サイクロイド歯車を用いた K-H-V 形遊星歯車装置の 回転伝達誤差に関する研究* (第3報, 各種誤差による相互影響)

王 宏 猷^{*1}, 石 田 武^{*2}
日 高 照 晃^{*3}, 橋 本 正 孝^{*1}

Rotational Transmission Error of K-H-V-Type Planetary Gears With Cycloid Gear

(3rd Report, Mutual Effects of Errors of the Elements
on the Rotational Transmission Error)

Hongyou WANG, Takeshi ISHIDA,
Teruaki HIDAKA and Masataka HASHIMOTO

The rotational transmission error of K-H-V-type planetary gears with cycloid gears should be as small as possible in order to apply these planetary gears to the industrial robot and a machine requiring precise positioning. In this paper, after the K-H-V-type planetary gears with cycloid gears were transformed into a two-dimensional model with twenty degrees of freedom, both the mutual effects of errors of elements and the effect of plural cycloid gears on the rotational transmission error were determined theoretically, and moreover the theoretical results were checked experimentally in some cases, with the following conclusions. (1) The rotational transmission error cannot be determined by superposition of each rotational transmission error produced by individual error. (2) The tooth profile error where the tip has a convex error of cycloid gear should be avoided to decrease the rotational transmission error. (3) The rotational transmission error whose frequency coincides with the carrier rotational frequency is produced by errors of cycloid gears or carrier and assembly error or accumulative pitch error of internal gear. (4) The rotational transmission error increases when the backlash increases. (5) Plural cycloid gears have a beneficial effect on decreasing the rotational transmission error.

Key Words: Gear, Robot, Positioning, K-H-V Planetary Gears, Cycloid Gear, Rotational Transmission Error, Mutual Effect, Manufacturing Error, Assembly Error

1. 緒 言

メカトロニクス機器の高い位置決め精度や低振動がますます要求され, この分野に使用されているサイクロイド歯車を有する K-H-V 形遊星歯車装置(以下サイクロイド遊星歯車装置という)の回転伝達誤差の低減が最近の課題になっている。サイクロイド遊星歯車装置の回転伝達誤差に関して, Yang ら⁽¹⁾⁽²⁾ はサイクロイド歯車の歯面に一定のバックラッシを生じるような歯形誤差のみある場合について解析を行っている。一方, 著者らは実際の各種誤差を考慮した回転伝達誤差の解析方法を提案し, この方法による結果が実験結果とよく一致することを報告した⁽³⁾。さらに, この方法を応用して同装置に生じる各種の加工誤差・組立誤差が単独にある場合の回転伝達誤差を解析し, 回

転伝達誤差の発生の主要因, 特徴と低減策について考察し, 回転伝達誤差を低減するためのいくつかの有用な結論を得た⁽⁴⁾。しかし, サイクロイド遊星歯車装置では, 多数の歯が同時に噛みあい, しかも同時に噛みあっている歯対間の作用線方向は同一ではなく, 噛みあい歯数分存在する。したがって, 各種の誤差が同時にある場合の回転伝達誤差は, 必ずしも単に単独の誤差の影響の重ね合せではなく, 各種の誤差による相互の影響もあることが推測される。この各種の誤差の相互の影響を解明することは回転伝達誤差の低減策を見出す上で有益であると思われ, 本報では, すでに報告した回転伝達誤差の解析方法⁽³⁾を用いて, 異なる種類の誤差による相互影響と複数個のサイクロイド歯車を用いることの効果を理論的に調べるとともに実験的な考察も行った結果を報告する。

2. 対象とした歯車装置の 諸元と等価モデル

本研究で対象とした遊星歯車装置の構造の概略を図

* 平成5年3月9日 中国四国支部鳥取地方講演会において講演, 原稿受付 平成6年3月28日。

^{*1} 正員, 帝人製機(株) (〒514 津市片田町字壱町 594)。

^{*2} 山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台 2557)。

^{*3} 正員, 東亜大学工学部 (〒750 下関市一の宮学園町)。

表 2 各種の加工誤差と組立誤差

Speed change ratio	81	
1st stage		
	Sun gear	Planet gear
Module (mm)	2.5	
Number of teeth	14	28
Face width (mm)	9.5	9.5
Operating pressure angle	20.0°	
Addendum modification coefficient	0.3	-0.1
2nd stage		
	Cycloid gear	Internal gear
Tooth form	Cycloid	Circular pin
Teeth distributed radius (mm)	————	96
Pin radius (mm)	————	4
Face width (mm)	18	36
Number of teeth	39	40
Coefficient of tooth shape	0.25	————
Eccentricity (mm)	1.8	

