

# 内接歯車ポンプの性能

高橋豊吉\* 小川正夫\*\*

## Characteristics of Internal Gear Pumps

By Toyokichi Takahashi and Masao Ogawa  
Tochigi Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

The internal gear pump used with Freon or Ammonia multi-cylinder high speed compressors and semi-sealed compressors for packaged air conditioners is less in its mass and internal leakage of fluid, and therefore more efficient in volumetric efficiency than the conventional external gear pumps. It can be driven in reverse without any trouble of changing its suction and delivery ports, and shows high speed operation.

This report discloses the experimental data and the calculated volumetric efficiency and the power required under several conditions of delivery pressure, turning speed, and the viscosity of fluids or No. 150 and No. 300 refrigerator oils used in this experiment.

### 〔I〕 緒 言

アンモニアおよびフレオン冷凍機用圧縮機の強制給油ポンプには、従来外接歯車ポンプが使用されたが今回新製品として生産しているフレオンおよびアンモニア高速多気筒圧縮機ならびにパッケージ型空気調和機用のセミシールド圧縮機の強制給油ポンプには、直線歯型内接歯車ポンプを採用した。このポンプは従来の外接歯車ポンプに比して体積が少なくて済むこと、漏れが少なく効率がよいこと、吸込または吐出の方向を変えることなく正逆回転が可能であること、および高速に耐え得ることなどの特長を有している。

本研究においてはこの歯車ポンプの吐出量、吐出効率および漏れなどについて作動油、回転数、作動油の温度、および吐出圧力を変化させて実測し、さらにこのポンプの内部漏れおよび吐出効率を理論的に解析して内接歯車ポンプの性能を明にした。

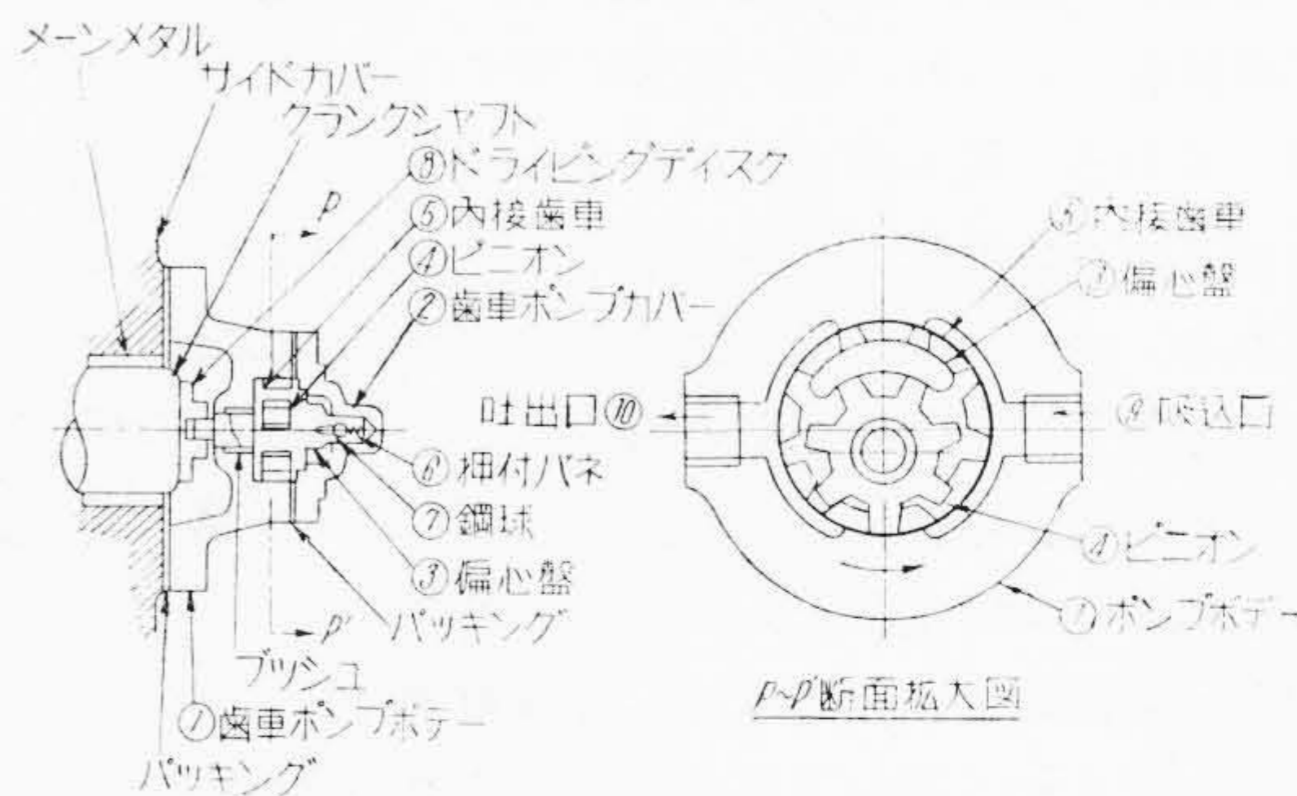
### 〔II〕 直線歯型内接歯車ポンプ

内接歯車ポンプの仕様を第1表に掲げる。

第1図は内接歯車ポンプの組立断面を示し、第2図(次頁参照)はポンプの各部品を取外して示す。同図におい

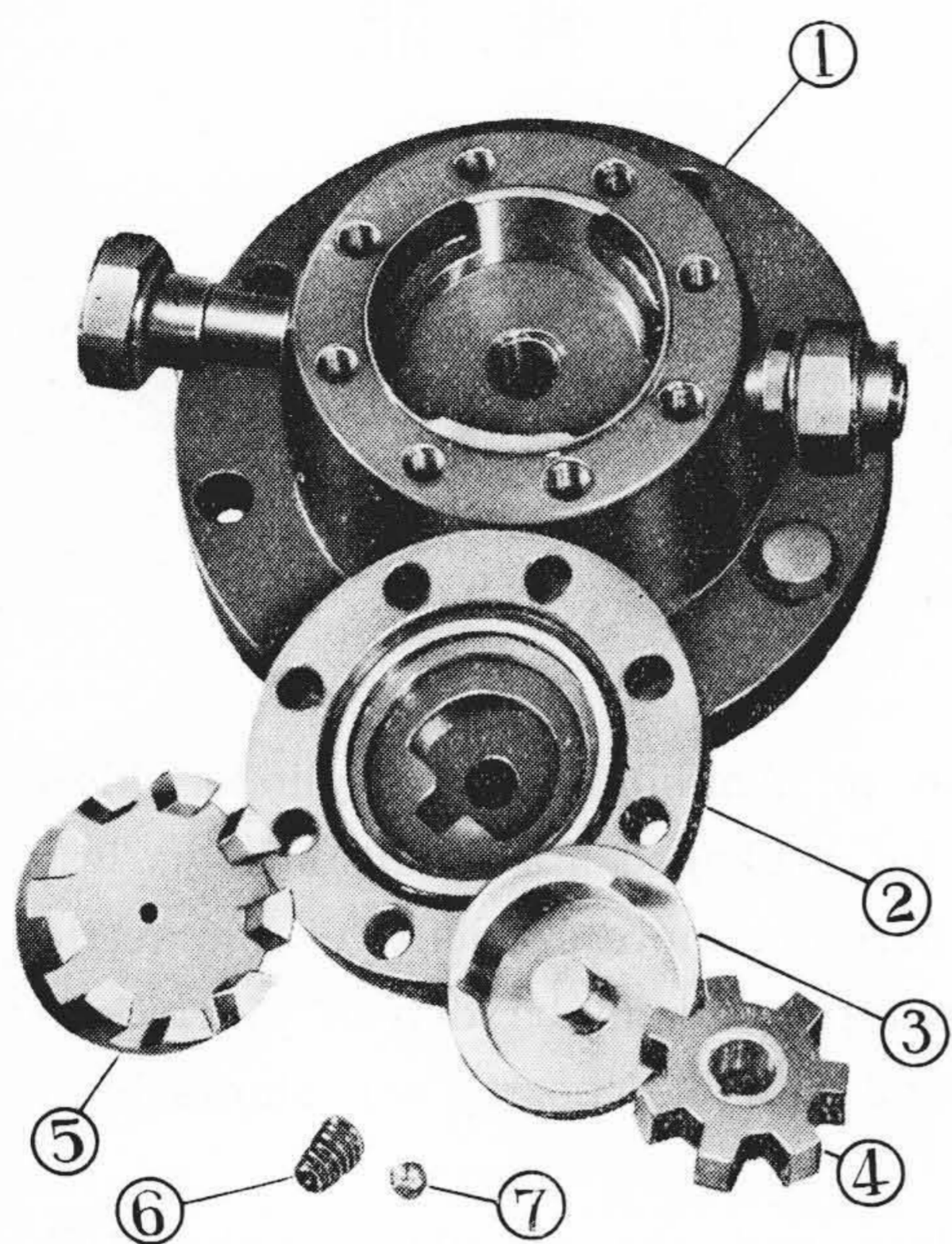
第1表 内接歯車ポンプの仕様  
Table 1. Specification of the Internal Gear Pump

歯 型	ピニオン	内接歯車
	ハイポサイクロイドより等距離にある曲線	直 線
歯 厚 常 数	10 mm	—
嚙 合 中 心 距 離	7.3 mm	7.3 mm
歯 数	7	9
歯 の 深 さ	7.4 mm	7.4 mm
刻 み 円 直 径	51.1 mm	65.7 mm
標 準 回 転 数	900 rpm	
理 論 吐 出 量	17.8 l/mn	



