

## 歯車とローラを組合せたハイブリッド形変速機に関する研究

園田, 計二

<https://doi.org/10.11501/3117327>

---

出版情報 : 九州大学, 1996, 博士 (工学), 論文博士  
バージョン :  
権利関係 :

## 第6章 歯車とローラを組合せた

### 内転差動ハイブリッド形変速機

歯車とローラの差動運動を利用した内転差動ハイブリッド形変速機は、変速機の寸法を大きくしないで減速比を大きくできる。しかし、変速機を差動形にすれば動力伝達効率が高くない場合がある。本章では、歯車とローラを組合せた内転差動ハイブリッド形変速機を設計・製作し、その構造と特徴および運転性能について述べる。さらに、変速比と動力伝達効率を求めるための計算式を誘導し、実験結果とも比較し考察を行なう。軸受損失と潤滑油の攪拌損失とを考慮すれば、効率の計算値と実験値がかなり良く一致することを示す。

#### 6.1 緒言

ハイブリッド形変速機において、歯車とローラを有効に組合せれば、高速回転で使用しても騒音・振動が問題となりにくい（第5章）。内歯車機構と遊星式トラクションドライブを、差動運動が伴うように組合せれば、変速機のケーシング寸法を大きくしないで、大きな減速比が得られる。ここでは、3K形差動遊星歯車変速機の一部に円筒ローラを用いた内転差動ハイブリッド形変速機を設計・製作する。歯車と一体形の歯付ローラを遊星歯車の代わりに用いれば、段付歯車の歯の位相を合わせる必要はなくなり荷重不等配の問題も起きにくくなる。

トラクションドライブは、歯車機構と異なり、負荷トルクが増加すればそれに応じて、接触面にすべりが発生する。差動形のトラクションドライブにおいては、このわずかのすべりが速度効率や動力伝達効率に大きく影響をおよぼすため、ハイブリッド形差動変速機の効率

(全効率, 速度効率, トルク効率)は、遊星歯車変速機などで用いられる従来の方法<sup>(1)</sup><sup>(2)</sup>で効率を正確に求めるのは困難である。本研究では、歯車のみを用いる変速機とトラクションドライブのみを用いる変速機の効率を求める計算式を利用して、代表的なハイブリッド形差動変速機の速比と全効率を求める計算式を誘導する。また、内転差動ハイブリッド形変速機を独自に設計・製作し、運転性能を調べ、効率などの実験結果と計算結果を比較し考察を行なう。

## 6.2 各構成要素(トラクションドライブ、歯車機構)の理論効率

本節では、ハイブリッド形差動変速機の速比や動力伝達効率を求めるまえに、先ず、ハイブリッド形変速機の各構成要素である トラクションドライブ と 歯車機構 の理論効率を それぞれに求める基本式について述べる。第4章で求めた遊星式トラクションドライブの効率計算方法を、さらに複雑な機構のものに容易に適用できるようにするため、トラクションドライブの転動体(円筒ローラ)に仮想の転がりピッチ円と公転率<sup>(3)</sup><sup>(4)</sup>を導入する\*1。

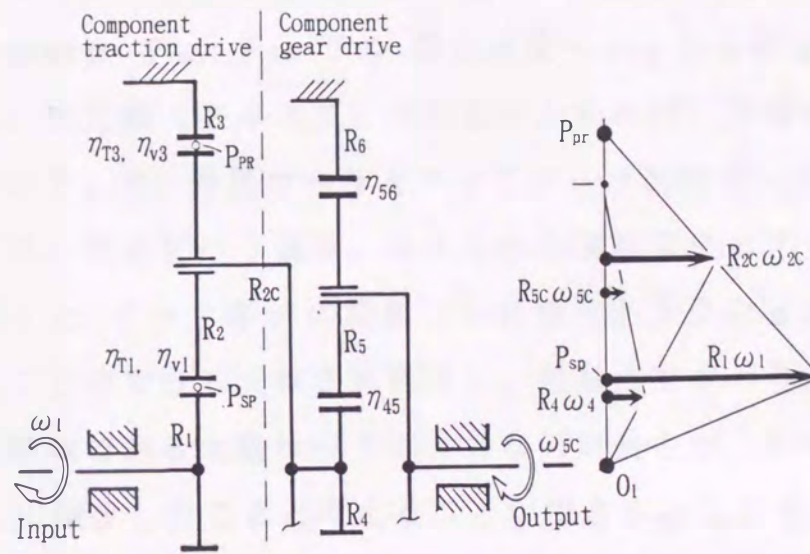
### 6.2.1 トラクションドライブの速度効率

図6-1は、非差動のトラクションドライブと遊星歯車変速機を単純に組合せたハイブリッド形変速機の軸断面説明図などを示している。

---

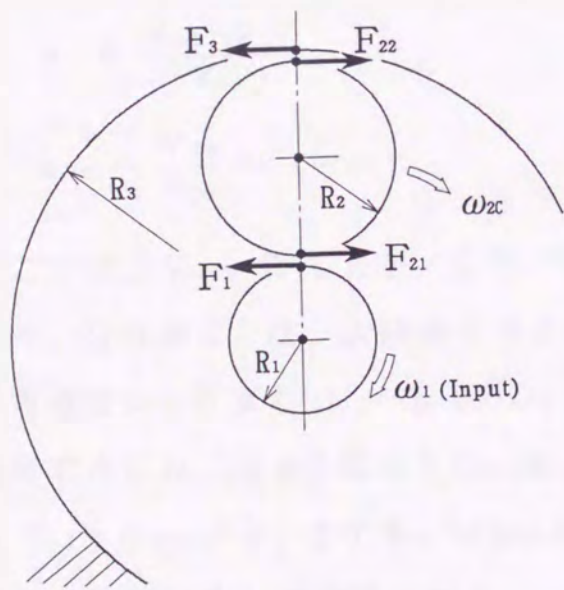
\*1 仮想の転がりピッチ円とは、一对のローラ(トラクションドライブ)が負荷のために、わずかのすべりを伴いながらある一定の速比で転がっているときに、すべることなく転がる仮想のピッチ円のことをさす。中心間距離は元のまま一定であるから、その速比に対応して、一般に、駆動ローラの仮想転がりピッチ円は実際の直径より小さくなり、被動ローラの仮想転がりピッチ円は実際の直径より大きくなる。

公転率は、遊星式歯車変速機(遊星式トラクションドライブ)の遊星歯車(遊星ローラ)のように自転しながら公転する場合に、着目する要素の回転角速度に占める公転成分の割合を表す。

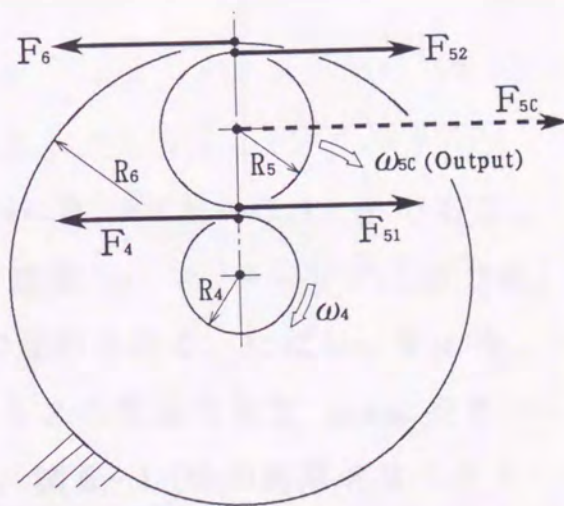


(a) Axial section

(b) Speed vectors



(c) Forces (1st stage)



(d) Forces (2nd stage)

図 6 - 1 非差動のハイブリッド形変速機の軸断面模型図と作用する力および無負荷運転時の速度ベクトル

リングローラを固定し、動力は太陽ローラから入力して、遊星ローラを支えているキャリアから出力する（図 6-1 (a) 参照）。遊星ローラの 2 箇所の接触点  $P_{sp}$ ,  $P_{pr}$  での瞬間速度ベクトルを図 6-1 (b) に示している。出力軸（キャリア）に荷重がかかれば、太陽ローラと遊星ローラ間の  $P_{sp}$  点、遊星ローラとリングローラ間の  $P_{pr}$  点で、すべりが発生する。そのすべり量は、与えられた運転条件の下でのトラクション係数  $\mu$  と すべり率  $\sigma$  の関係（いわゆるトラクションカーブ）から求めることができる（第 3 章参照）。接触点ですべりが発生することは、駆動側である太陽ローラの有効な円周長さが  $2\pi R_1$  から  $2\pi R_1\eta_{v1}$  に減少したと考えることができる。ここで  $\eta_{v1}$  は太陽ローラと遊星ローラ間の速度効率である（第 4 章の 5.2 節参照）。速度効率は、ローラ間のすべり率  $\sigma_1$  を用いて、次の式 (6-1) で表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{V_{1R} - V_{2R}}{V_{1R}} \\ \eta_{v1} &= \frac{V_{2R}}{V_{1R}} = (1 - \sigma_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6-1)$$

ここで、 $V_{1R} = R_1\omega_1(1 - C_1)$ ,  $V_{2R} = R_1\omega_1(1 - C_1)\eta_{v1}$  である。また、公転率  $C_1$  は、太陽ローラの角速度  $\omega_1$  と キャリア（出力軸）の角速度  $\omega_{2c}$  により  $C_1 = \omega_{2c}/\omega_1$  で表わされる。ただし、 $V_{1R}$  を決定するには、 $\omega_{2c}$  の代わりに、キャリアの理論角速度  $\omega_{2cth}$  を用いて  $C_1 = \omega_{2cth}/\omega_1$  とする。 $\omega_{2cth}$  は、図 6-1 (b) の瞬間速度ベクトルから式 (6-2) で求められる。

$$\omega_{2cth} = \frac{R_1\omega_1}{2(R_1 + R_2)} \dots\dots\dots (6-2)$$

同様にして、遊星ローラとリングローラ間の速度効率  $\eta_{v3}$  も、必要ト

表 6 - 1 遊星式トラクションドライブの速比（重合せ法）

Elements	Sun roller	Planet roller	Ring roller	Carrier
① Carrier fixed	$\omega$	$-\eta_{v1} \frac{R_1}{R_2} \omega$	$-\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$	0
② Gearing freezed and casing rotated	$\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$	$\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$	$\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$	$\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$
Sum = ① + ②	$\omega \left( 1 + \eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \right)$	$\omega \eta_{v1} R_1 \left( \frac{\eta_{v3}}{R_3} - \frac{1}{R_2} \right)$	0	$\eta_{v1} \eta_{v3} \frac{R_1}{R_3} \omega$
Speed ratio, $u_T$	$u_T = \frac{\omega_{2c}}{\omega_1} = \frac{\eta_{v1} \eta_{v3} R_1 / R_3}{(1 + \eta_{v1} \eta_{v3} R_1 / R_3)} = \frac{R_1}{(R_1 + R_3 / \eta_{v1} \eta_{v3})}$			

ルクに応じたすべり率  $\sigma_3$  で表すことができる。出力トルクが増加するとともに速度効率  $\eta_{v1}$ ,  $\eta_{v3}$  は減少する。速比  $u_T = \omega_{2c} / \omega_1$  は、遊星歯車装置の速比を求めるのに用いる重合せ法を少し改良することで計算することもできる。この改良した重合せ法を表 6 - 1 に示す。表 6 - 1 より理論速比  $u_T$  を示す式 (6 - 3) が得られる。

$$u_T = \frac{\omega_{2c}}{\omega_1} = \frac{\eta_{v1} \eta_{v2} R_1 / R_3}{(1 + \eta_{v1} \eta_{v2} R_1 / R_3)} \dots\dots\dots (6-3)$$

複雑な機構を持つ遊星差動ハイブリッド形減速機の場合、表 6 - 1 に示すような重合せ法によって、理論減速比を求めることは困難である。そこで、本研究ではトラクションドライブ（ローラ）のところに仮想の転がりピッチ円筒を導入することで、比較的簡単に速比を計算することのできる方法を明らかにする。仮想の転がりピッチ円筒上では、転がるだけですべりは発生しない。図 6 - 1 に示す非差動ハイブリッ

ド形遊星変速機の構成要素であるトラクションドライブ部分について、  
 仮想の転がりピッチ円の半径を計算する。

図 6 - 1 の場合は、実際の遊星ローラ 1 個に対して、2 個の仮想の転  
 がりピッチ円半径  $R_{2v1}$ ,  $R_{2v2}$  を導入しなければならない。仮想の太陽  
 ローラに接する仮想の転がりピッチ円の半径  $R_{2v1}$  は、実際の遊星ロー  
 ラの半径  $R_2$  よりも大きい。別の仮想の転がりピッチ円の半径  $R_{2v2}$  は、  
 実際の遊星ローラの半径  $R_2$  よりも小さい。仮想の転がりピッチ円半  
 径 ( $R_{1v}$ ,  $R_{2v1}$ ,  $R_{2v2}$ ) 間の関係は、式 (6 - 4) で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_2}{\eta_{v1} R_1} &= \frac{R_{2v1}}{R_{1v}} \\ R_1 + R_2 &= R_{1v} + R_{2v1} \\ \frac{R_3}{\eta_{v3} R_2} &= \frac{R_{3v}}{R_{2v2}} \\ R_{2c} + R_{2v2} &= R_{3v} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6-4)$$

上記の関係より、仮想の転がりピッチ円の半径を計算する式は、以  
 下のようなになる。

$$R_{1v} = \frac{R_1 \eta_{v1} (R_1 + R_2)}{R_1 \eta_{v1} + R_2} \dots\dots\dots (6-5)$$

$$R_{2v1} = \frac{R_2 (R_1 + R_2)}{R_1 \eta_{v1} + R_2} \dots\dots\dots (6-6)$$

$$R_{2v2} = \frac{R_2 \eta_{v3} R_{2c}}{R_3 - R_2 \eta_{v3}} \dots\dots\dots (6-7)$$

$$R_{3v} = R_{1v} + R_{2v1} + R_{2v2} \dots\dots\dots (6-8)$$

図 6 - 1 に示す遊星式トラクションドライブの出力軸(キャリア)の  
 角速度は、仮想転がりピッチ円の半径 および 太陽ローラと遊星ロー  
 ラの中心間距離を用いれば、遊星歯車変速機の速比の計算式がそのま  
 ま利用できるのです、次式で計算できることがわかる。

$$\omega_{2c} = \frac{R_{2v1}R_{1v}\omega_1}{R_{2c}(R_{2v1}+R_{2v2})}$$

$$u_{\tau} = \frac{\omega_{2c}}{\omega_1} = \frac{R_{2v1}R_{1v}}{R_{2c}(R_{2v1}+R_{2v2})} \dots\dots\dots(6-9)$$

式(6-9)で計算される速比は、式の形は異なるが式(6-3)から得られた結果と全く同じとなる。トラクションドライブ全体の速度効率  $\eta_{v\tau}$  は式(6-10)で表され、トラクションドライブの全効率を計算するのに使用することができる。

$$\eta_{v\tau} = \frac{\omega_{2c}}{\omega_{2cth}} = \frac{2R_{1v}R_{2v2}}{R_1(R_{2v1}+R_{2v2})} \dots\dots\dots(6-10)$$

### 6.2.2 構成要素(トラクションドライブ、歯車機構)のトルク効率

トラクションドライブのトルク効率  $\eta_{\tau\tau}$  は、転動体(トラクションドライブの転がり要素)が潤滑油をかみ込みながら転がる時の転がり抵抗によって発生する動力損失とスピンによる動力損失を用いて計算される。これらの損失によって起こる動力損失は、各々のローラ間のトルク効率と公転率を用いれば歯車の場合と同様にして、次式から求められる。

$$\Delta L_{12} = F_{1th}R_1\omega_1(1-C_1)(1-\eta_{\tau1})$$

$$\Delta L_{23} = F_{3th}R_3\omega_{2c}(1-\eta_{\tau3}) \cdot \eta_{TE1}$$

$$\eta_{\tau\tau} = 1 - \frac{\Delta L_{12} + \Delta L_{23}}{F_{1th}R_1\omega_1} \dots\dots\dots(6-11)$$

ここで、太陽ローラとリングローラに作用する理論的な接線力は、太陽ローラに作用する駆動トルク  $T_0$  を使って  $F_{1th} = F_{3th} = T_0/R_1$  と表わされる。太陽ローラの角速度  $\omega_1$  に対する公転率  $C_1$  は、 $C_1 =$



$\omega_{2c}/\omega_1$ である。 $\eta_{T1}$ は、太陽ローラと遊星ローラ間のトルク効率である。 $\eta_{TE1}$ は、公転による影響が計算式の上に現れないようにするために導入した等価効率<sup>\*1</sup>である。トラクションドライブの転動体が円筒ローラの場合には、式(6-12)で表わされる。

$$\eta_{T1} = (1 - \Delta F_{12} / F_{1tb}) \dots\dots\dots(6-12)$$

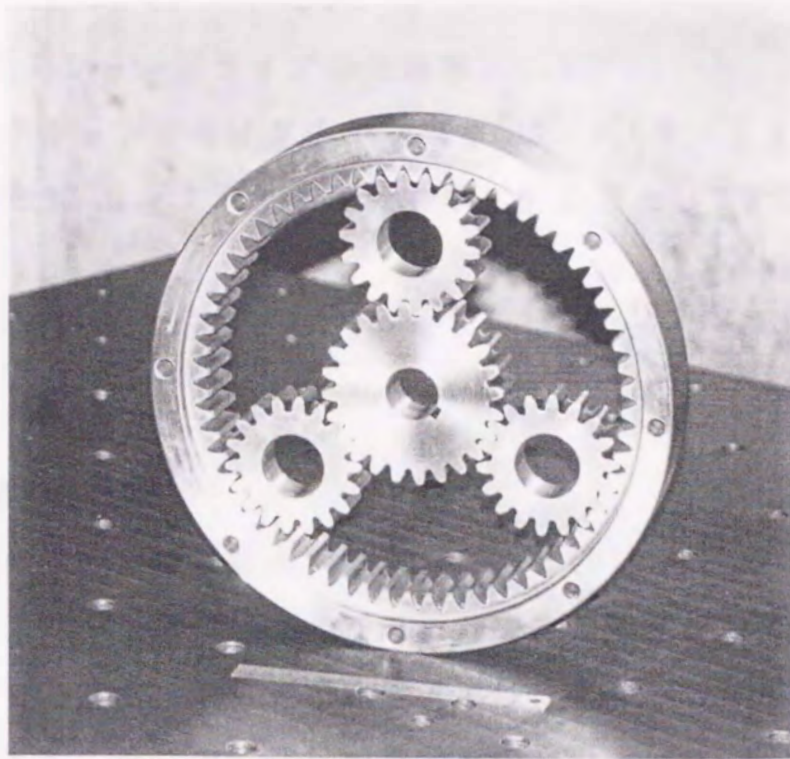
$$\eta_{T3} = (1 - \Delta F_{23} / F_{3tb}) \dots\dots\dots(6-13)$$

ここで、 $\Delta F_{12} = A H_{M1}$ は太陽ローラと遊星ローラ間の転がり抵抗(転がり摩擦)であり、理論油膜厚さ $H_{M1}$ に近似的に比例する<sup>(5)</sup>。遊星ローラとリングローラ間のトルク効率 $\eta_{T3}$ は、式(6-13)で表わされる。ほとんどの場合、太陽ローラと遊星ローラ間の接触圧力は、遊星ローラとリングローラ間の接触圧力よりも高いので、 $\eta_{T1}$ は $\eta_{T3}$ よりも大きい値となる。

