

新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験

Prototype Production of New Magnetic Planetary and Differential Gears and Performance Characteristics Test

鶴本勝夫・田中祐二

東北学院大学工学部機械工学科, 宮城県多賀城市中央 1-13-1 (〒985-8537)

K. Tsurumoto and Y. Tanaka

Department of Mechanical Engineering, Tohoku Gakuin University.

Non-contact magnetic gears have many mechanical and dynamic performance characteristics. A magnetic spur gear, for examples, has both internal and external meshing of a pair of gear sets. Magnetic bevel gears can change the intersection angle of the axis between pinion and gear during operation, and a magnetic skew gear can be set at any pinion and gear position by changing the amount of offset.

A new magnetic planetary and differential gear can have two outring gears, offering many uses. There is, moreover, perfect separating of the outring gears. The sun gear and planetary gears transmit torque through the partition.

This report describes prototype production and a performance characteristics test on a new magnetic planetary and differential gear.

Key words : magnetic gear, planetary and differential gear, two outring gears, characteristics test

1. 緒言

完全非接触型磁気歯車の実用化をめざして、種々の型式の磁気歯車を試作し、その性能については既に報告してきた¹⁾。磁気歯車は完全非接触型の歯車であることから、振動や騒音がなく、過負荷時にはスリップして装置を保護するなどの利点がある。また磁気歯車は無潤滑でよく、機構学的にも新しいメカニズムが付加される。例えば磁気平歯車の場合は、一对の歯車で内接かみ合いと外接かみ合いが可能になるなどである。

一般的に使用されている遊星歯車装置は、太陽歯車と外輪歯車の間に遊星歯車を等間隔に組み込むために、かなりの組み立て精度を要する。遊星歯車装置は、全体的な力学系のバランスを失うと、一箇所に片寄りが生じ、歯車同士の干渉を引き起こし、応力集中による破損を生じる恐れがある。この点、本報で扱う新型磁気式遊星・差動歯車装置は完全非接触型であるため組み立てが容易であり、2つの外輪歯車を有する歯車装置が可能になる²⁾。この場合、太陽歯車、遊星歯車、外輪歯車のそれぞれについて、回転を止めたり、回転方向を正転、逆転としたり、あるいは遊星歯車や外輪歯車からも入出力できるため、入出力に関して種々の動力伝達経路が成立し、多機能な増・減速装置の設

計が可能になる。一例として、遊星歯車や外輪歯車から入力し、太陽歯車から出力する風力発電用増速歯車装置などが挙げられる。また磁気歯車の特徴を併せもち、太陽歯車・外輪歯車と遊星歯車が完全に分離できることから、隔壁動力伝達が可能になる。

本報告では、新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作並びに性能試験の結果について述べる。

2. 磁気式遊星・差動歯車装置の構成

Fig.1 に本歯車装置のスケルトン図を示す。歯車列の構成は、a : 太陽歯車, b : 遊星歯車, c : 外輪歯車 I, d : 外輪歯車 II である。a ~ d の円弧歯形半径は、 $R_c = 54\text{mm}$ で、外輪歯車 I 及び II の円弧歯形の中心は、c, d の円筒境界線上にある。歯車の諸元は、モジュール $m = 40$ 、歯たけ $h = 40\text{mm}$ 、歯数は、 $Z_a = 24$, $Z_b = 24$, $Z_c = 96$, $Z_d = 72$, a, b の心間距離は $L = 120\text{mm}$ である。(Table 1 参照)。

Fig. 2 には試作した太陽歯車(a), 遊星歯車(b), 外輪歯車 I (c), 外輪歯車 II (d) を示す。

Fig. 3 には一体構造の遊星・差動歯車装置を示す。磁気歯車の歯形を形成する磁石片は SmCo_5 で、その大きさは $8 \times 5 \times 2\text{mm}$ 、軟鋼ヨーク上での表面磁束密度は 0.2T である。また、原動車と従動車の軸方向空隙は $g = 5\text{mm}$ である。

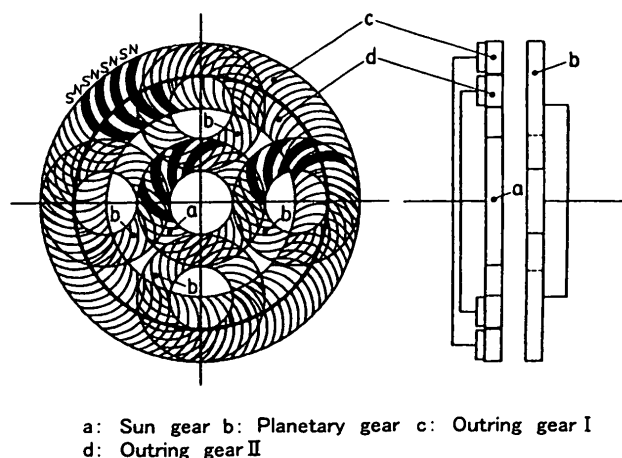


Fig.1 Schematic drawing of a new mechanism for planetary and differential gearing.