Kinds of error		Notation
<p>$j=2$ Cycloid gear</p>	<p>$j=1$ Cycloid gear</p>	EDH-2
<p>Carrier</p>		ECH-1
<p>Carrier</p>		AC
<p>Internal gear or cycloid gear</p>	<p>Accumulative pitch error of No. k tooth</p> $= 5 \sin(2(k-1) \pi / Z) \mu m$ <p>Z: number of teeth of gear</p>	API-1 or APD-2

図 1 対象とした装置の構造

(a) (b)

図 2 等価モデル

1 に示し、諸元を表 1 に示す。回転伝達誤差の解析においては、第 2 報⁽³⁾と同じく、サイクロイド遊星歯車装置を、図 2 に示すような各要素に対応する剛体と各要素間のこわさを表すばねからなる入出力軸に垂直な平面内の 20 自由度の等価モデルに置き換える。そして、各要素の加工誤差・組立誤差を要素間のばねの作用線方向に換算した等価誤差を各要素間のばねに挿入

し、小トルクを負荷して、入力である太陽歯車の回転角 θ_s を与えたとき、出力であるキャリアの回転角 θ_{ca} (キャリアの機構的な回転角と微小回転角変位の和) を理論的に求めた。これより減速比を N として無負荷時の回転伝達誤差 θ_{er} を

$$\theta_{er} = \theta_{ca} - \theta_s / N \dots\dots\dots (1)$$

により算出した。

3. 理論解析結果と考察

3・1 誤差の種類 本研究では次のような、通常よく現れる6種類の誤差⁽³⁾を考え、それぞれ記号で表した。

- ① 内歯車に正弦波状の累積ピッチ誤差 API-1 のある場合
- ② 2 個のサイクロイド歯車上のクランクカム用の三つの穴に同一の偏心誤差 EDH-2 のある場合
- ③ 2 個のサイクロイド歯車に同一の正弦波状の累積ピッチ誤差 APD-2 のある場合
- ④ キャリアに偏心誤差 ECH-1 のある場合

⑤ 内歯車の中心に対してキャリア軸の回転中心がずれるような組立誤差 AC のある場合

⑥ サイクロイド歯車の歯形誤差 $e_{th1} \sim e_{th4}$ のある場合

計算の基準位置として、第1番め ($i=1$) の遊星歯車とクランクの偏心カムの偏心方向が図2の X 軸にきたときをとる。基準位置において、誤差 EDH-2, ECH-1, AC の偏心方向が X 軸となす位相角を表2のように $\beta_{DH}, \beta_{CH}, \gamma_c$ とし、特別な説明がなければ、 $\beta_{DH}=0, \beta_{CH}=0, \gamma_c=0$ としている。歯の累積ピッチ誤差を表す際は、基準位置において X 軸上にある歯を No.1 とする。誤差 EDH-2, EDH-1, AC の大きさと誤差 APD-2, API-2 の片振幅を $5\mu\text{m}$ として計算を行った。歯形誤差に関しては、図3に示すように歯形誤差のない場合を e_{th0} 、歯先で凸の場合を e_{th1} 、歯元で凸の場合を e_{th2} 、歯中央で凸の場合を e_{th3} 、歯中央で凹の場合 e_{th4} で表し、それらの最大値を $10\mu\text{m}$ とする。図3(b)に用いている角度 ϕ は図3(a)に示しているように、かみあっている内歯車のピン歯の中心とピッチ点 P とのなす中心角を表すもので、 $\phi=0 \sim \pi$ はサイクロイド歯車の歯形上の位置が歯元 a か

ら歯先 c まで変化するのに対応する。

3.2 単独の誤差による回転伝達誤差のスペクトル特性

誤差 $e_{th1} \sim e_{th4}$, EDH-2, APD-2, AC, ECH-1, API-1 が単独にある場合の回転伝達誤差を求め、周波数分析し、おもな変動成分を表3に示す。表3において、 f_0 は出力軸の回転周波数、 f は回転伝達誤差の周波数を示し、 f/f_0 が出力軸1回転に対する回転伝達誤差の変動次数を示す。表3より、歯形誤差 $e_{th1} \sim e_{th4}$ では $f/f_0=1560$ 、誤差 EDH-2, APD-2, ECH-1 では $f/f_0=80$ 、誤差 AC, API-1 では $f/f_0=78$ であることがわかる。

