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*

日高照晃**, 杉本信行***, 石田 武**

Effects of Errors of Elements on Load Distribution in Planetary
Gears with Various Load Equalizing Mechanisms

by Teruaki HIDAKA, Nobuyuki SUGIMOTO, and Takeshi ISHIDA

Equations of the equilibrium of statical forces acting on elements of planetary gear drive are deduced. Then using the equations, effects of the load equalizing mechanism, run-out and attachment errors of elements and the number of planet gears on load distribution rates of planet gears are obtained, with the following conclusions: In the case of three planet gears, one element among a sun gear, an internal gear and a planet carrier should be movable. Whereas in cases where the number of planet gears is more than four, the planet gears should be movable. Each direction of the run-out error of the planet gear at the initial state should be in the radial direction to the center of the planet carrier. The circumferential position of the planet gear shaft as well as the radial one should be composed with special care.

Key Words: Gear, Planetary Gears, Load Equalizing Mechanism, Load Distribution, Run-Out Error, Attachment Error, Number of Planet Gears, Theoretical Analysis

1. 緒 言

遊星歯車装置は複数個の遊星歯車に荷重を分岐して伝動するので小形・軽量にできるが、各要素の製作誤差や組立誤差により各遊星歯車の荷重配分が不均一になると、その長所を十分に発揮できなくなる。このため、現在、遊星歯車装置には種々の荷重等配機構が考案され、実用化されている。これらの等配機構は、基本的には太陽歯車、遊星歯車、キャリア、内歯車のうち一つ、もしくは二つ程度の要素を弾性的に支持したり、または歯車継手を用いて浮動支持するようなものが多い。遊星歯車装置の荷重配分と各種の誤差の関係について、従来いくつかの研究が見受けられる。林ら⁽¹⁾は静的な条件下で各要素の誤差や変形能と荷重配分率の関係式を導いている。また著者ら⁽²⁾⁽³⁾は太陽歯車を浮動支持した遊星歯車装置について、各要素の誤差と太陽歯車の中心変位の関係を解析し、さらに運転実験により遊星歯車の偏心誤差方向と荷重配分率の関係を調べている。さらに、Jarchow⁽⁴⁾はすべての要素を軸受

で支持した場合や太陽歯車、キャリアを浮動支持した場合についてそれぞれ荷重配分率を実測し、比較している。しかし、これらの研究では遊星歯車装置の各種の誤差に対してどのような荷重等配機構が有効に作用するのか、十分に明らかにされていないようである。したがって、各種の荷重等配機構における誤差と荷重配分の関係や各荷重等配機構の優劣などを明らかにしておくことは意義のあることと考えられる。

そこで本報では、最も一般的な一段プラネタリー形遊星歯車装置を対象とし、各要素は片当たりをしないで軸直角平面内でのみ動くと仮定して、遊星歯車装置を軸直角平面内の多自由度の線形モデルにおきかえて静的な力のつりあい式を導いた。さらに、遊星歯車装置に生じる誤差として、各要素の偏心誤差と取付誤差を取扱い、種々の荷重等配機構をもつ遊星歯車装置について、これらの誤差や遊星歯車の個数などをパラメータとして荷重配分の数値計算を行った。これより各種の誤差に対してどのような荷重等配機構が有効であるのかを明らかにするとともに、遊星歯車装置の製作・組立上の留意すべき点などについて検討を行った。