3. 性能試験装置

Fig.4 に新型磁気式遊星・差動歯車装置の性能試験を行う実験装置の概略図を示す。実験では、①太陽歯車を固定して、外輪歯車Ⅰから入力し、遊星歯車および外輪歯車Ⅱから出力する、②外輪歯車Ⅰを固定して、太陽歯車から入力し、遊星歯車および外輪歯車Ⅱから出力する、などの性能試験を行うため、遊星歯車装置の主軸は、3軸構造になっている。また、本装置の特徴は減速および増速装置としての使用が可能であるため、3台のモータ、3台の電磁ブレーキが据え付けられており、原動車側および従動車側にそれぞれトルク計がセットされている。その他多くの計測器が備えられており、種々の動力伝達経路に基づく伝達効率³⁾がリアルタイムで求められる。

尚、本実験では原動車側及び従動車側の軸受損失およびその他の損失を求めるための予備試験を行っている。

4. 性能試験および結果

4.1 太陽歯車固定の場合

Fig.5 には太陽歯車(a)を固定して回転を拘束し、外輪歯車Ⅰ(c)より入力して、遊星歯車(b)より出力する動力伝達経路およびその時の伝達効率を示す。出力時の速度比は $N_b/N_c=4/5$ である。伝達効率 η' は以下の通りである。

- (1) 外輪歯車Ⅰの回転速度 N_c が減少するに伴い、 η' は増大する。
- (2) 遊星歯車の出力 P_o が増大するに伴い、 η' は減少する。

これは歯数の多い外輪歯車Ⅰ(c)より入力して、相対的に歯数の少ない遊星歯車から出力する形となり、大きな伝達トルクを要する内接かみ合いであることが第一の要因である。また遊星歯車が高速回転すると、外輪歯車Ⅰと遊星歯車間に形成された磁束がさらに脈動し、動力伝達のための有効磁束が少なくなり、伝達効率が減少するためである。

Fig.6 は Fig.5 に示す歯車装置に外輪歯車Ⅱを挿入したときの動力伝達経路及びその時の伝達効率を示す。動力伝達経路は、太陽歯車(a)を固定して回転を拘束し、外輪歯車

Ⅰ(c)より入力して、遊星歯車(b)および外輪歯車Ⅱ(d)より出力する。出力時の速度比は $N_b/N_c=4/5$ (減速), $N_d/N_c=16/15$ (増速) である。(Table 2 参照)。 η' は Fig.5 の場合と同様の傾向を示した。ただし、外輪歯車Ⅱを挿入した場合の η' は、 N_c の低速時には 10~20% 低下した。

Fig.7 は外輪歯車Ⅰの回転速度 N_c に対する遊星歯車の伝達トルク T_b の関係を示す。 N_c の増大に伴い伝達トルクは増大し、8~13Nm の範囲にあるが、外輪歯車Ⅱを挿入したときは 9~12Nm となった。このことは、入出力に関する機能は増すが、遊星歯車からの出力が多少犠牲になることを意味する。

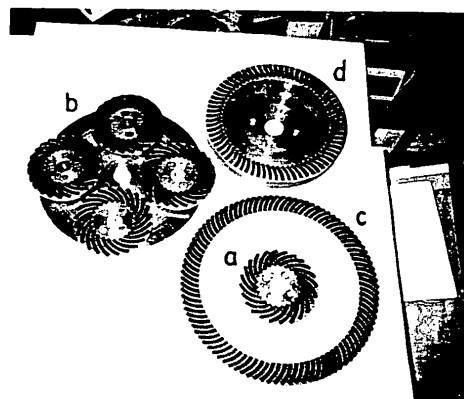


Fig.2 Mechanical elements of planetary and differential gears.

