

# メカトロ・ロボットを支える精密減速機「波動歯車装置」

清澤 芳秀（株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ）

*The Precision Speed Reducer “Strain Wave Gearing” which Supports  
Mechatronics and Robotics.*

*Yoshihide KIYOSAWA (Harmonic Drive Systems Inc.)*

*In recent years, a new technology named mechatronics, which is a combination of electronics and mechanics, is advancing to make advance motion to machines. “Strain wave gearing” is one of precision gearing and “HarmonicDrive®” is our brand of strain wave gearing products. It supports motion control technologies by used for not only industrial robots but also many types of mechanical equipments.*

*We describe the history, the principle of mechanism and the process of evolution up to the present, of HarmonicDrive®. Furthermore, we introduce how to use for applications and usage examples.*

## 1. はじめに

波動歯車装置（ハーモニックドライブ®）がオリエンタルモーター殿のステッピングモーター用ギヤヘッドとして採用されて早 26 年になる。本稿では、この波動歯車装置について、その成り立ちから機構原理、現在までの進化の過程、使い方と用途事例などを紹介する。

## 2. 波動歯車装置の成り立ち

波動歯車装置（図 1）は 1955 年、米国の発明家 C.W.Musser 氏により「Strain Wave Gearing」の名称で発明（特許登録）された。



図 1 波動歯車装置（ハーモニックドライブ®）

NASA でもこの発明に着目し 1960 年代のアポロ計画では、月面車（図 2）の車輪駆動用の減速機として採用された。



図 2 月面車

米国では 1960 年の初期に USM（ユナイテッド・シューマシーナリー）社が Harmonic Drive® という商標で実用化し、日本では榎長谷川歯車社が USM 社より技術を導入し 1964 年国産化を開始した。しかし、波動歯車装置は従来常識を覆した、たわむ金属歯車を利用していたため、ひ弱でいずれ疲労破壊するのではといった印象から 1970 年代終盤まで確固たる用途が見出せていなかった。1978 年スウェーデンのアセア社（現在の

ABB社)が当時、油圧で駆動されていた産業用ロボットの関節の電動化のための減速機として用途を見出し、以後日本で花開いたロボット産業は、この波動歯車装置によってもたらされたといっても過言ではないであろう。

当社、(株)ハーモニック・ドライブ・システムズは(株)長谷川歯車から1970年分離、独立し、以後、波動歯車装置を長年にわたり進化させてきた。また、この技術を日本に技術移転したUSM社の波動歯車装置部門は現在当社の傘下となっている。Harmonic Drive®、ハーモニックドライブ®は当社の波動歯車装置にだけ使用される商標である。

### 2.1. 波動歯車装置の機構と減速原理

波動歯車装置にはいろいろな形態が存在するが、ここでは最も広く使われており、かつ基本的な構造を持ったカップ型と呼ばれるタイプについて、その構造と減速原理を説明する。

カップ型波動歯車装置は図3に示すように、楕円形状のウェーブジェネレータ(W/G)と薄肉の外歯車であるフレクスプライン(F/S)、厚肉の内歯車であるサーキュラスプライン(C/S)の3部品により構成されている。

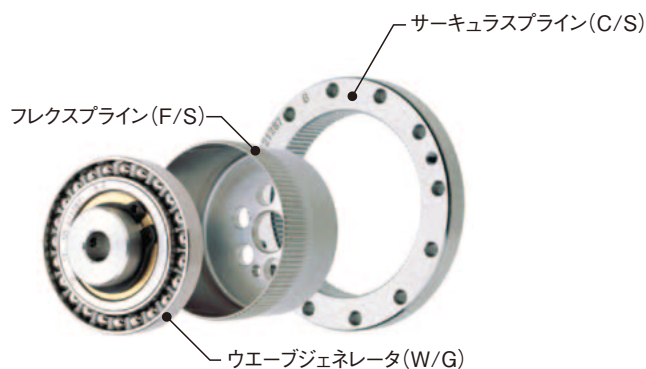


図3 カップ型波動歯車装置

W/Gは楕円状のカム板の外周に薄肉ボールベアリングを楕円状に変形させた状態で挿入したもので、カム板を回転させると楕円形状の移動が効率よく薄肉ボールベアリングの外輪に伝えられる。文字どおり波動発生器である。

F/Sは薄肉カップ状をしており、その開口部外周に外歯車が切られている。このF/Sの開口部にW/Gを挿入するとF/Sの外歯車が楕円状に変形する。C/SはF/Sより通常2枚歯数が多く切られている。図4のように組み合わせるとF/Sの楕円形状の長軸上の2箇所

