2自由度を有する球状全方向駆動歯車機構の研究

多田隈 建二郎^{*1} 齋 藤 寛 人^{*2} 阿 部 一 樹^{*2}
羽 尾 伸之介^{*2} 多田隈 理一郎^{*2}

Study on Mechanism of Spherical Omnidirectional Driving Gear with Two Degrees of Freedom

Kenjiro Tadakuma^{*1}, Hiroto Saito^{*2}, Kazuki Abe^{*2}, Shinnosuke Hao^{*2} and Riichiro Tadakuma^{*2}

The spherical motor with gear structure to realize two degrees of freedom with crossed revolute axes has been developed. This spherical motor is called “spherical omnidirectional driving gear” because its structure is based on the theory of the omnidirectional driving gear with two gear structures that are perpendicular to each other developed by the authors in previous research. The gear structure with involute curve is deployed on the outer surface of the inner core gear and the inner surface of the outer shell gear. These gear structures are perpendicular to each other to realize rotational motions around two axes. Spur gears with conical teeth transmits power to the inner core gear and the outer shell gear. In this paper, we introduce two possible mechanisms of the spherical omnidirectional driving gear and explain their principles. The experiments to compare the power transmission efficiencies of the spherical omnidirectional driving gear and the ordinary spur gear were conducted.

Key Words: Omnidirectional Driving Gear, Spherical Motor, Power Transmission

1. 緒 言

ロボットアームやロボットハンド等の回転関節や、カメラのパン・チルトの首振り動作を可能とするジンバル機構に代表される回転2軸直交機構を、小型・軽量かつ高出力可能に構成することを目的として、歯車型球面モータや小型能動ジンバル機構としての、2自由度を有する球状全方向駆動歯車機構を、Fig. 1に示すように NEC エンベデッドプロダクツ株式会社からの受託研究により製作したので報告する。

従来の球面モータには、球体表面に、永久磁石のN極とS極が交互に配置された内側の受動的なロータと、複数の電磁石が配置された外側の能動的なステータとの間に作用する磁力を用いるもの[1]、圧電体の電歪現象により弾性体ステータに進行波を発生させ、それによるステータ表面のだ円運動にロータを接触させて、その摩擦力でロータを駆動するもの[2][3]、および樽状の受動車輪を放射状に配置した形式の全方向車輪を120°おきに等間隔に3個、球体表面に接するように配置して、摩擦車として機能させることで、前後左右への並進およびその場旋回

Fig. 1 Full view of spherical omnidirectional driving gear

の3自由度の動作を実現するもの[4][5]などが存在した。上記の従来型の球面モータは、基本的に、能動的なステータ側から、受動的なロータを駆動するというものである。

また、直交する回転2軸を実現する方法としては、大小二つの、直交する方向に回転軸を有する輪状あるいは四角形状のフレームから構成されるジンバル機構が存在したが、いずれも内側と外側の二つのフレームによる2層構造であるため、機構が大きくかつ重くなりやすいという課題が残っていた。

本研究においては、伝達する動力を、二つの直交する回転軸周りのトルクのみに限定したうえで、回転2自由度機構として、歯車構造による動力伝達を行う球状全方向駆動歯車機構を開発

原稿受付 2017年7月3日

^{*1}東北大学

^{*2}山形大学

^{*1}Tohoku University

^{*2}Yamagata University

■ 本論文は提案性(要素分野)で評価されました。

■ J-STAGE では本論文の電子付録として動画が閲覧できます。

した。この球状全方向駆動歯車機構は、従来型の球面モータとは異なり、内部の球と外側の球殻の両方にモータが配置され、歯車構造を用いて相手に動力を伝達することで、内部の球を直交する2軸周りに回転させられるものである。つまり、歯車構造の歯と歯の噛み合いにより、動力を伝達することから、滑りが発生せず、確実に大きな動力を伝達することが可能な機構であるため、出力の大きな球面モータを、小型・軽量に構成することを可能にするものである。

内部の球と外側の球殻の両方に、モータを配置し、お互いに直交する歯車構造を有する球と球殻がそれぞれ動力を伝達するという構造を有することにより、構造に伝わる応力による負荷を分散するとともに、直交する歯車構造が幾何学的に破綻することを防いでいる。

また、今回開発した球状全方向駆動歯車機構は、内側にある球状の「内部球核」と、それを外側から滑りに基づいて支持する「外殻」とで構成される構造であるので、通常のジンバル機構のように直交する回転軸を支持する軸受機構を必要とせず、部品点数を減らすことが可能となり、小型化・軽量化しやすいという特長を有する。

つまり、「内部球核」と、それを支持する「外殻」とは、「能動的なボールジョイント」に相当する機構を構成し、ベアリングのような駆動軸で負荷を支持することなく、互いに接触した内部球核と外殻との間で、接触面において力を伝え合って支持している。直交する2方向への動力は、駆動用の平歯車によって伝達するが、この駆動用の平歯車も、構造を支持する役割を担っている。

また、「拘束歯車」により、「内部球核」がヨー軸周りに揺動することなく、「内部球核」と「外殻」との相対的な姿勢を固定しているため、ロール軸、ピッチ軸の二つの回転軸は常に直交する構造となっている。今回開発した球状全方向駆動歯車においては、この「拘束歯車」が重要な役割を担っており、その機能を2.6節において詳述する。

以下に、球状全方向駆動歯車の機構的原理を説明したうえで、構成部品の特徴を紹介する。

2. 球状全方向駆動歯車の原理

2.1 球面に対応した全方向駆動歯車

今回開発した球状全方向駆動歯車は、本研究グループが従来研究してきた、任意の曲率を有する全方向駆動歯車[6]と同様に、曲面に沿った任意の方向に動力を伝達することを可能にするものである。

ただ、従来の全方向駆動歯車においては、対応する自由曲面がゼロ以外の曲率を有するのは1方向のみに限られており、それと直交する方向の全方向駆動歯車の曲率は常にゼロで、並進運動のみを伝達するというものであったが、今回開発した球状全方向駆動歯車は、直交する2方向に曲率を有する「球面」に歯車の歯面を対応させ、直交する2軸周りの回転自由度を実現した点が、従来技術から発展した点である。

従来の全方向駆動歯車と同様に、同一の球面上に、直交する2方向にインボリュート曲線を有する歯車構造を配置した場合においては、球面の「極」に相当する上下2点の周辺領域におい