* 昭和58年11月7日 中国四国支部合同・九州支部山口地方講演会において講演、原稿受付 昭和60年11月5日。

** 正員、山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台)。

*** 正員、宇部工業高等専門学校 (〒755 宇部市常盤台)。

2. 遊星歯車装置の等価モデルと各種誤差

2.1 遊星歯車装置の等価モデル 遊星歯車装置において各遊星歯車の荷重等配を図るため、ある程度自由に動きうるようにした要素を本報では可動要素と呼ぶことにする。各遊星歯車の荷重配分の式を導くにあたり、まず、遊星歯車装置の各要素はすべて弾性的に支持されていると考えた。さらに軸直角平面内の力のつりあいについて考えることとし、遊星歯車装置を図1のような等価モデルで置きかえた。すなわち、太陽歯車、キャリア、内歯車は低速軸の回転中心を原点とした直交座標系の ξ, η 軸方向に、それぞれこわさ K_s, K_c, K_i のばねで支持されていると仮定し、各遊星歯車は遊星歯車軸に対してキャリアの円周方向ならびに半径方向に、それぞれこわさ K_p のばねで支持されていると仮定した。また、図1において K_{spi}, K_{pi} はそれぞれ太陽歯車と遊星歯車間および遊星歯車と内歯車間の歯の合成ばねこわさを示す。なお、図1の等価モデルで荷重配分を算出する際、各種荷重等配機構に対応して各要素の支持ばねを小さくすることによって可動要素として取扱い、計算を行った。

以下の説明では図1に示すように、太陽歯車、 i 番めの遊星歯車、キャリアの自転角をそれぞれ $\theta_s, \theta_{pi}, \theta_c$ とし、 i 番めの遊星歯車および遊星歯車軸の各中心

表 1 誤差の種類と誤差量の表示法

Run out error		Attachment error		
Sun gear	Planet gear	Sun gear	Planet axle	Internal gear
$\theta_c=0$	$\theta_c=0$

図 1 遊星歯車装置の等価モデル

が ξ 軸となす角をそれぞれ $\theta_{pi} + \phi_i, \theta_{ai} + \phi_i$ [$\phi_i = 2\pi(i-1)/n, n$:遊星歯車個数]とする。さらに、太陽歯車、キャリア、内歯車の ξ, η 方向の変位をそれぞれ $\xi_s, \eta_s, \xi_c, \eta_c, \xi_i, \eta_i$ とし、 i 番めの遊星歯車と遊星歯車軸の中心までの半径を R_{pi}, R_{ai} 、誤差のない場合の正規の遊星歯車軸中心までの半径を R_a で表すことにする。さらに、かみあい圧力角を α_b で表す。なお、各要素の偏心誤差や取付誤差によってかみあい圧力角はわずかに異なってくる。しかし、歯車中心間距離に対する誤差の割合が小さいので本報では近似的に圧力角一定として取扱った。

2.2 各要素の偏心誤差、取付誤差と等価かみあい誤差の関係 遊星歯車装置の誤差として表1に示すような太陽歯車と遊星歯車の偏心誤差および太陽歯車、遊星歯車軸、内歯車の取付誤差を取扱った。表1では偏心誤差の大きさを E 、取付誤差の大きさを A で表し、それぞれの誤差の方向を β, γ で表した。なお、太陽歯車と i 番めの遊星歯車の偏心誤差方向を示す角度 β_s と β_{pi} は、基準角度位置として $i=1$ の遊星歯車P11の中心が ξ 軸上にある位置をとり、表1のような位相角で表した。本報では表1中の各歯車の偏心誤差 E_s, E_{pi} や取付誤差 A_s, A_i を、太陽歯車と i 番めの遊星歯車間または i 番めの遊星歯車と内歯車間のかみあいの作用線方向における等価かみあい誤差に換算した。また遊星歯車軸の取付誤差 A_{pi} をキャリアの円周方向と半径方向の誤差に換算して計算を行った。以下にこれらの誤差の換算方法を示す。なお、かみあい誤差は歯面が離れる方向を正とした。

