

小バックラッシ遊星歯車装置における各種誤差と性能に関する研究* (遊星歯車軸位置偏差, 目標バックラッシおよび反かみあい側歯面荷重の関係)

城越 教夫*¹, 日高照晃*², 賀勢晋司*³

Studies of Influences of Geometrical Errors to Final Performances in Small Backlash Planetary Gears (Relations Among Position Deviations of Planet Gears, Target of Backlash and Non-Working Flank Load)

Norio SHIROKOSHI*⁴, Teruaki HIDAHA and Shinji KASEI

*⁴ Harmonic Drive Systems Inc.,
1856-1, Maki, Hotaka-machi, Minamiazumi-gun, Nagano-ken, 399-8305 Japan

Reductions of meshing and bearing clearances are requisite in design and production of small backlash planetary gears. In this case, however, there is a risk of losing proper load distribution to each planet gears, which has risk of occurrence of non-working flank load. The state of non-working flank load increases unnecessarily working flank load and gives some undesirable influences on reliability of planetary gears. To solve this problem, this paper aims to analyze quantitatively about relations between the load distribution and position deviations of planet gears. These deviations are considered to be most influential to the problem in reality. About one type of the device with 4 planet gears, 20 kinds of combination pattern of the position deviations are selected out, and the influences of backlash, reduction ratio and gear module to the above relations are clarified. Consequently, allowable position deviations to avoid the state of non-working flank load are found out for various conditions and useful materials for design are obtained.

Key Words: Planetary Gear, Small Backlash, Non-Working Flank Load, Position Deviations of Planet Gears, Simulation

1. 緒言

最近FA市場では、小バックラッシ遊星歯車装置の需要が増えている。遊星歯車装置のバックラッシを小さくするには、部品の絶対寸法管理による方法と、偶数の遊星歯車を2組に分け、各組の遊星歯車の位置関係を考慮し組み立てる方法がある。かみあい側と反かみあい側の歯面は、前者の方法では一つの歯の左右であり、後者の方法では互いに異なる組に属する遊星歯車それぞれの歯面になる。いずれの方法もバックラッシを小さくするに従い歯車かみあい部および遊星歯車軸受部の隙間が小さくなるため、歯車の偏心誤差、ピッチ誤差および各遊星歯車軸位置偏差(以下、位置偏差)などの各種誤差の影響を、緩和させることが難しくなる。その結果、各遊星歯車の荷重配分を悪化させ

るばかりでなく、反かみあい側歯面に荷重が発生し、かみあい側歯面の荷重を増加させ、遊星歯車装置の信頼性に悪影響を及ぼす危険がある¹⁾。反かみあい側歯面荷重を発生させずに、どのくらいまでバックラッシを小さくでき、同時にどこまで各種誤差を許容できるのかを明らかにすることが重要である。そのためには、遊星歯車装置のバックラッシ、各種誤差および反かみあい側歯面荷重発生との関係を定量的に把握することが必要である。

従来、日高ら²⁾は遊星歯車装置の各種誤差と荷重配分の関係について解析している。しかし、対象が小バックラッシ遊星歯車装置ではないために、反かみあい側歯面荷重については考慮していない。また、大原³⁾は3軸ロックドトレイン機構による小バックラッシ遊星歯車装置について、太陽歯車の支持方法を変えたときの各遊星歯車の荷重配分を測定している。しかし、各種誤差の影響については言及していない。

筆者ら⁴⁾は前述の後者の方法でバックラッシを小さくした遊星歯車装置についてかみあい側歯面荷重およ

* 原稿受付 1999年10月19日。

¹⁾ 正員, (株)ハーモニック・ドライブ・システムズ(☎399-8305 長野県南安曇郡穂高町大字牧1856-1)。

²⁾ 正員, 東亜大学工学部(☎751-0807 下関市一の宮学園町)。

³⁾ 正員, 信州大学工学部(☎380-8553 長野市若里4-17-1)。

E-mail: shirokoshi@hds.co.jp

び反かみあい側歯面荷重を測定した。そして反かみあい側歯面荷重まで考慮した静的つりあいモデルを作成し、実機と同じ各種誤差条件で、かみあい側および反かみあい側歯面荷重を計算し、測定結果と良く一致していることを確認した。

