

大偏心ギヤカップリングの基礎性能

Fundamental Characteristics of Gear Coupling with Large Angularity

保 延 誠* 岸 正也* 高 西 忠 司*
Makoto Honobe Masaya Kishi Tadashi Takanishi

内 容 梗 概

ギヤカップリングは小容積、高速のたわみ軸継手として良い性質を持っており、その動力伝達効率は交さ角 $\varphi=6$ 度の場合でも98%以上である。
また、ギヤカップリングの歯の負荷条件は、普通の動力伝達歯車と同程度に過酷であり、負荷一定の状態で1枚の歯に加わる最大荷重は、交さ角度に対してほぼ直線的に増加し、交さ角 $\varphi=6$ 度の場合は0度の場合の約6倍になる。

1. 緒 言

ギヤカップリングは種々の機械に広く使われており、その特性のある部分については詳しい報告⁽¹⁾が出されている。しかしギヤカップリングの動力伝達機構としての基礎的な性質について述べた報告は少ないので、その要点を解析および実験した結果をまとめて報告する。

本報告で実験したギヤカップリングは、鉄道車両用として電車のモータと車輪の間に使用された偏心がきわめて大きい(軸の交さ角で6度程度)ギヤカップリングである。

このように大きな交さ角度を許容するギヤカップリングを大偏心ギヤカップリングと呼んでおり、すでに、多数製作され、京福電気鉄道株式会社、京王帝都電鉄株式会社などで好調に使用されている。われわれは、ここではじめにギヤカップリングの動力伝達機構としての性質を解析的に述べ、次に動力循環式ギヤカップリング試験機によって実験した結果を取りまとめて述べる。

2. ギヤカップリングの構成およびその特長

ギヤカップリングを構成する機械要素としては、少なくとも次の三点が必要である。

- (i) 原動軸 ①
- (ii) 従動軸 ②
- (iii) ①と②によって滑動できるように支持され、①、②の両軸に動力を伝える中間軸 ③

①と③、③と②の間には歯車のかみ合いがある。したがって、このかみ合いは計2対あり、その1対は歯形の等しい内接かみ合いで、すぐばの場合が多い。

ギヤカップリングのたわみ軸継手としての特長を要約すると次のとおりである。

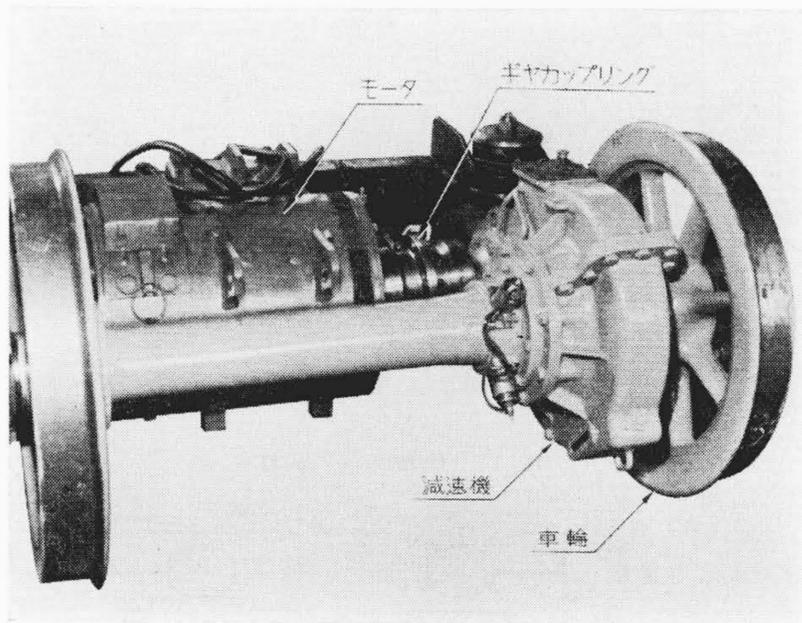
長 所

- (1) ①、②両軸の軸方向の相対移動および両軸の偏心、交さを大きく許すたわみ軸継手として占める空間が非常に狭くてよい。
- (2) ①③軸、③②軸、①②軸間の速度変動率が少なく、高速運転に適する。
- (3) 速度変動率を少なくするため、①③軸、②③軸のなす角度に関する制限が少ない。

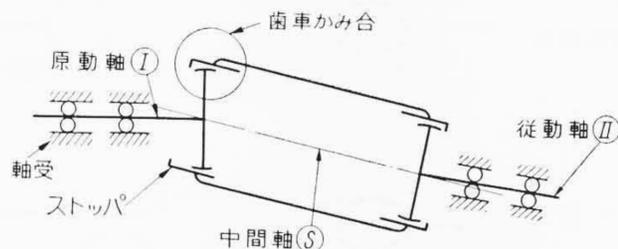
欠 点

- (1) ①②両軸の偏心と交さを許すためには歯のかみ合いのガタが余計必要になる。そのため急に起動すると、このガタのために衝撃が加わる懸念がある。
- (2) 歯車かみ合いをその中に含むので、そのため多少の振動、