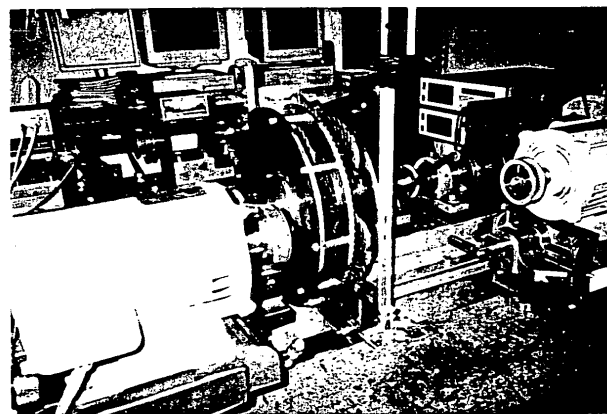


Fig.3 Planetary and differential gear assembly.

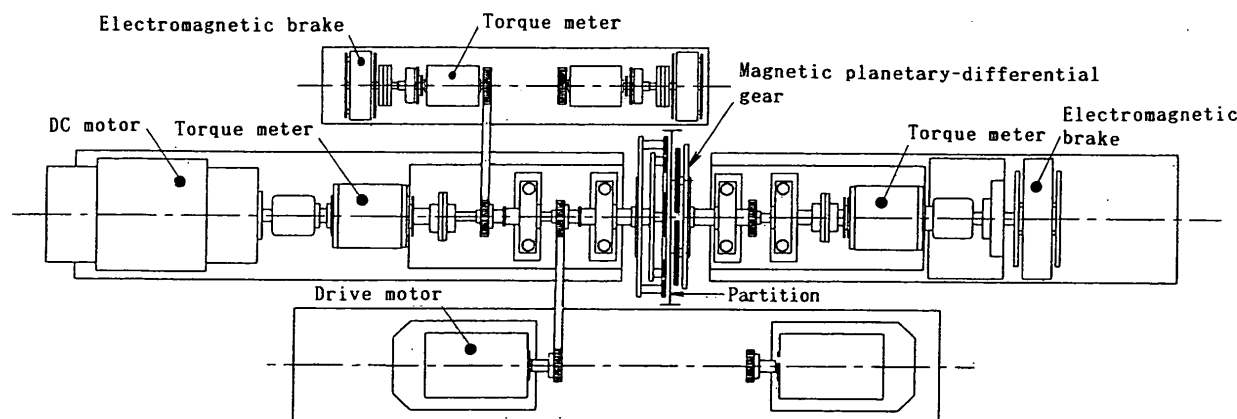


Fig.4 Schematic diagram of test apparatus.

4.2 外輪歯車 I 固定の場合

Fig.8には外輪歯車 I (c)を固定して回転を拘束し、太陽歯車(a)より入力して、遊星歯車(b)より出力する動力伝達経路およびその時の伝達効率を示す。出力時の速度比は $N_b/N_a=1/5$ (減速)である。伝達効率 η' は以下の通りである。

(1)太陽歯車の回転速度 N_a が減少するに伴い、 η' は増大する。

(2)遊星歯車の出力 P_o が増大するに伴い η' も増大する。この場合、太陽歯車(a)より入力して、これと同歯数の遊星歯車(b)から出力する形となり、単に回転方向を変えるだけの外接かみ合いになる。従って、遊星歯車が高速回転しても有効磁束は保持され、軸心も安定して伝達効率が増大するためである。

Fig.9はFig.8に示す歯車装置に外輪歯車IIを挿入したときの動力伝達経路およびその時の伝達効率を示す。動力伝達経路は、外輪歯車 I (c)を固定して回転を拘束し、太陽歯車(a)より入力して、遊星歯車(b)および外輪歯車II (d)より出力する。出力時の速度比は $N_b/N_a=1/5$ (減速)、 $N_d/N_a=-1/15$ (逆転, 減速)である。(Table 2 参照)。 η' はFig.8の場合と同様の傾向を示した。ただし、外輪歯車IIを挿入した場合の η' は、 N_a の低速時には10~20%上昇した。

Fig.10は太陽歯車の回転速度 N_a に対する遊星歯車の伝達トルク T_b の関係を示す。 N_a の増大に伴い伝達トルクは増大し、13~17Nmの範囲にあるが、外輪歯車IIを挿入したときは10~12Nmとなり、ほぼ一定のトルクとなった。

