

自動車空調用斜板式圧縮機の還油機構

Oil Return Method of Swash Plate Compressor for Car-Airconditioner Use

A Swash-Plate Compressor used for refrigerant gas for automobile air conditioning has such a demerit that a large quantity of lubricating oil flows out of compressor interior to refrigerating cycle, considerably affecting compressor life and refrigerating capacity.

The authors developed special oil return method which, entirely differing from conventional ones, utilizes the suction force of an oil pump. It proved to allow the oil sump to retain enough quantity of lubricating oil in it under severe service conditions.

大島亮一郎* Ryôichirô Ôshima

宮本誠吾* Seigo Miyamoto

川島憲一* Kenichi Kawashima

岸 敦夫** Atsuo Kishi

1 緒 言

カークーラ用圧縮機は、現在立て形往復動式と斜板式^{(1),(2)}に大別できるが、後者は(i)小形軽量のため車両への装着性が良好であること、(ii)力学的バランスがとりやすいこと、(iii)吐出しガスの圧力脈動が少ないことなどの利点があるため、近年国内国外とも急激にその装着率が増加しており、それに伴って、アイドリング状態から高速走行に至るまでの広範囲な回転数変化に対して十分信頼性のあるものが要求されてきている。特に輸出車を対象にしたものでは、車速、環境ともに圧縮機に対して過酷な条件下で運転される場合が多いため、これらを十分加味したものでなければならない。

このような背景のもとに本研究では、斜板式圧縮機の高速度運転時に特に問題となる潤滑油量の十分な確保と、圧縮機起動時における油のフォーミングに起因する油上り現象をとりあげて検討を行ない、従来の機構とは全く異なる強制潤滑用ギヤポンプの吸引力を利用したサイクルよりの油戻し機構を開発することに成功し、性能的にもすぐれたものであることが実車テストによって確認された。以下に本機構の原理と実験結果について述べる。

2 斜板式圧縮機

2.1 構 造

本研究の対象とした斜板式圧縮機の外観を図1に示した。また、その構造は図2に示したように(同図中Fは前部すなわちクラッチ側、Rは後部すなわち吸入口側の略記号)、圧縮機駆動軸に装着された斜板にピストンを組み合わせて駆動軸の回転に伴う斜板の軸方向振れによりピストンを往復動させるものであり、その動力は斜板面を摺(しゅう)動するスリッパと称する摺動子と鋼球を介してピストンに伝達される。また、同ピストンは両頭形で駆動軸と同心の円周上に120度間隔で3本等配置されており、ピストンの両端で復動圧縮が行なわれる。

次に、同圧縮機の潤滑機構は図3に示したようにギヤポンプによる強制給油方式が一般に採用されており、ギヤポンプによって油だめ室から吸入された油は駆動軸中心にあけられた軸方向油穴に圧送され、さらに同油穴と連通するよう駆動

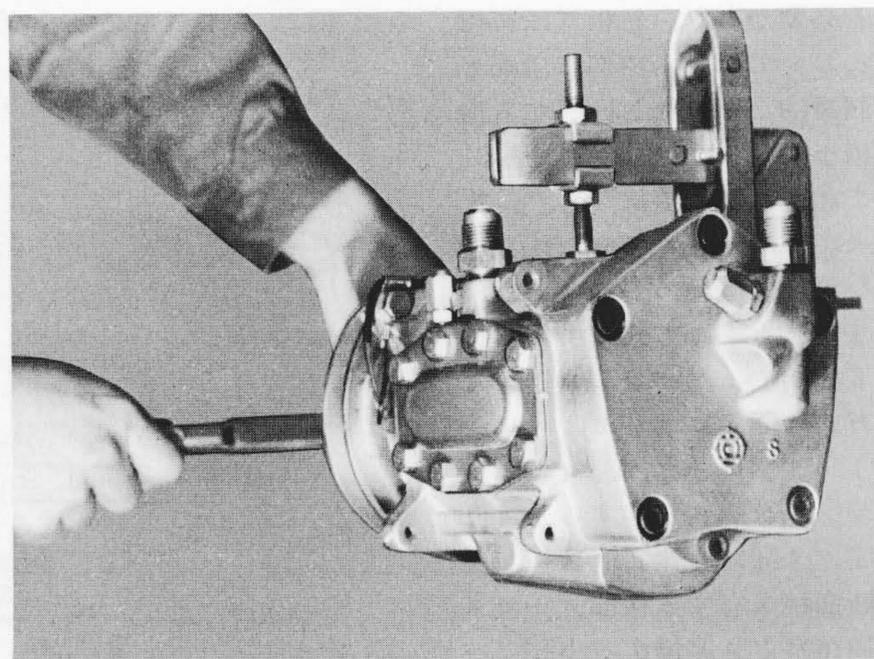


図1 斜板式圧縮機外観 マグネットクラッチを固定しているところ。

Fig. 1 General View of a Swash-Plate Compressor

軸に設けられた4個の半径方向油穴より所定の潤滑箇所すなわち、前・後部ニードルベアリング、前・後部スラストベアリングおよびメカニカルシール部に供給される。また、斜板摺動面、スリッパおよび鋼球の潤滑は、前記スラストベアリングを潤滑し終えた油を駆動軸の回転によって同スラストベアリング部の間隙(げき)から半径方向に噴出させることによって達成される。

次に、同圧縮機内における冷媒の吸入吐出し径路を簡単に説明すれば、まず後部シリンダヘッド吸入口より吸入された冷媒は同シリンダヘッドの低圧室で2分され、その一方は後部3個のシリンダに吸入され、他の冷媒は両シリンダブロック外周の軸方向に設けられた低圧ガス通路と称する溝(みぞ)を経て前部シリンダヘッド低圧室へ至り、その後前部3個のシリンダに吸入される。前・後シリンダ内で加圧された冷

