

# 全密閉形圧縮機用給油ポンプの特性

## Property of Lubricating Oil Pump for Refrigerating Hermetic Compressor

原 田 文 雄\*  
Fumio Harada

### 要 旨

空調機および冷凍機用全密閉形圧縮機の給油機構として用いられている偏心給油ポンプの特性を実験的に求めた結果、従来のものは曲がり損失が大きく、不安定な給油特性をもち、理想的な給油ポンプではないことがわかった。そこでこれに改良を加え、約2~3倍の給油量があり、しかも安定した給油特性をもつ新しい給油機構を開発した。本稿はそれらの給油ポンプの構造とその特性について報告したものである。

### 1. 緒 言

空調機および冷凍機用全密閉形圧縮機には、二極電動機を使用して、圧縮機を小形、軽量化するのが最近の傾向である。このように圧縮機が高速化すると、しゅう動部の摩耗や焼き付きなどの問題が発生しやすく、これを避けるために、しゅう動部に十分な潤滑を行なう給油機構が必要になってきた。

従来用いられている給油機構としては、クランク軸内に偏心給油ポンプを設けた構造のものが多く、圧縮機の小形、高速化に伴って、クランク軸も小径化される傾向にあり、このポンプの偏心量、および流路径を大きくすることによって、その給油性能を上げることは不可能である。

また全密閉形圧縮機では潤滑油の中に冷媒が溶解するために、その粘度が低下して潤滑特性が悪くなるのみではなく、給油ポンプ内で冷媒ガスが分離し、空洞現象を起こすために給油性能が著しく悪くなる。冷媒が潤滑油に溶解する現象は圧縮機が長時間停止している場合や冬期のような低温の場合に著しく<sup>(1)</sup>、その始動時には焼き付き事故を起こすことさえある。

筆者はこれらの問題を解決するために、試作研究して得られた新しい給油ポンプにおいて、流れの曲がり損失を小さくし、流路内の冷媒ガスを分離し、放出する構造としたもので、確実に給油できるものである。

以下、従来の偏心給油ポンプと新しい給油ポンプの特性について紹介する。

### 2. 全密閉形圧縮機の給油機構

全密閉形圧縮機の構造を図1に示す。この圧縮機の給油機構は、クランク軸に偏心給油ポンプを設けたもので、下部ベアリング、クランクピン、ピストンピンおよび上部ベアリングなどの各しゅう動部に給油するようになっている。

このような偏心給油ポンプの特性は、一般に油の動粘度が低下するにしたがって、流量が増加し、しゅう動部への給油を理想的に行なうことができると考えられている。しかし、潤滑油の動粘度が高い場合でも、また前述のような起動時のホーミング状態を呈する場合でも、しゅう動部に潤滑油のみ(冷媒ガスを含まない)を給油し、しかも給油量が多く、安定した給油特性をもつポンプを開発する必要がある。

### 3. 偏心給油ポンプの理論特性

ポンプの流路内の流れがその中心軸に対称な速度分布をなす層流であると仮定し、エネルギー保存則を適用して、ポンプの理論特性を求めた。図2に示すような偏心給油ポンプにおいて、流路内の圧

力を  $P$ 、平均流速を  $v_m$  とし、各流路におけるそれぞれの値を流路の番号を添字して示すことにする。

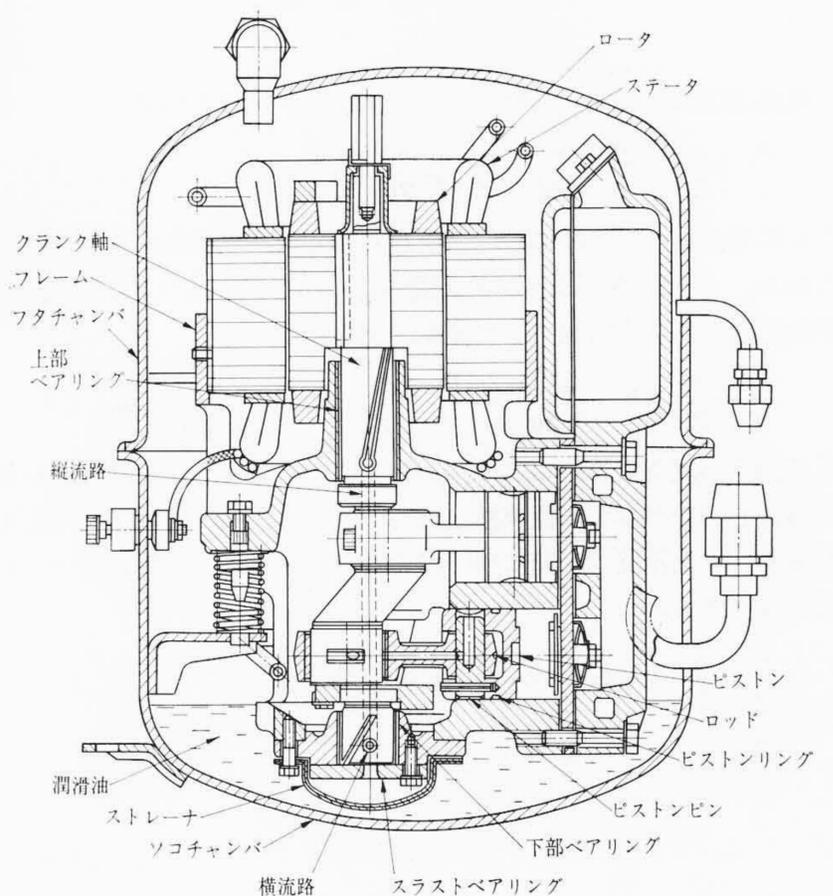


図1 全密閉形圧縮機の構造

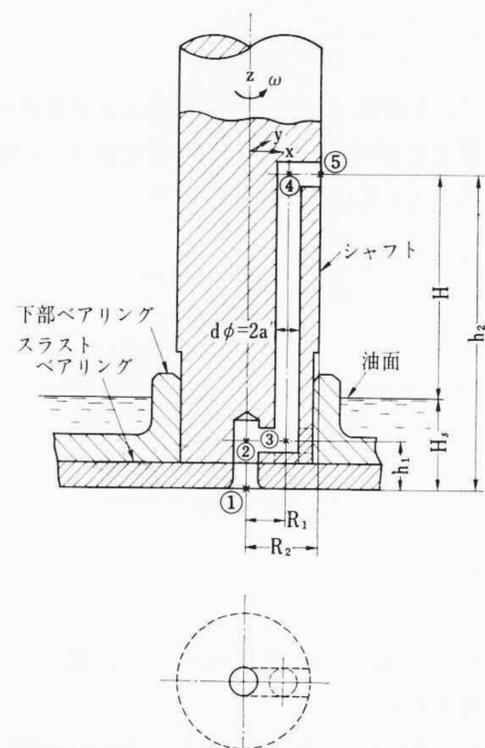


図2 偏心給油ポンプの構造

\* 日立製作所清水工場

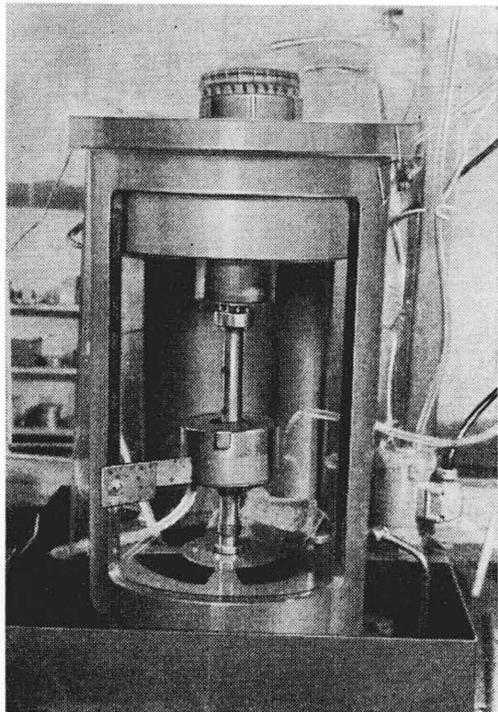


図3 実験装置

流路①②間についてエネルギー保存則を適用すれば

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_1 + \zeta_2 \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{h_1}{d} \frac{v_1^2}{2g} \quad (1)$$