5. 検討および考察

各動力伝達経路に従って性能試験を行った結果、以下のことが判明した。

- (1)太陽歯車を固定し、外輪歯車 I から入力して遊星歯車から出力する場合は、相対的に歯数の多い Z_c から歯数の少ない Z_b に伝達するため、遊星歯車の出力が増大するに伴い、伝達効率 η' は減少する傾向となった。
- (2)外輪歯車 I を固定し、太陽歯車から入力して遊星歯車から出力する場合は、歯数の等しい Z_a から Z_b へ伝達するため、遊星歯車の出力が増大するに伴い、 η' は増大する傾向を示した。
- (3)一般に入力速度 N_a 、 N_c が増大すると η' は減少した。
- (4)外輪歯車IIを挿入した場合でも、 η' に関しては、上記(1)~(3)と同様の結果を得た。
- (5)外輪歯車IIによる伝達トルクは、十分実用に耐える大きさである。

6. 結言

完全非接触かみ合いによる磁気歯車を使用して、外輪歯車が2つある新型の遊星・差動歯車装置を試作し、初めて運転に成功した。種々の動力伝達経路が想定されるが、本

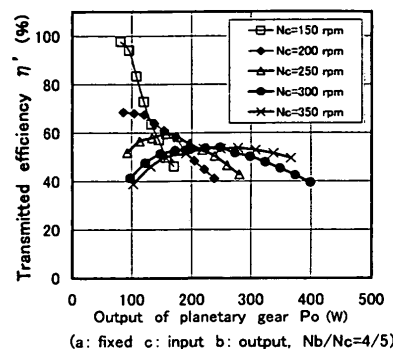
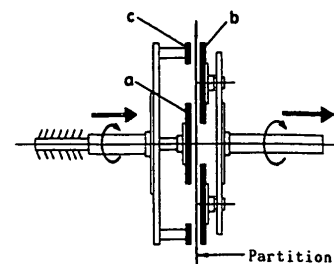


Fig.5 Power flow diagram and relationship of P_o and η' (sun gear fixed).

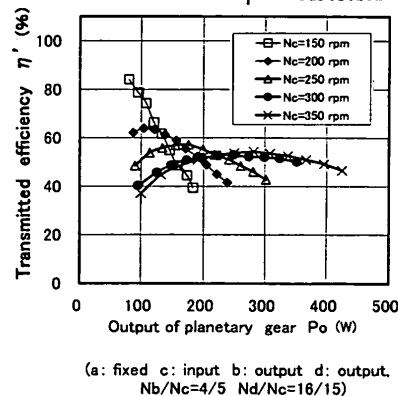
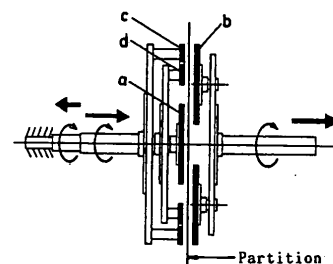


Fig.6 Power flow diagram and relationship of P_o and η' , involving outring gear II (sun gear fixed).

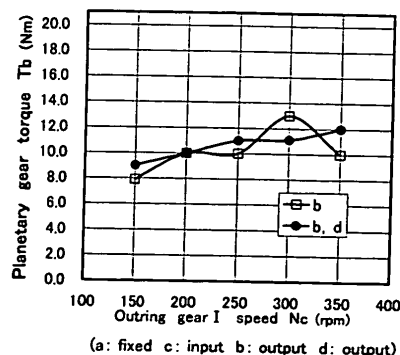


Fig.7 Relationship of N_c and T_b (sun gear fixed).

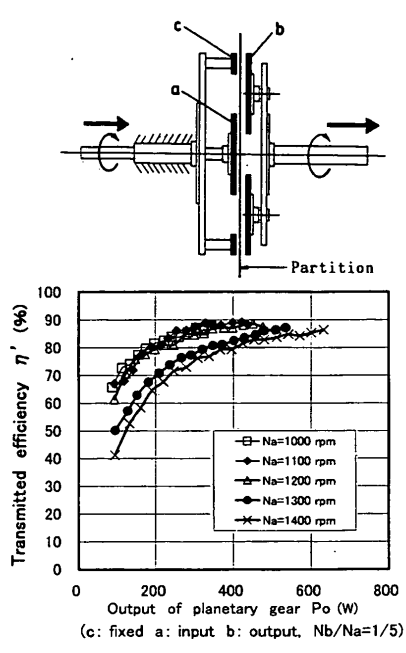


Fig.8 Power flow diagram and relationship of P_o and η' (outring gear I fixed).