*日立製作所日立研究所

**日立製作所佐和工場

媒はそれぞれ前・後部シリンダヘッド高压室に吐き出され、さらに一つに統合されて圧縮機吐出し口(図示せず)より吐き出される。

2.2 油上りと油戻し

ギヤポンプにより油だめ室から吸入された油は所定の個所を潤滑した後再び油だめ室に戻るが、油の一部はブローバイガスとともに冷房サイクルに流出するため油だめ室内油量はしだいに減少し、軸受部の焼損、斜板の焼付き、弁の破損あるいは冷房能力の低下など圧縮機の寿命や性能低下の原因となる。したがって、なんらかの方策を講じて冷凍回路の油を圧縮機内に回収する必要がある。斜板式圧縮機においてはその内部に冷媒と潤滑油とを分離し回収する機構を設けるのが一般的である。これが油戻し機構であり、従来から用いられてきた代表的な油戻し機構の一つであるバランスホール方式について以下説明する。バランスホール方式は図4に示したようにシリンダブロック内部(以下クランクケースと称する)と低压ガス通路の比較的広い流路断面積を有する後部低压ガス通路室とを連通する小孔(バランスホール)によりブローバイガスの排出を促るとともに、低压ガス通路室壁で冷媒の衝突により分離した油を冷媒の全圧力を利用してクランクケース内へ回収しようとするものである。この方法は工事が簡単であることが利点であるが、その反面低温起動時において油だめ室内の油に溶存する液冷媒の沸騰(以下、フォーミングと称する)によって油がブローバイガスとともに同孔から冷房回路に流出するいわゆる起動時の油上りが回避できないこと、あるいは定常運転時においても低压ガス通路とクランクケースとの間に生ずる圧力差のために、クランクケースから低压ガス通路に油が流出するなどの欠点がある。

