

# 内歯車の歯末にトロコイド干渉歯形を有する インボリュート内歯歯車ポンプの研究\*

## 第2報：ポンプの試作と性能試験

岸 佐 年\*\*

### 1. 緒 言

普通のインボリュート内歯歯車ポンプでは、高圧側と低圧側との間の漏れ止めのために内歯車とピニオンの両歯先の空間に三日月形の仕切りを入れなくてはならない。著者は第1報

表1 使用記号の説明

---

$m$ : Module
$\alpha_c$ : Cutter pressure angle
$\alpha_b$ : Operating pressure angle
$Z_1, Z_2$ : Number of teeth of pinion and internal gear respectively
$i$ : Gear ratio ( $=Z_2/Z_1$ )
$x_1, x_2$ : Addendum modification coefficient in pinion and internal gear respectively
$h_{k1}, h_{k2}$ : Addendum divided by module in pinion and internal gear respectively
$r_{k1}, r_{k2}$ : Outside radii of pinion and internal gear respectively (mm)
$a$ : Center-distance (mm)
$\theta_1$ : Rotational angle of pinion
$\zeta$ : Rate of partition
$\varepsilon$ : Contact ratio
$S_1, S_2$ : Area of space bounded by pinion tooth profile and internal gear tooth profile (cm <sup>2</sup> )
$b$ : Face width of gears (mm or cm)
$\Delta v$ : Volume corresponding to the area $(S_1 - S_2) [= (S_1 - S_2) \times b ]$ (cm <sup>3</sup> )
$V$ : Discharge per revolution of pump (cm <sup>3</sup> /rev)
$Q_{th}$ : Theoretical discharge (cm <sup>3</sup> /s)
$Q$ : Actual discharge (cm <sup>3</sup> /s)
$n$ : Number of revolution of pump (rpm)
$\omega$ : Angular velocity of pump (rad/s)
$W$ : Discharge weight of the test liquid to be pumped for t sec (kgf)
$t$ : Time (sec)
$\gamma$ : Weight per unit volume of the test liquid used (kgf/cm <sup>3</sup> )
$\nu$ : Kinematic viscosity of the test liquid used (cSt)
$P$ : Total pressure of pump (kgf/cm <sup>2</sup> )
$G_d$ : Indication of the discharge pressure gauge (kgf/cm <sup>2</sup> )
$G_s$ : Indication of the suction pressure gauge (kgf/cm <sup>2</sup> )
(In the case of vacuum gauge value of $G_s$ , shall be taken as negative)

---

\* 昭和54年10月 日本機械学会北陸信越支部信越地方講演会において発表

\*\* 機械工学科 助手

原稿受付 昭和55年9月26日

$Z_d$ : Discharge side potential head (cm)

$Z_s$ : Suction side potential head (cm)

$L_w$ : Theoretical power (kW)

$L$ : Shaft power (kW)

$T$ : Torque (kgf·m)

$\eta, \eta_v, \eta_m$ : Total, volumetric and mechanical efficiency respectively (%)

においてこの三日月形仕切りを必要としないインポリュート内歯歯車ポンプが得られることを理論的に明らかにした。すなわちピニオンカッタによる内歯車の切削時に、意図的に内歯車の歯末にトロコイド干渉を生じさせ、内歯車の歯末部をトロコイド干渉歯形とした異形の歯形とし、しかるのちピニオンカッタと同形同大のピニオンをこの内歯車に組み合わせて、ピニオンの歯先かどと内歯車のトロコイド干渉歯形部との接触により高圧側と低圧側との間の漏れを防ぐことにより、普通の内歯歯車ポンプにおける三日月形仕切りの役目をなさしめようとするものである。また第1報においては理論にもとづく数値計算により設計用限界線図を作製し示した。本報においては、その設計用限界線図を用いて内歯歯車ポンプを設計製作し、かつ試作ポンプの性能試験を行なって普通の三日月形仕切りのあるインポリュート内歯歯車ポンプに比し充分良い性能を得ることができていることを確認したので報告する。表1は本文に用いる記号の説明である。

## 2. ポンプの設計と製作

手持の種々のピニオンカッタの内から  $m=3.5$ ,  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $Z_1=22$ ,  $x_1=0.1$  を用いることとし、第1報に示した設計用限界線図を用いて内歯車の諸元を  $Z_2=25$ ,  $x_2=0.27$  と定めた。従って仕切り率  $\zeta=1.37$ , インポリュート歯形部分のかみあい率  $\varepsilon=1.22$  となることが設計用限界線図から読みとれる。これらの値をもとに試作内歯歯車ポンプの諸元を定め、その値を表2に示す。

