円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置*

長 寄 羊 一^{*1}, 藤 井 亮^{*1}, 大 西 宏 征^{*2}

Reduction Gears with Inclined Planetary Gear and Arc Tooth Bevel Gear

Yoichi NAGASAKI^{*3}, Makoto FUJII and Hiroyuki OONISI^{*3} Faculty of Engineering, Kinki University,

1 Takayaumenobe, Higashihiroshima-shi, Hiroshima, 739-2116 Japan

We have designed new reduction gear, in which the arc tooth bevel gear is fixed on the inclined planetary gear. Making use of the shim, we can easily adjust the backlash of the reduction gear. Such basic characteristics as the noise, the torsion and the transmission efficiency of this system, with and without the backlash, are measured by changing the load torque. We find that the noise of the system under loading does not change much even when the backlash is adjusted, while the torque-angle of torsion characteristics show hysteresis loop. The transmission efficiency of the system without the backlash is appreciably lower than that with the backlash for the low load torque. As the applied load torque is increased further, the transmission efficiency of the system increases, and the efficiency without the backlash approaches to the transmission efficiency of the system with the backlash.

Key Words: Gear, Circular Arc Tooth Profile, Bevel Gear, Inclined Planetary Gear, Reduction Gear, Tooth Bearing, Torsional Rigidity, Backlash, Noise Level, Efficiency

1. 結 言

傾斜歯車減速装置 (偏心差動歯車装置) は, 入力軸に対して僅かに軸角をもつ傾斜歯車 (遊星歯車) が固定歯車および出力歯車にかみ合っている特殊な機構をもっている. 傾斜歯車減速装置に関する研究は, 数例報告されている^{(1)~(4)}. これらの研究において, 一つは^{(1)~(3)}, 一般転位内歯車, 一般転位円すい形内歯車とクラウニングを施したピニオンをかみ合わせた傾斜歯車減速機を設計, 試作し, この減速機は実用に供し得るものと述べている. しかしながら, 歯形加工はかなり複雑で容易ではないと考えられる. 他の一つは⁽⁴⁾, 円弧歯形で, 外歯車 (かさ歯車に似た円すい台形) 同士のかみ合う試作機の効率, 騒音などについて述べたものである. この傾斜歯車減速装置 (偏心差動歯車装置)⁽⁴⁾において, かみ合う歯車の歯形は, 一方では半円筒状の凸円弧歯, もう一方では半円溝状の凹円弧歯である. また, 凸円弧歯には円筒ピンを使用している. こ

れらの歯形をもつ歯車が, 入力軸に対して僅かに傾斜し, かみ合っている. このような構造をもつこの装置では, 構成する部品の寸法精度やそれらの組み付け精度によってその性能に影響を受けると考えられる. そのため, 本装置では軸方向に傾斜歯車を移動することによって, 歯車間の歯面間距離を変えて, かみ合い円周力の方向のバックラッシュを調整することができ, なくすことも可能となっている. 将来, この装置が各種ロボット, 各種位置決め装置などの精密さと信頼性が求められる幅広い範囲で利用される減速機になると思われる. しかしながら, この装置では, 外歯車同士をかみ合わせるという構造になり, かみ合いに基づく創成円弧歯形を用いる必要が生じる. このため歯形の加工が複雑になり, 特殊な歯形加工機を必要とする. したがって, 本研究では, エンドミルを使いマシニングセンターでも容易に加工できる凹円弧歯を用い, 新たに円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置を設計し試作を行った. この円弧歯形かさ歯車はピッチ円すい角のかなり大きいすくばかさ歯車と考えられ, 歯形はピッチ円を中心とする円弧である. したがって, 歯形の中心がピッチ点にくると接触により力を伝える歯車である. 凹円弧歯の曲率半径は凸円弧歯に比べて僅か

* 原稿受付 2006 年 3 月 31 日.

^{*1} 正員, 近畿大学工学部 (〒739-2116 広島市高屋うめの辺 1).^{*2} 准員, トーヨーエイトック (株) (〒734-8501 広島市南区宇品東 5-3-38).

