U.D.C. 621.514.26

油冷式多翼型回転圧縮機について

Oil Cooled Slide Vane Type Rotary Compressor

大谷　　巌*

内容梗概

合成樹脂製の羽根を使用し直接シリンダと摺動せしめ，かつシリンダ内に潤滑油を注入して冷却する，いわゆる油冷式多翼型回転圧縮機は，最近登場した新構想の圧縮機である。日立製作所においても容量 9 m³/min および 17 m³/min の油冷式回転圧縮機を製作し，圧縮機の効率，羽根の耐久性，油の消耗率などについて研究した。本機は可搬式空気圧縮機として防衛庁に納入したが，従来の往復型可搬式圧縮機に比較して，軽量小型であるばかりでなく，運転の安全性，保守の容易など幾多の特長をもつている。

〔I〕緒　　言

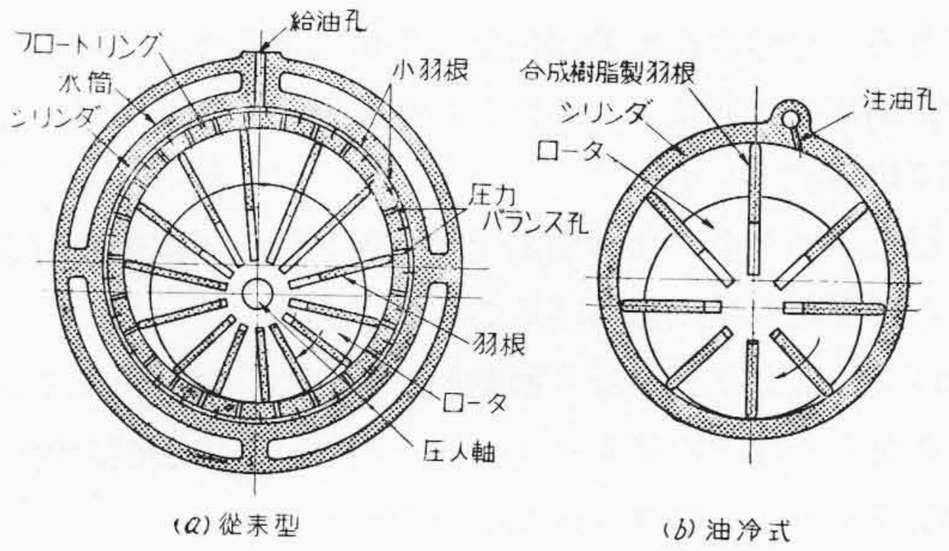
油冷式多翼型回転圧縮機というのは，合成樹脂製の羽根を使用し，シリンダと直接摺動せしめ，シリンダ内に潤滑油を注入する方式の新らしい回転圧縮機であつて，従来の回転圧縮機にくらべてはるかに高速回転が可能であり，幾多の特長をもつている。

日立製作所においてもいち早くこの新型回転圧縮機に着目し，従来の回転圧縮機製作技術をいかして，数年来研究試作をつづけてきた。昭和28年12月にまず17m³/minの大型機を製作して，性能をたしかめるとともに，引続き 9m³/min の可搬式回転圧縮機を製作し，いずれも防衛庁に納入した。従来の可搬式圧縮機は，V型またはW型往復型および，フリーピストン式によつて占められていたが，新しく回転型が登場したわけである。この油冷式回転圧縮機の構造と特長を説明し，二三の実験結果についてのべる。

〔II〕構造および特長

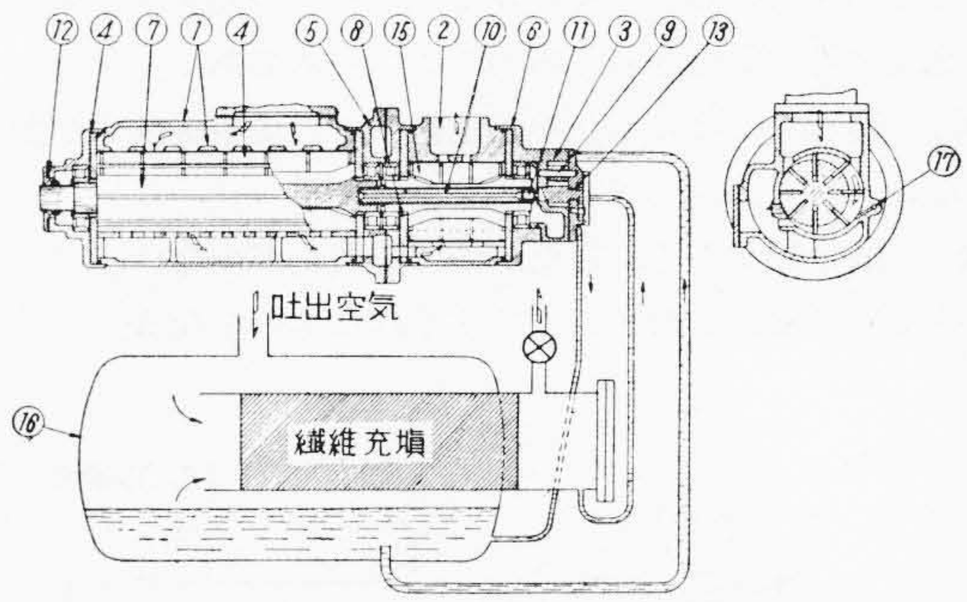
第1図（a）（b）は従来の多翼型回転圧縮機と油冷式圧縮機の断面図を示す。従来型はロータに多条の溝を設け，この溝に薄い鋼板製の羽根を装入したもので，羽根の遠心力を両端のフロートリングで受け，さらにこのリングに多数の小孔と小羽根とを設けて，リング内外の空気圧力を平衡させる構造となつている。またシリンダは水冷却を行うとともに，注油器により各部に滴下給油をする。これに対し油冷式は，軸と一体のロータに比較的厚い少数の合成樹脂製の羽根を装入し，シリンダ内壁を摺動させる。他方ロータに直結したギャーポンプによりシリンダ内に潤滑油を強制注入して，潤滑，冷却ならびに空気の漏洩防止を計つている。