第1図 内接歯車ポンプの構造  
Fig. 1. Sectional View of Internal Gear Pump

\* \*\* 日立製作所栃木工場

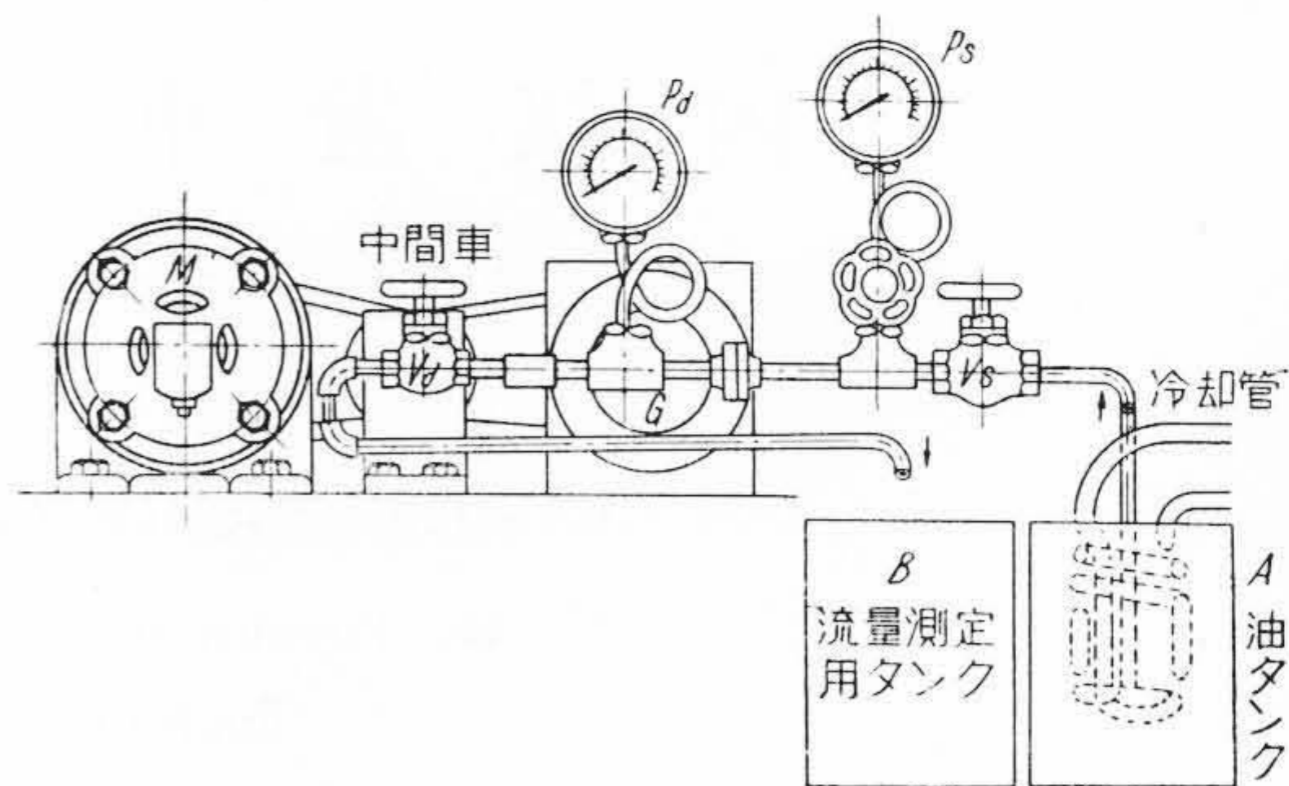


第 2 図 内接歯車ポンプ部品図  
Fig.2. Parts of Internal Gear Pump

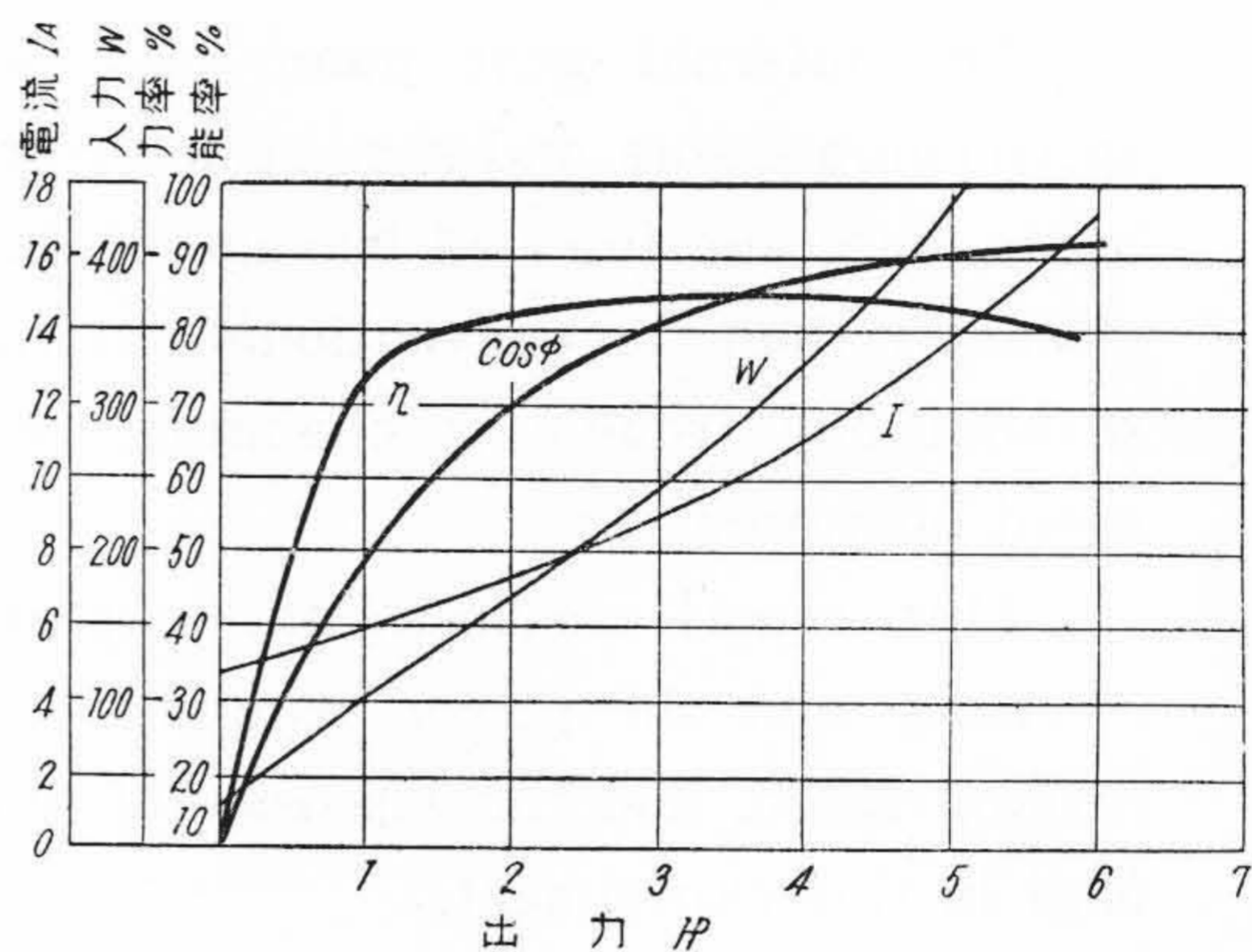
て①は歯車ポンプボデーで内接歯車⑤が挿入され、内接歯車⑤と噛合うピニオン④は偏心盤③に設けられた軸に嵌入される。偏心盤③の他端はボール⑦および押付バネ⑥を介してカバー②に支えられる。

ポンプの駆動はシャフトの外端に固定した円盤状のドライビングデスク⑧に縦溝を削り込み、この溝に外接歯車⑤の軸端に削り出せる角片を嵌入して歯車⑤を回転する。内接歯車⑤およびこれに噛合うピニオン④の回転により油は偏心盤③の三日月形突起の内外側を通って運ばれる。

第 1 図のごとき回転方向に運動する場合を考えると偏心盤③は正規の位置、すなわちカバー②に穿った凹部に偏心盤③の裏側に削り出してあるボスが当るまで偏心盤③が移転し、これが偏心盤③に対するストッパーの役を果しておる。歯車ポンプに入り込む油は偏心盤③の内側を通りピニオン④と内接歯車⑤との噛合によつて押し出される。回転方向を第 1 図の方向と逆にすれば偏心盤③は歯車④および⑤の回転の噛合によつて第 1 図の回転方向と逆の方向に移転される。偏心盤のボスが第 1 図に示す位置から 180 度移転してカバー②の凹部に当り、三日月形も同図に示す位置に対して 180 度廻つた位置にくる。したがつて回転方向が同図に示す方向と逆の方向の場合にも油は同図の場合と同様に⑨より吸込まれて⑩に吐出される。



第 3 図 実 験 装 置  
Fig.3. Apparatus of Measurement



第 4 図 3HP 電動機特性曲線  
Fig.4. Characteristic Curve of 3HP Test Motor

### 〔III〕 実験装置および実験方法

#### (1) 実験装置

第 3 図は実験装置を示す。作動油は歯車ポンプ G により油タンク A から吸入弁  $V_s$  を経て吸入せられ、吐出弁  $V_d$  を経て吐出タンク B に流出せられ、その吐出量を測定される。ポンプ G の駆動には 3HP 電動機 M を用い、その軸とポンプ軸との間に中間車を附し、ポンプの回転数の変更はポンプ側および中間車のプリーの直径を変えることによつて行つた。圧力計の指針の脈動を避けるために 1/8" の銅パイプをコイル状に巻いた連絡管を根本に取付けた。第 4 図は本実験に使用した電動機 M の特性曲線を示す。

#### (2) 実験方法

吐出量の測定は 15 秒間におけるポンプの吐出量を吐出用タンク B に入れ、泡沫の消失を見届けてから 1 立枰および 500 cc のメスシリンダを用いて油の容積を測定した。

作動液としては 150 番冷凍機油、300 番冷凍機油の二種類を使用し、その各々について回転数を 1,000, 1,500, 2,500, 3,000 rpm と変化させ、各回転数における作動液

の温度を 10, 20, 30, 50, 70, 80 °C と変化させ、吐出弁  $V_d$  の開度を変えることにより吐出圧力を 1~13 kg/cm<sup>2</sup>g に調整して、吐出量、回転数、温度などを測定した。

〔IV〕 内接歯車ポンプの内部漏れおよび吐出効率の理論

前章のごとき実験を行う一方、内接歯車ポンプの内部漏れについて理論的に解析し、吐出効率に大なる影響をおよぼす部分を検討した。

(1) 内部漏れ

歯車ポンプの理論吐出量は回転に比例し、理論吐出量から内部漏れ量を引いたものが実際の吐出量になる。すなわち理論吐出量を  $Q_{th}$  cc/s, 内部漏れ量を  $q'$  cc/s, 理論吐出効率を  $\eta_{th}$  とすれば

$$\eta_{th} = \frac{Q_{th} - q'}{Q_{th}} = 1 - \frac{q'}{Q_{th}} \dots \dots \dots (1)$$

内部漏れ  $q'$  は、歯車の啮合部における閉込めの為に吐出側から吸込側にもどされる量  $v$  cc/s<sup>(1)(2)</sup> ならびに歯車の側面および歯先の隙間から漏れる量  $q$  cc/s の二つから成り立つ。したがって(1)式は

