

不思議歯車機構の軸トルク計算式

両角 宗晴* 岸 佐年**

(昭和59年2月14日受理)

Torque Distribution in Planetary Gear Mechanisms Employing the Mechanical Paradox Internal Gear

Muneharu MOROZUMI and Satoshi KISHI

2K-H type and 3K type planetary and differential gears employing the mechanical paradox internal gear were subjected to an analysis with a view to deriving formula for the torque distribution on shafts. The analysis has revealed that torque formulas may be derived by using efficiency formulas for planetary gears. All possible 2K-H type and 3K type planetary and differential gears were worked out, and a tabulation has been made of the results obtained. The torque formulas obtained require as parameters only two quantities, the number of teeth and the efficiency of stationary gear trains. The results tabulated can be utilized safely without requiring any understanding of the underlying theory.

1 緒 言

不思議歯車機構を用いた2K-H型と3K型の遊星および差動歯車機構の理論効率計算式については、既に著者の一人により研究が行なわれている^{1,2,3)}。しかし、この場合の軸トルク計算式については未だ研究が成されていない。

そこで本論文では、不思議歯車機構を用いた2K-H型と3K型の遊星および差動歯車機構の軸トルク計算式について考察し、機構の各基本軸に作用する軸トルクを求める理論計算式を誘導した。そして読者がこれらの理論軸トルク計算式を使用する際に、その適用に誤りを生ずる心配のない便利な型式別一覧表を作成した。

2 2K-H型不思議歯車機構の理論軸トルク計算式の誘導

2.1 2K-H型不思議遊星歯車機構

図1に示すごとく、歯数の異なる2個の太陽内歯車と、その内歯車にそれぞれかみあう遊星ピニオン、および遊星ピニオンを支持するキャリヤから成る2K-H型遊星歯車機構は、凡ての歯車に標準歯車を用いた最も一般的な2K-H型遊星歯車機構であり、この場合の理

* 精密工学教室 教授

** 長野工業高等専門学校機械工学科 助手

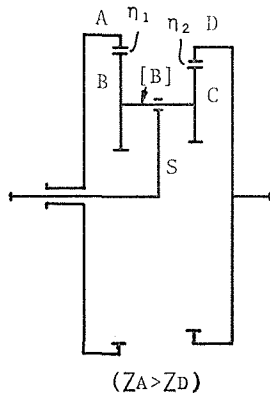


Fig.1 2K-H Type Planetary Gear

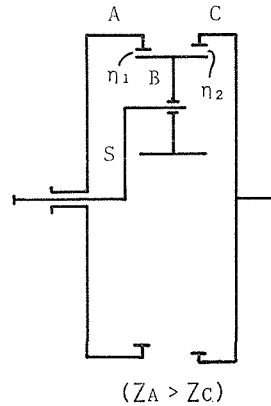


Fig.2 2K-H Type Mechanical Paradox Planetary Gear

論効率計算式⁴⁾および理論軸トルク計算式⁵⁾は既に著者等により求められている。

いまこの機構において遊星ピニオンBとCとの歯数を同じにして1個の遊星ピニオンとし、かつこの遊星ピニオンと2個の太陽内歯車とに適当な転位を与え、この遊星ピニオンと、歯数の異なる2個の太陽内歯車との中心距離をそれぞれ等しくした2K-H型不思議遊星歯車機構⁶⁾が図2に示してある。そしてこの不思議遊星歯車機構においては、2個の太陽内歯車のかみあいピッチ円の大きさは歯数に比例せず、その値が歯数の値とは逆転することが確かめられており¹⁾、従ってこの不思議歯車機構を用いた場合は、遊星ピニオンのかみあいピッチ円に作用するそれぞれの太陽内歯車およびキャリアからの力の釣り合い関係は、標準歯車を用いた一般的な2K-H型遊星歯車機構の場合とは異なることになる。このことにより、不思議歯車機構を用いた場合は、標準歯車を用いた2K-H型遊星歯車機構の理論効率計算式と理論軸トルク計算式とをそのまま用いることはできないことがわかる。

いまこの2K-H型不思議遊星歯車機構において、太陽内歯車Cを固定し、キャリアSを時計方向(正方向とする)に角速度 ω_S で駆動し、太陽内歯車Aを時計方向に角速度 ω_A で従動させる場合を考える。この場合の角速度比 u および効率 η を求める理論計算式として次式が既に著者の一人により求められている¹⁾。

$$u = \frac{\omega_A}{\omega_S} = 1 - i_o, \quad (1)$$

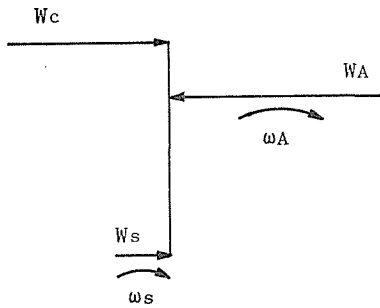
$$\eta = \frac{1 - i_o}{1 - \eta_o i_o} \quad (2)$$

ただし

$$0 < i_o = \frac{Z_C}{Z_A} < 1 \quad (3)$$

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (4)$$

ここで、 Z_A 、 Z_C は歯車AおよびCの歯数を示し、この場合は $Z_A > Z_C$ とする。また η_1 と η_2 とはキャリアSを固定した時の歯車AとB、歯車BとCとのかみあいを効率であり、従って η_0 は基準かみあい効率である。そして遊星ピニオンBに作用する歯車A、CおよびキャリアSからの力 W_A 、 W_C 、 W_S の釣り合いから、これらの力の大きさと方向とが定まり、従って各々の力による機構中心まわりのトルクの大きさと方向とが定まる。また駆動軸ではトルクの作用する方向と回転方向とが同方向であり、従動軸ではトルクの作用する方向と回転方向とが反対方向であることより、各歯車およびキャリアの回転方向が定まる。



また前述のごとく、この2K-H型不思議遊星歯車機構においては、2個の太陽内歯車AとCのそれぞれのかみあいピッチ円の半径 r_{PA} 、 r_{PC} の大きさは歯数（この場合は $Z_A > Z_C$ ）とは比例せず、逆に $r_{PA} < r_{PC}$ となることが確かめられている¹⁾。そこでこれらのことをいま考察している場合に当てはめると、各歯車およびキャリアの釣り合いと角速度の方向との関係は図3に示すごとくになる。この図3より、各々の軸トルクの釣り合い方程式として

Fig.3 Forces and Angular Velocities Acting on a Planetary Gear

$$M_S + M_C - M_A = 0 \quad (5)$$

を得る。ただし、 M_A 、 M_C 、 M_S はそれぞれ軸A、CおよびSに作用するトルクを示す。いまこの場合の遊星歯車機構の効率 η を

$$\eta = \frac{M_A \omega_A}{M_S \omega_S}$$

とおく。これに式(1)、(2)、および式(5)から得られる

$$M_A = M_S + M_C \quad (6)$$

を代入して

$$\frac{1 - i_0}{1 - \eta_0 i_0} = \frac{M_S + M_C}{M_S} (1 - i_0)$$

を得、これより

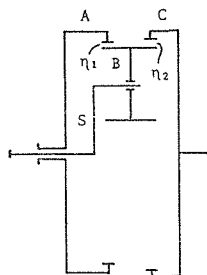
$$M_C = \frac{\eta_0 i_0}{1 - \eta_0 i_0} M_S \quad (7)$$