第2図は容量 9 m³/min の油冷式回転圧縮機の本体および空気槽の排列を示す。本体は低圧シリンダ①，高圧シリンダ②ならびにギャーポンプケース③がハウジング



第1図　従来型との回転圧縮機と油冷式回転圧縮機の断面図

Fig. 1. Sections of Oil Cooled Type and Old Type Rolary Compressors
(a) Old Type (b) Oil Cooled Type



第2図　9 m³/min 回転圧縮機の構造

Fig. 2. Conslruction of 9 m³/min Rotary Compressor

④⑤⑥とともに一軸上に配置されている。低圧ロータ⑦と高圧ロータ⑧，および高圧ロータ⑧とギャーポンプ⑨とはそれぞれスプライン⑩，⑪を介して駆動される。ロータはコロ軸受によりハウジングに支持され，低圧側駆動軸の貫通部にはメカニカルシール⑫が装着されている。低圧シリンダより吐出された空気は，シリンダ外周

* 日立製作所川崎工場

の空間を軸方向に通つて高圧シリンダに吸込まれる。また空気槽⑯の底に溜つた油は，ギャーポンプ⑨によつて本体とは別個に設けたオイルクーラを経たのち，

(1)　低圧高圧両ロータの外側面

(2)　中空の高圧ロータの中を貫通するスプライン軸の間隙を通つて両ロータの内側面

(3)　シリンダに設けた油噴射孔⑰より直接シリンダ内部

にそれぞれ注入される。シリンダ内に注入された油は圧縮空気とともに空気槽内に吐出されるが，比較的大きな油の粒子は落下して空気槽の底に溜り，細かい粒子は気流に乗つて内筒に導かれ，内部の羊毛繊維によつて分離される。分離された油は内筒の出口端に集まるが，これを排油ポンプ⑬によりふたたび空気槽にもどすようになつている。

以上のべたような構造と作動原理からみて本機の特長として下記の諸点をあげることができる。

(a)　往復動部分がなく振動がない。弁，フロートリングなどの故障の起りやすい部分がないので羽根の耐久性のゆるすかぎり高速回転ができる。

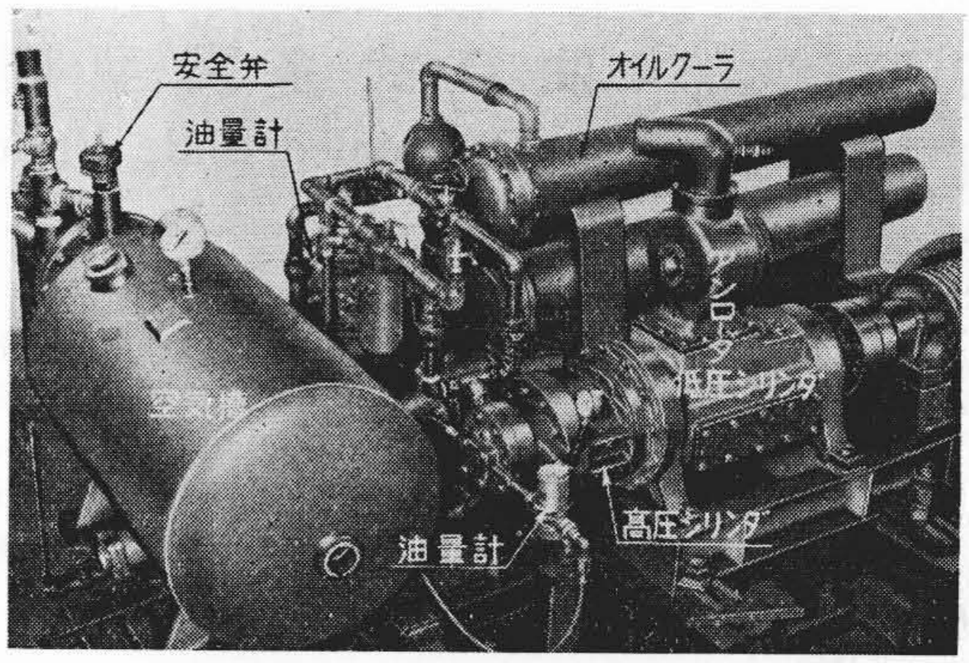
(b)　構造が簡単で各部はすべて一軸上に直結されており，分解組立が容易で，間隙の調整などが不要である

(c)　シリンダの冷却が均一に行われ，吐出空気の温度が低い。従来の圧縮機では7kg/cm² で140°～150°が普通であるが本機は90°～100°C 以下である。これは本機では圧縮熱および摩擦熱を一旦油にて奪い，この油を冷却する方式をとり，オイルクーラの効率が空気を直接冷却する場合にくらべてよいためである。

