

昭和54年度科学研究費補助金  
(一般研究C) 研究成果報告書

1. 課 題 番 号

3 5 5 0 8 2

2. 研 究 課 題

ピストンポンプのキャビテーション特性

3. 研 究 代 表 者

山 口 惇 ( 横 浜 国 立 大 学 工 学 部 教 授 )

4. 研 究 分 担 者

な し

5. 研 究 経 費

昭和53年度 1,800千円

昭和54年度 300千円

計 2,100千円

2302612

横浜国立大学



## 6. 研究 成 果

### 6.1 研 究 目 的

キャビテーションは、油圧ポンプの使用範囲を限定する要因の一つであり、この意味から、その発生限界を明らかにすることが必要となる。特にピストンポンプの場合、高効率である、高圧に適する、寿命が長い、可変容量とするのに適する、などの特長を持ち広く用いられているのであるが、キャビテーション特性については、他の油圧ポンプに比べ劣る場合が多い。油圧ポンプのキャビテーションに関する研究はある程度行なわれており、ピストンポンプに関する研究もある。しかしながらそれらは、キャビテーション発生圧力として物性的意味の不明な「空気分離圧」あるいは「気ほう分離圧」を採用しており、またポンプ吸込みポートからシリンダ内までのキャビテーション発生状況を直接観察していない、などの問題点がある。

本研究は、主要部分を透明樹脂としたピストンポンプを製作し、キャビテーション発生状況を観察してその発生機構について検討し、作動条件と閉込みを中心とした設計パラメータとの関連で、その発生限界を定めることを目的とする。加えて、難燃性作動油である水・グリコール溶液についても実験を行ない、石油系作動油との差異について調べる。

534.46  
YA

2302612

横浜国立大学

## 6.2 研究装置及び方法

ポンプは観察に便するため、回転斜板式アキシアルピストンポンプとした。この場合、流れの切換えはチェック弁方式となるが、本供試ポンプでは研究目的から回転弁板方式とした。これにより、作動油を吸込み側から吐出し側へ切換える作用が失なわれ、作動油が管路をただ往復するだけとなる。実際の油圧回路では油タンク内に微小気ほうが多数存在していることを考えれば、この点は問題とはならないであろう。

吸込みポートからシリンダ内までのキャビテーション状況を観察するために、ケーシング、ボトムカバ、弁板それにシリンダブロックをアクリル製とし、弁板の摩擦による損傷を防ぐため弁板まわりに静圧スラスト軸受を設けた。ピストン径  $19\text{ mm}$ 、本数2本、押しのけ容積は1本当り  $8.14\text{ cm}^3/\text{rev}$  である。

吸込みタンクには、圧力を一定に保つため圧縮機よりの空気を受けるブラダが内装してある。吸込みタンクと供試ポンプ間には、ナイロンチューブ（径  $20\text{ mm}$ 、長さ  $535\text{ mm}$ ）を用いた。

キャビテーションの観察は、ストロボ光下での目視、高速度写真とを併用し、発生限界は主としてシリンダ内圧力測定用半導体ピックアップの波形に生ずる衝撃圧により判定した。ピストン下死点を検出するため、非接触形微小変位計を用いた。回転速度は光電式ピックアップにより検出し、油温はサーミスタ

温度計により測定した。

実験は、吸込みタンク圧力を一定とし、無段変速機駆動の供試ポンプを一定の割合で加速する方式によった。

### 6.3 実験結果

#### (1) 閉込み区間のキャビテーション

供試ポンプは、いわゆるアンダラップの対称形であり、まゆ形ポートの円形端部中心角は、貫通部  $60^\circ$ 、深さ  $2\text{ mm}$  の流路が  $120^\circ$ 、深さ  $1\text{ mm}$  については  $156^\circ$  となっている。シリンダ内圧力の最小値は、吸込み行程後半の深さ  $2\text{ mm}$  の流路をかいして吸込みポートと連続している区間に生じ、ついで吸込み行程初期の深さ  $1$  ないし  $2\text{ mm}$  の流路に相当する区間に生じることが観察された。回転速度が低くとも圧力は容易にほぼ絶対  $0\text{ Pa}$  となり、圧力の上昇時すなわちまゆ形ポートの貫通部に入ったところ、及び下死点から吐出し行程に入った瞬間に衝撃圧が測定された。

もちろん、吸込みタンク圧力を高くすれば衝撃圧を生ずる限界回転速度は増加する。またその予測は、弁板ポートとシリンダブロックポート間の流路面積と流量係数とを適宜定めれば、作動油の蒸気圧を限界圧力として、数値的に求めることが可能である。