を得る。次にこの結果を式(6)に代入して

$$M_A = M_S + \frac{\eta_0 i_0}{1 - \eta_0 i_0} M_S = \frac{1}{1 - \eta_0 i_0} M_S \quad (8)$$

を得る。以上の式(7)、(8)を用いることにより、駆動軸Sに作用するトルク M_S が既知の

Table 1 Speed Ratio, Efficiency, and Torque Formulas for 2K-H Type Mechanical Paradox Planetary Gears



$$Z_A > Z_C$$

$$(r_{PA} < r_{PC})$$

$$0 < i_o = \frac{Z_C}{Z_A} < 1$$

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_2$$

	Driver	Follower	Fixed	Angular velocity ratio u	Efficiency η	Torque on shaft		
						M_A	M_C	M_S
$\eta_o \neq 1$	S	A	C	$\frac{\omega_A}{\omega_S} = 1 - i_o$	$\frac{1 - i_o}{1 - \eta_o i_o}$	$\frac{1}{1 - \eta_o i_o} M_S$	$\frac{\eta_o i_o}{1 - \eta_o i_o} M_S$	M_S
	S	C	A	$\frac{\omega_C}{\omega_S} = -\frac{1 - i_o}{i_o} < 0$	$\frac{\eta_o (1 - i_o)}{1 - \eta_o i_o}$			
	A	C	S	$\frac{\omega_C}{\omega_A} = \frac{1}{i_o}$	η_o	$\frac{\eta_o}{\eta_o - i_o} M_S$	$\frac{i_o}{\eta_o - i_o} M_S$	M_S
	A	S	C	$\frac{\omega_S}{\omega_A} = \frac{1}{1 - i_o}$	$\frac{\eta_o - i_o}{\eta_o (1 - i_o)}$			
	C	S	A	$\frac{\omega_S}{\omega_C} = -\frac{i_o}{1 - i_o} < 0$	$\frac{\eta_o - i_o}{1 - i_o}$			
	C	A	S	$\frac{\omega_A}{\omega_C} = i_o$	η_o			
$\eta_o = 1$					$\eta = 1$	$\frac{1}{1 - i_o} M_S$	$\frac{i_o}{1 - i_o} M_S$	M_S

場合に、従動軸Aおよび固定軸Cに作用するトルクを求めることができる。

同様な方法によりこの2K-H型不思議遊星歯車機構の各基本軸に作用するトルクの理論計算式を求め、表1に一覧表として示す。この表1より、これら理論軸トルク計算式は、機構を構成する各歯車の歯数と基準かみあい効率のみにより計算し得ることがわかる。また、この2K-H型不思議遊星歯車機構において、 $\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 = 1$ とした場合の式を表1の最下段に示す。

そしてこの表1より、図2に示すとき2K-H型不思議遊星歯車機構の理論軸トルク計算式は、図1に示すとき標準歯車を用いた一般的な2K-H型遊星歯車機構の理論軸トルク計算式⁵⁾とは全く異なることがわかり、不思議歯車機構を用いた2K-H型遊星歯車機構の場合には、ここに述べたように改めて考察する必要の有ることが裏付けられる。

2.2 2K-H型不思議差動歯車機構

いま図1に示す2K-H型遊星機構において、二つの基本軸に駆動を与えたとき第三の基本軸がこれら作用を同時に受けて回転したり、また一つの基本軸を駆動して他の二つの基本軸が被動される時、この装置を2K-H型差動歯車機構と呼び、この場合の理論効率計算式⁷⁾および理論軸トルク計算式⁸⁾が既に著者等により求められている。

一方、図2に示す2K-H型不思議遊星歯車機構を2K-H型不思議差動歯車機構として使った場合は、前述のごとく歯数の異なる二つの太陽内歯車のかみあいピッチ円の大きさは、その歯数に比例せずその値が逆転することが確かめられているので、遊星ピニオンに作用する二つの太陽内歯車およびキャリアからの力の釣り合い関係は、図1に示した一般的な2K-H型差動歯車機構の場合とは異なることがわかり、従って一般的な2K-H型差動歯車機構の理論効率計算式および理論軸トルク計算式をそのまま使用することはできない。

いまこの2K-H型不思議差動歯車機構において、太陽内歯車Aを角速度 $\omega_A (> 0)$ および太陽内歯車Cを角速度 $\omega_C (< 0)$ で駆動し、キャリアSを角速度 $\omega_S (> 0)$ で従動させる場合を考える。この場合の角速度の関係式として次式を得る。

$$\omega_S = \frac{\omega_A - i_o \omega_C}{1 - i_o} \quad (9)$$

ただし

$$0 < i_o = \frac{Z_C}{Z_A} < 1 \quad (3)$$

ここで、記号は前述した2K-H型不思議遊星歯車機構の場合と同様である。

いま、この差動歯車機構は次のごとき二つの成分遊星歯車装置から成るものとする。すなわち太陽内歯車Cを固定し、太陽内歯車Aを駆動してキャリアSに角速度 ω_{S1} 、出力 N_{01} を生ずる遊星歯車装置(第1成分遊星歯車装置)と、太陽内歯車Aを固定し、太陽内歯車Cを駆動してキャリアSに角速度 ω_{S2} と出力 N_{02} を生ずる遊星歯車装置(第2成分遊星歯車装置)から成ると考える。

第1成分遊星歯車装置〔C固定、A駆動、S従動〕

式(9)において $\omega_C = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{S1} = \frac{1}{1 - i_o} \omega_A \quad (10)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_I は次式となる¹⁾.

$$\eta_I = \frac{\eta_o - i_o}{\eta_o(1 - i_o)} \quad (11)$$

ただし η_o は基準効率であり, 式(4)から計算される. また, この時の軸Aからの入力 N_{i1} と軸Sからの出力 N_{o1} との関係は

$$N_{i1} = \frac{N_{o1}}{\eta_I} \quad (12)$$

第2成分遊星歯車装置〔A固定, C駆動, S従動〕

式(9)において $\omega_A = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{S2} = -\frac{i_o}{1 - i_o} \omega_C \quad (13)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_{II} は次式となる¹⁾.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_o - i_o}{1 - i_o} \quad (14)$$

また, この時の軸Cからの入力 N_{i2} と軸Sからの出力 N_{o2} との関係は

$$N_{i2} = \frac{N_{o2}}{\eta_{II}} \quad (15)$$

いま, 軸Sからの総出力を N_o とし, 軸Sの出力トルクを M_S とすれば

$$N_o = M_S \omega_S = M_S(\omega_{S1} + \omega_{S2}) = N_{o1} + N_{o2}$$

となり, 従って

$$M_S = \frac{N_o}{\omega_S} = \frac{N_{o1}}{\omega_{S1}} = \frac{N_{o2}}{\omega_{S2}}$$