ここに右辺第4項は②における曲がり損失で、 $\zeta_2$ は曲がり損失係数である。また第5項は流路①②間の管摩擦損失であり、 $\lambda$ は管摩擦損失係数である。同様に流路②③間について

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_1 + \frac{\omega^2 R_1^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + h_1 + \lambda \frac{R_1}{d} \frac{v_2^2}{2g} \quad (2)$$

なる関係が成り立つ。ここで左辺第4項は流路②③間で潤滑油の受ける遠心力をヘッドに置き換えたもので、 $\omega$ はポンプの回転角速度である。また流路③④間について(3)式が、流路④⑤間について(4)式が成立する。

$$\frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + h_1 = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_2 + \zeta_3 \frac{v_3^2}{2g} + \lambda \frac{h_2 - h_1}{d} \frac{v_4^2}{2g} \quad (3)$$

$$\frac{P_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_2 + \frac{\omega^2 (R_2^2 - R_1^2)}{2g} = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{v_5^2}{2g} + h_2 + \zeta_4 \frac{v_4^2}{2g} + \lambda \frac{R_2 - R_1}{d} \frac{v_5^2}{2g} \quad (4)$$

また油面における圧力を  $P_0$ 、流速を  $v_0$  とすれば、油面と流路の入口①との間についてエネルギー保存則が成り立ち

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + H_s = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad (5)$$

となる。ここで  $\zeta_1$  は流路①における縮流による損失係数である。流路①の入口は図2に示すように  $R$  が取ってあるので縮流はないと仮定する。したがって(5)式は

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + H_s = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \quad (6)$$

となる。ここで

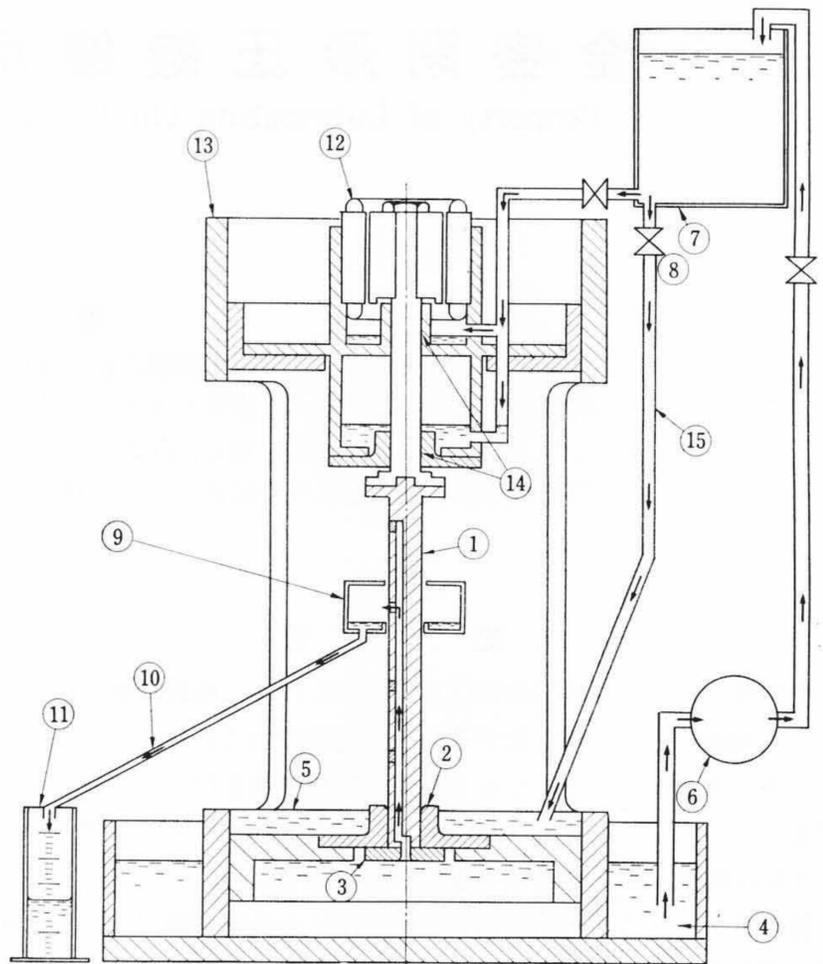
$$\left. \begin{aligned} v_1 &= v_2 = v_3 = v_4 = v_5 = v_m \\ v_0 &= 0 \\ P_0 &= P_5 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

とすれば

$$H_s = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} \quad (8)$$

となるから、この(8)式を(1)式に代入して、順次(2)、(3)、(4)式に代入して整理すれば

$$(1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) v_m^2 + \frac{\lambda}{d} (R_2 + h_2) v_m^2 - (R_2^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \quad (9)$$



- |             |          |          |
|-------------|----------|----------|
| ① 供試シャフト    | ⑥ ブラシポンプ | ⑪ メスシリンダ |
| ② 下部ベアリング   | ⑦ オイルタンク | ⑫ 電動機    |
| ③ スラストベアリング | ⑧ 流量調整弁  | ⑬ フレーム   |
| ④ オイルタンク    | ⑨ 油受け    | ⑭ 軸受け    |
| ⑤ 油面        | ⑩ 油送パイプ  | ⑮ 油送パイプ  |

図4 実験装置の配管系統図

となる。ここで管摩擦損失係数  $\lambda$  については、流路内の流れが、Hagen-Poiseuille の流れであると仮定するから

$$\lambda = \frac{64\nu}{v_m d} \quad (10)$$

である。ここで  $\nu$  は、潤滑油の動粘性係数である。また流量  $Q$  は

$$Q = \pi a^2 v_m \quad (11)$$

であるから、(9)式は

$$(1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) Q^2 + 16\pi\nu(R_2 + h_2) Q - \pi^2 a^4 (R_2^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \quad (12)$$

となり、偏心給油ポンプの特性を与える理論式となる。

また、ここで流路④⑤間では充満した流れでなく、流速だけが増すとすれば、(4)式は

$$\frac{P_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_2 = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{v_5^2}{2g} + h_2 + \zeta_4 \frac{v_4^2}{2g} + K\lambda \frac{R_2 - R_1}{d} \frac{v_5^2}{2g} \quad (13)$$

となる。ここで  $v_5 > v_m$  であるから、管摩擦損失としては、流速  $v_m$  で、充満した流れの場合とほぼ同一であると仮定すれば、(12)式は

$$(1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) Q^2 + 16\pi\nu(R_1 + h_2) Q - \pi^2 a^4 (R_1^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \quad (14)$$

