

ステアリング用ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの最適設計法

An Optimum Design Method of the Strain Wave Gearing for Steering System

小林 恒 T. KOBAYASHI 柴田英紀 H. SHIBATA 鵜飼文郎 F. UKAI

In this paper, an optimum design method of the strain wave gearing for variable gear ratio steering system is described. The movement tracks of each element to compose the strain wave gearing were derived, and it was proposed that the method to request the tooth geometries of each gear pair for considering the contact strength balance and the load ability. In addition, FEM analysis according to 3D model has been done, and base on the FEM analysis results, the transformations of each component were understood and the rigidities of gear pair for requesting the optimum profiles were presumed. Also, by the experimental, the proposed theory for the strain wave gearing are valid, consequently.

Key Words: strain wave gearing, variable gear ratio steering, gear profile, movement track, meshing equation, tooth contact elasticity bending, FEM analysis

1. はじめに

ストレイン・ウェーブ・ギヤリング (Strain Wave Gearing) 減速機は、コンパクト、軽量、低バックラッシュ、高精度などの優れた特性を持っているため、産業ロボット、マニピュレータなどの減速機構としてよく用いられる¹⁾。当社は、ストレイン・ウェーブ・ギヤリング減速機を初めて自動車部品に採用し、その特性を生かして、タイヤの切れ角を走行条件に応じて制御するギヤ比可変システム E-VGR (Electronic Variable Gear-Ratio

Steering System) (図 1) アクチュエータの作動機構としている。

この E-VGR アクチュエータは、大きな減速比だけでなく、搭載性も要求され、より一層コンパクトな構造が必要となるため、E-VGR 用ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、軸方向に小サイズのフラット式が採用されている。

また、このストレイン・ウェーブ・ギヤリングはフレキシブルギヤと呼ばれる薄肉円筒形状を持つ歯車の弾性変形を積極的に利用してかみあいを成立させるため、ねじれ剛性が低下し、E-VGR の T-N 特性、プリロード特性などに不利な影響が生じる恐れがあるため、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのかみあい運動を明らかにし、かみあい負荷による変形、応力、かみあい運動特性などを把握する必要がある。

そこで、このストレイン・ウェーブ・ギヤリング構成要素の運動特性を導いた上で、各かみあいの接触バランスを考慮した最適な歯形形状を求める方法を見出すとともに、3D モデルによる FEM 解析を行い、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの特有な変形特性などを考察し、変形、破壊パターンなどを明らかにした。

これらの理論に基づいて試作したストレイン・ウェーブ・ギヤリングが現状品よりも性能が向上されたので、その結果について報告する。

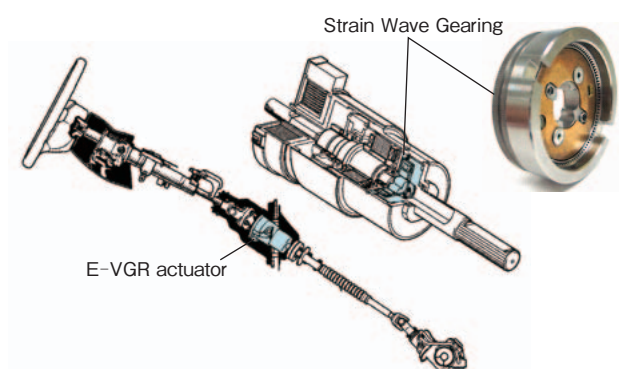


図 1 E-VGR&ストレイン・ウェーブ・ギヤリング
E-VGR and strain wave gearing

2. ストレイン・ウェーブ・ギヤリング

2.1 ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの基本構成要素²⁾

ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは歯車の弾性変形を利用して大きな伝達比を得るものであり、その原理と基本構成要素を次に示す。

ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは図2(a)のような構成で、剛性の十分な内歯車であるサーキュラギヤ(図2(b))と、たわみやすい薄肉円筒状の外歯車であるフレキシブルギヤ(図2(c))、および長円状のプラグに転がり軸受をはめこみ、その外輪の形状が長円状となるウェーブジェネレータ(図2(d))からなる。