太陽歯車の偏心誤差 E_s による太陽歯車と遊星歯車間の等価かみあい誤差 e_{spies} 、遊星歯車の偏心誤差 E_{pi} による太陽歯車と遊星歯車間の等価かみあい誤差 e_{spiEP} や遊星歯車と内歯車間の等価かみあい誤差 e_{piEP} 、および内歯車の取付誤差 A_i による遊星歯車と内歯車間の等価かみあい誤差 e_{piAI} は、文献(2)により次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} e_{spies} &= -E_s \sin\{(z_i/z_s)\theta_c + \beta_s + \alpha_b - \phi_i\} \\ e_{spiEP} &= -E_{pi} \sin\{-(z_i/z_p)\theta_c + \beta_{pi} + \alpha_b\} \\ e_{piEP} &= -E_{pi} \sin\{-(z_i/z_p)\theta_c + \beta_{pi} - \alpha_b\} \\ e_{piAI} &= -A_i \sin\{-\theta_c + \gamma_i - \alpha_b - \phi_i\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 z_s, z_p, z_i はそれぞれ太陽歯車、遊星歯車、内歯車の歯数を示す。

一方、太陽歯車の取付誤差 A_s による太陽歯車と遊星歯車間の等価かみあい誤差 e_{spias} を求めると

$$e_{spias} = -A_s \sin\{-\theta_c + \gamma_s + \alpha_b - \phi_i\} \dots\dots\dots (2)$$

これより、太陽歯車と遊星歯車間の合成等価かみあい

誤差 e_{SPI} , 遊星歯車と内歯車間の合成等価かみあい誤差 e_{PII} は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} e_{SPI} &= e_{SPIES} + e_{SPIEP} + e_{PIAS} \\ e_{PII} &= e_{PIIEP} + e_{PIIAI} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

また、遊星歯車軸に取付誤差 A_{Pi} があると

$$\left. \begin{aligned} R_{ai}(\theta_{ai} - \theta_c) &= A_{Pi} \sin \gamma_{Pi} \\ R_{ai} - R_a &= A_{Pi} \cos \gamma_{Pi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

2.3 各要素に作用する力のつりあい式 図1の等価モデルについて、太陽歯車と i 番めの遊星歯車間の歯面荷重 W_{SPI} および i 番めの遊星歯車と内歯車間の歯面荷重 W_{PII} は次のように表される。

$$\left. \begin{aligned} W_{SPI} &= K_{SPI} \{ r_{gs} \theta_s - r_{gp} \theta_{Pi} + \xi_s \cos A_i + \eta_s \sin A_i \\ &\quad - [R_a \theta_{Pi} \cos \alpha_b + (R_{Pi} - R_a) \sin \alpha_b] - e_{SPI} \} \\ W_{PII} &= K_{PII} \{ r_{gp} \theta_{Pi} - [R_a \theta_{Pi} \cos \alpha_b - (R_{Pi} - R_a) \\ &\quad \times \sin \alpha_b] + \xi_i \cos B_i + \eta_i \sin B_i - e_{PII} \} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} A_i &= \theta_c + (\pi/2) - \alpha_b + \phi_i \\ B_i &= \theta_c + (\pi/2) + \alpha_b + \phi_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

また、 r_{gs} , r_{gp} はそれぞれ太陽歯車と遊星歯車の基礎円半径を表す。

T を太陽歯車軸の伝達トルクとし、 i_{sc} を変速比とすると、遊星歯車が n 個の場合について各要素に作用する静的な力のつりあい式を導くと、次のように $(3n+8)$ 元連立一次方程式となる。