表2 試作内歯歯車ポンプの諸元

$m$	$\alpha_c$	$\alpha_b$	$Z_1$	$Z_2$	$x_1$	$x_2$	$h_{k1}$	$h_{k2}$	$2r_{k1}$	$2r_{k2}$	$a$	$b$	side clearance	$\zeta$	$\varepsilon$
3.5	$20^\circ$	$30.43^\circ$	22	25	0.10	0.27	1.25	1.00	86.45	82.39	5.72	22	0.1	1.37	1.22

ところで  $Z_1=22$ ,  $x_1=0.1$  のピニオンカッタにより  $Z_2=25$ ,  $x_2=0.27$  の内歯車を歯切りする場合、ピニオンカッタの外径が内歯車の歯先円より大きいために、ピニオンカッタを内歯車素材の内径の中へ入れることができない。そこではじめに  $Z_1=11$ ,  $x_1=0.0$  の小ピニオンカッタを用いて内歯車を歯切りする。この場合トリミング干渉は生じない。なおこの歯切りのときは内歯車の仕上削り代を残しておく。しかる後  $Z_1=22$ ,  $x_1=0.1$  のピニオンカッタを正規中心距離に軸方向から内歯車に対して挿入し、かつ仕上代を左右対称に削るよう慎重にセットし、この状態から歯切りを開始して、歯末にトロコイド干渉歯形を有する内歯車を得た。次にピニオンカッタと同形同大のピニオンを製作し、この内歯車と組み合わせることにより内歯歯車ポンプを製作した。図1はその組立図を示し、図2は部品の写真を示す。