ウェーブジェネレータをフレキシブルギヤにはめこみ、フレキシブルギヤを長円形にたわませ、図2(a)のようにその長軸付近でフレキシブルギヤの歯とサーキュラギヤの歯がかみあうようにした状態で、サーキュラギヤを固定すると、ウェーブジェネレータを回転させた場合、歯がかみあう部分が固定された内歯車の内側で移動するようになる。この場合、ウェーブジェネレータが半回転すると、初めの状態に戻るが、このとき、フレキシブルギヤとサーキュラギヤ両歯車の歯数の差の1/2に相当する角度だけウェーブジェネレータの回転と反対方向へ、内歯車(サーキュラギヤ)に相対してフレキシブルギヤがずれる。言い換えれば、ウェーブジェネレータの回転を入力軸(出力軸)、フレキシブルギヤを出力軸(入力軸)とすると、両者の間に大きな減速(増速)比が得られる。

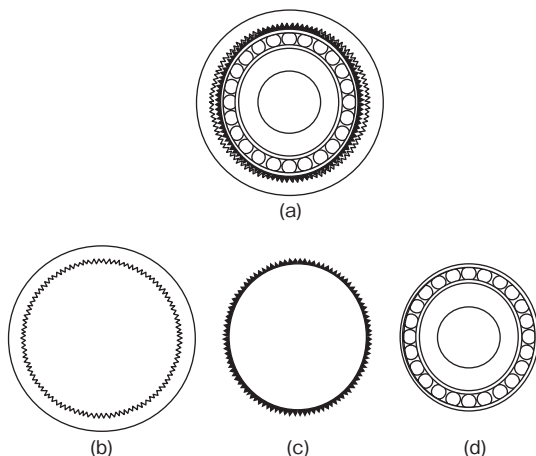


図2 ストレイン・ウェーブ・ギヤリングとその構成要素
Strain wave gearing and its components

2.2 カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング

ストレイン・ウェーブ・ギヤリングには、カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングとフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングとがあり、現在、カップ式が多く使われており、長期にわたり運動特性や強度検討などが研究され、研究レポートも数多く発表されている。

図3に示したカップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、ウェーブジェネレータH上にカップ形状のフレキシブルギヤ2を差し込み、フレキシブルギヤの外周に1個のサーキュラギヤ1をかみあわせる。このサーキュラギヤ1を固定してウェーブジェネレータに運動を入力すれば、大きな減速比でカップ形状のフレキシブルギヤ2から出力ができ、その際の減速比が次式となる。

$$i_{H2} = \frac{n_H}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (1)$$

2.3 フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング

フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの前身は図4に示す2段ストレイン・ウェーブ・ギヤリングである。これは、1つのウェーブジェネレータH上に、一体化した2つのフレキシブルギヤ2、2'をはめこみ、サーキュラギヤ1、3と別々にかみあう構成となっている。この2段ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、次式のような減速比が得られる³⁾。

$$i_{H3} = \frac{n_H}{n_3} = \frac{z_2 z_3}{z_2 z_3 - z_1 z_2} \quad (2)$$

2段ストレイン・ウェーブ・ギヤリングに対して、2つ連結したフレキシブルギヤを1つにし($z_2 = z_2'$)、2個のサーキュラギヤ中の1つの歯数をフレキシブルギヤの歯数と等しくする($z_2 = z_3$) ことにより、E-VGRに使用するフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング

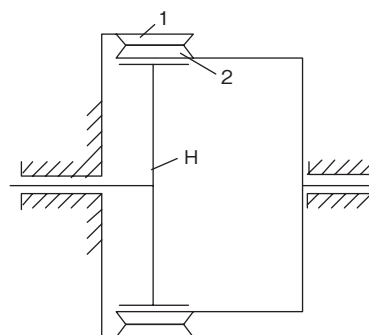


図3 カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング
Cup type strain wave gearing

グとなる(図5)。このとき、式(1)によりフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの伝達比は次のように与えられる。

$$i_{H3} = \frac{n_H}{n_3} = \frac{z_3}{z_3 - z_1} \quad (3)$$

つまり、図5のフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングに、サーキュラギヤ1を固定してウェーブジェネレータHを入力軸とし、サーキュラギヤ3を出力軸とすると、 $z_2 = z_3$ により、カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの減速比(式(1))が得られる一方、フレキシブルギヤ軸方向のサイズを短縮でき、よりコンパクトな構造を実現できる。