て、直交する歯車列のモジュールを、どちらも連続的に無限小に収束させなければならなくなり、それと噛み合う平歯車のモジュールも、同様に連続的に無限小に収束してゆく必要が生じる。このような幾何学上の特異点の発生を避け、同じ大きさのモジュールを有する歯車構造を、球面全体に渡って適用可能にするために、今回は、互いに滑らかに接する「内部球核 (Inner core gear)」と「外殻 (Outer shell gear)」とに、それぞれ直交する方向にインボリュート曲線に基づく歯車列を配置した。ただし、このインボリュート曲線は、互いに接して支持しつつ応力を伝達することができるように、ピッチ円弧までの構造に留められている。さらに、それらのインボリュート曲線を、その歯車回転軸に直交する方向の軸周りに360°回転させた立体構造へと拡張することにより、その歯車列に垂直な方向にそれぞれ歯のスライド用のレールとして機能する溝構造を構成して、内部球核と外殻とが歯車として動力の伝達を行うことを、お互いに妨げないようにした[7]。

2.2 球状全方向駆動歯車の内部球核構造

球状全方向駆動歯車が伝達する二つの自由度について、本報告においては、Fig. 2, Fig. 4に示すように、「内部球核」が伝達するトルクの回転軸をピッチ (Pitch) 軸、「外殻」が伝達するトルクの回転軸をロール (Roll) 軸と定義することにする。内部球核は、Fig. 2に示すように、それが動力を伝達するピッチ軸周りに、インボリュート曲線に基づく歯車構造を有し、それに直交するロール軸の方向には、そのインボリュート曲線を、Fig. 3に示すように、「谷」の中央を中心軸としてロール軸周りに360°回転させたレール構造を有する。このレール構造は、

Fig. 2 Inner structure of spherical omnidirectional driving gear around inner core gear

Fig. 3 Contour of inner core gear with involute curve limited to pitch circle

Fig. 4 Inner structure of spherical omnidirectional driving gear around outer shell gear

Fig. 5 Oblique view of spur gear with conical teeth

外殻の内部の平歯車（Pitch driving gear）による，内部球殻の歯の間のスライド動作のためのものであり，ロール軸周りのトルクの伝達を妨げないようにするためのものである．内部球核のインボリュート曲線のモジュールは2で，圧力角は 20° ，歯数は30である．内部球核のインボリュート曲線のピッチ円までの直径は，60 [mm]である [8]．

2.3 内部球核の中の平歯車の構造

内部球核の中には，Fig. 2に示すように，ロール軸周りのトルクを発生するためのDCモータが設置されている．このモータの出力軸には，ロール軸周りの方向のトルクを伝達するための平歯車が設置されており，そのトルクは，Fig. 4に示すように，左右のロール従動歯車に伝達されている．このロール従動歯車が外殻内側のインボリュート曲線構造と噛み合うことにより，ロール軸周りに，球状全方向駆動歯車機構の「出力軸」としての内部球核を回転させている [9]．

ロール従動歯車は，1個でも外殻や拘束歯車と噛み合い，動力を伝達するという機能を果たし得るが，偶力をよりスムーズに発生させ，内部球核を回転させやすくするために，今回は 180° おきに2個のロール従動歯車をFig. 4に示すように用いている．

ロール従動歯車の歯は，それが内部球核とともにピッチ軸周りに姿勢角を変化させても，外殻の歯車構造と噛み合いつつロール軸周りの動力を伝達することが可能であるように，Fig. 5に示すように放射状に歯車の半径方向に伸びる回転軸周りにインボリュート曲線を 360° 回転させた，「円すい形状」を有している．この円すい形状の歯が，外殻とFig. 6のように噛み合うことにより，内部球核に動力を伝達する．

この内部球核の中の平歯車の駆動による回転に基づき，球状全方向駆動歯車機構の「出力軸」としての内部球核は，ロール軸周りに 70° の可動角を有する．

Fig. 6 Power transmission from spur gear with conical teeth to outer shell gear

Fig. 7 Contour of outer shell gear with involute curve limited to pitch circle

Fig. 8 Exploded oblique view of spherical omnidirectional driving gear

2.4 球状全方向駆動歯車の外殻構造

Fig. 4, Fig. 8, Fig. 10に示すように，球状全方向駆動歯車の内部球核を滑らかに支持するカバーに相当する外殻は，それが動力を伝達するロール軸周りには，内歯車型のインボリュート曲線を有し，その歯車構造によって，内部球核の中の平歯車と噛み合い，ロール軸周りのトルクを伝達する．

それに直交するピッチ軸の方向には，そのインボリュート曲線を，Fig. 7に示すように，「谷」の中央を中心軸としてピッチ軸周りに 360° 回転させたレール構造を有する．このレール構造は，ピッチ軸周りのトルクを伝達するための，内部球核の中の平歯車のスライド動作のためのものである．外殻のインボリュート曲線のモジュールは2で，圧力角は 20° ，歯数は30である．

この外殻のインボリュート曲線構造はピッチ円弧までに留められている．このピッチ円弧までのインボリュート曲線が，内部球核に収納されたロール従動歯車（Roll passive gear）と噛み合っ，内部球核をロール軸周りに回転させる「動力伝達機能」を実現している．

Fig. 9 Power transmission from spur gear with conical teeth to inner core gear

Fig. 10 Cross section of spherical omnidirectional driving gear

2.5 外殻の内部の平歯車の構造

外殻の内部には、Fig. 2, Fig. 8, Fig. 10 に示すように、ピッチ軸周りのトルクを発生するための DC モータが設置されている。このモータの出力軸には、ピッチ軸周りの方向のトルクを伝達するための平歯車が設置されており、この平歯車が、Fig. 2, Fig. 10 に示すように、内部球核表面のインボリュート曲線構造と噛み合うことにより、ピッチ軸周りに、球状全方向駆動歯車機構の「出力軸」としての内部球核を回転させている。内部球核の中に配置され、外殻と噛み合うロール従動歯車の歯と同様に、外殻の内部のモータの出力軸上の、ピッチ軸方向の平歯車の歯は、内部球核がロール軸周りに姿勢角を変化させても、内部球核にピッチ軸周りのトルクを伝達することが可能であるように、Fig. 5 に示すように放射状に歯車の半径方向に伸びる回転軸周りにインボリュート曲線を 360° 回転させた、「円すい形状」を有している。この円すい形状の歯が、内部球殻と Fig. 9 のように噛み合うことにより、内部球殻に動力を伝達する。