を得, これよりそれぞれ

$$N_{o1} = M_S \omega_{S1}, \quad (16)$$

$$N_{o2} = M_S \omega_{S2} \quad (17)$$

を得る. 従って, 軸Aのトルク M_A と, Cのトルク M_C はそれぞれ次式から求められ

る。

$$M_A = \frac{N_{i1}}{\omega_A} = \frac{N_{o1}}{\eta_I} \cdot \frac{1}{\omega_A} = \frac{M_S \omega_{S1}}{\eta_I \omega_A}. \quad (18)$$

$$M_C = \frac{N_{i2}}{\omega_C} = \frac{N_{o2}}{\eta_{II}} \cdot \frac{1}{\omega_C} = \frac{M_S \omega_{S2}}{\eta_{II} \omega_C}. \quad (19)$$

そこで(18)に式(10), (11)を代入して

$$M_A = \frac{M_S \frac{1}{1-i_o} \omega_A}{\frac{\eta_o - i_o}{\eta_o(1-i_o)} \omega_A} = \frac{\eta_o}{\eta_o - i_o} M_S$$

を得, これより

$$M_S = \frac{\eta_o - i_o}{\eta_o} M_A \quad (20)$$

を得る。同様に式(19)に式(13), (14)を代入して

$$M_C = \frac{M_S \frac{-i_o}{1-i_o} \omega_C}{\frac{\eta_o - i_o}{1-i_o} \omega_C} = \frac{-i_o}{\eta_o - i_o} M_S$$

を得, これに式(20)を代入して

$$M_C = \frac{-i_o}{\eta_o - i_o} \cdot \frac{\eta_o - i_o}{\eta_o} M_A = \frac{-i_o}{\eta_o} M_A \quad (21)$$

を得る。以上により, 駆動軸Aに作用するトルク M_A が既知の場合に, 式(20)により M_S を, 式(21)により M_C を計算することができる。

次にこの2K-H型不思議差動歯車機構において, キャリヤSを角速度 $\omega_S (>0)$ で駆動し, 太陽内歯車Aを角速度 $\omega_A (>0)$ および太陽内歯車Cを角速度 $\omega_C (<0)$ で従動させる場合を考える。そしてこの差動歯車機構を次のごとき二つの成分遊星歯車装置, すなわち太陽内歯車Cを固定し, キャリヤSを角速度 ω_{S1} , 入力 N_{i1} で駆動して太陽内歯車Aを従動させる遊星歯車装置(第1成分遊星歯車装置), および太陽歯車Aを固定し, キャリヤSを角速度 ω_{S2} , 入力 N_{i2} で駆動して太陽内歯車Cを従動させる遊星歯車装置(第2成分遊星歯車装置)から成ると考える。

第1成分遊星歯車装置 [C固定, S駆動, A従動]

式(9)において $\omega_C = 0$ として次式を得る。

$$\omega_{S1} = \frac{1}{1-i_o} \omega_A. \quad (22)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_I は次式となる¹⁾.

$$\eta_I = \frac{1 - i_o}{1 - \eta_o i_o}. \quad (23)$$

また、この時の軸Sからの入力 N_{i1} と軸Aからの出力 N_{o1} との関係は

$$N_{o1} = N_{i1} \cdot \eta_I. \quad (24)$$

第2成分遊星歯車装置 [A固定, S駆動, C従動]

式(9)において $\omega_A = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{S2} = -\frac{i_o}{1 - i_o} \omega_C. \quad (25)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_{II} は次式となる¹⁾.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_o(1 - i_o)}{1 - \eta_o i_o}. \quad (26)$$

また、この時の軸Sからの入力 N_{i2} と軸Cからの出力 N_{o2} との関係は

$$N_{o2} = N_{i2} \cdot \eta_{II}. \quad (27)$$

いま、軸Sからの総入力を N_i とし、軸トルクを M_S とすれば

$$N_i = M_S \omega_S = M_S (\omega_{S1} + \omega_{S2}) = N_{i1} + N_{i2}$$

を得る. 従って

$$M_S = \frac{N_i}{\omega_S} = \frac{N_{i1}}{\omega_{S1}} = \frac{N_{i2}}{\omega_{S2}}$$

を得, これよりそれぞれ

$$N_{i1} = M_S \omega_{S1}, \quad (28)$$

$$N_{i2} = M_S \omega_{S2} \quad (29)$$

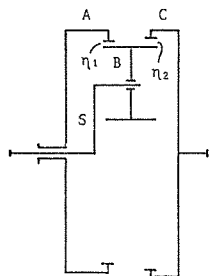
を得る. 従って軸Aのトルク M_A と軸Cのトルク M_C はそれぞれ次式から求められる.

$$M_A = \frac{N_{o1}}{\omega_A} = \frac{N_{i1} \eta_I}{\omega_A} = \frac{M_S \omega_{S1} \eta_I}{\omega_A}. \quad (30)$$

$$M_C = \frac{N_{o2}}{\omega_C} = \frac{N_{i2} \eta_{II}}{\omega_C} = \frac{M_S \omega_{S2} \eta_{II}}{\omega_C}. \quad (31)$$

そこで式(30)に式(22), (23)を代入して

Table 2 Angular Velocity, Efficiency, and Torque Formulas for 2K-H Type Mechanical Paradox Differential Gears



$$Z_A > Z_C$$

$$(r_{PA} < r_{PC})$$

$$0 < i_o = \frac{Z_C}{Z_A} < 1$$

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_2$$

$$\omega_S = \frac{\omega_A - i_o \omega_C}{1 - i_o}$$

$$\omega_A = i_o \omega_C + (1 - i_o) \omega_S$$

$$\omega_C = \frac{\omega_A - (1 - i_o) \omega_S}{i_o}$$

	Driver	Follower	Direction of rotation	Efficiency η	Torque on shaft		
					M_A	M_C	M_S
$\eta_o \neq 1$	A, C	S	Shaft C only : Opposite direction	$\frac{(\eta_o - i_o)(\omega_A - i_o \omega_C)}{(1 - i_o)(\eta_o \omega_A - i_o \omega_C)}$	M_A	$\frac{i_o}{\eta_o} M_A$	$\frac{\eta_o - i_o}{\eta_o} M_A$
	C	A, S	Shaft S only : Opposite direction	$\frac{\eta_o \omega_A - (\eta_o - i_o) \omega_S}{\omega_A - (1 - i_o) \omega_S}$	M_A	$\frac{i_o}{\eta_o} M_A$	$\frac{\eta_o - i_o}{\eta_o} M_A$
	A, S	C	Shaft S only : Opposite direction	$\frac{\eta_o \{\omega_A - (1 - i_o) \omega_S\}}{\omega_A - (1 - \eta_o i_o) \omega_S}$	M_A	$\eta_o i_o M_A$	$(1 - \eta_o i_o) M_A$
	S	A, C	Shaft C only : Opposite direction	$\frac{(1 - i_o)(\omega_A - \eta_o i_o \omega_C)}{(1 - \eta_o i_o)(\omega_A - i_o \omega_C)}$	M_A	$\eta_o i_o M_A$	$(1 - \eta_o i_o) M_A$
	C, S	A	All shafts : Same direction	$\frac{\eta_o \{i_o \omega_C + (1 - i_o) \omega_S\}}{i_o \omega_C + \eta_o (1 - \eta_o i_o) \omega_S}$	M_A	$\frac{i_o}{\eta_o} M_A$	$(1 - \eta_o i_o) M_A$
	A	C, S	All shafts : Same direction	$\frac{\eta_o^2 i_o \omega_C + (\eta_o - i_o) \omega_S}{\eta_o \{i_o \omega_C + (1 - i_o) \omega_S\}}$	M_A	$\eta_o i_o M_A$	$\frac{\eta_o - i_o}{\eta_o} M_A$
$\eta_o = 1$				$\eta = 1$	M_A	$i_o M_A$	$(1 - i_o) M_A$

$$M_A = \frac{M_S \frac{1}{1-i_o} \cdot \omega_A \cdot \frac{1-i_o}{1-\eta_o i_o}}{\omega_A} = \frac{1}{1-\eta_o i_o} M_S$$

