

# 可搬式多翼型回転圧縮機について

## Portable Rotary Compressor

大 谷 巖\* 宮 下 啓 一\*  
Iwao Otani Keiichi Miyashita

### 内 容 梗 概

可搬式回転圧縮機は、シリンダ内に直接潤滑油を噴射して内部冷却をする方式により、容積効率が高くかつ高速回転が可能で、著しく小型軽量になっており従来の往復動型よりも幾多のすぐれた特長をもっている。筆者らは、容量  $9 \text{ m}^3/\text{min}$  機について連続試験を行い、各種の合成樹脂製羽根の寿命を比較し、また吐出空気中の油量は往復動型と同程度であることなどを確かめた。また、エンジンと直結して自動容量調整をなす場合の利点について考察した。

### 〔I〕 緒 言

多翼型回転圧縮機としては従来より鋼板製の羽根を使用し、羽根に作用する遠心力をフロートリングにて受ける Wizig 型が知られており、日立製作所においても多数製作した経験を有しているが、数年前より<sup>(1)</sup>、合成樹脂製の羽根を使用し、直接シリンダと摺動せしめ、かたわら潤滑油をシリンダ内に豊富に噴射して内部冷却する、いわゆる油冷式圧縮機が登場し、特に可搬式としてその優秀性を認められるに至った。日立製作所においても昭和28年以來、鋭意本型式の回転圧縮機の試作研究を行った結果、優秀な可搬式圧縮機を完成することができた。その標準仕様容量は 7, 9, および  $14 \text{ m}^3/\text{min}$  の三とおりである。筆者らはさきに、油冷式圧縮機の性能および特長について報告<sup>(2)(3)</sup>したが、本文では、可搬式圧縮機としての見地からその構造特長を記し、二、三の研究結果を報告する。

### 〔II〕 従来型と油冷式との比較

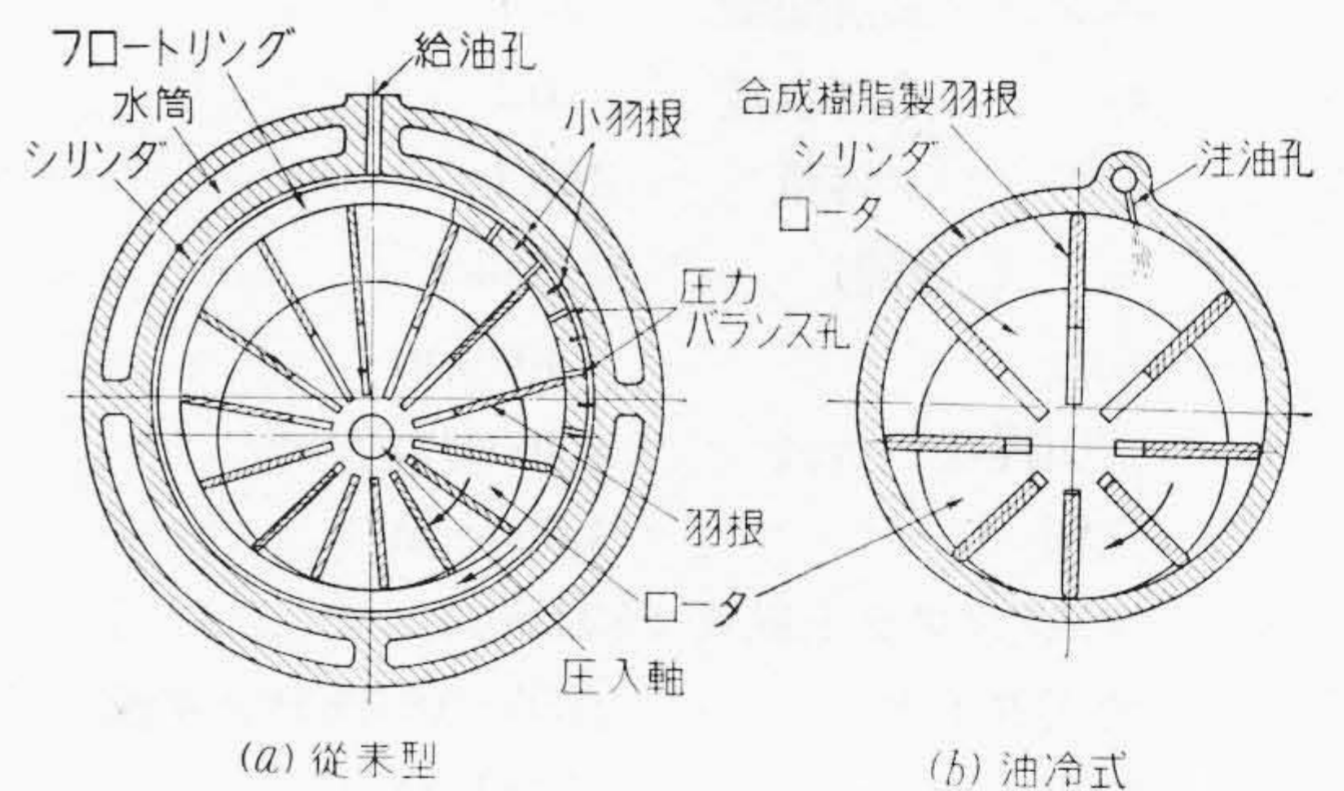
第1図(a), (b)は従来の多翼型回転圧縮機と油冷式圧縮機の断面図を示す。従来型はロータに多条の溝を設け、薄い鋼板製の羽根を装入したもので、羽根の遠心力をフロートリングで受け、さらにこのリングに多数の小孔と小羽根を設けてリング内外の空気圧力を平衡させるもので、シリンダは水冷却をなし注油器により滴下給油をなす。これに対し油冷式は軸と一体のロータに小数の合成樹脂製の羽根を装入し、シリンダと直接摺動させる。他方ロータに直結したギヤポンプによりシリンダ内に潤滑油を注入して潤滑、冷却ならびに漏洩防止を図かるものである。従来型は圧縮ならびに摩擦熱の面から回転速度が制約されるが、油冷式では直接冷却するから、後述のように羽根の耐久性の許す限り高速にすることができる。直接摺動による摩擦損失は従来型より増加するが、他面漏洩損失がはるかに少なくなるのでほぼ相殺される。