この外殻の内部の平歯車の駆動による回転に基づき、球状全方向駆動歯車機構の「出力軸」としての内部球核は、ピッチ軸周りに 130° の可動角を有する。

ロール軸周りに 70° およびピッチ軸周りに 130° という可動角を決定しているのは、Fig. 1 に示すような、内部球核の表面の歯車構造の限界であり、カメラを取り付けるという今回の用途のための平面部分が、その限界を構成している。今後、ロボットアームの駆動用などのほかの用途のための球状全方向駆動歯車機構の設計においては、より広い可動角を設定することが可能である。

2.6 球状全方向駆動歯車内部の拘束歯車の構造と機能

低摩擦の滑りに基づく回転軸支持機構と、インボリュート歯車構造に基づく動力伝達機構を融合させた球状全方向駆動歯車

Fig. 11 Geometrical structure of concave type holding gear

を特徴付けているのが、内部球核のヨー軸周りの回転を抑える、Fig. 11 に示す「拘束歯車 (Concave type holding gear)」である。この拘束歯車は、大きく分けて以下のような三つの機能を有しており、球状全方向駆動歯車機構において、重要な役割を果たしている。

1. 拘束歯車は、内部球核のインボリュート曲線構造と同じく、Fig. 11 に示すように、ピッチ軸周りの歯先円 (Addendum circle) までのインボリュート曲線構造を、ロール軸周りに回転させたレール構造を有している。このインボリュート曲線が歯先円まで伸びていて、Fig. 10 に示すように、内部球核の表面の歯車構造と、ピッチ円 (Pitch circle) を超えて、歯全体でしっかりと噛み合っているために、ピッチ軸周りの回転に関しては、拘束歯車は内部球核に追従して受動的に回転しながら、内部球核がヨー軸周りに回転・揺動しないように拘束している。このヨー軸周りの「拘束」機能が、拘束歯車の主要な機能となる。

また、拘束歯車のヨー軸周りのインボリュート歯車構造は、歯先円まで存在し、内部球核表面の歯車構造と、歯構造全体でしっかりと噛み合いつつ、内部球核がロール軸周りに回転する場合には、内部球核表面の歯車構造の歯と歯の間を滑らかにスライドすることにより、内部球核の運動を妨げることがない。

2. 拘束歯車は、Fig. 11 に示すように、内部球核の中のロール従動歯車と噛み合うロール軸周りに、ピッチ円 (Pitch circle) までの内歯車型のインボリュート曲線構造を、その構造の中央部分において歯列 1 列分のみ有しており、この部分で、内部球核の内部の、円すい形状の歯を有するロール従動歯車と噛み合せて、内部球核にロール軸周りの回転運動を行わせることができる。つまり、この拘束歯車は、外殻の歯車構造の一部を、それと同じモジュールとピッチ円直径を有するインボリュート曲線によって構成していると言える。また、歯の先端で内部球核表面と滑らかに接して、内部球核の動作を妨げることがない構造となっている。このロール軸周りの動力伝達機能が、拘束歯車の二つめの機能である。

3. 拘束歯車は、ピッチ軸周りには、受動回転が可能であるように、Fig. 10 に示すように、歯面と反対側にボールベアリングを有しており、これが、「駆動軸周りのモーメント以外の負荷を支持する軸受」に相当する。内部球核表面の歯車構造と、拘束歯車において、歯先円まで存在する、ヨー軸周りのインボリュート歯構造との噛み合い部分で応力が双方向に伝達され、かつボールベアリングを介して、外殻へと応力が伝わるようになっていることにより、このピッチ軸周りのボールベアリング構造が、当該球状全方向駆動歯車機構における「負荷を支持する軸受構造」と言える。

以上をまとめると、拘束歯車は、内部球核のヨー軸周りの回転運動を拘束する機能を有する。また、ロール軸周りには動力を伝達し、内部球核の回転を補助する機能を有する。さらに、ピッチ軸周りには、ボールベアリングで受動的に滑らかに回転し、同じく内部球核に滑らかに回転させつつ、「駆動軸周りのモーメント以外の負荷を支持する軸受」という機能を有する。この拘束歯車により、球状全方向駆動歯車は、ロール軸とピッチ軸周りの動力を確実に伝達することが可能な機構となっている。

2.7 球状全方向駆動歯車の噛み合い率

今回開発した球状全方向駆動歯車機構内部の各種歯車の噛み合い率の導出過程を、それに用いた図とともに、以下に示す。

ここで、噛み合い率とは、噛み合っている歯車同士の間における作用線上の噛み合い長さを法線ピッチ t_n で除した値として定義されている量である。噛み合い率を ε とすると、以下のよう歯車同士の噛み合いを評価できる。

$\varepsilon > 1$: 常に 1 組または 2 組の歯が噛み合っている状態

$\varepsilon = 1$: 常に 1 組の歯が噛み合っている状態

$\varepsilon < 1$: 1 組の歯も噛み合わない区間が存在し、噛み合いが断続的になる状態

この噛み合い率の定義に基づいて、以下のように、それぞれの歯車の噛み合いの場合の、噛み合い率の値を計算する。

2.7.1 球状全方向駆動歯車機構における内部球核と駆動用平歯車の噛み合い率

今回開発した球状全方向駆動歯車機構における、内部球核 (Inner core gear) と駆動用平歯車 (Driving gear) の噛み合いの様子を Fig. 12 に示す。

ここで、太線の円弧が歯先円 (Addendum circle) または歯底円 (Dedendum circle) を示す。一点鎖線の円弧がピッチ円 (Pitch circle) を示し、点線の円弧が基準ピッチ円 (Clearance circle) である。また、 r_g が基準ピッチ円の半径、 r_k が歯先円の半径である。各パラメータは、添字 1 が駆動用平歯車、添字 2 が内部球殻を表す。

二つの基準ピッチ円の共通接線が歯面の接触点の軌跡で、噛み合い線となる。噛み合い線と歯先円の交点が Q 、噛み合い線と基準ピッチ円の交点が J である。点 P は互いのピッチ円の接点である (Fig. 13 においても、各文字が表す物理量は、Fig. 12 と同様である)。

噛み合い線上で実際に歯同士の接触が行われるのは、 Q_1Q_2 の部分のみである。よって Q_1Q_2 の距離が噛み合い長さとなる。

球状全方向駆動歯車機構においては、内部球核の歯先円弧

Fig. 12 Meshing of inner core gear and driving gear

Fig. 13 Meshing of outer shell gear and driving gear

(Addendum circle) がピッチ円弧 (Pitch circle) と一致しているため、Fig. 12 に示すように、点 Q_2 と点 P は同一の点になる。