E-mail: nagasaki@hiro.kindai.ac.jp

に大きくなっている。この試作減速装置を用い、かみ合い円周力の方向のバックラッシュを有無にし、ねじり剛性、騒音および効率を明らかにすることができたので報告する。

2. 実験条件

2・1 傾斜歯車減速装置 図1に傾斜歯車減速装置の構造を示す。この装置は原理的には、一般の2K-H型差動歯車装置と同様に遊星歯車(歯数が僅かに違う)間の速度差を利用するものである。相違する点は、本装置の場合、図1のように傾斜歯車②、③は入力軸に対して僅かに傾いており、傾斜歯車②、③は入力軸の回転と共に、すりこぎ運動をしながら固定歯車①、出力歯車④とかみ合って動力を伝達する。

Fig.1 Construction of gear system with inclined planet

2・1・1 速比 (U) 図2に示すように、 r_1, Z_1 を固定歯車①、 r_2, Z_2 を傾斜歯車②、 r_3, Z_3 を傾斜歯車③、 r_4, Z_4 を出力歯車④のそれぞれの歯幅中央でのピッチ円半径と歯数とし、また入出力軸と傾斜軸とのなす角(軸角)を θ とし、固定歯車①と出力歯車④の間の長さを ℓ 、傾斜歯車②と③の間の長さを ℓ_1 とする。

Fig.2 Dimensions of gear system with inclined planet gear

本装置の場合、速比 u は同型の差動歯車装置と同様になり、次式のように表わされる。

$$u = 1 - \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = 1 - i_0 \quad (1)$$

$$\text{ただし, } i_0 = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4}$$

傾斜軸と出力軸が同一回転方向の場合は、

$$Z_2 Z_4 > Z_1 Z_3 \quad (2)$$

逆回転方向の場合は、

$$Z_2 Z_4 < Z_1 Z_3 \quad (3)$$

が成り立ち、次式の場合は、速比 $u = 0$ となり、動力を伝達することはできない。

$$Z_2 Z_4 = Z_1 Z_3 \quad (4)$$

2・1・2 傾斜歯車減速装置の寸法 図2より、固定歯車①と出力歯車④との間の長さ ℓ は次式のようになる。

$$\ell = \frac{r_2 + r_3 - (r_1 + r_4) \cos \theta}{\sin \theta} \quad (5)$$

また、傾斜歯車間の長さは次式のようになる。

$$\ell_1 = \frac{(r_2 + r_3) \cos \theta - (r_1 + r_4)}{\sin \theta} \quad (6)$$

式(6)において、 $r_1 + r_4 = A$ 、 $r_2 + r_3 = B$ とおくと、

$$B \cos \theta = A + \ell_1 \sin \theta \quad (7)$$

式(7)の両辺を二乗し、 θ を求める。ここで、 θ は $0^\circ < \theta < 90^\circ$ なので、

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{-A \ell_1 + B \sqrt{B^2 + \ell_1^2 - A^2}}{B^2 + \ell_1^2} \right) \quad (8)$$

これらの式は、円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置の寸法や軸角などを決定する基本式となる。各歯車対のモジュールを $m=1.4$ ，各歯車の歯数を，固定・出力歯車 $Z_1=Z_4=57$ ，傾斜歯車 $Z_2=60, Z_3=58$ とした場合の，軸角 θ と固定・出力歯車間の長さ l との関係を図3に示す。この図より，軸角 θ が 3° より小さくなると急激に固定・出力歯車間の長さ l が長くなり，軸角が 4° 以上になると長さ l はほぼ一定になることがわかる。したがって，本装置の小型化には軸角 θ が重要であることがわかり，本装置では軸角 θ を 6° とした。

Fig.3 Length from Gear① to Gear④

2・2 円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置の試作 試作減速装置の設計仕様は，伝達動力 200W，定格トルク 29.4N・m，入力回転数 1800rpm，減速比 30 とした。出力軸の回転方向は入力軸回転方向と同方向である。図4は試作した円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置 ($W \times H \times D=113 \times 113 \times 240$ mm) の具体的な組立図であり，表1に試作減速装置の歯車要目を示す。①は入力側固定ピン歯形かさ歯車，②，③は傾斜円弧歯形内かさ歯車，④は出力側ピン歯形かさ歯車，⑤は入力軸，⑥は入力軸支持のケーシング，⑦は出力支持のケーシング，⑧は出力側ケーシング，⑨は出力軸である。傾斜円弧歯形内かさ歯車の材質は SUJ2 とし，無酸化焼入れで処理してある。