本報では、各種誤差の中でもオーダとして大きい位置偏差を取り上げ、このモデルを用いて、遊星歯車装置のバックラッシ、位置偏差および反かみあい側歯面荷重の3つの関係をシミュレーションにより検討する。その結果として、反かみあい側歯面荷重の発生を回避するために、バックラッシをどのくらいに設定すればよいか、または位置偏差をどのくらいに許容すればよいかを定量的に示した。また位置偏差のパターンにより、反かみあい側歯面荷重の発生を回避する位置偏差の許容値が異なることを示した。さらに遊星歯車装置のサイズおよび減速比による影響についても検討した。

2. 対象とした小バックラッシ遊星歯車装置

2.1 小バックラッシ遊星歯車装置の構造 対象とした小バックラッシ遊星歯車装置の構造を図1に示す。4個ある遊星歯車の向かい合った2個ずつを、遊星軸を介し入力側と出力側のキャリアで支持している。2枚のキャリアを相対的に逆回転変位させるバックラッシ調整によって、各々のキャリアに支持されている2組の遊星歯車は、キャリアへの荷重伝達方向が反対になり、かみあい側歯面と反かみあい側歯面を互いに押しつける状態になるので、キャリア（出力軸）の正転・逆転時のバックラッシを小さくできる。

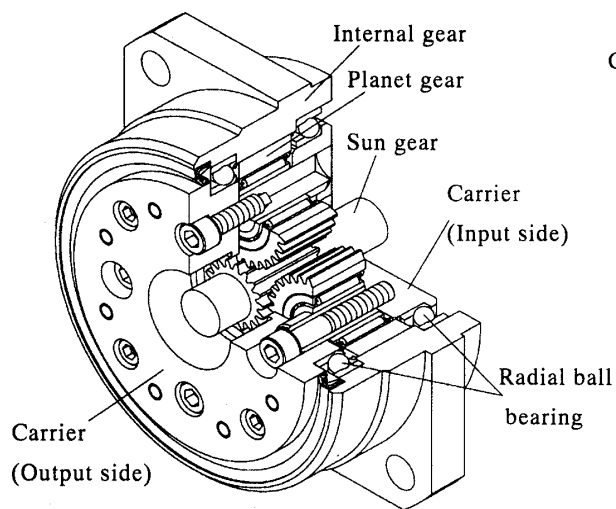


Fig.1 Construction of small backlash planetary gear

2.2 小バックラッシ遊星歯車装置の静的なつりあいモデル モデルについては、前報⁴⁾に詳しく記した。しかし、以下に本報で取り扱うバックラッシおよび反かみあい側歯面荷重について特に説明する。図2は、静的な力のつりあいモデルの模式図である。図に示すように、太陽歯車、キャリア、内歯車は ξ 、 η 方向のばねにより支持されている。遊星歯車は、半径および円周方向のばねによって遊星歯車軸に支持されている。歯車かみあい部は、作用線方向にばねを考慮する。遊星歯車と遊星歯車軸間のばねおよび歯車かみあい部ばねは、接触時ばねこわさ一定、分離時ばねこわさゼロの非線型ばねとする。ここでバックラッシは次のように考える。位置偏差がない状態で、太陽歯車と内歯車を回転方向に固定し、☆印の遊星歯車かみあい部が接触するまでキャリアを時計方向に回転する。ここを起点にして、★印の遊星歯車かみあい部が接触するまでキャリアを反時計方向に回転した角度をバックラッシとする。反時計回転方向の負荷トルク T に対し、★印の遊星歯車にはかみあい側歯面荷重が生じ負荷トルクを分担する。このとき、理想的には☆印の遊星歯車は負荷トルクを分担しないが、実際には、バックラッシおよび位置偏差の条件により反かみあい側歯面荷重が発生することがある。