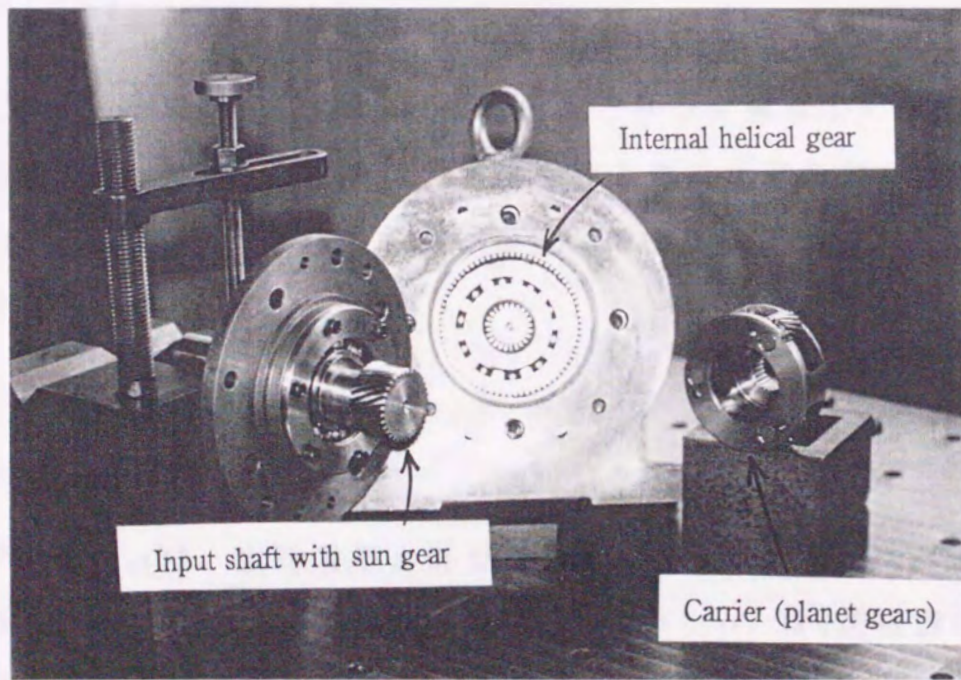
トラクションドライブの転動体(トラクションの転がり要素)としてテーパローラが用いられた場合には、テーパによって発生するスピン運動(差動すべり)のために、トルク効率はかなり小さくなる場合がある。試作した内転差動ハイブリッド形トラクションドライブには、スピン損失による効率低下を防ぐために、転動体としてテーパローラを使用していないので、ここでは、テーパローラを用いた場合の計算式の誘導は省略する(第3章参照)。

---

注\*1 等価効率 $\eta_{TE1}$ は、公転による影響が計算式の上に現れないで、簡便に表せるように導入したものである。すなわち、遊星ローラは自転しながら太陽ローラのまわりを公転するので、太陽ローラと遊星ローラ間の動力損失を求めるときに、等価効率を導入すれば、単に動力に損失率を掛けることで表記できる。太陽ローラと遊星ローラ間の動力損失 $\Delta L_{12}$ を $\Delta L_{12} = F_{1tb} R_1 \omega_1 (1 - \eta_{TE1})$ とおけば $\eta_{TE1} = C_1 + (1 - C_1) \eta_{T1}$ となる。公転にはトルクロスがなく自転のみトルクロスがあることを意味している。



(a) すぐば歯車を用いた遊星歯車装置  
 (内歯車に3個の遊星歯車と1個の太陽歯車がかみ合ったところ)



(b) はすば歯車を用いた遊星歯車装置

図6-2 比較実験用に用いた遊星歯車装置

### 6.2.3 トラクシヨンドライブの全効率

遊星式トラクシヨンドライブの全効率  $\eta_{OT}$  は、式(6-11)のトルク効率  $\eta_{TT}$  と式(6-10)の速度効率  $\eta_{VT}$  の積として計算することができる。

$$\eta_{OT} = \eta_{VT} \cdot \eta_{TT} \quad \dots\dots\dots(6-14)$$

### 6.2.4 遊星歯車装置

比較試験用に用いた遊星歯車装置〔(図6-2(b))〕は、図6-1に示す非差動ハイブリッド形変速機の構成要素である遊星歯車装置とほとんど同じ構造である。歯車装置の速度効率は、当然のことながら  $\eta_{VG} = 100\%$  である。そこで、遊星歯車装置の全効率は式(6-11)で計算できる。最終出力軸(キャリア(2))の角速度  $\omega_{5C}$  は、次の式(6-15)で計算できる。

$$\omega_{5C} = \frac{R_4 \omega_4}{2 R_{5C}} \quad \dots\dots\dots(6-15)$$

ここで、 $R_4$  と  $R_6$  は、それぞれ太陽歯車とリング歯車のピッチ円半径である。 $R_{5C} = (R_4 + R_6)$  は、太陽歯車と遊星歯車の中心間距離、つまり遊星歯車の公転半径である。歯面間の損失は、式(6-16)で計算できる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta L_{45} &= F_{4th} R_4 \omega_{2C} (1 - C_4) (1 - \eta_{T4}) \\ \Delta L_{56} &= F_{6th} R_6 \omega_{5C} (1 - \eta_{T6}) \eta_{TE4} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6-16)$$

ここで、 $\Delta L_{45}$  は、太陽歯車と遊星歯車間の損失、 $\Delta L_{56}$  は、遊星歯車と内歯車の間のかみ合い損失である。 $\eta_{T4}$  ( $\eta_{T6}$ ) は、遊星歯車の公転を停止させた場合の太陽歯車と遊星歯車(遊星歯車とリング歯車)における歯面間の動力伝達効率(基準効率)である(第2章参照)。ま

た、 $F_{4th} = F_{2ct} R_{2c} / R_4$ ,  $F_{6th} = F_{4th}$ ,  $C_4 = \omega_{5c} / \omega_4$ である。 $\eta_{TE4}$ は公転運動によるトルクの伝達損失が生じないことを考慮した等価効率である。 $F_{4th} R_4 \omega_{2c} (1 - C_4) (1 - \eta_{T4}) = F_{4th} R_4 \omega_{2c} (1 - \eta_{TE4})$ より  $\eta_{TE4} = C_4 + (1 - C_4) \eta_{T4}$ となる。

遊星歯車装置部の全効率は、式(6-17)で計算することができる。

$$\eta_{TG} = 1 - \frac{\Delta L_{45} + \Delta L_{56}}{F_{4th} R_4 \omega_{2c}} \dots \dots \dots (6-17)$$

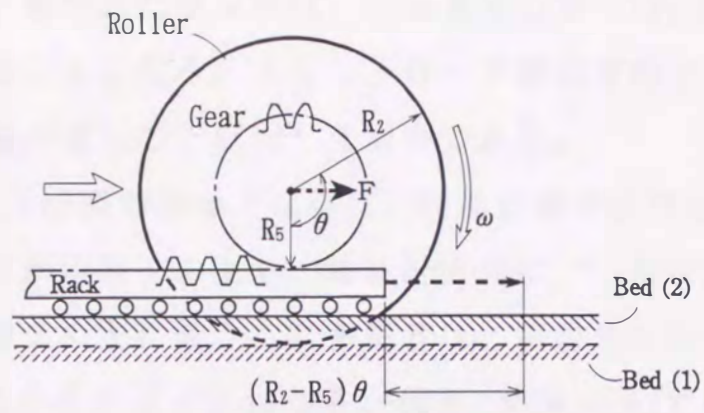
### 6.3 内転差動ハイブリッド形変速機の理論効率

内転差動ハイブリッド形変速機の全効率と速度効率を精度よく求めるためには、歯車装置（遊星歯車機構，差動歯車機構）に用いられていた従来の計算方法は利用できない。ここでは、新しい方法によって計算式を導くことにする。具体例として、本研究で設計・製作した内転差動ハイブリッド形変速機の全効率と速度効率を計算する式を誘導する。なお、この計算式の誘導方法は、種類の異なるハイブリッド形変速機にも応用できる。

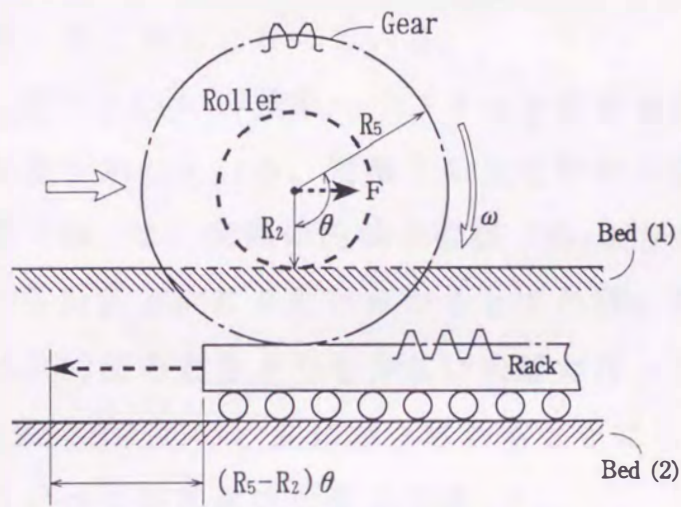
#### 6.3.1 差動運動のメカニズム

図6-3は、差動ハイブリッド形変速機の速比を計算するための説明用模型図である。この変速機は歯車とラックおよびローラと定盤で構成されている。転がり要素として、軸付きの歯車と一体形円筒を用いる。この円筒部分は定盤1〔ベッド(1)〕と接触し、同時に歯車部分は移動できるラックとかみ合っている。ハッチングされたものは、定盤1と定盤2である。ラックは、定盤2の上を転がりガイドにより抵抗なく動くことができる。

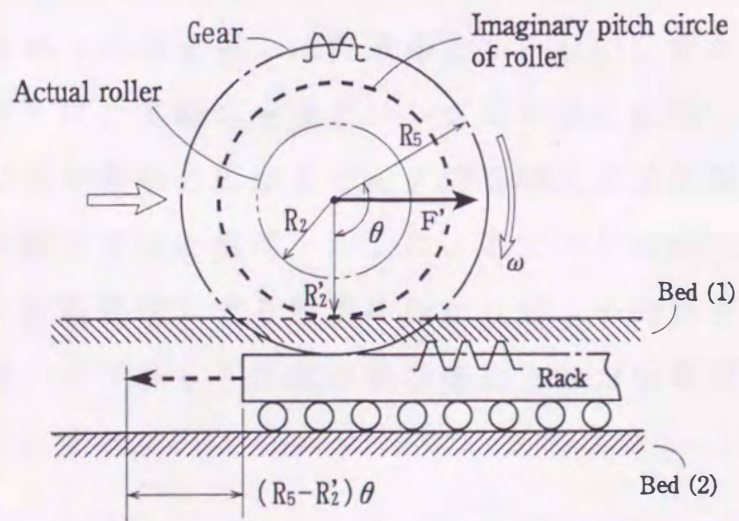
図6-3(a)は、軸付き歯車のピッチ円直径よりも大きな直径をもつ円筒（基準円筒）が定盤1の上を時計針方向に  $\theta$  だけ転がるとすれ



(a) 基準円筒が大きい場合 (無負荷の場合)



(b) 基準円筒が小さい場合 (無負荷の場合)



(c) (b)図のラックに負荷が加わった場合

図 6-3 差動運動に及ぼすローラ半径の影響

ば、定盤2の上に置かれたラックは、円周長さの差 $[(R_2-R_5)\theta]$ だけ右に動かされることになる。ただし、ローラ間の接触点においてはすべることなく転がるものと仮定した場合である。

図6-3(b)は、(a)図の場合とは逆に、円筒が歯車よりも小さい場合である。この円筒が定盤1の上を、時計針方向に $\theta$ だけ転がることを考えると、定盤2の上に置かれた平板Bは、円周長さの差 $[(R_5-R_2)\theta]$ だけ、左に動かされることになる。図6-3(a),(b)では、負荷が加わっていないと仮定しているため、実際の円筒の直径と仮想の転がりピッチ円直径は、全く同じとなっている。

図6-3(c)は、図6-3(b)の差動ハイブリッド形変速機のラックに負荷が作用した場合を示している。定盤1の上を転がる仮想の転がりピッチ円筒の直径 $(R_2')$ は、実際の円筒の直径 $(R_2)$ よりも大きくなっている。円筒が時計針方向に $\theta$ だけ転がるとすれば、定盤2の上に置かれたラックは、(b)図のときよりも少ない距離だけ、つまり円周長さの差の分 $[(R_5-R_2')\theta]$ だけ、左に動かされることになるので、負荷が少ない場合に比べて移動量は少なくなる。

実際に設計・製作した内転差動ハイブリッド形変速機においては、図6-3(c)の歯車(遊星歯車)は内歯車とかみ合い、また、一体形円筒(遊星ローラ)は、太陽ローラとリングローラに接触しているため、さらにもう一つ別の仮想の転がりピッチ円を導入する必要がある(図6-7参照)。本研究では、負荷トルクによるすべりに相当する分だけ円周長が変化(直径変化)する仮想の転がりピッチ円筒を導入することで、内転差動ハイブリッド形変速機の速比と動力伝達効率が容易に計算できるようにする。

### 6.3.2 速比と速度効率

図6-4に 試作した内転差動ハイブリッド形変速機の軸断面図を示

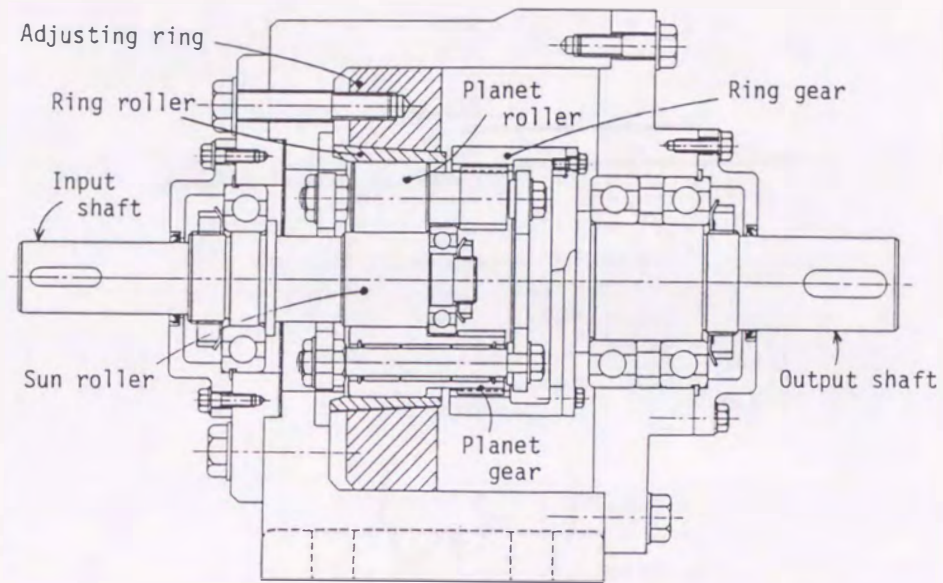


図 6 - 4 内転差動ハイブリッド形変速機の軸断面図

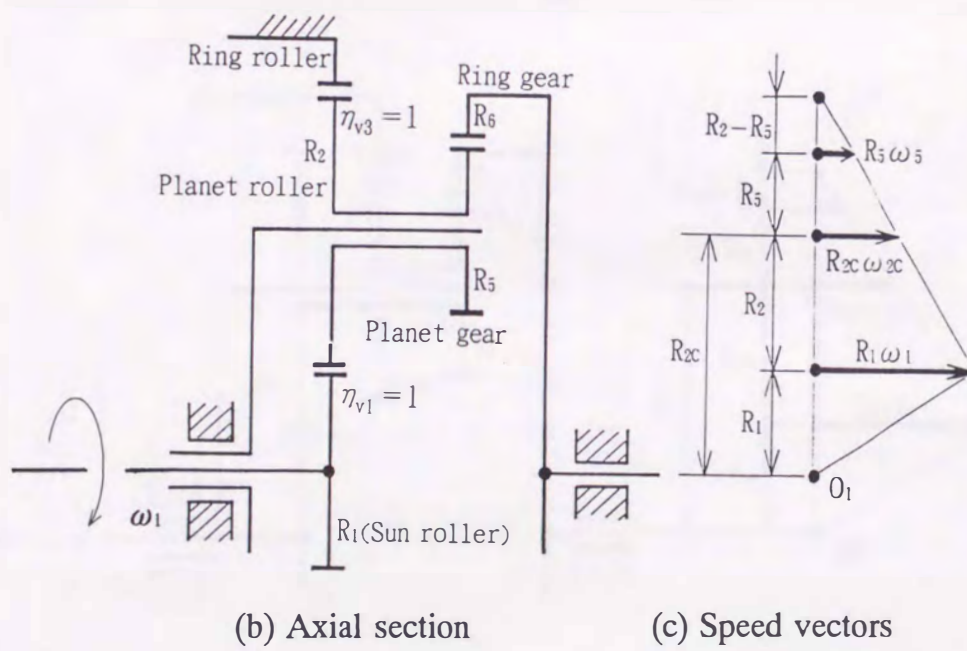


図 6 - 5 内転差動ハイブリッド形変速機の軸断面模型図と速度ベクトル（無負荷運転の場合）

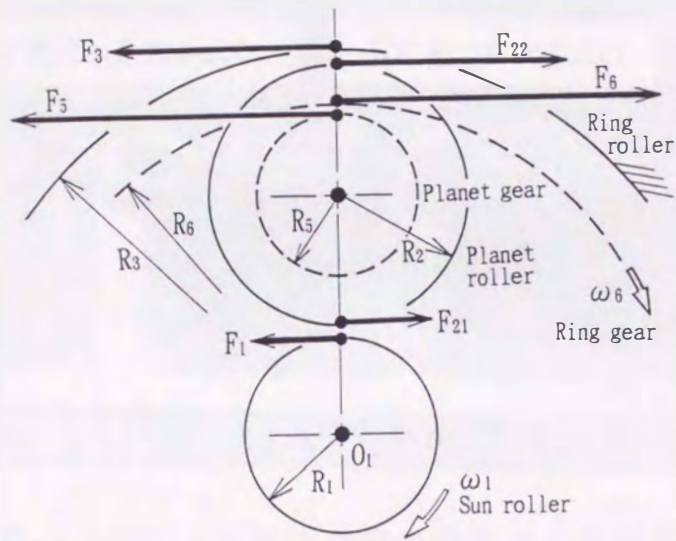
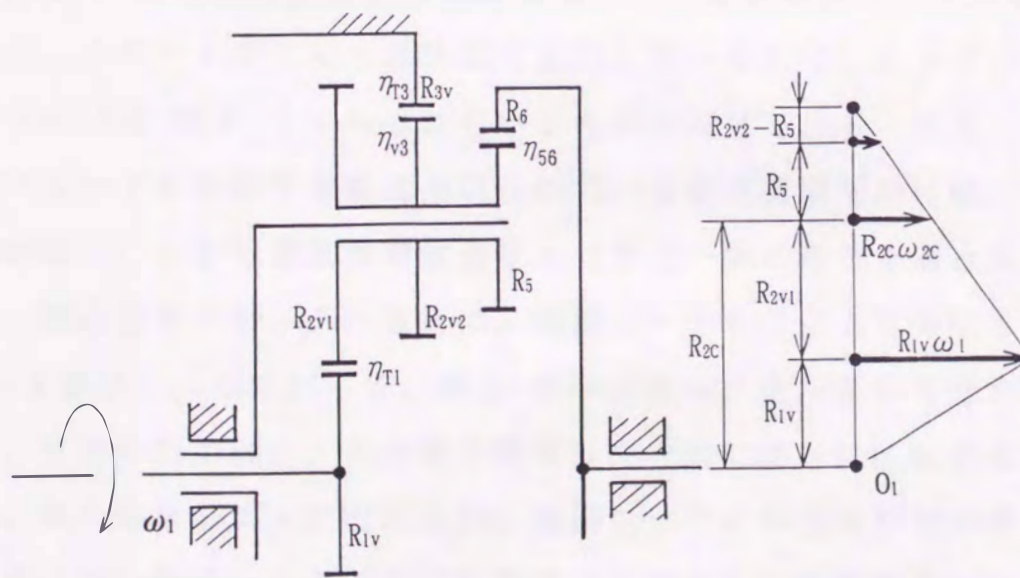