この結果から、閉込みと関連して生じるキャビテーションの防止には、弁板形状が大きく影響することが分る。事実、貫通

部中心角が $120^\circ$ 、深さ $2\text{ mm}$ の流路部分が $156^\circ$ の弁板、及び吸込み行程で閉込みを生じないように設計した弁板については、シリンダ内圧力の最小値は、ピストン速度最大点の近傍で生じる。

## (2) 閉込みと関連しないキャビテーション

前項に記したように、閉込みを防止するあるいはその影響を低減させることによって、キャビテーションの発生を吸込み行程のピストン速度最大の近傍とすることができる。ここでは、この場合について述べる。ところで、本供試ポンプでは、弁板を静圧軸受で支持しているため、この軸受からの油がシリンダボア内に流入し、キャビテーションの発生状況に影響することが考えられる。

このため、キャビテーションの発生区間と合わせ考慮して、弁板の回転を止め、発生状況を調べやすくした。すなわち、

- ① 弁板を取外した場合（シリンダ内には吸込み管路を通過してあるいはケーシング内にある油が流入する）
- ② 弁板を固定し、ケーシング内の油の流出入を防止するためOリングを用いて部分的にシールした場合。
- ③ ②のシールをほぼ完全に行なった場合。

の3種について実験を行なった。以下それぞれシール1、2、3と呼ぶ。

本実験では、吸込みタンク圧力を一定とし、回転速度を徐々に増大させる方式を採用しているが、加速状況の影響を確かめておく必要がある。このため500rpmから1ステップ100rpmずつ増速することとし、ステップ間隔を10～120sと変えて加速の影響を調べた。結果として、120sについては衝撃圧の発生する回転速度は低く、シリンダ内圧力の最小値は高くなる傾向が認められたが、10～40sについてはその差を認め難い。したがって、以後の実験についてステップ間隔を、状態観察に便利な40sとした。

気ほうあるいはキャビテーション発生形態は、およそ次のように分類できる。

#### 形 態 イ

ストロボ光の下で微小気ほうが観察される状態。気ほうはシリンダ内全域に見られ、初生はシリンダ内圧力が大気圧以上の場合が多い。本実験の場合、気ほう核は十分に存在しているから、各摺動部のすきまの変動にともなって生ずる低圧によって気ほう核は容易に成長する。

#### 形 態 ロ

形態イより高回転速度で生じ、気ほうはピストンとシリンダ壁間の内側（ポンプ軸に近い方）の摺動部近くからシリンダ内に入ってくる。形態イと同様の圧力変動を生じるが、吸込み行

程前半に生じた気ほうは、その後の圧力上昇により消滅し、この点で形態イと異なる。形態イが気体性キャビテーションと考えられるのに対し、これは蒸気性キャビテーションの色彩が強い。摺動部負圧部に生じた気ほうがケーシング内圧力との差圧あるいはピストンの絞り膜効果によって、シリンダ内に持込まれたと考えられる。

#### 形 態 ハ

形態ロからさらに増速した場合に生じ、シリンダポート入口部の先縁あるいはシリンダボアへの急拡大部から、はく離層中に生ずる激しいキャビテーションである。気ほうはピストンの運動に従ってシリンダ内に入り込むが、流れの均一性が回復した部分で消滅する。ピストン速度の最大となる点を過ぎシリンダ内圧力が上昇に転ずると、キャビテーション気ほうは全体的に消滅するが、その後に微小な気ほうが残る。残留気ほうが少なく、また小さい場合のシリンダ内圧力には単一の衝撃圧が生じ、多くまた比較的大きい場合は、衝撃圧の伝播が観測される。

キャビテーション形態とシール状態との関連は次のようであった。衝撃圧は 5 kPa 程度で発生するが、シール 1, 2, 3 に対応して、形態はハ→イになる。シール 1 では衝撃圧は形態ハで、シール 2 ではロないしハで、シール 3 ではイないしロで生じた。対応する回転速度は同一吸込みタンク圧力に対しシール 1, 2, 3 の順に高速となった。シール状態によって、キャ

ビテーション形態の変化する点が興味深い。この理由として、本実験装置では流体慣性の影響が大きい、特にシール3で最大となること、微小気ほうは十分に存在しているが、特にシール1で最多となること、が挙げられる。