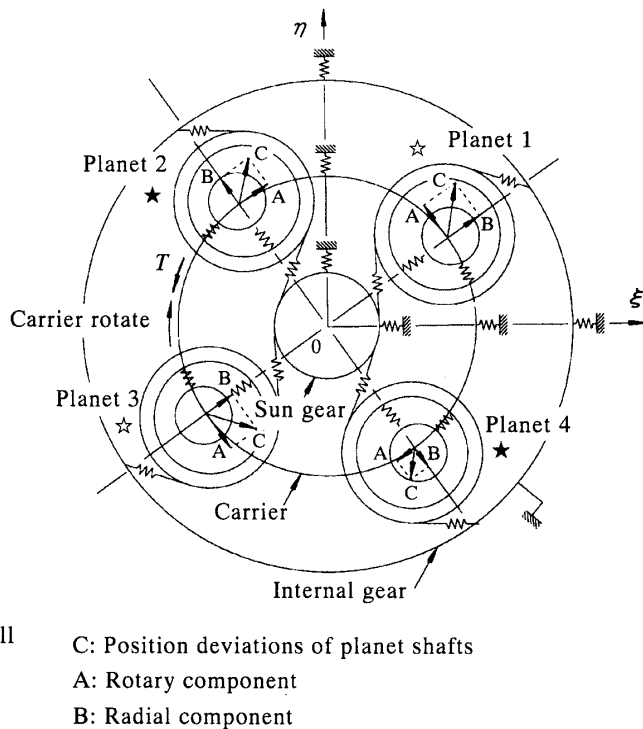


Fig.2 Diagram of model

3.位置偏差の整理

図2に示すように、位置偏差をベクトルCで表わす。ベクトルCの円周方向および半径方向の成分を、AおよびBとする。ここで対象とした遊星歯車装置においては、半径方向成分Bは、遊星歯車の自転によってキャンセルされ、太陽歯車と遊星歯車および遊星歯車と内歯車の間のかみあいに及ぼす影響は小さい⁵⁾。従って、位置偏差については、円周方向成分Aのみを考慮する。

遊星歯車軸の4個のうち、n個に位置偏差がある場合、その組み合わせパターン数は ${}_4C_n$ である。さらに、位置偏差の円周方向の向き(時計回り、反時計回り)を考慮すると、位置偏差のパターンの数Nは、次式で計算できる。

$$N = \sum_{n=1}^4 [{}_4C_n \cdot 2^n] \quad \dots(1)$$

遊星歯車の個数が4個の場合、N=80通りとなる。図3に位置偏差パターンの数例を示した。中心の円は太陽歯車、周りの4つの円は遊星歯車を表わし、かみあい作用線を模式的に斜めの直線で表わしている。時計3時の位置を遊星歯車1、続けて反時計回りに2, 3, 4, とする。また矢印を位置偏差のベクトルとする。ここで、考察を簡潔に行うため、以下の項目を考慮する。

- a. キャリアの回転中心に対して、遊星歯車1と3および2と4は構造上、点対称になる。従って、図3中(a)と(b)のように位置偏差が互いに点対称になる場合、共通パターンとして扱える。
- b. 図3中の(c)のように遊星歯車1と3の位置偏差が、同じ回転方向のものはバックラッシ調整と同等と考え、位置偏差のない(d)と共通パターンとして扱う。
- c. 図3中の(e)のように4個の位置偏差の円周方向成分が同じ大きさと同じ向きである場合、全体を回転させたのと同じと考えて検討から省く。