ただし、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、フレキシブルギヤを歯数の異なる両サーキュラギヤとかみあわせるため、そのかみあい運動、歯形構成が異なる。また、1つのフレキシブルギヤ上に両サーキュラギヤから受ける力の大きさ、方向が異なり、フレキシブルギヤが歯法線方向の荷重を受ける以外に、両サーキュラギヤによる図6のようなねじれせん断荷重も発生するため、その応力、変形などはカップ式とはかなり異なると考えられる。

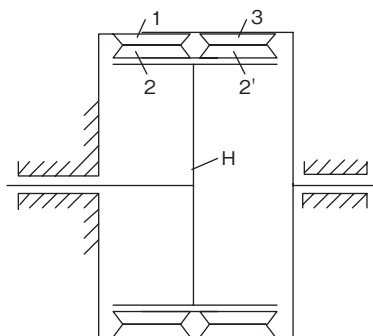


図4 2段ストレイン・ウェーブ・ギヤリング
Strain wave gearing with 2 step

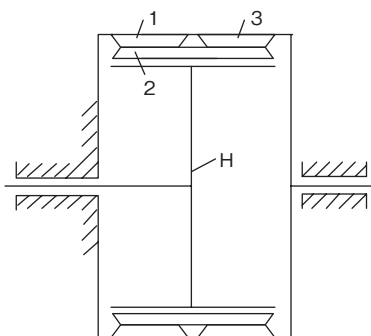


図5 フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング
Flat type strain wave gearing

3. フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのかみあい運動

前項で述べた、図5に示すフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのフレキシブルギヤ2の運動軌跡を求める。考察を容易にするため、サーキュラギヤ1を固定し回転しないようにして、ウェーブジェネレータHを回転させたときのフレキシブルギヤ2上の点の運動を考える。

まず、フレキシブルギヤ2をサーキュラギヤ1とかみあわせるためにウェーブジェネレータHにはめこんだ変形後の形状について述べる。

ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、弾性変形しているフレキシブルギヤ2と、外側のサーキュラギヤ1の間で伝達運動を行う。まず、フレキシブルギヤ2と、サーキュラギヤ1の直径をそれぞれ d_f 、 d_c とすると、図7に示すように、フレキシブルギヤ2は円(点線)形状から変形量 2Δ (半径では Δ)により、長円に変形し、その変形はダイナミックであり、周長さが変わらず、左右対称に変形するため、変形後の形状 $r(\theta)$ を余弦関数の偶数項(0, 2, 4) θ で定義することができる(6 θ 以上の高次は極めて小さく、本報はフレキシブルギヤ内周面とウェーブジェネレータ表面との接触を考慮しないため、省略する)。つまり、極座標で $r(\theta)$ を表せば、次のようになる。

$$r(\theta) = r_f + \Delta \cos(2\theta) + (r_f - r_f) \cos(4\theta) \quad (4)$$

なお、フレキシブルギヤ2の周長さは変形前後で不変であるので、式(4)中の r_f は、次式を満たすように求められる。

$$r_f = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2} d\theta \quad (5)$$

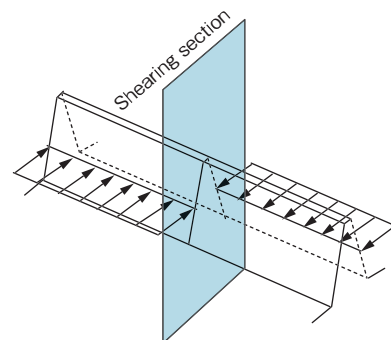


図6 フレキシブルギヤが受けるせん断負荷
Shearing load working on the flexible gear

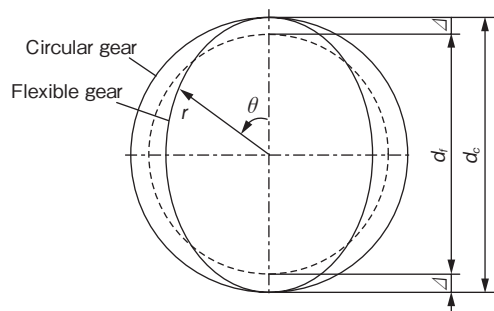


図7 フレキシブルギヤの長円変形量
The oval transformation of flexible gear

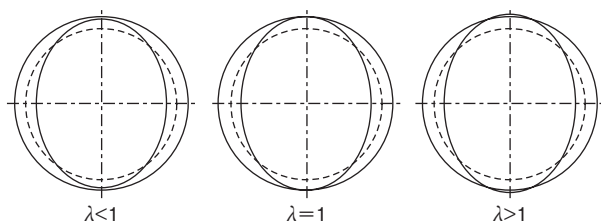


図8 変形係数の異なりによる長円とサーキュラギヤの位置関係

The position of the oval by difference of deviation coefficients and the circular gear