* 日立製作所亀有工場



第1図 ギヤカップリング



第2図 ギヤカップリングを構成する要素

騒音、摩耗は避けられない。また①②両軸の間に多少でも偏心や交さを許すためには、歯車に潤滑剤の存在は是非必要である。次にギヤカップリングの形式としては第1表に略図で示したような種類が考えられる。

これは①③②軸の歯車が外歯車(E)か内歯車(I)かの区別によって分類したものである。

EIEE形はギヤカップリングのスペースを小さく制限される場合に適し、IEEI形は①②軸が軸方向に離れている場合に適する。

力の平衡、モーメントの余計かかる軸などに多少の違いはあるが、本質的な違いはない。EIEI形はEIEE形とIEEI形のまざったものであるが、実際の構造上、製作上からはEIEE形かIEEI形の方がやりやすい。

3. ギヤカップリングの機能

すぐば内接かみ合いをし、4.2で述べる実用的な歯形をもつギヤカップリングに限定して述べる。

3.1 軸継手としてのたわみ性

ギヤカップリングは、軸継手として必要にして十分な次のような

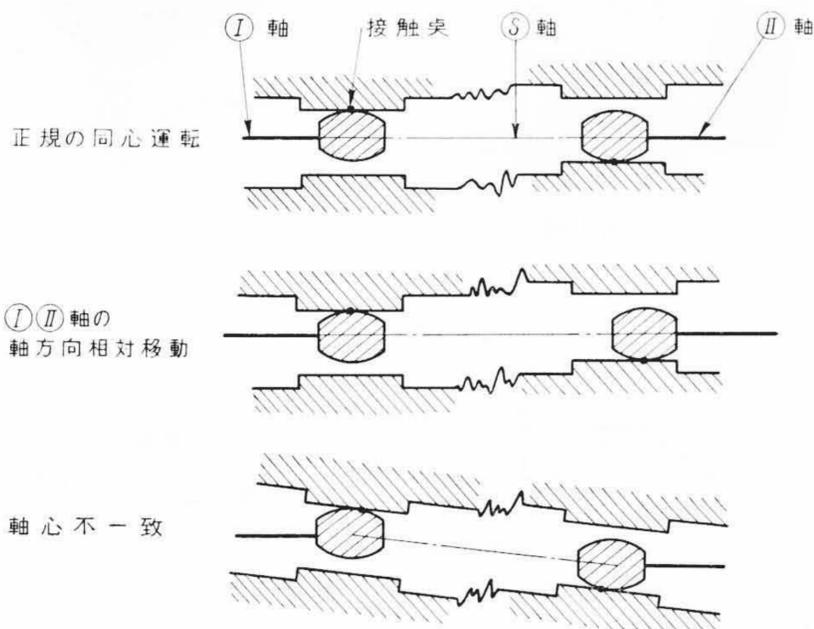
第1表 軸の交さ角が等しい場合ギヤカップリングをはさむ両軸に、ギヤカップリングから働くモーメント（半径力を除く）

両軸 カップリング形式	平行	不平行
EIII		
IEEI		
EIEI		
説明	— 内歯, 手前側, 負荷歯面 — 内歯, 裏側, 負荷歯面	↓ 手前側歯面に働く力 ↓ 裏側歯面に働く力

注：カップリング形式は、原動側から従動側へ歯車の略号で示す。
E：外歯車 I：内歯車

第2表 動力の伝え方

動力の 伝達方法 比較 項目	純粋な軸継手 例 (フランジ カップリング)	普通の動力伝達 歯車	ギヤカップリング	
			①②軸 同心	①②軸 狂い
例 図				
軸に定常な回転 力が働くとき 任意部分の 応力変動	なし	歯の部分 は普通、1回転、1 山の変動をする。	なし	歯の部分 は、普通、1回転、1 山、2山
応力 0 回転位相				
接触部分の すべり	なし	ピッチ突を除き あり	なし	あり
軸に加わる 曲げモーメント	なし	大きい	なし	わずかあり



第3図 ギヤカップリングのたわみ性と接触点位置変動（かみ合い部分のピッチ円周断面展開図）

たわみ性を備えている。

- ①②両軸の軸方向の相対移動
- ①②両軸の間の偏心
- ①②両軸の交さ

ギヤカップリングのたわみ性は、歯車かみ合いとしての接触点移動によっておもに得られるものである。すなわち第3図に見るように①②両軸が平行な状態での軸方向相対移動は、内歯面の接触点が軸方向に移動することによって可能である。①②両軸の平行でない状態での軸方向移動、偏心、交さなどは①③軸間角および②③軸間角の順応変化によって可能となるのである。

3.2 軸継手としての動力の伝え方

第2表は純粋な軸継手、普通の動力伝達歯車、ギヤカップリングに生ずる現象を比較したものである。

この表で見ると、①②軸に狂い（偏心や交さ）がない場合、ギヤカップリングは純粋な軸継手のような応力状態で動力を伝えるが、偏心や交さがある場合は、その歯は歯車かみ合いと同じような