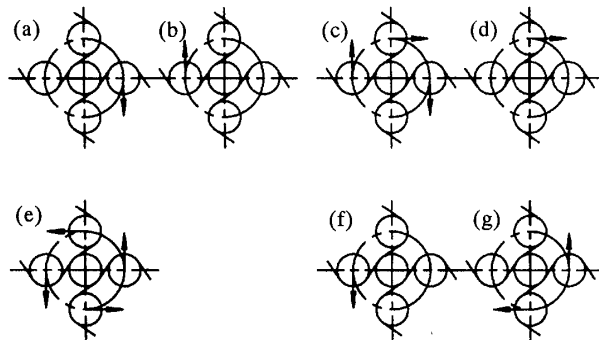


Fig.3 Patterns of position deviations of planet gears

d.図3中の(f)および(g)のようにかみあいが緩くなる方向に位置偏差があるものは、本報では、反かみあい側歯面荷重の発生がみられないので検討から省く。

以上を考慮すると、検討しなければならない位置偏差のパターン数は、N=20通りまで減らすことができる。図4にA~Tの記号を付して、20通りのパターンを示す。

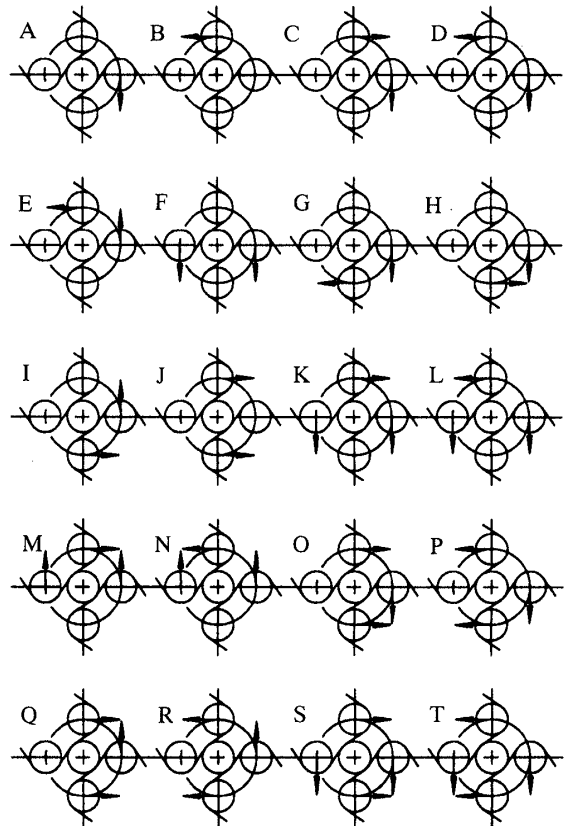


Fig.4 Patterns of position deviations of planet gears

4. 遊星歯車歯面荷重のシミュレーション

4.1 遊星歯車装置の諸元およびシミュレーションの条件 表1に対象とした遊星歯車装置の諸元を示す。誤差は前項で述べたように位置偏差の誤差の影響のみを取り扱い、位置偏差の影響を明確に把握する目的から歯車誤差、加工偏心誤差および組立偏心誤差は扱わない。また、歯車1ピッチのかみあい中の歯のばねこわさ変動の影響についても、位置偏差に比べ非常に小さいため、考慮しない。遊星歯車装置のバックラッシは1分(表1の場合かみあい作用線方向に換算して隙間5.1μm)、負荷トルクは歯面許容荷重の50%に相当する5.9N・m(一定値)とし、ここでは反時計回転方向とする。

Table 1 Specification of planetary gear

Base radius	Sun	R_{gs}	7.048mm
	Planet	R_{gp}	10.572mm
Number of teeth	Sun	Z_s	20
	Planet	Z_p	30
	Internal	Z_i	80
Module	m		0.75
Tooth depth	h		1.751mm
Face width	b		12.5mm
Pressure angle	α_b		21.978deg
Center distance	$a (=R_g)$		19.000mm
Reduction ratio	i_{sc}		5

4.2 出力軸1回転における各遊星歯車の歯面荷重

位置偏差のパターンは図4中のA (以下, パターンA) とし, 位置偏差の大きさを20 μ mに設定する. 以上の条件で出力軸1回転における各遊星歯車の歯面荷重を負荷トルクに換算した値として計算する. 図5に出力軸の回転角0 \sim 2 π に対するシミュレーション結果を示す. 遊星歯車1に反かみあい側歯面荷重が発生し, 負荷トルクとは反対方向のマイナストルクとして現われている. その分負荷トルクを分担している遊星歯車2, 4のかみあい側歯面荷重が増大している. 図5から出力軸の回転角に関係なく位置偏差が荷重配分に及ぼす影響は一定である.

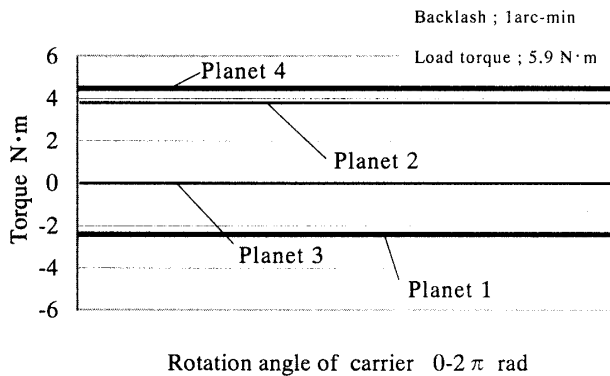


Fig. 5 Example of torques on planet gears vs. rotation angle of carrier

4.3 位置偏差の大きさと各遊星歯車の歯面荷重との関係 項4.2の結果より, 出力軸の回転角は計算パラメータから外し, パターンA, パターンSのときの位置偏差を0 \sim 20 μ mの範囲で2 μ mおきに变化させた. 図6にパターンAの計算結果を示す. 横軸は位置偏差を示している. 位置偏差が9 μ mを超えたあたりから遊星歯車1に反かみあい側歯面荷重が発生している. 図7にパターンSの計算結果を示す. 位置偏差の値が7 μ mを超えたあたりから遊星歯車1に反かみあい側歯面荷重が発生している. 図6および図7から, 位置偏差が増加