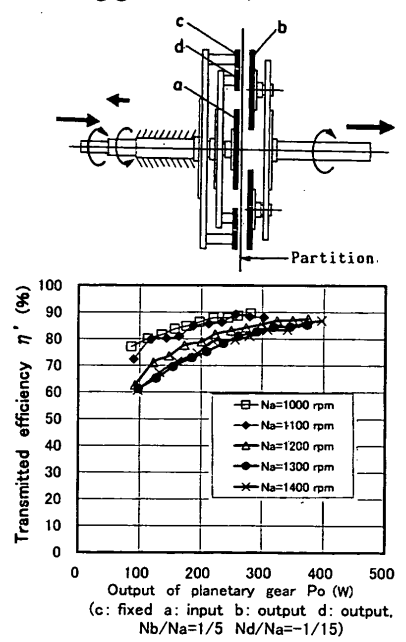


Fig.9 Power flow diagram and relationship of P_o and η' , involving outring gear II (outring gear I fixed).

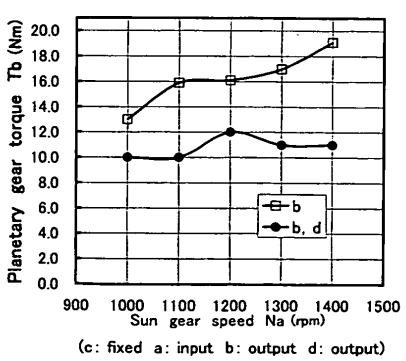


Fig.10 Relationship of N_a and T_b (outring gear I fixed).

Table 1 Characteristics of planetary and differential gears.

Module:	$m = 40$ mm
Tooth profile:	Circular arc tooth
Radius of circular arc tooth:	$R_o = 54$ mm
Height of tooth	$H = 40$ mm
Center distance	$L = 120$ mm
Sun gear (a)	
Number of teeth:	$Z_a = 24$
Radius of pitch circle:	$R_p = 40$ mm
Radius of outer circle:	$R_o = 80$ mm
Planetary gear (b)	
Number of teeth:	$Z_b = 24$
Radius of pitch circle:	$R_p = 40$ mm
Radius of outer circle:	$R_o = 80$ mm
Out ring gear I (c)	
Number of teeth:	$Z_c = 96$
Radius of pitch circle:	$R_p = 160$ mm
Radius of outer circle:	$R_o = 200$ mm
Out ring gear II (d)	
Number of teeth:	$Z_d = 72$
Radius of pitch circle:	$R_p = 120$ mm
Radius of outer circle:	$R_o = 160$ mm
Sun gear speed: 1400 rpm	
Planetary gear speed: 280 rpm	
(Air gap of sun gear and planetary gear: 5 mm)	
Output of planetary gear: 0.6 KW	

Table 2 Speed ratios of planetary and differential gears.

Sun gear (fixed)				
	gear ratio	speed ratio		
a	1	-	-	-
b(rotation)	1	8/5	3/2	2
b(revolution)	-	4/5	3/4	1
c	4	1	15/16	5/4
d	3	16/15	1	4/3

Ling gear I (fixed)				
	gear ratio	speed ratio		
a	1	1	-15	5
b(rotation)	1	-3/5	9	-3
b(revolution)	-	1/5	-3	1
c	4	-	-	-
d	3	-1/15	1	-1/3

実験ではその基本となる太陽歯車を固定した場合と、そうでない場合についての性能試験を行った。これより、一般に使用されている遊星歯車装置では得られない入出力関係が存在すること、即ち減速と増速による出力が共存することが明らかになった。

また、太陽歯車からの入力方式が、種々の観点から望ましい性能を発揮すること、および太陽歯車・外輪歯車と遊星歯車間が完全に分離でき、隔壁動力伝達が可能であることが実証された。

文 献

(1) K. Tsurumoto : *J. Magn. Soc. Jpn.*, 24, 74 (2000)
(2) K. Tsurumoto : *J. Magn. Soc. Jpn.*, 25, 1179 (2001)
(3) K. Tsurumoto : *J. Magn. Soc. Jpn.*, 22, 893 (1998)

2001 年 10 月 5 日受理, 2002 年 1 月 17 日採録