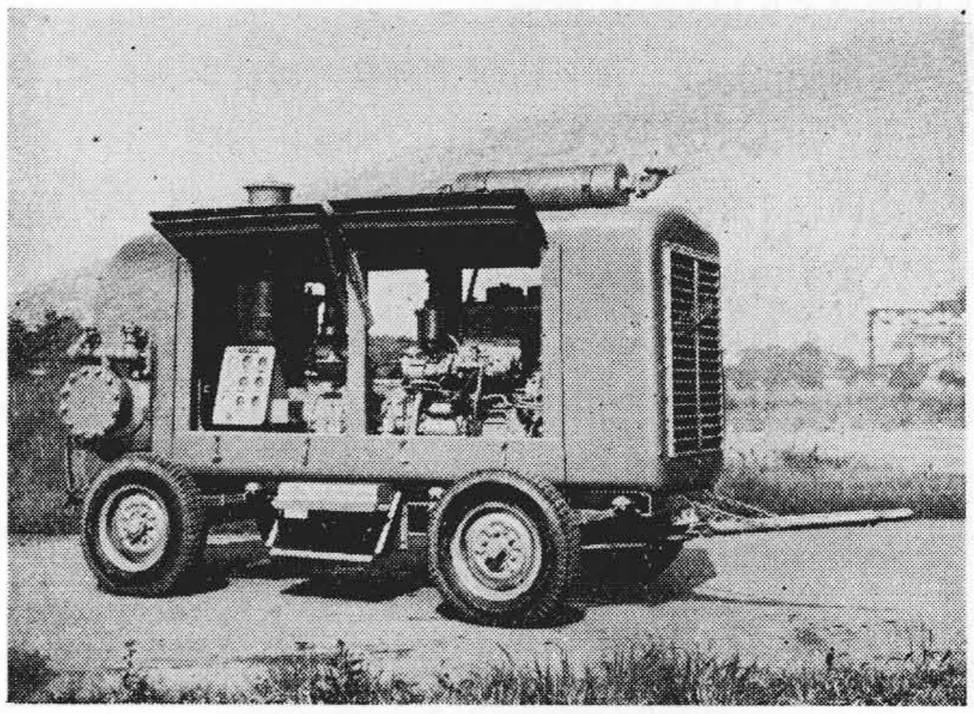
(d)　連続的に冷却しながら圧縮するので空気馬力が少ない。

(e)　油分離がよく，したがつて消費量が少ない。

ゆえに可搬式圧縮機としてすぐれたものとなる。

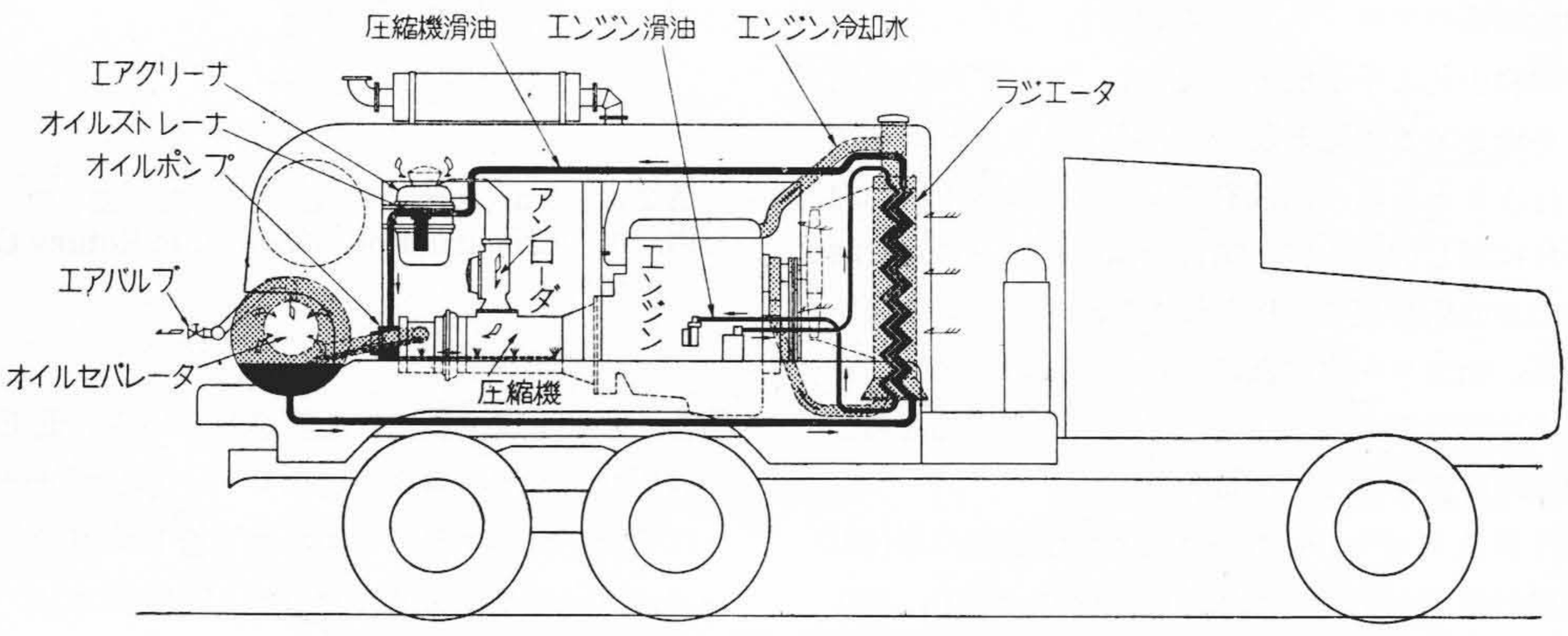


第3図　9 m³/min　回転圧縮機の本体外観図
Fig. 3.　9 m³/min Rotary Compressor on Testing Bed



第4図　9 m³/min　可搬式回転圧縮機
Fig. 4.　9 m³/min Portable Rotary Compressor

第3図は本機を電動機にてVベルト駆動するように設置し性能試験を行つているところ，第4図は，台車に搭載して可搬式とした場合の写真である。第5図はこの可搬式圧縮機の空気ならびに潤滑油の系統図で，本体は民生ジーゼル工業株式会社製の4気筒2サイクル90HPの



第5図　エンジン直結の 9 m³/min 可搬式回転圧縮機の空気ならびに油系統図
Fig. 5.　Air and Oil Systems of Engine Driven Portable Rotary Compressor

第1表　9 m³/min 回転圧縮機の仕様
Table. 1. Specifications of 9 m³/min Rotary Compressor

型式	圧力 (kg/cm²)	ピストン押のけ量 (m³/min)	回転数 (rpm)	軸馬力 (HP)	ギヤーポンプ容量 (l/min)	本体重量 (空気槽,クーラ除) (kg)
MDO-RHC	7 (2段)	9.5	1,800	84	72	約 320

エンジンにギヤーカップリングを介して直結し，オイルセパレータを内蔵した空気槽を本体の後部に，圧縮機の潤滑油用クーラはエンジン用オイルクーラと並列にエンジンの前面に設けてあり，冷却ファンによつて強制冷却される。なお本機の容量制御は，使用空気量100%より60%まではエンジンの燃料を絞つて，回転数を1,800 rpmより約1,100 rpmまで速度制御を行い，60%より0までは約800 rpmまでの速度制御と吸気閉塞のアンローダを併用する方式を採用しており，空気槽圧力に応じて無段階に自動制御することができる。なお日立標準仕様には7 m³/min, 9 m³/min, 14 m³/min がある。