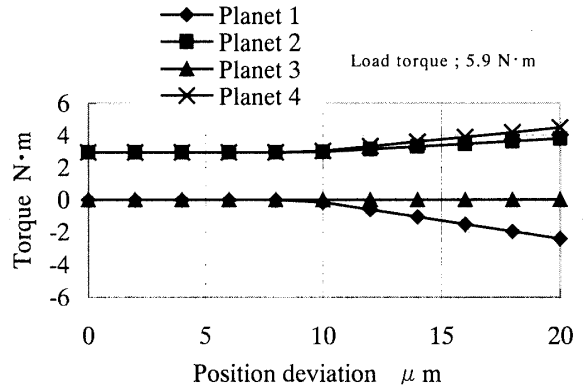


Fig.6 Influence of position deviations of planet gears to torque acting on them (Pattern A)

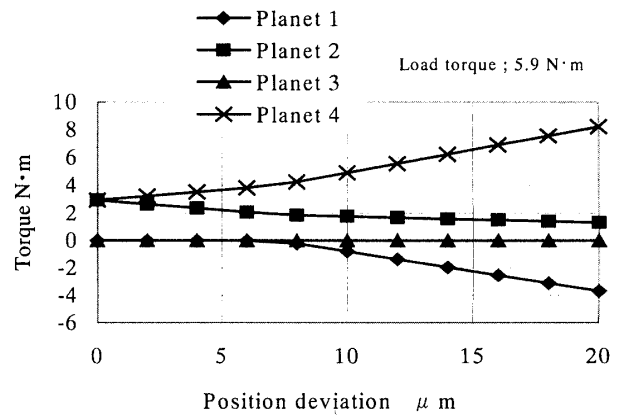


Fig.7 Influence of position deviations of planet gears to torque acting on them (Pattern S)

するに従い各遊星歯車の荷重配分が悪化し, さらに反かみあい側歯面荷重が発生することによって負荷トルク分担歯車のかみあい側歯面荷重が増加していることが分かる.

5. 反かみあい側歯面荷重の発生条件の検討

5.1 反かみあい側歯面荷重の発生条件 表1の諸元の遊星歯車装置において, バックラッシュが1分の場合, 反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差は, パターンAでは約9 μ m, パターンSでは約7 μ mと異なっている. 反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差を見極めることが設計上のポイントである. パターンA \sim T全てについて遊星歯車装置の目標バックラッシュを0,0.5,1,2,3分として, 反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差を計算する. 負荷トルクは歯面許容荷重の50%に相当する5.9N \cdot m(一定値)とする.

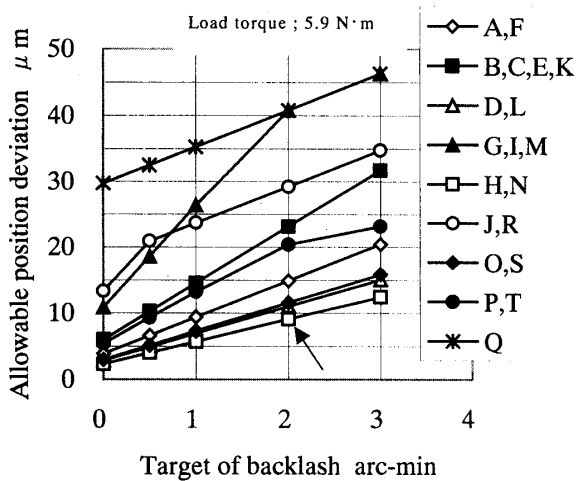


Fig.8 Allowable position deviations of planet gears in the patterns of position deviation

図8にシミュレーション結果を示す。同影響を与えるパターンはグループ化し、横軸に遊星歯車装置の目標バックラッシ、縦軸に反かみあい側歯面荷重が発生し始めたときの位置偏差を示す。図8は、縦軸の値が大きいほど大きな位置偏差を許容でき、遊星歯車を設計しやすいことを表わしている。例えばパターンHおよびNの場合、遊星歯車装置の目標バックラッシを2分として反かみあい側歯面荷重を発生させないようにするには、位置偏差を9μm以下に押えなければならないことを図8中の矢印で示している。目標バックラッシがゼロのときにも各パターンに許容位置偏差があるのは、荷重時に各部がたわみ、かみあい部に隙間ができて位置偏差の影響を吸収しているためである。