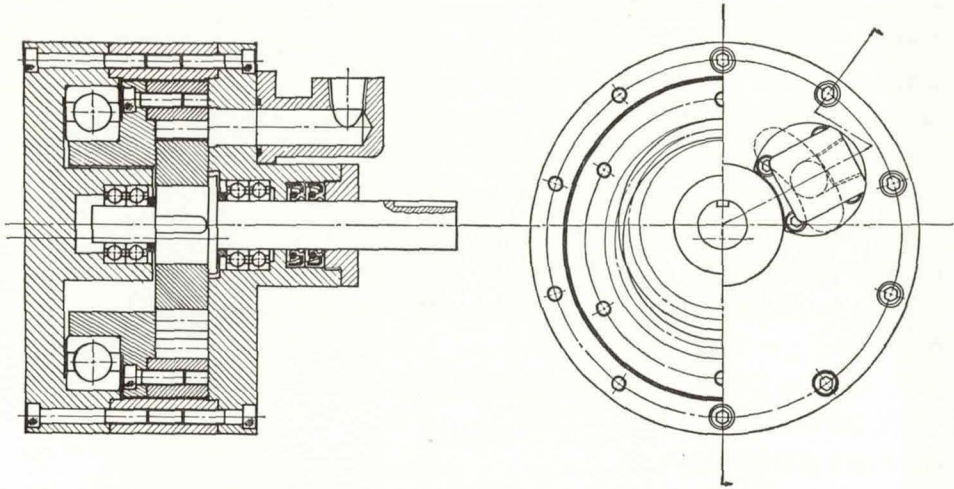


図1 試作ポンプの組立図

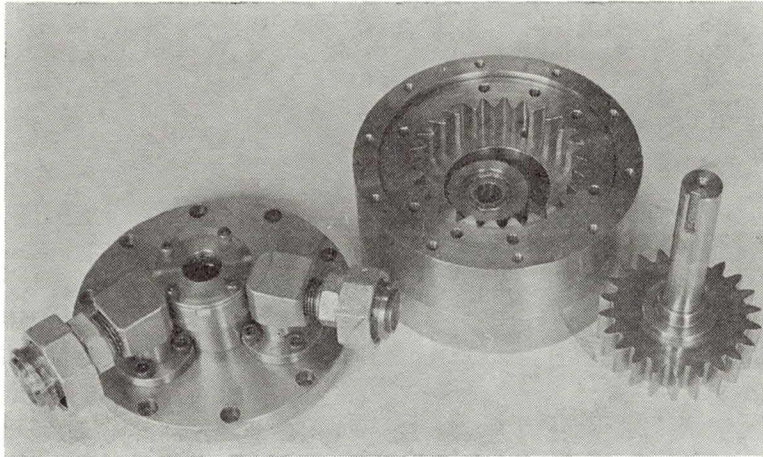


図2 試作ポンプの部品

### 3. 理論吐出量の作図的考察

理論吐出量はトルク法または幾何学的方法によって計算することができる。ここでは幾何学的方法として作図的に理論吐出量を求めた。

#### 3-1 ピニオンカッタ及び内歯車の歯形型板の製作

##### (1) ピニオンカッタ歯形の作図

大きな図を用いて考察を容易にする為、 $m=20$  にて作図することとした。そこで  $m=20$ ,  $\alpha_c=20^\circ$  の基準ラック歯形型板をアクリル板で正確に作った。これを用いて作図的に<sup>1)</sup>  $m=20$ ,  $\alpha_c=20^\circ$   $Z_1=22$ ,  $x_1=0.1$ ,  $h_{k1}=1.25$  のピニオンカッタ歯形を求めた。この方法によればインボリュート歯形が7~8本のラック歯形の包絡線として創成される。

### (2) ピニオンカッタ歯形型板の製作

作図されたピニオンカッタ歯形をアクリル板に張り付け、先の尖ったポンチ等を用いて創成歯形をアクリル板上に写す（1~2mmの間隔で包絡線上にポンチを打つ）。次にこのアクリル板を帯ノコ、ヤスリ等を用いてポンチ跡を滑らかになくよう正確に加工し、インポリュート歯形を作り、ピニオンカッタ歯形型板を作る。このピニオンカッタ歯形型板上にかみあいピッチ円を描き、これとインポリュート歯形との交点からピニオンカッタの中心に向かって半径線を引き、これを内歯車歯形作図時の基準線とする。

### (3) 内歯車歯形の作図

ピニオンカッタ歯形型板を用いて  $m=20$ ,  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $Z_2=25$ ,  $x_2=0.27$ ,  $h_{k2}=1.0$  の歯形を作図する<sup>2)</sup>。この方法によれば、ピニオンカッタ歯形の包絡線として内歯車の歯形が創成作図される。またこの作図により内歯車の歯先が理論どおりトロコイド干渉により削り取られている様子が確認できる。

### (4) 内歯車歯形型板の製作

(2)と同様な方法で内歯車の歯形型板を作る。ただしこの場合は実際の内歯車とは歯みぞと歯の実質部とが逆になる。すなわち内歯車歯形の歯みぞの部分からなる外歯の歯形型板を作る。つぎにこの歯形型板上にかみあいピッチ円を描き、これとインポリュート歯形との交点から内歯車の中心に向かって半径線を引き、これをピニオンとのかみあい状態の作図時における基準線とする。

## 3-2 かみあい状態の作図

以上により製作されたピニオンカッタと内歯車の歯形型板同士を用いて、トロコイド干渉歯形部分でのかみあい状態を作図する。ピニオンカッタと内歯車とがピッチ点  $P$  でかみあった時、すなわち両者の基準線がピッチ点  $P$  を通って重なった時を出発点とし、ピニオンカッタの歯先かどと内歯車の尖った歯先かどとがかみあうまで時計方向に回転したピニオンカッタの回転角  $\theta_1$  と内歯車の回転角  $\theta_1/i$  とを理論から求め、ピニオンカッタと内歯車のそれぞれの基準線の位置が定まる。この状態はトロコイド干渉歯形部分のかみあい終了状態であり図3(a)に示す。つぎにこの位置からトロコイド干渉の始まる方向（反時計方向）に1/4ピッチづつ  $\theta_1$  の回転をもどした位置に両者の基準線を置き、1/4ピッチ回転ごとのトロコイド干渉歯形部分でのかみあい状態を作図し、図3(b), (c), (d)に示す。このようにして作図された図は、ピニオンを反時計方向に回転させると考えれば、図3の(a)→(b)→(c)→(d)→(a)のサイクルをなし、これはポンプを運転した場合、吐出作用をなすことが理解できる。逆にピニオンを時計方向に回転させると考えれば(a)→(d)→(c)→(b)→(a)のようなサイクルとなり、ポンプを運転した場合、吸込作用をなすことが理解できる。これらのかみあい状態を考慮し、ポンプの吐出し口と吸込口の位置と大きさを決定し前述の設計のための参考とした。作図は右半分のみを示したが、以上のような吸込、吐出し作用が左右対称な位置で行なわれ、ポンプ作用が成立する。

## 3-3 理論吐出し量

図3(a)によって理論吐出し量を求める。ピニオンが反時計方向に回転して、ピニオンの歯先かどと内歯車の尖った歯先かどとがかみあいに入った瞬間には、その歯に先行する隣の歯も内歯車のトロコイド干渉歯形とかみあっている。なぜなら  $\zeta=1.37$  であるから、従って