〔III〕 動力損失と空気漏洩に関する考察

(1) 動力損失の計算

多翼型回転圧縮機の動力損失の計算はフロートリングのある従来型に関しては二三の文献[(1)(2)]があるが油冷式に関してはないのでつぎのような計算を行つてみた。

第6図(c)に示すごとく1枚の羽根に作用する力は，遠心力 F_r，半径方向の慣性力 F_i，コリオリの力 F_c，空気圧力差による力 P，溝内の圧力による力 P_r，および各点の反力 R_{1A}, R_{1B}, R_2 と摩擦力が考えられる。第6図(a)に示す記号を用いて，

$$\rho^2-2e\rho\cos\varphi-e^2-R^2=0 \quad\cdots\cdots(1)$$

$$\rho=e\cos\varphi+\sqrt{R^2-e^2\sin^2\varphi} \quad\cdots\cdots(2)$$

$e/R\ll 1$ なるゆえ，近似的に

$$\rho=R+e\cos\varphi \quad\cdots\cdots(3)$$

しかるとき羽根の先端の摺動速度は

$$v_t=\rho\omega=(R+e\cos\varphi)\omega \quad\cdots\cdots(4)$$

半径方向の速度は　$v_r=\dfrac{d\rho}{dt}=-e\omega\sin\varphi$ ...(5)

また

半径方向の加速度は　$\dfrac{d^2\rho}{dt^2}=-e\omega^2\cos\varphi$ .....(6)

上式より F_r, F_i, F_c を求めることができる。

つぎに圧縮行程中の羽根室圧力 p と羽根室容積 v との間に　$pv^k=$一定.....(7)

が成立するものとし，軸方向の単位長さについて考えると，圧縮はじめの羽根室容積は $v_0\fallingdotseq 2Re\beta$ であり，任意の回転角 φ の位置にその中心をもつ羽根室容積は $v\fallingdotseq\frac{1}{2}\{\rho^2-(R-e)^2\}\beta$ であらわされるから，(7)式より φ に対する p を算出することができる。(しかしながらこの近似計算から求めた p は，正確な計算から求めた p よりも低くなる。)

羽根の溝底の圧力を無視すれば，羽根の釣合条件から

半径方向は　$R_2=F_r+F_i+\mu_1(R_{1A}+R_{1B})$.....(8)

回転方向は　$R_{1A}-R_{1B}=P-F_c+\mu_2R_2$.....(9)

A 点の周りのモーメントは

$$R_{1B}(b-h)-F_c\left(\frac{b}{2}-h\right)=\frac{Ph}{2}+\mu_2R_2h \quad\cdots\cdots(10)$$

(8)(9)(10)式より

$$R_{1A}=\frac{\mu_2b(F_r+F_i)+\left(b-\frac{A}{2}\right)P-\frac{b}{2}(B-h)F_c}{D} \quad\cdots(11)$$

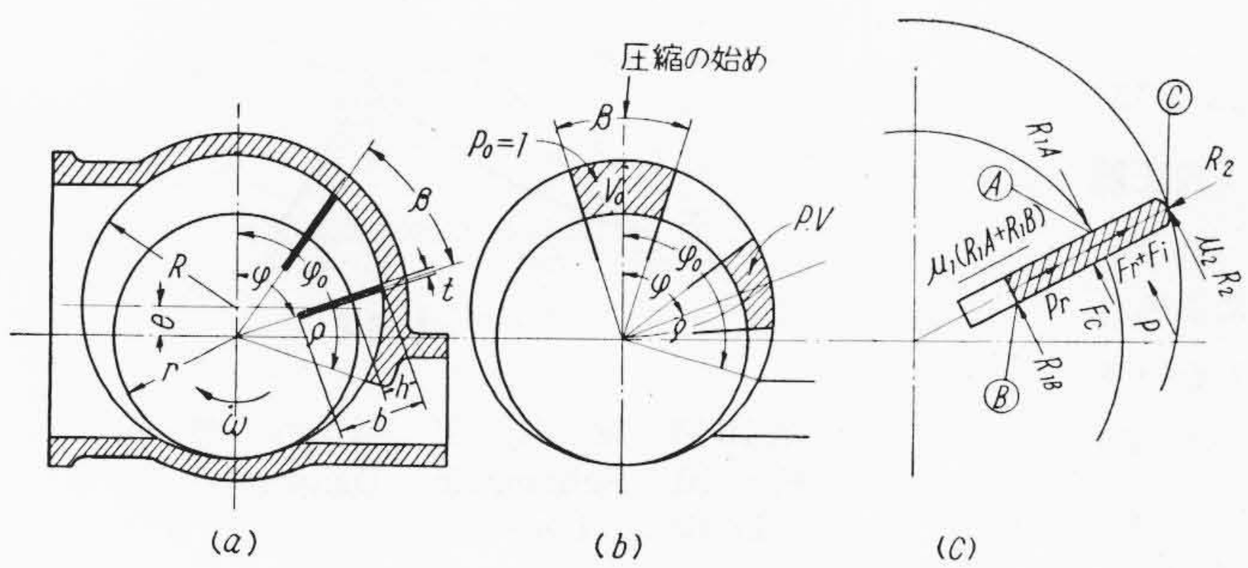
$$R_{1B}=\frac{\mu_2h(F_r+F_i)+\frac{h}{2}AP+\left(\frac{b}{2}B-h\right)F_c}{D} \quad\cdots\cdots(12)$$

$$R_2=\frac{(b-h)(F_r+F_i)+\mu_1bP-\mu_1hF_c}{D} \quad\cdots\cdots(13)$$

となる。ただし　$A=1+\mu_1\mu_2$,　$B=1-\mu_1\mu_2$,　$D=b-h-\mu_1\mu_2(b+h)$。　以上は $0<\varphi<\pi$ において成立するが，$\pi<\varphi<2\pi$ の間では $P\fallingdotseq 0$ とおき，μ_1 の符号を負一にすればよい。