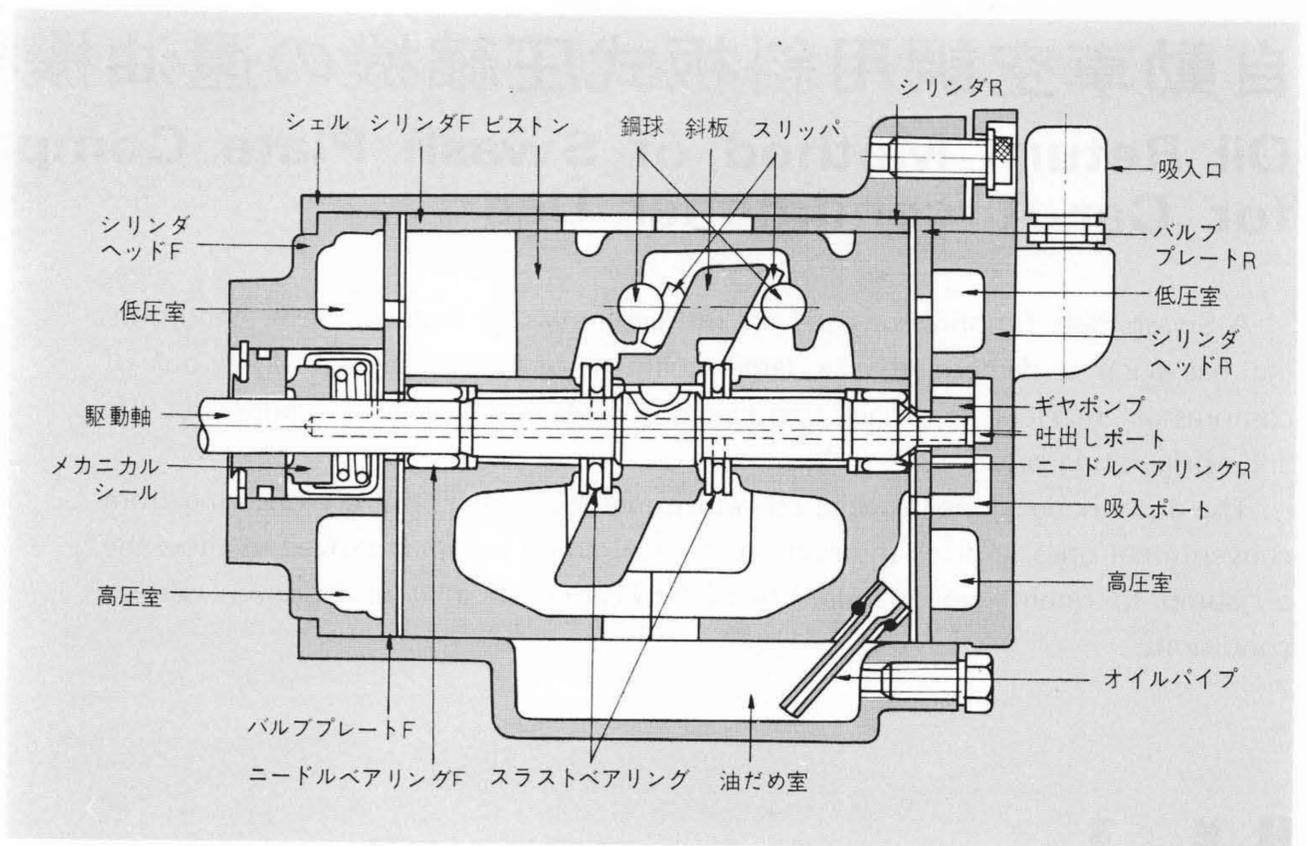


図2 斜板式圧縮機構造図 ピストンはスリッパおよび鋼球を介して斜板から動力を伝達され、往復運動を行なう。

Fig. 2 Longitudinal Section View of a Swash-Plate Compressor

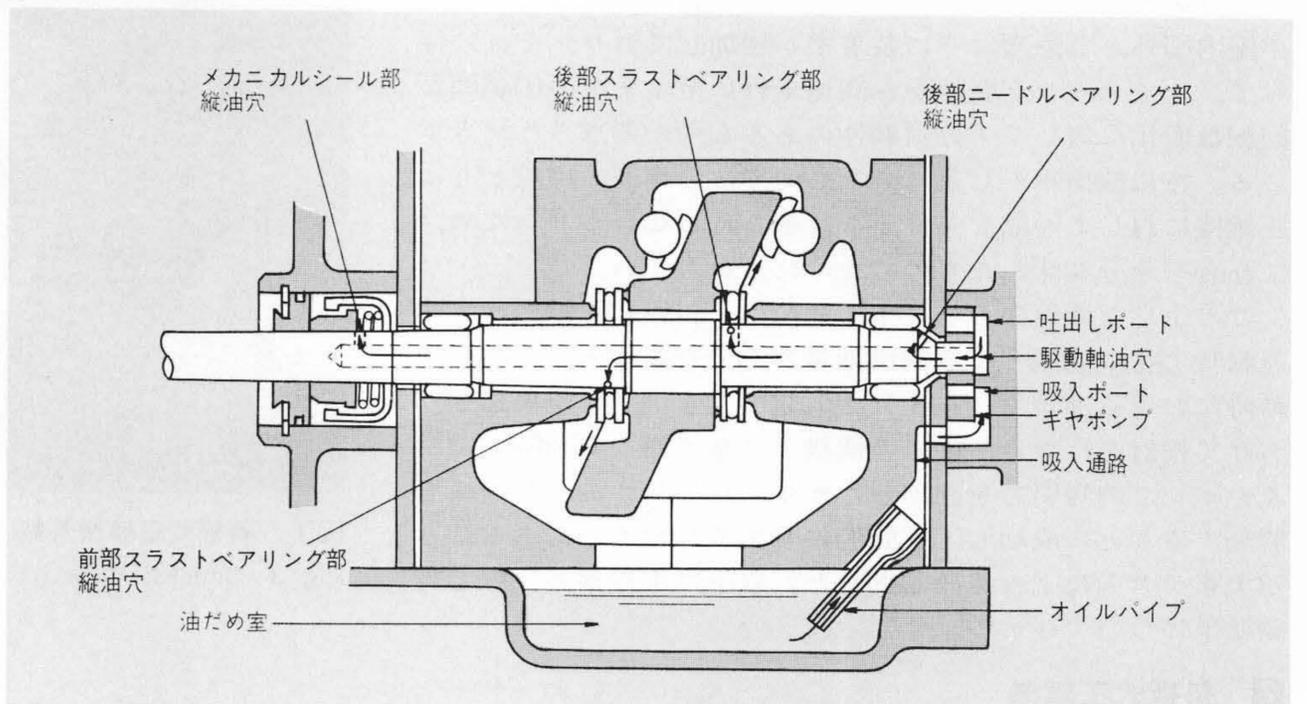


図3 斜板式圧縮機の潤滑系統図 ギヤポンプに吸入された油は駆動軸油穴へ吐き出され、さらに縦油穴を経て各部へ供給される。

Fig. 3 Lubricating System of the Swash-Plate Compressor

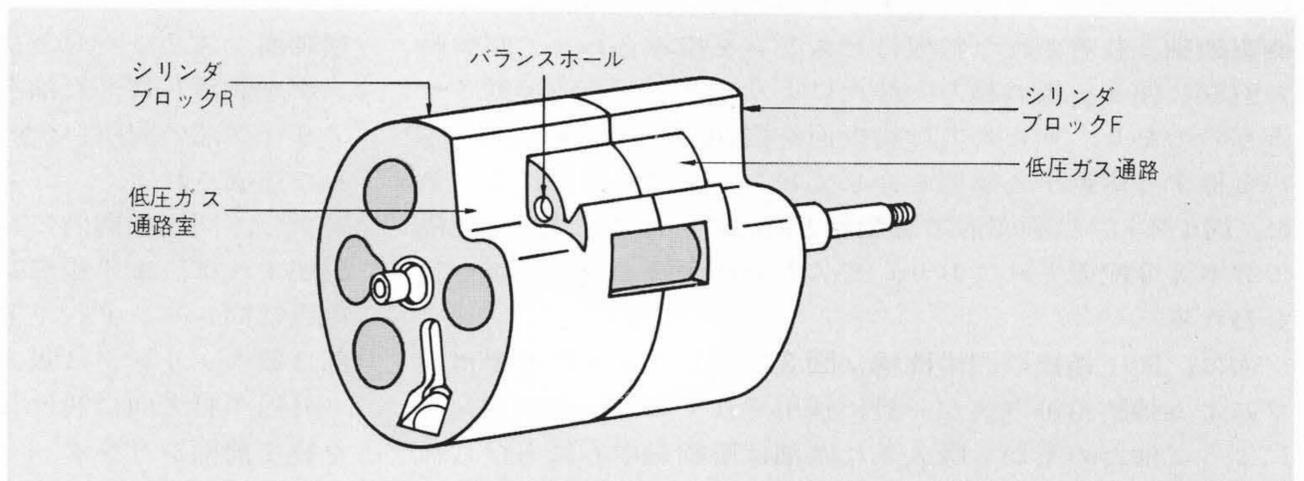


図4 バランスホール方式 アメリカ・General Motors社で開発された方式で、バランスホールによりブローバイガスの排出ならびにサイクルへ流出した油の回収を行なう。