を得、これより

$$M_S = (1 - \eta_o i_o) M_A \quad (32)$$

を得る。同様に式(31)に式(25)、(26)を代入して

$$M_C = \frac{M_S \frac{-i_o}{1-i_o} \cdot \omega_C \cdot \frac{\eta_o(1-i_o)}{1-\eta_o i_o}}{\omega_C} = \frac{-\eta_o i_o}{1-\eta_o i_o}$$

を得、式(32)を代入して

$$M_C = \frac{-\eta_o i_o}{1-\eta_o i_o} \cdot (1 - \eta_o i_o) M_A = -\eta_o i_o M_A \quad (33)$$

を得る、以上により、軸Aに作用するトルク M_A が既知の場合に、式(32)により M_S を、式(33)により M_C を計算することができる。

同様な方法により、この2K-H型不思議差動歯車機構の基本軸に作用するトルクの理論計算式を求め、表2に一覧表として示す。そして、これらの理論軸トルク計算式は、各基本軸の角速度の値とは無関係に、機構を構成する各歯車の歯数と基準かみあい効率のみにより計算し得ることがわかる。

そしてこの表2より、図2に示すごとく2K-H型不思議差動歯車機構の理論軸トルク計算式は、図1に示すごとく標準歯車を用いた一般的な2K-H型差動歯車機構の理論軸トルク計算式⁸⁾とは全く異なることがわかり、不思議歯車機構を用いた2K-H型差動歯車機構の場合には、改めて考察する必要があることが裏付けられる。

3 3K型不思議歯車機構の理論軸トルク計算式の誘導

3.1 3K型不思議遊星歯車機構

図4に示すごとく、歯数の異なる2個の太陽内歯車と、その内歯車にそれぞれかみあう遊星ピニオン、その片方の遊星ピニオンにかみあう太陽外歯車、およびピニオンを支持するキャリアからなる3K型遊星歯車機構は、凡ての歯車に標準歯車を用いた最も一般的な3K型遊星歯車機構であり、この場合の理論効率計算式⁴⁾および理論軸トルク計算式⁹⁾は既に著者等により求められている。

いまこの機構において、遊星ピニオンBとDとの歯数を同じにして1個の遊星ピニオンとし、かつこの遊星ピニオンと2個の太陽内歯車および太陽外歯車とに適当な転位を与え、この遊星ピニオンと、歯数の異なる2個の太陽内歯車との中心距離をそれぞれ等しくした、3K型不思議遊星歯車機構⁶⁾が図5に示してある。そしてこの不思議遊星歯車機構においては、前述の場合と同様に2個の太陽内歯車のかみあいピッチ円の大きさは歯数に

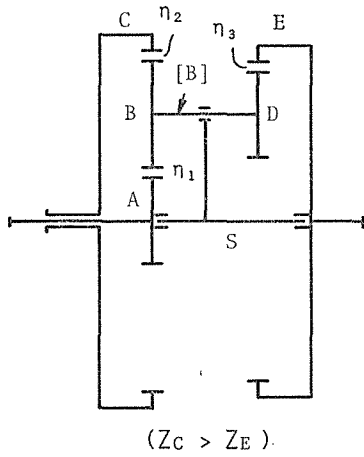


Fig.4 3K Type Planetary Gear

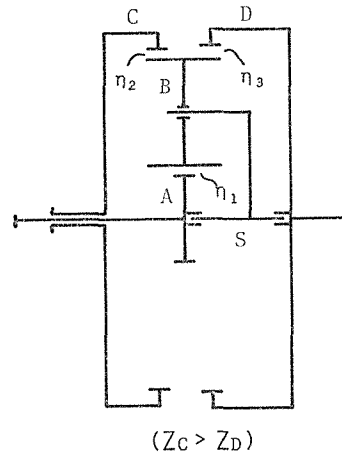


Fig.5 3K Type Mechanical Paradox Planetary Gear

比例せず、その値が歯数の値とは逆転することが確かめられている¹⁾。従ってこの不思議歯車機構を用いた場合は、遊星ピニオンのかみあいピッチ円に作用する、それぞれの太陽歯車からの力の釣り合い関係は、標準歯車を用いた一般的な3K型遊星歯車機構の場合とは異なることになる。このことより、不思議歯車機構を用いた場合は、標準歯車を用いた3K型遊星歯車機構の理論効率計算式および理論軸トルク計算式とをそのまま用いることはできないことがわかる。

いまこの3K型不思議遊星歯車機構において、太陽内歯車Cを固定し、太陽外歯車Aを角速度 $\omega_A (> 0)$ で駆動し、太陽内歯車Dを角速度 $\omega_D (< 0)$ で従動させる場合を考える。この場合の角速度比 u および効率 η を求める理論計算式として次式が、既に著者の一人により求められている¹⁾。

$$u = \frac{\omega_D}{\omega_A} = - \frac{1 - i_o'}{i_o' + i_o''} < 0 \tag{34}$$

$$\eta = \frac{\eta_2 \eta_3 (1 - i_o') (1 + \eta_1 \eta_2 i_o)}{(1 + i_o) (1 - \eta_2 \eta_3 i_o')} \tag{35}$$

ただし

$$i_o = \frac{Z_C}{Z_A} > 1 \tag{36}$$

$$0 < i_o' = \frac{Z_D}{Z_C} < 1 \tag{37}$$

$$i_o'' = \frac{Z_D}{Z_A} = i_o \cdot i_o' > 1 \tag{38}$$

ここで Z_A, Z_C, Z_D は歯車 A, C, D の歯数を示し, この場合は $Z_C > Z_D$ とする. また η_1, η_2, η_3 はキャリア S を固定したときの歯車 A と B, 歯車 B と C, 歯車 B と D とのかみあい効率である. そして遊星ピニオン B に作用する歯車 A, C, D からの力 W_A, W_C, W_D およびこれら力によるトルク M_A, M_C, M_D と各軸の回転方向との関係を前述の場合と同様に考え, またこの不思議歯車を用いた 3K 型遊星歯車機構においては, 歯数の異なる 2 個の太陽内歯車 C と D とのそれぞれのかみあいピッチ円の半径 r_{PC} と r_{PD} との大きさは, 歯数(この場合は $Z_C > Z_D$)には比例せず $r_{PC} < r_{PD}$ となることを考慮すると, 各歯車の力の釣り合いと角速度 $\omega_A, \omega_C, \omega_D$ の方向との関係は図 6 に示すごとくになる. この図 6 より各々の軸トルクの釣り合い方程式として

$$M_A + M_D - M_C = 0 \quad (39)$$

を得る.
いまこの場合の遊星歯車機構の効率 η を

$$\eta = \frac{M_D |\omega_D|}{M_A |\omega_A|}$$

とおく. これに式 (34), (35), および式 (39) から得られる

Fig.6 Forces and Angular Velocities Acting on a Planetary Gear

$$M_D = M_C - M_A \quad (40)$$

を代入して

$$\frac{\eta_2 \eta_3 (1 - i_o') (1 + \eta_1 \eta_2 i_o)}{(1 + i_o) (1 - \eta_2 \eta_3 i_o')} = \frac{M_C - M_A}{M_A} \cdot \frac{1 - i_o'}{i_o' + i_o''}$$

