 献

- Harris, T. A. and Kotzalas, M. N., Essential concepts of bearing technology fifth edition, Tylor & Francis(2007), pp.109-112.
 橋谷道明, 薄出淳二, 柳瀬吉言, 最近の歯車加工技術の動向, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム<伝動装置>講演論文集, Vol.2004, No.17(2004), pp.374-377.

- Heywood, R. B., Designing by Photoelasticity, Chapman & Hall(1952), pp.178-182.
- Johnson, K. L., Contact Mechanics, ninth printing(2003), Cambridge University Press, pp.99-101.
- 木村浩行, 田村孝, 片野圭二, 清水友治, 岩淵明, 不思議歯車機構を用いた動力切替装置の開発, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集, Vol.2009, No.4(2009), pp.27-28.
- 清沢芳秀, 張新月, 浅輪秀夫, 加藤正名, 井上克己, 波動歯車減速機の振動低減に関する研究(第 1 報, 波動歯車減速機の高精度角度伝達誤差の測定), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.625(1998), pp.3596-3602.
- 小出隆夫, 宇佐美初彦, 宮近幸逸, 坪倉公治, 歯車の曲げ疲労強度に及ぼす微粒子ショットピーニングの影響, 日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集, Vol.2010, No.4(2010), pp.107-108.
- 森川浩次, 中江道彦, 中原好寿, 安部寿士, ショットピーニングを施した高濃度浸炭焼入れ歯車の歯面強さ, 日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集, 日本機械学機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム<伝動装置>講演論文集, Vol.2007, No.7(2007), pp.33-34.
- 二反田孝, 梅本博, 標準機械製図および設計, 第 3 版, 共立出版株式会社(1978), p.127.
- 日本精工株式会社, NSK テクニカルレポート, No.728 (2013), G-4, pp.62-95.
- Palmgren, A., Ball and Roller Bearing Engineering second edition, S. H. Burbank & Co.(1945), p.43.
- 塩津勇, 松本将, 東崎康嘉, 吉見壮司, 梅田彰彦, 園部浩之, 転がり軸受転用型高速マイクロトラクションドライブ(第 1 報, マイクロトラクションドライブの試作と評価), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.716(2006), pp.1337-1344.
- 日本金属学会編, 金属データブック, 改訂 4 版, 丸善株式会社(2004), p.132.
- 東崎康嘉, 齋藤澄知, 稲増一剛, ハイブリッド増減速機に関する基礎的研究(軸方向予圧を用いた場合の解析と実験), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.804(2013), pp.2899-2916.
- 吉崎正敏, 従来のショットピーニングと微粒子ピーニングを組合せた二段ピーニングで付与される残留応力の分布形態とそれが浸炭焼入れ歯車の折損強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.756(2009), pp.2191-2199.

References

- Harris, T. A. and Kotzalas, M. N., Essential concepts of bearing technology fifth edition, Tylor & Francis(2007), pp.109-112.
- Hashitani, M., Usude, J. and Yanase, Y., Trend of gear manufacturing technology, Proceedings of the JSME machine design & tribology division MPT2004 symposium<motion and power transmission> Vol.2007, No.7(2007), pp.33-34 (in Japanese).
- Heywood, R. B., Designing by Photoelasticity, Chapman & Hall(1952), pp.178-182.
- Johnson, K. L., Contact Mechanics, ninth printing, Cambridge University Press(2003), pp.99-101.
- Kimura, H., Tamura, T., Katano, K., Shimizu, T. and Iwabuchi, A., Development of power transmission change system with paradox gear reduction, Proceedings of the JSME 2009 annual conference, Vol.2009, No.4(2009), pp.27-28 (in Japanese).
- Kiyosawa, Y., Zhang, X., Asawa, H., Kato, M. and Inoue, K., On the reduction of torsional vibration of strain wave gearing (1st report, high precision measurement of rotational transmission error), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.64, No.625(1998), pp.3596-3602 (in Japanese).
- Koide, T., Usami, H., Miyachika, K. and Tsubokura, K., Effect of fine particle bombarding on bending fatigue strength of gears, Proceedings of the JSME 2010 annual conference, Vol.2010, No.4(2010), pp.107-108 (in Japanese).
- Morikawa, H., Nakae, M., Nakahara, Y. and Abe, H., Tooth surface durability of vacuum case-hardened gears treated with shot-peening, Proceedings of the JSME 2007 annual conference, Vol.2007, No.7(2007), pp.33-34 (in Japanese).
- Nitanda, T. and Umemoto, H., Standard drafting machines and design, the third edition, Kyoritsu shuppan Co., Ltd. (1978), p.127 (in Japanese).
- NSK Ltd., NSK technical report, No.728 (2013), G-4, pp.62-95 (in Japanese).
- Palmgren, A., Ball and Roller Bearing Engineering second edition, S. H. Burbank & Co.(1945), p.43.

- Shiotsu, I., Matsumoto, S., Tozaki, Y., Yoshimi, T., Umeda, A. and Sonobe, H., Development of high speed rotation micro traction drive modified from angular ball bearing (1st report, experimental manufacture and evaluation), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.72, No.716(2006), pp.1337-1344 (in Japanese).
- The Japan Institute of Metals and Materials ed., JIM Metal Data Book, revised fourth edition, Maruzen Company (2004), p.132 (in Japanese).
- Tozaki, Y., Saitoh, S. and Inamasu, K., Fundamental study about hybrid speed increasing and reducing power transmission device (The analyses and experiments in the case of using axial preload), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.79, No.804(2013), pp.2899-2916 (in Japanese).
- Yoshizaki, M., Residual stress distribution produced by double peening using conventional shot peening and fine particle bombarding and its effect on tooth bending strength of carburized gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.75, No.756(2009), pp.2191-2199 (in Japanese).