3.3 歯形誤差と他の各種誤差による相互作用

一例として図3(b)に示す歯形誤差 e_{th1} と表2に示す誤差 EDH-2 による回転伝達誤差を図4に示す。図4の上段に誤差 e_{th1} のみある場合、中段に誤差 EDH-2 のみある場合、下段に誤差 e_{th1} と誤差 EDH-2 が同時にある場合を示し、下段の縦のスケールは他のものより大きくしてある。図4の上段に示すように、歯形誤差 e_{th1} による回転伝達誤差の両振幅は 0.7s と非常に小さく、その変動はサイクロイド歯車と内歯車間のかみあい周波数 ($f/f_0=1560$) に一致する。これはサイクロイド歯車のかみあい率が非常に大きく、機構的にはかみあい点が各歯によって、歯先から歯元まで分布しているため、歯形誤差のみあるとき、各歯の作用線上において理論歯形より最も凸になっている部分のみがかみあい、このかみあい点ごく狭い領域となるためと考えられる。図4の中段に示すように誤差 EDH-2 のみがあると、回転伝達誤差にはおもにクランク軸1に2回の変動 $f/f_0=80$ が現れるが、変動の大きさは小さい。しかし、誤差 e_{th1} と誤差 EDH-2 が同時にあるとき、図4の下段のように $f/f_0=80$ の成分の回転伝達誤差が著しく大きくなり、スケールの関係で $f/f_0=1560$ の成分はほとんど認められなくなっている。誤差 EDH-2 のみある場合では、サイクロイド歯車の歯面上のかみあい範囲が歯元から歯先まで広く分布しているため、誤差 EDH-2 による伝達誤差の変動が小さい

表3 各種の単独の誤差による回転伝達誤差のおもな変動周波数

Kind of error	Order f/f_0	Kind of error	Order f/f_0
$e_{th1} \sim e_{th4}$	1560	ECH-1	80
EDH-2	80	API-1	78
APD-2	80	AC	78

図4 歯形誤差 e_{th1} とサイクロイド歯車上のクランクカム用穴の偏心誤差 EDH-2 による回転伝達誤差

図5 歯形誤差と他の誤差による相互作用

が、誤差 EDH-2 に誤差 e_{th1} が重なると、サイクロイド歯車の歯面上のかみあい範囲が狭くなるため、図3の下段に示すように、誤差 EDH-2 による伝達誤差の変動が大きく現れたものと考察される。図3(b)のような各種の歯形誤差と、表2に示す誤差 EDH-2, APD-2, AC, ECH-1, API-1 のうちのいずれかが同時にある場合の回転伝達誤差を計算し、出力軸1回転間における最大値と最小値の差の1/2を変動振幅として図5に示す。ただし、図5の結果は、歯面に干渉を起こさない最小の歯面バックラッシュを与えて計算したものである。例えば、10 μm の歯形誤差 e_{th1} のみある場合には10 μm の歯面バックラッシュを与え、10 μm の歯形誤差 e_{th1} と5 μm のサイクロイド歯車上のクランクカム用の三つの穴の偏心誤差 EDH-2 が同時にある場合、15 μm の歯面バックラッシュを与えている。図5からわかるように、サイクロイド歯車上のクランクカム用の三つの穴の偏心誤差 EDH-2, キャリアの組立誤差 AC, キャリアの偏心誤差 ECH-1 がそれぞれ単独にある場合は、 e_{th0} で示しているように、回転伝達誤差の変動振幅が1.5 s 程度で比較的小さいが、これらの誤差と歯形誤差とが同時にある場合、 $e_{th1} \sim e_{th4}$ で示すように回転伝達誤差が大きくなり、特に歯元が凸形の歯形誤差 e_{th1} のとき大幅に大きくなることがわかる。以上の結果は、歯形誤差と他の1種類の誤差との組合せの場合であるが、歯形誤差と他の複数の誤差 EDH-2, ECH-1, AC, APD-2, API-1 が同時にある場合の解析を行った結果、図5と同様な傾向を示し、歯先が凸になるような歯形誤差がある場合に伝達誤差が特に大きくなった。