$$\eta_{th} = 1 - \frac{v + q}{Q_{th}} \dots \dots \dots (2)$$

第5図は内接歯車ポンプの隙間を拡大して示す。

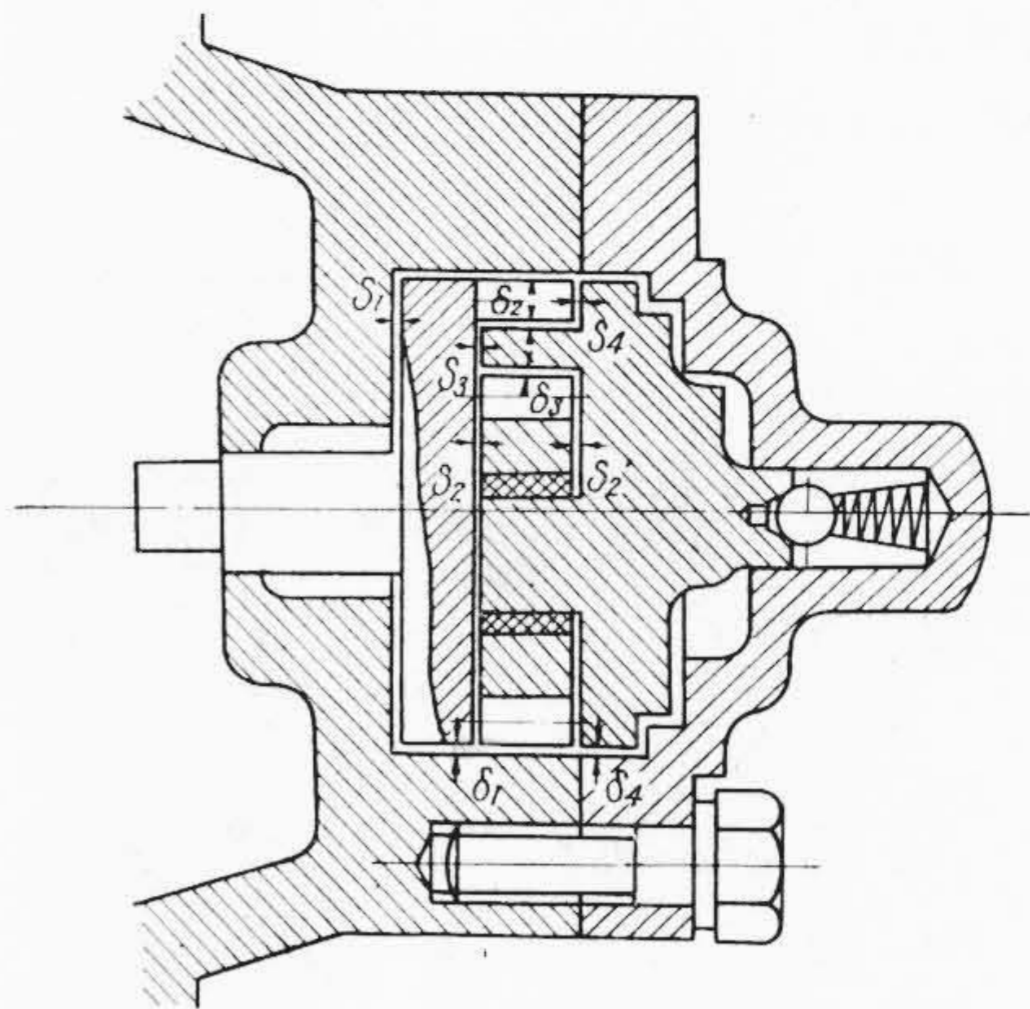
(2)式における隙間漏れ量  $q$  は

- (i) 内接歯車とボデー底面との隙間  $S_1$  からの漏れ量  $q_1$  cc/s
- (ii) ピニオン母体(歯部を除く)両側面すなわちピニオンと内接歯車との間の側面隙間  $S_2$  およびピニオンと偏心盤との間の隙間  $S_2'$  からの漏れ量  $q_2$  cc/s
- (iii) 偏心盤の三日月形の端面と内接歯車との間の隙間  $S_3$  からの漏れ量  $q_3$  cc/s
- (iv) 内接歯車の歯の端面と偏心盤との間の隙間  $S_4$  およびピニオンの歯の部分の側面隙間  $S_2, S_2'$  からの漏れ量  $q_4$  cc/s
- (v) 内接歯車外周(歯部を含む)とボデーインロー部との間の隙間  $\delta_1$  からの漏れ量  $q_5$  cc/s
- (vi) 偏心盤三日月形と内接歯車の歯部内側との間の隙間  $\delta_2$  および偏心盤三日月形とピニオンの歯先との間の隙間  $\delta_2$  からの漏れ量  $q_6$  cc/s
- (vii) 偏心盤とカバーとの間の隙間  $\delta_4$  からの漏れ量  $q_7$  cc/s

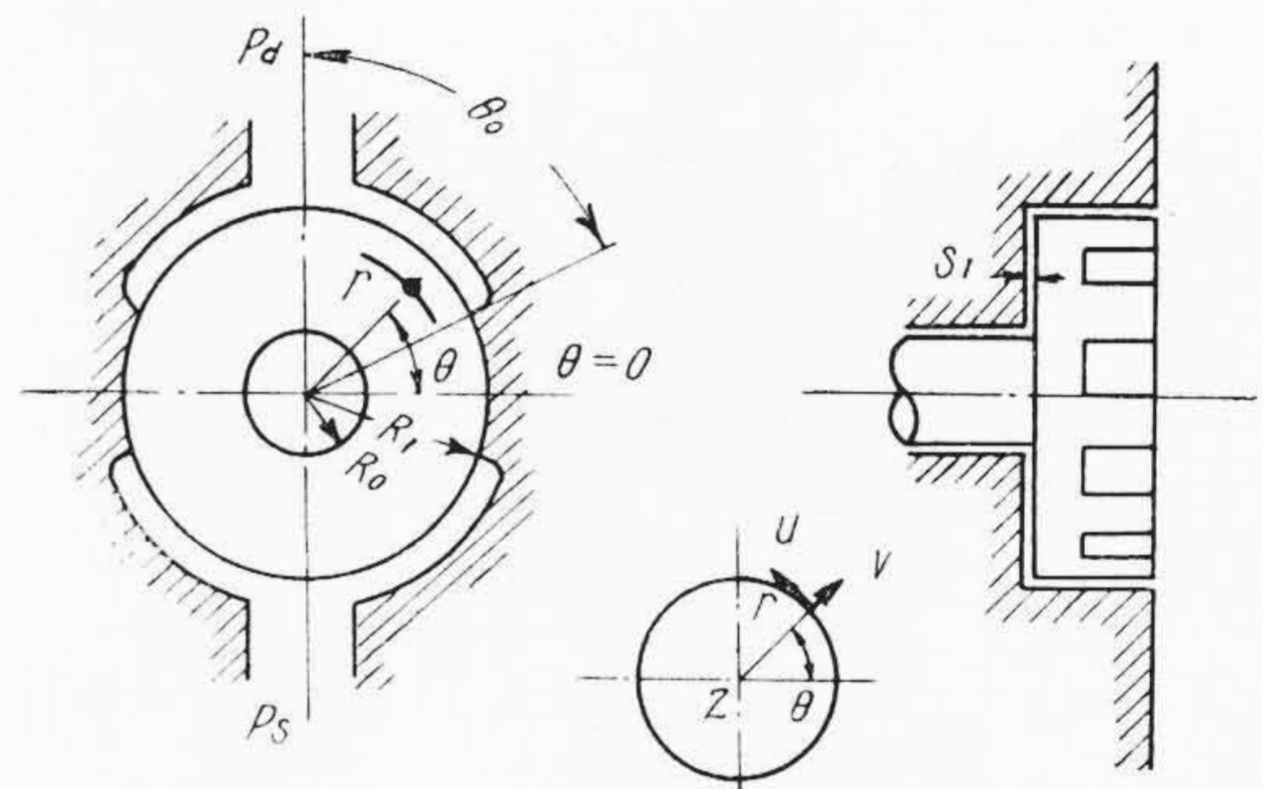
などの和として表わされる。

(a) 内接歯車とボデー底面との間の隙間  $S_1$  からの漏れ量  $q_1$

内接歯車とボデーとの組合わせは第6図に示すごとく



第5図 内接歯車ポンプ各部の隙間  
Fig. 5. Gaps and Clearances of Internal Gear Pump



第6図 内接歯車とボデー  
Fig. 6. Schematic Composition of Internal Gear and Gear Body

である。ポンプを通る流体の流れは定常であると仮定する。歯車の中心から半径  $r$  の距離にある任意の点  $(r, \theta)$  を通る粘性流体の圧力  $p$ , 円周方向速度  $u$ , および半径方向速度  $v$  は流体の粘性係数を  $\mu$ , その密度を  $\rho$  とし、また歯車の回転角速度を  $\omega$ , 歯車とボデーの側面隙間を  $S_1$  および歯車の軸方向の座標を  $z$  とすれば

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{r^2 \partial \theta^2} - 2\rho\omega^2 = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$u = \omega r \left(1 - \frac{z}{S_1}\right) - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} (S_1 - z) z \dots \dots \dots (4)$$

$$v = -\left(\frac{\partial p}{\partial r} - \rho \frac{u^2}{r}\right) \frac{1}{2\mu} (S_1 - z) z \dots \dots \dots (5)$$

で表わされる<sup>(3)(4)</sup>。

境界条件として

$r=R_1$  における圧力分布  $P_{r=R_1}$  を

$$P_{r=R_1} = \frac{Pd+Ps}{2} + f(\theta) \dots\dots\dots (6)$$

ただし

$$f(\theta) = -\frac{Pd-Ps}{2} \frac{\theta+\pi}{\pi/2-\theta_0}, \quad -\pi < \theta < -\left(\frac{\pi}{2} + \theta_0\right)$$

$$f(\theta) = -\frac{Pd-Ps}{2}, \quad -\left(\frac{\pi}{2} + \theta_0\right) < \theta < -\frac{\pi}{2} + \theta_0$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2} \frac{\theta}{\pi/2-\theta_0}, \quad -\frac{\pi}{2} + \theta_0 < \theta < \frac{\pi}{2} - \theta_0$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2}, \quad \frac{\pi}{2} - \theta_0 < \theta < \frac{\pi}{2} + \theta_0$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2} \frac{\pi-\theta}{\pi/2-\theta_0}, \quad \frac{\pi}{2} + \theta_0 < \theta < \pi$$

および軸部  $r=R_0$  において

$$v=0 \dots\dots\dots (7)$$

として (3), (4), (5) から圧力  $p$  を求めれば

$$p = \frac{Pd+Ps}{2} - \rho \frac{\omega^2}{2} (R_1 - r^2)$$

$$+ \frac{Pd-Ps}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{r}{R_1}\right)^n + \left(\frac{R_0}{r}\right)^n \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^n}{1 + \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^{2n}}$$

$$\times \frac{1}{n^2} \frac{1}{\pi - 2\theta_0} \left\{ \sin n \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0\right) + \sin n \left(\frac{\pi}{2} + \theta_0\right) \right\}$$

$$\times \sin n\theta \dots\dots\dots (8)$$

( $n=1, 3, 5, \dots$ )

さらに(4)式から  $u_{\theta=0}$  および  $u_{\theta=\pi}$  を求めれば隙間  $S_1$  を通る漏れ量  $q_1$  は  $Z$  および  $r$  の函数として表わされるから

$$q_1 = \int_0^{S_1} \int_{R_0}^{R_1} u_{\theta=0} dr dz + \int_0^{S_1} \int_{R_0}^{R_1} u_{\theta=\pi} dr dz$$

$$= \frac{S_1^3}{3\mu} \frac{Pd-Ps}{\pi} \frac{1}{\pi-2\theta_0} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{1 - \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^{2n}}{1 + \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^{2n}} \right.$$

$$\left. \times \frac{\sin n \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0\right) + \sin n \left(\frac{\pi}{2} + \theta_0\right)}{n^2} \right\}$$

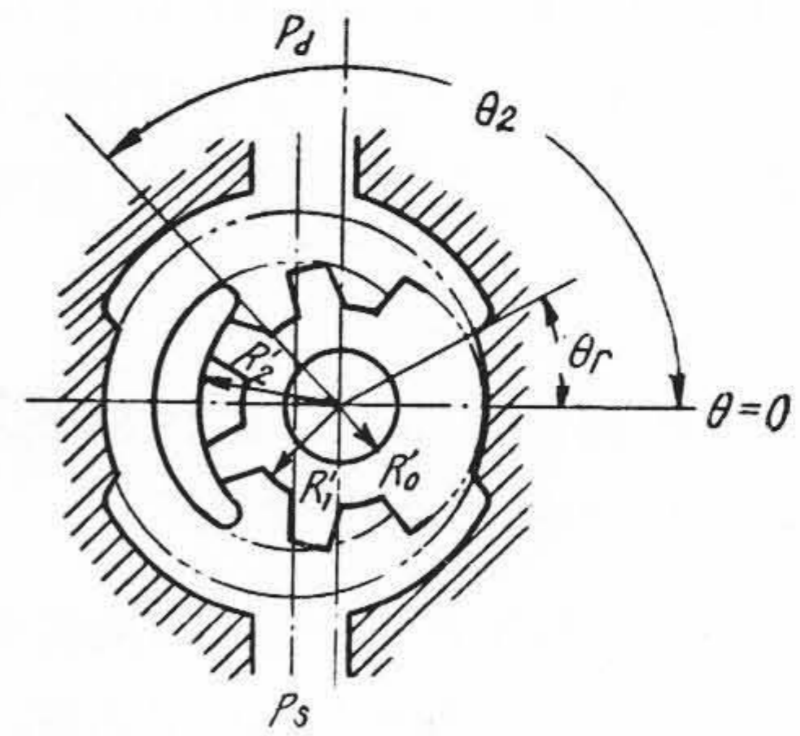
$$= \frac{2S_1^3}{3\mu\pi} \frac{Pd-Ps}{\pi-2\theta_0} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{1 - \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^{2n}}{1 + \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^{2n}} \frac{\cos n\theta_0}{n^2} \right.$$

$$\left. \times (-1)^{\frac{n-1}{2}} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

( $n=1, 3, 5, \dots$ )

で与えられる。

実験に供した歯車ポンプ<sup>3)</sup>では  $\theta_0 = 66^\circ$ ,  $\frac{R_0}{R_1} = \frac{1}{3.64}$  である。



第 7 図 ピニオンと偏心盤  
Fig. 7. Schematic Composition of Pinion and Disc with Eccentric Shaft