$$\left. \begin{aligned} T - r_{gs} \sum W_{SPI} &= 0 \\ W_{SPI} - W_{PII} &= 0 \\ \sum K_P R_{ai} \{ R_{ai} (\theta_{Pi} - \theta_{ai}) + \xi_c \sin (\theta_c + \phi_i) \\ &\quad - \eta_c \cos (\theta_c + \phi_i) \} - i_{sc} T = 0 \\ W_{SPI} \cos \alpha_b + W_{PII} \cos \alpha_b - K_P \{ R_{ai} (\theta_{Pi} - \theta_{ai}) \\ &\quad + \xi_c \sin (\theta_c + \phi_i) - \eta_c \cos (\theta_c + \phi_i) \} = 0 \\ W_{SPI} \sin \alpha_b - W_{PII} \sin \alpha_b - K_P \{ R_{Pi} - R_{ai} \\ &\quad - \xi_c \cos (\theta_c + \phi_i) - \eta_c \sin (\theta_c + \phi_i) \} = 0 \\ \sum W_{SPI} \cos A_i + K_S \xi_s &= 0 \\ \sum W_{SPI} \sin A_i + K_S \eta_s &= 0 \\ \sum K_P \{ -(R_{Pi} - R_{ai}) \cos (\theta_c + \phi_i) \\ &\quad + R_{ai} (\theta_{Pi} - \theta_{ai}) \sin (\theta_c + \phi_i) \} \\ &\quad + (K_c + \sum K_P) \xi_c = 0 \\ \sum K_P \{ -(R_{Pi} - R_{ai}) \sin (\theta_c + \phi_i) \\ &\quad - R_{ai} (\theta_{Pi} - \theta_{ai}) \cos (\theta_c + \phi_i) \} \\ &\quad + (K_c + \sum K_P) \eta_c = 0 \\ \sum W_{PII} \cos B_i + K_I \xi_i &= 0 \\ \sum W_{PII} \sin B_i + K_I \eta_i &= 0 \\ \phi_i &= 2\pi(i-1)/n \quad (i=1, 2, \dots, n) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

本報では、式(7)を解いて各遊星歯車の歯面荷重

W_{SPI} を算出し、次式により i 番めの遊星歯車の荷重配分率 Ω_i を求めた。

$$\Omega_i = W_{SPI} / \{ T / (n \cdot r_{gs}) \} \times 100 \quad [\%] \dots\dots\dots (8)$$

3. 数値計算結果とその考察

3.1 計算に用いた遊星歯車装置の諸元 本報では表2のような諸元をもつ圧力角 20° の標準平歯車を用いた遊星歯車装置を対象とし、遊星歯車個数 $n=3, 4, 5, 6$ の場合について荷重配分率の数値計算を行った。この際、単位歯幅当たりの歯面荷重を $W/b = T / (n \cdot r_{gs} \cdot b) = 196 \text{ N/mm} \{ 20 \text{ kgf/mm} \}$ とし、さらに、歯車間のばねこわさ K_{SPI} , K_{PII} は石川の式⁽⁵⁾, Karasの式⁽⁶⁾によって求め、計算の簡略化のために一ピッチ間の平均ばねこわさ $\overline{K_{SPI}} = K_{SP}$, $\overline{K_{PII}} = K_{PI}$ を用いた。

表2 計算に用いた遊星歯車装置の諸元と歯面荷重

Number of teeth	Sun gear z_s	60
	Planet gear z_p	30
	Internal gear z_I	120
Module	m	3
Face width	b	30 mm
Pressure angle	α_b	20°
Whole depth	h	$2.25m$
Tooth load	P_n	5.88 kN

図2 各誤差に対する荷重配分率の変動

なお、遊星歯車装置で固定と考えられる要素に対してはその支持剛性値を $10^6 K_{SP}$ と非常に大きくとって計算を行った。

3.2 低速軸の回転位置における各遊星歯車の荷重配分 荷重配分率の計算結果の一例として、遊星歯車個数 $n=4$ で、遊星歯車のみが $K_P=0.5K_{SP}$ ($K_{SP}=517 \text{ kN/mm}$ [$5.27 \times 10^4 \text{ kgf/mm}$]) のばねで弾性支持された荷重等配機構を有する遊星歯車装置の場合の荷重配分率を図2に示す。図2は4個の遊星歯車 pl 1, pl 2, pl 3, pl 4 のそれぞれについて、荷重配分率の変動を、横軸に低速軸の回転角をとり、表1に示した各誤差をそれぞれ単独に挿入した場合の荷重配分率の計算結果を示す。図2より明らかなように、太陽歯車の偏心誤差 E_s や遊星歯車の偏心誤差 E_{p1} 、ならびに太陽歯車の取付誤差 A_s や内歯車の取付誤差 A_I に対しては、荷重配分率は低速軸の回転とともにそれぞれ定まった周期で変動するが、遊星歯車軸の取付誤差 A_{P2} に対しては、荷重配分率は終始一定の値をとることが特徴である。