を得, これより

$$M_C = \frac{1 + \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 i_o''}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A \quad (41)$$

を得る. 次にこの結果を式 (40) に代入して

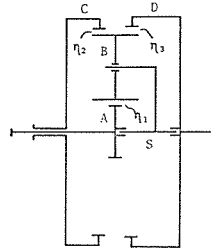
$$M_D = \frac{1 + \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 i_o''}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A - M_A = \frac{\eta_2 \eta_3 (i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'')}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A \quad (42)$$

を得る. 以上の式 (41), (42) を用いることにより, 駆動軸 A に作用するトルク M_A が既知の場合に, 従動軸 D, 固定軸 C に作用するトルクを求めることができる.

同様な方法により, この 3K 型不思議遊星歯車機構の各基本軸に作用するトルクの理論計算式を求め, 表 3 に一覧表として示す. また, この機構において $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 1$ とした場合の式を表 3 の最下段に示す.

そして, この表 3 より, 図 5 に示すごとく 3K 型不思議遊星歯車機構の理論軸トルク計

Table 3 Speed Ratio, Efficiency, and Torque Formulas for 3K Type Mechanical Paradox Planetary Gears



$$Z_C > Z_D$$

$$(r_{PC} < r_{PD})$$

$$i_o = \frac{Z_C}{Z_A} > 1$$

$$0 < i'_o = \frac{Z_D}{Z_C} < 1$$

$$i''_o = \frac{Z_D}{Z_A} = i_o \cdot i'_o > 1$$

	Driver	Follower	Fixed	Angular velocity ratio u	Efficiency η	Torque on shaft		
						M_A	M_C	M_D
$\eta_1 \neq 1$	A	D	C	$\frac{\omega_D}{\omega_A} = -\frac{1-i'_o}{i'_o+i''_o} < 0$	$\frac{\eta_2\eta_3(1+\eta_1\eta_2i_o)(1-i'_o)}{(1+i_o)(1-\eta_2\eta_3i'_o)}$	M_A	$\frac{1+\eta_1\eta_2^2\eta_3i''_o}{1-\eta_2\eta_3i'_o} M_A$	$\frac{\eta_2\eta_3(i'_o+\eta_1\eta_2i''_o)}{1-\eta_2\eta_3i'_o} M_A$
	D	A	C	$\frac{\omega_A}{\omega_D} = -\frac{i'_o+i''_o}{1-i'_o} < 0$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_2\eta_3-i'_o)}{(\eta_1\eta_2+i_o)(1-i'_o)}$	$\frac{\eta_1\eta_2(\eta_2\eta_3-i'_o)}{\eta_1\eta_2i'_o+i''_o} M_D$	$\frac{\eta_1\eta_2^2\eta_3+i''_o}{\eta_1\eta_2i'_o+i''_o} M_D$	M_D
$\eta_2 \neq 1$	A	C	D	$\frac{\omega_C}{\omega_A} = \frac{1-i'_o}{1+i''_o}$	$\frac{(1-i'_o)(1+\eta_1\eta_3i''_o)}{(1-\eta_2\eta_3i'_o)(1+i''_o)}$	M_A	$\frac{1+\eta_1\eta_3i''_o}{1-\eta_2\eta_3i'_o} M_A$	$\frac{\eta_3(\eta_2i'_o+\eta_1i''_o)}{1-\eta_2\eta_3i'_o} M_A$
$\eta_3 \neq 1$	C	A	D	$\frac{\omega_A}{\omega_C} = \frac{1+i''_o}{1-i'_o}$	$\frac{\eta_1(\eta_2\eta_3-i'_o)(1+i''_o)}{\eta_2(1-i'_o)(\eta_1\eta_3+i''_o)}$	$\frac{\eta_1(\eta_2\eta_3-i'_o)}{\eta_2(\eta_1\eta_3+i''_o)} M_C$	M_C	$\frac{\eta_1i'_o+\eta_2i''_o}{\eta_2(\eta_1\eta_3+i''_o)} M_C$
	C	D	A	$\frac{\omega_D}{\omega_C} = \frac{1+i''_o}{i'_o+i''_o}$	$\frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2+i_o)(1+i''_o)}{(1+i_o)(1+\eta_1\eta_3i''_o)}$	$\frac{1-\eta_1^2\eta_2\eta_3i'_o}{1+\eta_1\eta_3i''_o} M_C$	M_C	$\frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2i'_o+i''_o)}{1+\eta_1\eta_3i''_o} M_C$
	D	C	A	$\frac{\omega_C}{\omega_D} = \frac{i'_o+i''_o}{1+i''_o}$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_1\eta_3+i''_o)}{(1+\eta_1\eta_2i_o)(1+i''_o)}$	$\frac{\eta_1^2\eta_2\eta_3-i'_o}{i'_o+\eta_1\eta_2i''_o} M_D$	$\frac{\eta_1\eta_2(\eta_1\eta_3+i''_o)}{i'_o+\eta_1\eta_2i''_o} M_D$	M_D
$\eta_1 = 1$ $\eta_2 = 1$ $\eta_3 = 1$					$\eta = 1$	M_A	$\frac{1+i''_o}{1-i'_o} M_A$	$\frac{i'_o+i''_o}{1-i'_o} M_A$

不思議歯車機構の軸トルク計算式

算式は、図4に示すごとき標準歯車を用いた一般的な3K型遊星歯車機構の理論軸トルク計算式⁹⁾とは全く異なることがわかり、不思議歯車機構を用いた3K型遊星歯車機構の場合は、ここに述べたように改めて考察する必要の有ることが裏付けられる。

3.2 3K型不思議差動歯車機構

図4に示すごとき機構を構成する凡ての歯車に標準歯車を用いた一般的な3K型遊星歯車機構を、3K型差動歯車機構として使用した場合の理論効率計算式¹⁰⁾および理論軸トルク計算式¹¹⁾は既に著者等により求められている。

一方、図5に示す3K型不思議遊星歯車機構を3K型不思議差動歯車機構として使用した場合は、前述の場合と同様に、歯数の異なる二つの太陽内歯車のかみあいピッチ円の大きさは、その歯数に比例せずその値が逆転するので、遊星ピニオンに作用する三つの太陽歯車からの力の釣り合い関係は、図4に示した一般的な3K型差動歯車機構とは異なることになり、従って一般的な3K型差動歯車機構の理論効率計算式および理論軸トルク計算式をそのまま使用することはできない。