今  $n=11$  までとつて計算すれば

$$q_1 = 0.1201 \frac{S_1^3}{\mu} (Pd-Ps) \text{ cc/s} \dots\dots\dots (10)$$

(b) ピニオン母体両側面隙間からの漏れ量  $q_2$

この場合の境界条件としてピニオンの歯底  $r=R_1'$  における圧力分布  $p_{r=R_1'}$  を

$$p_{r=R_1'} = \frac{Pd+Ps}{2} - \frac{\rho\omega^2}{2} (R_2^2 - R_1'^2) + f(\theta) \quad (11)$$

ただし

$$f(\theta) = -\frac{Pd-Ps}{2} \frac{\pi+\theta}{\pi-\theta_2}, \quad -\pi < \theta < -\theta_2$$

$$f(\theta) = -\frac{Pd-Ps}{2}, \quad -\theta_2 < \theta < -\theta_1$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2} \frac{\theta}{\theta_1}, \quad -\theta_1 < \theta < \theta_1$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2}, \quad \theta_1 < \theta < \theta_2$$

$$f(\theta) = \frac{Pd-Ps}{2} \frac{\pi-\theta}{\pi-\theta_2}, \quad \theta_2 < \theta < \pi$$

および軸部  $r=R_0'$  において

$$v=0 \dots\dots\dots (12)$$

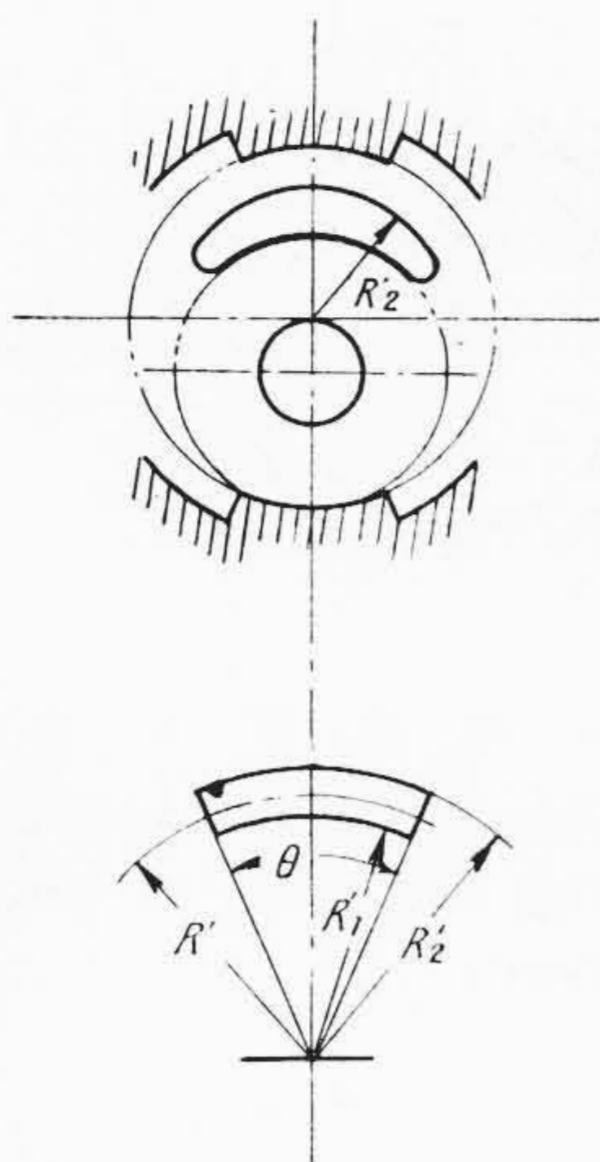
とし前項と同様にして圧力  $p$  を求めれば

$$p = \frac{Pd+Ps}{2} - \frac{\rho\omega^2}{2} (R_2'^2 - r^2)$$

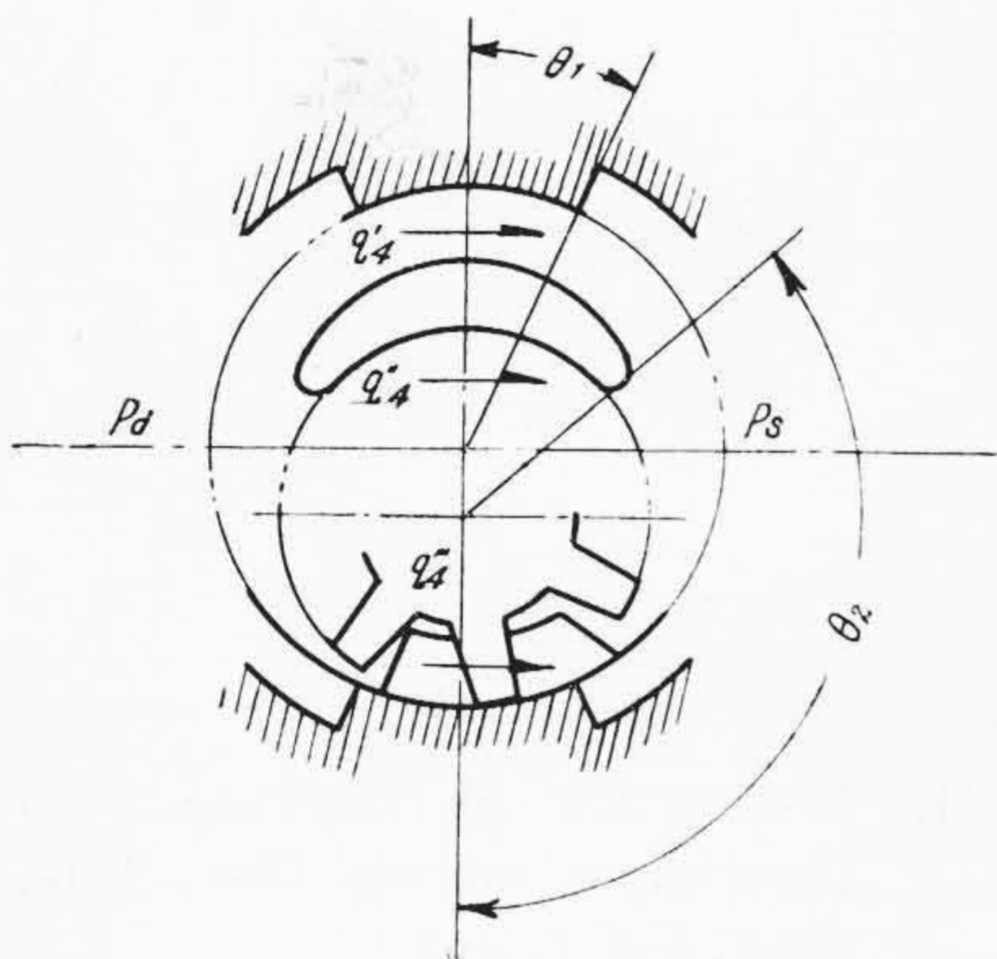
$$+ \frac{Pd-Ps}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{r}{R_1'}\right)^n + \left(\frac{R_0'}{r}\right)^n \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^n}{1 + \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^{2n}}$$

$$\times \frac{1}{n^2} \left\{ \frac{\sin n\theta_2}{\pi-\theta_2} + \frac{\sin n\theta_1}{\theta_1} \right\} \sin n\theta \dots\dots\dots (13)$$

( $n=1, 3, 5, \dots$ )



第8図 偏 心 盤  
Fig. 8. Schematic Diagram of Disc with Eccentric Shaft



第9図 歯部側面隙間漏れ  
Fig. 9. Illustration of Leakage through Side Gaps of Internal Gear and Pinion

$$q_2 = \frac{S_2^3}{6\mu} \frac{Pd - Ps}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{1 - \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^{2n}}{1 + \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^{2n}} \frac{1}{n^2} \times \left\{ \frac{\sin n\theta_2}{\pi - \theta_2} + \frac{\sin n\theta_1}{\theta_1} \right\} \right] + \frac{S_2'^3}{6\mu} \frac{Pd - Ps}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{1 - \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^{2n}}{1 + \left(\frac{R_0'}{R_1'}\right)^{2n}} \frac{1}{n^2} \times \left\{ \frac{\sin n\theta_2}{\pi - \theta_2} + \frac{\sin n\theta_1}{\theta_1} \right\} \right] \dots (14)$$

(n=1, 3, 5, ...)

供試ポンプでは  $\theta_1 = 24^\circ$ ,  $\theta_2 = 110^\circ$ ,  $\frac{R_0'}{R_1'} = \frac{1}{2.40}$  である。

ここでも  $n=11$  までとつて  $q_2$  を計算すれば

$$q_2 = 0.0790 \frac{S_2^3 + S_2'^3}{\mu} (Pd - Ps) \text{ cc/s} \dots (15)$$

を得る。

(c) 偏心盤三日月形の端面の隙間からの漏れ量  $q_3$

(4)式において  $\omega=0$  としかつ  $\frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{Pd - Ps}{R'\theta}$  とすれば

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{Pd - Ps}{R'\theta} (S_3 - z)z \dots (16)$$

したがつて

$$q_3 = -\int_0^{S_3} \int_{R_1'}^{R_2'} u dz dr = \frac{Pd - Ps}{12\mu R'\theta} S_3^3 (R_2' - R_1') \dots (17)$$

供試ポンプでは  $R_2' - R_1' = 7.3 \text{ mm}$ ,  $R' = 21.8 \text{ mm}$ ,  $\theta = 48^\circ$

したがつて

$$q_3 = 0.0333 \frac{S_3^3}{\mu} (Pd - Ps) \text{ cc/s} \dots (18)$$

(d) 内接歯車の歯の端面およびピニオンの歯側面隙間からの漏れ  $q_4$

内接歯車の全歯数, ボデーの吐出側と吸込側の境の部分に接している歯数, および平均歯厚をそれぞれ  $T_0$ ,  $T$  および  $a$  とし, またピニオンの全歯数, ピニオンと偏心盤三日月と接しておる歯数および平均歯厚をそれぞれ  $T_0'$ ,  $T'$  および  $a'$  とし第9図において啮合部と反対側の圧力分布をそれぞれ

$$\frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{2(Pd - Ps)}{Ta} = \frac{\pi(Pd - Ps)}{\theta_1 a T_0} \quad (\text{内接歯車})$$

$$\frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{2(Pd - Ps)}{T'a'} = \frac{\pi(Pd - Ps)}{(\pi - \theta_2) a' T_0'} \quad (\text{ピニオン})$$

と仮定すればこの部分の歯側面隙間漏れ  $q_4'$ ,  $q_4''$  は

$$q_4' = \frac{Pd - Ps}{12\mu} \frac{\pi}{\theta_1 a T_0} S_4^3 (R_2 - R_1) \quad (\text{内接歯車}) \dots (19)$$

$$q_4'' = \frac{Pd - Ps}{12\mu} \frac{\pi}{(\pi - \theta_2) a' T_0'} (S_2^3 + S_2'^3) (R_2' - R_1') \quad (\text{ピニオン}) \dots (20)$$

つぎに啮合部においては, 隙間漏れ  $q_4'''$  は刻々に変化し複雑であるが, 簡単のために接触点を中心線上にある場合を考え, ピッチ円から歯底までの間の歯本部において,  $(Pd - Ps)$  の圧力差がその両側にあるものとすれば<sup>(3)</sup>

$$\frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{Pd - Ps}{a} \quad (\text{内接歯車})$$

$$\frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{Pd - Ps}{a'} \quad (\text{ピニオン})$$

したがって

$$q_4''' = \frac{Pd - Ps}{12\mu a} S_4^3 (R - R_1) + \frac{Pd - Ps}{12\mu a'} (S_2^3 + S_2'^3) (R' - R_1') \dots\dots (21)$$

故に内接歯車およびピニオン歯部側面隙間からの漏れ量  $q_4$  は

$$q_4 = q_4' + q_4'' + q_4''' = \frac{Pd - Ps}{12\mu a} S_4^3 \times \left\{ \frac{\pi}{\theta_1 T_0} (R_2 - R_1) + (R - R_1) \right\} + \frac{Pd - Ps}{12\mu a'} (S_2^3 + S_2'^3) \left\{ \frac{\pi}{(\pi - \theta_2) T_0'} (R_2' - R_1') + (R' - R_1') \right\} \dots\dots (22)$$