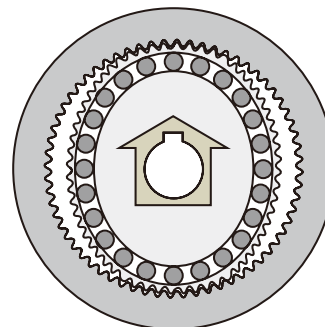
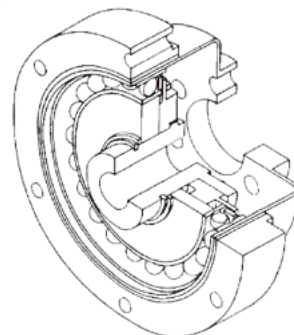


図4 組合せ状態

C/Sを固定しW/Gを回転させると、この楕円形状の長軸位置が移動しF/SとC/Sの歯は順次かみ合い、1回転するとF/Sは歯数差分W/Gとは逆方向に回転していることになる。こうしてF/Sの歯数が200枚、C/Sの歯数が202枚の組み合わせであれば、 $200/2$ すなわち減速比100が1段の歯車の組み合わせで得られる。

現在では歯数の組み合わせによって30から320の減速比が実用化されている。と言葉で表せばこのようになるが、説明するにしても、それを理解するにしても難儀である。百聞は一見にしかず、ぜひ一度手にとって確かめていただくことをお勧めする。

なお、この構造は基本的にはK-H-V型遊星歯車(図5)に分類される。

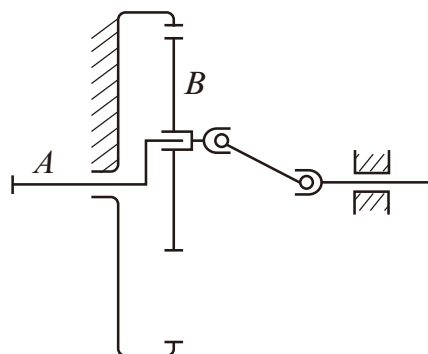


図5 K-H-V型遊星歯車

K-H-V 型遊星歯車は内歯車とかみ合う遊星歯車（外歯車）の公転軸（クランク）を入力回転とし、遊星歯車の自転を、軸継ぎ手を介して出力回転として取り出す機構である。

ここで、便利な減速比計算方法を紹介しよう。図6に示すように内歯車の歯数を  $Z_i$ 、遊星歯車の歯数を  $Z_p$ 、内歯車の回転数を  $N_i$ 、遊星歯車の公転軸の回転数を  $N_k$ 、遊星歯車の自転の回転数を  $N_p$  とする。

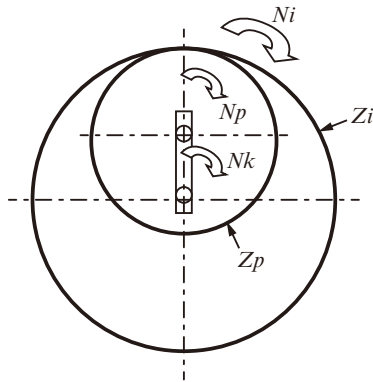


図6 K-H-V型遊星歯車の減速比算出

公転と自転が混在するとその振り分けが面倒である。そこで、内歯車、遊星歯車の公転、遊星歯車の自転を糊づけした状態で左に1回転させる。これはそれぞれの回転数を  $-1$  とすることになる。次に、遊星歯車の公転軸を固定 ( $N_k=0$ ) した状態で固定部材である内歯車の回転を右に1回転 ( $N_i=1$ ) する。このとき遊星歯車の公転軸は固定されているので、遊星歯車の自転回転数  $N_p=Z_i/Z_p$  で求められる。これを表にまとめ、糊付けした回転をそれぞれ足し合わせると、内歯車の回転数  $N_i=0$  (固定) 遊星歯車の公転軸の回転数  $N_k=-1$ 、遊星歯車の自転の回転数  $N_p=Z_i/Z_p-1$  となる。減速比は入力回転数（遊星歯車の公転軸の回転数）を出力回転数（遊星歯車の自転の回転数）で割った値であるから、

減速比  $i = -1 / (Z_i/Z_p - 1) = -Z_p / (Z_i - Z_p)$  でもとまる。これを先ほどの波動歯車装置での値  $Z_i=202$ 、 $Z_p=200$  を当てはめてみると  $i = -100$  となり、減速比 100 で逆回転となることがわかる。

	$N_i$	$N_k$	$N_p$
	$-1$	$-1$	$-1$
+)	$1$	$0$	$Z_i/Z_p$
	$0$	$-1$	$Z_i/Z_p - 1$

ここで、K-H-V 型遊星歯車の遊星歯車を薄肉にし、楕円にたわめてかみ合い位置を楕円の長軸上 2 箇所とし、公転軸の回転に相当する軸受け 2 個を配置すると波動歯車装置となる。

次に、遊星歯車に相当する F/S はどの程度楕円にたわめればよいかであるが、上の説明でも分かる通り、内歯車である C/S と F/S の径の差分たわめればよい。これを数式で表すと次のようになる。