また、式(4)によって与えられたフレキシブルギヤ2の変形後の長円の長径とサーキュラギヤ1の直径との比 λ を導入して、次式のように定義する。

$$\lambda = \frac{d_f + 2\Delta}{d_c} \quad (6)$$

λ はフレキシブルギヤの変形を表す係数であり、本報では λ を変形係数と呼ぶ。例えば、図7の場合は、 $\lambda = 1$ のときを表していることになる。つまり、

$$d_c = d_f + 2\Delta \quad (7)$$

の関係が得られる。図8に、 $\lambda < 1$ 、 $\lambda = 1$ 、 $\lambda > 1$ の場合のフレキシブルギヤの直径とサーキュラギヤ直径の位置関係を示す。

次に、上述の関係をを用いてフレキシブルギヤとサーキュラギヤ位置関係について述べる。

図9に示すように、サーキュラギヤと同様に固定座標系 $o-xy$ と、ウェーブジェネレータHとともに回転する座標系 $o-XY$ を定義する。ウェーブジェネレータHが ϕ 回転すると、ウェーブジェネレータHの長径は点 M_0 の位置から点Aまで回転し、その円弧を移動距離 s とする。このとき、ウェーブジェネレータH上の点 M_0 は、フレキシブルギヤの形状で距離 s と同じだけ移動し、点Mまで移動することになる。この点Mの回転座標

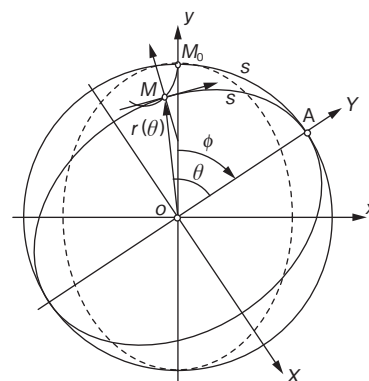


図9 フレキシブルギヤ上運動点の軌跡の算出
Calculation of tracks of movement point on the flexible gear

$o-XY$ における回転角 θ は、移動距離 s と等しいので、次式によって与えられる。

$$s = (r_f + \Delta)\phi = \int_0^\theta \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2} d\theta \quad (8)$$

式(8)から θ を求め、式(4)を用いれば、フレキシブルギヤ上における移動点Mの座標(M_x , M_y)を求めることができる。さらに、固定している座標系 $o-xy$ においてMの座標(M_x , M_y)を表せば、次式のようにになる。

$$\mathbf{r}(\theta) = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r(\theta) [-\sin(\theta - \phi)] \\ r(\theta) \cos(\theta - \phi) \end{Bmatrix} \quad (9)$$

これにより、ウェーブジェネレータが回転したときのフレキシブルギヤ上の点の運動軌跡を求めることができる。

上記で定義したフレキシブルギヤ変形後の長円の長径とサーキュラギヤの直径との比 λ に対して、異なる値($\lambda < 1$, $\lambda = 1$, $\lambda > 1$)を設定して、先に導出した理論式に代入すれば、異なったフレキシブルギヤの軌跡を求めることができる。その結果を図10に示す。図10における一部を拡大し、図11に示す。

図10, 11からわかるように、図8の λ の変化により、フレキシブルギヤの運動軌跡がかなり異なっていることがわかる。さらに、上述のように、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングには、ひとつのフレキシブルギヤ2が二つのサーキュラギヤ1, 3と同時に噛みあい、さらに、サーキュラギヤ3の歯数がフレキシブルギヤと等しいため、二つのサーキュラギヤにおいて、フレキシブルギヤの運動軌跡は図12のようになる。