噛み合い長さ Q_1Q_2 を求める計算過程を以下に示す。

$$\begin{aligned} J_1J_2 &= J_1P + J_2P \\ &= r_{g1} \tan \alpha + r_{g2} \tan \alpha \\ &= (r_{g1} + r_{g2}) \tan \alpha \\ &= a \sin \alpha \end{aligned} \quad (1)$$

ここで a は二つの歯車の中心間距離である。

$$J_1Q_1 = \sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} \quad (2)$$

$$J_2Q_2 = \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} \quad (3)$$

ここで、

$$J_1Q_1 + J_2Q_2 = J_1J_2 + Q_1Q_2 \quad (4)$$

であるので

$$\begin{aligned} Q_1Q_2 &= J_1Q_1 + J_2Q_2 - J_1J_2 \\ &= \sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} + \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} - a \sin \alpha \end{aligned} \quad (5)$$

となる。

2.7.2 球状全方向駆動歯車機構における外殻と駆動用平歯車の噛み合いの場合

次に、今回開発した球状全方向駆動歯車機構における、外殻 (Outer shell gear) と駆動用平歯車 (Driving gear) の噛み合いの様子を Fig. 13 に示す。

Fig. 13 において、下側の完全な円弧が、駆動用平歯車を表し、その上側の大きな円弧が外殻を表す。各パラメータは、添字 1 が駆動用平歯車、添字 2 が外殻を示す。

球状全方向駆動歯車機構においては、外殻の歯先円弧 (Addendum circle) がピッチ円弧 (Pitch circle) と一致しているので、点 Q_2 と点 P は同一の点となる。このときの噛み合い長さ Q_1Q_2 を求めると、以下のようになる。

$$\begin{aligned} J_1J_2 &= J_2P - J_1P \\ &= r_{g2} \tan \alpha - r_{g1} \tan \alpha \\ &= (r_{g2} - r_{g1}) \tan \alpha \\ &= a \sin \alpha \end{aligned} \quad (6)$$

ここで a は二つの歯車の中心間距離である。

$$J_1Q_1 = \sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} \quad (7)$$

$$J_2Q_2 = \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} \quad (8)$$

であるので、噛み合い長さ Q_1Q_2 は次の式のようになる。

$$\begin{aligned} Q_1Q_2 &= J_1Q_1 - J_2Q_2 + J_1J_2 \\ &= \sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} - \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} + a \sin \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

2.7.3 噛み合い率の計算

以上のように計算された噛み合い長さ Q_1Q_2 を用いて、噛み合い率 ε は以下の式で求められる。

$$\varepsilon = \frac{Q_1Q_2}{t_n} \quad (10)$$

ここで、法線ピッチ t_n は以下の式で求められる。

$$t_n = \pi m \cos \alpha \quad (11)$$

球状全方向駆動歯車機構の場合はモジュール $m = 2$ 、圧力角 $\alpha = 20^\circ$ であるので、有効数字を 6 桁に設定して法線ピッチ t_n を求めると

$$t_n = 5.90426 \text{ [mm]} \quad (12)$$

となる。

では、今回開発した球状全方向駆動歯車機構における、内部球核と駆動用平歯車の噛み合いの場合の噛み合い率 ε を計算する。

三次元 CAD「SolidWorks」における球状全方向駆動歯車機構の設計上の各パラメータを、以下に示す。

駆動用平歯車基礎円半径: $r_{g1} = 9.39693 \text{ [mm]}$

駆動用平歯歯先円半径: $r_{k1} = 12 \text{ [mm]}$

内部球核の基礎円半径: $r_{g2} = 28.1908 \text{ [mm]}$

内部球核の歯先円半径: $r_{k2} = 30 \text{ [mm]}$

圧力角: $\alpha = 20 \text{ [degree]}$

中心間距離: $a = 40 \text{ [mm]}$

これらの設計上のパラメータを用いると、噛み合い長さ Q_1Q_2 は式 (5) より、以下のよう求められる。

$$Q_1Q_2 = 4.04289 \text{ [mm]} \quad (13)$$

よって噛み合い率 ε は式 (10) より有効数字 3 桁で

$$\varepsilon = \frac{4.04289}{5.90426} = 0.68474 \cong 0.685 \quad (14)$$

と表される。

次に、今回開発した球状全方向駆動歯車機構における、外殻と駆動用平歯車の噛み合いの場合の噛み合い率 ε を計算する。

三次元 CAD「SolidWorks」における球状全方向駆動歯車機構の設計上の各パラメータを、以下に示す。

駆動用平歯車基礎円半径: $r_{g1} = 9.39693 \text{ [mm]}$

駆動用平歯歯先円半径: $r_{k1} = 12 \text{ [mm]}$

外殻の基礎円半径: $r_{g2} = 28.1908 \text{ [mm]}$

外殻の歯先円半径: $r_{k2} = 30 \text{ [mm]}$

圧力角: $\alpha = 20 \text{ [degree]}$

中心間距離: $a = 20 \text{ [mm]}$

これらの設計上のパラメータを用いると、噛み合い長さ Q_1Q_2 は式 (9) より、以下のよう求められる。

$$Q_1Q_2 = 4.04289 \text{ [mm]} \quad (15)$$

よって噛み合い率 ε は式 (10) より有効数字 3 桁で

$$\varepsilon = \frac{4.04289}{5.90426} = 0.68474 \cong 0.685 \quad (16)$$

と表される。

上記のように、内部球核と駆動用平歯車のピッチ軸周りの歯車の噛み合い率、および外殻歯車と駆動用平歯車のロール軸周りの歯車の噛み合い率は、ともに 0.685 である。

このように、噛み合い率が 1 より小さく、駆動用平歯車単体で見ると、噛み合いが断続的になるという問題に対しては、次のような対策が考えられる。

- ① 内部球核と外殻とを駆動する駆動用平歯車の個数を増やす。すなわち、複数個の駆動用平歯車で、被駆動体としての内部球核と外殻とを駆動する。
- ② それらの複数個の駆動用平歯車の「位相角」をあらかじめ異なるものに設定しておき、それぞれの駆動用平歯車が、異なるタイミングで、被駆動体としての内部球核や外殻と接するようにする。

これらの対策により、駆動用平歯車単体では噛み合い率が 1 より小さい場合においても、位相角の異なる複数個の駆動用平歯車を Fig. 14 のように用意し、それらを内部球核および外殻と噛み合わせれば、常に、少なくともどれか一つの駆動用平歯車は、被駆動体としての内部球核および外殻と接触しているような状態を作り出すことが可能である。