供試ポンプにおいては  $a = 11 \text{ mm}$ ,  $a' = 8 \text{ mm}$ ,  $T_0 = 9$ ,  $T_0' = 7$ ,  $\theta_1 = 24^\circ$ ,  $\theta_2 = 110^\circ$ ,  $R_2 - R_1 = R_2' - R_1' = 7.3 \text{ mm}$ ,  $R - R_1 = R' - R_1' = 3.65 \text{ mm}$  であるから  $q_4$  はつぎのごとくなる。

$$q_4 = 0.0676 \frac{Pd - Ps}{\mu} S_4^3 + 0.0660 \frac{Pd - Ps}{\mu} (S_2^3 + S_2'^3) \dots\dots (23)$$

(e) 内接歯車外周 (歯部を含む) の隙間からの漏れ  $q_5$

歯車外周とケーシングとの間の隙間  $\delta_1$  は小さいので半径方向の圧力は一様であるとする

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{rd\theta} = \frac{Pd - Ps}{2\mu R_2 \theta_1} \dots\dots (24)$$

内接歯車外周の歯のない部分の幅を  $b_1$ , 歯の部分の幅を  $b_2$ , 歯厚を  $t$  とすれば

$$q_5 = \frac{Pd - Ps}{12\mu} \delta_1^3 \left( \frac{b_1}{R_2 \theta_1} + \frac{4b_2}{Tt} \right) \dots\dots (25)$$

供試ポンプにおいては  $b_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 15 \text{ mm}$ ,  $t = 11 \text{ mm}$ ,  $\theta_1 = 24^\circ$ , したがって

$$q_5 = 0.2500 \frac{Pd - Ps}{\mu} \delta_1^3 \dots\dots (26)$$

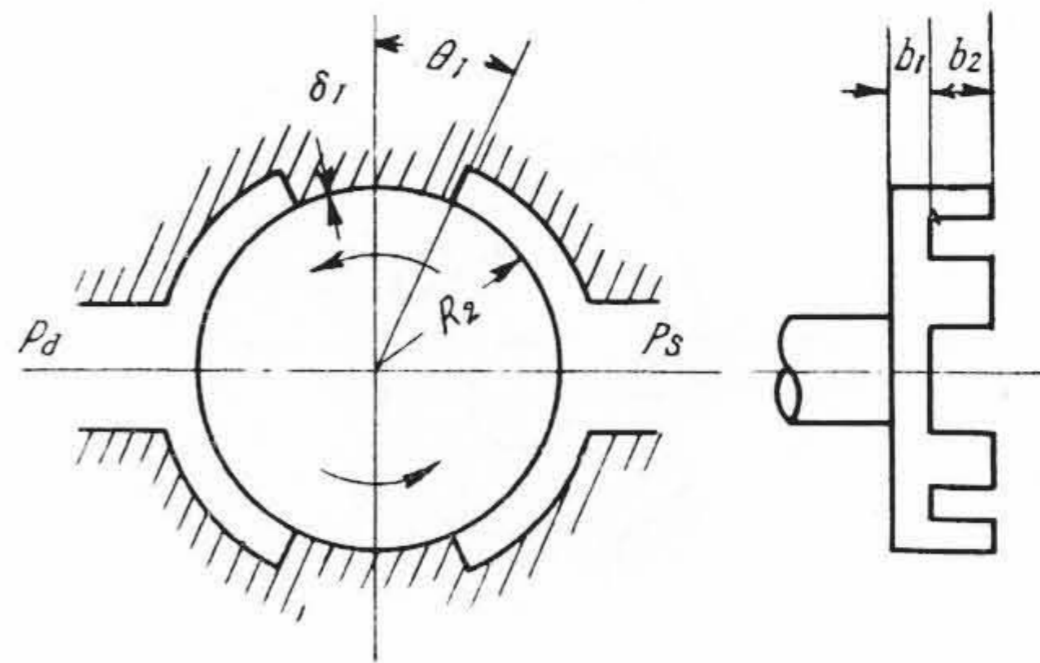
を得る。

(f) 偏心盤三日月形と内接歯車の歯部内側およびピニオン歯先との間の隙間漏れ  $q_6$

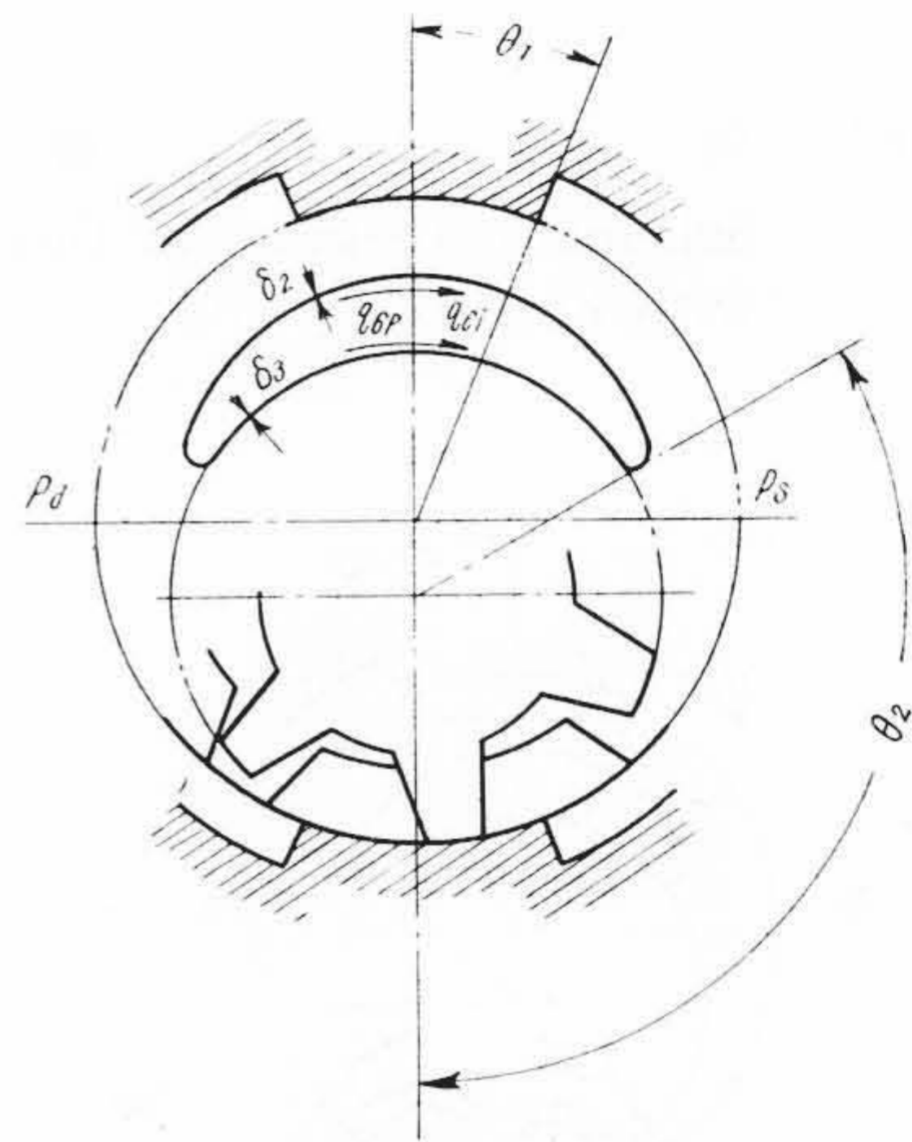
内接歯車およびピニオンと偏心盤三日月形と接している歯数をそれぞれ  $T_1$  および  $T_1'$ , 内接歯車およびピニオンの歯先厚さをそれぞれ  $t_1$ ,  $t_1'$  とし

$$\left( \frac{\partial p}{rd\theta} \right)_i = \frac{Pd - Ps}{\mu t_1 T_1} \quad (\text{内接歯車})$$

$$\left( \frac{\partial p}{rd\theta} \right)_p = \frac{Pd - Ps}{\mu t_1' T_1'} \quad (\text{ピニオン})$$



第 10 図 内接歯車歯先漏れ  
Fig. 10. Illustration of Leakage through Top Clearance of Internal Gear Teeth



第 11 図 内接歯車およびピニオン歯先漏れ  
Fig. 11. Illustration of Leakage through Clearances among Disc, Internal Gear and Pinion

とすれば

$$q_6 = \frac{\delta_2^3}{12\mu} (Pd - Ps) \frac{b_2}{T_1 t_1} - \frac{1}{2} b_2 \omega R_2 \delta_2 \quad (\text{内接歯車})$$

$$+ \frac{\delta_3^3}{12\mu} (Pd - Ps) \frac{b_2}{T_1' t_1'} - \frac{1}{2} b_2 \omega R_2' \delta_3 \quad (\text{ピニオン}) \dots\dots (27)$$

供試ポンプにおいては

$$q_6 = 0.0325 \frac{Pd - Ps}{\mu} \delta_2^3 + 0.0575 \frac{Pd - Ps}{\mu} \delta_3^3 - 2.575 N (\delta_2 + \delta_3) \text{ cc/s} \dots\dots (28)$$

となる。ただし  $N$  は内接歯車の毎分回転数である。

$q_6$  は  $N$  の僅かな値で 0 になり実際上省略して差支ない。

(g) 偏心盤とカバーとの隙間からの漏れ  $q_7$   
偏心盤とカバーとの嵌合の幅を  $b_3$  とすれば

$$q_7 = \frac{Pd - Ps}{12\mu} \delta_4^3 \frac{b_3}{R_2 \theta_1} \dots\dots (29)$$

供試ポンプにおいて  $b_3 = 5 \text{ mm}$

したがって

$$q_7 = 0.0303 \frac{Pd - Ps}{\mu} \delta_4^3 \dots\dots\dots (30)$$

を得る。

(2) 理論吐出効率

前項において求めた各漏れ量の内  $q_6$  を省略すれば内接歯車ポンプの内部漏れ量  $q$  は

$$\begin{aligned} q = & 0.1201 \frac{S_1^3}{\mu} (Pd - Ps) \dots\dots (内接歯車とボデー) \\ & + 0.0790 \frac{S_2^3 + S_2'^3}{\mu} (Pd - Ps) \quad (\text{ピニオン両側面}) \\ & + 0.0330 \frac{S_3^3}{\mu} (Pd - Ps) \dots\dots (偏心盤三日月形) \\ & + 0.0676 \frac{S_4^3}{\mu} (Pd - Ps) + 0.0660 \frac{S_2^3 + S_2'^3}{\mu} (Pd - Ps) \\ & \quad (内接歯車およびピニオン歯側面) \\ & + 0.2500 \frac{\delta_1^3}{\mu} (Pd - Ps) \dots\dots (内接歯車外周) \\ & + 0.0303 \frac{\delta_4^3}{\mu} (Pd - Ps) \dots\dots (偏心盤とカバー) \\ & \dots\dots\dots (31) \end{aligned}$$

すなわち内接歯車ポンプの内部漏れ量は、特に低速の場合を除き、回転数には無関係に吐出側と吸込側との圧力差が大きくなる程、また作動油の粘度が減少する程大となり、隙間が大きくなればその三乗に比例して急増する。各部の隙間が同一の場合には漏れは母体側面が最も多く、ついで内接歯車外周歯部の漏れ、歯側面漏れの順となる。内接歯車ポンプを運転して圧力油を供給している間は、吐出側の内圧によつて内接歯車および偏心盤は、一般に外方に押される。供試内接歯車ポンプにおける各部の実測寸法から、このような条件の下に各部の隙間を算出すれば、 $S_1=0.02$  mm,  $S_2+S_2'=0.46$  mm,  $S_3=0.29$  mm,  $S_4=0.17$  mm,  $\delta_1=0.08$  mm となる。 $S_2=S_2'=0.23$  mm として(31)式を計算すれば