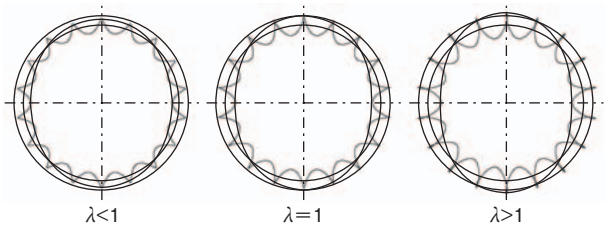


図10 変形係数の異なるフレキシブルギヤ上運動点の軌跡

Tracks of movement point on flexible gear by difference of deviation coefficients

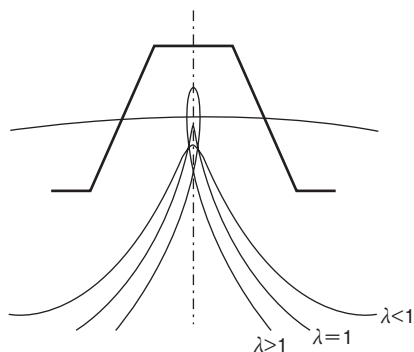


図11 異なるフレキシブルギヤ上運動点の軌跡の比較

Comparison of tracks of movement point on different flexibility gears

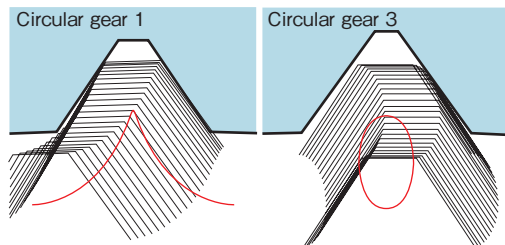


図12 サーキュラギヤの観点からフレキシブルギヤ上運動点の軌跡

Tracks of movement point on flexible gear seen from circular gear

これにより、歯のかみあいプロセス、フレキシブルギヤの変形量（強度、かみあい率など）の最適状態を求める理論手法が導出できた。

4. フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリング歯形の最適化

本項では、E-VGR用フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングに構成する各歯車の歯形形状の設計法を考案する。3項で述べたかみあい運動に、フレキシブルギヤとサーキュラギヤを完全にかみあわせるのであれ

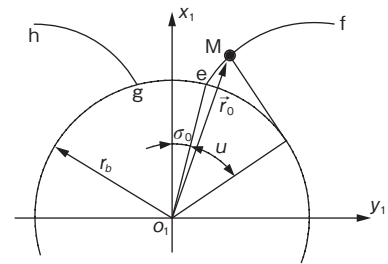


図13 インボリュート歯形
Involute profile

ば、負荷能力、強度バランス、接触応力バランスなどの観点から、両者の歯形曲率は一致したほうが理想的であるが、量産性と成熟性、コストと精度安定性などにより、E-VGR用フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングを構成する各歯車は平歯車であり、歯形が同一モジュール m と同一圧力角 α のインボリュート歯形を採用している。

平面上でインボリュート歯形を描くと、図13に示すように、その右歯面 ef の方程式を次のように与えることができる。

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{r} &= \{x_1, y_1\}^T \\ x_1 &= r_b \cos(\sigma_0 + u) + r_b u \sin(\sigma_0 + u) \\ y_1 &= r_b \sin(\sigma_0 + u) - r_b u \cos(\sigma_0 + u) \\ r_b &= \frac{1}{2} m z \cos \alpha \\ \sigma_0 &= \frac{\pi - 4\xi \tan \alpha}{2z} - \text{inv } \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式(10)において、 r_b 、 σ_0 は歯車の基礎円半径と歯溝の半角であり、 z 、 ξ は歯数と歯車の転位係数であり、 u は補助関数である。また、軸 x_1 に対称とすることにより、左歯面 gh も同様に求められる。

上述からわかるように、インボリュート歯形状はモジュール、圧力角だけではなく、歯数、転位係数にも関係がある。

カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングなら、かみあわせる歯車は2つだけであり、転位係数を最適にすれば、一定の精度で同一モジュール、圧力角の両歯車の歯形を求めることができるが、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、フレキシブルギヤ2が同時にサーキュラギヤ1と3とがかみあうため、3歯車とも精度よく接触することが困難となる。つまり、式(9)に示すパラメータにより、フレキシブルギヤ2の歯数がサーキュラギヤ1とは異なり、一方、フレキシブルギヤ2の真円状態の径がサーキュラギヤ3とは異なる（転位係