軸方向の長さが l なる z 枚の羽根が角速度 ω で回転する際の動力損失は，

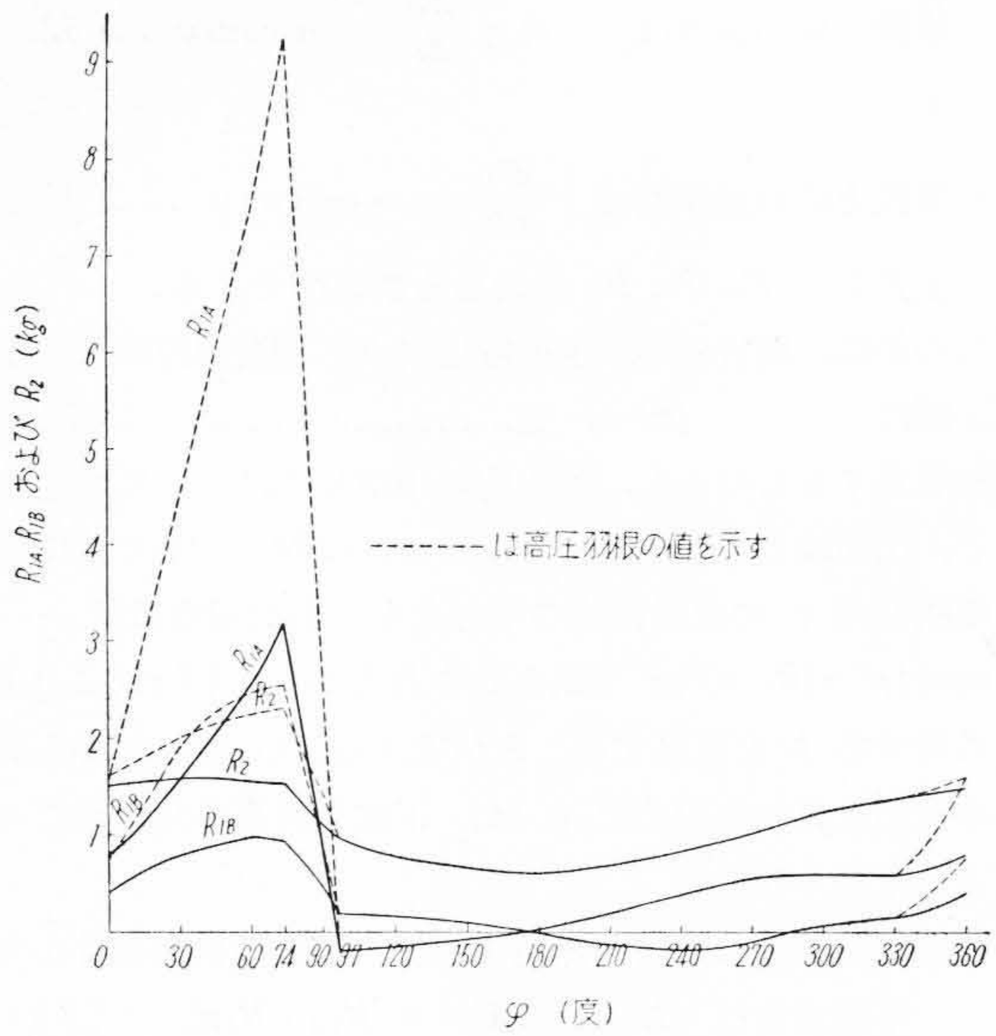
羽根とシリンダとの間では



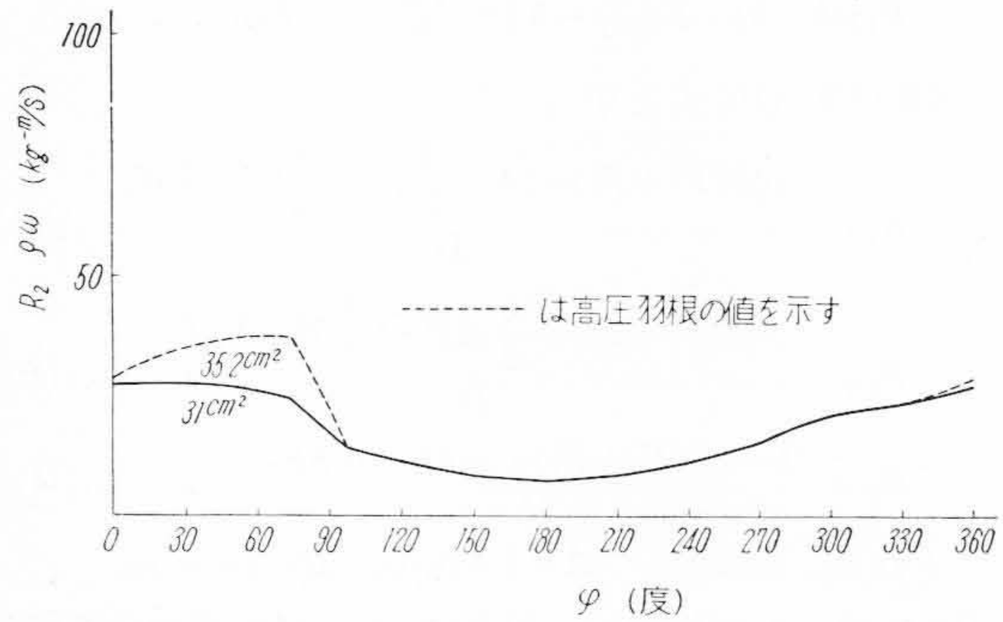
第6図　記号説明図
Fig. 6. Notations

第2表　動力損失
Table. 2. Power Losses

	低圧段	高圧段
羽根とシリンダとの間 (LtHP)	8.3	3.5
羽根と溝との間 (LrHP)	0.9	0.75
理論風量 (9.5 m³/min) に対する空気馬力 (HP)	25	25
各段断熱効率 (%)	73	85.5
全段断熱効率 (%)	77.5	



第7図　羽根に作用する反力（軸方向 1cm 当り）
Fig. 7. Reactions Acted on Slide Vanes



第8図　羽根とシリンダとの間の摩擦損失（軸方向 1cm 当り）
Fig. 8. Calculated Friction Losses between Cylinder and Vanes