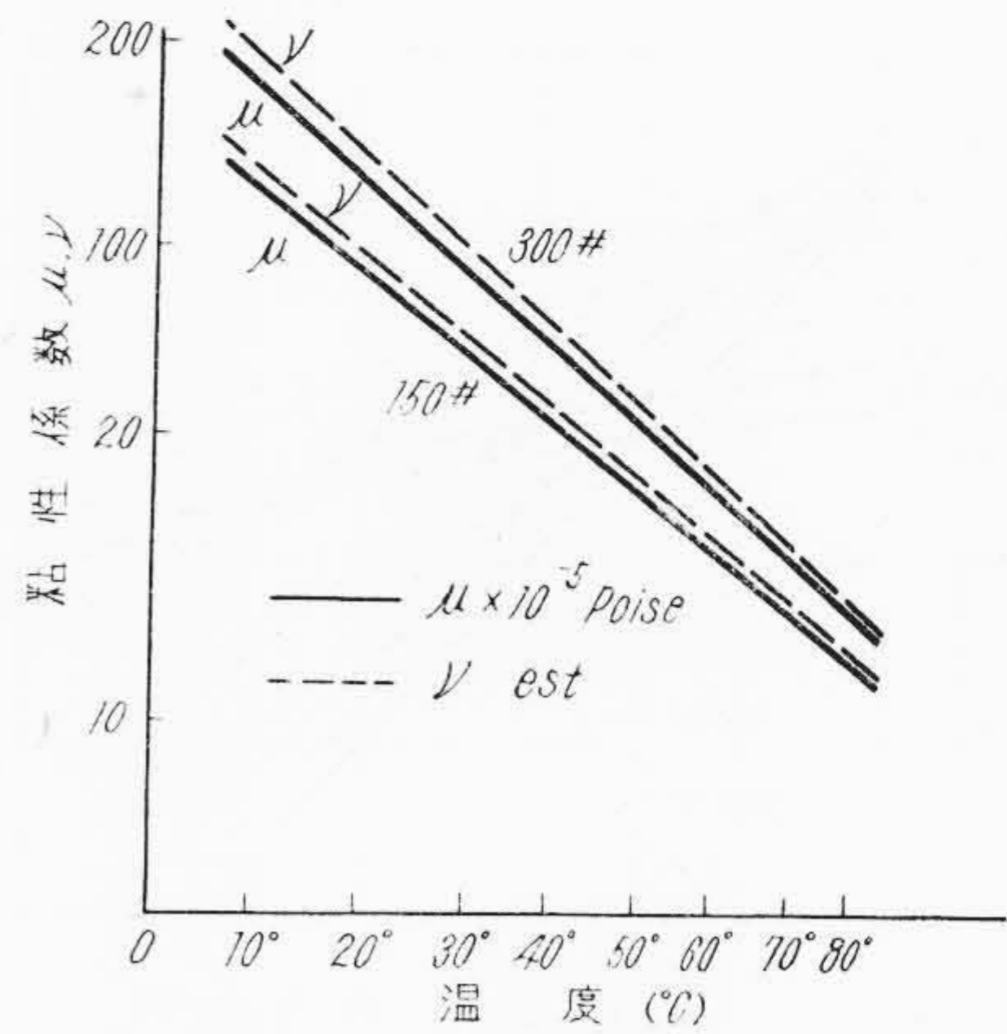
$$\begin{aligned} q &= 6.370 \times 10^{-6} \frac{Pd - Ps}{\mu} \text{ cc/s} \\ &= 0.3823 \times 10^{-6} \frac{Pd - Ps}{\mu} \text{ l/mn} \dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

理論吐出量  $Q_{th}$  は回転数  $N$  rpm に比例する故  $Q_{th} = kN$  ( $k$  = 定数 =  $0.0198$  l/rev.) また(2)式において  $\frac{v}{Q_{th}} = \text{一定値} = 0.05^{(4)}$  とすれば(2)式および(32)式から理論吐出効率  $\eta_{th}$  は

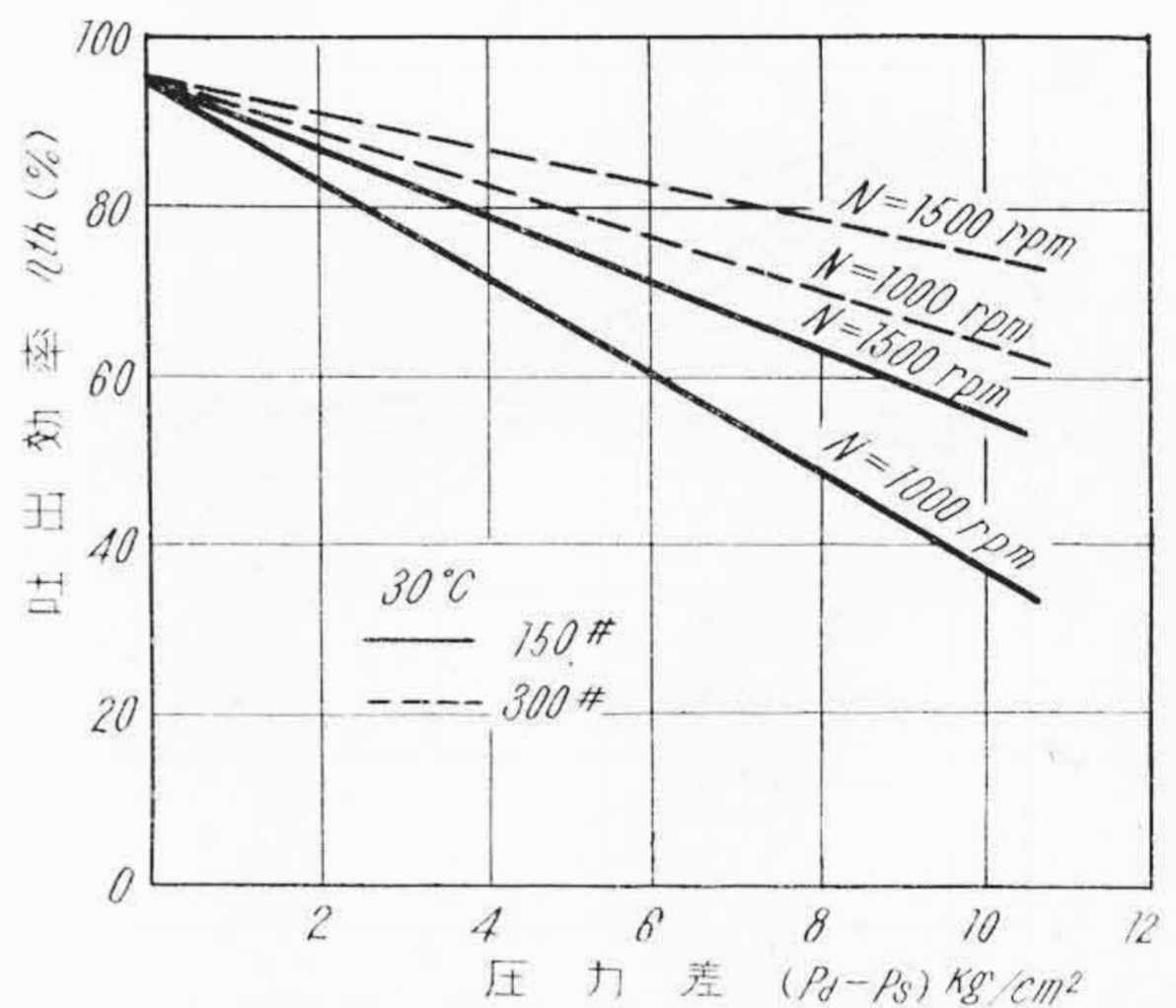
$$\eta_{th} = 0.95 - 19.3 \times 10^{-6} \frac{Pd - Ps}{\mu N} \dots\dots\dots (33)$$

となる。

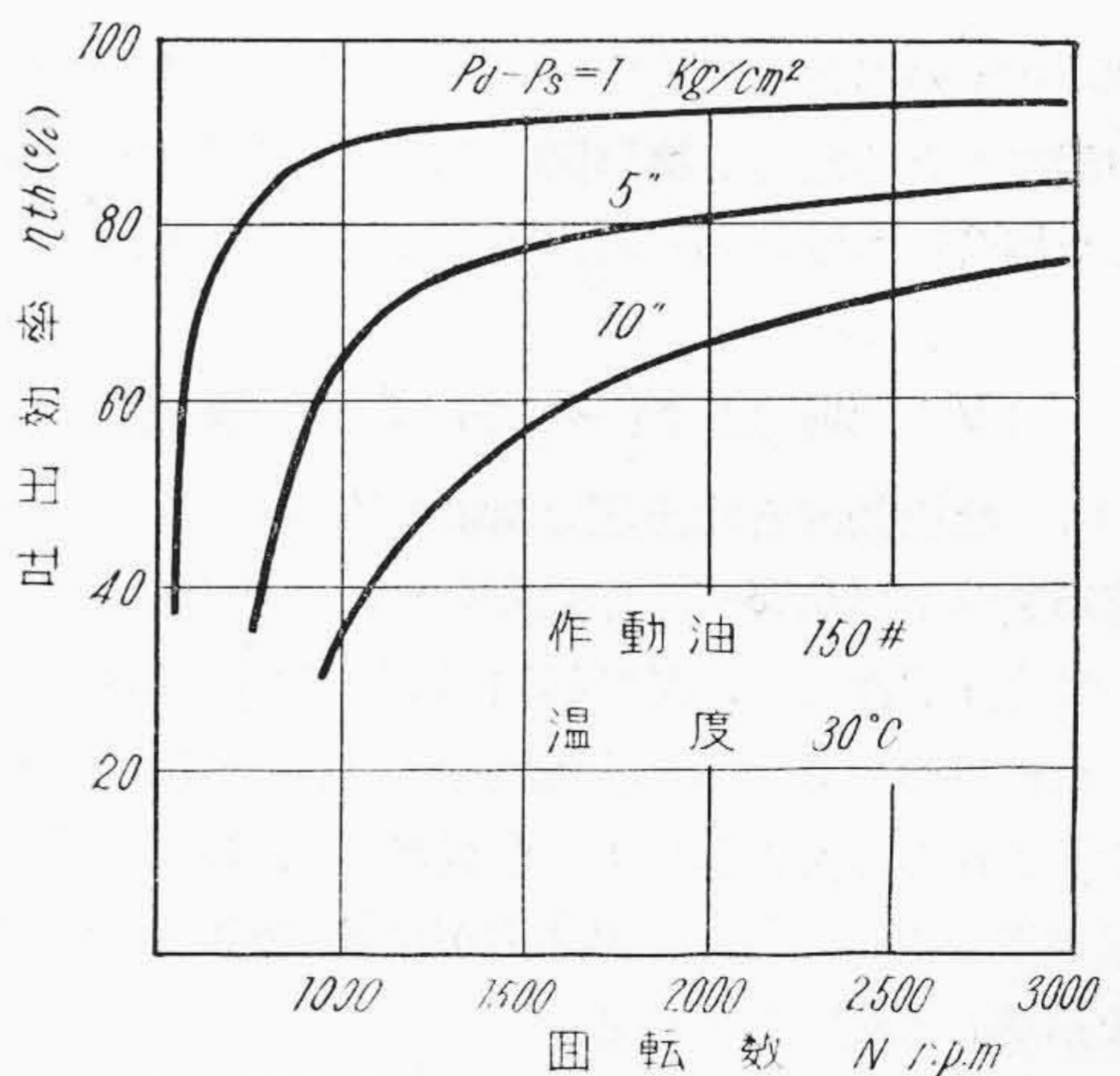
すなわち与えられた歯車ポンプの理論吐出効率は、吐出側と吸込側との圧力差が大になるにしたがつて減少し、作動油の粘度およびポンプの回転数が増加するにしたがつて増加する。作動油 150 番および 300 番冷凍機油の粘度は、その温度を変えて実測し、第12図のごとき結果を得た。これにより温度  $30^\circ\text{C}$ ,  $N=1,000$  および