Table 1 Specification of test gears

	Fixed gear 1	Inclined planet gear		Gear 4
		Gear 2	Gear 3	
Circular arc tooth profile	Convex	Concave	Concave	Convex
Module (radius of circular arc)	1.4 (1.25)	1.4 (1.25)	1.4 (1.25)	1.4 (1.25)
Number of teeth	$Z_1=57$	$Z_2=60$	$Z_3=58$	$Z_4=57$
Angle of Inclination [Degree]	0	6.0	6.0	0
Face width [mm]	7.0	6.0	6.0	7.0
Material	SUJ2			
Heat treatment	Anoxia-hardening			
Surface finishing	Machining

Fig.4 Concrete assembly figure of gear system with inclined planet gear

2・2・1 歯形 図5に固定歯車①と傾斜歯車のかみ合いを示し、図6に各歯車の歯形を示す。入力側固定ピン歯形かさ歯車①および出力側ピン歯形かさ歯車④の歯は、軸受用のニードル（直径2.5mm、径方向公差h6、長さ11.8mm）の両端を円筒支持した図6（a）に示すような凸円弧歯（半円筒状）であり、傾斜円弧歯形内かさ歯車②、③は図6（b）に示すような凹円弧歯（半円状の溝）である。

Fig.5 Meshing between fixed gear①, gear④ and inclined planet gear②,③

Fig.6 Tooth profile

図7に入力側の傾斜歯車の歯当たりを示す。出力側もほぼ同様な歯当たりであった。歯当たり試験は、歯面に光明丹を塗って、無負荷で歯車を手動で回転させて行った。この図より、どの軸方向移動量タイプも歯先部分で、歯すじ方向にほぼ一様に接触しており、また接触幅は、歯面押付け力の大きい軸方向移動量Aタイプ

の場合が他のタイプに比べて、僅かに大きくなっているのがわかる。

(a) A Type

(b) B Type

(c) C Type

Fig.7 Tooth bearing of planet gear②

2・3 実験装置と実験方法 傾斜歯車の軸方向移動量（精度0.1mm）を変化させながらねじり予備試験を行った。ねじり試験結果より入出力歯車対のかみ合い円周力の方向のバックラッシュ（以後、単にバックラッシュ）がなくなる位置を求めた。本装置では、傾斜歯車を軸方向に移動させることで、入出力側の歯車対の歯面間距離を変化させることができる。予備実験の方法は、図4のⅠ、Ⅱ部に真鍮製のシムを挿入し、傾斜歯車を軸方向に移動させた。Ⅰ部へのシムの挿入は歯車③、④間、Ⅱ部へのシムの挿入は歯車①、②間の歯面間距離を調整できる。入出力側歯車対のバックラッシュがなくなる状態をAタイプ、これを基準とし、その後、バックラッシュが生じる方へ傾斜歯車を軸方向に移動した。傾斜歯車の軸方向移動量を、表2のように3タイプとした。Aタイプが入出力側歯車対のバックラッシュのなくなる、すなわち歯面を押付ける力が大きくなる状態である。

Table 2 Thickness of shim

Type	I part	II part
A	0 [mm]	0 [mm]
B	0.8 [mm]	0.2 [mm]
C	1.1 [mm]	0.6 [mm]

ねじり剛性、騒音および効率の実験は、予備実験により決定した3タイプの軸方向移動量で行った。ねじり試験は図8のように入力軸に天秤を取り付け、出力軸を固定し、天秤に錘を0.01Nづつ載せて、天秤の傾き γ と負荷トルク（入力トルクと速比より計算）から、ねじり特性を求めた。ねじり試験方法は片側の錘を徐々に大きくし、天秤の腕上の位置（入力軸中心からの長さ L_w ）での垂直方向変位 H_o をスケールをあてて測定した。