\* 日立製作所川崎工場

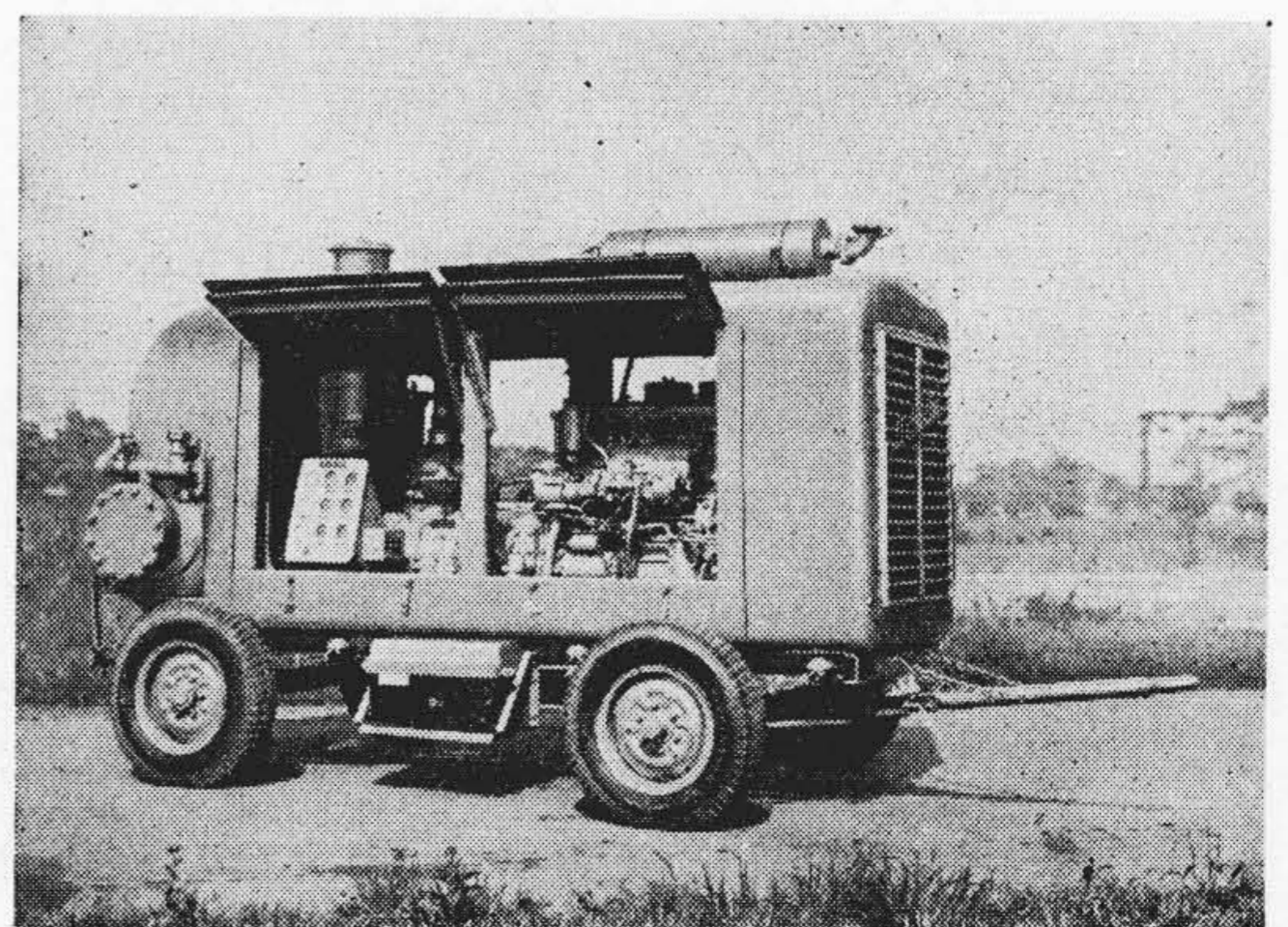
### 〔III〕 可搬式回転圧縮機の構造

#### (1) 全体の概要

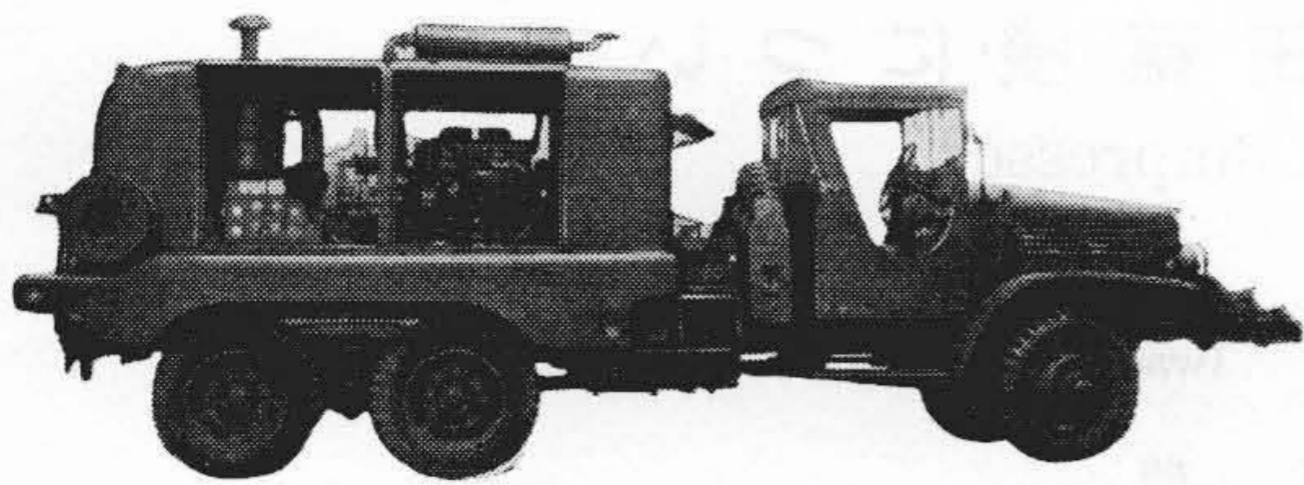
第2図は容量  $9 \text{ m}^3/\text{min}$  の可搬式回転圧縮機の外観を示す。これはトレーラの中央にエンジンと圧縮機を直結して据付け、前部にラジエータ、後部に空気槽兼油分離器、その上に燃料タンクを置き、屋上にはエンジンマフラおよび空気取入口がある。このラジエータは、エンジン冷却水、エンジン潤滑油および圧縮機潤滑油用の各冷却器を組合わせたもので、ファンにて強制冷却される。また燃料タンクは1回の充填にて約10時間の連続運転が可能である。計器盤は圧縮機の側面後部にあり必要な計器類



第1図 従来型と油冷式との比較



第2図  $9 \text{ m}^3/\text{min}$  可搬式回転圧縮機



第3図 トラック搭載の 9 m<sup>3</sup>/min 可搬式回転圧縮機

一切と起動ボタンが一箇所にまとめられているので管理が容易である。全体はボンネットで掩蔽されており両側カバーは二分された構造で配管部分も少なく全体として簡潔にまとまっている。第3図は同じく容量 9 m<sup>3</sup>/min 機をトラックに搭載したものである。往復動型では 6 m<sup>3</sup>/min 位がトラック搭載の限度である<sup>(4)</sup>が、回転型では 9 m<sup>3</sup>/min も可能である。