3.3 遊星歯車が3個の場合における各種荷重等配機構の荷重配分 荷重配分率の変動幅は誤差の大きさ、伝達荷重、可動要素の支持剛性の大きさなどに影響されるが、可動要素の支持剛性値と荷重配分率との関係を遊星歯車個数 $n=3$ の場合について図3に示す。図3は太陽歯車 S、遊星歯車 K、キャリア C、内歯車 I のうち一つの要素のみを可動要素とし、その可動

要素の支持剛性値を太陽歯車と遊星歯車間の歯のこわさ K_{SP} に対する比で横軸に表し、縦軸には荷重配分率の変動ピーク、すなわち最悪時にあたる最大荷重配分率を表したものである。なお、太陽歯車を可動要素にした場合と内歯車を可動要素にした場合では同じ値を示したので図3では同じ印とした。図3より、 $n=3$ の場合では、いずれの誤差に対して K_{SP} に対する比で支持剛性値を考えると、キャリアを可動要素に選ぶ方法が最大荷重配分率を最も小さくでき、Jarchow の動的な実験結果とその傾向が一致する。しかし、可動要素の支持剛性値を $0.01K_{SP}$ 程度まで小さくすれば、いずれの要素を可動要素として選んでも十分荷重等配が図れることが伺えるが、遊星歯車自体をこのような小さなこわさのばねで支持することは構造上容易でない。したがって、遊星歯車個数 $n=3$ の場合には、太陽歯車、キャリア、内歯車のうち一つを弾性支持するか歯車継手で浮動支持すれば、いずれの誤差に対しても荷重等配に非常に有効であるといえる。

次に、図3に示した一つの要素のみを可動要素とする荷重等配機構4種類に加え、太陽歯車、遊星歯車、キャリア、内歯車のうち、任意の二つを組合せて可動要素とした荷重等配機構6種類を新たに考え、計10種類の荷重等配機構における最大荷重配分率を求め、まとめて図4に示す。図4の横軸は荷重等配機構の種類を表し、例えば S は太陽歯車のみを可動要素とした場合、P-C は遊星歯車とキャリアを可動要素とした場合である。数値計算にあたって、各要素の誤差は図3の場合と同じ大きさの誤差を用いた。また、太陽歯車、キャリア、内歯車を可動要素とする場合は歯車継手で浮動支持するものと考え、その支持剛性 K_s , K_c , K_I を $0.001K_{SP}$ とした。さらに遊星歯車を可動要素とする場合は、その支持剛性値を $K_P=0.5K_{SP}$, $0.2K_{SP}$, $0.1K_{SP}$ として、それぞれ荷重配分率を計算し、図4の

図3 各要素の支持剛性値と最大荷重配分率の関係 ($n=3$)

図4 各種荷重等配機構における誤差と荷重配分率の関係 ($n=3$)

グラフに同時に示した。なお、遊星歯車の偏心誤差 E_{P1} と取付誤差 A_{P2} 、ならびに太陽歯車の取付誤差 A_s と内歯車の取付誤差 A_i をそれぞれ単独に挿入した場合にはそれぞれ同じ荷重配分率を示したので図4では E_P と A_P ならびに A_s と A_i を同じ印で示した。

3.4 遊星歯車が4個以上の場合における各種荷重等配機構の荷重配分 図5は遊星歯車個数 $n=4$ の場合について、図3の $n=3$ の場合と同様に、一つの要素のみを可動要素として支持剛性値と最大荷重配分率の関係を示したものである。図3、5より、 $n=4$ の場合に $n=3$ の場合と大きく違う点は、遊星歯車の偏心誤差 E_{P1} や遊星歯車軸の取付誤差 A_{P2} に対しては、遊星歯車を弾性支持などにしないと荷重等配が図れないことである。なお $n=5, 6$ の場合についても計算したが、 $n=4$ の場合と同じ特徴が伺えた。