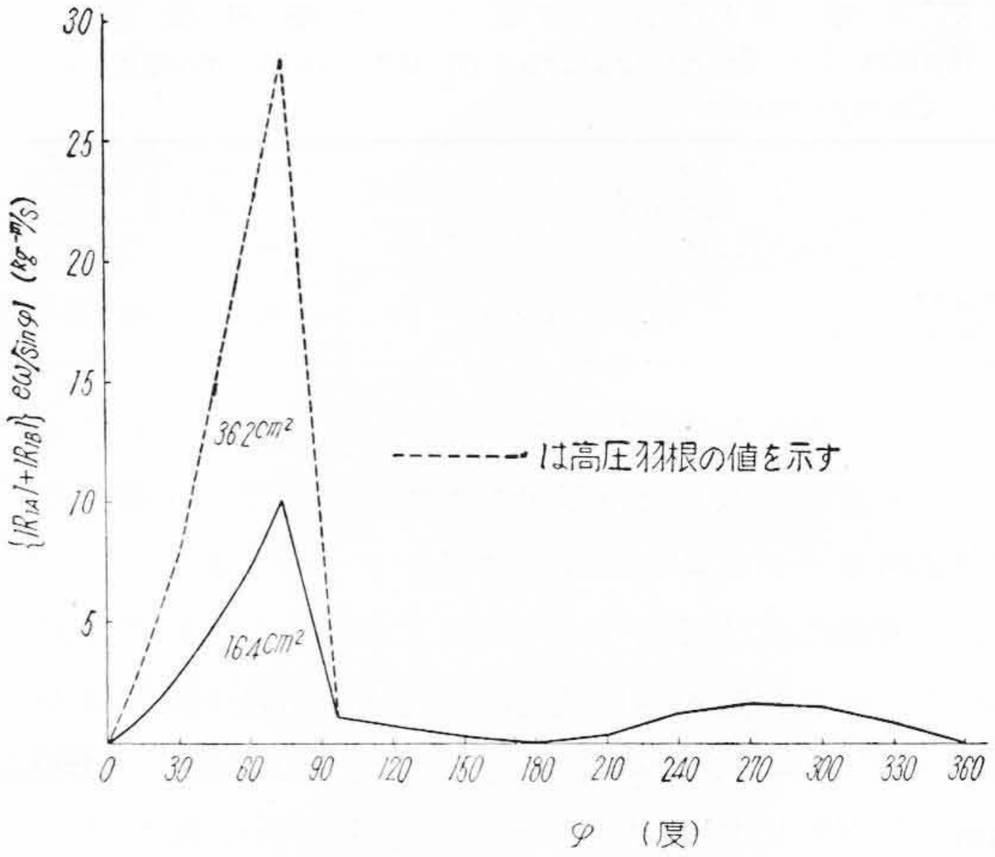
$$L_t=\frac{\mu_2 zl}{2\pi}\int_0^{2\pi}\omega R_2\rho d\varphi=\frac{\mu_2 zl}{2\pi}\int_0^{2\pi}\omega R_2(R+e\cos\varphi)d\varphi \quad \cdots\cdots\cdots(14)$$

羽根と溝との間では

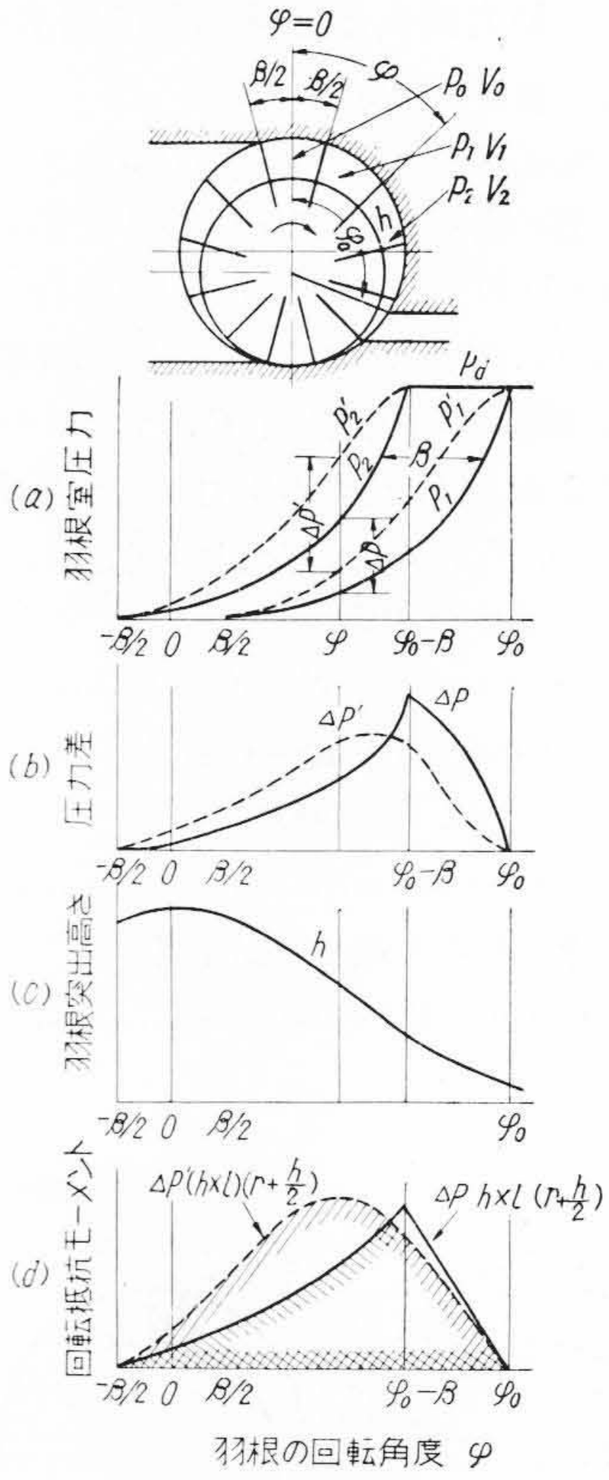
$$L_r=\frac{\mu_1 zl}{2\pi}\int_0^{2\pi}\omega\{|R_{1A}|+|R_{1B}|\}e|\sin\varphi|d\varphi \cdots\cdots\cdots\cdots(15)$$