いまこの3K型不思議差動歯車機構において、太陽外歯車Aを角速度 $\omega_A (>0)$ および太陽内歯車Dを角速度 $\omega_D (>0)$ で駆動し、太陽内歯車Cを角速度 $\omega_C (>0)$ で従動させる場合を考える。この場合の各々の角速度の関係式として次式を得る。

$$\omega_C = \frac{(1 - i_o')\omega_A + (i_o' + i_o'')\omega_D}{1 + i_o''} \quad (43)$$

ただし

$$i_o = \frac{Z_C}{Z_A} > 1, \quad (36)$$

$$0 < i_o' = \frac{Z_D}{Z_C} < 1, \quad (37)$$

$$i_o'' = \frac{Z_D}{Z_A} = i_o \cdot i_o' > 1. \quad (38)$$

ここで、記号は前述した3K型不思議遊星歯車機構の場合と同様である。

そしてこの差動歯車機構は次のごとき二つの成分遊星歯車装置から成ると考える。すなわち太陽外歯車Aを固定し、太陽内歯車Dを駆動して太陽内歯車Cに角速度 ω_{C1} 、出力 N_{o1} を生ずる遊星歯車装置(第1成分遊星歯車装置)、および太陽内歯車Dを固定し、太陽外歯車Aを駆動して太陽内歯車Cに角速度 ω_{C2} 、出力 N_{o2} を生ずる遊星歯車装置(第2成分遊星歯車装置)から成ると考える。

第1成分遊星歯車装置〔A固定、D駆動、C従動〕

式(43)において $\omega_A = 0$ として次式を得る。

$$\omega_{C1} = \frac{i_o' + i_o''}{1 + i_o''}\omega_D \quad (44)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_I は次式となる¹⁾。

$$\eta_I = \frac{\eta_1 \eta_2 (\eta_1 \eta_3 + i_o'') (1 + i_o)}{(1 + i_o'') (1 + \eta_1 \eta_2 i_o)}. \quad (45)$$

また、この時の軸Dへの入力 N_{i1} と軸Cからの出力 N_{o1} との関係は

$$N_{i1} = \frac{N_{o1}}{\eta_I}. \quad (46)$$

第2成分遊星歯車装置〔D固定, A駆動, C従動〕

式(43)において $\omega_D = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{C2} = \frac{1 - i_o'}{1 + i_o''} \omega_A. \quad (47)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_{II} は次式となる¹⁾.

$$\eta_{II} = \frac{(1 + \eta_1 \eta_3 i_o'') (1 - i_o')}{(1 + i_o'') (1 - \eta_2 \eta_3 i_o')}. \quad (48)$$

また、この時の軸Aへの入力 N_{i2} と軸Cからの出力 N_{o2} との関係は

$$N_{i2} = \frac{N_{o2}}{\eta_{II}}. \quad (49)$$

いま、軸Cからの総出力を N_o とし、軸Cからの出力トルクを M_C とすれば

$$N_o = M_C \omega_C = M_C (\omega_{C1} + \omega_{C2}) = N_{o1} + N_{o2}$$

となり、従って

$$M_C = \frac{N_o}{\omega_C} = \frac{N_{o1}}{\omega_{C1}} = \frac{N_{o2}}{\omega_{C2}}$$

を得、これよりそれぞれ

$$N_{o1} = M_C \omega_{C1}, \quad (50)$$

$$N_{o2} = M_C \omega_{C2} \quad (51)$$

を得る。従って軸Dのトルク M_D と軸Aとのトルク M_A はそれぞれ次式から求められる。

$$M_D = \frac{N_{i1}}{\omega_D} = \frac{N_{o1}}{\eta_I} \cdot \frac{1}{\omega_D} = \frac{M_C \omega_{C1}}{\eta_I \omega_D}. \quad (52)$$

$$M_A = \frac{N_{i2}}{\omega_A} = \frac{N_{o2}}{\eta_{II}} \cdot \frac{1}{\omega_A} = \frac{M_C \omega_{C2}}{\eta_{II} \omega_A}. \quad (53)$$

そこで式(52)に式(44), (45)を代入して

$$M_D = \frac{M_C \frac{i_o' + i_o''}{1 + i_o''} \omega_D}{\frac{\eta_1 \eta_2 (\eta_1 \eta_3 + i_o'') (1 + i_o)}{(1 + i_o'') (1 + \eta_1 \eta_2 i_o)} \omega_D} = \frac{i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o''}{\eta_1 \eta_2 (\eta_1 \eta_3 + i_o'')} M_C \quad (54)$$

を得る. 同様に式 (53) に式 (47), (48) を代入して

$$M_A = \frac{M_C \frac{1 - i_o'}{1 + i_o''} \omega_A}{\frac{(1 + \eta_1 \eta_3 i_o'') (1 - i_o')}{(1 + i_o'') (1 - \eta_2 \eta_3 i_o')} \omega_A} = \frac{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'}{1 + \eta_1 \eta_3 i_o''} M_C$$

を得, これより

$$M_C = \frac{1 + \eta_1 \eta_3 i_o''}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A \quad (55)$$

を得る. 更に式 (54) に式 (55) を代入して

$$M_D = \frac{(i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'') (1 + \eta_1 \eta_3 i_o'')}{\eta_1 \eta_2 (1 - \eta_2 \eta_3 i_o') (\eta_1 \eta_3 + i_o'')} M_A \quad (56)$$

を得る. 以上により駆動軸Aに作用するトルク M_A が既知の場合に, (55)式により M_C を, 式 (56)により M_D を計算することができる.

次にこの3K型不思議差動歯車機構において, 太陽内歯車Cを角速度 $\omega_C (> 0)$ で駆動し, 太陽外歯車Aを角速度 $\omega_A (> 0)$ および太陽内歯車Dを角速度 $\omega_D (> 0)$ で従動させる場合を考える. そしてこの差動歯車機構を次のごとき二つの成分遊星歯車装置から成ると考える. すなわち, 太陽外歯車Aを固定し, 太陽内歯車Cを角速度 ω_{C1} , 入力 N_{i1} で駆動して太陽内歯車Dを従動させる遊星歯車装置 (第1成分遊星歯車装置), および太陽内歯車Dを固定し, 太陽内歯車Cを角速度 ω_{C2} , 入力 N_{i2} で駆動して太陽外歯車Aを従動させる遊星歯車装置 (第2成分遊星歯車装置) から成ると考える.