C/S の歯数を  $Z_c$ 、F/S の歯数を  $Z_f$ 、歯車の歯の大きさを表す  $m$  (モジュール) を用いると、C/S、F/S それぞれの基準ピッチ円径は  $Z_c \cdot m$ 、 $Z_f \cdot m$  となる。たわめる量はそれぞれの径の差であるから、たわめる量を図7のように  $d$  (ディフレクション) と定義すると  $d = (Z_c - Z_f) m$  となる。

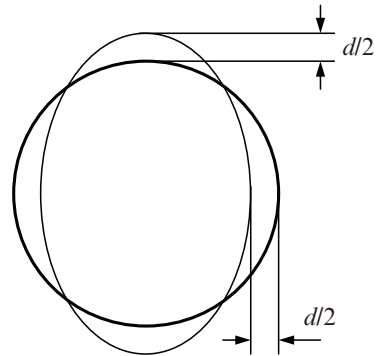


図7 F/S のたわみ量

ここで減速比の計算にそれぞれの歯数を用いると  $i = -Z_f / (Z_c - Z_f)$  であるのでこれらから低減速比を得ようとすれば、たわみ量の基準ピッチ円径に対する比率も大きくしなくてはならなくなることがわかる。このため波動歯車装置は高減速比には有利であるが 5 とか 10 といった低減速比には適していない。

さて、ここまでで楕円にたわめられた F/S の自転が入力回転に対し減速していることがご理解いただけたと思うが、次はこのたわめられた F/S からいかに自転のみを取り出すかである。

カップ型波動歯車装置では、薄肉のカップ状の開口部に歯が切られておりこの部分が楕円にたわめられるが、カップの底に行くに従い楕円量が小さくなり、カップの底では F/S の自転のみを伝えることが出来る。すなわち薄肉のカップ形状にしているのは楕円変形を吸収するためのたわみ軸継ぎ手（フレキシブルカップリング）を構成させるためである。

この F/S の自転のみを取り出す方法でいろいろな波動歯車装置の構造が考えられるが、たわみ軸継ぎ手とは異なった種類を紹介する。図8に示された波動歯車装置はリング型とよばれ、F/S はリング状の円環歯車となっており、この自転を取り出すため F/S と同じ歯数の内歯車（ダイナミックスプライン）を用いている。言わば歯車継ぎ手（ギヤカップリング）である。カップ型に比べ回転精度、効率の点で劣るが F/S が破断しても負荷トルクを伝達できるといった利点や中空に出来る利点もある。

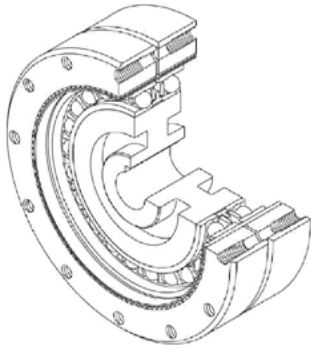


図8 リング型波動歯車装置

## 2.2. 波動歯車装置の特徴

波動歯車装置の最大の特徴は、歯車のかみ合いにバックラッシを全く必要としないことである。これは、歯車のかみ合いが瞬間的な静止状態を含む独特なかみ合いによるもので、完全な両歯面かみ合いとなってもスムーズに回転可能である。次にたわみ易い歯車を持つために、同時かみ合い歯数が極端に多いことがあげられる。また、高減速比を3部品のみで実現できるといった機構的特徴から次のような減速装置としての特長が得られる。

- a) 歯車の高いかみ合い効率（90%以上）とノンバックラッシにより、繰り返し位置決め精度が高く、また高い制御性が得られる。実際にはW/Gの楕円にたわめられた大きな玉軸受けが高速で回転するため、潤滑剤の粘性抵抗による損失で効率は70~80%となるが、位置決めなどは停止状態で決まるため、この粘性抵抗による損失は悪影響しない。
- b) 同時かみあい歯数が多いことから、歯車誤差が平均化され回転精度が高く、また伝達トルク容量も大きい。
- c) 設計の自由度が大きく、また軽量コンパクトな装置設計が可能である。
- d) 簡単な機構のため、小型のものが製作できる。現在市販されているもっとも小さいものは外形13mmでロボットの指の駆動にも使われている。