となる。すなわち、流路④⑤間がポンプ作用をすれば、ポンプの特性は(12)式で表わされ、ポンプ作用をしないとすれば(14)式で表わされるものと考えられる。

#### 4. 実験結果およびその検討

図3に実験装置の外観を、図4に実験装置の配管系統図を示す。図4において、潤滑油はスラストベアリング③よりシャフト①に設けた偏心給油ポンプに吸入され、油受⑨に流出する。この潤滑油はパイプ⑩を通り、メスシリンダ⑪でその流量が測定される。潤滑油の温度はオイルタンク④および⑦にそう入されたオイルヒータ(図

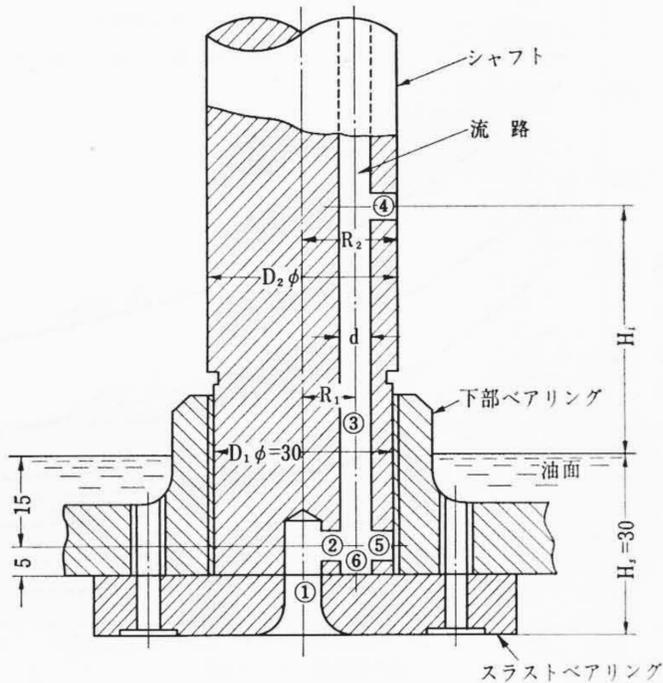


図5 偏心給油ポンプの構造

表1 偏心給油ポンプの各部の寸法

	D <sub>1</sub> φ (mm)	D <sub>2</sub> φ (mm)	R <sub>1</sub> (mm)	d φ (mm)
ポンプ A	30 φ	32 φ	9	5.5
ポンプ B	30 φ	50 φ	9	5.5
ポンプ C	30 φ	32 φ	9	8.0
ポンプ D	30 φ	32 φ	11	5.5

示せず)により逐次変化する。実験装置全体は恒温室にセットされ、油温は安定している。

この偏心給油ポンプは二極電動機に直結されており、毎分約 3,590 回転で回転する。また実験に使用した潤滑油は #150 冷凍機油 (昭和石油製) である。

4.1 従来の偏心給油ポンプの特性

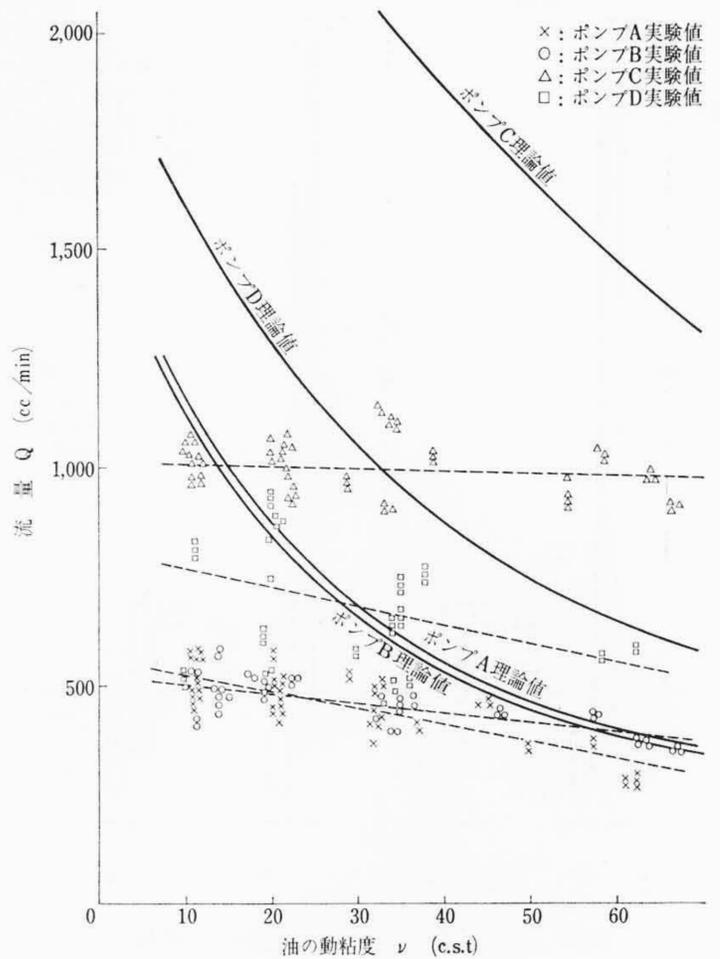
実験に用いた各偏心給油ポンプの各部の寸法は図5および表1に示すとおりである。

シャフトの外半径 R<sub>2</sub>、流路径 d、偏心量 R<sub>1</sub> を変化させたポンプ A, B, C, D について、揚程 H<sub>3</sub> (=169mm) を一定とし、流量と油の動粘度の関係をもとめた結果を図6に示す。

偏心給油ポンプの外半径のみを変えたポンプAとBの特性を比較してわかるように、ほぼ同程度であり、理論式として(14)式を適用するのが妥当であると考えられる。この(14)式の計算値(ここで ζ<sub>2</sub>=ζ<sub>3</sub>=ζ<sub>4</sub>=2 とする<sup>(2)</sup>)もあわせて図6に示されている。

また偏心量 R<sub>1</sub> を 9mm と 11mm にしたポンプAとDについて比較すると、平均値ではポンプDの性能がすぐれているが、バラツキが大きく、不安定な特性を持っていることがわかる。したがって、ポンプの性能を向上させるために、単に偏心量を大きくすればよいと考えることはできない。また流路径を 5.5φ と 8.0φ に変えたポンプAとCの特性を比較して見ればわかるように、ポンプCでは性能が大幅に良くなるが、油の動粘度が低下しても流量は増加せず、むしろ減少する傾向を持っている。これらの現象は流路②における流れのハク離によるものと考えられる。

次に偏心給油ポンプAについて、揚程を変化させた場合の流量と油の動粘度の関係をもとめると図7に示すようになる。このように従来の偏心給油ポンプでは、油温が上昇して油の動粘度が低下しても流量の増加が少なく、(14)式で計算される理論特性とも一致せず、ポンプの流路内の流れの状態が仮定とは異なっているものと考えられる。



(揚程 H<sub>3</sub>=169mm の場合)