第2図の構造における仕様は下記のとおりである。

型式	MDO-PCHC
吐出圧力	7kg/cm <sup>2</sup>
吐出容量	9.4m <sup>3</sup> /min (330cfm)
回転数	1,800rpm
最低回転数(無負荷)	700~800rpm
圧縮機潤滑油量	70 l
エンジン潤滑油量	23 l
エンジン冷却水量	20 l
燃料タンク容量	190 l
総重量(全備)	2,900kg
全長	4,400mm
索引桿なし全長	3,400mm
全幅	1,700mm
全高(マフラ上縁まで)	2,250mm
使用タイヤ	6.50×16×8P×4輪
使用エンジン	民生UD-4
	2サイクル水冷式直接噴射式 ジーゼルエンジン
シリンダ数	4
総排気量	4.94 l
最大出力	150HP/2,000 rpm
燃料消費率	190g/HP/h (1,200rpm)
乾燥重量	590 kg

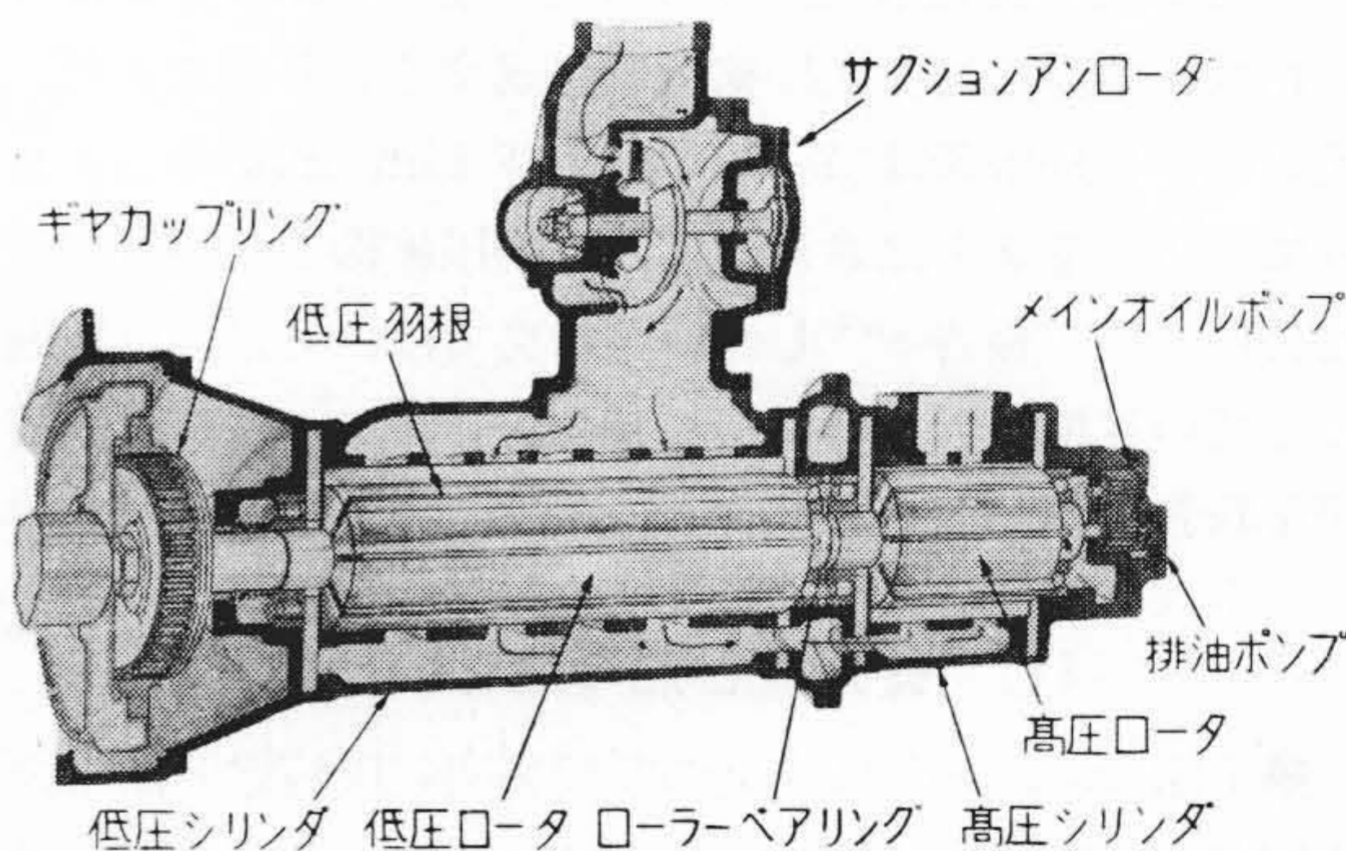
(2) 圧縮機本体

第4図は 9 m<sup>3</sup>/min 機の本体を示す。低圧シリンダ, 高圧シリンダ, メインオイルポンプおよび排油ポンプがすべて一軸上に配置され低圧側軸端に設けたギヤカップリングによりエンジンに直結される。これら全部品はインローにて組立てられシリンダとシリンダカバーなどはOリングにより気密を保っており, ロータとシリンダ