Fig.8 Measuring method of torsion

図8より、 L_w に比べ天秤の腕の断面が十分小さい時、回転角 γ は次式のようになる。

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{H_o}{L_o} \quad (9)$$

そのときに要したトルク T は、錘の重さを W 、水平時の中心から錘までの距離を L_w とすると、図8より、次式のようになる。

$$T = W \cdot L_w \cdot \cos \gamma \quad (10)$$

図9に歯車試験機を示す。本実験では動力吸収式の試験機を用いた。動力として400W、4極、1800rpmの3相インダクションモータを使用し、負荷トルクは電磁パウダーブレーキでかけることができる。また、傾斜歯車減速装置の入力軸および出力軸に、それぞれトルクメータを取り付けている。傾斜歯車の潤滑にはグリース(L74V)を使用した。本実験では、負荷トルクは9.8、19.6、29.4N・m、傾斜歯車の軸方向移動量を表2の

A、B、Cタイプとして、入力軸側の回転数を1800rpmで一定とし、無負荷状態でならし運転を1時間行った後、運転時間を3時間とし、傾斜歯車減速装置の入出力軸のトルクおよび騒音を測定した。測定は数回行い、再現性を確かめた。本論文で使用しているトルク、騒音の数値は実験値の平均値である。

①	Motor
②	Torquemeter (Input side)
③	Gear system with inclined planet gear
④	Torquemeter (Output side)
⑤	Magnetic brake

Fig.9 Schematic view of gear testing machine

3. 実験結果と考察

3・1 ねじり特性 図10に本実験に用いた傾斜歯車減速装置のねじり試験の結果を示す。この図に軸方向移動量各タイプについて、横軸に負荷トルク、縦軸にねじり角をとり、両者の関係を示した。この線図において、段差が生じたのは、天秤に手で錘を載せているため、同じ状態で連続的に錘を載せられないことによるものと考えられる。軸方向移動量に関係せず、負荷トルクが小さい場合、負荷トルクとねじり角の関係はほぼ比例関係にあるが、負荷トルクの増加にともなうねじり角の増加の割合が小さくなっており、非線形の硬化性ばね特性を示している。また、軸方向移動量Aタイプは予圧形歯車装置にみられるヒステリシスループを描き、バックラッシの存在を示すトルク0N・m付近に生じる急激なねじり角の変化がないことから、バックラッシはない。しかし、バックラッシはBタイプでは少し、Cタイプではかなりある。このように、本装置ではバックラッシをなくすることが可能である。軸方向移動量がA、B、Cタイプと変化するとなじり角も増加することがわかる。これは、軸方向移動量の増加とともに、軸方向移動により発生する歯面荷重が小さくなると考えられる。また、低負荷トルクの場合、ねじり角の変化が大きいことがわかる。

Fig.10 Torque—angle of torsion characteristic

3・2 騒音特性 騒音レベルは、精密騒音計を用い、本装置の側面より 1m の位置で周波数特性を A 特性で測定した。また、その出力を FFT 周波数分析装置により、騒音の周波数分析も行った。暗騒音の影響は指示の差が 10dB 以上なので影響を受けないとした。無負荷時で、各軸方向移動量タイプに対する騒音の周波数分析結果を 図 11 に示す。この図より本装置の主な騒音成分は歯のかみ合い周波数を f_z とすると、 $f_z, 2/3f_z, 5/3f_z$ などが現れていることがわかる。他の負荷トルクの場合もほぼ同様な騒音成分の結果であった。図 12 に負荷トルクと騒音レベルおよび軸方向移動量との関係を示す。騒音レベルは、バックラッシのある場合、すなわち軸方向移動量 C タイプの場合は、負荷トルクの増加とともに急に増加し、しだいに増加の割合が減じ、飽和する。バックラッシのない軸方向移動量 A タイプ、バックラッシの少しある B タイプの騒音レベルは負荷トルクを増加させても僅かに増加するか、あるいはほとんど変化がない。これらの原因としては、歯面荷重およびねじり剛性の影響が考えられる。すなわち、バックラッシのある C タイプの場合、低負荷トルク時、軸方向移動によって発生する歯面荷重は小さく、ねじり剛性も低いので、各歯車のかみ合いによる振動は小さい。また負荷トルクの増加（歯面荷重の増加）によって、ねじり剛性も増加する。しかし負荷トルク（歯面荷重）の増加割合に比べて、ねじり剛性の増加の割合は低くなっている。したがって、これらの影響が各歯車のかみ合いによる振動に現れ、騒音レベルは図 12 の軸方向移動量 C タイプのようになる。バックラッシのないあるいは少ない場合、低負荷トルク時、ねじり剛性はバックラッシのある場合に比べて高く、軸方向移動によって発生する歯