かみ合い状態となる。

たわみ性が得られるように、ギヤカップリングの外歯はクラウンニングを施すので、①②軸が同心の場合は、どの歯も歯幅の中央が相手歯に当たる。そして歯に起こる応力は定常である。①②軸が狂ってくると、歯当りは歯幅の両端側にかたより二つに分れて180度の位相差で交互に当たるようになる。したがって歯元の一点の曲げ応力は、1回転に二つの山があらわれることになる。その点が歯幅中央から端の方にかたよっていけば、その山の一方は高く、一方は低い。

3.3 動力を伝えるときの速度変動

ここで速度変動というのは、負荷一定の状態で行く①③軸間、②③軸間、①②軸間の回転速度比の変動を意味している。

①②軸が同心であり、歯に誤差がなければ変動はない。同心でない場合の速度変動は次の原因から起こる。

- 3.2で述べたように、動力伝達が歯車かみ合いという非定常な方法によるための力学的な変動
- 歯形が理想的（球面インボリュート）でないため起こる幾何学的な原因
- 歯の誤差

3.4 ギヤカップリングをはさむ両軸にギヤカップリングからはたらく力

普通の軸継手と同じように両軸にはたらく力は動力伝達トルク、重さ、遠心力などである。この力は要約すれば次のとおりである。

- ギヤカップリングの歯面にはたらく全切線力の μ 倍（ μ は歯面の摩擦係数）程度の摩擦力が時々軸方向にはたらくことを予期せねばならない。
- ③軸が①軸に対して交さ角 ϕ で傾いているとき①軸に対して曲げモーメントがはたらく。
- ①②軸をささえているギヤカップリングのケーシングには軸受摩擦モーメントがはたらく。そのほか①②軸が ϕ だけ食違っているときは、駆動トルクの変換のためのトルクが直角方向にかかる。

第3表 ギヤカップリングをはさむ両軸にギヤカップリングから働く力

の歯軸 軸方向 相対移動 の狂い	(a) なし	(b) あり
	トルク T_d A 視 A 視図 ρ_a	$W_a = \mu \frac{2T_d}{D}$
の歯軸 面対称 の狂い	(c) 対 称	(d) 非 対 称 ($\varphi_1 \neq \varphi_2$)
あり	$M_I = (\tan \varphi + \mu) T_d$ $M_{II} = (\cos \varphi)^{-1} \frac{l}{D} T_d$	$W_{rI} = [\mu - \frac{1}{2}(\tan \varphi_1 - \tan \varphi_2)] \frac{D}{L} (\frac{2T_d}{D})$ $W_{rII} = \frac{1}{2} (\frac{l_1 + l_2}{L}) (\frac{2T_d}{D})$

第3表にはその代表として、原動①軸の中の2枚の対称の歯をとり、その手前側を実線で、反対側を点線で示している。力は太い矢印で、運動は細い矢印で示している。表中で説明不足と思われる文字に説明を補足すると、

- L: ①③軸の交さ点と③⑤軸の交さ点の距離 (cm)
- D: ギヤカップリング歯の作用歯たけの中央の直径 (cm)
- l: 軸心が狂ったとき、手前側と裏側の歯にはたらく力の着力点のズレ (cm)
- ρ_a : Crowning の曲率半径 (cm)
- μ : 歯面の摩擦係数
- T_d : 軸にはたらく動力伝達トルク (kg-cm)
- W: 力 (kg)

(a)図に見るように、軸心の狂いも①③軸の軸方向相対移動もない場合、力は平衡して①軸には力がはたらかない。

(b)図に見るように、それに軸方向の相対移動が加われば摩擦力

$$W_a = \mu \frac{2T_d}{D} \dots\dots\dots (1)$$

が相手軸の動く軸方向にはたらく。

次に軸心が大きく狂っていて、矢印の回転方向に動力伝達トルク全部が、図示した2枚の歯で伝えられる場合を考える。このとき、(c)図に見るように、①軸歯面には軸に対して傾いてトルクがかかるので、そのトルク T_1 は、

$$T_1 = (\cos \varphi)^{-1} T_d \dots\dots\dots (2)$$

①③軸を含む平面に直角に T_1 のため①軸にはたらく曲げモーメント M_φ は、

$$M_\varphi = T_1 \sin \varphi = (\tan \varphi) T_d \dots\dots\dots (3)$$

この面内にはこのほか①軸に対し、図の方向に摩擦による曲げモーメント M_f がはたらく。

$$M_f = \mu T_1 \cos \varphi = \mu T_d \dots\dots\dots (4)$$

したがって、この面内にはたらく曲げモーメント M_\perp はこの双方の和であるから

$$M_\perp = (\tan \varphi \mp \mu) T_d \dots\dots\dots (5)$$

この複号は、①軸がそれぞれ原動、従動の場合である。また①③軸を含む面内にも、①軸に対し曲げモーメント M_{II} がはたらく。

第4表 ギヤカップリングの歯の接触状態

(a) 略図 (①軸の外歯について示す)			
	$\varphi = 0$ \rightarrow $\varphi = max$		
(b) 1枚の歯の負担荷重			
(c) BおよびB'位相におけるEEに沿っての表面圧縮応力分布			
(d) BおよびB'位相における歯当たり			
(e) 接触だ円中心の歯幅方向位置			
(f) ころがりおよびすべり速度ベクトル (速度はA線への投影)			
(g) すべり率の正負変化			

$$M_{II} = (\cos \varphi)^{-1} \frac{l}{D} T_d \dots\dots\dots (6)$$

(d)図の場合、軸にはたらく半径力 W_r は、軸にはたらく曲げモーメント M と同じ平面で M を助けるような方向にはたらく。

$$W_{rII} = \frac{1}{2} \frac{l_1 + l_2}{L} \frac{2T_d}{D} \dots\dots\dots (7)$$

- ここに l_1 : ①軸側かみ合いの l (cm)
- l_2 : ② " " l (cm)