Fig. 4 General View of the Balance Hole Method

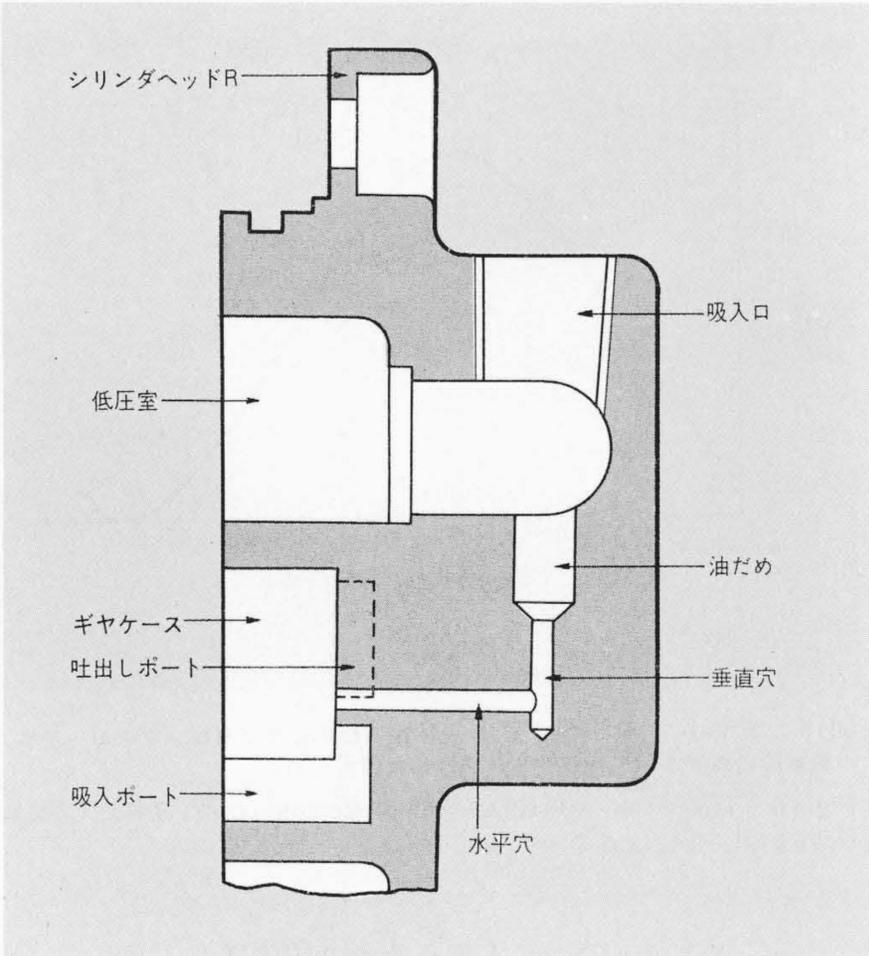


図5 後部シリンダヘッド断面図 低圧ガス吸入口底部で冷媒から分離された油は、油だめ、垂直穴および水平穴を経てギヤポンプに吸入される。
Fig. 5 Sectional View of the Rear-Cylinder Head

3 強制還油方式

以上述べたように、バランスホールによる油回収方法では低圧ガス通路とクランクケースとが連通する構造となっているため、起動時のフォーミングあるいは定常運転時のブローバイガス流出に伴う油上りが生ずるのは当然であるとも言える。したがって、このような油上りを防止し、かつ油回収を確実なものとするためには圧縮機低圧部とクランクケースあるいは油だめ室とを結ぶ通路の途中に、油の流れが低圧側からクランクケースに向かう一方向流となるような機構を設ける必要がある。そこで筆者らはギヤポンプが油だめ室から油を吸引する吸入行程に圧縮機低圧側において分離された油のみを特別に吸入する区間を設け、同油と油だめ室から吸入した油とを最終的に混合して潤滑させる独特の新還油機構を開発した。以下、本方式を強制還油方式と呼ぶこととする。

3.1 強制還油方式の構造

強制還油方式に関する後部シリンダヘッド断面図は図5に、ギヤポンプは図6に示すとおりである。図5において冷房回路を一巡して圧縮機に戻った油を含んだ冷媒は、低圧ガス吸入口および低圧室を通りおのおののシリンダに吸入されるが、同冷媒が低圧ガス吸入口からシリンダヘッド低圧室に入る際に、吸入口底部壁に衝突して油を分離する。この油はギヤポンプの吸引力により垂直穴および水平穴を経てギヤケースへ導かれる。

一方、ギヤポンプは図6に示したようにサイクロイド歯形で構成されており、同ポンプを用いる場合の吸入ポートおよび吐出しポートは図7のような形状をとる。ここで、吸入ポートはオイルパイプで油だめ室と、また、吐出しポートは2.1で述べたように駆動軸の油穴と連通している。図7に示した両ポートが正規の形状であるが、強制還油方式を採用するにあたっては図8に示すように吸入ポートを短縮して（以下、

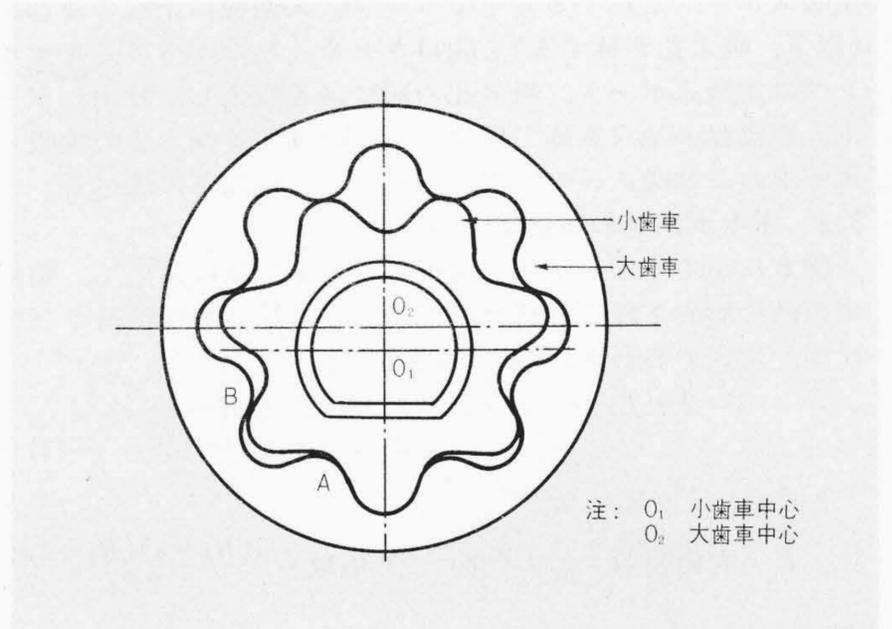


図6 ギヤポンプ 日立製作所で生産されている斜板式圧縮機に採用されているギヤポンプで、大歯車および小歯車の歯数はそれぞれ8枚および7枚である。
Fig. 6 Oil Pump