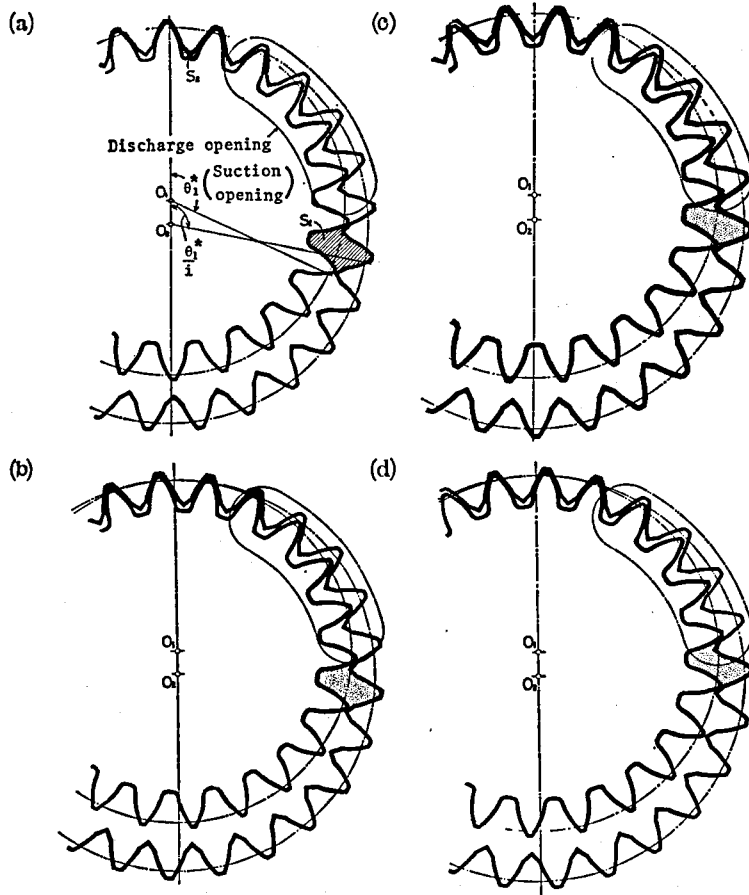


図3 トロコイド干渉歯形部のかみあい状態図

これらの歯によって  $S_1$  なる面積が閉じ込められる。この状態から少し反時計方向に回転すると、この閉じ込められた面積部分は吐出し口につながる。そして歯車の回転により最終的には吐出し口を通り過ぎて  $S_2$  なる面積となる。従って1歯当たり  $(S_1 - S_2)$  なる面積に相当する量が吐き出される。そこでプランメータを用いて  $S_1$  と  $S_2$  を測定し、 $(S_1 - S_2)$  に歯幅  $b$  を乗じたものが1歯当たりの吐出し量  $\Delta v$  となり、ピニオン1回転当たりの吐出し量  $V$  は

$$V = Z_1 \cdot \Delta v \quad (\text{cm}^3/\text{rev}) \quad (1)$$

従ってピニオン1分間の回転数を  $n$  とすれば、理論吐出し量  $Q_{th}$  は

$$Q_{th} = \frac{V \cdot n}{60} = \frac{Z_1 \cdot \Delta v \cdot n}{60} \quad (\text{cm}^3/\text{s}) \quad (2)$$

作図は  $m=20$  という大きなモジュールについて行なったが、実物は  $m=3.5$ 、歯幅  $b=22$  mm であるから、この点を考慮して図から測定した  $m=20$  に対する歯間面積  $S_1$ 、 $S_2$  を実

際の歯間体積に換算しなければならない。作図例の場合は  $S_1=27.60\text{cm}^2$ 、 $S_2=1.74\text{cm}^2$  であったから

$$\begin{aligned}\Delta v &= (S_1 - S_2) \left(\frac{3.5}{20}\right)^2 \cdot b \\ &= (27.6 - 1.74) \times \left(\frac{3.5}{20}\right)^2 \times 2.2 \\ &= 1.7423 \text{ (cm}^3\text{)}\end{aligned}$$

よってピニオン1回転当りの吐出し量は

$$\begin{aligned}V &= Z_1 \cdot \Delta v \\ &= 22 \times 1.7423 = 38.331 \text{ (cm}^3\text{/rev)}\end{aligned}$$

従って理論吐出し量  $Q_{th}$  は

$$Q_{th} = \frac{V \cdot n}{60} = \frac{38.331 \times n}{60} = 0.639 \times n \text{ (cm}^3\text{/s)}$$