また①③軸を含む平面に直交する面内に

$$W_{r\perp} = \left[\mu - \frac{1}{2} (\tan \varphi_1 - \tan \varphi_2) \right] \frac{D}{L} \left(\frac{2T_d}{D} \right) \dots\dots (8)$$

(2)~(8)式は φ が非常に大きく荷重がほとんど全部2枚の歯によって伝えられる場合の式であり、実際はもっと多くの歯が荷重を分担するので、モーメントや力の値はこれより小さく、歯形によっても値はことなる。

3.5 ギヤカップリングの歯の接触状態

ギヤカップリングの歯の接触状態を第4表に示す。一枚の歯の負担荷重を半径の長さとして、その回転位相による変化を(a)図に示す。

(b)図は1枚の歯の負担荷重を示す。 $\varphi=0$ の場合、位相によって負担荷重は変わらず円となり、 φ が増してくると円はひずんでだ円形となり、最大荷重は増してくる。その最大となる位相は、両軸を含む平面に直交する位相から少しずれた BB' にある。このずれは歯幅の端の方の接触部の偏心による。

(c), (d)図に BB' 位置における歯面の接触だ円の大きさ、位置、表面圧縮応力の分布を比較した。

(e)図は接触だ円中心の歯幅方向位置を、半径の長さとして位相による変化を示す。

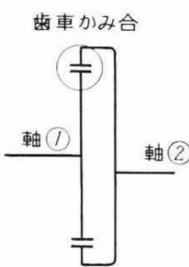
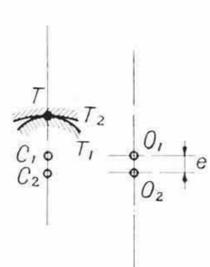
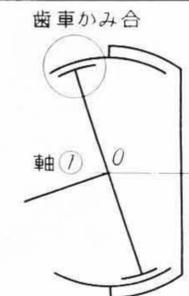
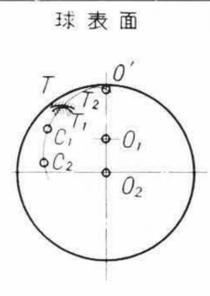
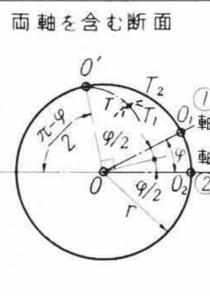
(f)図はころがりおよびすべり速度を回転ベクトルの原線 A への投影で示した。ここでころがり速度というのは、接触だ円中心が歯幅方向に移動する速さであり、すべり速度というのは、接触だ円中心における相手歯面の相対移動速度である。

(g)図はすべり率の変化を正負の符号の配置で示す。すべり率はすべり速度ところがり速度との比で、表面圧縮応力が同じ場合、摩擦仕事の表面密度をあらわす量である。

以上、ギヤカップリングの接触状態で次の二つの過酷な点のある

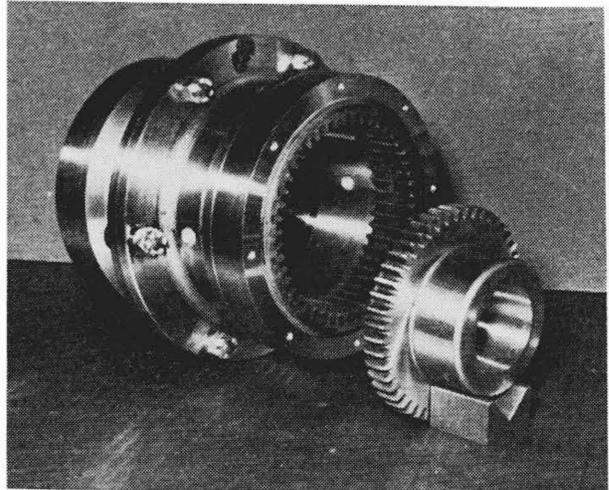
第 5 表 等 速 度 比 歯 車

歯形曲線実質部 

	略 図 (両軸を含む断面)	② 軸方向から見る	
等速異中心歯車			
等速交差軸歯車 (ギヤカップリング)		球表面 	両軸を含む断面 

第 6 表 歯 車 要 目

	内 歯	外 歯
歯 形	FD(転位)	FD
モ ジ ュ ー ル	3	3
圧 力 角 (度)	20	20
歯 数	48	48
刻 み 円 径 (mm)	144,00	144,00
歯 先 径 (mm)	138,00	150,00
歯 幅 (mm)	45	20