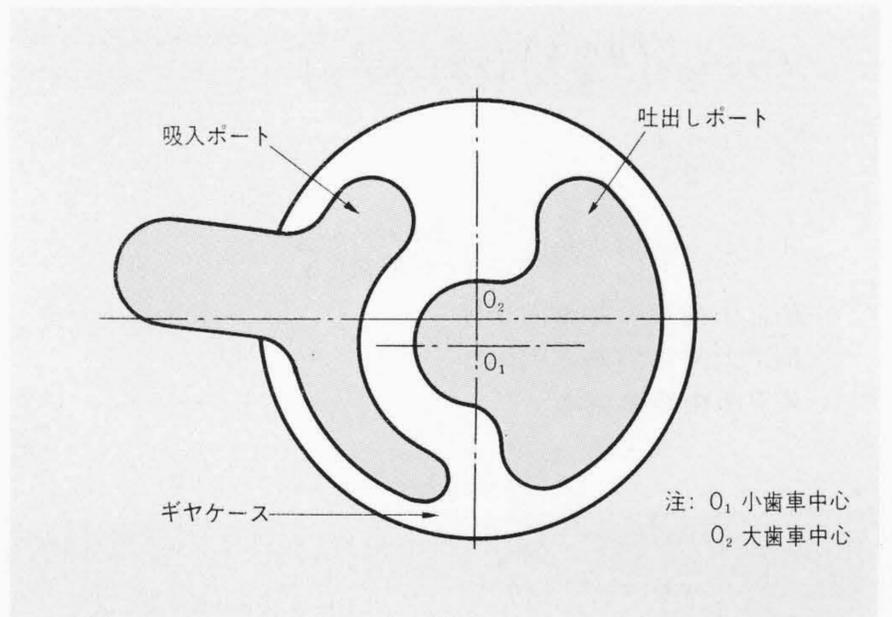


図7 ポートの形状 図6に示したギヤポンプの吸入・吐出しポート、ギヤポンプは右回りである。
Fig. 7 Relative Position between a Suction Port and a Discharge Port of the Oil Pump

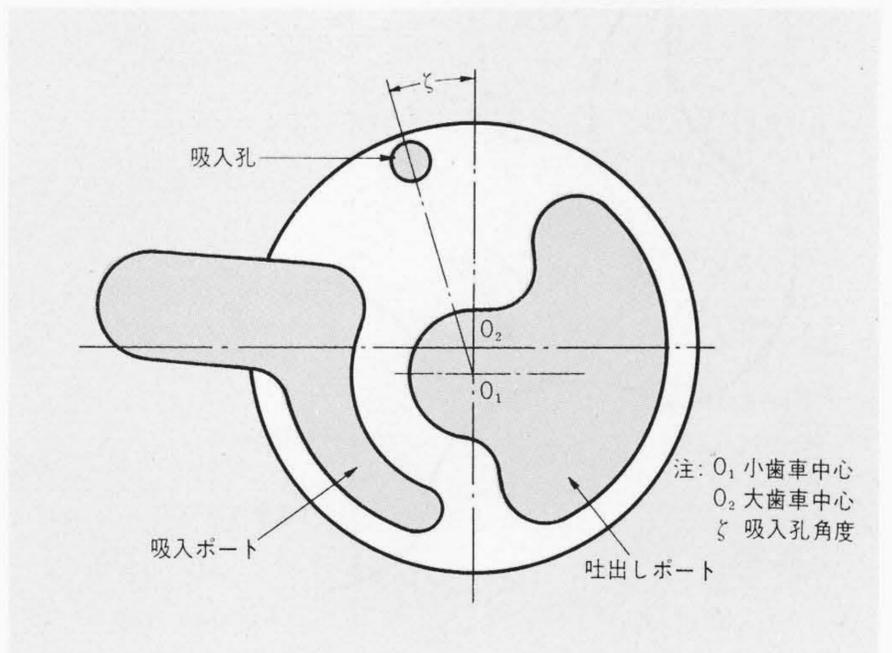


図8 強制還油方式のポート形状 ギヤポンプは右回りであり、吸入ポート、吸入孔の順に油を吸入し、吐出しポートに吐出する。
Fig. 8 Formation of Discharge Port, Main Suction Port and Auxiliary Suction Port

主吸入ポートと称する), ギヤポンプ吸入過程に上記の連通孔(以下, 吸入孔と称する)を開口させる。したがって, ギヤポンプは主吸入ポート, 吸入孔の順に油を吸入し, 吐出しポート, 駆動軸の油穴を経て要潤滑部へ給油するが, この主吸入ポートおよび吸入孔の位置設定に関しては以下に述べる。

3.2 ギヤポンプの体積変化

図6に示すサイクロイド歯形のギヤポンプにおいて, 両歯車の歯で形成される体積はギヤポンプの厚さを単位長さとするれば, 次式で表わされる⁽³⁾(図9参照)。

$$V = 2\pi(E - e + H - h) + \lambda(H + e) + (H + e + t) \{ \sin \delta - \sin(\delta + \lambda) \} \dots \dots (1)$$