これらの式を用いて前述した 9 m³/min 機の1段圧縮および2段圧縮について計算を行つた。ただし μ_1, μ_2 の値はあらかじめ実験した結果 0.08～0.12 の間にあることがわかつたので，本計算には $\mu_1=\mu_2=0.1$ とした。また圧力の変化は羽根室容積の変化を正確に算出して(7)式から求めた。第7図は回転角 φ を横軸にとつて画いた R_{1A}, R_{1B} および R_2 の値（いずれも軸方向 1cm 当り）を示す。

また第8図および第9図はそれぞれ (14), (15) 式の被積分函数を φ についてあらわしたものである。これらの図から全段および各段の損失および効率を計算すると第



第9図　羽根と溝との間の摩擦損失（軸方向 1cm 当り）
Fig. 9. Calculated Friction Losses between Rotor and Vanes



第10図　漏洩損失の機構
Fig. 10. Schematic Diagrams of Leakage Loss

2 表のようになる。

以上の計算は，羽根室間の空気漏洩はないものとし，かつ吸入損失やギャーポンプ，軸受などの損失を無視した理想的な効率である。したがつて実際の効率はこれよりも低くなる。

（2） 空気漏洩が性能におよぼす機構[2][3]

第10図（a）に示すように空気漏洩のない理想的な場合の羽根の前後室の圧力曲線を実線 p で示すと，漏洩がある場合には，圧力曲線が点線 p' のごとくになる。そこで回転角 φ に対応する羽根の前後室の圧力差曲線は第10図（b）に示すように，漏洩のある場合は $\Delta p'$ 曲線となり，Δp 曲線よりも左方にずれる。他方羽根の突出高さを示す h 曲線は第10図（c）のように左方が高くなつている。ロータの回転に対する抵抗モーメント $\Delta p' h l\left(r+\frac{h}{2}\right)$ は第10図（d）に示すごとく $\Delta p h l\left\{r+\frac{h}{2}\right\}$ よりもいちじるしく大きくなる。これは回転圧縮機が往復圧縮機と本質的に異なる点で，往復圧縮機では圧縮行程中に漏洩があると，ピストン面に加わる回転抵抗力は減少するが回転圧縮機では，羽根室間の漏洩があるとますます回転抵抗が増加する。

〔IV〕 9m³/min 機の性能

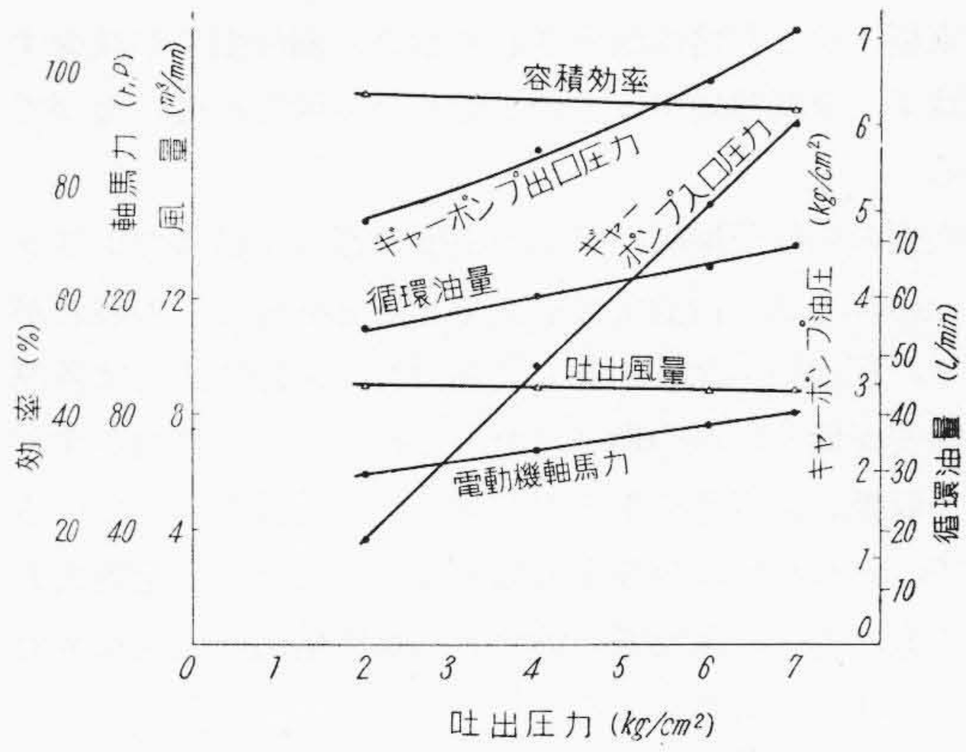
第3図の配置にて本機を運転し，水冷式のオイルクーラを使用して，1,800rpm における性能試験を行つた。その結果を第11図に示す。

第11図にみるごとくギャーポンプの循環油量は，圧縮機の吐出圧力の低下にともない減少している。これは同図に示すごとく，ポンプの入口圧力と出口圧力との差圧が増加しているためである。

〔V〕 耐久性について

油冷式回転圧縮機は上述したように合成樹脂製の羽根を使用しており，シリンダ内面やロータの側面などの磨耗および損傷はきわめてすくないが，保守点検の頻度は羽根の耐久度によつて左右されるものであり，羽根の材質と処理技術は本型式の回転圧縮機メーカがしもつとも苦心しているところである。さいわい日立製作所においては合成樹脂製造ならびに研究部門をもつているので，密接な協同研究の結果，日立スランドライト積層板を使用し，これに特殊な熱処理を施すことによつて，収縮量および磨耗量を従来のベークライ板の約 1/3 に減らすことに成功し，米国 Ingersoll Rand 社製の同型式回転圧縮機にくらべてまさるとも劣らない耐久性をもつている[4]。