3・4 キャリアの組立誤差と他の誤差との相互作用

図6にはキャリアの組立誤差 AC とサイクロイド歯車の累積ピッチ誤差 APD-2 による回転伝達誤差を

図6 組立誤差とサイクロイド歯車の累積ピッチ誤差による相互作用

示す。図6の上段に誤差 AC のみがある場合、中段に誤差 APD-2 のみがある場合、下段に誤差 AC と APD-2 が同時にある場合を示している。図6からわかるようにキャリアの組立誤差とサイクロイド歯車の累積ピッチ誤差が同時にある場合、それぞれ単独の誤差の場合に現れなかった出力軸の1回転に1回変動する成分の回転伝達誤差が現れ、回転伝達誤差が大きくなる。図を省略したが、 $f/f_0=78$ をもつ誤差 AC があり、さらに $f/f_0=80$ をもつ他の誤差 ECH-1, EDH-2, APD-2 が単一にまた複数個同時にある場合や、 $f/f_0=78$ をもつ誤差 API-1 があり、さらに他の誤差 EDH-2, APD-2, ECH-1 が単一にまた複数個同時にある場合について計算を行った結果、図6と同様な傾向が現れ、固定されている内歯車に関する誤差 AC, API-1 と回転しているサイクロイド歯車、キャリアに関する誤差 ECH-1, EDH-2, APD-2 との相互作用によって、 $f/f_0=1$ の成分の回転伝達誤差を生じ、回転伝達誤差の変動振幅が増大することがわかった。なお、 f/f_0 が同じである、誤差 AC と API-1 の組合せ、また、誤差 ECH-1, EDH-2, AP-2 の組合せによっては新たな回転伝達誤差の周波数を生じない。

キャリアの組立誤差 AC と内歯車の正弦波状の累積ピッチ誤差 API-1 が同時にある場合、この二つの誤差の影響を互いに低減することができる。内歯車の累積ピッチ誤差 API-1 とキャリアの組立誤差 AC が同時にあり、誤差 AC の位相角 γ_c を $0 \sim 360^\circ$ の範囲で変化させて回転伝達誤差を計算し、その変動振幅を図7に示す。CW と CCW はそれぞれ入力軸を時計方向に回転する場合と反時計方向に回転する場合を示す。図7からわかるように、位相角 γ_c が変わると、回転伝達誤差の変動振幅も変化する。時計方向に回転するときその位相角 γ_c が $210 \sim 240^\circ$ にある場合の回転伝達誤差が最も小さく、反時計方向に回転するときその位相角 γ_c が $120 \sim 160^\circ$ にある場合の回転伝達誤差が最も小さい。

図7 組立誤差と内歯車の累積ピッチ誤差の相互作用

3・5 サイクロイド歯車の作用線方向のバックラッシと他の誤差との相互作用 内歯車のピン歯の直径を、機構的に内歯車とサイクロイド歯車間にすきまのない基準ピンよりも小さくし、その直径の減少量をバックラッシ δ とすると、バックラッシのみがある場合はほとんど回転伝達誤差を生じない⁽²⁾⁽³⁾ が、バックラッシに誤差 EDH-2, APD-2 が加わると、回転伝達誤差の変動振幅は大きくなる。そのようすを図8に示す。図8からわかるように誤差 EDH-2 の場合バックラッシ δ の増大とともに回転伝達誤差の変動振幅が増大する。また、誤差 EDH-2 については、誤差の大きさ $5\mu\text{m}$ と同じ大きさのバックラッシであるとき、すなわち歯面に干渉を起こさない最小バックラッシであるとき回転伝達誤差の変動振幅が最小になることがわかる。図を省略したが、バックラッシがあり、さらに他の誤差 ECH-1, AC が単独にある場合および複数個同時にある場合は図8の EDH-2 の場合と同様な傾向を、また誤差 API-1 のある場合は図8の APD-2 の場合と同様な傾向を示し、バックラッシ δ の増大とともに回転伝達誤差の変動振幅が増大する。バックラッシが回転伝達誤差に影響することを理解するため、バックラッシがサイクロイド歯車のかみあい状態に与える影響を調べてみる。図9には、誤差 EDH-2 がある場合に、 $\delta=4.5\mu\text{m}$, $5.5\mu\text{m}$, $10\mu\text{m}$ の各バックラッシに対して、クランクの回転角と、サイクロイド歯車の歯面上のかみあい位置を示すパラメータ ϕ の関係を示す。同図中において、マークの数だけ歯のかみあいが行われていることを示している。また、かみあい点が $\phi=180\sim 360^\circ$ の範囲にあることは反対歯面に接触していることを意味する。図9の(a), (b), (c)を比較すると、バックラッシ $\delta=4.5\mu\text{m}$ の場合、複数の歯が同時にかみあっており、全歯長($\phi=0\sim 180^\circ$)にわたってかみあいを行い、反対歯面($\phi>180^\circ$)もかみあう。また、バックラッシ δ が $5.5\mu\text{m}$ 以上になると、2個のサイクロイド歯車はクランク 180° 回転ごとに交互に作用