数の異なり) ため、同一モジュール、圧力角だけから言うと、3 歯車の歯形形状は異なっている。

歯形の違いで、各歯車対の接触状態が異なることにより、強度バランス、接触応力バランスが取れなくなり、歯の曲げやたわみ、接触変形などにより、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのかみあいに大きな影響を及ぼす。

そのほか、フレキシブルギヤとサーキュラギヤ両歯形が一致する理論歯形は、製造誤差、歯部の弾性たわみなどを考慮すると、理論どおりの接触が得られないと言える。

そのため、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングを構成する 3 つの歯車に対して、最適な歯形構成法を提案する。

まず、サーキュラギヤ 1, 3 の歯形ベクトルをそれぞれ $\mathbf{r}_1$, $\mathbf{r}_3$ 、フレキシブルギヤ 2 の歯形ベクトルを $\mathbf{r}_2$ とする。 $\mathbf{r}_1$ と $\mathbf{r}_3$ は、同じモジュールとして、転位係数などの他の要素を最適化することにより、一定の精度 ε を満足させる。

$$\|\mathbf{r}_1 - \mathbf{r}_3\| \leq \varepsilon \quad (11)$$

次に、フレキシブルギヤ 2 の歯形ベクトル $\mathbf{r}_2$ は、次のように定義される。

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{r}_2(\xi_2, K_{21}, K_{23}, \delta_{21}, \delta_{23}) \quad (12)$$

これは、歯数が一定であり、モジュール m をサーキュラギヤと一致させ、 ξ_2 (モジュールと歯数以外のフレキシブルギヤの他の諸元の総称)、フレキシブルギヤ 2 のサーキュラギヤ 1 と 3 とのかみあいによる歯車対のたわみ剛性 K_{21} , K_{23} 、およびフレキシブルギヤ 2 がサーキュラギヤ 1 と 3 との接触歯面の弾性変形量 δ_{21} , δ_{23} の関数である。

上述のたわみ剛性 K_{21} , K_{23} は次章に述べる有限要素法 (FEM) によって求められる。一方の弾性変形量 δ_{21} , δ_{23} は、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングにける負荷トルクにより、歯面に働く法線力 P (それぞれ P_{21} と P_{23}) を求め、力 P により、 $\mathbf{r}_2$ と $\mathbf{r}_1$ (または $\mathbf{r}_3$) が弾性変形する。その変形量が次のように求められる⁴⁾。

$$\delta = cP^{2/3} \quad (13)$$

式中の c はヘルツ定数であり、2 つが異なる材料の場合、次のように求められる。

$$c = \frac{2K_1}{\pi\mu} \sqrt{\frac{1}{8} \left\{ \frac{3}{2} \left[\frac{1}{E_1} \left(1 - \frac{1}{m_1^2}\right) + \frac{1}{E_2} \left(1 - \frac{1}{m_2^2}\right) \right] \right\}^2 \Sigma \rho} \quad (14)$$

式中の E_1 , E_2 , $1/m_1$, $1/m_2$ はそれぞれサーキュラギヤとフレキシブルギヤの縦弾性係数とポアソン比、 $\Sigma \rho$ は接触点の両歯面 $\mathbf{r}_2$ と $\mathbf{r}_1$ (または $\mathbf{r}_3$) の主曲率の総和である。また、 K_1 は第 1 種完全楕円積分である。 μ は第 2 種完全楕円積分 (K_2) により決まる係数である。 $2K_1/(\pi\mu)$, μ とともにヘルツ定数の係数と呼ばれている⁴⁾。

次に、式 (12) に定義されたフレキシブルギヤの歯形ベクトル $\mathbf{r}_2$ に対して、まず、たわみ量と転位係数により、圧力角の初期修正量を決め、さらに、次式

$$\left\{ \begin{array}{l} \|\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1\| \\ \|\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_3\| \end{array} \right\} \leq \text{avg}(\delta_{21}, \delta_{23}) \quad (15)$$

に満足させるための圧力角の最適値を求める。上述の方法は、フレキシブルギヤが 1 つのサーキュラギヤとのかみあい接触に対して最適解とは言えないものの、フレキシブルギヤが同時に二つの異なる歯数を持つサーキュラギヤとのかみあい接触に対しては、負荷能力、強度バランス、接触応力バランスを考慮した方法であり、また量産性と成熟性、コストと精度安定性のアドバンテージの前提を崩していない方法とも言える。

5. フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの FEM 解析

カップ式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングは、FEM 解析による変形、強度に対する検討結果が多数ある^{5)~7)} が、フラット式については、FEM 解析による詳細検討結果がこれまであまり報告されておらず、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの各部変形、特に両サーキュラギヤによるフレキシブルギヤのせん断プロセスなどには不明点が多い。そこで、変形・強度を検討するとともに、4 項の歯車対のたわみ剛性も求めるために行った、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの FEM 解析の結果を示す。

まず、図 14 のように、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのフルモデルを作成し、E-VGR の負荷仕様にあわせて、モデルの各部に負荷および、境界条件を与えて計算を行った。

フレキシブルギヤのラジアル方向変形図とスラスト方向変形図を図 15 にそれぞれ示す。図からわかるように、フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのフレキシブルギヤの変形は、ラジアル方向だけではなく、スラスト方向にも大きく、さらに、フレキシブルギヤが同時

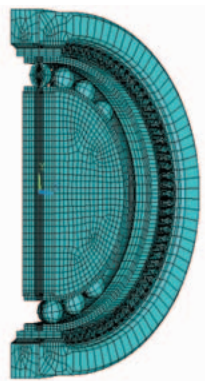


図14 フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングのFEMモデル
FEM model for flat type strain wave gearing

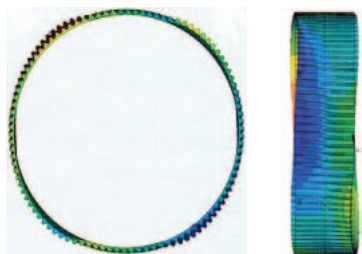


図15 フレキシブルギヤのラジアル変形とスラスト変形
Radial transformation and thrust transformation of flexible gear

に二つのサーキュラギヤにかみあい、円周方向に受ける負荷状態が異なるため、フレキシブルギヤの歯幅中央部を境に、ラジアル方向の変形が逆方向となっている。一方、スラスト方向の変形は、薄肉円筒形が全体的にねじれるような形となる。

また、2つのサーキュラギヤの回転方向が相対的に相反することによりフレキシブルギヤに加わる、せん断の解析結果を図16に示す。さらに、比較するため、解析結果と同じ負荷状況の実験結果も図16に示す。

図16からわかるように、両サーキュラギヤによりフレキシブルギヤに加わる、せん断の影響が明らかとなり、また、実験結果と同じ結果が得られ、解析モデルの妥当性を証明するとともに、上述のせん断変形を定量的に求めることができた。

さらに、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングを構成する各要素の強度状態を把握するだけでなく、歯元応力、かみあい接触剛性なども求めており、歯単体の設計や、4項の歯形形状最適化における、適切な諸元を求めることができる。一例として、フレキシブルギヤの歯元応力分布を図17に示す。

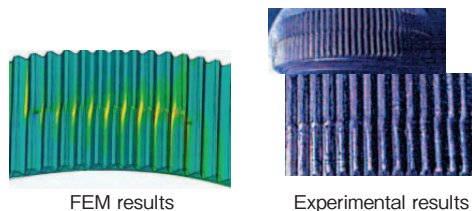


図16 フレキシブルギヤのせん断変形
Shearing transformation of flexible gear

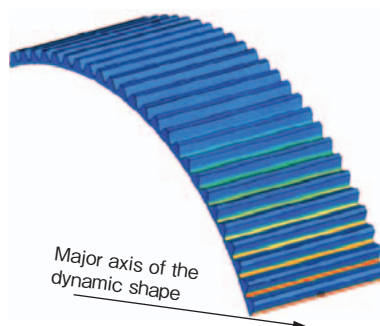


図17 フレキシブルギヤの歯元応力分布
Distribution of tooth bending stress of flexible gear

6. E-VGR用フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの設計例

上述の理論により、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの各歯車対のかみあい率、フレキシブルギヤの弾性変形量などを最適化するためのウェーブジェネレータを設計し、さらに本報で考案した歯形最適法により歯諸元を求め、E-VGR用フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングを試作した。図18には、本報の理論に基づいて著者らが設計したフレキシブルギヤを加工するホブカッタと両サーキュラギヤを加工するピニオンカッタを示す。