面荷重が大きくなる。また前述のように、負荷トルク（歯面荷重）が増加しても、ねじり剛性の増加の割合は低くなっている。これらが各歯車のかみ合いによる振動に現れ、騒音レベルは図 12 の軸方向移動量 A, B タイプのようになる。

(a) A Type

(b) B Type

(c) C Type

Fig.11 Frequency analysis of gear system noise

Fig.12 Noise of gear system

3・3 効率特性 効率 η は入力軸側トルク T_1 、出力軸側トルク T_2 および前述の速比 $u=1/30$ から、 $\eta=T_2/(30T_1)$ と計算できる。図13に本装置の損失トルクと軸方向移動量タイプとの関係を示す。この図より、本装置の損失トルクはAタイプが大きく、次にCタイプで、Bタイプが一番小さくなっている。図14に負荷トルクと効率および軸方向移動量タイプとの関係を示す。各タイプの軸方向移動量に関係なく効率は負荷トルクの増加に伴い増加する。負荷トルク9.8N・mにおいて、軸方向移動量Bタイプの効率が高く、軸方向移動量Aタイプの効率が極端に低いことがわかる。これは、軸方向移動量Aタイプでは、軸移動により発生する歯面荷重、歯当たりおよびピン（ニードル）の長手方向の速度差の違いによって生じるかみ合い面上での摩擦係数による負荷トルク（装置自身の損失トルク）の影響を受けて、効率が減少したと考えられる。負荷トルク29.4N・mでは、負荷トルク9.8N・m時に比べて各タイプの軸方向移動量にお

Fig.13 Loss torque of gear system

Fig.14 Efficiency of gear system

る効率の値が近づいていることがわかる。これは負荷トルクが増大すると、各タイプの軸方向移動によって発生する歯面荷重および歯当たりにもとづく負荷トルク（装置自身の損失トルク）の影響が小さくなったためだと考えられる。負荷トルク29.4N・m時に各タイプの軸方向移動量において効率の値が最大値を示した。軸方向移動量Aタイプでは84.26%, Bタイプでは85.64%, Cタイプでは85.38%であり、大きな差は生じていない。また負荷トルクの増加にともない各タイプの軸方向移動量における効率の値が近づいていくことがわかる。

4. 結言

円弧歯形かさ歯車をもつ傾斜歯車減速装置の特徴を述べ、さらに装置の試作機を使用し、かみ合い円周力の方のバックラッシを有無にするため、歯面間距離を変化させてねじり試験および運転試験を行い、ねじり特性、騒音および効率について測定し、考察を行った結果、以下の結論を得た。

- (1) 本装置は、歯車加工が容易であり、また歯面間の距離を変えることによりバックラッシをなくすることができる。
- (2) 本装置の騒音レベルはバックラッシがないあるいは少ない場合、負荷トルクが変化してもほとんど変わらない。ただし、バックラッシがある場合、騒音レベルは負荷トルクの大小によって変わる。
- (3) 本装置の効率はバックラッシがない場合、バックラッシのある場合に比べて、低負荷トルクでは低い、高負荷トルクになるにしたがって高くなり、両方の場合の効率は近づき、85%前後を示した。

5. 参考文献

- (1) Yaejima, K. and Morozumi, M., Reduction Gear System with Inclined Pinion (1st Report, Theoretical Analysis), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.60, No.572, (1994), pp.1409-1414.
- (2) Yaejima, K. and Morozumi, M., Reduction Gear System with Inclined Pinion (2nd Report, Optimal Designing System), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.60, No.572, (1994), pp.1415-1421.
- (3) Yaejima, K. and Morozumi, M., Reduction Gear System with Inclined Pinion (3rd Report, Trial Construction and Evaluation of Performance), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.60, No.572, (1994), pp.1422-1425.
- (4) Fujii, M. and Tanaka, T., Study on Gear System with Inclined Planet Gear and Circular Arc Tooth Profile, Proceedings of Chugoku-shikoku and Kyusyu Branch Regular Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers, No.985-2 (1998-10), pp.91-92.