ここに,

$$E : \text{大歯車のエピサイクロイド係数} = \frac{a(R_2 + a)(R_2 + 2a)}{2R_2}$$

$$H : \text{大歯車のハイポサイクロイド係数} = \frac{b(R_2 - b)(R_2 - 2b)}{2R_2}$$

$$e : \text{小歯車のエピサイクロイド係数} = \frac{a(R_1 + a)(R_1 + 2a)}{2R_1}$$

$$h : \text{小歯車のハイポサイクロイド係数} = \frac{b(R_1 - b)(R_1 - 2b)}{2R_1}$$

$$t = c^2 t_z = \left(\frac{a + b}{2} \right) \left(2Z + \frac{ab}{a + b} \right)$$

$$c = \frac{a + b}{2}$$

$$\lambda : \text{かみあい点角度} = \frac{2\pi(a + b)}{(a + b)Z + a}$$

R_1 : 小歯車の基準円半径

R_2 : 大歯車の基準円半径

Z : 小歯車の歯数

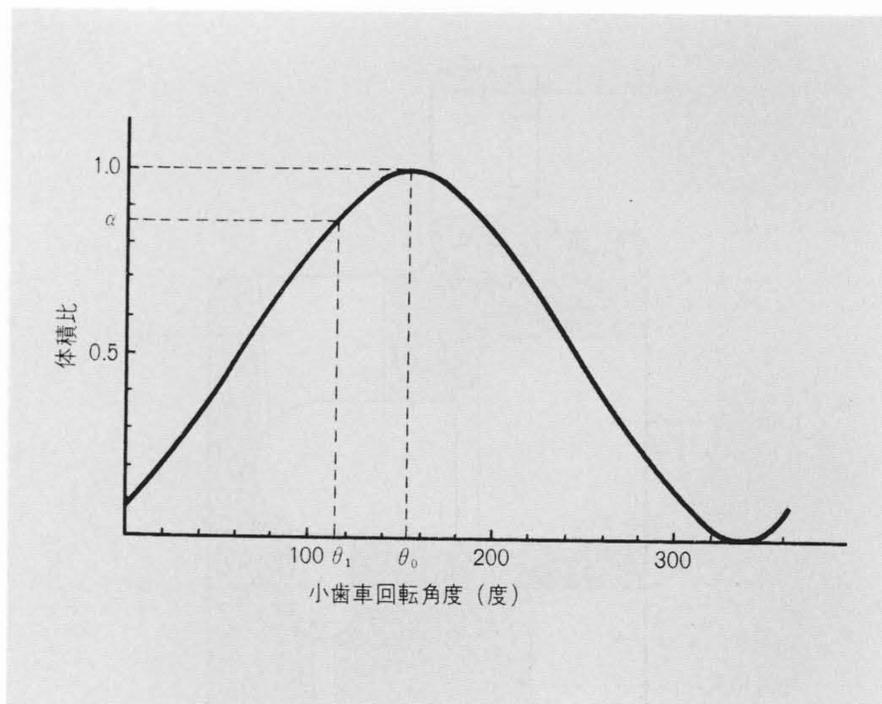


図10 ギヤポンプの体積変化 図6に示したギヤポンプにおいては, 小歯車回転角度 θ が151度18分で体積は最大値をとる。

Fig. 10 Transition of Gear Pump Volume over Two Contact Points at Rotating Angle θ

a : エピサイクロイドのころがり円半径

b : ハイポサイクロイドのころがり円半径

t_z : 分割係数

δ : かみあい点までのころがり円ころがり角度

(1)式により, 小歯車の回転角(θ)に対する体積 V をその体積の最大値との比で表わせば, 図10で示すような曲線となる。ただし, 同図における小歯車回転角度の基準線($\theta=0$)は図6の縦軸であり, また, $\theta=0$ のときの体積としては便宜上同図の第1番めのかみあい点Aと第2番めのかみあい点Bとの間の体積をとった。

3.3 吸入孔の設定

いま, 図6の状態から吸入が進み, A, B間の体積がある値 α となったときの小歯車の回転角度 θ_1 は図10より求められ, したがって, 両歯車のかみあい状態が定まる。この状態と, A, B間の体積が最大となったときの両歯車のかみあい状態を同時に図示すると図11のようになる。同図において, 前者のかみあい点をaおよびb, 後者のかみあい点をcおよびdとし, さらに大歯車の歯底をeおよびfとしたとき, 主吸入ポートを図6の第1番めのかみあい点Aから図11のa点までとすればギヤポンプは油だめ室から α なる油を吸入する。

次に, 吸入孔の大きさの設定について述べる。まず, 吸入孔を図11のIで示した円のように, 歯面e, bおよびc, fより外周側に設けた場合にはギヤポンプが主吸入ポートから油を吸入した後, 吸入孔から油を吸入し始めるまでの間の体積膨張に対しては, 油が供給されないためキャビテーションが発生するし, また, 吸入孔からの油吸入後吐出しポートに至るまでの間にも同様な現象が生じ, ギヤポンプの性能上あるいは騒音上好ましくない。また, 吸入孔を図11のIIで示した円のように, 歯面e, bおよびc, fを切るように設けた場合には小歯車の回転角度 θ が θ_1 よりわずかに小さい状態において, 一つの接触点間の空間に主吸入ポートと吸入孔とが同時に開口することになる。一方, 圧縮機がごく普通に運転されている状態では吸入孔圧力のほうが吸入ポート圧力より大きいから, 主吸入ポートからの吸入油量が減少することとなる。また, ギヤポンプが吐出し過程の初期段階において吐出し口と吸入口とが同時に開口するような状態が存在するため, 吸入