第 4 図 試験用ギヤカップリング

ことが推定される。

- (1) 荷重が最も大きい、表面圧縮応力の最も高い BB' 位相の近くで、すべり率が無限大に近くなる。
- (2) 軸心がわずかに狂った状態では、(d)の中央の図で見ると、歯面が押しつけられたままで、すなわち潤滑油が歯面の間に補給される機会がない状態で、往復のすべりがくり返される。

3.6 ギヤカップリングの動力伝達効率 η

ギヤカップリングにおける動力損失の要因のおもなものは次のとおりである。

- (1) 歯面の摩擦による動力損失
- (2) 歯のかみ合いの所の潤滑油のかきまぜ損失
- (3) 風損
- (4) ギヤカップリングをささえている軸受にギヤカップリングからの反力のためおこる動力損失

これらの要因の中、損失の主要部分を占める(1)は、

$$\eta \doteq \left(1 - \frac{2\mu \sin \varphi/2}{\cos \alpha \cos \varphi}\right)^2 \dots\dots\dots (9)$$

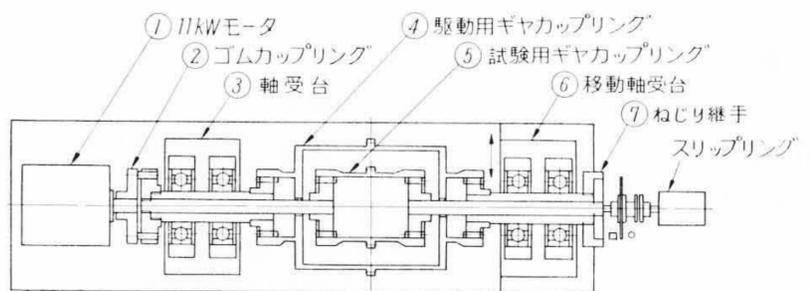
ここに η : ギヤカップリング (内接かみ合い 2 組) の動力伝達効率
 μ : 歯面の摩擦係数
 φ : 一つの内接かみ合いにおける軸の交さ角
 α : 作用歯たけ中央の圧力角

上式において $\mu=0.1$, $\alpha=20$ 度とすると、 $\varphi=1$ 度のとき $\eta \doteq 0.995$, $\varphi=3$ 度で $\eta=0.99$, $\varphi=6$ 度で $\eta \doteq 0.98$ となる。

4. 等速度比運動を伝える機構としてのギヤカップリングの歯形が備えるべき条件

4.1 両軸の交さ点を中心とする球面上の理想的な歯形

- (1) 両軸の交さ角が一定の場合
 第 5 表で交さ角が一定の場合、等速度比運動を伝えるために必要にして十分な条件は「球面上において両歯形の接点 T における共通法線である大円 C_2C_1T が、大円 O_2O_1 上、両軸を $\angle \varphi$ の外で二等分する点 O' (極点) を通る」ことである。
- (2) 両軸の交さ角が可変の場合
 軸の交さ角が可変になりうるための必要にして十分な条件は、「球面上の両歯形が、基礎円を等しくする球面インボリュートであ



第 5 図 大偏心ギヤカップリング試験機略図

る」ことである。

4.2 ギヤカップリングの実用的な歯形

- (1) 内歯車歯面
 すぐばインボリュート (Crowning せず), 歯底は精確に仕上げて外歯車歯先を案内する。
- (2) 外歯車歯面
 すぐばインボリュート, 歯幅中央面に対し, 対称に Crowning, Crowning の形は円, その曲率半径は軸の交さ角の最大値に対して接点か歯幅の端の方にかたより, 折れ応力をあまり増さない程度。歯先は歯車の中心を中心とする球面に仕上げ, 内歯歯底で案内させる。
- (3) 歯 数
 歯面を外歯車中心に対して対称にするために, 歯数は偶数にとる。