Fig. 14 (a) の、内部球核を位相角の異なる複数個の駆動用平歯車により駆動する場合と、Fig. 14 (b) の、外殻を位相角の異なる複数個の駆動用平歯車により駆動する場合のいずれも、モー

Fig. 14 Meshing of multiple driving gears and inner core gear and outer shell gear

Table 1 Specifications of first prototype of spherical omnidirectional driving gear

Motion range around Roll axis [degree]	70
Motion range around Pitch axis [degree]	130
Dimensions [mm]	Width 100 × Length 100 × Height 50
Weight [g]	374
Material	Polyacetal (POM)

タの出力軸に取り付けられている平歯車（一点鎖線の輪郭を有する灰色の円）と、受動歯車（同じく一点鎖線の輪郭を有する灰色の円）との噛み合いにより、動力を伝達し、複数の駆動軸を連動させ、それらの受動歯車と共通の駆動軸に取り付けられている駆動用平歯車の位相を図中の θ_1 , θ_2 , θ_3 のように少しずつ変えておくことにより、内部球核および外殻と、それらの駆動用平歯車群とが、少なくとも一つの点で接触し、動力を連続的に伝達することが可能となる。

複数の駆動用平歯車を、異なる位相角で被駆動体としての内部球核や外殻と接するようにする方法としては、Fig. 14 のように、一つのモータで駆動して、最終段の駆動用平歯車の位相角をあらかじめ変えておく方法と、複数の駆動用平歯車を、それぞれ別々のモータで独立に駆動する方法とがある。

この、後者の、複数の駆動用平歯車を独立に駆動するという方法については、「全方向物体搬送テーブル」という、平面型の全方向駆動歯車を、異なるモータで独立に駆動される複数の平歯車で駆動するという物体搬送装置の研究において、当該研究室では、すでに開発し、保有している技術である [10]。

このように、歯と歯の物理的な接触を伴う「噛み合い」を連続的にすることにより、磁力を用いる方式や、摩擦車を用いる方式の球面モータに比べると、歯車構造を用いた今回の球面モータとしての球状全方向駆動歯車機構は、より確実に動力を伝達できることになる。

3. 球状全方向駆動歯車の試作機

今回試作した球状全方向駆動歯車の仕様を **Table 1** に示す。また、正面から見た写真を **Fig. 15** に示す。NEC エンベデッドプロダクツ株式会社製の CMOS センサカメラモジュール CMC-01 を出力軸としての内部球核に固定している。

Fig. 15 Front view of spherical omnidirectional driving gear with inner core gear as output structure

内部球核のインボリュート曲線のモジュールは 2 で、圧力角は 20° 、歯数は 30 である。内部球核のインボリュート曲線のピッチ円の直径は、60 [mm] である。

内部球核の中央には、Fig. 2, Fig. 8 に示すように、ロール軸周りのトルクを発生するための MAXON 社製のギヤヘッド付き DC モータ (DC0.5W-347725) が、ロール軸に沿って設置されている。ギヤヘッド (GP8A-468996) の減速比は 64 倍であり、モータ出力は 0.5 [W] である。

外殻のインボリュート曲線のモジュールも 2 で、圧力角は 20° 、歯数は 30 である。外殻のインボリュート曲線のピッチ円の直径も、内部球核と同様に 60 [mm] であり、これらの円弧直径が同じであることで、滑り摩擦に基づき、内部球核を外殻が、回転自由に支持することが可能である。

外殻の内部には、Fig. 2, Fig. 8 に示すように、ピッチ軸周りのトルクを発生するための、MAXON 社製のギヤヘッド付き DC モータ (DC0.5W-347725) が設置されている。このギヤヘッド (GP8A-468996) の減速比も 64 倍であり、モータ出力は 0.5 [W] である。

4. 球状全方向駆動歯車の動力伝達効率測定実験

4.1 歯車の滑り運動の有無に基づく 2 通りの動力伝達効率測定実験

前章で試作した球状全方向駆動歯車については、歯車型動力伝達機構としての基本的な性能を確認できたが、球状の 2 自由度機構が有する以下の三つの特徴が、動力伝達効率や耐荷重性、耐久性に影響を与えていないかどうかを、4.2 節以降に示す 2 通りの実験により定量的に確認した [11]~[13]。

1. 外殻の中の平歯車の歯と、内部球核の中のロール従動歯車が、インボリュート曲線を回転させた「円すい形状」を有している。
2. 内部球核および外殻の歯車構造を、お互いを滑り運動により支持させるためにピッチ円までに留めている。
3. 駆動用平歯車が、その回転により能動的に動力を伝達する方向と垂直な方向に、受動的に、それが噛み合っている歯車構造の歯と歯の間を滑るという運動をする場合が

Fig. 16 Experimental setup of spherical omnidirectional driving gear to measure power transmission efficiencies with sliding motion of spur gear

ある。

特に、3 番目の特徴における、駆動用平歯車が滑る際の摩擦抵抗によるエネルギー損失が、球状全方向駆動歯車の動力伝達効率に与える影響を定量的に確認するために、4.2 節の動力伝達効率測定実験を行った。

4.2 歯車の滑り運動がある場合の動力伝達効率測定実験装置

今回開発した球状全方向駆動歯車は、従来型の歯車とは異なり、球状全方向駆動歯車機構の内部に使用されている、ロール軸方向駆動用・ピッチ軸方向駆動用の平歯車が、その回転により能動的に動力を伝達する方向と垂直な方向には、それが噛み合っている歯車構造の歯と歯の間を受動的に滑るという特徴を有する。この滑りが動力伝達効率にもたらす影響を確認するために、以下の実験を行った。

具体的には、**Fig. 16** の写真に示すように、球状全方向駆動歯車の内部球核から、プーリーとケブラーワイヤを介して、レールの上に受動的に支持されたフォースゲージを、傾き角 θ の斜面上方向に引っ張り、そのときのフォースゲージの出力値を時系列データで取り込んだ。

球状全方向駆動歯車の内部球核が本実験でケブラーワイヤを引っ張りながら運動した、ピッチ軸周りに時計回り (③)・反時計回り (①) の方向、ロール軸周りに時計回り (②)・反時計回り (④) の方向は、それぞれ **Fig. 17** に示すような方向となる。