#### 4. 試作内歯歯車ポンプの性能試験

##### 4-1 性能試験装置と試験方法

JISB 8312「歯車ポンプ及びねじポンプの試験及び検査方法」における重量法による性能試験を行なうために、図4に示すような試験装置により実験を行なった。図5は試験装置の

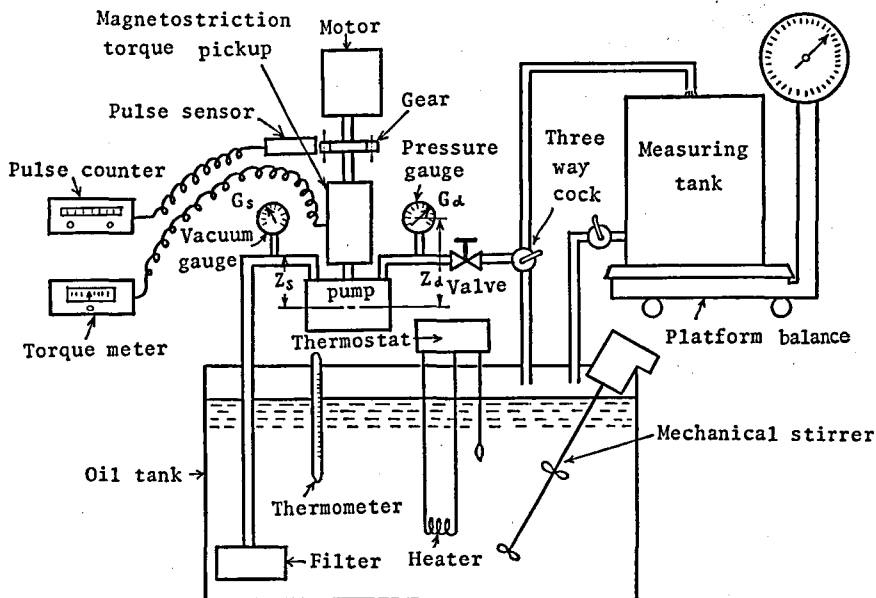


図4 試験装置の図解図

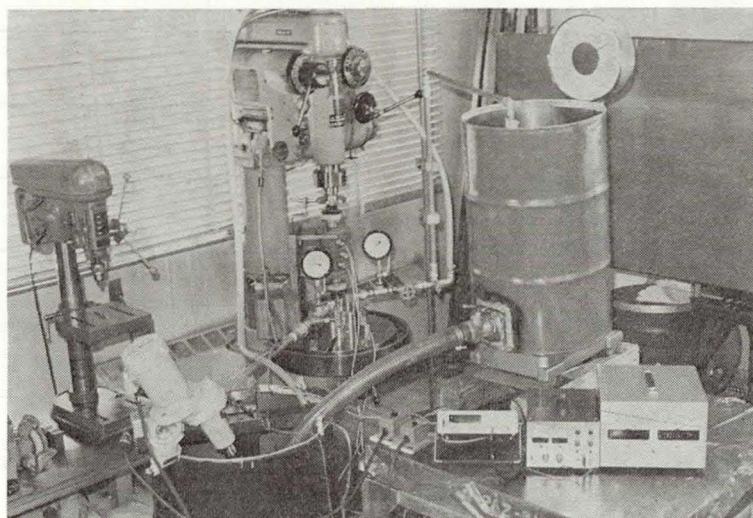


図5 試験装置の全景

写真を示す。試験装置の大略を説明する。ポンプの駆動にはボール盤を用い、ボール盤の主軸から磁歪式トルクピックアップを介してポンプ入力軸を駆動する。ボール盤の回転数変換装置によって種々の回転数 (238, 326, 398, 525, 715 rpm) を取り出す。回転数を測定する為に、ポンプ入力軸に鋼製歯車 ( $Z=60$ ,  $m=2$ ,  $\alpha_c=20^\circ$ , 歯幅 8 mm) を取り付け外周の振れを 0.01mm 以内に調整する。パルスセンサーを歯車外周に接近させ、隙間約 1 mm に設置する。パルスセンサーから出る磁界を歯車がよぎるためパルスが発生する。それをパルスカウンターで読みとる。歯車 1 回転でパルスが 60 回発生するので、カウンターの読みとり単位を Hz とすれば、回転数として rpm 単位で値が読める。トルクは前述の磁歪式トルクメータ (最小目盛 0.01kgf·m) により測定する。