図 6 - 6 ハイブリッド形変速機のローラと歯車に作用する力



(a) Axial section

(b) Speed vectors

図 6 - 7 内転差動ハイブリッド形変速機の軸断面模型図と速度ベクトル (負荷運転の場合)



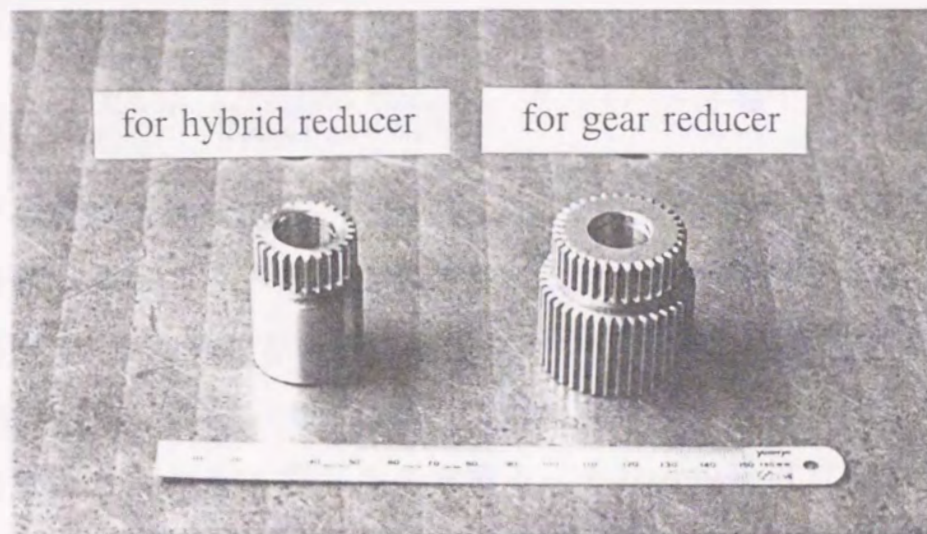


図 6 - 8 試作したハイブリッド形変速機の歯車と一体形遊星ローラ(左)  
 [ 右側の段付歯車は、比較用の内転差動遊星歯車変速機の遊星歯車を  
 示す。2 個以上の段付歯車の歯の位相はすべて合わせる必要がある。 ]

す。図 6 - 5 にこの変速機の軸断面模型図および速度ベクトルを示している。このハイブリッド形差動変速機に用いられているトラクションドライブは 図 6 - 1 に示されているものと同じである。また、このハイブリッド形差動変速機に用いられている歯車機構部分には、太陽歯車がなく、しかも遊星歯車は遊星ローラと一体の軸付き形となっている。遊星歯車のピッチ円直径は、遊星ローラの外径よりも小さい（図 6 - 8 参照）。したがって、図 6 - 5 の速度ベクトルからも分かるように、最終の出力軸は、入力軸の回転方向と同じ向きに回転する。（逆に、遊星歯車のピッチ円直径が、遊星ローラの外径よりも大きい場合、最終の出力軸は、入力軸の回転方向と反対方向に回転する。）

接触点の速度ベクトルは、瞬間回転中心点回りの瞬間回転速度から求めることができる。速度の間の関係は、式 ( 6 - 1 8 ) で示されるか

ら理論速比  $u_{th}$  は式(6-18')で求めることができる。

$$\frac{(R_{2c}+R_5)\omega_{6th}}{(R_2-R_5)} = \frac{R_1\omega_1}{2R_2} \dots\dots\dots(6-18)$$

$$u_{th} = \frac{\omega_{6th}}{\omega_1} = \frac{R_1(R_2-R_5)}{2R_2(R_{2c}+R_5)} \dots\dots\dots(6-18')$$

キャリアの理論角速度は、 $\omega_{2cth} = R_1\omega_1 / 2R_{2c}$  で計算できる。

内転差動ハイブリッド形変速機の歯車とローラに作用する理論的な接線力を図6-6に示している。太陽ローラの円周上に作用する理論的な接線力は  $F_{1th} = T_{0th} / R_1$  によって計算できる。ここで、 $T_{0th}$ は太陽ローラに与えられる入力トルクである。それらの接線力の関係は、式(6-19)で表される。

$$\left. \begin{aligned} F_{21th} = F_{22th} = F_{1th} &= \frac{F_{0th}}{R_1} \\ F_{3th} &= F_{1th} \frac{(R_2+R_5)}{(R_2-R_5)} \\ F_{5th} = F_{6th} &= F_{1th} \frac{2R_2}{(R_2-R_5)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6-19)$$

内転差動ハイブリッド形変速機の場合に、リングローラに作用する接線力  $F_{3th}$  は、図6-1に示す非差動の遊星式トラクションドライブの接線力よりも著しく大きくなる(図6-6参照)。

遊星ローラとリングローラ間の接触点では、この原理で拡大された接線力  $F_{3th}$  が作用するため、接触点におけるすべりによって遊星ローラの有効円周が  $2\pi R_2$  から  $2\pi R_2\eta_{v3}$  へとかなり減少するので減速比が増加して、出力軸が回転しなくなる場合もある。 $\eta_{v3}$  は、遊星ローラと固定されているリングローラ間の速度効率である。非差動のトラクションドライブの場合と同様に、すべり率  $\sigma_3$  を使って表すことができる。

$$\sigma_3 = \frac{V_{2R} - V_{3R}}{V_{2R}}$$

$$\eta_{v3} = \frac{2\pi R_2 \eta_{v3}}{2\pi R_2} = \frac{V_{3R}}{V_{2R}} = (1 - \sigma_3) \dots\dots\dots(6-20)$$

3 K形ハイブリッド形差動変速機の場合でも、太陽ローラと遊星ローラ間の接線力  $F_{1th}$  は拡大されないで、非差動のトラクションドライブの場合と同じとなるので、速度効率  $\eta_{v1}$  は、あまり小さくならない。しかしながら、 $\eta_{v3}$  は前述したように差動形変速機の場合に著しく小さくなる。

出力軸に負荷トルクが作用するとき、内転差動ハイブリッド形変速機におけるトラクションドライブの仮想転がりピッチ円と歯車機構のピッチ円を図 6-7 に示している。仮想転がりピッチ円の半径 ( $R_{1v}$ ,  $R_{2v1}$ ,  $R_{2v2}$ ,  $R_{3v}$ ) は、非差動タイプの変速機の場合に誘導した式を用いて計算することができる〔式(6-5)~式(6-8)参照〕。

内転差動ハイブリッド形変速機の速比  $u$  は、式(6-5)~式(6-8)を用いて整理すれば、式(6-21)となる。

$$\frac{(R_{2c} + R_5)\omega_6}{(R_{2v2} - R_5)} = \frac{R_{1v}\omega_1}{(R_{2v1} + R_{2v2})}$$

$$u = \frac{\omega_6}{\omega_1} = \frac{R_{1v}(R_{2v2} - R_5)}{(R_{2v1} + R_{2v2})(R_{2c} + R_5)} \dots\dots\dots(6-21)$$

内転差動ハイブリッド形変速機の全速度効率  $\eta_{v0}$  は、 $\eta_{v0} = \omega_6 / \omega_{6th} = u \cdot \omega_1 / \omega_{6th}$  で求められる。この全速度効率は、変速機の全効率の計算に有効に利用することができる。

### 6.3.3 トルク効率

内転差動ハイブリッド形変速機のトルク効率  $\eta_{\tau}$  は、非差動のハイブリッド形変速機の場合に用いた方法と同じ方法で計算できる。

$$\Delta L_{12} = F_{1th} R_1 \omega_1 (1 - C_1) (1 - \eta_{T1})$$

$$\Delta L_{23} = F_{3th} R_3 \omega_{2cth} (1 - \eta_{T3}) \eta_{TE1}$$

$$\Delta L_{56} = F_{6th} R_6 \omega_{6th} (1 - C_6) (1 - \eta_{56}) \eta_{TE1}$$

$$\eta_{TT} = 1 - \frac{\Delta L_{12} + \Delta L_{23} + \Delta L_{56}}{F_{1th} R_1 \omega_1} \dots\dots\dots(6-22)$$

ここで、 $F_{3th} = (R_2 + R_5) F_{1th} / (R_2 - R_5)$ ,  $F_{5th} = F_{6th} = 2 R_2 F_{1th} / (R_2 - R_5)$ ,  $C_1 = \omega_{2cth} / \omega_1$ ,  $C_6 = \omega_{2cth} / \omega_{6th}$ である。また、 $\Delta L_{12} = F_{1th} R_1 \omega_1 (1 - \eta_{TE1})$ とおけば、 $\eta_{TE1} = C_1 + (1 - C_1) \eta_{T1}$ である。

#### 6.3.4 全効率

内転差動ハイブリッド形変速機の全効率  $\eta_T$  は、速度効率  $\eta_{vo}$  とトルク効率  $\eta_{TT}$  の積として求めることができる。

$$\eta_T = \eta_{vo} \cdot \eta_{TT} = \frac{u \cdot \eta_{TT}}{u_{th}} \dots\dots\dots(6-23)$$

#### 6.4 試作したハイブリッド形変速機の性能試験

ハイブリッド形変速機の動力伝達能力は、使用するトラクション用の油の種類によって大きく左右される。実験に用いた試験油の中から代表的なもの5種類の油についてトラクション係数とすべり率の関係を図6-9に示している。M油、N油が合成潤滑油であり、C油、E油、J油は、鉱油系潤滑油である。

歯面間の摩擦係数(トラクション係数)とトルク効率の関係は、第2章で既に述べた。トルク効率及び速度効率を求めるために、先ず動力損失を零とした接線力( $F_{th}$ )を初期値( $F_k$ )として、各点でのトルク効率と速度効率を求めた。次にトルク効率を考慮した接線力( $F_{k+1}$ )を用い

て同様の計算を行なう。図6-10に、計算のフローチャートを示す。

$P_{s-p}$ を太陽ローラと遊星ローラ間の接触点、 $P_{p-r}$ を遊星ローラとリングローラ間の接触点とし、接触面では十分なEHL膜が形成されて金属接触の影響がないと仮定する。

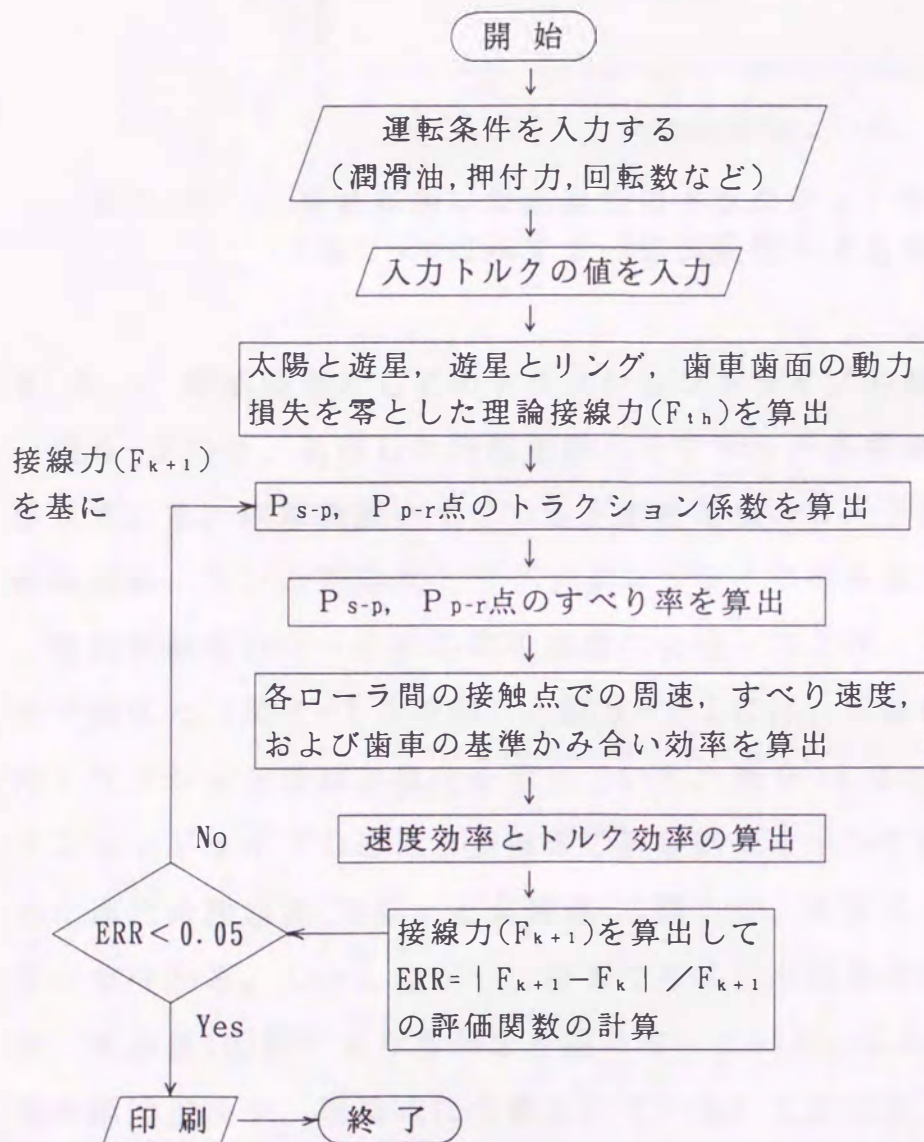


図6-10 効率の計算を行なうためのフローチャート

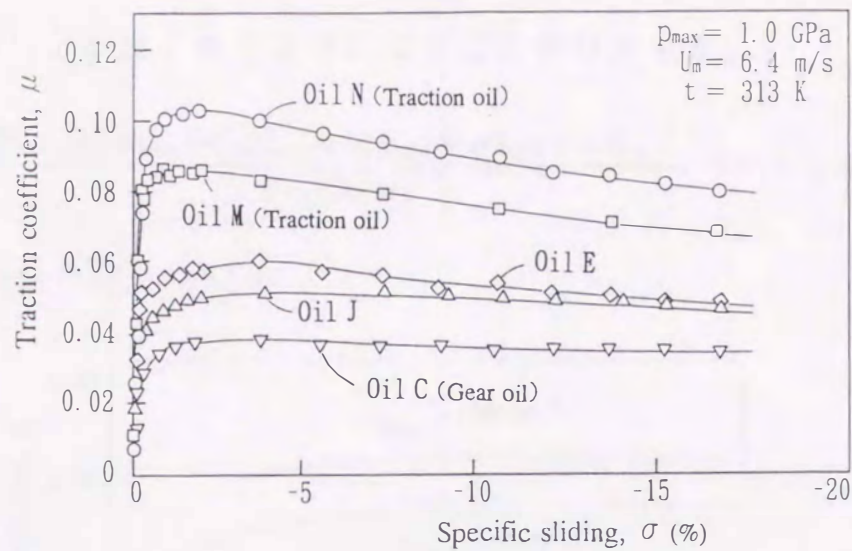


図 6 - 9 実験に用いた試験油のトラクション係数  
(図 2 - 4 に示す 2 円筒試験機による実験値)

#### 6.4.1 構成要素としてのトラクションドライブの運転性能

表 6 - 2 には、試作した内転差動ハイブリッド形変速機の主な諸元を示している。内転差動ハイブリッド形変速機のローラ部分の諸元は、基礎実験に用いた遊星式トラクションドライブのものと同じである。

性能試験を行なうための実験装置の負荷トルクは、プロニーブレーキで加えた (図 4 - 15 参照)。図 6 - 11 には、実験値を基に計算したトラクション係数の変化を示している。図 6 - 12 には、遊星式トラクションドライブの速比と全効率の実験結果を示している。計算で求めた速比の理論値 (実線) と実験値 ( $\Delta$  印) が、非常に良く一致しているのが分かる。しかしながら、計算で求めた全効率の理論値 (実線) は、実験値 ( $\circ$  印) よりもかなり高くなっている。これは、軸受損失と油の攪拌損失が、理論式に考慮されていないためである。動力損失は、実験において負荷を加えないときの動力損失  $\Delta L_{B0}$  にほとんど等しい。 $\Delta L_{B0}$  を考慮して理論式 [式 (6 - 14)] を修正して得た式 (6 - 25) で全効率  $\eta_r'$  を求めれば、図 6 - 12 で示すように実験値と実

線(理論値) とが良く合うようになることが分かった。

$$\eta_{\tau}' = \frac{F_{6th}R_6\omega_{6th} - (\Delta L_{12} + \Delta L_{23} + \Delta L_{56} + \Delta L_{B0})}{F_{1th}R_1\omega_1} \dots\dots(6-25)$$

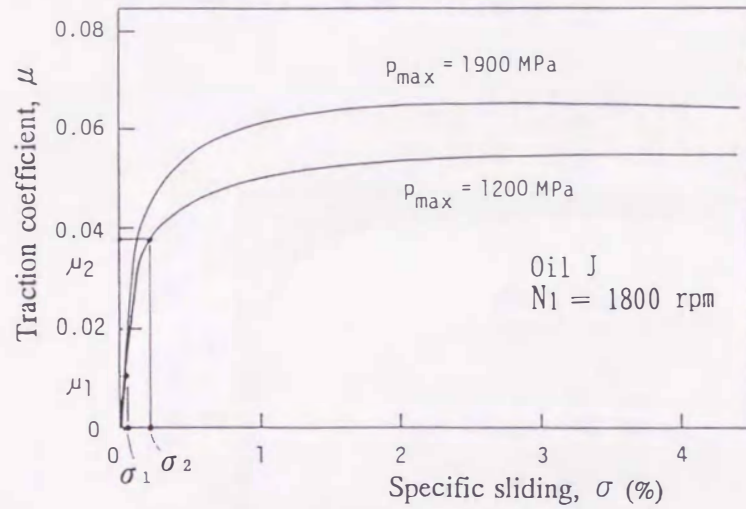


図 6 - 1 1 円筒ローラのトラクション係数の変化 (トラクション係数の整理式で内挿)

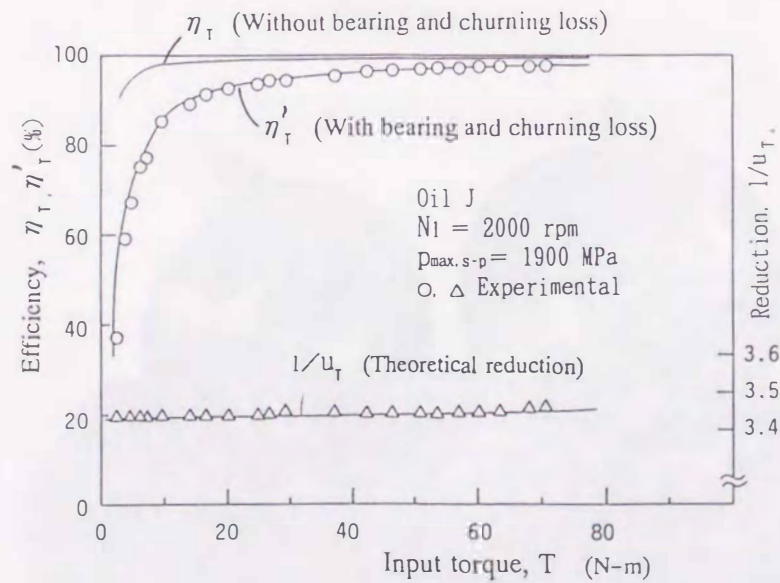


図 6 - 1 2 遊星式トラクションドライブの速比と効率 (○印は全効率で△印は速比の実験値, 実線は計算結果)