図6 従来の偏心給油ポンプの特性

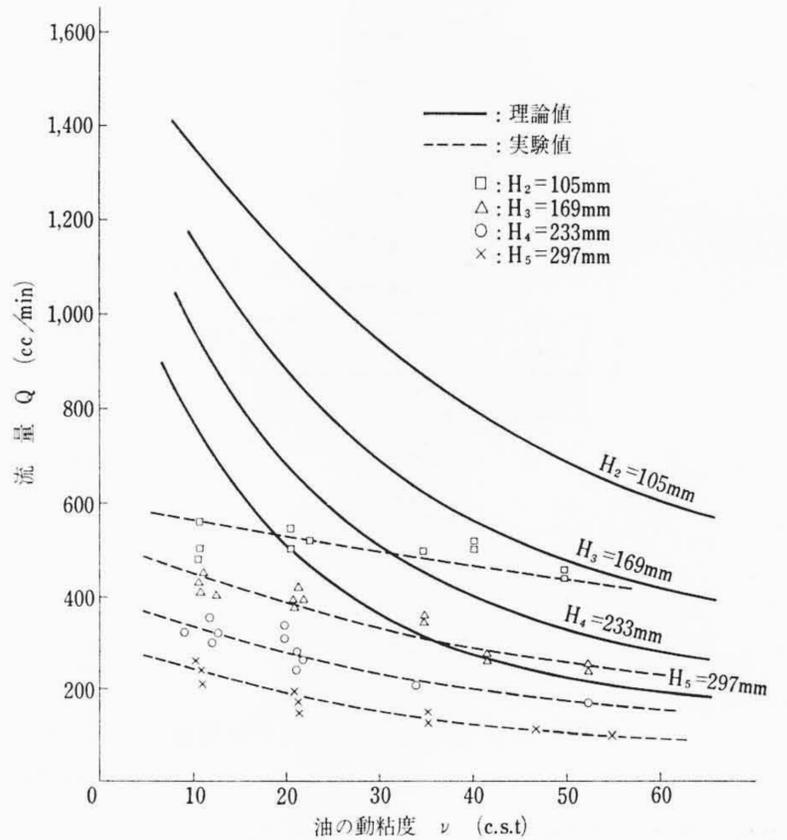


図7 偏心給油ポンプAの特性

そこで透明なアクリル板を用いて偏心給油ポンプを作り、その流路内の油の流れ状態を観察した。図8はその結果である。この図からわかるように充満した流れではなく、流路①内の油は回転運動し、その表面が回転放物面を形成していることがわかる。また流路①から②および流路③から④に移行する点で著しく縮流していることがわかる。また流路②から③に移行する点では衝突損失を伴うと考えられる。このような複雑な流れにおける損失を曲がり損失と管摩擦損失とに分けて考え、これらの値を

$$\left. \begin{aligned} \text{曲がり損失} &= \alpha_i \zeta_i \frac{v_m^2}{2g} \\ \text{管摩擦損失} &= \beta_i \lambda \frac{l}{d} \frac{v_m^2}{2g} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

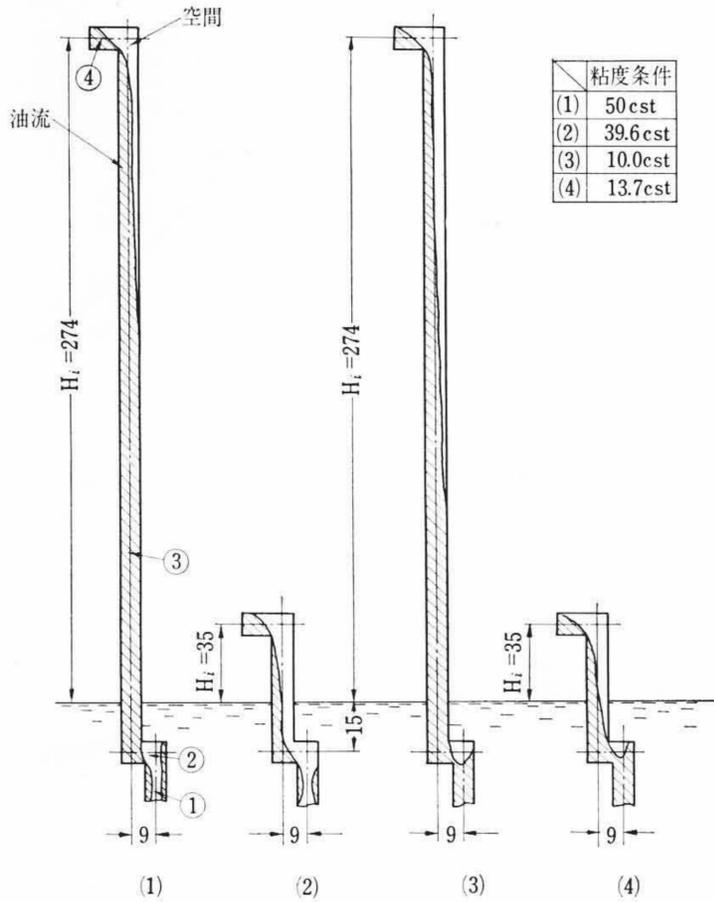


図8 偏心給油ポンプの流路内の流れ

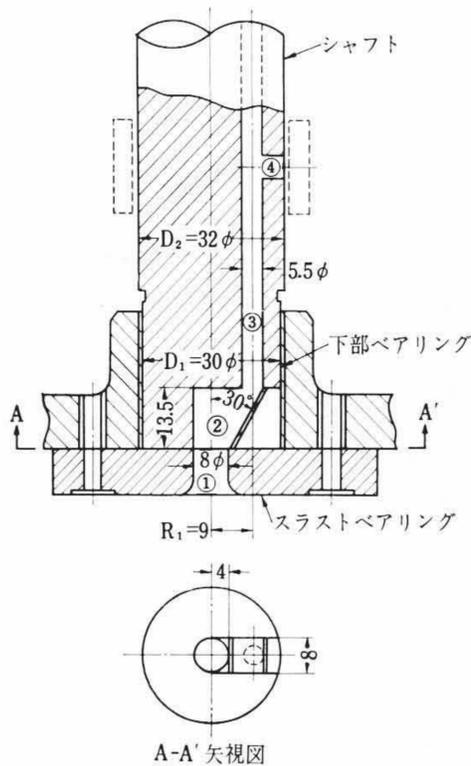


図9 改良形偏心給油ポンプの構造

なる形で与えれば(14)式は

$$(1 + \alpha_2 \zeta_2 + \alpha_3 \zeta_3 + \alpha_4 \zeta_4) Q^2 + 16\pi\nu \{ \beta_1 h_1 + \beta_2 R_1 + \beta_3 (h_2 + h_1) + \beta_4 (R_2 - R_1) \} Q - \pi^2 a^4 (R_1^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \quad (16)$$

となる。ここで

$$\left. \begin{aligned} \alpha_2 \zeta_2 + \alpha_3 \zeta_3 + \alpha_4 \zeta_4 &= K_1 \\ \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 &= K_2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

とすれば、(16)式は

$$(1 + K_1) Q^2 + 16K_2 \pi\nu (R_2 + h_2) Q - \pi^2 a^4 (R_1^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \quad (18)$$

となる。偏心給油ポンプAについて、この  $K_1, K_2$  を求めると、 $K_1 \div 50, K_2 \div 0.76$  となり、理論の  $K_1 \div 6$  に対して  $K_1$  は大きく、実際には流路の曲がり損失が大きいことがわかる。また管摩擦損失については、流れが流路に充満している流れではないことから、1よりや