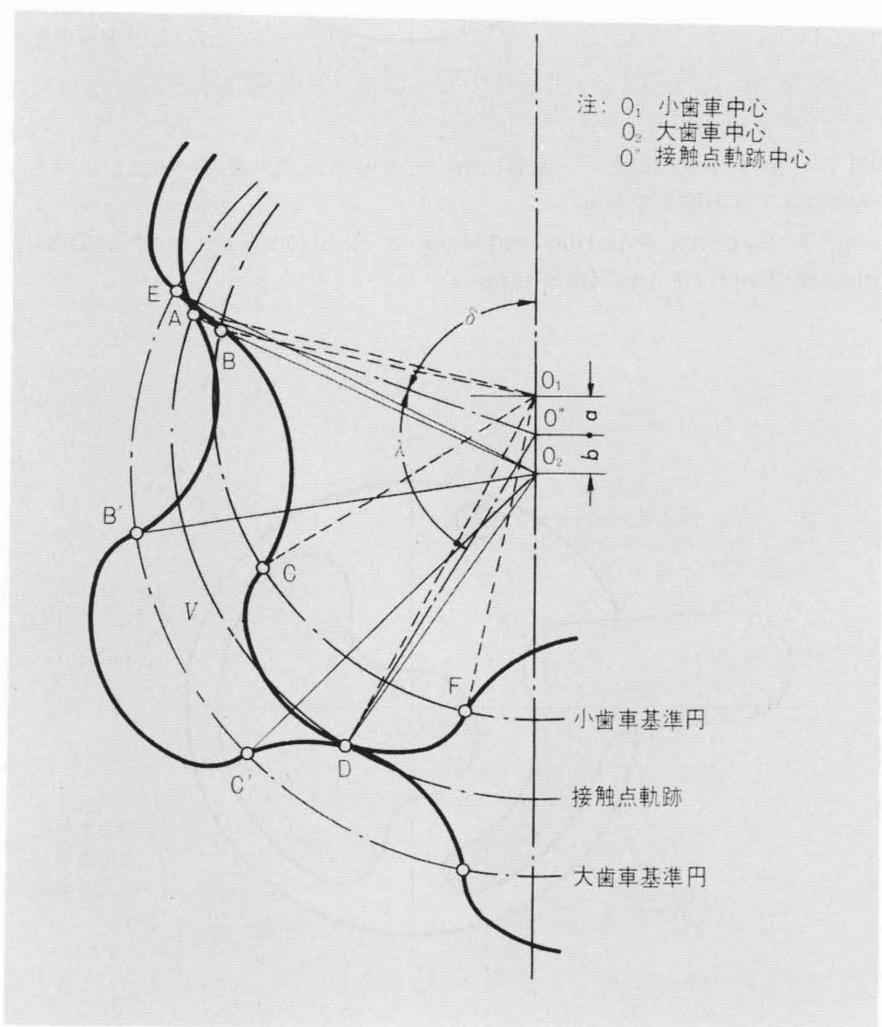


図9 2かみあい点間の空間 大歯車と小歯車の2接触点AおよびB間の体積がVである。

Fig. 9 Space between the Two Contact Points, A and B

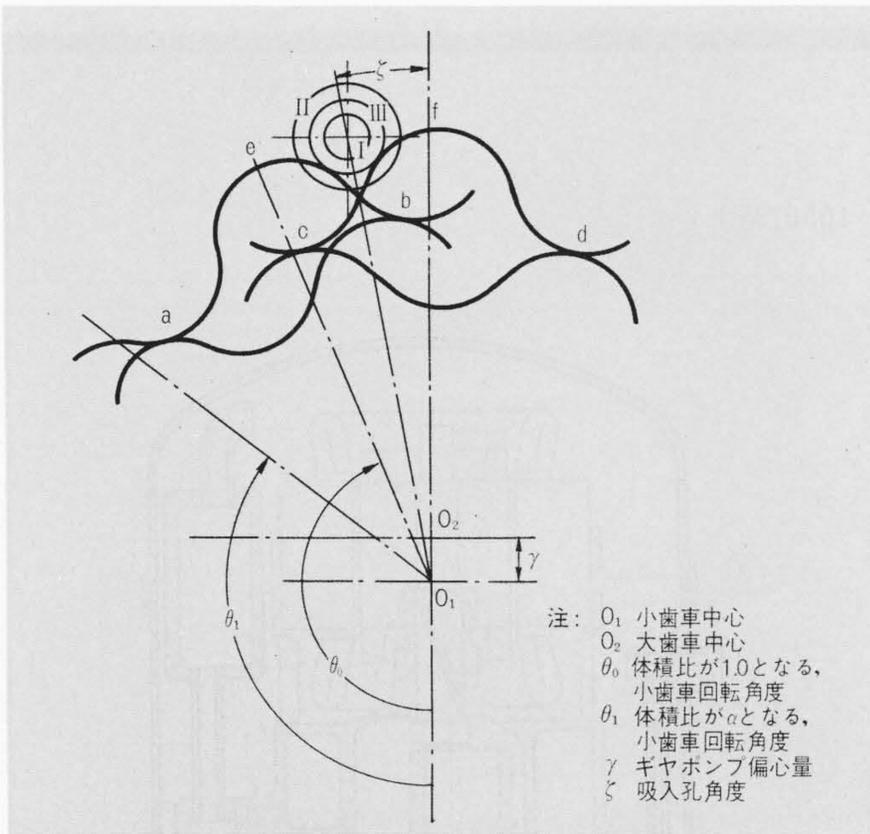


図11 小歯車回転角度が θ_0 および θ_1 の場合のかみあい状態
 $\theta = \theta_0$ 時および $\theta = \theta_1$ 時のそれぞれの両歯車かみあい状態を重ね合わせた場合、吸入孔Iは大歯車の歯に隠れるように、吸入孔IIは大歯車歯面に接し、吸入孔IIIは大歯車歯面を切るように設けられている。
 Fig. 11 States of the Two Teeth for $\theta = \theta_0$ and $\theta = \theta_1$

孔から油を吐出するなどの現象が生じ、設計した性能を得ることは困難となる。

次に、吸入孔を図11のIIIで示した円のように、歯面e, bおよびc, fに接するように設けた場合には、ギヤポンプは主吸入ポートから α なる油を吸入した後、連続して吸入孔から、 $(1 - \alpha)$ の分離油を吸入することができ、しかも吸入孔から油を吐出することもない良好な性能のギヤポンプが得られることになる。