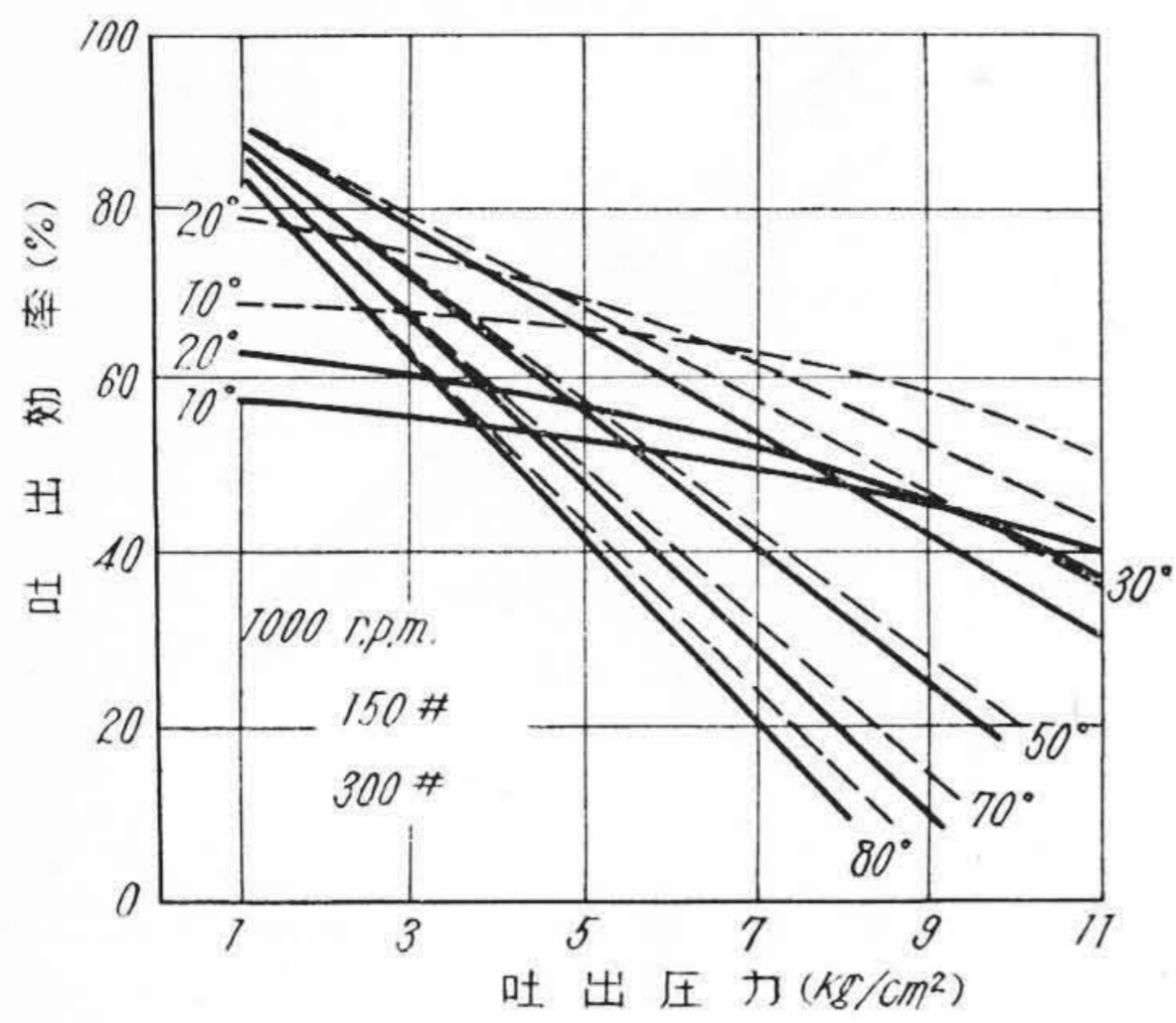
第12図 150番および300番冷凍機油の粘性係数  
Fig. 12. Coefficient of Viscosity of No. 150 and No. 300 Refrigerator Oil



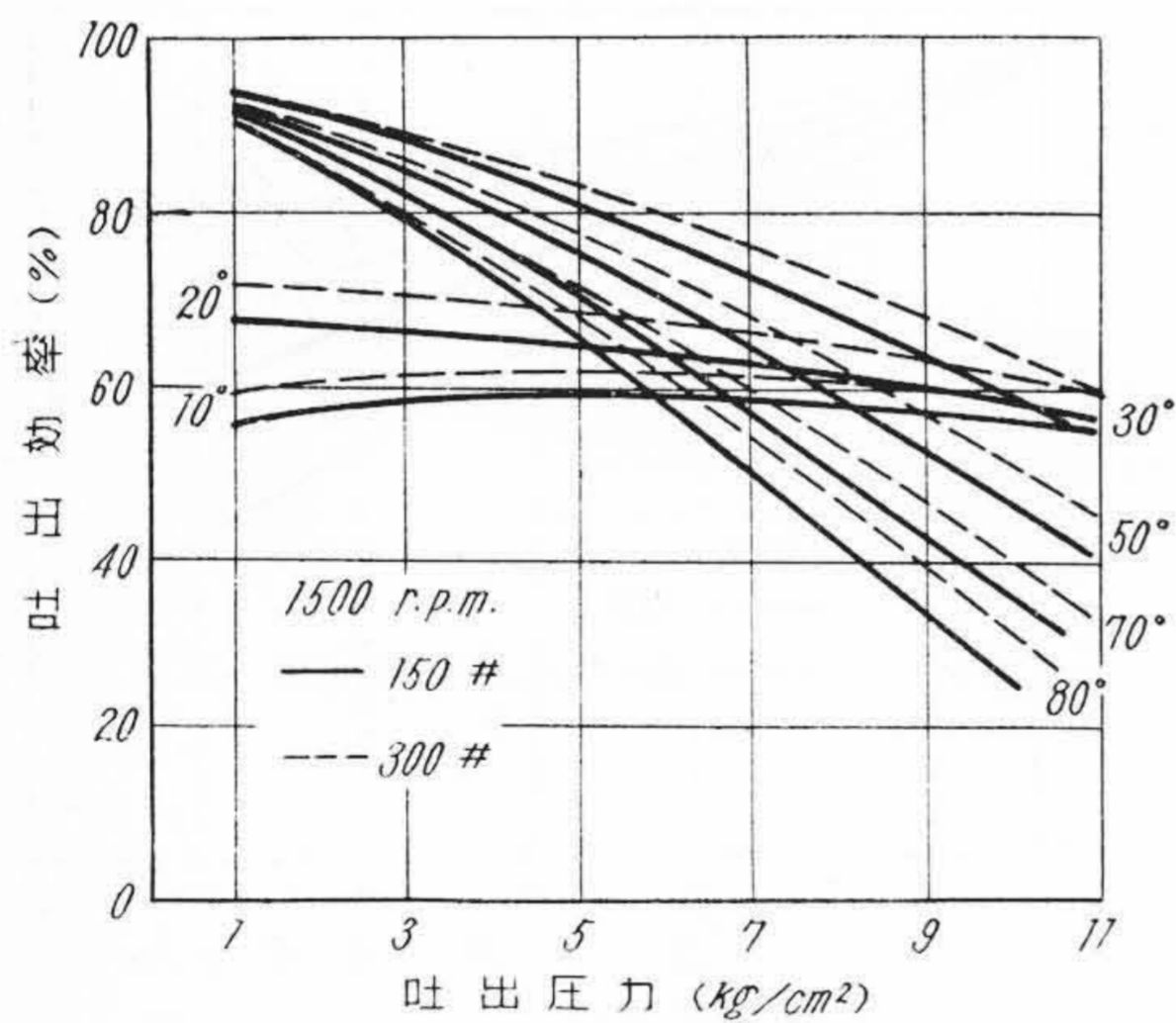
第13図 温度  $30^\circ\text{C}$  の場合の理論吐出効率  
Fig. 13. Theoretical Volumetric Efficiency at  $30^\circ\text{C}$  of No. 150 and No. 300 Refrigerator Oil



第14図 吐出効率と回転数  
Fig. 14. Relation Curve between Volumetric Efficiency and Turning Speed of Internal Gear Pump



第 15 図 吐出効率と吐出圧力 (1,000 rpm)  
Fig. 15. Volumetric Efficiency and Delivery Pressure at 1,000 rpm



第 16 図 吐出効率と吐出圧力 (1,500 rpm)  
Fig. 16. Volumetric Efficiency and Delivery Pressure at 1,500 rpm

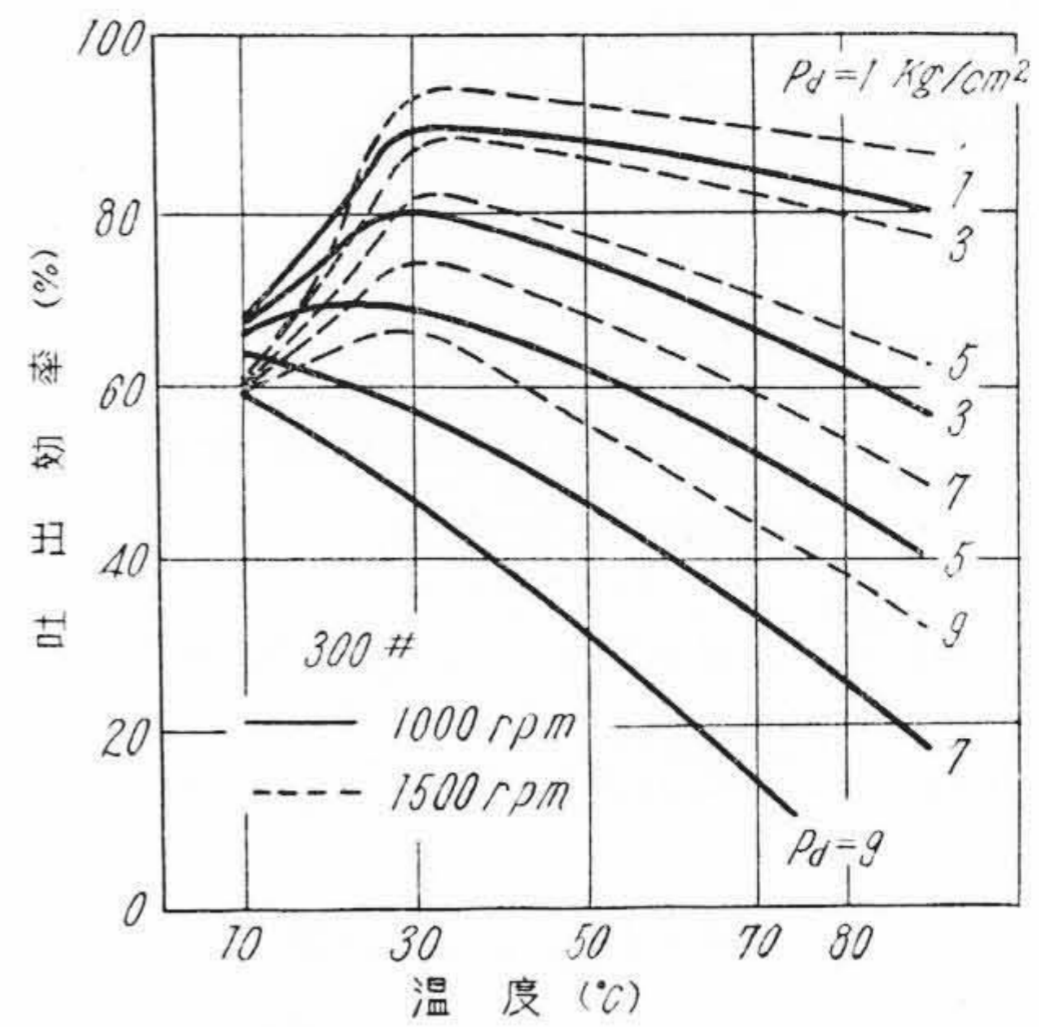
1,500 rpm の場合の理論吐出効率を (33) 式から求めれば第 13 図のごとくなる。第 14 図は 150 番冷凍機油を作動液とした場合における理論吐出効率と回転数の関係を示す。