ここで、図8における同グループについて、パターンB,C,E,Kを例に、図9によりその物理的意味を述べる。Bは、遊星歯車2の位置偏差を、太陽歯車とのかみあい作用線上に換算すると、かみあいがきつくなる方向となるので、歯面荷重 W_{SP2} が増し、それによる太陽歯車の軸変位 (ξ_s, η_s) が、遊星歯車3とのかみあいをきつにする。その場合、太陽歯車と遊星歯車3のかみあい部隙間が消失する時点で、反かみあい側歯面荷重が発生する。Eは、遊星歯車1の位置偏差はかみあいをゆるめる方向であり、反かみあい側歯面荷重の発生には影響を及ぼさないので、Bの場合と結果は同一である。一方、Cは、遊星歯車2の位置偏差の存在、歯面荷重 W_{SP4} の増加、太陽歯車の軸変位による遊星歯車1とのかみあいきつさの増加、太陽歯車と遊星歯車1のかみあい部隙間消失時点での、反かみあい側歯面荷重発生というプロセスがあり、結局はBの場合と結果は同一となる。また、Kは、Bに対するEの場合と同様であり、C

と同一の結果をもたらす。以上をまとめれば、パターン(B,E)と(C,K)は各々の中で同一な結果を示し、また両グループも結果的に同一な位置偏差許容値を示すものと考えられる。

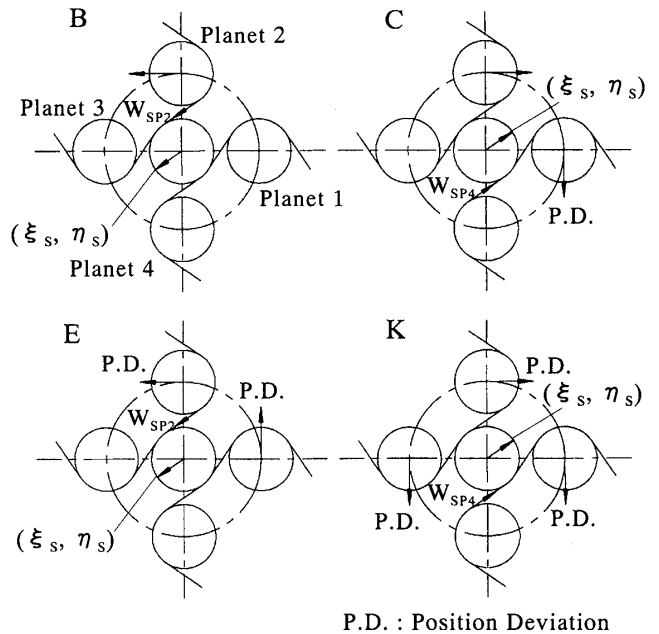


Fig.9 Details of tooth load and sun gear radial displacement (Pattern B,C,E,K)

図8によれば、反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差は、各パターンにより大きく異なる。それらの内、パターンHおよびNは、位置偏差許容値が小さく、設計上最も厳しい。これに対し、パターンQは設計上最も有利である。そこで、Hの場合の物理的意味を図10、Qの場合を図11により説明する。

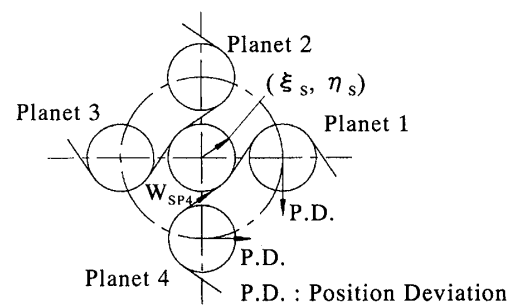


Fig.10 Detail of tooth load and sun gear radial displacement (Pattern H)

Hの場合、遊星歯車4の位置偏差の存在、歯面荷重 W_{SP4} の増加、太陽歯車の軸変位による遊星歯車1とのかみあいきつさの増加。太陽歯車と遊星歯車1のかみあい部隙間消失時点での、反かみあい側歯面荷重発生というプロセスがあり、Hでは、遊星歯車1も、かみあいが

きつくなる方向に位置偏差があるので、結果として小さい位置偏差で、反かみあい側歯面荷重の発生に至ると考えられる。

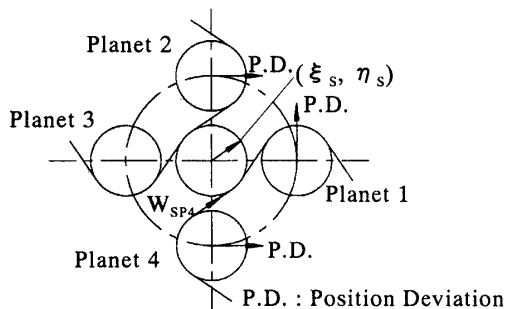


Fig.11 Detail of tooth load and sun gear radial displacement (Pattern Q)