図8 バックラッシが伝達誤差に及ぼす影響

し、1枚の歯においてかみあいを行う範囲が狭くなり、 $\delta=10\mu\text{m}$ の場合では $\phi\leq 90^\circ$ の歯元部しかかみあいを行っていない。このように、かみあい位置が変わると、かみあい圧力角、作用線方向と偏心誤差方向との相対位置関係も変わるので、図8に示すように、回転伝達誤差の変化が生じたものと考察される。図8からわかるように、バックラッシ δ を抑制することは回転伝達誤差の低減に有益である。しかし、 $5\mu\text{m}$ の誤差 EDH-2 がある場合、バックラッシ δ を $5\mu\text{m}$ よりさらに減少して計算した結果、多数の歯での反対歯面もかみあい、しかも歯面の干渉が生じて逆に回転伝達誤差がやや大きくなった。APD-2 のある場合のかみあい

(a) $\delta=4.5\mu\text{m}$ (b) $\delta=5.5\mu\text{m}$ (c) $\delta=10\mu\text{m}$

図9 バックラッシによるかみあい位置の変化 (誤差 EDH-2 のある場合)

図 10 サイクロイド歯車の累積ピッチ誤差と三つ穴の偏心誤差による相互作用

図 11 2個のサイクロイド歯車による相互作用

位置の図を省略したが、バックラッシュ δ が増大しても、1枚の歯においてかみあいを行う範囲があまり変化しなかった。したがって、図8に示すようにAPD-2の場合、回転伝達誤差に及ぼすバックラッシュ δ の影響が小さくなったと考えられる。

3.6 サイクロイド歯車の累積ピッチ誤差とクランクカム用の三つの穴の偏心誤差による相互作用 図10には、サイクロイド歯車に累積ピッチ誤差APD-2とクランクカム用の三つの穴の偏心誤差EDH-2が同時にある場合について、EDH-2の位相角 β_{DH} を0~360°の範囲で変化させて横軸に示し、縦軸に回転伝達誤差の変動振幅を示す。図10からわかるように、サイクロイド歯車に累積ピッチ誤差とクランクカム用の三つの穴の偏心誤差による相互作用は上述した内歯車の累積ピッチ誤差とキャリアの組立誤差による相互作用と類似しており、また、バックラッシュ δ を増大すると、回転伝達誤差が大きくなる。

3.7 2個のサイクロイド歯車間の相互作用 2個のサイクロイド歯車による相互作用を解明するため、累積ピッチ誤差APD-2がある場合を例として考

図 12 3個のサイクロイド歯車を用いた効果

察した。まず、2個のサイクロイド歯車のうちの1個を取除いた場合と、2個のサイクロイド歯車を同時に用いた場合の回転伝達誤差を解析して図11に示す。図11からわかるように、下段のサイクロイド歯車2個の場合は、区域Iでは $j=1$ のサイクロイド歯車の回転伝達誤差が現れ、区域IIでは $j=2$ のサイクロイド歯車の回転伝達誤差が現れている。このように、2個のサイクロイド歯車の回転伝達誤差のうち、大きいほうの回転伝達誤差のみが現れることにより、サイクロイド歯車1個の場合より回転伝達誤差が大幅に減少している。しかし、2個のサイクロイド歯車の累積ピッチ誤差の位相差を180°にして組立てるなら、図11の上、中段に示す回転伝達誤差が同位相になり、2個のサイクロイド歯車の場合でも回転伝達誤差は1個のサイクロイド歯車の場合と同じになる。したがって、回転伝達誤差を低減するためには2個のサイクロイド歯車の加工誤差を同一にすることが重要である。

3.8 サイクロイド歯車を3個用いる場合の回転伝達誤差 3.7節の結果より推測すれば、サイクロイド歯車を3個にすることは回転伝達誤差の低減にさらに有効と思われる。そこで、サイクロイド歯車に累積ピッチ誤差APD-2がある場合について、3個のサイクロイド歯車を使う場合と2個のサイクロイド歯車を使う場合の解析を行った。この際、2個のサイクロイド歯車の場合は内歯車の歯数とサイクロイド歯車の歯数をそれぞれ $ZI=40$ 、 $ZD=39$ としたが、3個のサイクロイド歯車の場合は組立て条件を考慮して、 $ZI=39$ 、 $ZD=38$ とした。図12の上段に3個のサイクロイド歯車を使った場合、下段に2個のサイクロイド歯車を使った場合の回転伝達誤差を示す。図12より、サイクロイド歯車を3個にすることによりサイクロイド歯車が2個の場合より回転伝達誤差の振幅が約2分の1に減少していることがわかる。