〔V〕 測定結果および検討

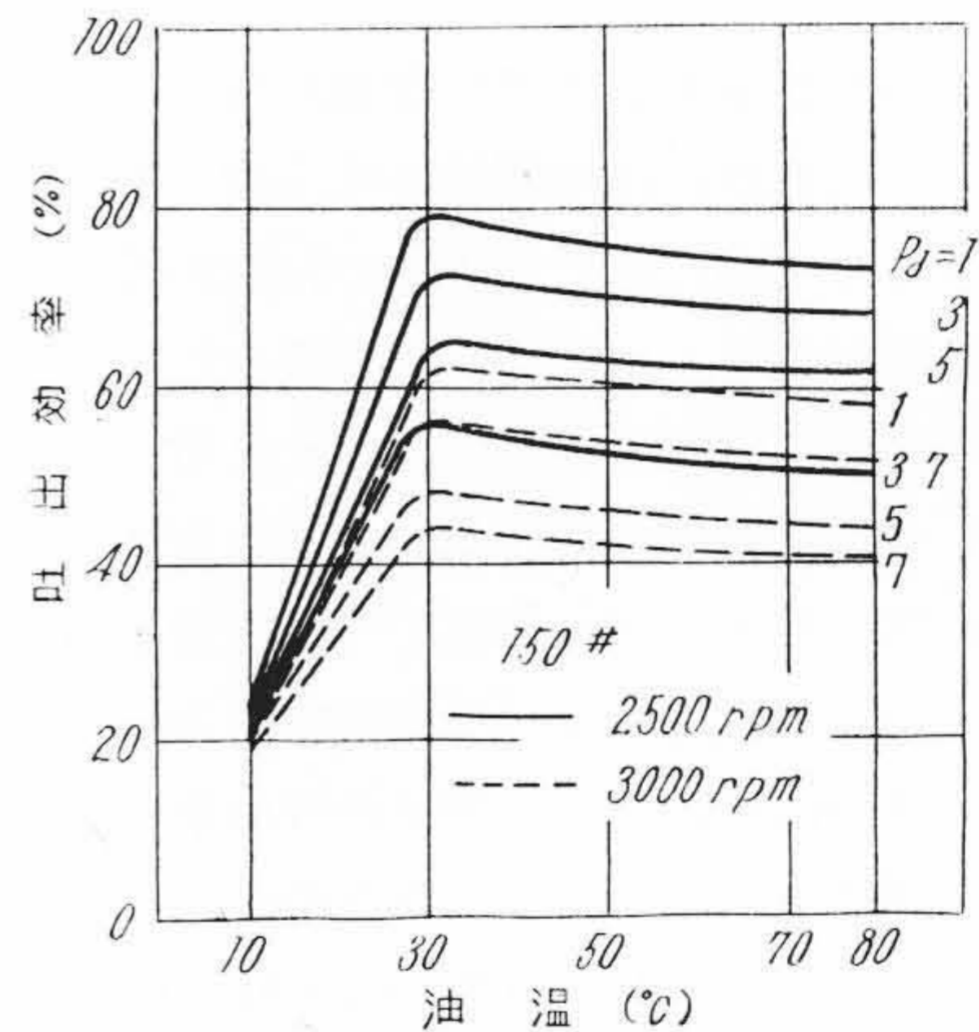
(1) 吐出効率と吐出圧力および油温

第 15 図および第 16 図は作動液をそれぞれ 150 番および 300 番冷凍機油とし、温度範囲 10°~80°C において実測した結果から算出した吐出効率と吐出圧力との関係を示す。これらの図において、油温が 10°, 20°C の場合は高温の場合に比して、吐出圧力が比較的低いときに吐出効率が著しく低下している。

この事実は吐出効率と作動油の温度との関係を示した第 17 図および第 18 図に一層明瞭に窺われる。またこの傾向は回転数が大なる程著しい。この理由としては作動油の粘度が高くなると、吸込圧力の低下によつて、油中に



第 17 図 吐出効率と温度 (300 番冷凍機油)  
Fig. 17. Relation between Volumetric Efficiency and Oil Temperature (No. 300 Ref. Oil, 1,000 and 1,500 rpm)



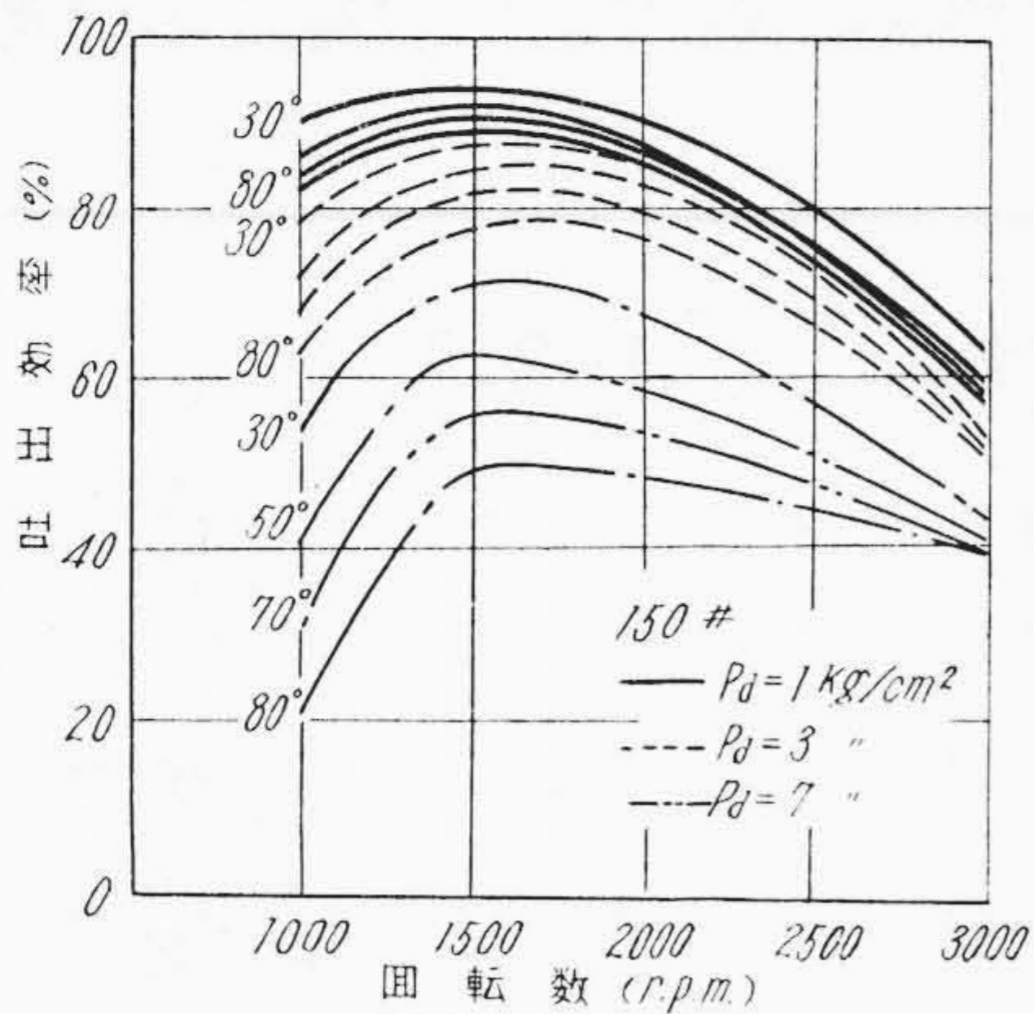
第 18 図 吐出効率と温度 (150 番冷凍機油)  
Fig. 18. Relation between Volumetric Efficiency and Oil Temperature (No. 150 Ref. Oil, 2,500 and 3,000 rpm)

含まれている気泡が成長して、流量を減少せしめる傾向が、温度が低くなる程また回転数が大となる程著しいためと思われる。

(2) 吐出効率と回転数

第 19 図は 150 番冷凍機油を作動液とし、吐出圧力が 1, 3 および 7 kg/cm² の場合に対し、温度範囲を 30~80°C に変えた場合の吐出効率と回転数との関係を示す。同図において回転数が 1,500 rpm 以上になると、実測せる吐出効率は理論値 (第 14 図) に比較して次第に低下してくる。この理由も回転数が大となれば流量が大となり、したがって吸込管の抵抗が増して吸込圧力が低下し前述のごとく気泡の成長を促すためと思われる。





第19図 吐出効率と回転数  
Fig.19. Relation between Volumetric Efficiency and Turning Speed

[VI] 結 言

内接歯車ポンプの吐出効率と吐出圧力、作業液の温度および回転数との関係を150番および300番冷凍機油について明かにし、同時に吐出効率をさらに向上せしめるために、内接歯車ポンプの内部漏れおよび吐出効率について理論的に検討し、つぎのごとき結果を得た。

- (1) 内接歯車ポンプの内部漏れは歯車の側面隙間からの漏れが大半である。特にピニオン両側面隙間からの漏れが大きい。
- (2) 内接歯車の歯の外周隙間漏れは回転に無関係でその影響は大きい。これに反し内接歯車およびピニオンの歯先隙間漏れは、普通の回転では省略できる。
- (3) 与えられた内接歯車ポンプの理論吐出効率は  $\frac{Pd - Ps}{\mu N}$  に比例する。

(4) 今回実験に供した内接歯車ポンプでは、150番、300番冷凍機油を作業液とし、常用圧力を5 kg/cm<sup>2</sup>、回転数を1,000 rpmとした場合は油温70°Cまでは吐出効率は50%を確保できる。

つぎに回転数を1,500 rpmとした場合は常用圧力5 kg/cm<sup>2</sup>のときは油温約100°Cまで、また常用圧力7 kg/cm<sup>2</sup>のときは油温80°Cまでは吐出効率50%を確保できる。

(5) 実測吐出効率は1,500 rpmの場合が最良である。回転数が1,500 rpm以上になると流量減少が著しく現われ、普通の圧力では吐出効率は1,000 rpmの場合よりもむしろ悪くなる。1,000 rpmから2,500 rpmまでは常用圧力5 kg/cm<sup>2</sup>において油温70°Cまでは吐出効率は50%を下らぬ。

(6) 油温約30°C以下で粘度が高くなると、吐出効率は急激に低下する。この傾向は回転数が増す程顕著である。

現在生産している内接歯車ポンプはこれらの結論に基づいて寸法公差を改良し、さらに良好な効率を示している。

最後に本研究に際して種々御指導を賜わつた日立製作所栃木工場有信技術部長、また種々御検討を頂いた日立製作所亀有工場小堀研究課長ならびに歯車の工作に御協力を頂いた日立製作所亀有工場森田主任、その他の関係者に厚く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 武藤： 機械学会論文集 Vol. 9 No. 34
- (2) 高橋： 機械学会論文集 Vol. 6 No. 22
- (3) 板谷： 機械学会論文集 Vol. 18 No. 66
- (4) 板谷, 市川： 機械学会論文集 Vol. 17 No. 60
- (5) 葛西： 機械学会論文集 Vol. 19 No. 81

Vol. 15 日 立 造 船 技 報 No. 2

◇ 目 次 ◇

SKS-3の恒温変態処理による材質的改善.....	中村 勇.....	(1)
バイトの切削能率に関する研究.....	倉田 忠雄.....	(6)
Si-Mn-Cr系耐熱鋳鉄の研究(第1報).....	渡辺 精三.....	(12)
ボイラ胴の斜め穴列部の効率.....	山中 秀男.....	(17)
長周期振動測定用加速度計.....	{ 安田 益一 谷 直重	(23)
舵軸に加わるねじりモーメントについて.....	岡田 正次郎.....	(28)
製品紹介.....		(34)
特許・新案紹介(21).....		(36)

本誌につきましての御照会は下記発行所へ御願致します。

発行所 日立造船株式会社技術研究所  
大阪市此花区桜島北之町60