容量約 200 l のタンクに測定用油を用意し、ヒータによって加熱し、サーモスタットにより定温 ( $40^\circ \pm 1^\circ \text{C}$ ) にコントロールする。タンク内の油は攪拌機によって攪拌され、油温の均一化が計られる。ポンプ吸込側に真空計、吐出し側に圧力計 (それぞれ最小目盛 0.1kgf/cm<sup>2</sup>) を設け、これにより吸込み及び吐出し圧力を測定する。尚タンク内の吸込側管路口にフィルターを設けた。吐出し側圧力計の後方にバルブを設け、この開閉によって吐出し圧力を調整する。容量約 80 l の計量用タンクを計量用台秤 (使用範囲 10~100kgf, 最小目盛 0.2kgf) の上にセットする。以上の装置のもとで回転数を決めて駆動し、バルブの調整により吐出し圧力を目標値に定め、計量タンクに吐出し油を注ぐ。ストップウォッチを用いて台秤の重量変化 (kgf) と時間 (秒) を読む。計測時間は 60~70 秒とした。この間に回転数、トルク、吸込圧力、吐出し圧力および油温等を測定した。測定後は計量タンクのコックを開いて油をタンクに戻した。

#### 4-2 ポンプの性能試験結果

図 4 に示す装置により ピニオンの回転数を 238~715 rpm の 5 段階、吐出し側ゲージ圧 0~12kgf/cm<sup>2</sup> の 9 段階にわたる組み合わせで性能試験を行なった。その結果の一部を図 6, 7, 8, 9 に示す。尚測定用油はダフニスーパハイドロリックフルイド 56 を使い、その比

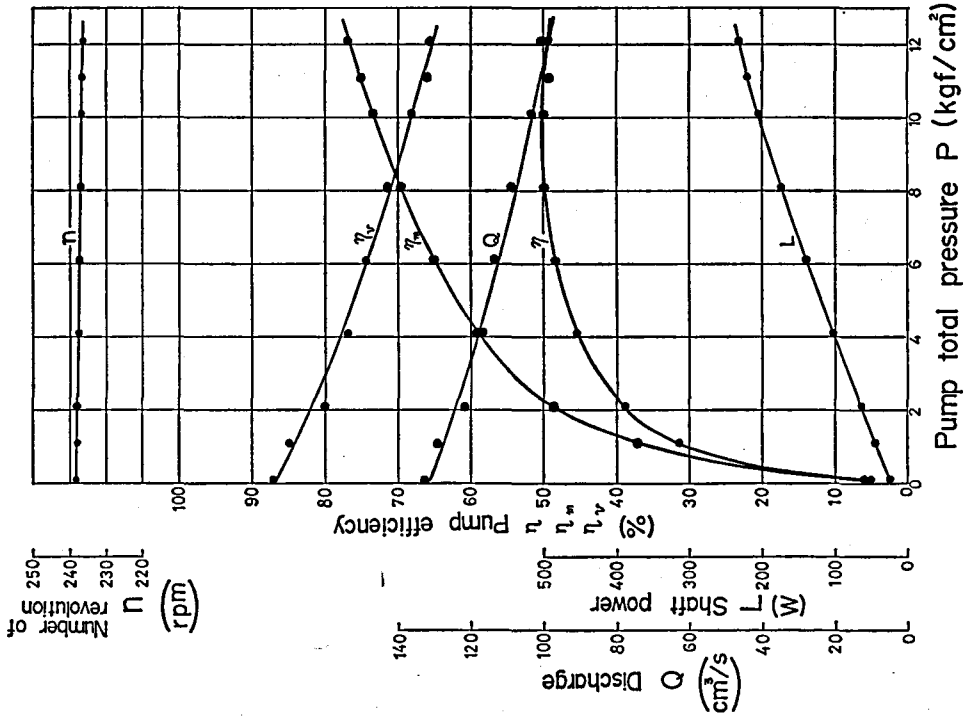


図6 性能曲線 ( $n = 238$  rpm)