## 2.3. 波動歯車装置の進化

日本では、当社が研究開発を続け年々波動歯車装置を進化させており、ここでは日本における波動歯車装置の変遷と技術的進歩のトピックについて紹介をしたい。

図9と表1には技術導入当初から現在までの波動歯車装置のコンポーネント（基本3部品）の変遷を示す。以下主な改良点について述べる。

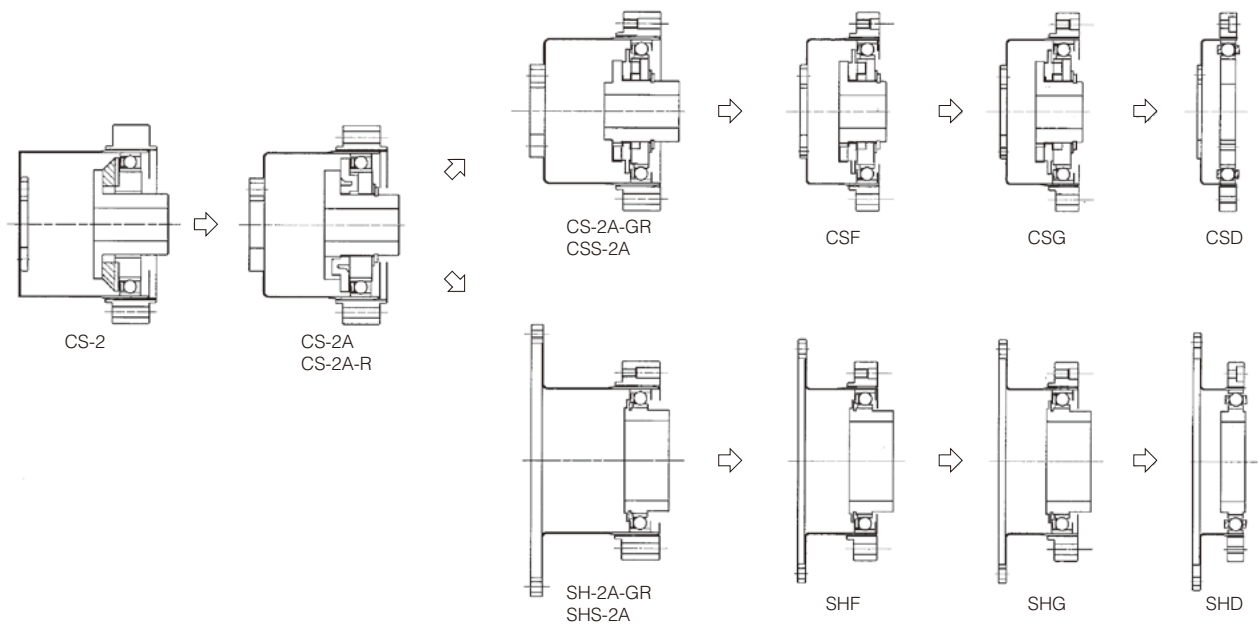


図9 波動歯車装置の変遷

表1 波動歯車装置の変遷

	CS-2	CS-2A	CS-2A-R	CS-2A-GR SH-2A-GR	CSS / SHS	CSF / SHF	CSG / SHG	CSD / SHD
市場導入年度	1970	1972	1977	1986	1989	1992/1995	1999/2003	2001/2003
改良のポイント		F/S 強度 UP	高精度化	入力側低慣性化	F/S 強度 UP、 剛性 UP	軸方向長さ短縮	F/S 強度 UP、 ベアリング寿命 UP	超扁平化
F/S 加工法	パイプ材、 プレス材溶接構造	鍛造材削り出し	←	←	←	←	←	←
F/S 薄肉形状	均一肉厚	←	←	応力緩和直線形状	←	応力緩和曲線形状	←	←
歯形	圧力角 30° インボリュート歯形	←	←	←	IH 歯形	←	←	←
容積	1	1	1	1	1	0.6	0.6	0.3
許容トルク	1	1	1	1	1.5	1.5	2	1.1
許容トルク/容積	1	1	1	1	1.5	2.5	3.3	3.7
ねじり剛性	1	3	6	6	13	13	13	10
ベアリング寿命	1	1	1	1	2.3	2.3	3.3	2.3

2.3.1. 疲労強度向上

技術導入当初、F/S はパイプ材とプレス板材の溶接構造であったが、繰り返し変形を受ける F/S として溶接構造は強度的に不十分であったことと、溶接部位の品質保証的な問題から鍛造素材からの削り出しとなり、強度アップが図られた。しかし、1980 年代産業用ロボットの関節駆動に採用されると、F/S の歯部やカップ部分の付け根が疲労破壊する事例が時折発生した。当時のロボットの制御技術や組付け精度の問題もあったが、F/S の疲労破壊に対する余裕度も低かったことが原因であり、強度向上が強く望まれた。これを受け 1980 年代中盤から後半にかけ、カップ部分の付け根部の応力緩和が図られるとともに歯形の改良が行われ、F/S の疲労強度は 2 倍以上に向上した。前者は FEM の解析技術の進歩と旋盤の NC 化、後者は波動歯車装置の歯車のかみ合いの機構解析技術と非インボリュート歯形を持った高精度な歯切り工具の製造技術によってもたらされたものである。図 10 には従来歯形と改良された歯形を示す。