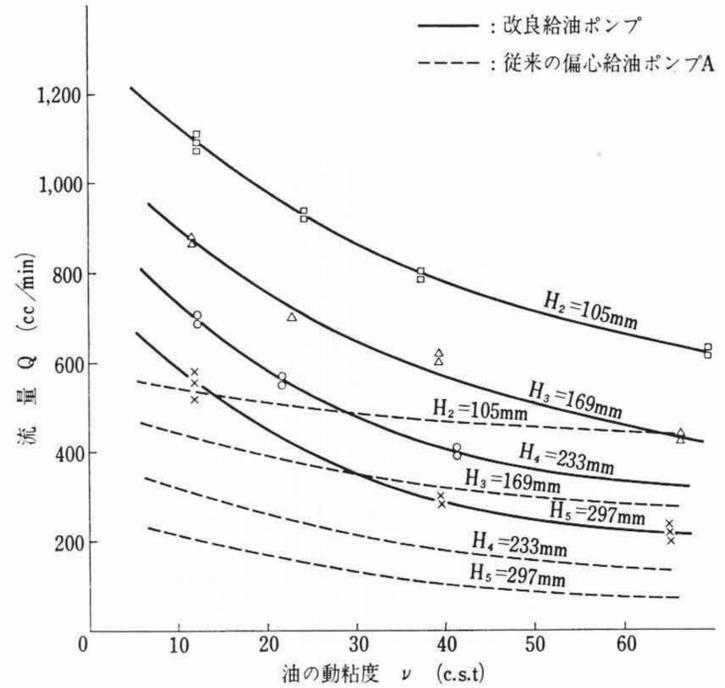


図10 改良給油ポンプおよび従来の偏心給油ポンプAの特性

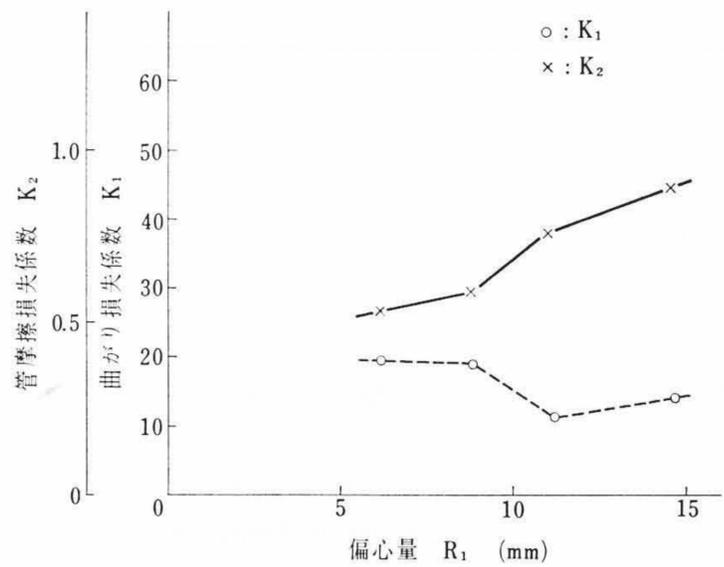


図11 偏心量  $R_1$  と  $K_1, K_2$  の関係

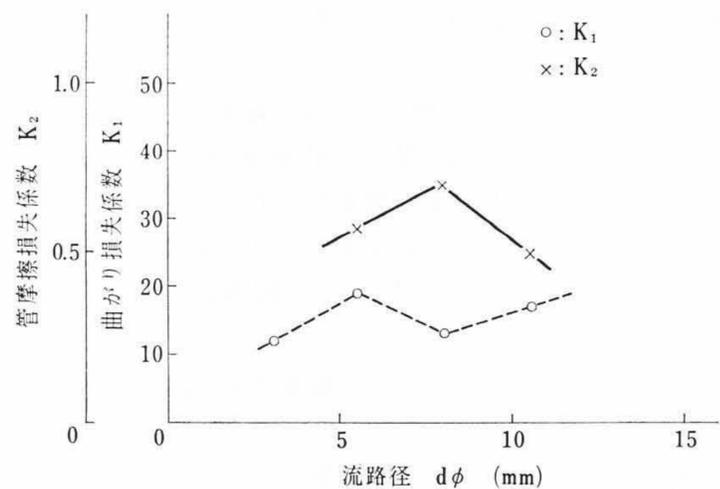


図12 流路径  $d$  と  $K_1, K_2$  の関係

や小さくなっているものと考えられる。

このように従来の偏心給油ポンプの流路内の流れは充満した流れでなく、しかも流路②内では渦、ハク離を生ずるような不安な流れであり、流路の曲がり損失も大きいことがわかった。

#### 4.2 改良給油ポンプの特性

従来の偏心給油ポンプの性能が悪く、不安定な給油特性を持つ原因が流路①, ②, ③, ⑤, ⑥(図5参照)の形状にあると考え、構造が簡単でしかも製作が容易であることを前提にして、この点に改良を加え実験検討した。ここではこれらのうち顕著な改良結果が得られた給油ポンプの構造とその特性について述べる。