#### 6.4.2 構成要素としての歯車装置の運転性能

基礎実験に用いた遊星式歯車変速機の主要部を図6-14に示す。遊星式歯車変速機の構造は前節のトラクションドライブとほとんど同じである。試作した変速機的设计諸元を表6-3と表6-4に示す。遊星式歯車変速機の全効率に及ぼす回転速度の影響を図6-13に示している(図6-5のC油[63 cSt]を用いた場合)。

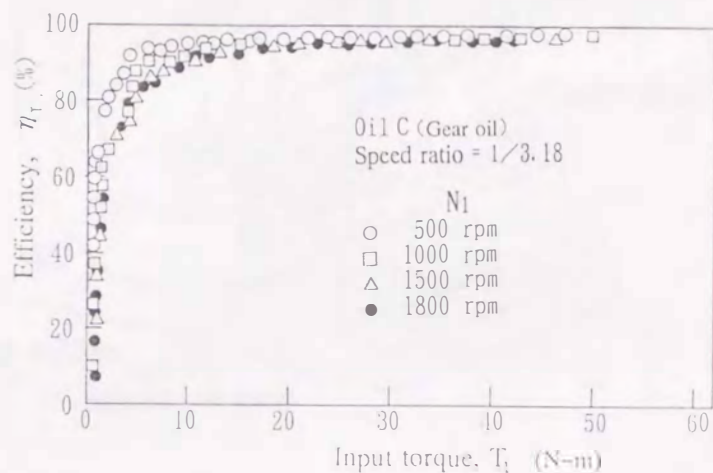


図6-13 遊星歯車変速機(PGD+3H形,  $1/u = 3.18$ )の全効率

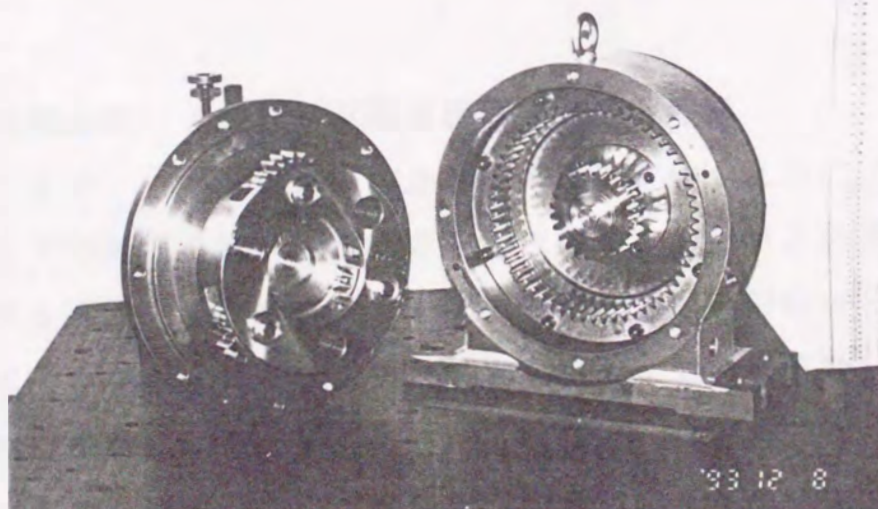


図6-14 基礎実験に用いた遊星歯車変速機(PGD+3形,  $1/u = 3.5$ )



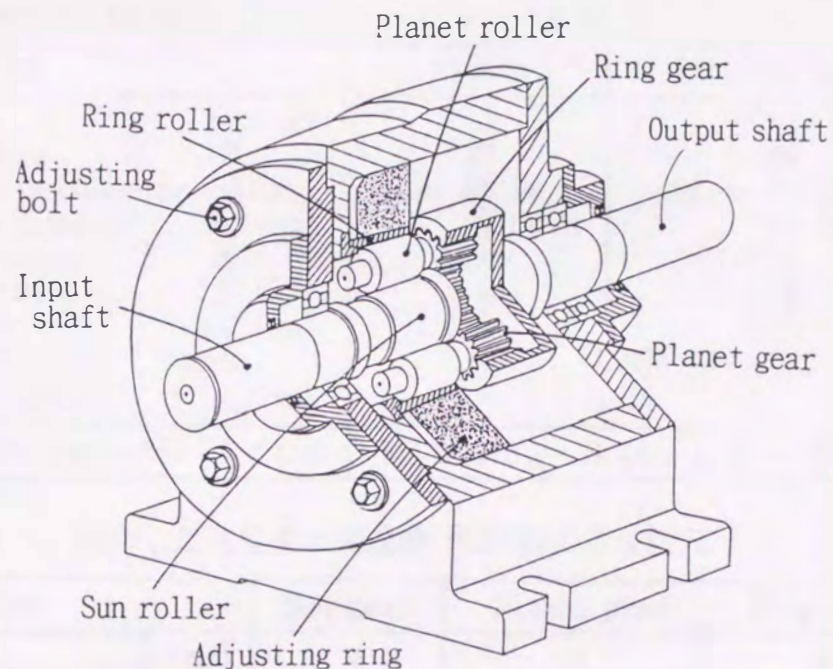


図 6 - 1 5 試作した内転差動ハイブリッド形変速機の説明図

#### 6.4.3 内転差動ハイブリッド形変速機の構造と特徴

内転差動ハイブリッド形変速機の全効率の低下を防ぐためにトラクションドライブの効率を歯車変速機の効率と同等以上にすることが必要である。この目的を達成するために、スピン損失を生じない円筒ローラを用いた遊星式トラクションドライブと歯車を組合せて内転差動ハイブリッド形変速機を独自に設計・製作した。図 6 - 1 5 に試作した内転差動ハイブリッド形変速機の説明図を示す。図 6 - 1 6 に主要部の写真、図 6 - 1 7 に主要な部品、表 6 - 2 に主な設計諸元を示している。試

表6-2 試作した内転差動ハイブリッド形変速機(DHTD+31)の主な諸元

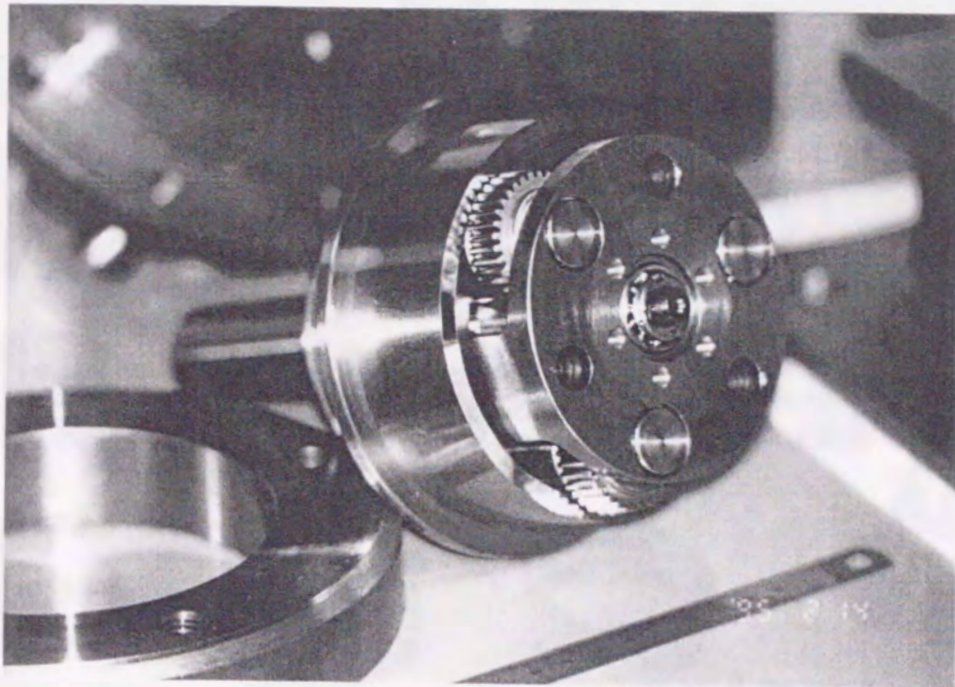
Traction drive		Sun roller	Planet roller	Ring roller
Diameter	2R (mm)	2R <sub>1</sub> =40.700	2R <sub>2</sub> =29.300	2R <sub>3</sub> =99.176
Length of rollers	ℓ <sub>r</sub> (mm)	35	30	40
No. of rollers		1	3	1
Reduction ratio	1/u <sub>t0</sub>		3.44	
Gear drive		Pinion	Internal gear	
Module	m (mm)	1	1	
No. of teeth	Z	25	95	
Pitch circle diameter	2R (mm)	2R <sub>5</sub> = 25.00	2R <sub>6</sub> = 95.00	
Tooth tip diameter	d <sub>k</sub> (mm)	27.00	93.00	
Pressure angle	α (°)	20	20	
Helix angle	β (°)	0	0	
Face width	ℓ <sub>g</sub> (mm)	20	25	
Transverse contact ratio			1.893	
Reduction ratio	1/u <sub>G</sub>		9.15	
Total reduction ratio	1/u <sub>th</sub>	1/u <sub>t0</sub> u <sub>G</sub> = 3.44 × 9.15 = 31.46		

表6-3 試作した遊星歯車変速機(PGD+3)の主な諸元

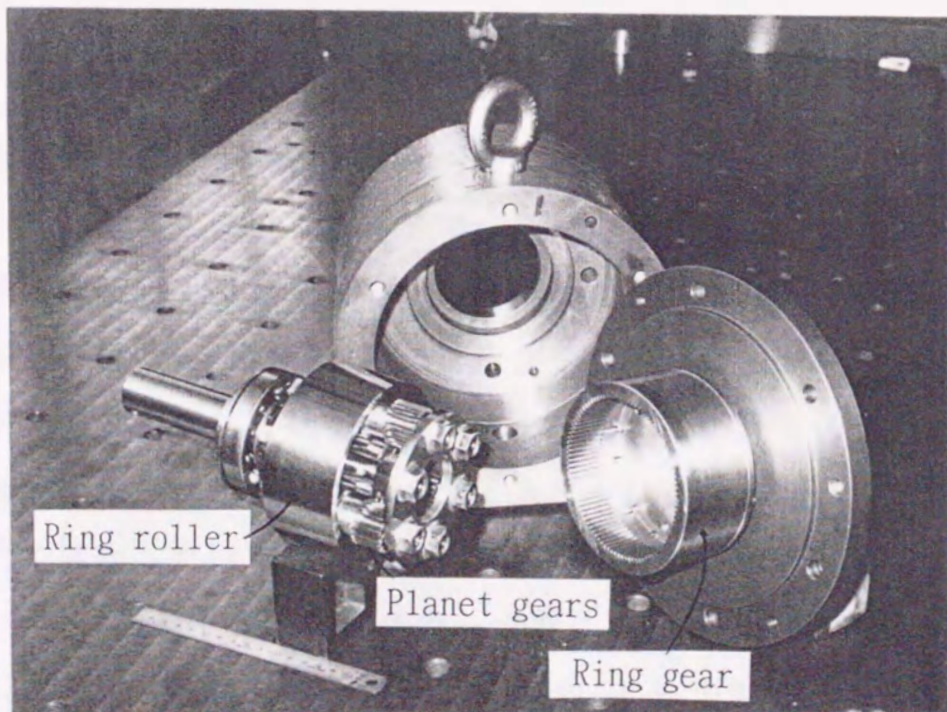
Gear drive		Sun gear	Planet gear	Ring gear
Module	m(mm)	4	4	4
No. of teeth	Z	24	18	60
Pitch circle dia.	2R (mm)	2R <sub>1</sub> =96.00	2R <sub>2</sub> =72.00	2R <sub>3</sub> =240.00
Tooth tip diameter	d <sub>k</sub> (mm)	104	80	232
Pressure angle	α (°)	20	20	20
Helix angle	β (°)	0	0	0
Coeff. of p. shift.	x (mm)	0.00	0.00	0.00
Face width	ℓ <sub>g</sub> (mm)	30	26	40
Reduction ratio	1/u <sub>G</sub>		3.5	

表6-4 試作した遊星歯車変速機(PGD+3H)の主な諸元

Gear drive		Sun gear	Planet gear	Ring gear
Module	m <sub>n</sub> (mm)	1.25	1.25	1.25
No. of teeth	Z	33	19	72
Pitch circle dia.	2R (mm)	2R <sub>1</sub> =44.49	2R <sub>2</sub> =25.62	2R <sub>3</sub> =97.07
Tooth tip diameter	d <sub>k</sub> (mm)	47.01	29.03	94.10
Pressure angle	α (°)	20	20	20
Helix angle	β (°)	22L	22R	22R
Coeff. of p. shift.	x (mm)	0.008	0.337	-0.187
Face width	ℓ <sub>g</sub> (mm)	28	20	35
Reduction ratio	1/u <sub>G</sub>		3.18	



(a) 薄肉リングにはめ込まれたローラと一体形の遊星歯車  
および遊星ローラと遊星歯車のキャリア



(b) 変速機の主要部（内歯車, 遊星歯車, リングローラ）など

図 6 - 1 6 分解した内転差動ハイブリッド形変速機

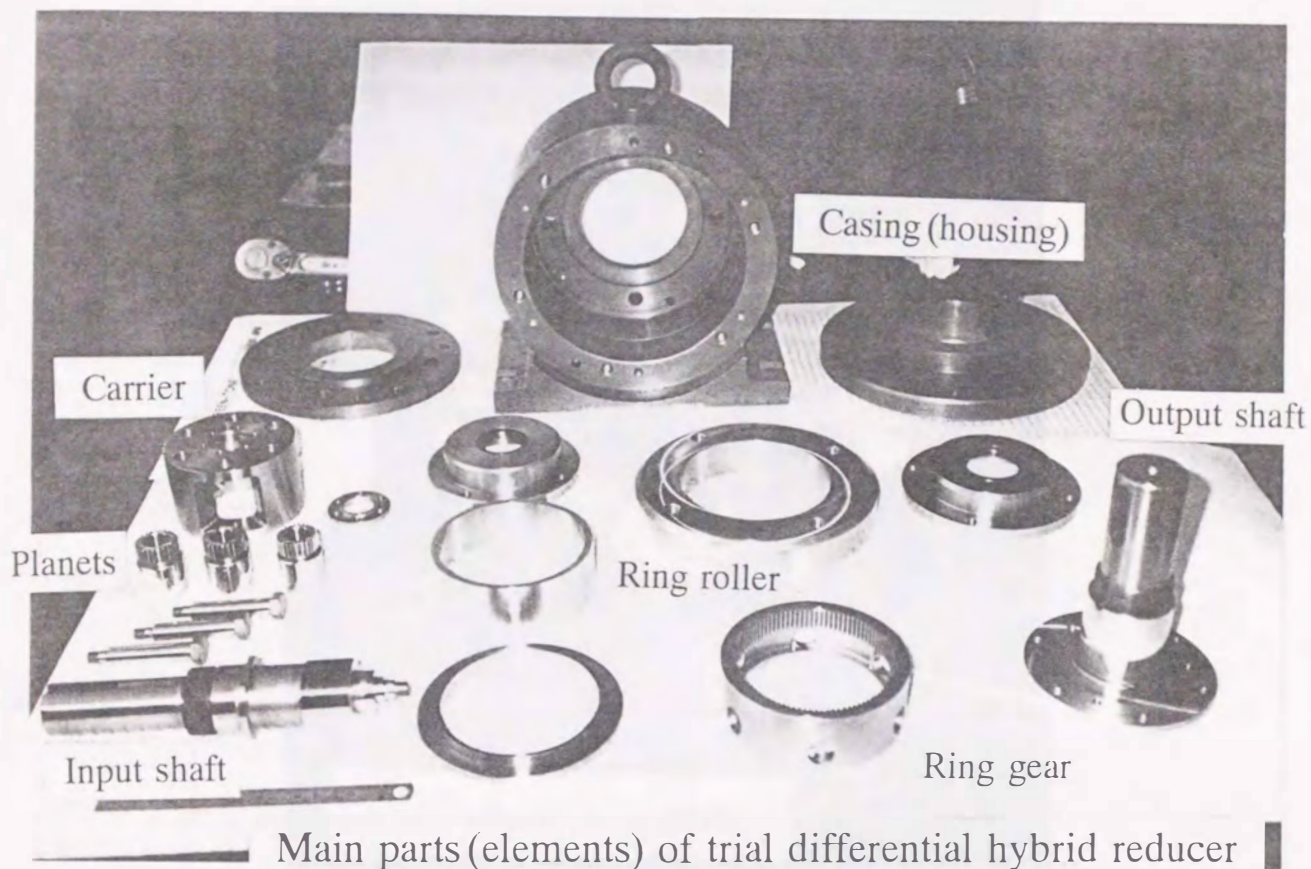


図 6 - 1 7 内転差動ハイブリッド形変速機の主要部品

作機において太陽ローラと遊星ローラには、テーパのない円筒ローラを用いた。薄肉のリングローラは、内側の接触面（遊星ローラの転走面）にはテーパを付けていないが、外周の取付部は  $2^\circ$  のテーパを付けている（図 6 - 4 参照）。この外周部のテーパは、ローラ間の接触圧力を調節するために有効である。もちろん、この外周のテーパ面において動力の伝達を行なわないので、スピンは発生しない。

本研究で試作した内転差動ハイブリッド形変速機は、押付力を 2577 kgf（トラクションドライブの各ローラ間におけるヘルツの最大接触圧力は  $p_{\max.s-p} = 1900\text{MPa}$ ,  $p_{\max.p-r} = 1216\text{MPa}$ ），トラクション油として J 油を用いて入力回転数 3400 rpm で運転したとすれば、定格動力が、約 2 kW（減速比  $1/u = 3.3$ ）となる。