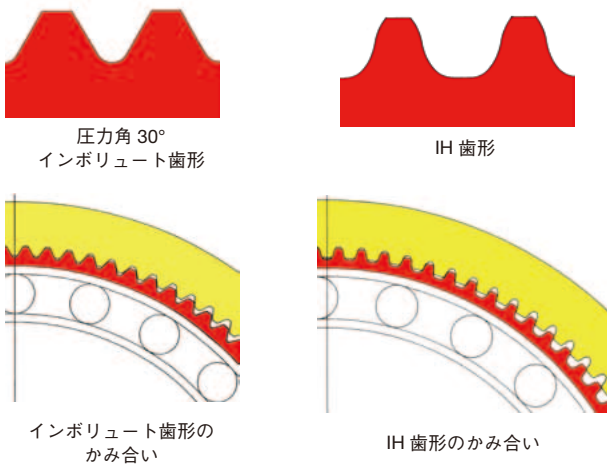


図 10 インボリュート歯形と IH 歯形

従来の歯形は圧力角 30° 低歯のインボリュート歯形であった。インボリュート歯形の採用は、歯切り工具の製作の容易さ、歯切り加工の容易さ等利点もあったが、

F/S の歯底曲げ応力集中が大きいこと、同時かみ合い歯数が総歯数の 10% 程度にとどまっていたことから、波動歯車装置の強度的限界の原因ともなっていた。改良された歯形は IH 歯形と呼ばれ、F/S の歯溝歯厚比を大きくし、また F/S の楕円変形による歯の移動軌跡を解析し、同時かみ合い歯数を大幅に増やすことが出来る歯形となっている。これにより同時かみ合い歯数は総歯数の約 30% に増大し、また F/S の歯底の応力緩和の効果も合わせ、F/S の歯底疲労限界を大きく向上させた。また、同時かみ合い歯数の大幅増加により、ねじり剛性も約 2 倍に改良された。

図 11 には F/S 歯底疲労強度、図 12 には、ねじり特性について歯形の改良前後の実験の結果を示す。

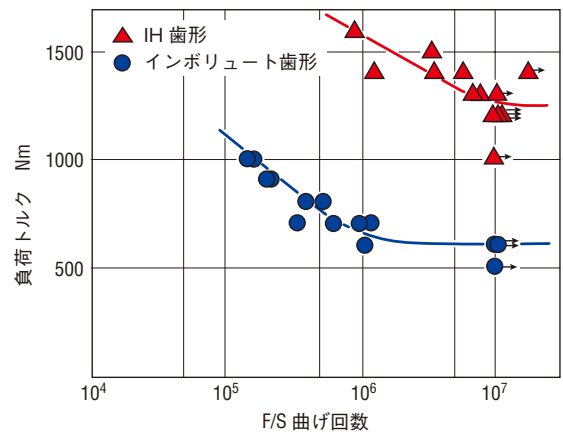


図 11 F/S 歯底疲労強度

図 11 では横軸に F/S の曲げ回数（入力回転数の 2 倍）縦軸に負荷トルクをとり、F/S が歯底で破壊したポイントをプロットしている。矢印がついたポイントは破壊せずにいることを表している。この図より、鉄鋼材料の S-N カーブ（応力振幅と応力繰り返し回数で疲労破壊ポイントを整理したもの）のように、ある負荷トルクを下回ると疲労破壊しなくなる疲労限が存在することがわかる。また、歯形を改良することで、この疲労限トルクが約 2 倍になっている。歯形の改良前後において使用されている材料は同じで、材料自体の疲労限応力は等しいので、

歯形改良により F/S の歯底の応力振幅が大幅に低下したことを示唆している。

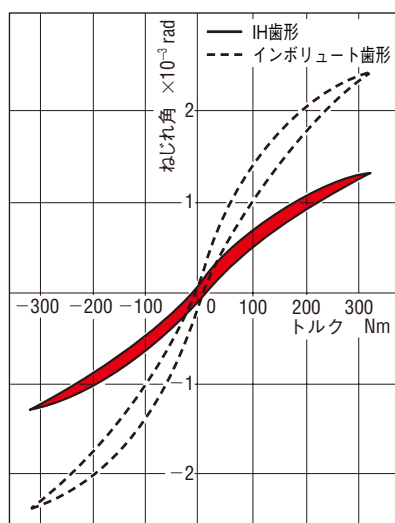


図 12 負荷トルクねじれ線図

一方図 12 は、W/G を固定し F/S に正逆の負荷トルクを与え、そのときの F/S 変位角度をねじれ量として連続的にプロットしたもので、ヒステリシスカーブの様相を示している。このヒステリシスカーブの傾きが波動歯車装置のねじり剛性を表し、歯形改良によってねじり剛性がほぼ 2 倍となっていることが確認できる。また、ヒステリシスは波動歯車装置の内部の静摩擦によりねじれが元に戻っていないことを示すが、改良前後で変化していないことから歯形改良による静摩擦増加はないことがわかる。この改良で他の精密減速機に遜色ないトルク容量とねじり剛性がえられた。