図 13 歯面バックラッシの影響に関する実験結果

(a) 回転伝達誤差の変動

(b) 回転伝達誤差のスペクトル解析結果

図 14 キャリアの組立誤差の影響に関する実験結果

図 15 2個のサイクロイド歯車による相互作用に関する実験結果

4. 実験的考察

歯面バックラッシ δ とキャリアの組立誤差 AC が回転伝達誤差に与える影響と2個のサイクロイド歯車による相互作用を確認するため、次のように実験的な考察を行った。実験には、 θ_s/N , θ_{ca} の検出精度が1秒以下である回転伝達誤差測定装置⁽³⁾⁽⁴⁾を用い、式(1)により回転伝達誤差を算出した。

4.1 歯面バックラッシの影響 図13には内歯車のピン歯の直径のみを変化させ、回転伝達誤差を測定した結果を示す。図13における δ は基準ピンの直径と実験に用いたピンの直径の差を示している。図13からわかるように、歯面バックラッシが小さくなると回転伝達誤差の変動振幅は小さくなり、3.5節に述べた解析結果と一致する。

4.2 キャリアの組立誤差の影響 キャリアの組立誤差 AC の大きさが異なる場合の回転伝達誤差を計測し、図14に示す。図14において、上段に回転伝達誤差の変動を示し、下段に回転伝達誤差のスペクトル特性を示す。図14からわかるように、組立誤差を減少すると、回転伝達誤差の $f/f_0=1$ の成分が著しく減少する。キャリアの組立誤差が $f/f_0=1$ の成分の回転伝達誤差に大きな影響を及ぼすことは図6の解析結果と一致する。

4.3 2個のサイクロイド歯車による相互作用 加工誤差がほとんど同じであるサイクロイド歯車2個を用い、累積ピッチ誤差や三つの穴の偏心誤差の向きを2個のサイクロイド歯車で同じになるように組立て実験を行った。図15に、入力側の1個のみとした場合 $j=1$ と、出力軸間の1個のみにした場合 $j=2$ 、および通常の2個の場合の回転伝達誤差の実験結果を示す。図15の実験結果からわかるように、2個のサイクロ

イド歯車を用いることにより、1個のサイクロイド歯車の場合より回転伝達誤差が大幅に減少した。これは図11の解析結果と同様な傾向を示している。

5. 結 言

本研究では、第1段減速部にインボリュート平歯車を用いた遊星機構、第2段減速部にサイクロイド歯車と3個のクランク軸を用いたK-H-V形遊星歯車装置の回転伝達誤差を低減するため、同装置に生じる加工誤差・組立誤差による回転伝達誤差の相互影響を理論的な解析と実験的な考察を行って、次の結論を得た。

(1) サイクロイド歯車を用いた遊星歯車装置の回転伝達誤差は、各種の誤差が単独にある場合のものを単に重ね合せることによって求めることはできない。

(2) サイクロイド歯車の歯形誤差のみがある場合の回転伝達誤差は小さいが、サイクロイド歯車の歯形誤差とサイクロイド歯車の偏心誤差またはキャリアの組立誤差とが同時にある場合、回転伝達誤差がそれぞ

れ単独に生じた回転伝達誤差の和より大幅に大きくなる。この影響は特に歯先が凸形となる歯形誤差のときに著しい。

(3) キャリアの組立誤差または内歯車の1次の累積ピッチ誤差がサイクロイド歯車またはキャリアに係する加工誤差と同時にある場合、出力軸の1回転ごとに1回変動する回転伝達誤差を生じ、回転伝達誤差が大きくなる。

(4) バックラッシの増加は回転伝達誤差を増大する。

(5) サイクロイド歯車の個数を多くすると理論上回転伝達誤差を低減することができる。

文 献

- (1) Blanche, J. G. and Yang, D. C. H., *ASME J. Mech. Transm. Automn Des.*, **111** (1989), 337.
- (2) Yang, D. C. H. and Blanche, J. G., *Mech. Mach. Theory*, **25-5** (1990), 487.
- (3) 日高・ほか4名, 機論, **58**-570, C(1994), 645.
- (4) 石田・ほか3名, 機論, **60**-578, C(1994), 3510.