次に、 $n=4 \sim 6$ の場合に、図4の $n=3$ の場合と同様の10種類の荷重等配機構および誤差についてそれぞれの最大荷重配分率を求め、図6～8に示す。前述のように、 $n \geq 4$ の場合には、遊星歯車の偏心誤差や遊星歯車軸の取付誤差の影響を少なくするため遊星歯車を可動要素にする必要があるが、図6～8より明らかなように、遊星歯車を弾性支持したうえでさらに太陽歯車、キャリア、内歯車のうち一つの要素を浮動支持するとさらに荷重配分が良好となることがわかる。

図5 各要素の支持剛性値と最大荷重配分率の関係 ($n=4$)

3.5 遊星歯車の偏心誤差方向、遊星歯車軸の取付誤差方向と荷重配分 図5～8より明らかなように、遊星歯車個数 $n \geq 4$ では遊星歯車の支持剛性を小さくしないかぎり、遊星歯車の偏心誤差や遊星歯車軸の取付誤差に対しては荷重等配を図ることができない。図9は遊星歯車個数 $n=4$ で、遊星歯車のみが $K_P = 0.5K_{Sp}$ のばねで支持されている場合について、各遊星歯車の偏心誤差の位相角を同位相で挿入した場合(図9上段)と隣どうしの位相角を逆位相で挿入した場

図6 各種荷重等配機構における誤差と荷重配分率の関係 ($n=4$)

図7 各種荷重等配機構における誤差と荷重配分率の関係 ($n=5$)

図8 各種荷重等配機構における誤差と荷重配分率の関係 ($n=6$)

図 9 遊星歯車の偏心誤差方向と最大荷重配分率の関係

合(図9下段)の荷重配分率を比較したものである。図9より、遊星歯車の偏心誤差方向を放射状に組立てることは、荷重配分を向上させるための有効な手段といえる。なお、図3、4より、 $n=3$ の場合には太陽歯車、内歯車、キャリアのうち一つの要素を浮動支持すれば、これらの要素の補正運動によって遊星歯車の偏心誤差の影響を取り除けることがわかるが、運転時の動的な状態では慣性力の影響で補正運動が十分に行われなくなるため、大きな補正運動を要する場合ほど荷重配分が不均一化し、その変動も大きくなる⁽³⁾。したがって、 $n=3$ の場合であっても補正運動が最小となるよう遊星歯車の偏心誤差方向を放射状に組み立てることが望ましい。

次に、遊星歯車個数 $n=4$ で図9の場合と同じ支持条件の遊星歯車装置について、 $i=2$ の遊星歯車軸にのみ $A_{p2}=10\mu\text{m}$ の取付誤差があるとして、その方向 r_{p2} を 0° から 360° まで変化させた場合の各遊星歯車の最大荷重配分率を求め、 r_{p2} に対して図10に示す。図10より、キャリア半径方向($r_{p2}=0, 180^\circ$)の取付誤差の影響はないが、円周方向($r_{p2}=90, 270^\circ$)の取付誤差は荷重等配に悪影響を与えることがわかる。これは林らの指摘⁽¹⁾と一致する。

4. 結 言

一段プラネタリー形遊星歯車装置を近似的に軸直角平面内の多自由度線形モデルにおきかえ、種々の荷重等配機構を有する遊星歯車装置の荷重配分率と各要素の偏心誤差や取付誤差の関係の数値計算を行い考察した。得られた結果を要約すると次のようになる。

図 10 遊星歯車軸の取付誤差方向と最大荷重配分率の関係

(1) 遊星歯車が3個の場合では、太陽歯車、キャリア、内歯車のうち一つの要素を歯車継手などで支持するか、太陽歯車軸を長くにとって可動しやすくすれば、いずれの誤差の影響をも小さくすることができる。