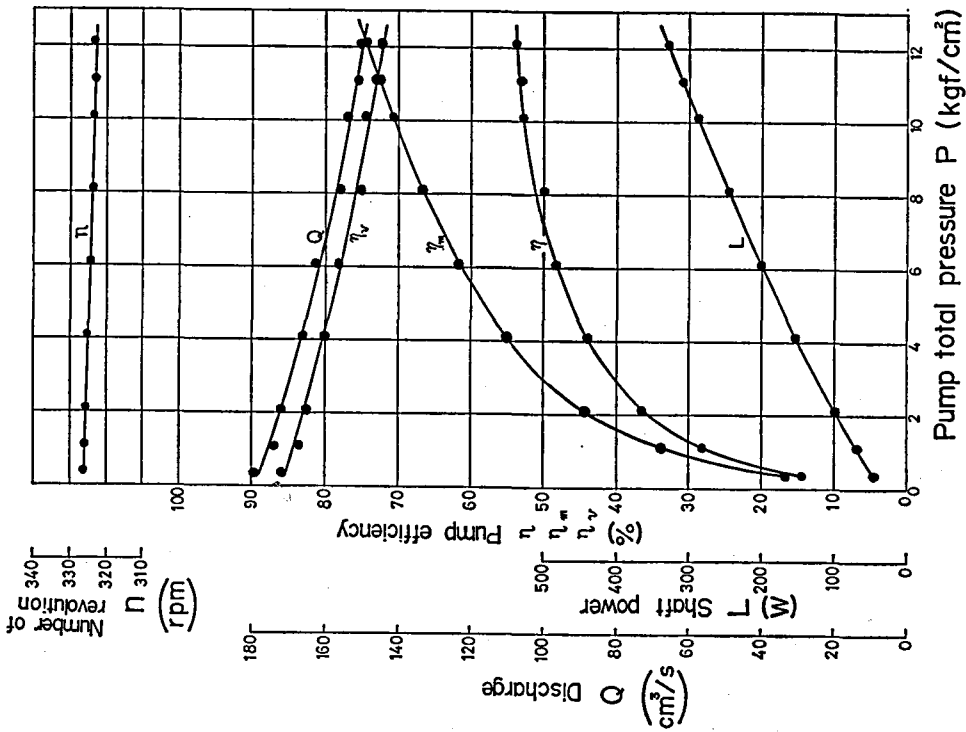


図7 性能曲線 ( $n = 326$  rpm)



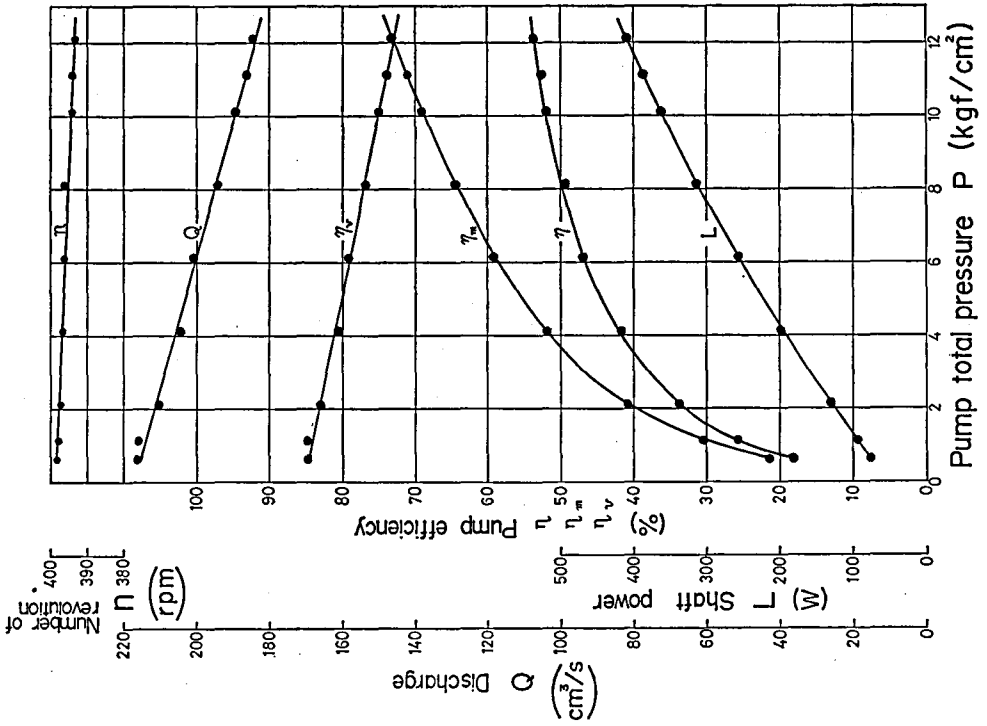


図 8 性能曲線 ( $n=398$  rpm)