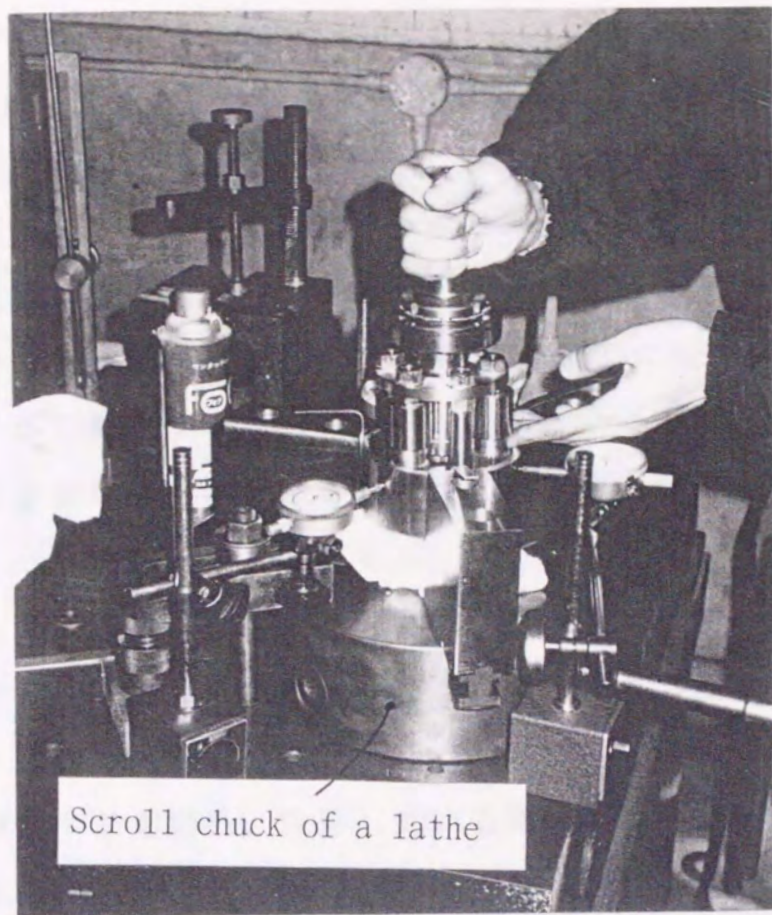
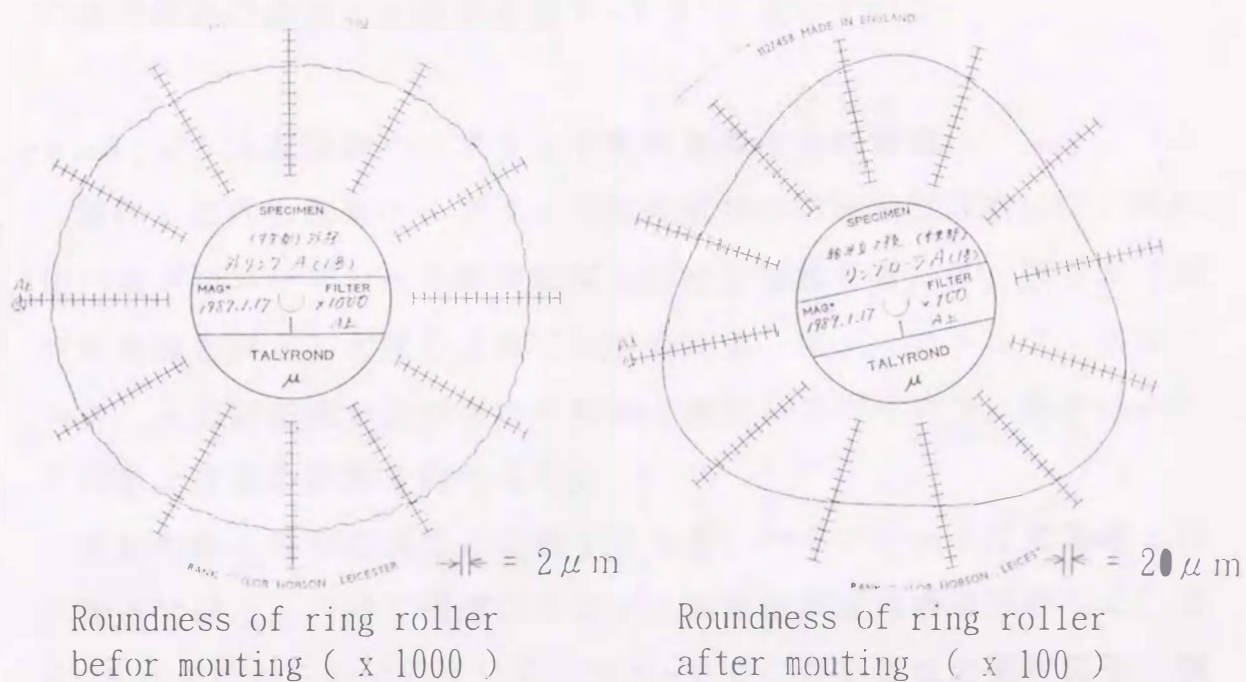


図 6 - 1 8 旋盤の三爪チャックを用いて組立しているところ



Roundness of ring roller  
befor mouting ( x 1000 )

Roundness of ring roller  
after mouting ( x 100 )

図 6 - 1 9 組立途中のリングローラの弾性変形量 (タリロンドで測定)

トラクションドライブ部（1個の太陽ローラ，3個の遊星ローラ，1個リングローラ）の組立方法は、以下の手順で行なう。

- ① 旋盤の三爪チャックを用いてリングローラ（厚さ  $t \approx 5 \text{ mm}$ ）をおむすび状に弾性変形させる。
- ② 太陽ローラと遊星ローラをキャリア（保持器）に仮固定の状態ではリングローラに挿入する。
- ③ 3個の遊星歯車の歯の位相を合わせて内歯車とかみ合わせ得る状態にして、三爪チャックを緩める。
- ④ 太陽ローラと遊星ローラが挿入されたリングローラを調整リングローラ（薄いリングローラの形状を真円にし、且つ接触面圧を調整する役目）にはめ込む。
- ⑤ 4本の調整ネジを締め、変形している薄いリングローラの形状を真円に復元し、且つローラ間の接触圧力を増加させる<sup>(6)</sup>。

本研究で試作した内転差動ハイブリッド形変速機の組立中の様子を図6-18に示している。薄肉リングローラの弾性変形量をタリロンド真円度計で測定した結果を図6-19に示している。

#### 6.4.4 内転差動ハイブリッド形変速機の運転性能

試作した内転差動ハイブリッド形変速機の運転性能試験には、既に述べたプロニーブレーキ動力吸収式の試験装置を用いて、第5章で述べた実験とほとんど同じ方法で実験を行なった。入力トルク，出力トルク，入力回転数および出力回転数を測定してパソコンに取り込み、全効率と速比の計算を行なった。

運転性能を歯車変速機と比較するため、ハイブリッド形変速機と同じ構造でほとんど同じ減速比を有する差動歯車変速機を試作した。表6-5にその諸元を示している。図6-20に遊星歯車の製作図面，図6-21に断面図，図6-22に全体写真を示している。歯車のみを用

表 6 - 5 (a) 比較実験用の内転差動歯車形変速機(DGD+33)の主な諸元

Gear drive (1st stage)		Sun gear	Planet gear	Ring gear
Module	m (mm)	1	1	1
No. of teeth	Z	45	39	123
Pitch circle dia.	2R (mm)	2R <sub>1</sub> =45.00	2R <sub>2</sub> =39.00	2R <sub>3</sub> =123.00
Tooth tip dia.	d <sub>k</sub> (mm)	47.00	41.00	121.00
Face width	l <sub>s</sub> (mm)	12	25	25
Pressure angle	α (°)	20	20	20
Helix angle	β (°)	0	0	0
No. of gears	n	1	3	1
Reduction ratio	1/u <sub>1</sub>		3.7	
Gear drive (2nd stage)		Pinion	Internal gear	
Module	m (mm)	1	1	
No. of teeth	Z	33	117	
Pitch circle diameter	2R (mm)	2R <sub>5</sub> =33.00	2R <sub>6</sub> =117.00	
Tooth tip diameter	d <sub>k</sub> (mm)	35.00	115.00	
Pressure angle	α (°)	20	20	
Helix angle	β (°)	0	0	
Face width	l <sub>s</sub> (mm)	12	25	
Transverse contact ratio	ε		1.90	
Reduction ratio	1/u <sub>2</sub>		9.1	
Total reduction ratio	1/u <sub>th</sub>	1/u <sub>1</sub> · u <sub>2</sub> = 3.73 × 9.06 = 33.8		

表 6 - 5 (b) 比較実験用の内転差動歯車形変速機(DGD-31)の主な諸元

Gear drive (1st stage)		Sun gear	Planet gear	Ring gear
Module	m (mm)	1	1	1
No. of teeth	Z	39	33	105
Pitch circle dia.	2R (mm)	2R <sub>1</sub> =39.00	2R <sub>2</sub> =33.00	2R <sub>3</sub> =105.00
Tooth tip dia.	d <sub>k</sub> (mm)	41.00	35.00	103.00
Face width	l <sub>s</sub> (mm)	12	12	25
Pressure angle	α (°)	20	20	20
Helix angle	β (°)	0	0	0
No. of gears	n	1	3	1
Reduction ratio	1/u <sub>1</sub>		3.7	
Gear drive (2nd stage)		Pinion	Internal gear	
Module	m (mm)	1	1	
No. of teeth	Z	39	111	
Pitch circle diameter	2R (mm)	2R <sub>5</sub> =39.00	2R <sub>6</sub> =111.00	
Tooth tip diameter	d <sub>k</sub> (mm)	41.00	109.00	
Pressure angle	α (°)	20	20	
Helix angle	β (°)	0	0	
Face width	l <sub>s</sub> (mm)	25	25	
Transverse contact ratio	ε		1.90	
Reduction ratio	1/u <sub>2</sub>		8.5	
Total reduction ratio	1/u <sub>th</sub>	1/u <sub>1</sub> · u <sub>2</sub> = 3.69 × 8.48 = -31.3		

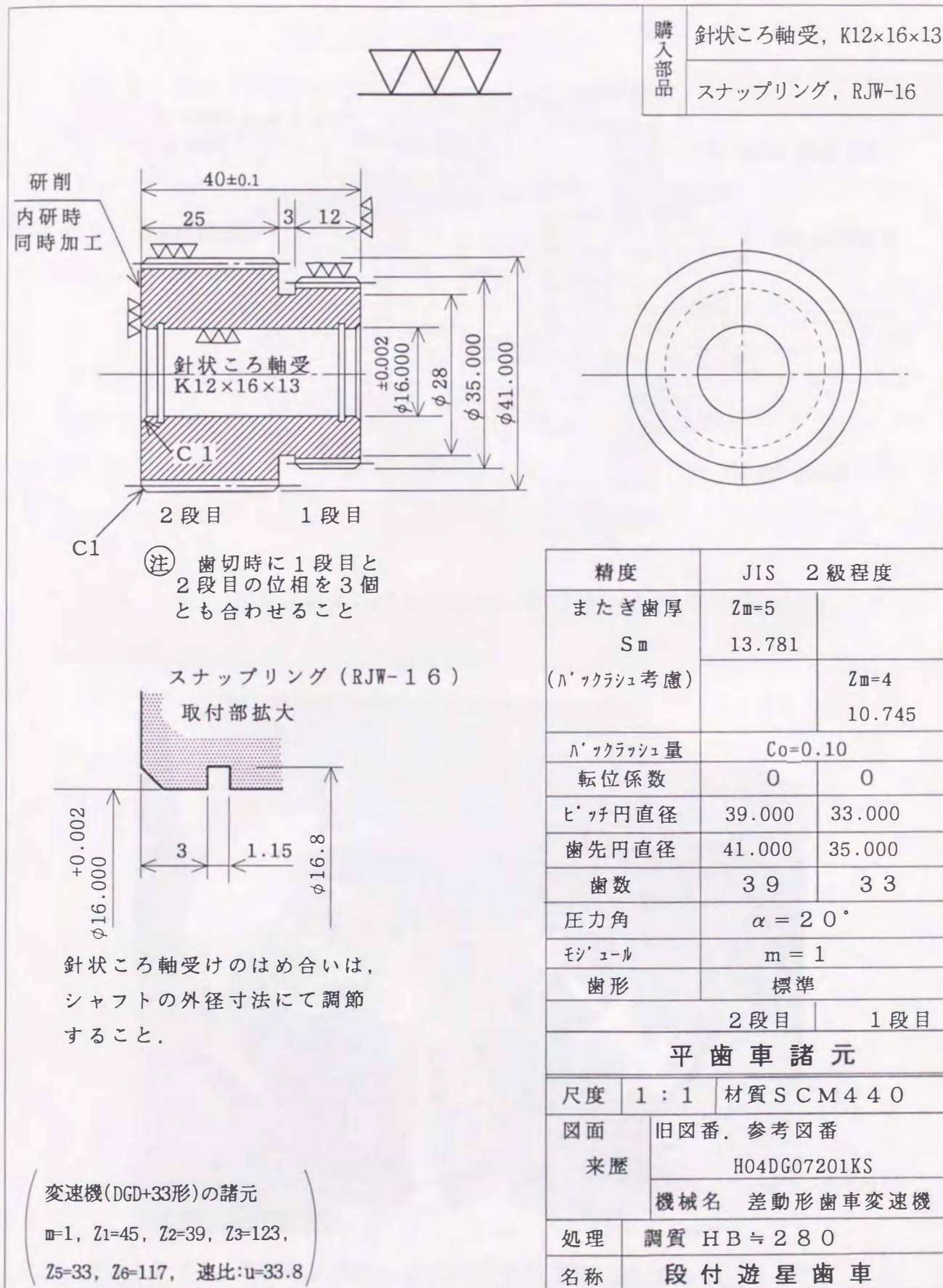


図6-20 比較用の差動歯車変速機の段付遊星歯車の製作図面



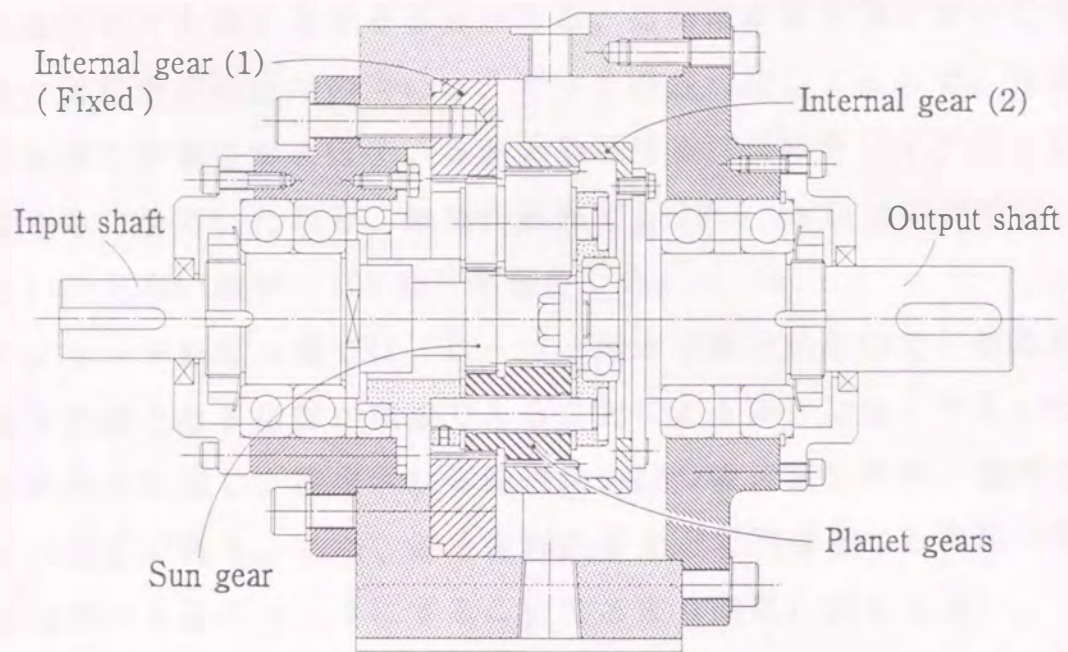


図 6 - 2 1 比較試験用の内転差動歯車変速機(DGD-31形)の軸断面図

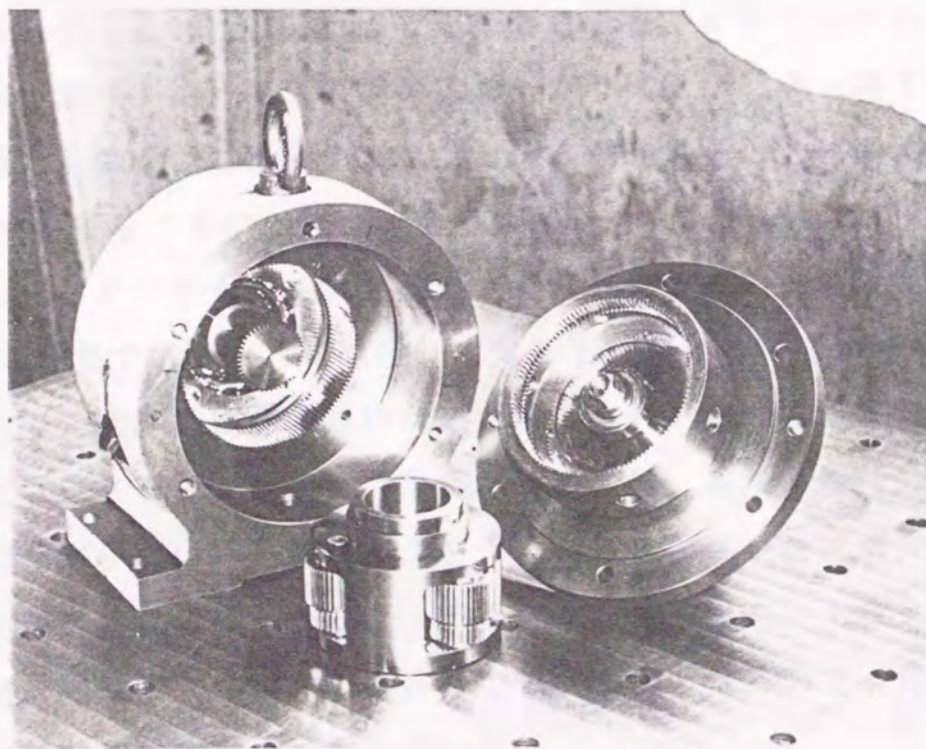


図 6 - 2 2 比較用に試作した内転差動歯車変速機(DGD-33形)

いてハイブリッド形変速機の減速比に近いものを設計するためには、歯車の組立条件を満足させる必要がある。差動歯車変速機において3個の段付遊星歯車の位相の違いは、ピッチ誤差に相当するので、運転騒音に敏感に影響をおよぼす。3個の遊星歯車に位相やバックラッシの異なるものを用いた場合、無負荷運転でも1000 rpm以上の運転は、できないほど高い騒音(100 dB)が発生した。

ハイブリッド形変速機では、ローラと歯車を組合せるので、遊星歯車装置で問題となる歯数が整数であることによる条件はなくなるので設計の自由度が増し、要求される減速比を持つ変速機を設計・製作することが容易である。また、遊星歯車装置などで問題となる荷重の等配分も歯車付き遊星ローラにすることであまり問題にはならない。

図6-23は、内転差動ハイブリッド形変速機の全効率と速比に及ぼす油種(6種類)の影響を示している。特に、低トルク域における全効率の変化を見れば、試験油の粘度の影響を強く受けていることがわかる。たとえば、1800 rpmで運転した場合、非常に粘度の小さいスピンドル油(J油)は、最初の立ち上がり( $T_1 \approx 2 \text{ N}\cdot\text{m}$ 以下の軽負荷領域)も早く、定格動力(2 kW)の60%以上のとき最大効率 $\eta = 76\%$ を得ることが出来た。粘度の高いシリンダー油(A油)は、最初の立ち上がりも悪く、定格動力の60%以上のとき最大効率 $\eta = 63\%$ 程度であった。これは、大気圧下における粘度が60倍ほど違うので、攪拌抵抗が大きいためと考えられる。一方、速比の変化を見ればトラクション専用油(L油, N油)は、鉱油系油(C油)に比べて変化が少ない。一般にトラクション係数が高い油は速度効率、負荷能力が高くなる。しかし、トラクション係数が高いトラクション専用油は、軸受損失や歯車のかみ合い損失が高くなるので、特に軽負荷領域における効率は低くなっている。