### 2.3.2. 中空構造と更なるコンパクト化

産業用ロボットでは、各関節を駆動するモーターの電線などの配線が減速機内部を貫通できればよりスマートなロボットが出来ると同時に、配線の屈曲を最小限に抑え配線の寿命も向上する。また、用途によってはシャフトを通したり、他の機構部品を入れるなど、減速機の中空化は利用価値が高い。この要求を受け、1986 年には F/S のカップ部を外側に開いたシルクハット (SH) 型とよばれる波動歯車装置が開発された。この形状は F/S の胴の部分と外に広がったダイヤフラムの接続部に大きな応力集中が発生し、技術導入当初は製品化不可能といわれていたものであるが、この問題に対し前述同様 FEM 解析による応力緩和設計と NC 旋盤による精密な薄肉加工により、カップ型以上の強度が得られた。1990 年代半ばには、これらの技術の発展により F/S の軸方向長さを短くすることが可能となり、よりコンパクトな減速機となった。

1990 年後半になるとヒューマノイドロボットが開発され、波動歯車装置には、より軽量、コンパクト、高負荷容量が求められてきた。この中で 2000 年代に入り、超扁平タイプの変速機が開発された。トルク容量では従来タイプに劣るが、トルク容積比では最も優れている。

### 2.3.3. 高精度化とユニット化

産業用ロボットは通常長いアームを持ち、その先端での振動が問題となる場合が多い。振動の主な原因は関節駆動用減速機の回転むらであり、波動歯車装置の場合多くは C/S、F/S の歯車誤差に起因する。

歯車誤差には加工誤差とロボットに組立てられたときの変形誤差がある。加工誤差については長年、加工機械、加工治具、歯切工具などの改良が行われ、最近では 1980 年代のものに対し約 1/3 になっている。1980 年代から 1990 年代前半までは、波動歯車装置はロボットにコンポーネントの状態では組込まれていた。このため相手部材の精度や手順によっては組込時、各部品 (特に C/S) に変形が生じ歯車精度が悪化し、振動や場合によっては破損の原因となっていた。そこで波動歯車装置の性能を十分引き出し、かつ組立てが容易な出力支持軸受けが一体となったユニット構造 (図 13) が開発された。

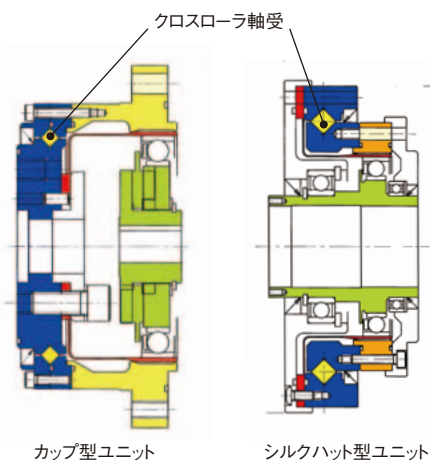


図 13 ユニット構造

ここで使われている出力支持軸受けはクロスローラーベアリングと呼ばれ、+45deg の角度と -45deg の角度で交互にローラーが配置されている軸受けで、一列で 2 列の軸受け配置と同等な性能をもったコンパクトな軸受けである。この結果ロボットのコンパクト化や組立の生産性の向上にも寄与している。最近ではクロスローラーベアリングと同じ働きを持ち、小さなサイズにも対応できる 4 点接触ボールベアリングも出力支持軸受けとして採用されている。

### 3. 波動歯車装置の使い方と用途事例

実際に波動歯車装置を使うにあたっては、前項で述べた F/S の歯底の疲労強度ばかりでなく、いろいろな制限がある。図 14 に使用範囲図を示す。

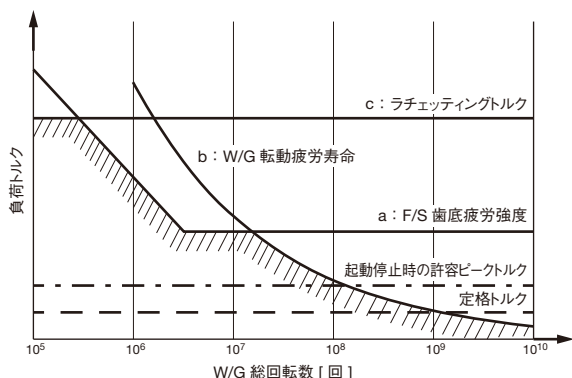


図 14 波動歯車装置使用範囲

横軸は W/G の総回転数、縦軸は負荷トルクをあらわしている。ここで線 a は F/S 歯底の疲労寿命、曲線 b は W/G の薄肉玉軸受けの軸受疲労寿命、線 c はラチェッティングと呼ばれる歯飛びを起こす静的破壊限界を示している。これらの線の内側であれば破損せずに使えることを示している。しかし、潤滑剤の油膜破壊による摩耗や温度上昇などを考慮し、連続で使用可能な定格トルク（図中破線）、短時間であれば繰り返し使用可能な起動停止時の許容ピークトルク（図中一点鎖線）が設定されている。