改良給油ポンプの構造は図9に示すとおりで、軸の下端面に切り

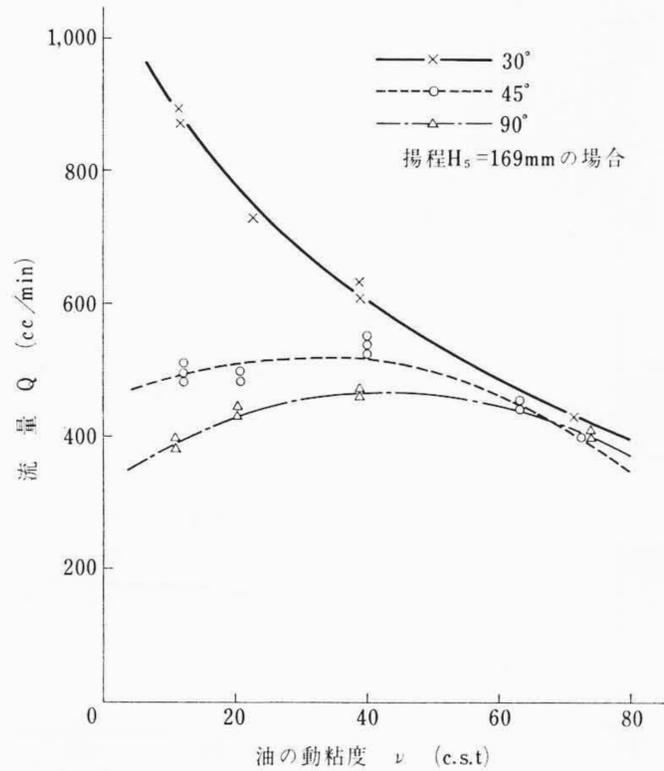


図13 流路②の傾斜角とポンプの特性

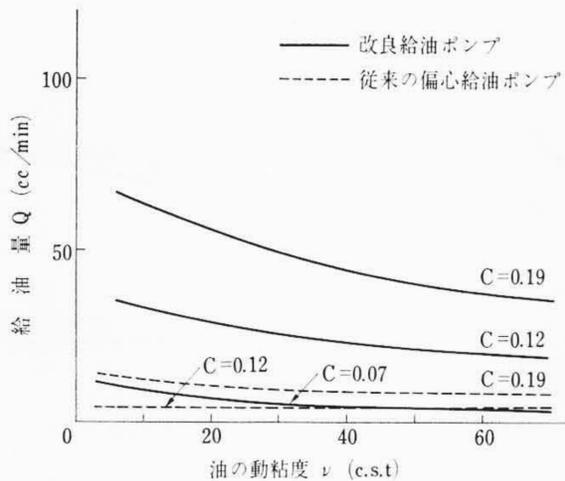


図14 ポンプの出口に軸受のある場合の給油量

みぞを設け、ここに板をそう入して、その下端部をスラストベアリングに設けた入口穴に一致するようにし、上端部を縦流路③の入口外周に一致するようにして、流路②を傾斜した形状としたものである。したがってこの流路①から②に移行するときの流れの曲がり角が小さいため、縮流による損失が小さくなり、流路②から③に移行するときの衝突損失も小さくなるものと考えられる。図10にその特性を従来の偏心給油ポンプAの特性と比較して示す。この図からわかるように改良給油ポンプの性能は約2倍でしかも安定した給油特性を持っている。図11、12にはこの改良給油ポンプの偏心量、流路を変化させたときの曲がり損失係数  $K_1$  および管摩擦損失係数  $K_2$  を求めた結果を示した。曲がり損失係数  $K_1$  については、従来の偏心給油ポンプが  $K_1 \approx 50$  であるのに対して、改良給油ポンプでは  $K_1 \approx 15$  であり大幅に小さくなっていることがわかる。また管摩擦損失係数  $K_2$  についてはほぼ  $K_2 \approx 0.7$  と考えられる。ここでは流路②の傾斜角(図9参照)が30度の場合について検討したが、45度、90度の場合の特性は図13に示すようになる。この傾斜角が大きくなるにしたがってポンプの性能は悪くなり、油の動粘度が低下すると給油量が減少するという不都合な特性になることがわかる。

またポンプの吐出口(流路④の出口、図9参照)に軸受を取り付け、ここに潤滑給油したのちに漏れ出る油量について、従来の偏心給油ポンプAを用いた場合と改良給油ポンプ(図9参照)を用いた場合について比較すると図14のようになる。図中のCは軸と軸受との直径すき間である。この図からも改良給油ポンプの給油特性がすぐれていることがわかる。

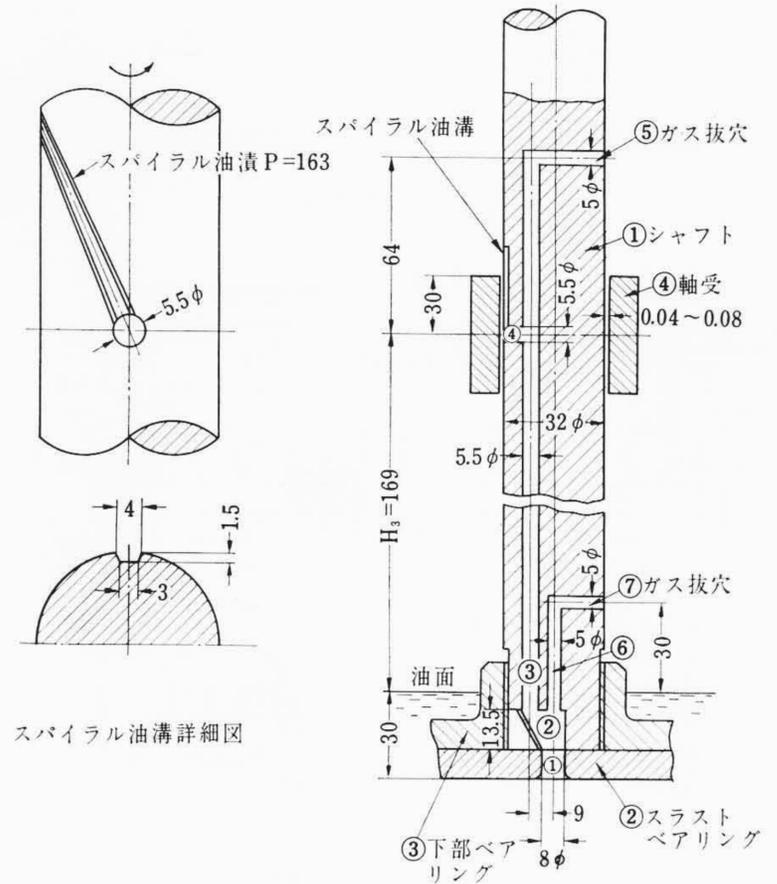


図15 実験装置およびガス抜穴構造

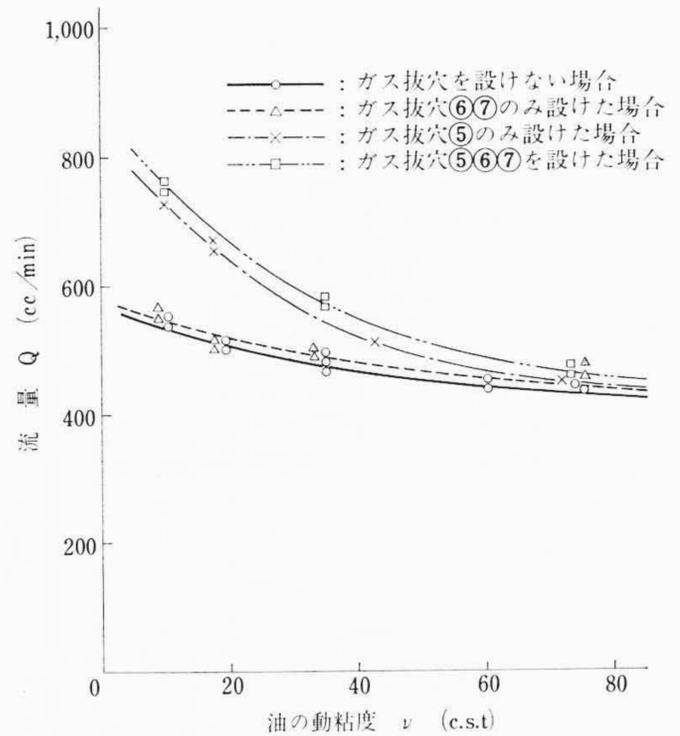


図16 ガス抜穴の効果

### 4.3 ガス抜穴の効果について

給油ポンプの流路内に混入した冷媒ガスを分離放出する方法とその効果について検討したが、図15はその実験装置の一部とガス抜穴の構造を示したものである。この実験ではポンプ吸入前の潤滑油をあわ立たせた状態にし、軸と軸受間に給油される油量と油の動粘度の関係について求めた。この結果を図16に示す。

ガス抜穴⑥⑦の効果は少ないが、流路③の上端に設けたガス抜穴⑤の効果は大きいことがわかる。またこれらのガス抜穴を設けることによってしゅう動部に給油される油量は油の動粘度が低下するにしたがって増加し、理想的な給油ができるようになることがわかった。したがって冷媒運転時には、この実験の場合よりガス抜穴の効果は顕著になり安定した給油特性が得られるようになると思われる。