また従来型の回転圧縮機は潤滑油消費量が多いことが欠点の一つであつたが，油冷式では高性能の油分離器の設置により，消費量は少く高速往復圧縮機と同程度である。一例をあげると本機の潤滑油消費量は80時間当り約



第11図　9 m³/min 回転圧縮機の性能曲線
Fig. 11. Performance Curves of 9 m³/min Rotary Compressor

5 l で，従来型の 15～20 %にすぎない。

〔VI〕 可搬式圧縮機としての好適性

可搬式圧縮機用には小型軽量で操作の容易な圧縮機が好ましいが，油冷式回転圧縮機はこの目的に最適なものである。すなわち，高速で容積効率が高いので，従来この分野を占めていた往復動型に比し重量容積ともに 20～30% 減となり，たとえば 9 m³/min の回転型は容量 6 m³/min の往復動型と重量寸法が同等であつて，トラックに搭載することも可能となつている。

また〔II〕項に掲げたごとく構造が簡単で部品点数が少なく衝撃，振動を受ける部分が無いので磨耗が少なく円滑な運転ができる。このほか回転型は起動の当初は羽根が飛びだしていないから圧縮作用を行わず起動トルクが小さいので，エンジン直結のまま起動ができ，クラッチが不要であることも大きな利点である。

防衛庁納めの 9 m³/min 機は，納入後，酷暑炎天下（30°C～35°C）において連続運転をなし，さらに日本鉱業株式会社の御好意により羽鶴鉱業所において穿孔機，ポニドーザの実用試験を実施し，引続き富士山麓の寒冷式（−2°～−5°C）試験を行つたが，なんら異常はなく，所期の性能を十分に満足するものであることが確かめられた。

〔VII〕 結　　言

以上可搬式圧縮機用油冷式多翼型回転圧縮機の構造ならびに特長について説明し，二三の実験結果と理論計算についてのべた。

今回製作したこの新型回転圧縮機は，可搬式を目標として，小型高速化をはかつたため，羽根に加わる慣性力が大きく摩擦損失も従来の回転型にくらべて大きいことはやむをえないが，他面，その構造上羽根室間の漏洩は

従来型に比し非常に改善されており，漏洩損失が減少する験果，全断熱効率はさほど低くなく60%程度になつている。

従来の回転圧縮機は各部の遊隙の影響が微妙でシリンダの冷却方法，給油条件をあやまると焼付などの恐れがあり，取扱いが比較的厄介であつたが，油冷式では各部の温度が低く，かつ均一にたもたれており，事故がすくなく取扱いが容易であるなどすぐれた特長をもつているので，われわれは今後も可搬式ばかりでなく，定置式としても，さらに高性能の油冷式回転圧縮機の完成に努力をつづけるつもりである。

最後に本機の研究試作ならびに製作にあたり，終始御指導御鞭撻を賜つた防衛庁の関係各位に深甚の謝意を表するしだいである。

参考文献

(1) A Steller: Leistings Verluste in Drehkolben Verdichter z. VDI. Bd. 76 (1932)
(2) Hans Mehrlig: Thermodynamische Grundlagen der Drehkolben Verdichter A.T.Z. 15. Heft, 10. August 1934
(3) 西村　功: 回転圧縮機の指圧線図　日立評論 第27巻第5号
(4) 平部正博: ロータリ型コンプレッサについて 昭和30年度建設機械化研究論文集

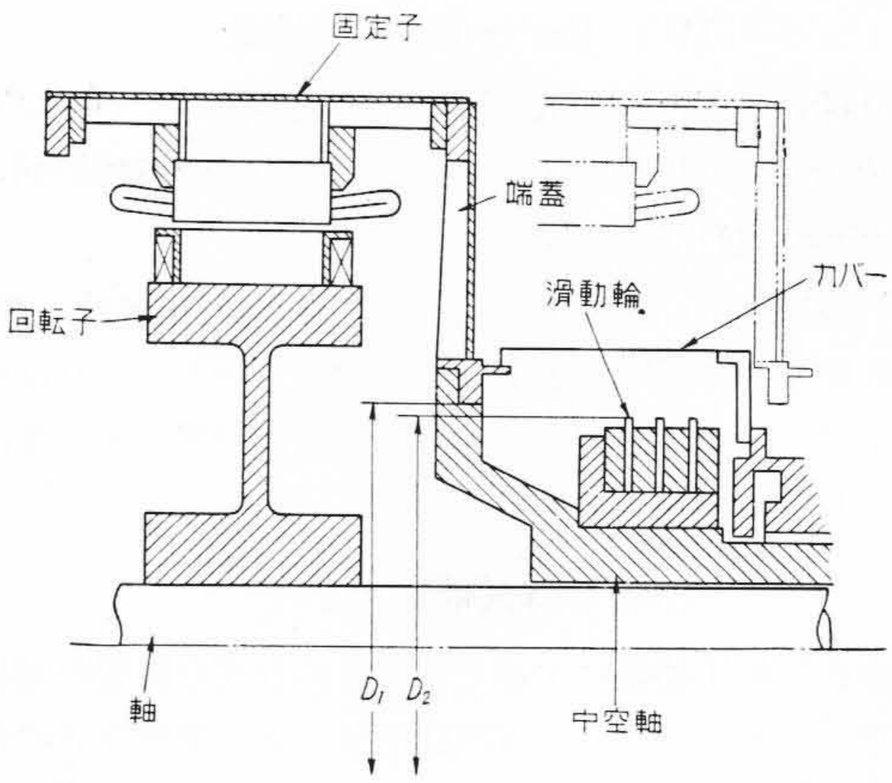
新案の紹介

実用新案 第434075号

高木　正・菅原　忍

超同期電動機

超同期電動機の固定子を図に鎖線で示す位置に移動する場合，従来は滑動輪および端蓋を取外す必要があつた。

この考案は，端蓋の内径 D_1 を滑動輪の外径 D_2 よりも大きくしたことを特徴とするもので，この構造によれば固定子を鎖線位置に移動するさいは，単に滑動輪外部のカバーを除去するのみで，滑動輪を取外す必要なく，端蓋はこれを固定子に取付けたままで固定子の移動ができるから，電動機の点検修理作業をよういに行うことができる。

(滑川)