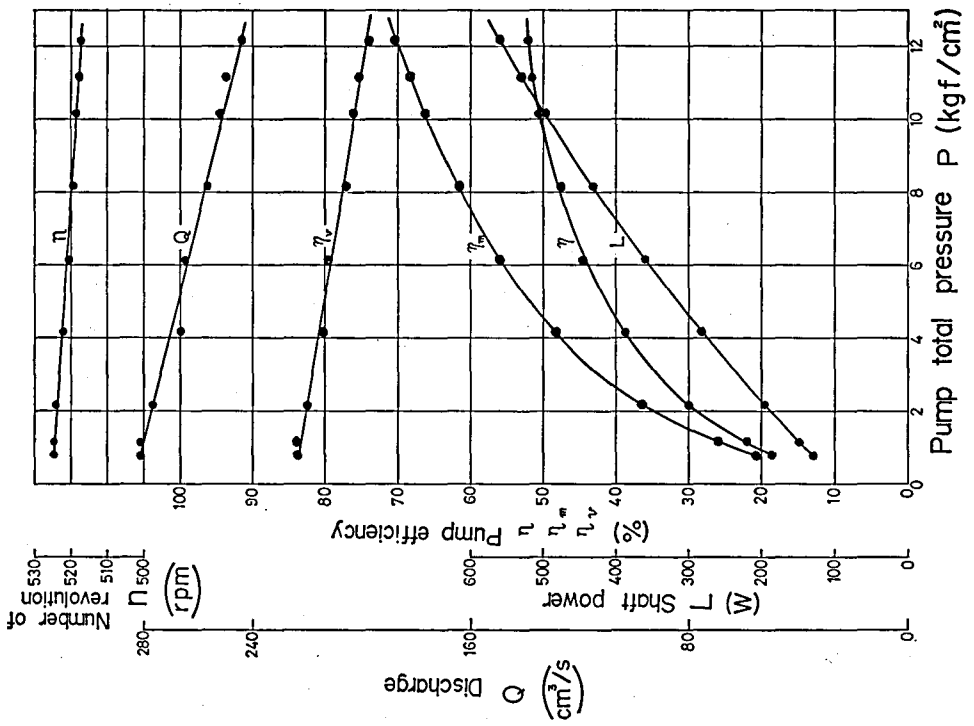


図 9 性能曲線 ( $n=525$  rpm)

重量  $\gamma = 0.8668 \times 10^{-3}$  (kgf/cm<sup>3</sup>), 動粘度  $\nu = 56$  cSt [40°C] である. 測定結果の処理には次式を用いる.

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{W}{t} \cdot \frac{1}{\gamma} \text{ (cm}^3\text{/s)}, P = G_d - G_s + \gamma (Z_d - Z_s) \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \\ L_w &= P \cdot Q \text{ (kgf} \cdot \text{cm/s)} \\ &= \frac{1}{10200} PQ \text{ (kw)} \\ L &= T \cdot \omega = \frac{T n \pi}{30} \text{ (kgf} \cdot \text{m/s)} \\ &= \frac{T n \pi}{3060} \text{ (kw)} \\ \eta &= \frac{L_w}{L} \times 100 \text{ (\%)}, \eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} \times 100 \text{ (\%)}, \eta_m = \frac{\eta}{\eta_v} \text{ (\%)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

#### 4-3 試験結果の考察

ポンプの全効率  $\eta$  は, 最高で  $\eta = 53.8\%$  ( $n = 323\text{rpm}$ ,  $P = 12.1\text{kgf/cm}^2$ ) となった. しかし全圧力をもう少し高くすれば55%位まで高めることが出来よう. また圧力をもっと高めるためには, 仕切り率  $\epsilon$  をもっと大きく選んで設計すればよい.

## 5. 結 言

内歯車の歯末にトロコイド干渉歯形を与えることにより, 三日月形仕切りなしのインボリュート内歯歯車ポンプを作ることができ, その性能も, 三日月形仕切りのある普通の内歯歯車ポンプに比し充分良い結果を示すことを確認した. 側面隙間をもっと小さくして, 歯車側面からの漏れを少なくする等の工夫を行なえばさらに高い効率のポンプを得ることができるはずである.

本研究は信州大学工学部精密工学科教授 両角宗晴先生の御指導のもとに行なった先生との共同研究の一部である. 先生の御指導に対し心より感謝を申し上げます. また内歯歯車ポンプの製作, 性能試験に助力された両角研究室の平田幸吉, 堤信一の両氏に感謝を申し上げます. 最後にポンプの基本的事項について種々御教示を賜った本校機械工学科教授 鬼頭勇先生に感謝を申し上げます.

## 参 考 文 献

- 1) 内山 弘: 歯車概論, 啓学出版, 昭(52-3), 40.
- 2) 両角宗晴: 転位内歯車の干渉に関する図式解法, 信州大学工学部紀要, 第14号(昭37-12), 67.