### 4.4 実機に適用した場合の給油特性

全密閉形圧縮機のクランク軸に設けた改良給油ポンプ(ガス抜穴

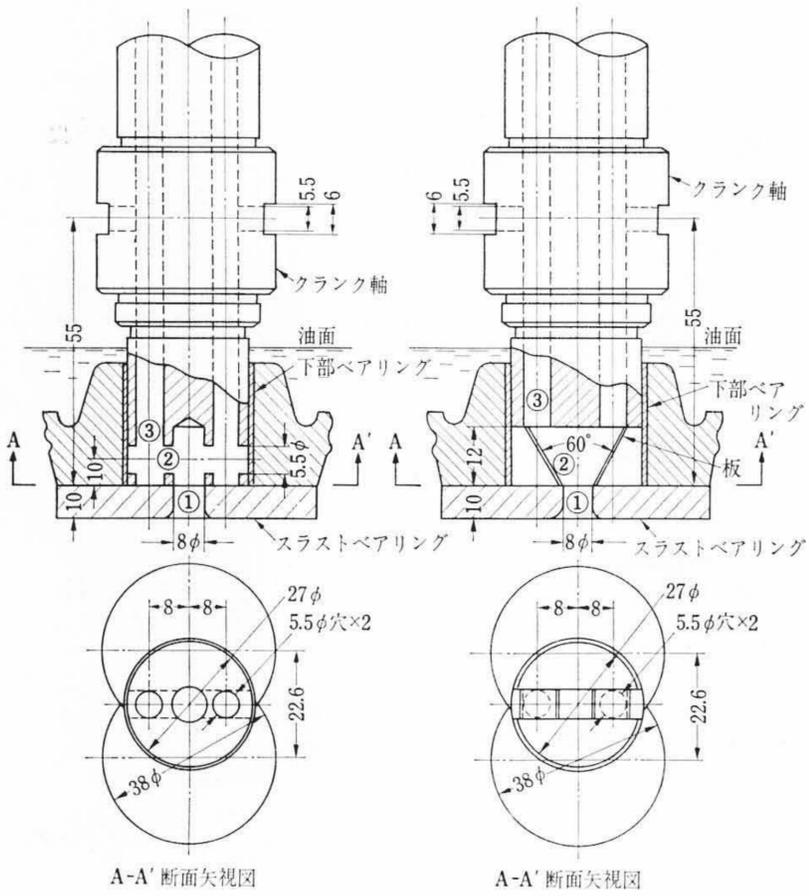


図17 従来の偏心給油ポンプの構造(左)と改良給油ポンプの構造(右)

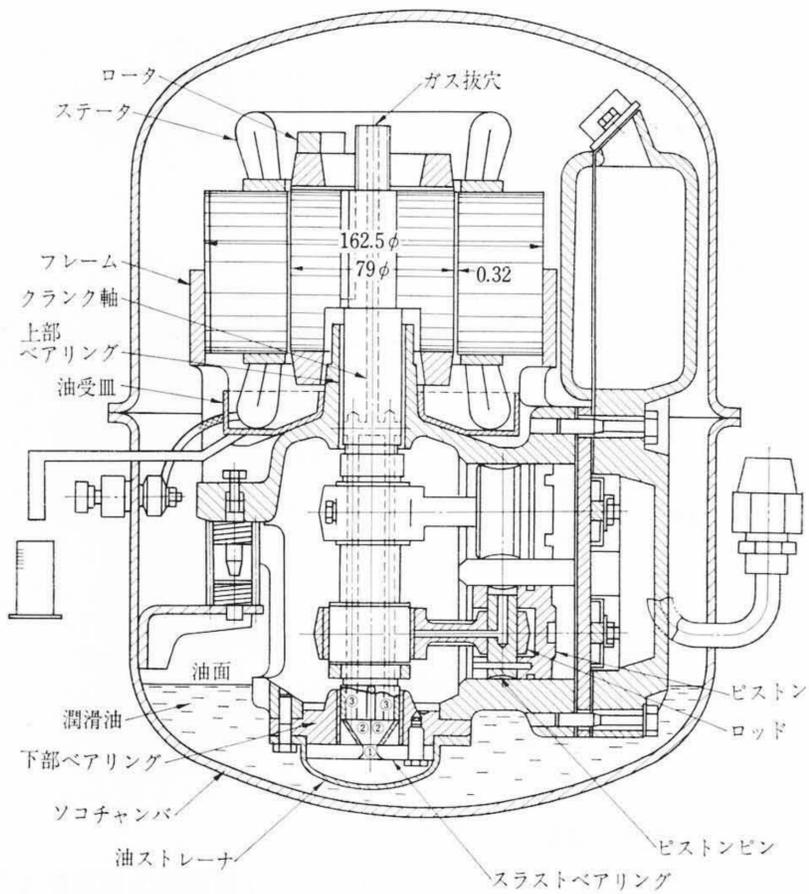


図18 全密閉形圧縮機の組立構造

あり)と従来の偏心給油ポンプの形状を比較して示したのが図17である。実機の場合は、偏心縦流路③を回転中心軸に対して対称な位置に2本設けた構造になっており、右回転、左回転のいずれの場合でも、同じ給油特性が得られるようになっている。図18には改良給油ポンプを設けたクランク軸を圧縮機に組み込んだ状態を示す。スラストベアリングから吸入された油は流路②③を通過して、上下のクランクピン部およびロッド、ピストンピン部に給油され、さらに残りの油は上部ベアリングに給油される。この上部ベアリング部のクランク軸の表面にはスパイラル油みぞが設けてあり、油はこのみぞに沿って上昇し、軸と軸受間を潤滑しながら軸受上端より流出する。従来の給油ポンプについても同様(ただしガス抜穴はない)であ