第1成分遊星歯車装置 [A固定, C駆動, D従動]

式 (43) において $\omega_A = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{C1} = \frac{i_o' + i_o''}{1 + i_o''} \omega_D. \quad (57)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_I は次式となる¹⁾.

$$\eta_I = \frac{\eta_1 \eta_3 (\eta_1 \eta_2 + i_o) (1 + i_o'')}{(1 + i_o) (1 + \eta_1 \eta_3 i_o'')}. \quad (58)$$

また, この時の軸Dの出力 N_{o1} と軸Cへの入力 N_{i1} との関係は

$$N_{o1} = N_{i1} \cdot \eta_I. \quad (59)$$

第2成分遊星歯車装置〔D固定，C駆動，A従動〕

式(43)において $\omega_D = 0$ として次式を得る.

$$\omega_{C2} = \frac{1 - i_o'}{1 + i_o''} \omega_A. \quad (60)$$

そしてこの遊星歯車装置の効率 η_{II} は次式となる¹⁾.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_1(\eta_2\eta_3 - i_o')(1 + i_o'')}{\eta_2(1 - i_o')(\eta_1\eta_3 + i_o'')}. \quad (61)$$

また，この時の軸Aの出力 N_{o2} と軸Cへの入力 N_{i2} との関係は

$$N_{o2} = N_{i2} \cdot \eta_{II}. \quad (62)$$

いま軸Cへの総入力を N_i ，軸トルクを M_C とすれば

$$N_i = M_C \omega_C = M_C(\omega_{C1} + \omega_{C2}) = N_{i1} + N_{i2}$$

となり，従って

$$M_C = \frac{N_i}{\omega_C} = \frac{N_{i1}}{\omega_{C1}} = \frac{N_{i2}}{\omega_{C2}}$$

を得，これよりそれぞれ

$$N_{i1} = M_C \omega_{C1}, \quad (63)$$

$$N_{i2} = M_C \omega_{C2} \quad (64)$$

を得る．従って，軸Dのトルク M_D と軸Aのトルク M_A はそれぞれ次式から求められる．

$$M_D = \frac{N_{o1}}{\omega_D} = \frac{N_{i1} \eta_I}{\omega_D} = \frac{M_C \omega_{C1} \eta_I}{\omega_D}. \quad (65)$$

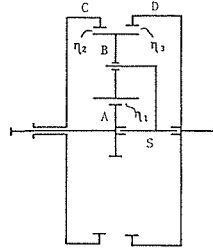
$$M_A = \frac{N_{o2}}{\omega_A} = \frac{N_{i2} \eta_{II}}{\omega_A} = \frac{M_C \omega_{C2} \eta_{II}}{\omega_A}. \quad (66)$$

そこで式(65)に式(57)，(58)を代入して

$$\begin{aligned} M_D &= \frac{M_C \frac{i_o' + i_o''}{1 + i_o''} \cdot \omega_D \cdot \frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2 + i_o)(1 + i_o'')}{(1 + i_o)(1 + \eta_1\eta_3 i_o'')}}{\omega_D} \\ &= \frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2 i_o' + i_o'')}{1 + \eta_1\eta_3 i_o''} M_C \end{aligned} \quad (67)$$

を得る．同様に式(66)に式(60)，(61)を代入して

Table 4 (a) Efficiency Formulas for 3K Type Mechanical Paradox Differential Gears



$$Z_C > Z_D$$

$$(r_{PC} < r_{PD})$$

$$i_o = \frac{Z_C}{Z_A} > 1$$

$$0 < i_o' = \frac{Z_D}{Z_C} < 1$$

$$i_o'' = \frac{Z_D}{Z_A} = i_o \cdot i_o' > 1$$

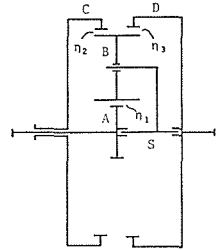
$$\omega_A = \frac{(1+i_o'')\omega_C - (i_o' + i_o'')\omega_D}{1 - i_o'}$$

$$\omega_C = \frac{(1 - i_o')\omega_A + (i_o' + i_o'')\omega_D}{1 + i_o'}$$

$$\omega_D = \frac{(1+i_o'')\omega_C - (1-i_o')\omega_A}{i_o' + i_o''}$$

Driver	Follower	Direction of rotation	Efficiency of differentials η	Efficiency of component planetary trains	
				η_I	η_{II}
A, D	C	All shafts : Same direction	$\frac{(1-i_o')\omega_A + (i_o' + i_o'')\omega_D}{\eta_{II}} + \frac{(i_o' + i_o'')\omega_D}{\eta_I}$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_1\eta_3+i_o'')}{(1+\eta_1\eta_2i_o)(1+i_o'')}$	$\frac{(1-i_o')(1+\eta_1\eta_3i_o'')}{(1-\eta_2\eta_3i_o')(1+i_o'')}$
A, C	D	Shaft A only : Opposite direction	$\frac{(1-i_o')\omega_A - (1+i_o'')\omega_C}{\eta_{II}} - \frac{(1+i_o'')\omega_C}{\eta_I}$	$\frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2+i_o)(1+i_o'')}{(1+i_o)(1+\eta_1\eta_3i_o'')}$	$\frac{\eta_2\eta_3(1+\eta_1\eta_2i_o)(1-i_o')}{(1+i_o)(1-\eta_2\eta_3i_o')}$
C, D	A	Shaft D only : Opposite direction	$\frac{(1+i_o'')\omega_C - (i_o' + i_o'')\omega_D}{\eta_{II}} - \frac{(i_o' + i_o'')\omega_D}{\eta_I}$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_2\eta_3-i_o')}{(\eta_1\eta_2+i_o)(1-i_o')}$	$\frac{\eta_1(\eta_2\eta_3-i_o')(1+i_o'')}{\eta_2(1-i_o')(\eta_1\eta_3+i_o'')}$
C	A, D	All shafts : Same direction	$\frac{\eta_{II}(1-i_o')\omega_A + \eta_I(i_o' + i_o'')\omega_D}{(1-i_o')\omega_A + (i_o' + i_o'')\omega_D}$	$\frac{\eta_1\eta_3(\eta_1\eta_2+i_o)(1+i_o'')}{(1+i_o)(1+\eta_1\eta_3i_o'')}$	$\frac{\eta_1(\eta_2\eta_3-i_o')(1+i_o'')}{\eta_2(1-i_o')(\eta_1\eta_3+i_o'')}$
D	A, C	Shaft A only : Opposite direction	$\frac{\eta_{II}(1-i_o')\omega_A - \eta_I(1+i_o'')\omega_C}{(1-i_o')\omega_A - (1+i_o'')\omega_C}$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_1\eta_3+i_o'')}{(1+\eta_1\eta_2i_o)(1+i_o'')}$	$\frac{\eta_1\eta_2(1+i_o)(\eta_2\eta_3-i_o')}{(\eta_1\eta_2+i_o)(1-i_o')}$
A	C, D	Shaft D only : Opposite direction	$\frac{\eta_{II}(1+i_o'')\omega_C - \eta_I(i_o' + i_o'')\omega_D}{(1+i_o'')\omega_C - (i_o' + i_o'')\omega_D}$	$\frac{\eta_2\eta_3(1+\eta_1\eta_2i_o)(1-i_o')}{(1+i_o)(1-\eta_2\eta_3i_o')}$	$\frac{(1-i_o')(1+\eta_1\eta_3i_o'')}{(1-\eta_2\eta_3i_o')(1+i_o'')}$