図6-24は、N油, J油を用いて実験したときの速比と全効率の変

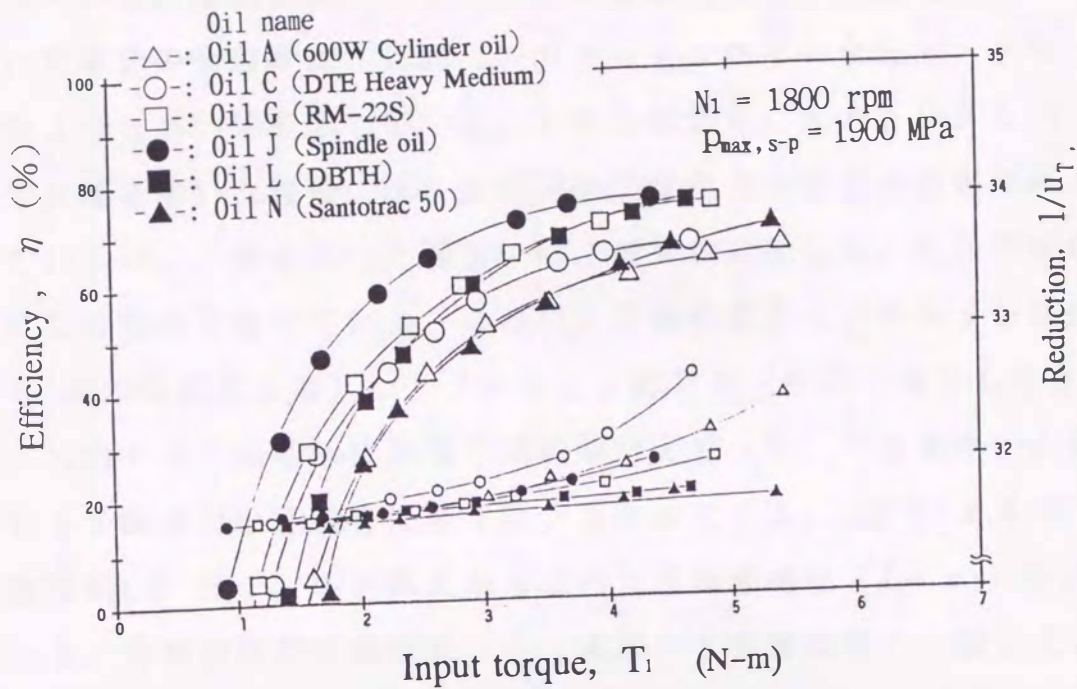


図 6-23 内転差動ハイブリッド形変速機の減速比と効率に及ぼす油種の影響

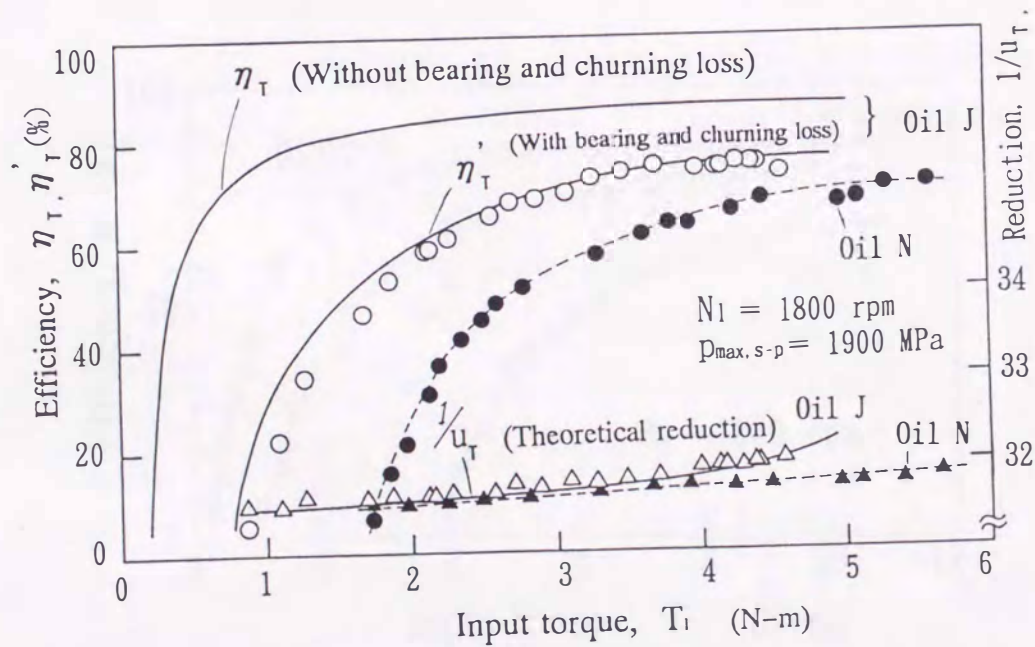


図 6-24 内転差動ハイブリッド形変速機の減速比と効率 (実験値と理論値)

化を示している。○印などで示す点は実験値であり、実線は計算結果を示している。粘度が低くトラクション係数も小さいJ油（鉱油系油）を用いた場合の全効率は、N油（トラクション専用の合成油）を用いた場合よりも高い値を示している。しかしながら、入力トルク5 N-m付近でN油を用いた場合には、まだ速比の変化も小さく全効率は高くなっているが、J油を用いた場合には、速比が変化して、全効率が頭打ちになる傾向を見せている。これは、J油の最大トラクション係数（図6-9の山の最大値）がトラクション専用油（N油）よりも小さいので、入力トルクの増加に共なう速度効率の減少が、N油を用いた場合よりもJ油を用いた場合に早く起きるためである。図6-24の下の実線は式(6-21)の計算式から求めた理論減速比(1/u<sub>r</sub>)を示している。計算結果が実験結果(△, ▲印)と非常に良く一致している。6.4.1節のトラクションドライブの場合と同じように、理論式から軸受損失と油の攪拌損失分を考慮して求めると、理論式で求めた全効率の計算結果(実線)が、実験で得られた測定値(○, ●印)と

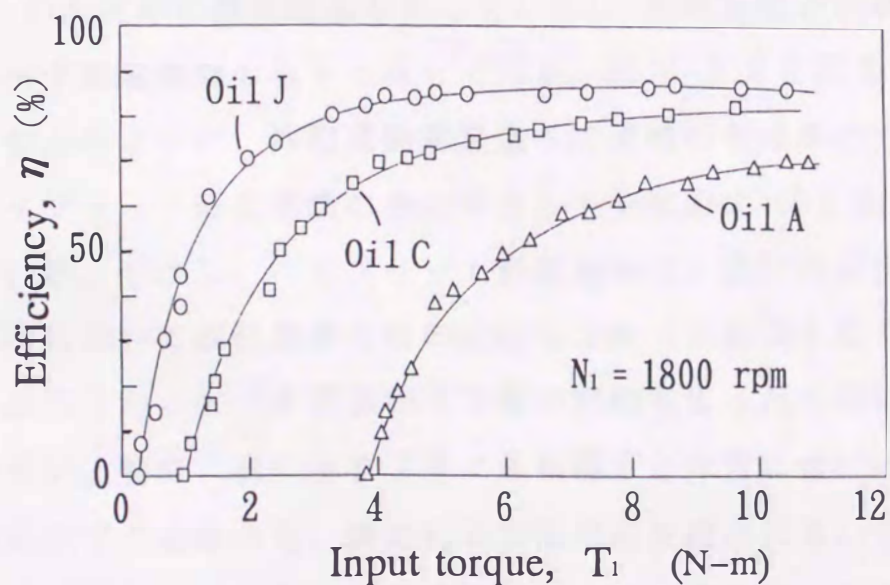


図6-25 内転差動遊星歯車変速機(DGD+33形)の全効率  
(A油 [372 cSt], C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])

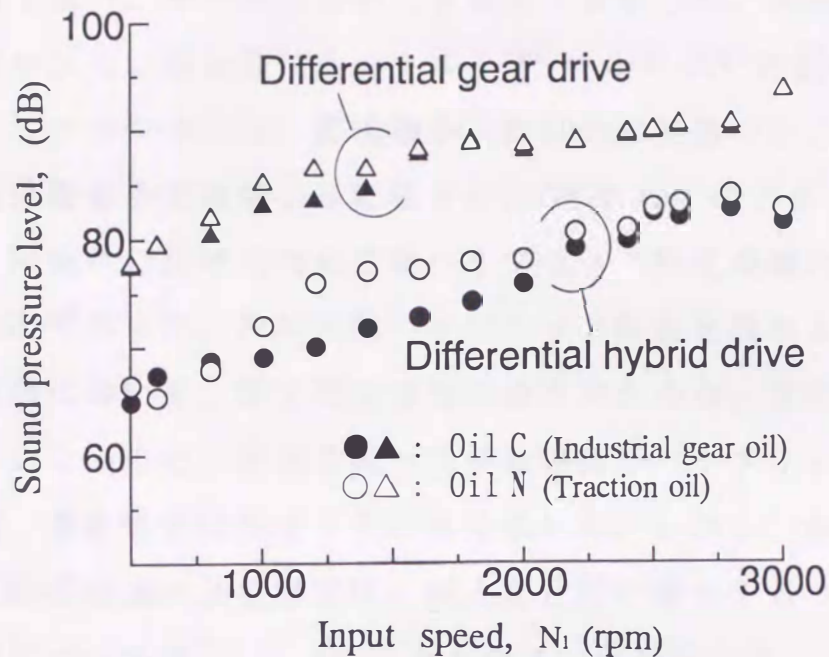


図 6-26 内転差動ハイブリッド形変速機と差動歯車変速機の運転騒音

良く一致することがわかる。

図 6-25 は、比較用に試作した内転差動遊星歯車変速機（速比  $u = 1/33.8$ ）の全効率の測定結果を示している。試験装置と試験方法はハイブリッド形変速機の場合と同じである。図 6-24 と図 6-25 を比較してわかるように、内転差動遊星歯車変速機的全効率の方が、内転差動ハイブリッド形変速機的全効率よりも全般的に約 8% 高い値を示している。しかし、ハイブリッド形変速機は、設計の自由度が高く、製作面において段付歯車の歯の位相を合わせる必要もなく、さらに組立誤差などから生じる荷重の不等配の問題もまったくないなど優れた点が多い。特に、次に示すように運転騒音が非常に低いという優れた特性を示すことから、動力伝達装置の高性能化において歯車とローラを組合せるハイブリッド形構造は有効であると思われる。

図 6-26 は、回転速度を変化させた場合の内転差動ハイブリッド形

変速機と差動歯車変速機の運転騒音の変化を示している。駆動モータは遮音箱で囲い、モーター音をできる限り遮断した。実験はブレーキ音の影響が少ない軽負荷（定格トルク  $T_1 = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$  の約30%）で行なった。マイクロホン、変速機から約30cmの距離のところに設置した。内転差動歯車変速機の運転騒音が、3000 rpm のとき 93.5 dB であり、同条件における内転差動ハイブリッド形変速機の運転騒音は、82.7 dB であった。内転差動ハイブリッド形変速機および内転差動遊星変速機において、第2段減速部の歯車のかみ合い速度は、あまり減少していないので、前章で述べた多軸駆動形ハイブリッド変速機に比べれば、運転騒音はかなり高い値を示した。しかし、内転差動ハイブリッド形変速機の運転騒音は、ほとんど同じ諸元をもつ内転差動歯車変速機に比べれば 10 dB 以上も小さい値を示した。

## 6.5 本章のまとめ

ローラと歯車機構とを組合せた内転差動ハイブリッド形変速機を設計製作した。理論減速比は  $1/u = 32$  である。減速比, 全効率を求める計算式を導くとともに、試作した変速機の運転性能試験を行ない、次のような結論を得た。

(1) 内転差動ハイブリッド形変速機の全効率は、トラクション油としてスピンドル油を用い、入力回転数 1800 rpm で運転した場合、定格動力 (2 kW) の 50% 以上のとき  $\eta = 76\%$  を得ることができた。

(2) 1対のローラ間のすべりを考慮して仮想の転がりピッチ円を導入することで、内転差動ハイブリッド形変速機の減速比および速度効率を、歯車のみを用いる変速機の場合と同じように計算できる式を導くことができた。

(3) 内転差動ハイブリッド形変速機にも遊星ローラの公転率を導入すれば、全効率を簡単に計算できることがわかった。

(4) 内転差動ハイブリッド形変速機の減速比は、トラクション係数の整理式を用いて、計算できる。

(5) 内転差動ハイブリッド形変速機の全効率は、理論効率の計算式において、軸受損失と油の攪拌損失とを考慮すれば、実験値とも非常に良く一致する推定値が得られる。

(6) ハイブリッド形変速機において 差動形にするとコンパクトで大きな減速比を得ることが出来る反面、動力伝達容量と動力伝達効率は低下することを理論的および実験的に示した。

(7) 試作した内転差動ハイブリッド形変速機を 定格トルク ( $T_1 = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$ ) の 約30%の負荷, 入力回転数  $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転したときに、30 cmの距離での騒音は 約83 dBであった。比較用に試作した内転差動遊星歯車変速機の運転騒音は、同条件において約94

d Bであった。内転差動ハイブリッド形変速機が内転差動遊星歯車変速機よりも、10 dB以上も低い騒音値を示した。

#### 参 考 文 献

- (1) Looman, J., Zahnradgetriebe, Springer Verlag, 1970, P.23.
- (2) 両角 宗晴, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, 日刊工業新聞社, (1989), p.33.
- (3) 石橋・園田・穂屋下, 遊星歯車と差動歯車の動力伝達効率の計算式(第1報, 代表的歯車装置に対する正確な計算式の誘導), 機論, 58-554, C (1992), p.207.
- (4) A. Ishibashi, K. Sonoda and S. Hoyashita, Estimation of Efficiency of Gear Drives with Complex Mechanism using Traction Coefficient obtained by Disk Machine, Proc. 6th Inter. Congr. on Tribology, (1993), Vol. 4, p.371.
- (5) D. Dowson and G. R. Higginson, Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, (1977), p.177.
- (6) A. Ishibashi and K. Sonoda, Planetary Traction Drives with High Efficiencies, MPT'91 JSME Inter. Conf. on Motion and Power Transmissions, (1991), p.977.



## 第7章 結 論

### 7.1 全体のまとめ

高速回転においても運転騒音を発生しにくいトラクションドライブの優れた特徴と、歯車の高い負荷能力を有効に利用できるようにしたハイブリッド形変速機を設計・製作し、運転性能を明らかにして、その実用化を目的として基礎的研究を行なった。

以下に各章ごとの結論の要点を記して全体の結論とする。

第1章では、本研究の目的と本論文の構成について述べるとともに本研究に関連するトラクションドライブ、歯車装置などの従来の研究について概括した。

第2章では、ハイブリッド形変速機の構成要素である歯車の動力伝達効率について述べた。歯面に働く摩擦力を考慮して、一对の標準外平歯車同士がかみ合う場合、内歯車と外平歯車がかみ合う場合について理論的に動力伝達効率を求める計算式を誘導した。この計算式は、従来のものより改良されたものとなっている。

第3章では、ハイブリッド形変速機のトラクションドライブ部の速度効率およびトルク効率を求めるときに必要となるトラクション係数について述べた。

(1) これまでに明らかにされていなかった高圧領域  $p_{\text{mean}} \approx 1.6 \sim 2.0 \text{ GPa}$  ( $p_{\text{max}} \approx 2.0 \sim 2.6 \text{ GPa} \approx 204 \sim 265 \text{ kgf/mm}^2$ ) における

潤滑油のトラクション係数を実験で明らかにした。

(2) トラクション係数の実験値を正確に表す実験整理式を明らかにするとともに、この式を用いれば、実験を行っていない圧力下における潤滑油のトラクション係数が推定できることを明らかにした。

(3) 他の研究者によって発表された  $p_{max} \approx 1.7 \text{ GPa}$  までのトラクション係数の実験値も、本研究で提案した実験式で正確に整理できることを明らかにした。

(4) 本研究で提案したトラクション係数の実験整理式は、ハイブリッド形変速機のローラおよび歯車などの転がり接触面のトラクション係数を推定するときに利用できる。さらに、動力伝達効率の計算にも有効に利用できる。

第4章では、独自に設計・製作した遊星式トラクションドライブ（運転中に押付荷重を変化できるダブルテーパローラを用いた基礎試験用の変速機、もう一種類はテーパのない円筒ローラを用いた高効率、高負荷能力を有する実用性の高い変速機）の性能試験を行ない、トラクションドライブの基本的特性を明らかにした。

(1) トラクション要素としてダブルテーパの遊星ローラを用いることで運転中に、トラクションドライブ部の押付力（接触圧力）を変化させることができる遊星式トラクションドライブを基礎試験用として設計製作した。性能試験を行なった結果、定格出力（約13kW）の約1/2のときに全効率95%の最高効率を得ることができた（トラクション専用油〔N油〕,  $n_1 = 1800 \text{ rpm}$ ,  $1/u = 3.45$ ）。

(2) スピン損失を生じない円筒ローラを用いても押付力を与えることのできる遊星式トラクションドライブも設計・製作した。鉱油系スピンドル油〔J油〕,  $n_1 = 2000 \text{ rpm}$ ,  $1/u = 3.45$ , 定格出力（約

19 kW) のときに全効率 97% の最高効率を得ることができた。

(3) 2円筒試験機の実験値を基にして、本研究で提案したトラクション係数の整理式を用いて、遊星式トラクションドライブの負荷による速比の変化を推定できるようにした。

(4) 遊星式トラクションドライブの接触面のスピンによる動力損失からトルク効率を計算する式を明らかにした。

(5) 試作した試験用遊星式トラクションドライブによって、トラクションドライブの動力伝達効率は、スピン損失、軸受損失、油の攪拌損失を考慮すれば正確に推定できることを明らかにした。

(6) 混合油を用いた場合の全効率は、基油の粘度とトラクション係数から予想できることがわかった。

第5章では、高速段のトラクションドライブにテーパローラを用い、低速段の歯車機構部にはすば外歯車あるいはすば内歯車を用いて、非差動・多軸駆動形になるように組合せたハイブリッド形変速機を設計・製作し、変速機の構造と特徴および運転性能について述べた。

(1) ローラを用いたトラクションドライブとはすば外歯車あるいはすば内歯車機構を組合せて、非差動形の多軸駆動形のハイブリッド形変速機を設計・製作した。

(2) 試作した変速機はすば歯車のスラストによって、トラクションドライブ部のローラの押付力(接触圧力)を増加させることができるので、一時的に過負荷が作用しても、被動側ローラの回転停止による異常摩耗を発生させない機構をもっている。

(3) はすば外歯車を用いたハイブリッド形変速機(減速比 約 20)において、粘度の低いスピンドル油を用いた場合、定格出力(10 kW)の約 50% のとき、全効率  $\eta = 90\%$  が得られた。

(4) すぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機(減速比 約 28)において、工業用歯車油(C油)を用いた場合、定格出力(10 kW)の約50%のとき、全効率  $\eta = 95\%$  が得られた。

(5) 高速段にトラクションドライブを、低速段に歯車機構を用いたハイブリッド形変速機は、定格トルク ( $T_1 = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$ ) の約10%の軽負荷、入力回転数  $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転したときに、1 mの距離での運転騒音は 約 72 dB と低い値を示した。

(6) 非差動式が多軸駆動形ハイブリッド変速機の理論減速比および理論効率の計算式を導き、実験値と比較して、油の攪拌損失の占める割合などを明らかにした。トラクション用油としては7種類の鉱油系油(温度313 Kでの動粘度  $8.8 \sim 386 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) およびトラクション専用油(温度313 Kでの粘度  $30.6 \text{ mm}^2/\text{s}$ )を使用した。

第6章では、円筒ローラを用いた遊星式トラクションドライブと歯車機構を組合せた内転差動ハイブリッド形変速機(減速比は  $1/u = 32$ )を設計・製作し、変速機の構造と特徴および運転性能について述べた。ハイブリッド形差動変速機の数値効率と動力伝達効率を求めるための計算式を導くとともに、試作した変速機の運転性能試験を行ない、次のような結論を得た。

(1) 内転差動ハイブリッド形変速機の数値効率は、トラクション油としてスピンドル油を用い、入力回転数 1800 rpmで運転した場合、定格動力(2 kW)の50%以上のとき  $\eta = 76\%$  を得ることができた。

(2) 1対のローラ(トラクションドライブ)間のすべりを考慮して仮想の転がりピッチ円を導入することで、内転差動ハイブリッド形変速機の数値効率および数値効率は、歯車のみを用いる変速機の場合と同じように計算できる式を導くことができた。