5. 試験用ギヤカップリング

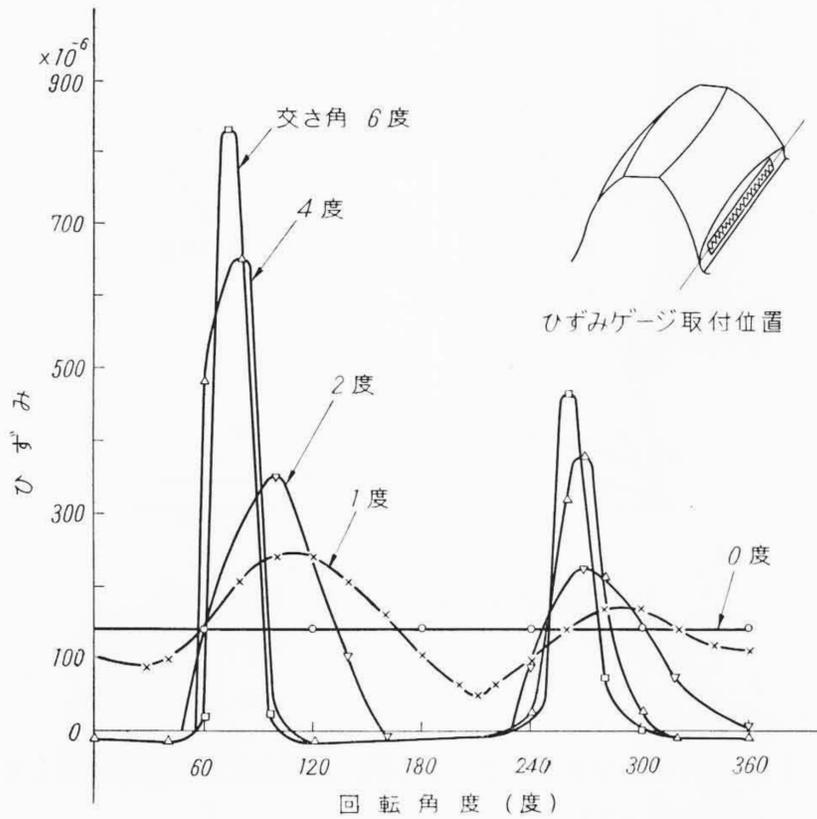
本実験に使用したギヤカップリングの写真を第 4 図に、歯車要目を第 6 表に示す。

ギヤカップリングの形式は EIIE 形で、内歯歯形は歯幅方向に歯厚の変化のない標準インボリュート歯形である。

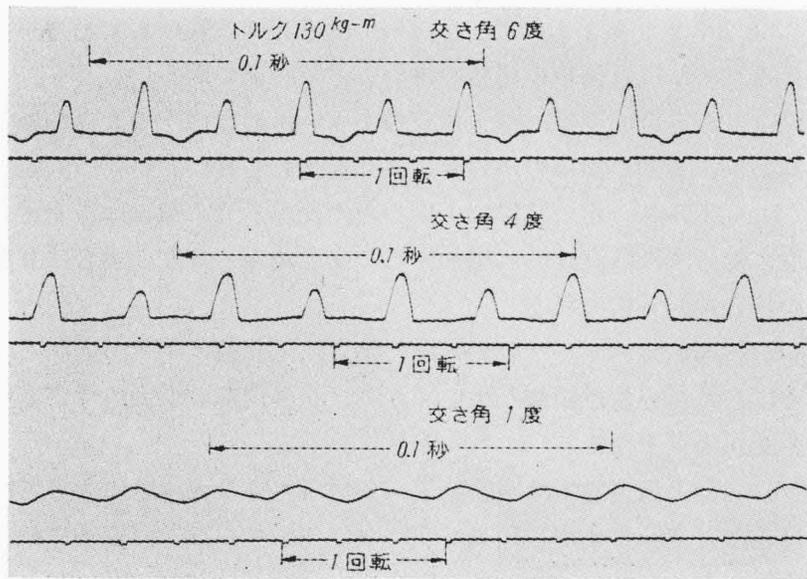
試験機として動力循環式大偏心ギヤカップリング試験機を製作し使用した。その仕様は連続循環定格動力 110 kW/1,500 rpm, 最大交さ角 6 度, 連続回転数 1,500 rpm である (第 5 図)。

6. 静荷重および動荷重による歯元ひずみの測定

歯に加わる最大荷重を知ることは、設計上ギヤカップリングの大



第6図 静荷重による歯元ひずみ



第7図 動荷重による歯元ひずみ波形記録写真 (トルク 130 kg-m)

きさを決定するのに重要なことである。

歯車の回転位相による歯に加わる荷重変化を知るため、歯元にひずみゲージをはり、歯元のひずみ変化を測定した(第6図)。静的ひずみ変化(ギヤカップリングを手で断続的に位相を変え、静止時に測定)はひずみ計によって測定した。動的ひずみ変化は、ブラウン管オシロスコープの連続記録装置によりひずみ波形をオシロペーパーに記録し測定した。

測定結果の代表例として静荷重試験を第6図に、動荷重を第7図に示す。

(1) 荷重比 K

トルク一定なとき、1枚の歯に加わる最大荷重は交さ角の変化により異なってくる。各交さ角度での最大荷重と交さ角度0度なる時の荷重(平均荷重)との比を求め、これを K とする。

$$K = P_m / P_0 \dots\dots\dots (10)$$

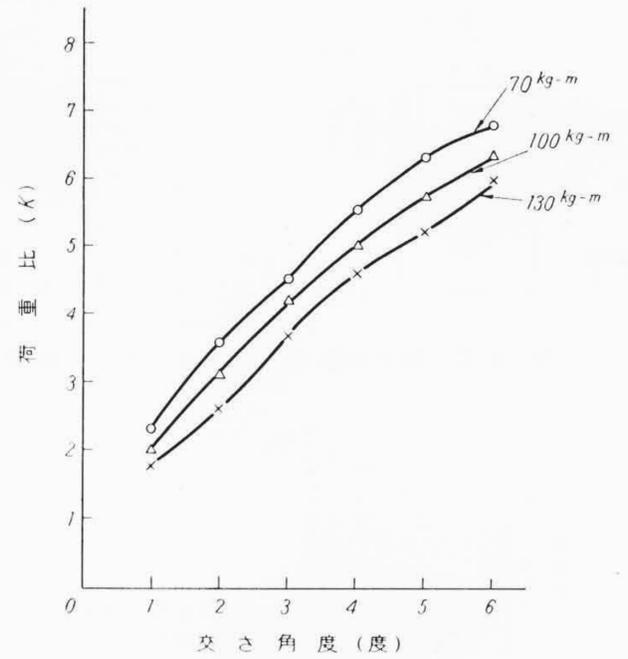
ここに P_m : 偏心したときの1枚の歯に加わる最大荷重 (kg)