#### 3.1. 波動歯車装置の用途事例

ここでは、様々な用途から数例を紹介する。

波動歯車装置の代表的用途は産業用ロボットの関節駆動である。産業用ロボットには様々な仕様、用途があるが、ここでは代表的な水平多関節型（スカラ型）ロボット（図 15）、垂直多関節型ロボットを紹介する。

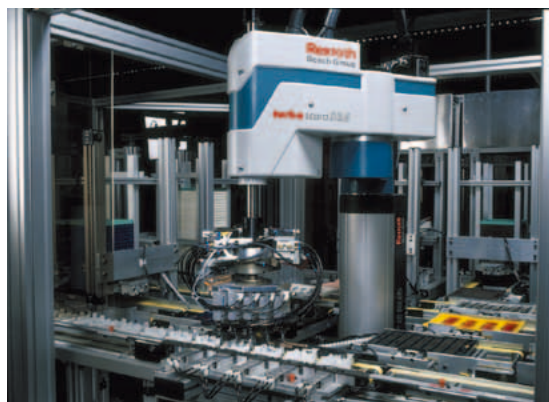


図 15 水平多関節型ロボット

水平多関節型ロボットは主に組立や半導体シリコンウエハーなどの比較的軽量物の搬送に利用され、垂直多関節型ロボットは主に溶接や塗装、比較的重量物の搬送、ハンドリングなどに利用されている。波動歯車装置は中小型の産業用ロボットに多く採用されている。

図 16 に示すヒューマノイドロボットでは、足や腕など、ほとんどの可動部に波動歯車装置が採用されている。この用途では、駆動エネルギーが制限されていることから、いかに本体を軽く出来るかが、また、2足歩行や高度な動きを実現するため高い制御性が要求される。軽量コンパクト、大きな負荷容量、高い効率と回転精度など波動歯車装置の特長が最も生かされた用途といえる。



パートナーロボット  
トヨタ自動車(株) 様提供

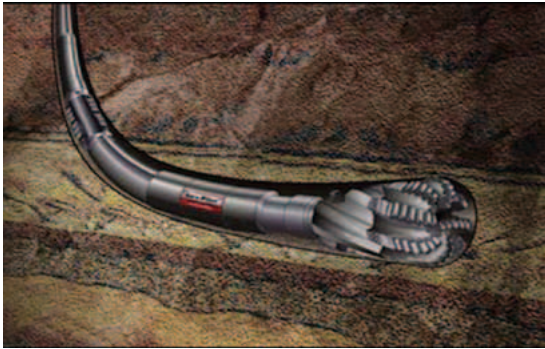


ASIMO  
本田技研工業(株) 様提供

図 16 ヒューマノイドロボット

図 17 に示す油田、ガス田で用いられる掘削装置では、掘削機の操舵システムに採用されている。この操舵システムとは掘削機先端にある岩石を砕くビットの向きを波動歯車装置によってコントロールするもので、与えられた目標に正確にかつ短時間で到達が可能となり、また、原油やガスを取り囲む領域の中を精密に掘削できることから、油井、ガス井の高い生産性に寄与している。

この用途では地中数千メートルを掘削するため、高温、高压であることに加え、岩石掘削による振動を常に受ける過酷な条件での使用となるが、実用化されて以降、波動歯車装置の不具合が発生したことは無く、波動歯車装置の高い信頼性を物語っている。また、この装置では操舵機構の中を、掘削ビットを駆動し、またマッドと呼ばれる砕かれた岩石を地上に運ぶための液体を通す大径の軸が貫通している。このため採用されている波動歯車装置には外形寸法の約 60% にもなる中空穴があげられており、波動歯車装置の設計の自由度の高さを示している。



Courtesy of Halliburton/Sperry Drilling Services

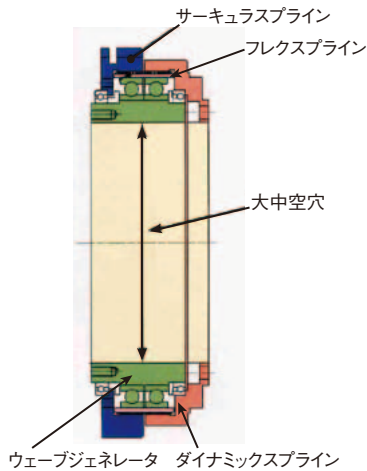
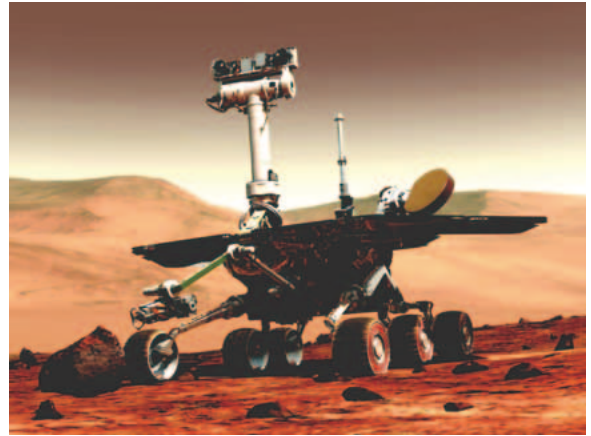