一方Qでは、Hと反かみあい側歯面荷重発生までのプロセスは同一であるが、遊星歯車1の位置偏差は、かみあいをゆるめるので、Hより位置偏差の許容値が大きい。

上述より、各パターンそれぞれ、位置偏差による負荷トルク分担歯車の荷重不均一、それによる太陽歯車の軸変位、負荷トルクを分担しない歯車とのかみあい状態の変化、というプロセスによって位置偏差の許容値が異なっていると考えられる。

以上のシミュレーションでは、各パターンとも位置偏差を持つ遊星歯車軸に対して等しい位置偏差を与えて計算したが、実際には不ぞろいである。しかし、反かみあい側歯面荷重の発生を回避するための位置偏差許容値は、最も条件の厳しいパターンHおよびNについて検討しておけば、実際の設計時に適用できると考えられる。

5.2 減速比による影響 反かみあい側歯面荷重発生について、位置偏差の影響が最も大きいパターンHについて、減速比が異なるときの、反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差をシミュレーションにより調べた。目標バックラッシュは0,0.5,1,2,3分とした。

Table 2 Reduction ratios and related conditions

Reduction ratio	i_{sc}	3	3.67	5	6	
Number of teeth	Sun	Z_s	40	30	20	16
	Planet	Z_p	20	25	30	32
	Internal	Z_i	80	80	80	80
Center distance	mm	a	22.500	20.625	18.750	18.000
Load torque	N·m	T	7.1	6.5	5.9	5.7

表2は、各減速比での歯数、中心距離および負荷トルクを示している。負荷トルクは速比5のとき歯面許容荷重の50%に相当する5.9N·m(一定値)とし、その他の速比については、速比5の場合のかみあい側歯面荷

重と等しくなるように負荷トルクを設定した。対象にした遊星歯車装置の減速比 i_{sc} は最低で3、最高で6である。 $i_{sc}=6$ のとき隣同士の遊星歯車が干渉し、組み立て不能となるので本来はモジュールを小さくしたり転位する必要がある。ただしここでは減速比による影響のみを検討する目的から、これをあえて無視し、全ての減速比をモジュール $m=0.75$ 、転位なしとして計算した。なお、減速比はプラネタリ型での値である。

この場合の計算結果を、図8と同様にして図12に示す。減速比が大きいほど、反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差が小さい。これは、減速比が大きいほど設計上中心距離が小さくなり、同じバックラッシュを実現するのに減速比が小さいものより各部隙間をつめなければならないからである。しかし、バックラッシュ3分の遊星歯車装置で、減速比の違いによる位置偏差の許容値の差は約 $3\mu m$ と小さい。

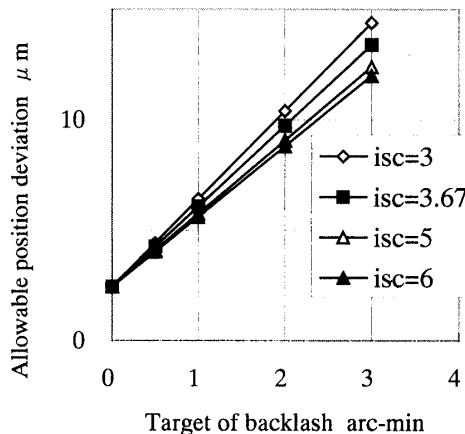


Fig.12 Allowable position deviations of planet gears in different reduction ratios (Pattern H)

5.3 サイズによる影響 反かみあい側歯面荷重発生について最も位置偏差の影響が大きいパターンHについて、遊星歯車装置のサイズが違ったときの反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差量をシミュレーションにより調べた。FA市場で一般的に使われる遊星歯車装置のサイズから逆算し、モジュールの範囲を $m=0.5\sim 1.25$ とする。サイズの影響のみ把握する目的から減速比は $i_{sc}=5$ (固定)とし、そのときの歯数は表1の通りとした。また全てのモジュールについて転位なし、バックラッシュを0,0.5,1,2,3分とする。表3は、検討したモジュールおよび中心距離を示している。負荷トルクは各サイズとも歯面許容荷重の50%に相当するトルクとする。

Table 3 Sizes and related conditions

Module	Mm	m	0.5	0.6	0.75	0.9	1.25
Center distance	Mm	a	12.50	15.00	18.75	22.50	31.25
Facewidth	Mm	b	8.0	10.0	12.5	15.0	20.0
Load torque	N·m	T	1.7	2.9	5.9	10.3	27.9