P_0 : 交さ角0度の時1枚の歯に加わる荷重 (kg)

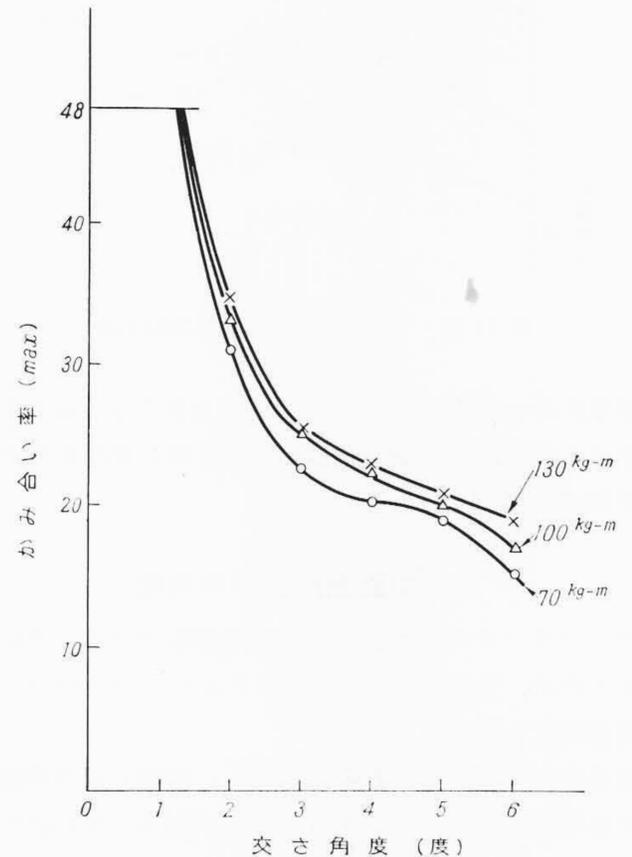
第8図は荷重比 K の値を示す。

(2) かみ合い率

ギヤカップリングの歯のかみ合い率をここで(11)式のように定義すると、



第8図 荷重比 (静的試験)



第9図 かみ合い率 (静的試験)

$$\text{ギヤカップリングの歯のかみ合い率} = \frac{\text{1枚の歯の接触している角度}}{\text{1ピッチの角度}} \dots (11)$$

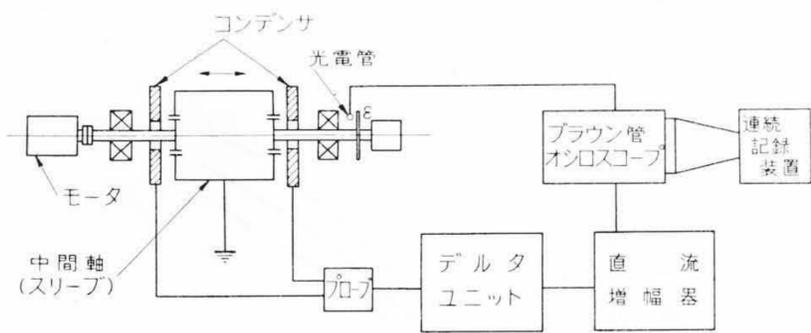
歯元ひずみ測定値から第9図を得る。普通の歯車かみ合いに比べて非常に大きい値である。また歯面の離れは交さ角約1.2度以上の位置で現われる。

負荷トルクの増加に伴うギヤカップリングのかみ合い率の増大は外歯と内歯の歯のたわみによるものと考えられる。

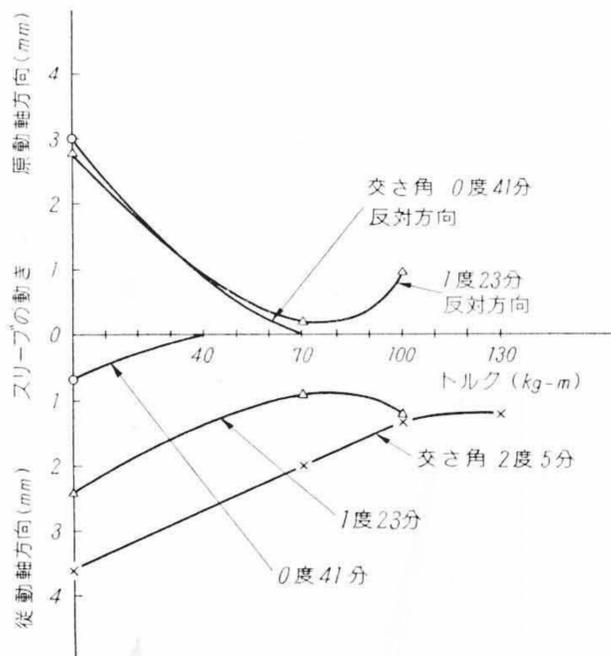
7. スリーブの軸方向動きの測定

歯の製作誤差などの原因から各歯に働く力に不平衡がおり、外歯車と内歯車(スリーブ)の間に相対的に軸方向のすべりが生ずると歯車の摩耗、焼付きの原因の一つになり得る。そのすべりの大きさを知るため軸方向動きを測定した。