この実験結果から、吸込み側から吐出し側への流れの切替が行なわれる実際のポンプのキャビテーションについて、次のように推論することができる。すなわち、弁板ポートの圧力は閉込み等に基因して変動を伴うが、その程度はあまり大きくなく、シリンダ内圧力はシール1の場合に近いであろう。吸込まれる油中の気ほうの数、大きさは回路に依存するが、吸込み管路内の圧力変動は少ないから、少なくとも大きさはシリンダ内に流入してから増大することになる。このことは、シリンダポート絞り部及びシリンダボアへの拡大部で蒸気性キャビテーションの可能性の大きいことを意味する。蒸気性キャビテーションは、少なくともその初期においては、吸込み行程後半で容易に消滅し得るため、振動や騒音、シリンダ壁面等の損傷には影響しても、流量減少にはあまり影響しない。流量の減少は、吸込み行程では消滅しない空気ほうに基因する。ただし、蒸気性キャビテーションの発生により、気体が容易に気ほう内に拡散できることに注意する必要がある（低圧となること、拡散面積の増大すること、相対的な速度場が構成されること）。



この外、実際のポンプに対しては、シリンダブロックの回転に伴う遠心力、高圧ポートから低圧ポートへの噴流の形成などに留意する必要がある。

### (3) 水・グリコールの場合

水・グリコール溶液を用いて、供試ポンプのキャビテーション特性も調べた。装置の制約上加熱回路が使用できないため、液温は室温（約 18℃）とした。ポンプ弁板まわりのシールは 1 と 2 であり、加速条件は石油系作動油と同じくステップ間隔 40 s とした。水・グリコールは石油系作動油に比べ透明度に欠けるため、高速度写真による観察は中止し、ストロボ光下の目視とシリンダ内圧力に生じる衝撃圧とにより、キャビテーション状態を調べた。

衝撃圧発生点において、シール 1 に対する状況は、石油系作動油の形態へに対応する。ただし、石油系作動油の場合には気ほうが大きいのに対し、水・グリコールでは小さい気ほうが筋状に連なっている。シール 2 では、気ほうはシリンダ内全体に生じるが、数は石油系に比べはるかに少なく、吸込み行程後半の圧力上昇過程で消滅する。いずれの場合も、衝撃圧はシリンダ内圧力 5 kPa 程度で生じ、石油系作動油との差は認められない。ただし、同一吸込みタンク圧力に対し、衝撃圧を発生する回転速度は石油系作動油より小さくなる。これは、比重、粘

度ともに水・グリコールの方が大きいことに、第一義的には基づく。

#### 6.4 結 論

透明樹脂を用いてピストンポンプ主要部を製作し、ストロボ光下の目視、高速度写真によりキャビテーション発生状況を観察し、シリンダ内圧力の測定値との関連を調べた。考慮したパラメータは、ポンプ作動条件（吸込み圧力、回転速度）、弁板形状、吸込み管路長さ、弁板まわりのシール状態、作動油種類（石油系作動油、水・グリコール溶液）である。

この結果をピストンポンプの流量特性あるいは壊食との関連で判断すると、以下のようになる。キャビテーションが閉込み区間で生じるとすれば、容易に蒸気性キャビテーションに至る。閉込み区間における体積変化は、行程体積に比べ十分に小さいのが一般であるから、体積効率に及ぼす影響は小さい。しかし壊食、振動、騒音に及ぼす影響は大きい。また、逃げ溝を通る噴流の発生には注意が必要である。一方、ピストン速度最大点近傍でのキャビテーションについては、弁板ポートにおける気ほうの状態（数、大きさ）に依存する。気ほうの大きくまた多い場合には気体性キャビテーションが、それ以外は蒸気性キャビテーションが、主としてシリンダポート入口、あるいはシリンダボア入口の流路急変部に生じよう。蒸気性キャビテーショ

ンは、遅くとも吸込み行程後半の圧力上昇により消滅するが、石油系作動油の場合、気ほうの成長過程で空気が混入し、それが崩壊にともなう衝撃を緩和することになる。流量特性については、蒸気ほうが吸込み行程終りまで存続することはないから流量の低下は、気ほうの存在の程度によることになる。

本研究は科学研究費補助金による研究であることを記し、謝意を表す。

## 7. 研 究 発 表

- (1) 口頭発表予定(山口 惇, アキシアルピストンポンプのキャビテーション特性、日本機械学会北陸地方講演会, 55年9月2日)

## (付録) 作動油の特性

### 石油系作動油

比 重	0.85 (40 °C)
動 粘 度	30 <i>mm</i> / s (40 °C)
蒸 気 圧	$10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa
空気溶解度	9.4 体積%

### 水・グリコール溶液

比 重	1.08 (18 °C)
動 粘 度	120 <i>mm</i> / s (18 °C)
蒸 気 圧	1.3 kPa (18 °C)
空気溶解度	2.2 体積%