(3) 内転差動ハイブリッド形変速機にも遊星ローラの公転率を導入すれば、全効率の計算式が簡単になることがわかった。

(4) 2円筒試験機の実験値を基にして、本研究で提案したトラクション係数の整理式を用いて、内転差動ハイブリッド形変速機の速比の変化を推定できるようにした。

(5) 内転差動ハイブリッド形変速機の全効率は、理論効率の計算式において、軸受損失と油の攪拌損失とを考慮すれば、実験値とも非常に良く一致する推定値が得られることを明らかにした。

(6) ハイブリッド形変速機において差動形にするとコンパクトで大きな減速比を得ることが出来る反面、動力伝達容量と動力伝達効率は、かなり低下することを理論的および実験的に明らかにした。

(7) 試作した内転差動ハイブリッド形変速機を定格トルク ( $T_1 \approx 6 \text{ N}\cdot\text{m}$ ) の約30%の負荷、入力回転数  $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転したときに、30 cmの距離での騒音は約83 dBであった。比較用に試作した内転差動遊星歯車変速機の運転騒音は、同条件において約94 dBであった。内転差動ハイブリッド形変速機が内転差動遊星歯車変速機よりも、10 dB以上も低い騒音値を示した。

## 7.2 本研究の応用と今後の課題

歯車とローラ(トラクションドライブ)を有効に組合せたハイブリッド形変速機の特徴および運転性能を明らかにし、その実用化を目的として基礎的研究を行なった。ここでは差動形および非差動・多軸駆動形のハイブリッド形変速機を設計・製作し、それぞれの持つ優れた特性を明らかにした。ハイブリッド形変速機は、ロボットや高速回転

用の工作機械，測定機器の回転用などで、実際に応用できると考えられる。無段変速式のトラクションドライブと組合せれば可変速形のハイブリッド変速機となる。今後さらに、ハイブリッド形変速機の応用分野が広がるためには、高負荷能力を有する転動体に最適の材料開発と，優れたトラクション特性を有するトラクション専用油の開発，併せて歯車とローラなどの高精度の加工技術開発が重要な課題である。

## 付 録

- A, 実験に用いた試験油
- B, 本研究で試作した変速機一覧
- C, 歯車とトラクションドライブの動力伝達能力の比較
- D, 一般に使用されている歯車のかみ合い効率計算式

付表1 本研究に用いた試験油の記号と代表的な性状など

Property \ Oil	Mineral oils										Synthetic oils			
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
ISO VG	VG380	VG68	VG68	VG46	VG46	VG32	VG26	VG22	VG10	VG10	VG380	VG68	VG46	VG32
Specific weight	0.903	0.903	0.873	0.870	0.910	0.890	0.882	0.890	0.900	0.903	0.859	0.908	0.942	0.889
Viscosity 313 K (mm <sup>2</sup> /s) 373 K	371.6 28.9	64.40 9.53	63.34 8.58	45.26 7.56	44.94 6.49	31.90 4.89	24.70 4.24	22.20 4.54	9.96 2.43	9.20 2.33	352.9 23.8	66.34 5.68	45.02 6.52	30.59 5.50
Viscosity index	103	100	107	137	92	461	56	119	41	67	78	under0	93	7
Color ASTM	L4.0	—	L1.5	L0.5	L0.5	L0.5	L0.5	—	L0.5	L1.5	L0.5	L0.5	L0.5	L1.5
Flash point (K)	553	—	519	—	—	385	453	—	385	519	460	—	—	436
Pour point (K)	<278	—	261	—	—	<233	223	—	<223	261	248	—	—	238
TAN (mgKOH/g)	0.05	—	0.22	0.76	0.76	0.01	0.01	0.76	0.61	0.01	0.01	0.76	0.73	0.34
Index $\alpha$ 313 K (1/GPa) 373 K	25.8 17.5	(20) (14)	21 14.2	16.8 11.2	23.5 10.4	(20) (14)	(20) (14)	(20) (14)	(20) (14)	(20) (14)	30.4 14.0	47.2 (16)	38.5 13.1	30.4 14.0
$h_{min}$ 313 K ( $\mu m$ ) 373 K	6.03 1.01	1.54 0.40	1.53 0.38	1.14 0.33	1.36 0.35	0.93 0.25	0.77 0.23	0.72 0.24	0.42 0.15	0.39 0.15	6.09 0.92	2.51 0.45	1.72 0.45	1.09 0.33

ISO VG : International organization for standardization viscosity grade

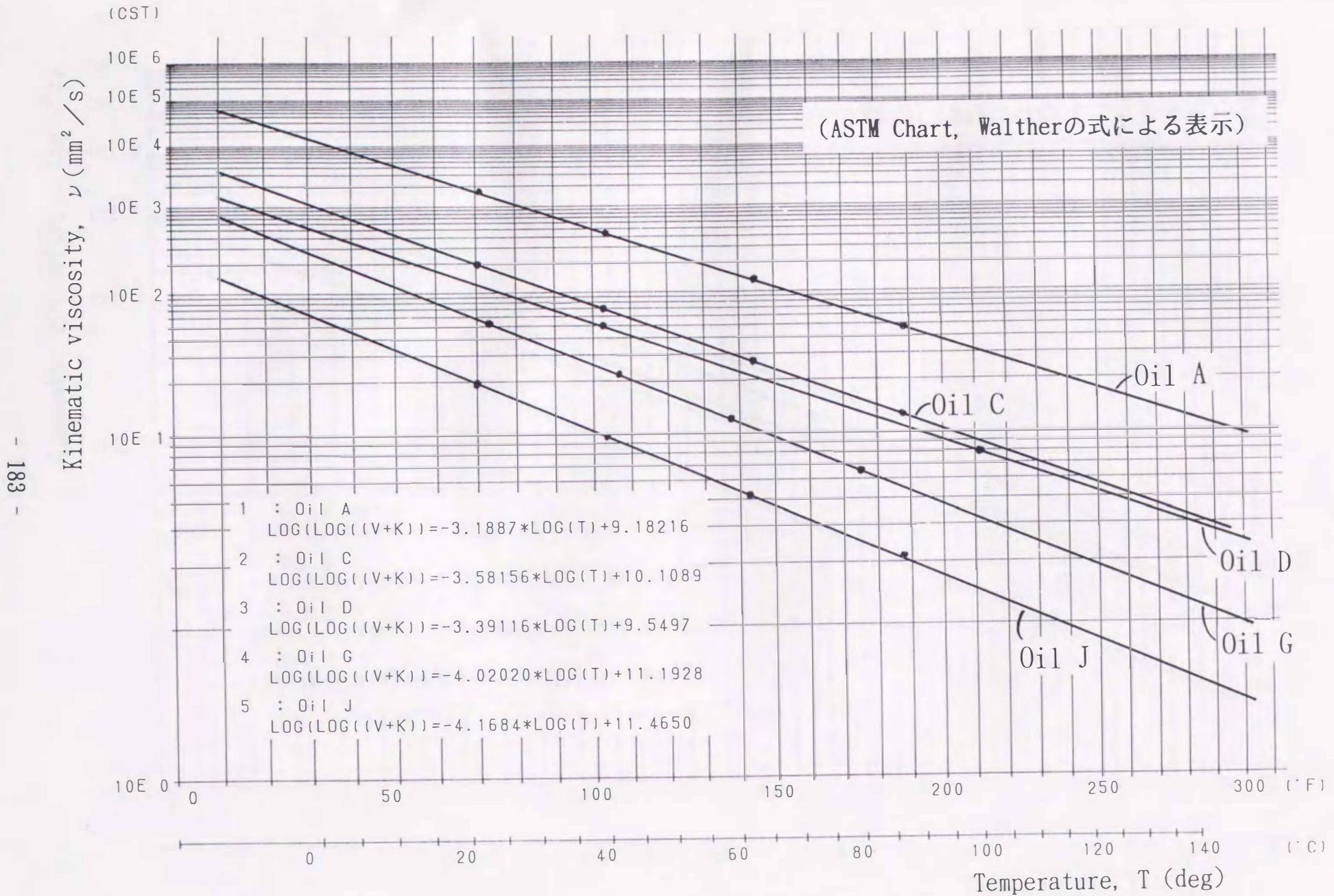
TAN : Total acid number

Index  $\alpha$  : Pressure exponent of viscosity (Pressure viscosity index)

$h_{min}$  : Theoretical oil film thickness calculated by D. Dowson's equation (at  $p_{max}=1.0$  GPa,  $U_m=7.8$  m/s)

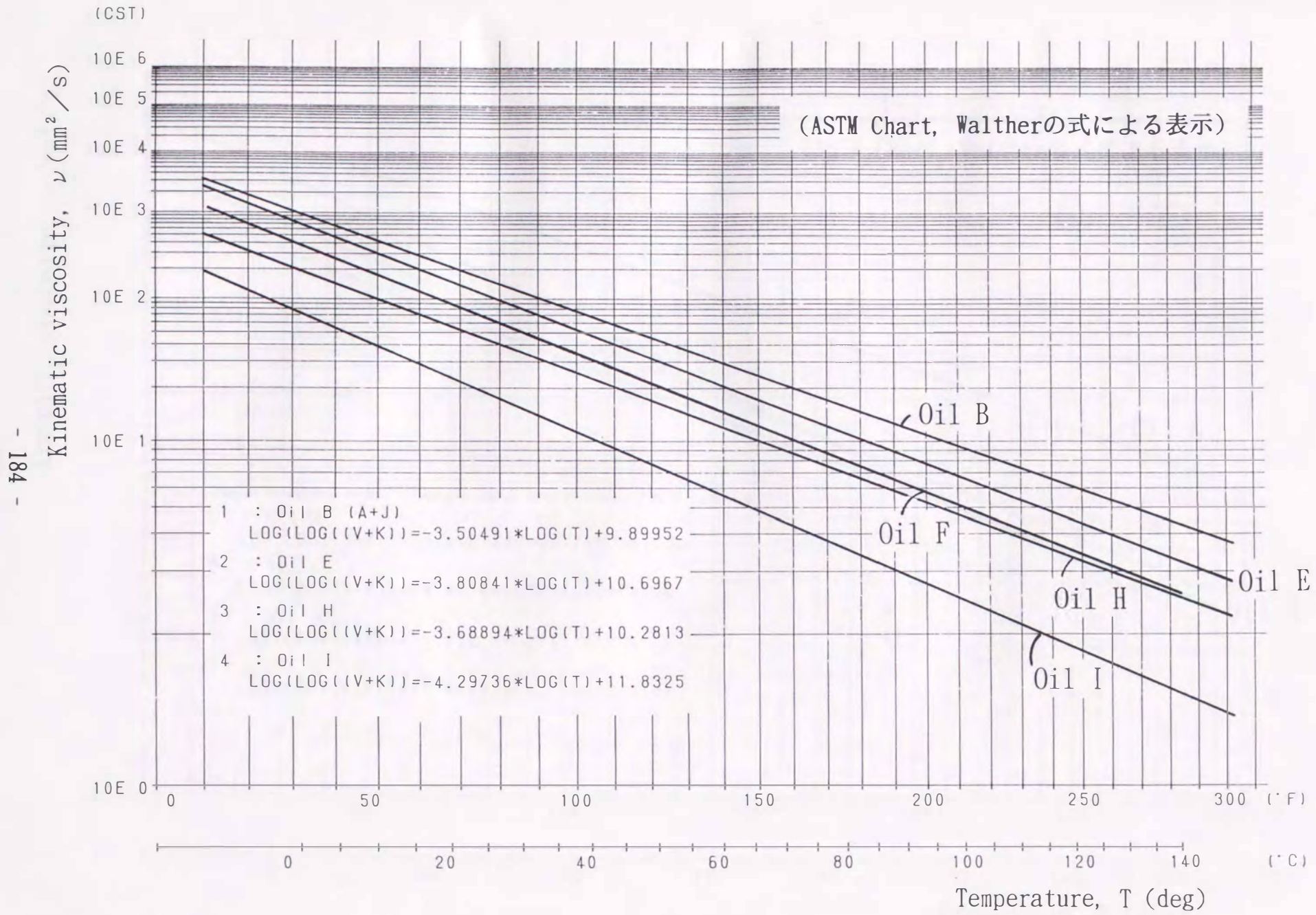


VISCOSITY-TEMPERATURE CHART



付図 1 - 1 実験に用いた試験油の粘度 - 温度の関係 (大気圧下)

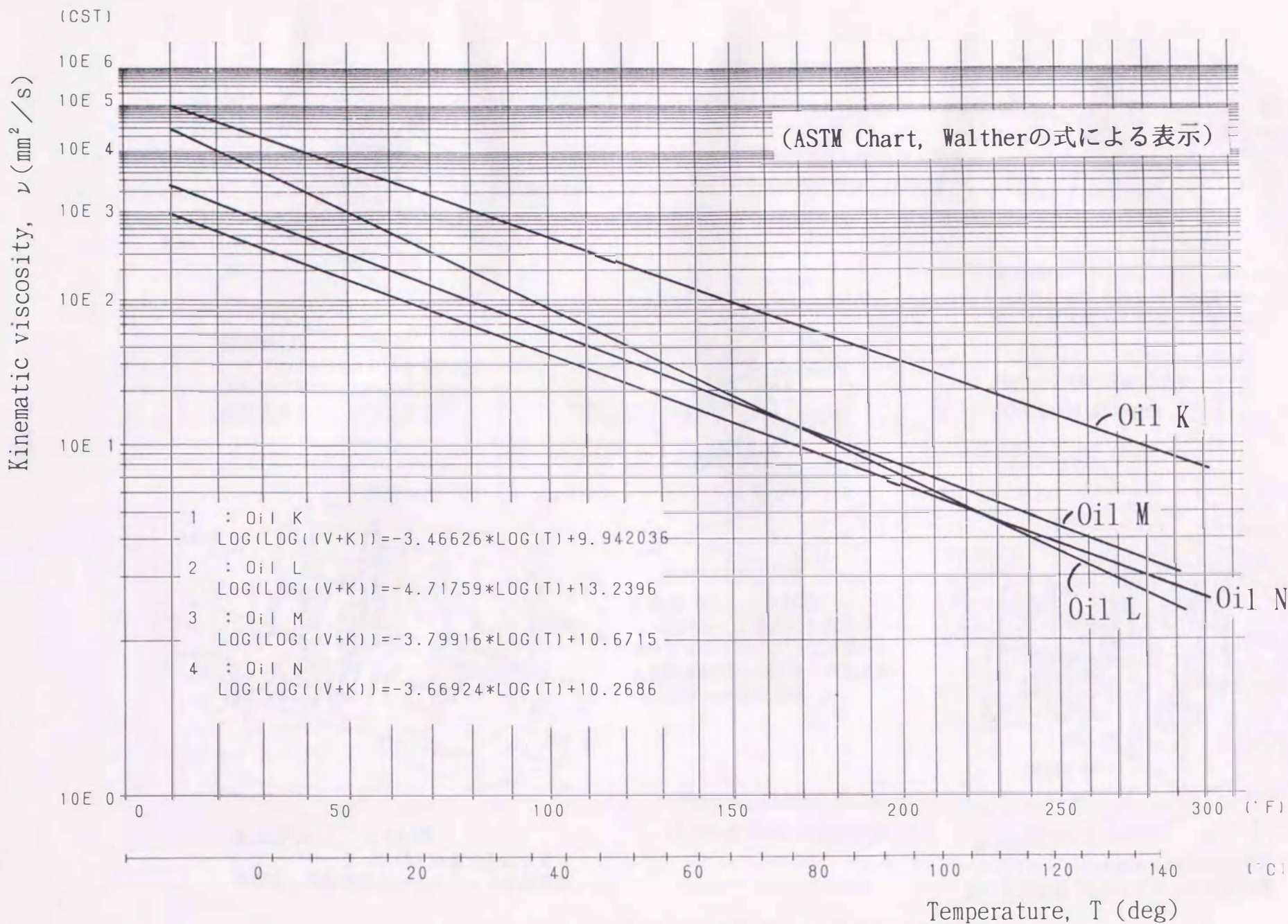
VISCOSITY-TEMPERATURE CHART



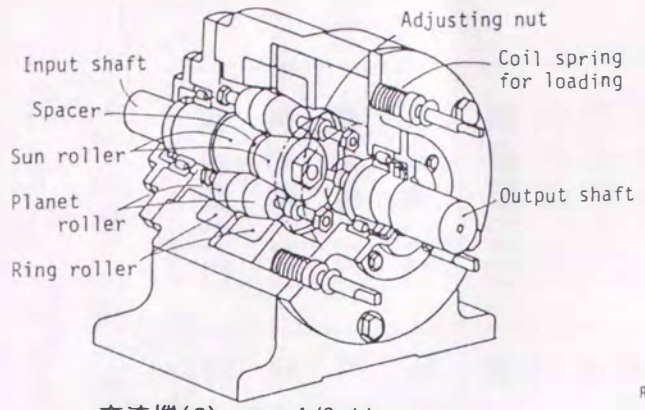
付図 1 - 2 実験に用いた試験油の粘度 - 温度の関係 (大気圧下)

VISCOSITY-TEMPERATURE CHART

- 185 -



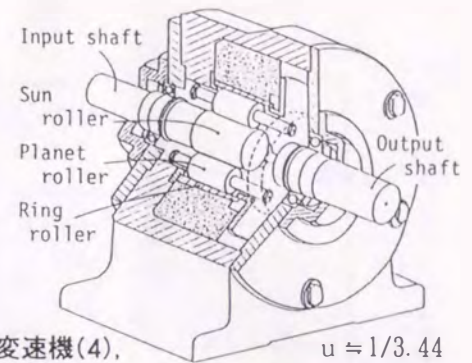
付図 1 - 3 実験に用いた試験油の粘度-温度の関係 (大気圧下)



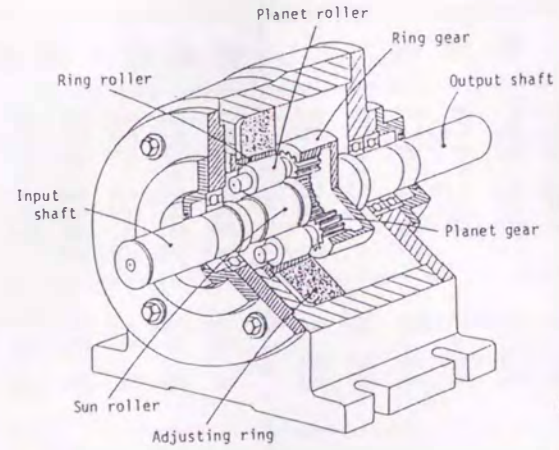
変速機(2),  $u \approx 1/3.44$   
 ダブルテーパローラを用いた  
 運転中に押付圧力を変化できる  
 遊星式トラクションドライブ

Planetary traction drive  
 ← (with taper roller)

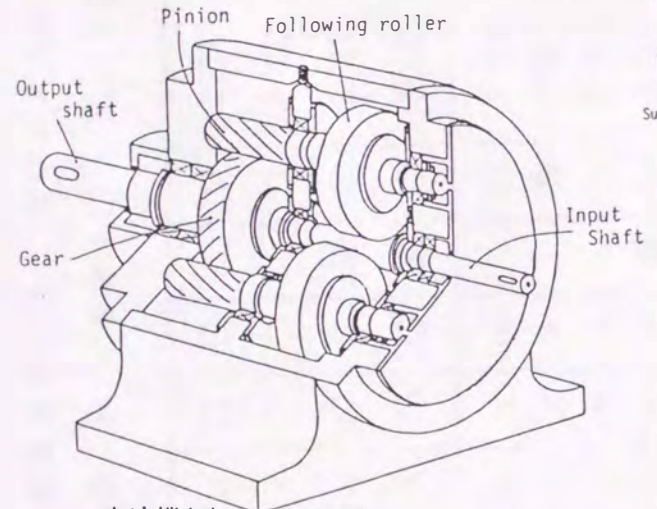
Planetary traction drive  
 (without taper roller) →