また、主吸入ポートおよび吸入孔の寸法については、サイクルおよび圧縮機の運転条件などを勘案して決定されなければならない。

4 油回収性能

強制還油方式による油戻し性能を明らかにするため、油だめ室の油に冷媒が十分溶解している状態で冷媒運転を行なって、本方式と従来のバランスホール方式とにおける圧縮機起動時からの運転時間に対する油だめ室内油量 Q を比較したのが図12である。同図から明らかなように、圧縮機起動時において強制還油方式では急激な油上りが緩和されていることがわかる。すなわち、バランスホール方式では圧縮機起動後約5秒で Q はほとんど0となるが、強制還油方式では約50ccの油量が確保されており、したがって、ギヤポンプはこの状態においても確実に要潤滑部に給油することができる。このように、起動時の油上りが緩和された理由は、強制還油方式を採用している圧縮機においてはシリンダブロックとシェルとのわずかな間隙からブローバイガスを排出する関係上油上り現象がごく緩慢となり、全量の油上りが生じない間にサイクルよりの油回収が行なわれることによるものである。したがって、従来のように過酷な運転条件下の圧縮機起動時に生ずる異常高圧あるいは異常騒音も本方式の圧縮機を供試した限りでは全く生起しなかった。さらに、図12からわかるように、

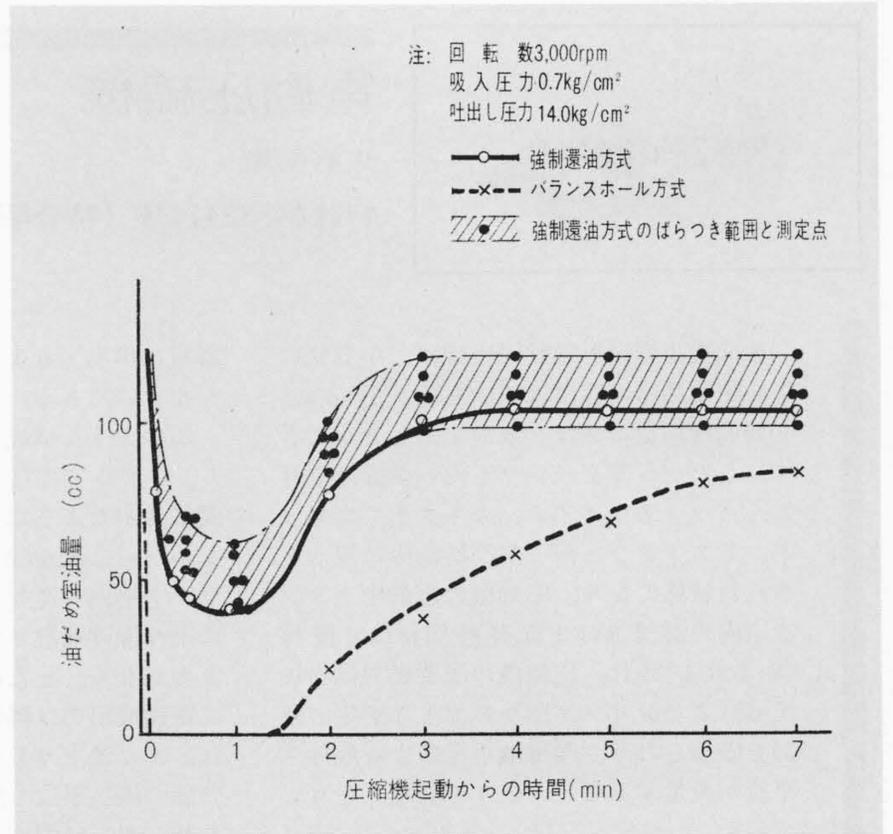


図12 油回収性能 強制還油方式ではバランスホール方式に比べて起動直後のオイルフォーミングによる油上りが緩和され、さらに油回収量が多くなっている。
 Fig. 12 Transitional Curves of the Oil Volume in the Oil Sump for Operating Time

本方式ではバランスホール方式に比べて油だめ室油量増加開始時間が速くなっており、また油だめ室内油量が安定するまでの時間がかかなり短縮されさらに安定後の油量もはるかに増加している。このことは本方式の油回収性能が良好であることを物語るものであり、計算によれば圧縮機より吐き出された油が冷房サイクルを一巡して再び圧縮機に戻るまでに約30秒を要することを考慮すると、潤滑油の圧縮機帰還直後から回収が行なわれていることを示している。ここで図12中に6個のシリンダヘッドによる油回収性能のばらつき範囲を併記したが、この結果から安定油量は98~121ccの範囲にあり、多少のばらつきはあるが、性能上問題はないものと考えられる。

5 結 言

斜板式圧縮機の油戻し機構に関し独特の新還油方式、すなわち強制潤滑用のギヤポンプで潤滑油を回収する方式（強制還油方式）を開発し、試作検討の結果次の結論を得た。

- (1) 従来のバランスホール方式に比較して起動時の急激な油上りが緩和されたため、常に安定した潤滑が可能となった。
- (2) 運転条件によらず常に十分な潤滑油を油だめ室に確保することができた。

終わりに臨み本強制還油方式の実用化に際しては、日産自動車株式会社、逆瀬川氏をはじめとする関係者各位から有益なご助力とご協力を賜わった。ここに深く謝意を表する次第である。

参考文献

- (1) William K. Steinhagen ほか：U.S.P 3057545
- (2) John Weibel ほか：The Engineering Development Compressor for Automotive Air Conditioning System; General Motors Engineering Journal (1963-4)
- (3) 菅野晃二：サイクロイド内接歯車ポンプ、吐出量特性の理論計算；日本機械学会論文集 35-274 p. 1369 (昭44-6)