この①～④のそれぞれの方向に、**Fig. 16** に示すようにレール付きのフォースゲージを傾き θ の斜面上方向に、プーリーとケブラーワイヤを介して引っ張り上げたときの、フォースゲージの出力から計算される、球状全方向駆動歯車の出力軸としての内部球核部分での動力伝達効率の 10 回分の平均値を、**Fig. 18** のグラフに示した。エラーバーは、標準偏差を表す。

このグラフの横軸は、球状全方向駆動歯車の内部のモータそのものの回転速度であり、実際にプーリーに与えられた速度は、この回転速度にモータのギヤヘッドの減速比 1/64 と、駆動用平歯車と内部球核の噛み合いによる減速比 1/3 とを掛け合わせた速度となる。

Fig. 18 のグラフに表されているように、動力伝達率は、球状全方向駆動歯車の姿勢によらず、最低の場合でも 50% を確保しており、最大の場合には 90% を超えている。そのため、駆動用のモータの出力を大きくすることにより、球状全方向駆動歯車機構全体の出力を高めることが可能である。つまり、従来型の

Fig. 17 Directions of spherical omnidirectional driving gear to measure power transmission efficiencies with sliding motion of spur gear

Fig. 18 Power transmission efficiency of spherical omnidirectional driving gear with sliding motion of spur gear

「球面モータ」と比較すれば、今回開発した球状全方向駆動歯車機構は、高い出力を実現するための動力伝達効率を達成できていることになり、「駆動用平歯車が、歯車構造の歯と歯の間を滑る」という現象が球状全方向駆動歯車機構の動力伝達効率および出力の大きさにもたらす影響は、小さいと言える。

ただ、今回開発した球状全方向駆動歯車の動力伝達率は、滑り運動を伴わない通常の「歯車機構」と比べると、必ずしも高いとは言えないため、今後、各部品の材料の最適化を進めることなどにより、動力伝達効率を向上させてゆく必要がある。

4.3 歯車の滑り運動がない場合の動力伝達効率測定実験装置

今回開発した球状全方向駆動歯車が有する 4.1 節の 1. および 2. の特徴が、動力伝達効率や耐荷重性、耐久性に影響を与えていないかどうかを、無限回転を可能とする伝動装置により、一定の負荷を動摩擦抵抗として定常的にかけることによって、定量的に確認する実験を行った。本実験においては、「駆動用平歯車が、歯車構造の歯と歯の間を滑る」という現象は発生しないため、そのような滑り現象が動力伝達効率に影響を与えることもない。

試作した球状全方向駆動歯車は、パン・チルトの 2 自由度回転機構であり、それぞれの方向の回転運動の可動範囲が有限であるため、上記の目的のために、以下に示す実験装置を構築した。

実験装置は、MAXON 社の制御ユニット EPOS2 70/10 と同社のモータ制御用ソフトウェア EPOS Studio により制御されるギヤヘッド付きブラシレス EC モータ EC45 を使用した。この EC モータ (EC250W-136207) の定格電圧は 24 [V], 定格出力は 250 [W] であり、使用したギヤヘッド (GP42C-203120) の減速比は 43 倍である。

実験装置内の歯車の出力軸には、三菱電気社製のパウダブレーキ ZKB-2.5HBN を取り付け、同社製のパワーアンプ LE-50PAU により制御して、一定の負荷トルクを出力軸にかけている。

入力軸側のトルクは、ユニバルス社製の回転トルクメータ UTM-3Nm で測定し、出力軸側のトルクは、同社製の回転トルクメータ UTM-30Nm で測定した。それぞれのトルクセンサの出力としての電圧値を共和電業社製のセンサインタフェース PCD-331B-F で取り込んで PC に送り、DCS-100A というソフトウェアを用いて電圧値をトルク値に変換する。このソフトウェアモニタ上で、電圧値とトルク値をリアルタイムに確認し

つつ実験を行った。以上の実験装置全体の外観を **Fig. 19** に、システム構成の見取り図を **Fig. 20** に示す。

今回の実験では、球状全方向駆動歯車では円すい型の形状を有している入力用の歯車が、ピッチ円までしかインボリュート曲線の構造を有しない内部球核と噛み合った際の動力伝達が、通常型の平歯車同士を噛み合わせた場合と比較してどのように変化するかを定量的に評価することが目的であるため、**Fig. 21** の拡大写真に示すように、歯数 15 の入力側歯車と、歯数 30 の出力側歯車とを、無限回転が可能な形で噛み合わせる形で実験を行った。無限回転が可能な噛み合い運動の中での動力伝達効率を測定することが主な目的であるために、内部球核そのものを出力軸側に用いるのではなく、**Fig. 22** に示すように、内部球核の極を含む部分のみ歯幅 12 [mm] 分だけ切り出した歯車構造を出力軸側に用いて実験を行った。

動力伝達効率測定実験用の入力軸側の歯車としては、今回、**Fig. 23** に示すような、モジュール 2、圧力角 20° 、歯数 15、転移係数 0 の平歯車 2 種類を用いた。これは、入力用の平歯車の形状が円すい形になった影響を定量的に評価するためのもので、**Fig. 23 (a)** に示す平歯車 (N15) は通常のインボリュート歯車の形状をしており、その歯幅は 10 [mm] である。**Fig. 23 (b)** に示す平歯車 (C15) は、**Fig. 5** と同様の円すい状の歯構造を有している。

本実験用の出力軸側の歯車としては、モジュール 2、圧力角 20° 、歯数 30、転移係数 0 の歯車 3 種類を、次のように用いた。**Fig. 22 (a)** に示すのは、通常の平歯車 (N30) である。**Fig. 22 (b)** に示すのは、ピッチ円までのインボリュート曲線構造による、入出力の歯車同士の歯の噛み合いの連続性の変化に基づく動力伝達効率の変化を、通常の歯車と比較するためのものである。**Fig. 22 (c)** に示すのは、内部球核の極を含む部分のみ、極から左右に 6 [mm] ずつ、歯幅 12 [mm] 分だけ切り出した歯車

Fig. 19 Whole view of experimental setup to measure power transmission efficiency of test gears

Fig. 20 Block diagram of experimental setup to measure power transmission efficiency of test gears

Fig. 21 Magnified view of input test gear and output test gear

(a) Normal teeth (N30) (b) Partial teeth (H30) (c) Round teeth (S30)

Fig. 22 Output gears with 30 teeth

(a) 15 normal teeth (N15) (b) 15 conical teeth (C15)