変速機(4),  $u \approx 1/3.44$   
 スピン損失を生じない円筒ローラを用いた遊星式トラクションドライブ

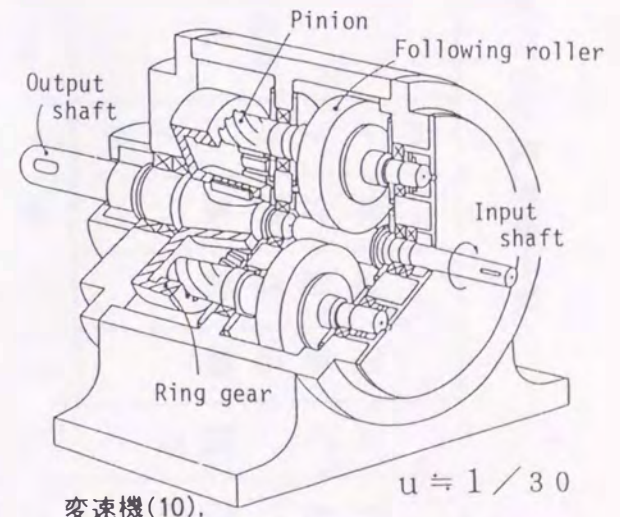


← Hybrid traction drive  
 (Differential type)



変速機(8),  $u \approx 1/20$   
 テーパーローラ と はすば歯車を組合せた  
 非差動・多軸駆動のハイブリッド形変速機

← Hybrid traction drive →  
 (Non-differential type)



変速機(10),  $u \approx 1/30$   
 テーパーローラ と 内歯車を組合せた非差  
 動・多軸駆動 のハイブリッド形変速機

変速機(14),  $u \approx 1/32$   
 円筒ローラを用いた遊星式ト  
 ラクションドライブ [変速機(4)]  
 と内歯車機構を組合せた内転差動  
 ハイブリッド形変速機

付図2 本研究で設計製作した代表的な変速機

付表2 本研究で試作した変速機一覧

変速機名	型 式		減速比	ハイブリッド形	押付荷重	遊星運動	差動運動	スピン損失	テーパー角度
変速機(1)	遊 星 式	PTD+3D1	3.44	T	変 変 変 定	○	×	○	1°
変速機(2)		PTD+3D2	3.44	T		○	×	○	2°
変速機(3)		PTD+3D3	3.44	T		○	×	○	3°
変速機(4)		PTD+3D0	3.44	T		○	×	○	0°
変速機(5)		PGD+3S	3.50	G		○	×	×	
変速機(6)		PGD+3H	3.18	G		○	×	×	
変速機(7)	非 差 動 ・ 多 軸 駆 動	HTD+20H1	20.0	○	変 変 定 変	×	×	○	1°
変速機(8)		HTD+20H2	20.0	○		×	×	○	2°
変速機(9)		HTD-28S1	28.6	○		×	×	○	1°
変速機(10)		HTD-29H2	29.3	○		×	×	○	2°
変速機(11)		MGD+19H	19.6	G		×	×	×	
変速機(12)		MGD-28S	28.0	G		×	×	×	
変速機(13)		MGD-28H	28.8	G		×	×	×	
変速機(14)	内	DHTD+31S	31.5	○	定	○	○	×	0°
変速機(15)	転	DHTD-32S	32.2	○	定	○	○	×	0°
変速機(16)	差	DGD+33S	33.8	G		○	○	×	
変速機(17)	動	DGD-31S	31.3	G		○	○	×	

ここで、 変：変化する， 定：一定， ○：ある， ×：ない

T：トラクションドライブのみ， G：歯車機構のみ

付録C 歯車とトラクションドライブの動力伝達能力の比較

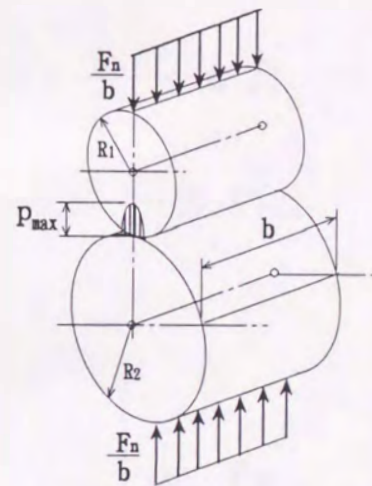
2円筒が弾性接触するときを生じるヘルツの最大接触応力  $p_{max}$  は、一般に次式(C-1)で示される<sup>(1)</sup>。一对の歯車がかみ合っているときには、図C-1に示すように、歯車の歯面の接触を、ピッチ点における各々の曲率半径を半径とする2つの円筒の接触と考えれば、同様に式(C-1)で求められる。

$$p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{F_n}{b} \frac{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \quad \dots (C-1)$$

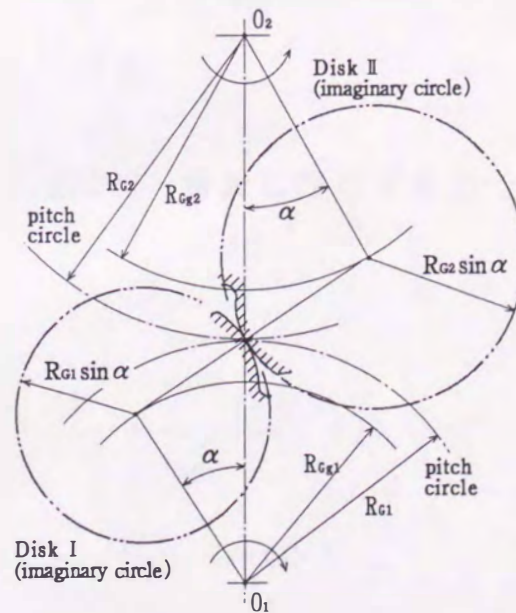
ここで、

- $p_{max}$  : 最大接触応力 (MPa)
- $F_n$  : 2円筒間の押付力 (N)
- $b$  : 円筒の接触幅(歯幅) (mm)
- $R_1, R_2$  : 円筒の半径 (mm)
- $E_1, E_2$  : 円筒の縦弾性係数(MPa)
- $\nu_1, \nu_2$  : 円筒のポアソン比 である。

ここでは、歯車(添字 G)とトラクションドライブ(添字 T)のそれぞれのピッチ円半径が同じ ( $R_{T1} = R_{T2} = R_{G1} = R_{G2} = R$ ) で、許容接触圧力 および 各弾性係数が同じであると仮定して、歯車装置の動力伝達能力  $L_G$  と トラクションドライブの



付図C-1 2円筒間の接触



付図C-2 歯面間の接触

動力伝達能力  $L_T$  を求める。

いま、許容接触圧力を  $\sigma_a$  とすれば、トラクションドライブのローラの許容最大押付力  $P_{Ta}$  は、式(C-1) から式(C-2) となり、トラクションドライブの動力伝達能力  $L_T$  は、式(C-3) で求められる。

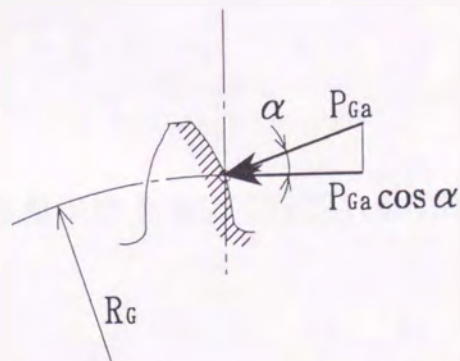
$$\sigma_a^2 = \frac{P_{Ta} E}{\pi b R (1-\nu^2)}$$

$$P_{Ta} = \frac{\pi b R (1-\nu^2)}{E} \sigma_a^2 \quad \dots\dots\dots (C-2)$$

$$L_T = T_T \omega_T = P_{Ta} \times \mu_a \times R \times \omega_T \quad \dots\dots\dots (C-3)$$

ここで、 $\mu_a$  はトラクション係数、 $\omega_T$  は角速度である。

一方、歯車の許容最大押付力（ピッチ点における法線力） $P_{Ga}$  は、許容接触圧力  $\sigma_a$  を用いて式(C-4) で示される。従って、歯車の動力伝達能力  $L_G$  は、式(C-5) で求められる。



付図C-3 歯面に作用する力

$$\sigma_a^2 = \frac{P_{Ga} E}{\pi b R \sin \alpha (1-\nu^2)}$$

$$P_{Ga} = \frac{\pi b R \sin \alpha (1-\nu^2)}{E} \sigma_a^2 \quad \dots\dots\dots (C-4)$$

$$L_G = T_G \omega_G = P_{Ga} \times \cos \alpha \times R \times \omega_G \quad \dots\dots\dots (C-5)$$

ここで、 $\alpha$  は歯車のかみ合い圧力角である。式(C-2) と式(C-4) から  $P_{ca} = P_{\tau a} \sin \alpha$  となる。したがって、歯車装置の動力伝達能力  $L_G$  とトラクションドライブの動力伝達能力  $L_T$  の比は、次式(C-6) で求めることができる。

$$\frac{L_G}{L_T} = \frac{T_G \omega_G}{T_T \omega_T} = \frac{P_{\tau a} \sin \alpha \times \cos \alpha \times R \times \omega_G}{P_{\tau a} \times \mu_a \times R \times \omega_T} \quad \text{より}$$

$$\frac{L_G}{L_T} = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\mu_a} \quad \dots\dots\dots (C-6)$$

いま、圧力角を  $\alpha = 20^\circ$  , 許容トラクション係数を  $\mu_a = 0.06$  とすれば、 $L_G / L_T = 5.35$  となる。

参考文献

- (1) 例えば、潤滑ハンドブック, (社)日本潤滑学会編, (1987) p.793, 養賢堂.



付録 D 歯車のかみ合い効率

一对の平歯車のかみ合い効率を理論的に計算する方法として、いくつかの計算式が考案されている<sup>(1)~(3)</sup>。一般に、法線荷重を一对かみ合い領域 (b → P → c) では一定とし、二対かみ合い領域 (a → b, c → d) では、それぞれのかみ合い点に等分荷重されていると仮定をして、すべりによる歯車のかみ合い損失を計算し、動力伝達効率  $\eta$  を求めている。

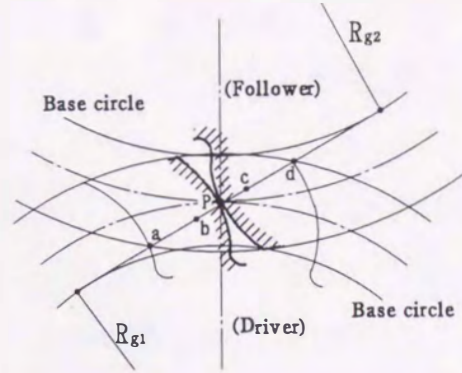
いま、法線荷重を  $P_n$ 、摩擦係数を  $\mu$  とすれば、歯車の微小回転による摩擦損失  $dL$  は、

$$dL = \mu P_n (ds_1 - ds_2) \quad \dots \dots \dots (D-1)$$

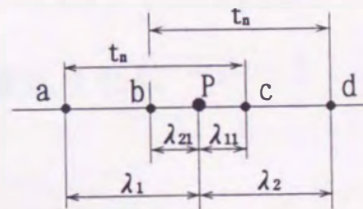
ピッチ点からかみ合い点までの距離の絶対値を  $\lambda$ 、歯車の微小回転量を  $d\theta$  とすれば、 $ds_1 = d_{g1}(\tan \alpha_b + \lambda)d\theta_1$ 、 $ds_2 = d_{g2}(\tan \alpha_b - \lambda)d\theta_2$  となる。また、 $R_g d\theta = d\lambda$  より、

$$dL = \mu P_n \lambda (d\theta_1 \pm d\theta_2) \\ = \mu P_n \left( \frac{1}{R_1 \cos \alpha} \pm \frac{1}{R_2 \cos \alpha} \right) \lambda d\lambda \quad \dots \dots \dots (D-2)$$

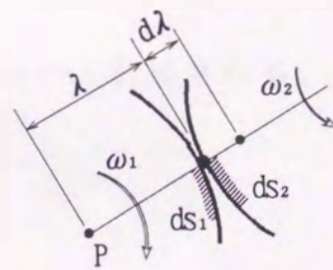
で表される。なお、+ は外歯車同士の場合、- は外歯車と内歯車のか



(a) 歯車のかみ合い



(b) ピッチ点からの距離



(c) 微小回転の様子

付図D-1 歯車のかみ合い

み合いの場合である。摩擦係数  $\mu$  を一定と仮定して、かみ合い損失動力  $L$  を求めると次式のようにになる。

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{\mu P_n}{\cos \alpha} \left( \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right) \left( \int_0^{\lambda_{11}} \lambda d\lambda + \int_0^{\lambda_{21}} \lambda d\lambda \right) \\
 &+ \frac{\mu P_n}{2 \cos \alpha} \left( \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right) \left( \int_{\lambda_{21}}^{\lambda_1} \lambda d\lambda + \int_{\lambda_{11}}^{\lambda_2} \lambda d\lambda \right) \\
 &= \frac{\mu P_n}{4 \cos \alpha} \left( \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right) (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_{11}^2 + \lambda_{21}^2)
 \end{aligned}$$

ここで、 $\lambda_{11} = t_n - \lambda_1$ 、 $\lambda_{21} = t_n - \lambda_2$ 、 $\lambda_1 = \varepsilon_1 t_n$ 、 $\lambda_2 = \varepsilon_2 t_n$

$R_1 \cos \alpha = \frac{t_n Z_1}{2\pi}$ 、 $R_2 \cos \alpha = \frac{t_n Z_2}{2\pi}$  を代入し整理すれば

$$L = \mu \pi t_n P_n \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon + 1) \quad \dots\dots(D-3)$$

したがって、動力伝達効率  $\eta$  は、次式 (D-4) で計算される。

$$\begin{aligned}
 \eta &= 1 - \frac{L}{P_n t_n} \\
 &= 1 - \mu \pi \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon + 1) \quad \dots\dots(D-4)
 \end{aligned}$$

#### 参考文献

- (1) 窪田 雅男, 歯車入門, (1963), p.70, オーム社.
- (2) 両角 宗晴, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, (1989), p.89, 日刊工業新聞社.
- (3) 成瀬 長太郎, 歯車の基礎と設計, (1988), p.129, 養賢堂.

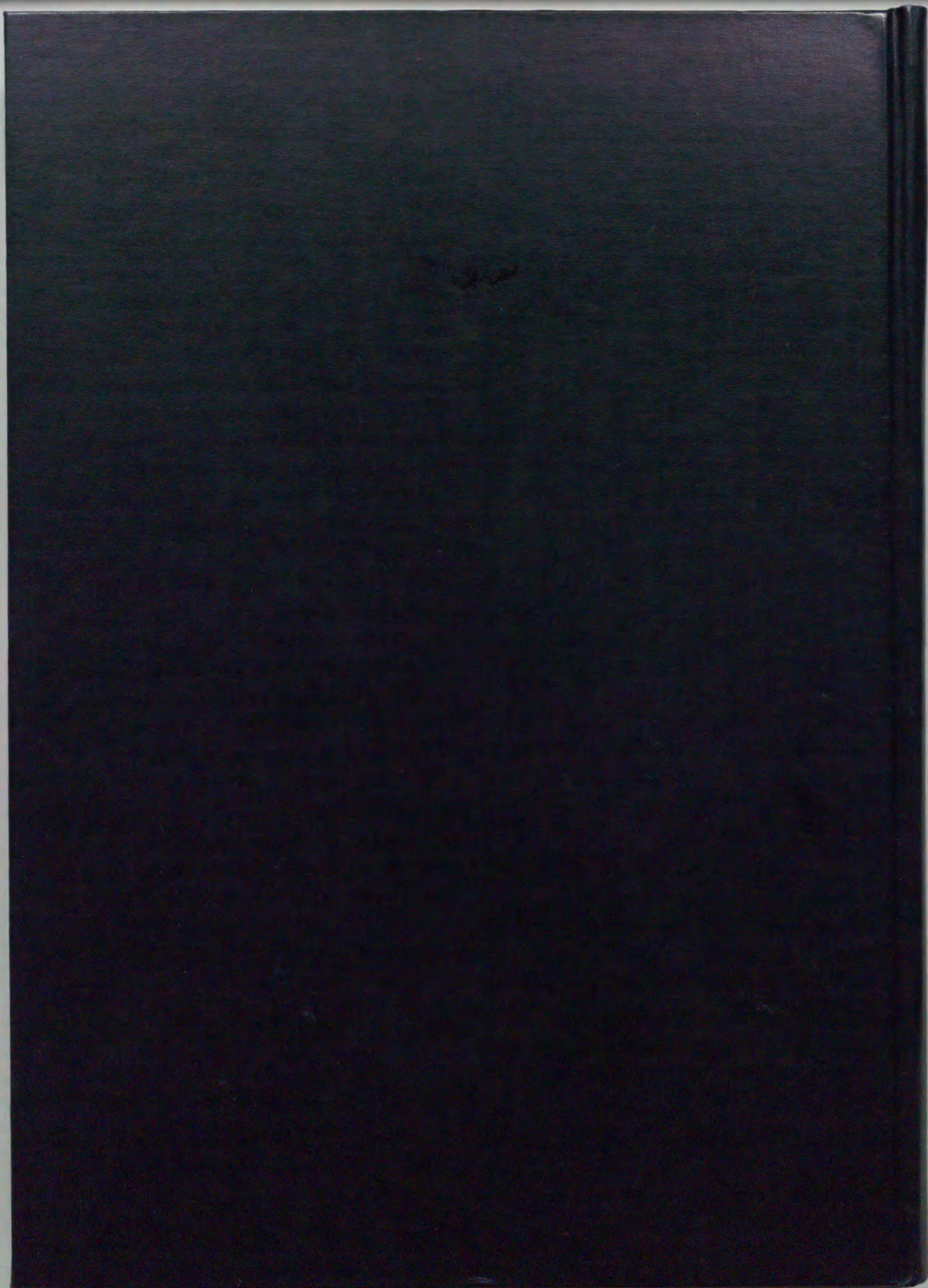
## 謝 辞

本研究の遂行にあたり、ご懇切なるご指導を賜りました九州大学工学部 有浦泰常教授に深甚なる謝意を表します。

また、貴重なご助言とご教示を賜りました九州大学工学部 市丸和徳教授，山本雄二教授，村上輝夫教授に厚く御礼申し上げます。

本研究は佐賀大学理工学部 機械工学科 機械工作及び設計研究室で行なったものであり、長年にわたりご懇篤なるご指導と不断のご鞭撻を賜りました 佐賀大学理工学部 石橋彰教授に心から感謝申し上げます。

最後に、変速機や試験機の製作にあたりまして、ご協力とご支援を戴きました佐賀大学 理工学部 実習工場の各位，機械工作及び設計研究室の青沼陽介技官，伊藤勝美氏 および 機械系工学科の皆様 に厚く御礼申し上げます。



Inches 1 2 3 4 5 6 7 8  
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

# Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak

Blue	Cyan	Green	Yellow	Red	Magenta	White	3/Color	Black
Light Blue	Light Cyan	Light Green	Light Yellow	Light Red	Light Magenta	White	Light 3/Color	Light Black
Dark Blue	Dark Cyan	Dark Green	Dark Yellow	Dark Red	Dark Magenta	White	Dark 3/Color	Dark Black

# Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19