測定方式を第10図に示す。スリーブの回転中における軸方向動きを測定するのに、スリーブ側面に平行に立てた軸方向測定コンデンサにより、スリーブの軸方向変位による容量変化を測定した。測定に使用したデルタユニットによって、小さい容量変化に対して大きな出力電圧が得られる。



第10図 軸方向動き測定方式ブロック線図



第11図 軸方向変位 (1,500 rpm)

測定結果から一般的に、負荷トルクが大きくなるにしたがい変位距離は小さくなり、また交さ角度の増大に伴い変位距離が大きくなることを知る (第11図)。

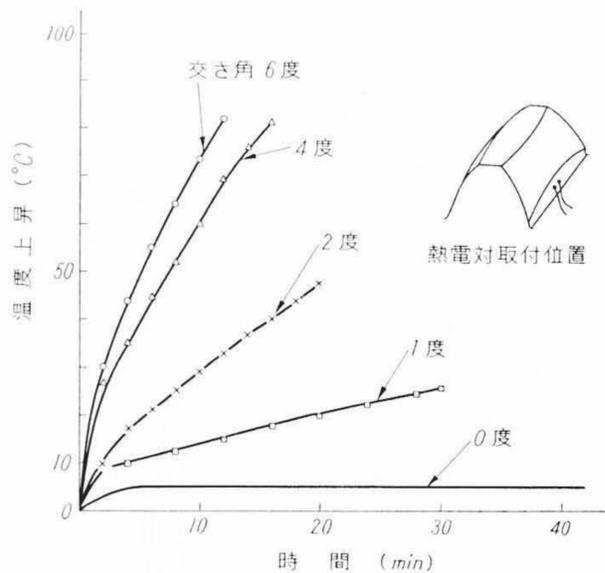
8. 歯面温度上昇の測定

ギヤカップリングの歯のかみ合い面の運転中のすべりによる温度上昇を知るため、外歯歯底に熱電対 (アルメル-クロメル) を電気溶接し、歯面温度を測定した。

測定結果の代表例を第12図に示す。一般的に交さ角度および設定トルクの増加に伴い、温度上昇の増加が顕著に現われてくる。

9. 結 言

以上の解析および実験結果を総合して下記のように結論すること



第12図 歯面温度

ができる。

- (1) ギヤカップリングは、小容積、高速のたわみ軸継手として良い性質を持っている。
- (2) ギヤカップリングの歯の負荷条件は、普通の動力伝達歯車と同程度にからく、特に潤滑条件は過酷である。
- (3) ギヤカップリングがなめらかにまわり、しかも大動力を伝えるためには、歯車の精度の良いことが必要である。
- (4) かみ合い率は、交さ角 ϕ の小さいほど、面圧の大きいほど高いが、普通の歯車のかみ合いよりも著しく高い。
- (5) トルク一定の状態では1枚の歯に加わる最大荷重は、交さ角度に対してほぼ直線的に増加する。交さ角 $\phi=6$ 度の場合は0度の場合の約6倍になる。
- (6) 運転時スリーブの軸方向の動きは、負荷トルクが大きくなるにしたがい変位距離が小さくなり、交さ角度の増大に伴い変位距離が大きくなる。
- (7) 動力伝達効率は実験結果、負荷トルクの大きさによってはほとんど変わらず交さ角度の増すにつれて、ほぼ直線的に減ずる。しかし交さ角 $\phi=6$ 度の場合でも98%以上である。

終わりに、本研究を実施するに当たりご教示くださった社内上司の方々、日立製作所笠戸工場高井昭、齋田信幸、津沢泰行氏および日立製作所亀有工場関係者に深い感謝を捧げる。

参 考 文 献

- (1) 高井, 齋田, 保延, 高西: 日立評論 42, 886 (昭35-8)



特 許 の 紹 介



特許第296577号 (特公昭36-2277)

二木久夫

酸 化 物 半 導 体

従来の酸化物半導体は一般に融点が1,400°C以上と高いために、その単結晶の製作はきわめて困難であった。この発明はCuおよびMo酸化物複合体を主成分とする低融点酸化物半導体に関する。前記両者の混合比を変えた場合、最低の融点を示す組成はほぼ Cu_1Mo_5 で示され、その融点は約650°Cである。

この組成のものから最大で0.3mm角、8mm長程度の単結晶が得られ、これを研磨加工してたとえば半導体ポロメーターとして理想的な寸法のもの得られる。なお本半導体のB値は約2,000~4,200°Kである。(岩田)