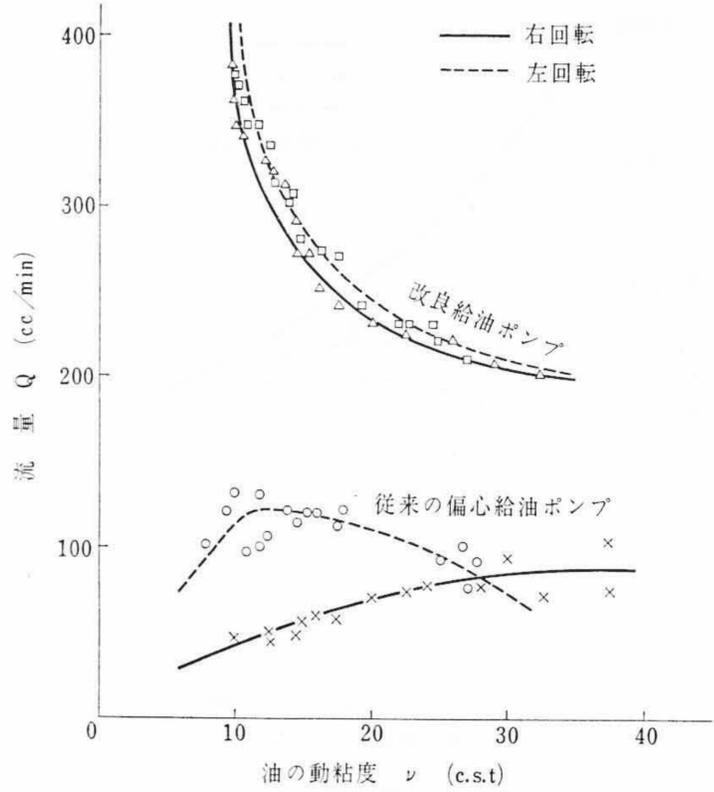


図19 上部ベアリング部に給油される油量

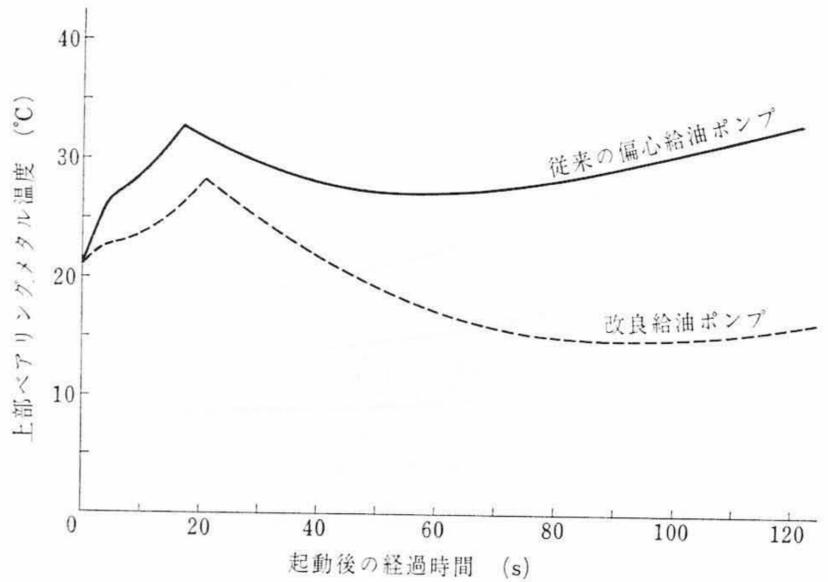


図20 上部ベアリングメタルの起動時の温度上昇

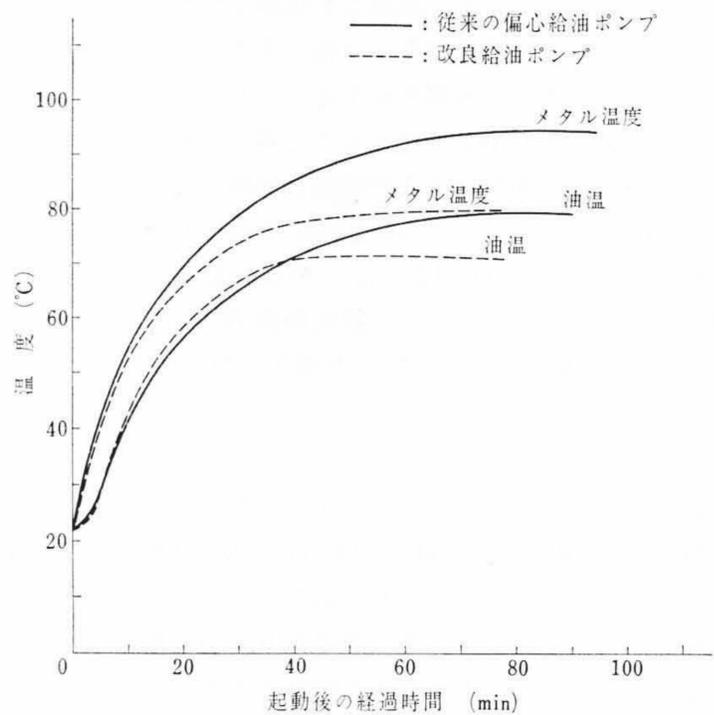


図21 上部ベアリングメタルの温度、油温と起動後の経過時間の関係

り、それぞれ右回転、左回転の場合について流量を測定した結果、図19に示すように改良給油ポンプは右回転、左回転とも安定した特性を示し、油温が上昇して油の動粘度が低下するとともに給油量が

急激に増加する理想的な給油特性を持っている。これに対して従来の給油ポンプでは油温が上昇するとともに給油量が減少するという不都合な給油特性を持っている。これはクランクピン部への漏れ量が多くなるためと、流路内に冷媒ガスが次第に充満し、給油作用が不安定になるためと考えられる。このように改良給油ポンプでは従来の偏心給油ポンプに比較して約2~3倍の給油量があり、しかも有利な給油特性を持っていることが実機試験(空気運転)によっても確認された。

また図18に示す全密閉形圧縮機を冷媒運転したときの給油特性を確認するために上部ベアリングのメタル温度上昇を測定した。図20は潤滑油がホーミング状態を呈する起動時のメタル温度上昇を改良給油ポンプを用いた場合と従来の偏心給油ポンプを用いた場合について比較して示したものである。また図21は起動時から定常状態(同負荷)に達するまでの油温とメタル温度を比較して示したものである。これらの図からわかるように、改良給油ポンプの給油特性のほうがすぐれていること、およびガス抜穴を設けることの有利さが顕著に現われている。

5. 結 言

全密閉形圧縮機の給油機構として用いられているクランク軸内の

偏心給油ポンプの特性について検討した。結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 従来の偏心給油ポンプはその流路における曲がり損失が大きく不安定な特性を持っている。
- (2) 偏心給油ポンプの吸入口①と縦流路③とを傾斜させた流路②で連通させる構造とすることによって、曲がり損失は大幅に小さくなり、性能は約2~3倍にもなり、しかも安定した給油特性を持つようになる。
- (3) 偏心給油ポンプの流路系にガス抜穴を設けることによって、給油性能が良くなるとともに、起動時の給油特性も著しく改善される。

以上構造が簡単、小形で、高性能の給油特性を持つ給油機構を開発することができた。

参 考 文 献

- (1) 二渡：日立評論 45, 881 (昭38-5)
- (2) 機械工学便覧 8-27, 8-43 (昭41)



新 案 の 紹 介



登録実用新案 第803519号

片 桐 信二郎・小 笹 進

電 子 顕 微 鏡

この考案は制限視野像とこの像に対応する電子回折像とを蛍光板上において同時に観察し、同時に撮影することができる電子顕微鏡に関するもので、対物レンズ、制限視野絞り、中間レンズおよび投射レンズを有する電子顕微鏡において、中間レンズの近傍に補助レンズを設け、この補助レンズの焦点距離を周期的に変化させて、顕微鏡像と回折像とを交互に結像可能としたものである。

なお、必要に応じて補助レンズの下方に電子線偏向用の電磁石を設ければ回折像 a', b' と顕微鏡像 A'', B'' とを分離して観察することもできる。

したがって試料が多数の場合でも回折用レンズの焦点調節を各視野ごとに行なう必要がなく、また回折像の撮影の際に対応する顕微鏡像を確認することができ、金属結晶または金属内析出物の観察および電子回折による金属結晶または析出物の分析などに用いて有効である。(永田)

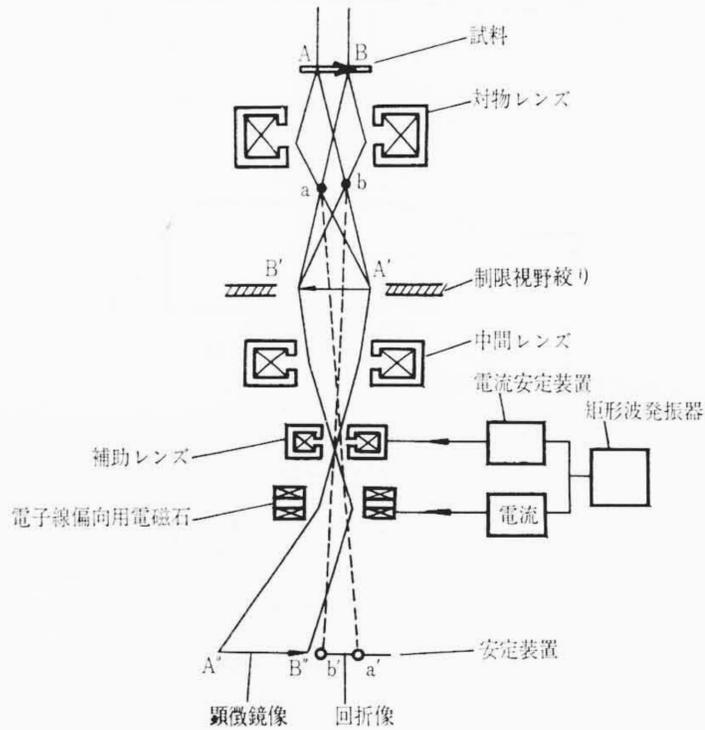


図 1