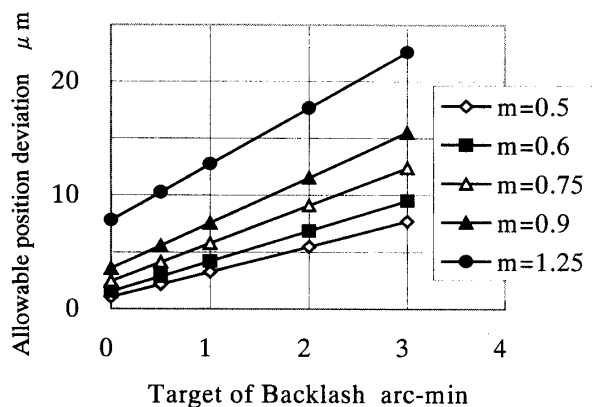


Fig.13 Allowable position deviations of planet gears in different module values (Pattern H)

図13に計算結果を示す。サイズと位置偏差許容値の関係を詳しく検討するために、図13を基に、横軸にモジュール、縦軸に反かみあい側歯面荷重が発生し始める位置偏差を、各バックラッシごとにプロットし、図14に示す。

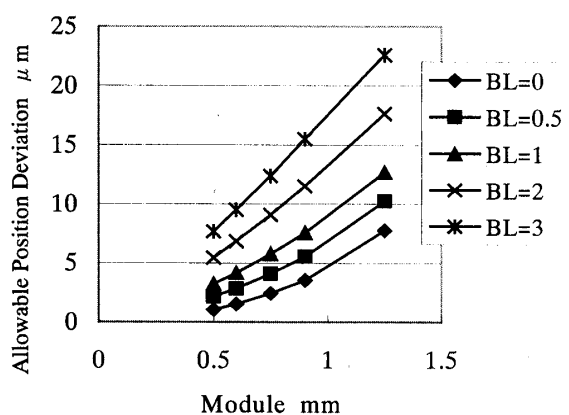


Fig.14 Allowable position deviations of planet gears in different module values (Pattern H)

各モジュールとも歯数は同一であるから、モジュール比がそのまま歯車のサイズ比を表わすと考えてよい。同じバックラッシを実現するためには、サイズが大きくなるとそれに比例して隙間を大きく確保できる。このことが図14のカーブが右上がりになっている主因である。しかしながら、サイズが2倍になると、反かみ

あい側歯面荷重が発生し始める位置偏差は2倍以上まで許容できる。これは、サイズが2倍になると、歯面許容荷重は通常2倍より大きくなり、各部たわみ量もそれに従い大きくなるため、そこで発生した隙間が若干影響していると考えられる。この結果から、逆にサイズの小さい遊星歯車装置は、反かみあい側歯面荷重発生を回避することは容易でないことがうかがえる。

6. 結論

1. 小バックラッシ遊星歯車装置について、各遊星歯車軸の位置偏差(以下、位置偏差)のパターンを洗い出し20種類に整理した。
2. 遊星歯車装置の目標バックラッシを設定し、各パターン、各減速比および各サイズの場合について、反かみあい側歯面荷重の発生を回避する位置偏差の許容値を計算し、定量的に示した。
3. 位置偏差による負荷トルク分担歯車の荷重不均一、それによる太陽歯車の軸変位、負荷トルクを分担しない歯車とのかみあい状態の変化、というプロセスによって、各パターンにおける位置偏差許容値が大きく異なる理由を説明した。
4. 減速比が大きいほど位置偏差の許容値は小さいが、差異はわずかである。
5. サイズが小さいほど、同じバックラッシでは各部隙間が小さく、また歯面許容荷重が小さくなるため各部たわみ量が小さくなる。このために位置偏差の許容値が小さく設計上厳しい。

7. 参考文献

- (1) 城越・ほか1名, 小バックラッシ遊星歯車装置の各誤差と性能との関係, 機論, 64-624, C(1998), 3120-3127.
- (2) 日高・ほか2名, 遊星歯車装置の荷重等配機構における各種誤差と荷重配分の関係, 機論, 52-480, C(1986), 2200-2206.
- (3) 大原, 遊星モートルサ-ホ用減速機の商品開発, TSUBAKI TECHNICAL REVIEW Vol.5 No.1, (1993), 19-26.
- (4) 城越・ほか2名, 小バックラッシ遊星歯車装置における各種誤差と性能に関する研究, 機論, 65-633, C(1999), 2014-2021.
- (5) 林・ほか2名, 遊星歯車機構の荷重つりあい理論, 機論, 36-288(1970), 1394-1404.