(2) 遊星歯車が4個以上になると、太陽歯車の偏心誤差や組立誤差、ならびに内歯車の組立誤差に対しては太陽歯車、キャリア、内歯車のうち一つの要素を歯車継手などで支持すれば誤差の影響を小さくすることができるが、遊星歯車の偏心誤差や遊星歯車軸の取付誤差に対しては、遊星歯車を可動要素とすることが必要である。したがって遊星歯車を弾性支持したうえで、他の三つの要素のうち一つを歯車継手で支持するなどの方法が最も望ましい。

(3) 遊星歯車の偏心誤差の方向を放射状に組み立てることにより、荷重配分の均一化をより向上させることが可能である。

(4) 遊星歯車軸の取付誤差方向が荷重配分に与える影響を示し、キャリアの半径方向の誤差よりも円周方向の誤差のほうが荷重配分に悪い影響を与えるので、工作上とくに円周方向の割出しに注意を払う必要があることを示した。

文 献

- (1) 林・ほか2名, 機論, 36-288 (昭45), 1394.
- (2) 日高・ほか2名, 機論, 44-385 (昭53), 3221.
- (3) 日高・ほか2名, 機論, No. 795-1 (昭54-3), 46.
- (4) Jarchow, F. and Vonderschmidt, R., *Proc. Int. Symp. Gearing Power Transm.* 2 (1981), 327.
- (5) 石川, 東京工業大学報, A-3 (昭32-12), 251.
- (6) Karas, F., *VDI-Forschungsh.*, 406 (1941), 1.

討 論

〔質問〕 中原 綱 光〔東京工業大学工学部〕

遊星歯車装置は閉じられた多自由度の複雑な系であるために、従来荷重分担率のシミュレーションまで行った研究の報告はなかったもので、片当たりのない線形静的モデルを用いた本研究により各種の誤差に対する荷重分担率のシミュレーションを可能にしたことは意義あることと思う。

(1) 荷重分担率は負荷により異なる（すなわち、負荷が小さいほど荷重不等配になる）か、貴計算例ではどのような観点から負荷荷重を設定したか。

(2) 実際に行われている種々の荷重等配機構の優劣を論じる場合には、片当たりの影響および非線形ばねの効果についても検討することが重要と思うが、いかがか。

〔回答〕 (1) ご指摘のように、荷重配分率（荷重分担率）は負荷の大きさによって異なり、さらに誤差や遊星歯車装置の要目によっても異なったものになる。負荷荷重の大きさに関しては、最近実用されている遊星歯車装置の設計荷重を検討した結果、モジュール m 、歯幅 b に対する歯面荷重 W の比として $W/(mb)=30\sim100\text{ N/mm}^2$ の値を得たので、この値を参考にして $W/(mb)=65\text{ N/mm}^2$ の値を採用することにし、本報では $m=3$ として $W/b=196\text{ N/mm}$

の場合の荷重配分率を示した。なお、荷重配分率と負荷荷重の関係については、紙面の都合上本文で省略しているが、 $W/b=50\sim300\text{ N/mm}$ の場合の計算結果より、歯面分離を生じない範囲においては、最大荷重配分率が b/W の増加に対して直線的に増大するという結果を得ている。

(2) 本研究では各種荷重等配機構の優劣のおよその目安を得ることを目的とする一方、解析の難易度も考え、片当たりや非線形ばねの効果を考慮しないで二次元的な線形モデルによって、静的な状態での荷重配分率の解析を行った。しかし厳密には、ご指摘のように片当たりや非線形ばねの効果を考慮することはもちろん、各要素の慣性効果も考慮して荷重配分率を求める必要があると考えている。なお、過去の実験結果より、各要素を弾性的に支持したり、浮動支持すれば片当たりはかなり改善されることが明らかになっている。また遊星歯車装置の設計にあたっては、本報に示した支持剛性値と最大荷重配分率の関係から、ある程度の荷重等配が得られれば、等配機構のための加工の容易さも設計基準になるので、本報の結果より、加工の難易度も考慮して荷重配分の良好な遊星歯車装置を設計する目安を得ることができると考えている。