また、試作品と現行品をそれぞれE-VGRに搭載し、それらの性能試験を実施し、比較・検討を行った。図19には、E-VGRのT-N特性試験の比較結果を示す。横軸はそれぞれ試作品と現行品、縦軸が同一トルク状態の回転速度（現行品の値でノーマライズされた、%）を表示する。図からわかるように、本報に基づく試作品は、T-N特性がよく、回転速度が15%アップしており、本報の理論に基づいた試作品がより高効率のものである。



図18 試作品用カッタ
Tools for prototype

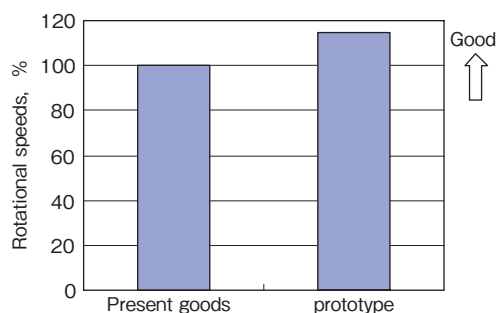


図19 回転速度の比較
Comparison of rotational speeds

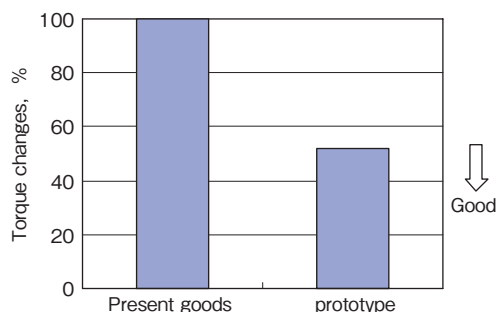


図20 トルク変動の比較
Comparison of torque changes

さらに、図20には、E-VGRの逆入力プリロードの試験結果を示す。横軸はそれぞれ試作品と現行品、縦軸が一定のトルク状態の出力トルク変動（現行品の値でノーマライズされた、%）を表示する。図からわかるように、本報に基づく試作品はトルク変動が小さく、現行より42%低減し、良い性能になっていることがわかった。

以上のことにより、本研究で導出したフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングの理論、および該理論に基づいた設計法が正しいことを証明した。

7. 結言

E-VGR用フラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングに対して、各構成要素の運動特性を導出した上で、各かみあい接触のバランスを考慮した最適な歯形形状を求める方法を提案した。得られた結果は次の通りである。

- (1)各構成要素の運動軌跡を導き、歯のかみあいプロセス、フレキシブルギヤの変形量（強度、かみあい率など）の最適状態を求める理論手法を導出した。
- (2)フレキシブルギヤが同時に二つ異なる歯数を持つサーキュラギヤとのかみあい接触に対しては、負荷能力、強度バランス、接触応力バランスを考慮した歯形最適設計法を確立した。
- (3)3DモデルのFEM解析により、ストレイン・ウェーブ・ギヤリングを構成する各要素の変形、特にフラット式ストレイン・ウェーブ・ギヤリングに特有のフレキシブルギヤのせん断変形を把握でき、最適歯形に必要となる歯車対の剛性を推定できた。
- (4)提案理論により試作を製作して、現行品と比べた結果、本理論手法の有効性を確認した。

参考文献

- 1) 矢鍋他：日本機械学会論文集 55-509C(1989-1) 216
- 2) 仙波正荘 歯車(第10巻)日刊工業新聞社 昭和42年
- 3) Л. Я. Либуркин : нарезаемых долбяком, Теория перелачивающихся (1966) 103
- 4) J. ブレントライン他2名著 吉武立雄訳 ころがり軸受 実用ハンドブック (設計基礎から使いかたまで)工業調査会 1996
- 5) Han 他：Composite Structures 47(1999)827
- 6) 杉本他：日本機械学会論文集 65-635C(1997-7)2872
- 7) S. Motyka : Konstruktion 43(1991)275

筆者



小林 恒*

T. KOBAYASHI



柴田英紀*

H. SHIBATA



鵜飼文郎**

F. UKAI

* 研究開発センター 機械システム研究部

** ステアリング事業本部 実験解析部