Fig. 23 Spur input gears with 15 teeth

Table 2 Combination of input gears and output gears

	N15	C15
N30	○	○
H30	○	○
S30	None	○

(S30)である。これは、内部球核構造特有の、ピッチ円までのインボリュート曲線構造を、その中心回転軸と垂直な方向の軸周りに回転させた、スライド用の溝構造を有することによる動力伝達効率の変化を、通常の歯車と比較するためのものである。

これらの入力用の歯車2種類と、出力用の歯車3種類とを、Table 2のように組み合わせて実験を行った。

通常の平歯車 (N15) と内部球核を切り出した歯車 (S30) との組み合わせのみ実験していない (None) のは、S30 は内部球核独特のスライド用の溝構造を有するために、通常歯車の N15 とは噛み合えないためである。

4.4 動力伝達効率測定実験の手順

球状全方向駆動歯車と通常の平歯車との動力伝達効率を比較するための実験手順を、以下のように示す。

1. ソフトウェア EPOS Studio を使用してモータの回転速度を一定の 2,150 [rpm] に設定する。減速比 43 倍のギヤヘッドにより、この回転速度は 50 [rpm] に減速されて、ギヤヘッド出力軸の回転速度となる。
2. バウダブレーキに 0.2 [A], 0.3 [A], 0.4 [A] の電流を与えて一定の負荷トルクを発生させる。
3. 歯車列の入力軸と出力軸の回転速度が一定値に達した後、サンプリング周波数 1,000 [Hz], 測定時間 12 [s], 収録データ数 12,000 の条件で、入力側のトルク T_1 と出力側のトルク T_2 をそれぞれ回転トルクメータで一定時間計測する。

この1~3の手順の実験を10回ずつ行った。動力伝達効率 η の算出は、理論上の歯車列の減速比を R とおいて、以下の式 (17) で行った。今回の実験においては、入力側の歯車の歯数は常に15、出力側の歯車の歯数は常に30であるため、減速比 R は2である。

$$\eta = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{R} \cdot 100 \quad (17)$$

この式 (17) によって計算した、動力伝達効率の実験値の理論値 R に対する割合を 12 [s] の実験で所得した 12,000 個のデータの平均値を取る形で求め、さらにその平均値の、10 回分のデータの平均値と標準偏差を求めて、グラフとしてプロットした。

Fig. 24 Power transmission efficiencies of normal spur output gear and spur output gear with pitch circle contour combined with normal spur input gear

Fig. 25 Power transmission efficiencies of normal spur output gear, spur output gear with pitch circle contour and spherical omnidirectional driving output gear combined with spur input gear with conical teeth

Fig. 26 Power transmission efficiencies of normal spur output gear combined with normal spur input gear and spur input gear with conical teeth

4.5 動力伝達効率測定実験の結果

Table 2 に示す入力・出力の歯車の組み合わせと上記の手順とで行った動力伝達効率測定実験の結果を、Fig. 24~Fig. 27 のグラフに示す。各グラフでプロットされた点は、10 回分のデータの平均値であり、エラーバーは標準偏差である。

Fig. 24 より、通常の平歯車 (N30) およびピッチ円までのインボリュート曲線を有する平歯車 (H30) を出力用平歯車として、通常型の入力用平歯車 (N15) と噛み合わせた場合には、両側で検定ですべての定義域において有意差は見られず、インボリュート曲線をピッチ円までで止めることによる動力伝達効率の低下は認められなかった。

Fig. 25 においては、通常の平歯車 (N30) と円すい状の歯

Fig. 27 Power transmission efficiencies of normal spur output gear combined with normal spur input gear and spherical omnidirectional driving output gear combined with spur input gear with conical teeth

持つ入力用平歯車 (C15) との組み合わせ、ピッチ円までのインボリュート曲線を有する平歯車 (H30) と C15 の組み合わせ、および内部球核の一部を切り出した歯車 (S30) と C15 の組み合わせを比較し、すべての定義域でそれぞれの動力伝達効率の値が有意差を持つことを両側 t 検定で確認した。

Fig. 25 のグラフから、球状全方向駆動歯車に特有の歯車の噛み合わせが、通常の平歯車 (N30) に比べて動力伝達効率において劣るということはないということが分かるが、円すい状の歯を持つ入力用平歯車 (C15) を用いた場合においては、負荷が大きくなると、わずかながら動力伝達効率が低下することが分かった。

Fig. 26 においては、通常の出力用平歯車 (N30) と通常の入力用平歯車 (N15) との組み合わせと、N30 と円すい状の歯を持つ入力用平歯車 (C15) との組み合わせを比較し、パワダブレイクの負荷が 0.4 [A] の場合のみ、両側 t 検定に有意差があることが分かった。このことにより、負荷が大きい場合においては、通常の入力用平歯車を用いたほうが、わずかながら動力伝達効率が高くなるが、それより小さな負荷の場合には、入力用平歯車の歯の形状による影響がないことが明らかとなった。

Fig. 27 においては、通常の出力用平歯車 (N30) と通常の入力用平歯車 (N15) との組み合わせと、内部球核の一部を切り出した歯車 (S30) と円すい状の歯を持つ入力用平歯車 (C15) との組み合わせとを比較した。その結果、負荷が 0.2 [A] と 0.4 [A] のときに、両側 t 検定で有意差が認められた。このことから、負荷が大きくなると、通常の平歯車同士の噛み合わせのほうが、わずかながら動力伝達効率が高く、回転運動が安定しているが、負荷が小さい場合は、むしろ球状全方向駆動歯車独特の歯の噛み合わせのほうが、動力伝達効率が高いことが明らかとなった。ただ、Fig. 27 の標準偏差の値から、球状全方向駆動歯車独特の歯の噛み合わせの場合には、動力伝達効率の値がばらつくことが分かった。これは、歯車同士の接触面積が狭くなり、歯の噛み合いによる動力伝達が離散的になったことが原因と考えられる。ただ、動力伝達効率の平均値そのものには大きな違いがないことから、歯の接触面積の変化の影響は、軽微なものであると考察できる。