図 17 油田・ガス操舵掘削装置と大中空波動歯車装置

図 18 は 2004 年火星に着陸し、活動を開始した NASA の火星探査車である。「オポチュニティ」と「スピリット」と名づけられた 2 台の火星探査車には、それぞれ 19 個の波動歯車装置がロボットアーム、カメラ駆動、アンテナ駆動、車軸駆動に採用されている。これも軽量コンパクト、大きな負荷容量、高い効率と回転精度など波動歯車装置の特長が生かされた応用事例である。車軸駆動部では、シルクハット型の波動歯車装置が採用され、その中空を生かし装置全体のコンパクト化に貢献している。この 2 台の探査機は、当初予定の探査期間 3 ヶ月を大幅に上回る 6 年（2010 年当時）活動し、うち 1 台は今でも活動を続けている。



Rover image created by Dan Mass, copyrighted to Cornell and provided courtesy NASA/ JPL-Caltech.

図 18 火星探査車

図 19 は高速ロボットハンドに採用された事例を示す。このハンドには人間に近いサイズを実現するため、世界最小サイズである外径 13mm の波動歯車装置が採用されている。波動歯車装置はこのサイズにおいてもノンバックラッシであり、高速かつ高精度な指駆動を実現している。



東京大学石川研究室様提供

図 19 高速ロボットハンドと世界最小波動歯車装置

### 3.2. ステッピングモーターのギヤヘッドとしての波動歯車装置

ステッピングモーターと波動歯車装置の出会いは 1987 年にさかのぼる。位置制御を得意とするステッピングモーターと、高減速比でバックラッシが無い波動歯車装置の組み合わせは、高分解能をもった精密位置決めアクチュエータとして半導体製造装置の位置決めなど新たな市場を開拓していった。当時は図 9 に示された CS-2A-GR が採用され、2003 年には CSF と新たに開発された 4 点接触ボールベアリングを主軸受に採用し、負荷容量、ねじれ剛性が約 2 倍となるコンパクトなアクチュエータが完成した。



今回 **RKII** に採用いただく **CSG** シリーズは表 1 と図 9 に示す波動歯車装置の進化にあつて、現在同じ外径で比較するとともに負荷容量が大きいものとなっている。

このシリーズは **CSF** シリーズに対し、歯形のさらなる改良、素材の見直し、表面処理の変更等により約 30% のトルクアップが実現した。従来採用いただいている **CSF** シリーズに対し、同じ大きさで大きな負荷に耐えられ、また、信頼性も大きく向上している。

#### 4. おわりに

米国で発明された波動歯車装置は日本に技術導入された後、産業用ロボットに代表される様々なモーションコントロール用途に採用され、その厳しい市場要求によって大きな進化をとげた。2000 年以上の歴史を持つ歯車の中にあつて発明以来 50 年と若い波動歯車装置は、決して完成の域に達しているとは言えない。新たな市場要求と日本が得意とする緻密な解析技術、優れた加工機械と職人の技能によって、また、新たな用途の出現とその市場からの要求に答えていくために、波動歯車装置は更なる進化を遂げる可能性を秘めている。

#### 参考文献

- (1) 清澤 芳秀「先端事例から学ぶ機械工学 実践／基礎連動型ハイブリッド講座テキスト」, 日本機械学会, (2013), pp.84-94

#### 筆者



清澤 芳秀

株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ  
執行役員  
最高技術責任者 開発・技術担当

#### 《略歴》

- 1980 年 慶應義塾大学卒業  
1983 年 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ入社  
1998 年 東北大学大学院工学研究科後期課程修了、  
工学博士、日本機械学会フェロー

※本文冒頭にもありますように、当社では 26 年の長きに渡って株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ様の波動歯車装置 “ハーモニック・ドライブ®” を採用させていただいています。当社の新商品 **RKII** シリーズに新たな波動歯車装置を採用させていただくのを機に、“ハーモニック・ドライブ®” の歴史とその技術について論文を寄稿していただきました。

尚、この論文は、日本機械学会発行の「先端事例から学ぶ機械工学 実践／基礎連動型ハイブリッド講座テキスト」より加筆・修正して頂きました。