Table 4 (b) Torque Formulas for 3K Type Mechanical Paradox Differential Gears



$$Z_C > Z_D$$

$$(r_{PC} < r_{PD})$$

$$i_o = \frac{Z_C}{Z_A} > 1$$

$$0 < i_o' = \frac{Z_D}{Z_C} < 1$$

$$i_o'' = \frac{Z_D}{Z_A} = i_o \cdot i_o' > 1$$

$$\omega_A = \frac{(1+i_o'')\omega_t - (i_o' + i_o'')\omega_D}{1 - i_o'}$$

$$\omega_C = \frac{(1-i_o')\omega_A + (i_o' + i_o'')\omega_D}{1 + i_o'}$$

$$\omega_D = \frac{(1+i_o'')\omega_t - (1-i_o')\omega_A}{i_o' + i_o''}$$

	Driver	Follower	Torque on shaft		
			M_A	M_C	M_D
$\eta_1 \neq 1$ $\eta_2 \neq 1$ $\eta_3 \neq 1$	A, D	C	M_A	$\frac{1 + \eta_1 \eta_3 i_o''}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A$	$\frac{(i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'')(1 + \eta_1 \eta_3 i_o'')}{\eta_1 \eta_2 (1 - \eta_2 \eta_3 i_o') (\eta_1 \eta_3 + i_o'')} M_A$
	A, C	D	M_A	$\frac{\eta_2 (1 + \eta_1 \eta_3 i_o'')(1 + \eta_1 \eta_2 i_o)}{\eta_1 (1 - \eta_2 \eta_3 i_o') (\eta_1 \eta_2 + i_o)} M_A$	$\frac{\eta_2 \eta_3 (i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'')}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A$
	C, D	A	M_A	$\frac{\eta_2 (\eta_1 \eta_3 + i_o'')}{\eta_1 (\eta_2 \eta_3 - i_o')} M_A$	$\frac{\eta_1 \eta_2 i_o' + i_o''}{\eta_1 \eta_2 (\eta_2 \eta_3 - i_o')} M_A$
	C	A, D	M_A	$\frac{\eta_2 (\eta_1 \eta_3 + i_o'')}{\eta_1 (\eta_2 \eta_3 - i_o')} M_A$	$\frac{\eta_2 \eta_3 (\eta_1 \eta_2 i_o' + i_o'') (\eta_1 \eta_3 + i_o'')}{(\eta_2 \eta_3 - i_o') (1 + \eta_1 \eta_3 i_o'')} M_A$
	D	A, C	M_A	$\frac{(\eta_1 \eta_3 + i_o'') (\eta_1 \eta_2 i_o' + i_o'')}{(\eta_2 \eta_3 - i_o') (i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'')} M_A$	$\frac{\eta_1 \eta_2 i_o' + i_o''}{\eta_1 \eta_2 (\eta_2 \eta_3 - i_o')} M_A$
	A	C, D	M_A	$\frac{1 + \eta_1 \eta_3 i_o''}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A$	$\frac{\eta_2 \eta_3 (i_o' + \eta_1 \eta_2 i_o'')}{1 - \eta_2 \eta_3 i_o'} M_A$
$\eta_1 = 1$ $\eta_2 = 1$ $\eta_3 = 1$			M_A	$\frac{1 + i_o''}{1 - i_o'} M_A$	$\frac{i_o' + i_o''}{1 - i_o'} M_A$

$$M_A = \frac{M_C \frac{1 - i_o'}{1 + i_o''} \cdot \omega_A \cdot \frac{\eta_1(\eta_2\eta_3 - i_o')(1 + i_o'')}{\eta_2(1 - i_o')(\eta_1\eta_3 + i_o'')}}{\omega_A}$$

$$= \frac{\eta_1(\eta_2\eta_3 - i_o')}{\eta_2(\eta_1\eta_3 + i_o'')} M_C$$

を得、これより

$$M_C = \frac{\eta_2(\eta_1\eta_3 + i_o'')}{\eta_1(\eta_2\eta_3 - i_o')} M_A \quad (68)$$

を得る。更にこの結果を式(67)へ代入して

$$M_D = \frac{\eta_2\eta_3(\eta_1\eta_2i_o' + i_o'')(\eta_1\eta_3 + i_o'')}{(\eta_2\eta_3 - i_o')(1 + \eta_1\eta_3i_o'')} M_A \quad (69)$$

を得る。以上により、従動軸Aに作用するトルク M_A が既知の場合に、(68)式により M_C を、式(69)により M_D を計算することができる。

同様な方法により、この3K型不思議差動歯車機構の各基本軸に作用するトルクの理論計算式を求め、この機構の理論効率計算式および成分遊星歯車装置の理論効率計算式と共に表4(a), (b)に一覧表として示す。

なお、この表4(b)より、図5に示すとき3K型不思議差動歯車機構の理論軸トルク計算式は、図4に示すとき標準歯車を用いた一般的な3K型差動歯車機構の理論軸トルク計算式¹⁾とは全く異なることがわかり、不思議歯車機構を用いた3K型差動歯車機構の場合は、改めて考察する必要の有ることが裏付けられる。

4 結 言

2K-H型と3K型の遊星および差動歯車機構の遊星ピニオンを1個にした、不思議遊星および不思議差動歯車機構の軸トルク計算式について考察し、機構の各基本軸に作用するトルクを求める理論計算式を誘導した。そして読者がこれら理論軸トルク計算式を使用する際に適用を誤るおそれのない便利な型式別一覧表を作成した。

そして不思議歯車機構を用いた2K-H型と3K型の遊星および差動歯車機構の理論軸トルク計算式は、標準歯車を用いた一般的な2K-H型と3K型の遊星および差動歯車機構の理論軸トルク計算式とは全く異なることを示し、不思議歯車機構を用いた場合は改めて考察する必要のあることを明らかにした。

参 考 文 献

- 1) 両角宗晴：不思議歯車を用いた遊星歯車装置の効率に関する研究，信州大学工学部紀要，46，(1979)，1.
- 2) 両角宗晴：差動不思議歯車機構の効率計算式(第1報 2K-H型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，50(1981)，21.

- 3) 両角宗晴：差動不思議歯車機構の効率計算式(第2報 3K型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，51，(1981)，9.
- 4) 両角宗晴：遊星歯車機構の効率評価の簡単な分りよい方法，信州大学工学部紀要，31 (1971)，105.
- 5) 両角宗晴，岸 佐年：遊星歯車機構の軸トルク計算式(第1報 2K-H型遊星歯車機構)，信州大学工学部紀要，54(1983)，1.
- 6) 中田 孝：新版転位歯車，誠文堂新光社(昭46-4)，177.
- 7) 両角宗晴：差動歯車機構の効率計算式について(第1報 2K-H型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，38(1975)，45.
- 8) 両角宗晴，岸 佐年：差動歯車機構の軸トルク計算式(第1報 2K-H型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，55(1983)，13.
- 9) 両角宗晴，岸 佐年：遊星歯車機構の軸トルク計算式(第2報 3K型遊星歯車機構)，信州大学工学部紀要，54(1983)，15.
- 10) 両角宗晴：差動歯車機構の効率計算式について(第2報 3K型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，40(1976)，61.
- 11) 両角宗晴，岸 佐年：差動歯車機構の軸トルク計算式(第2報 3K型差動歯車機構)，信州大学工学部紀要，55(1983)，27.