以上の実験結果から、球状全方向駆動歯車独特の歯の噛み合わせにより、大きく動力伝達効率が低下するということは確認

されず、球状全方向駆動歯車の動力伝達効率が、通常型の歯車同様に高く、滑らかに動力を伝達していることが分かった。

5. 課題と今後の展望

「ボールジョイントのように直交する二つの回転軸を滑らかに、全方向に安定して支持する」という機能と、「歯車構造により、確実に大きな動力を伝達する」という機能とを一つの構造に搭載して、慣性モーメントの小さな、小型・軽量の 2 自由度機構を実現することを目的として開発された球状全方向駆動歯車は、通常の歯車と同様の高い動力伝達特性を有していることが実験により確認された。ただ、今回の試作機では、内部球核の中にロール軸駆動用のモータを配置しているため、その配線により内部球核の可動範囲が制限されている。また、現在は 5 軸マシニングセンタにより直径 0.2 [mm] のボールエンドミルを用いて切削加工されている、ポリアセタール樹脂製の個々の要素部品をよりシンプルな構造とし、材料や製造方法も最適化しつつ、製造コストを抑える必要がある。

今後は、歯車構造に基づく高効率の動力伝達の原理を維持しながら、機構の改良を進めて、球状全方向駆動歯車の可動範囲を広げ、耐荷重性・耐久性を高めて、製造コストを下げながらロボットアームの関節機構などに応用してゆく [14]~[16]。

参考文献

- [1] 樋口俊郎, 大岡昌博: アクチュエータ研究開発の最前線, pp.394-403, 株式会社エヌ・ティー・エス, 2011.
- [2] 遠山茂樹, 張国強, 杉谷滋, 長谷川慎一, 中村和人, 宮谷保太郎: “超音波モータを用いたロボット用アクチュエータの開発”, 日本ロボット学会誌, vol.13 no.2, pp.235-241, 1995.
- [3] 前野隆司, 竹村研治郎, 小島信行: “縦振動と横振動の縮退に基づく多自由度超音波モータの開発”, 日本ロボット学会誌, vol.16, no.8, pp.1115-1122, 1998.
- [4] 落合恭也, 熊谷正朗: 玉乗りロボットの段差乗り越えに関する研究, 計測自動制御学会東北支部第 254 回研究集会, 資料番号 254-3, 2009.
- [5] M. Kumagai and T. Ochiai: “Development of a Robot Balanced on a Ball – First Report, Implementation of the Robot and Basic Control –,” Journal of Robotics and Mechatronics, vol.22, no.3, pp.348-355, 2010.
- [6] 多田隈建二郎, 多田隈理一郎, 井岡恭平, 妻木勇一: “全方向駆動歯車機構の研究”, 日本ロボット学会誌, vol.30, no.6, pp.611-620, 2012.
- [7] 技術資料 歯車強さ設計資料, pp.9-18, 日本機械学会, 1979.
- [8] 畑村洋太郎: 実際の設計, pp.244-245, 日刊工業新聞社, 1988.
- [9] 小金澤鋼一: “遊星歯車を用いた能動/受動融合機構”, 日本ロボット学会誌, vol.29, no.6, pp.502-505, 2011.
- [10] 阿部一樹, 多田隈建二郎, 多田隈理一郎: “全方向物体搬送テーブルの多自由度実時間制御に関する研究”, 第 34 回日本ロボット学会学術講演会予稿集 DVD-ROM, 3E1-02, 2016.
- [11] 岩本太郎, 板井雄大, 白山幸治, 永野顕法: “ウォームギヤを用いたスドメカニズム機能の実現”, 日本ロボット学会誌, vol.27, no.10, pp.1154-1159, 2009.
- [12] 高橋隆行, 村山泰, 王志東, 中野栄二: “Non-Backdrivable な減速器をもつ柔軟関節マニピュレータの振動抑制制御”, 日本ロボット学会誌, vol.18, no.1, pp.142-149, 2000.
- [13] 江村超, 鐘兆偉: “ダイレクトドライブサーボ機構の NC ホブ盤への応用”, 日本ロボット学会誌, vol.5, no.1, pp.19-22, 1987.
- [14] 高野政晴: “ロボット機構系の設計”, 日本ロボット学会誌, vol.4, no.4, pp.394-400, 1986.
- [15] 田原健二, 岩佐信吾, 那波修, 山本元司: “無段変速機構を有する逆可動性の高いパラレルマニピュレータ”, 日本ロボット学会誌, vol.30, no.1, pp.99-106, 2012.
- [16] 浦田順一, 中西雄飛, 岡田慧, 稲葉雅幸: “高速・高トルク動作のため

多田隈建二郎 (Kenjiro Tadakuma)

2007 年東京工業大学大学院博士後期課程修了。博士 (工学)。2007 年より Massachusetts Institute of Technology Postdoctoral Associate, 2008 年東北大学産学官連携研究員, 電気通信大学助教。2009 年 8 月より大阪大学大学院助教。2015 年 5 月より東北大学大学院准教授, 現在に至る。全方向移動・駆動機構をはじめとするロボット機構の研究開発に一貫して従事。IEEE, 日本機械学会, 計測自動制御学会などの会員。

(日本ロボット学会正会員)

阿部一樹 (Kazuki Abe)

2016 年 3 月山形大学工学部機械システム工学科卒業。2016 年 4 月より山形大学大学院理工学研究科機械システム工学専攻入学, 現在に至る。全方向駆動機構に関する研究に従事。

多田隈理一郎 (Riichiro Tadakuma)

2005 年 3 月東京大学大学院工学系研究科先端学際工学専攻博士課程修了。博士 (工学)。2005 年 4 月～2006 年 3 月まで科学技術振興機構戦略的創造研究推進事業研究員。2006 年 4 月～2008 年 10 月まで産業技術総合研究所にて日本学術振興会特別研究員 (PD)。この間 2006 年 9 月～2008 年 2 月まで米国ハーバード大学客員研究員。2008 年 11 月～2009 年 3 月まで東京大学大学院情報学環・学際情報学府特任講師。2009 年 4 月～2010 年 1 月までフランス国立科学研究センター博士研究員。2010 年 2 月から山形大学大学院テニュアトラック助教, 2013 年 4 月から山形大学大学院理工学研究科准教授, 現在に至る。ロボット工学の研究に従事。IEEE, 日本機械学会, 日本 VR 学会の会員。 (日本ロボット学会正会員)

齋藤寛人 (Hiroto Saito)

2015 年 3 月山形大学工学部機械システム工学科卒業。2017 年 3 月山形大学大学院理工学研究科機械システム工学専攻修了。2017 年 4 月より日立造船株式会社に勤務, 現在に至る。

羽尾伸之介 (Shinnosuke Hao)

2017 年 3 月山形大学工学部機械システム工学科卒業。2017 年 4 月より山形大学大学院理工学研究科機械システム工学専攻入学, 現在に至る。球状全方向駆動歯車に関する研究に従事。