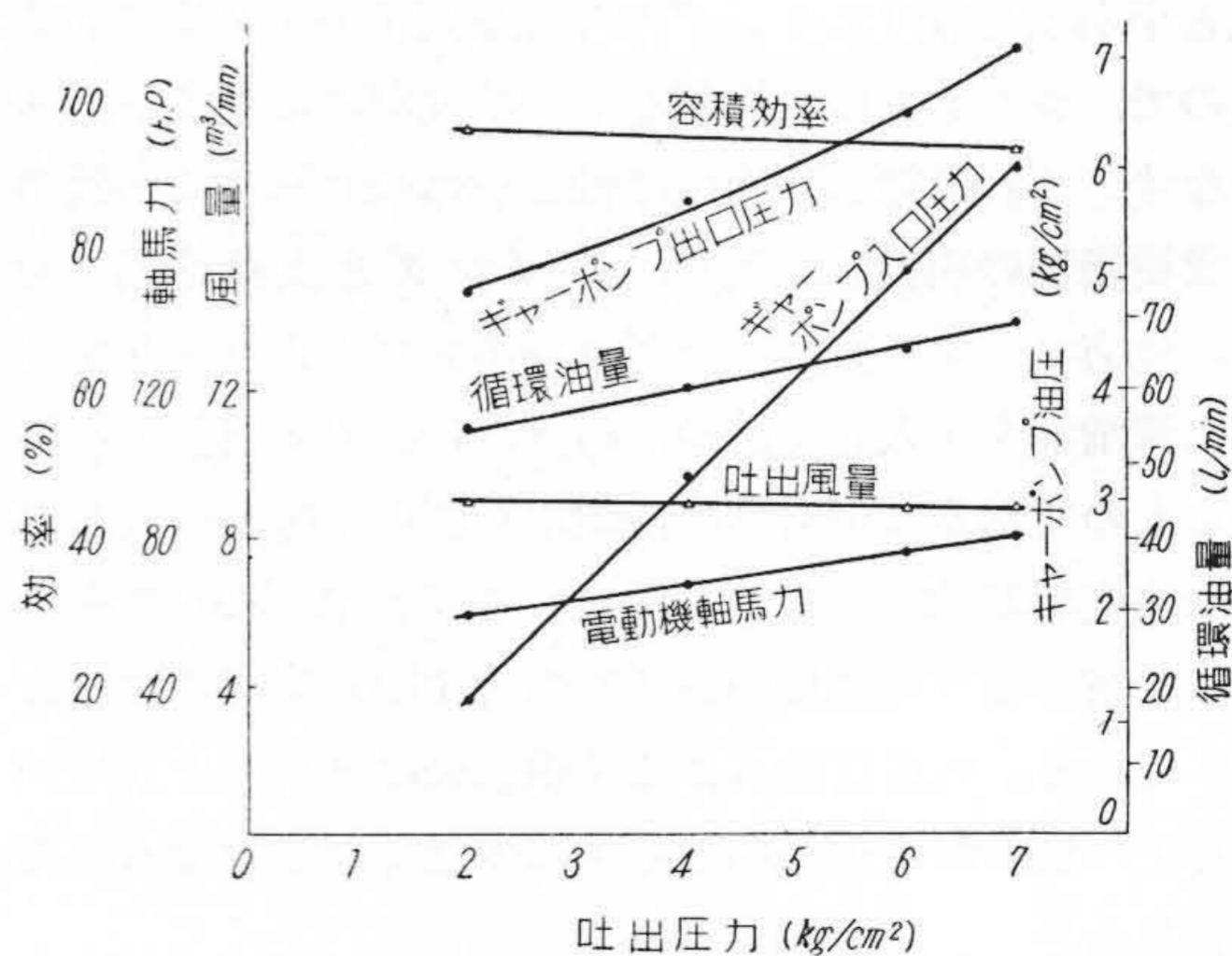
との側面遊隙はおのずからきまるので調整の必要はない。低圧高圧ロータは外径が同一でスプラインシャフトによつて連結され, 相互間を側板にて隔てられた構造であるから外観は1個のシリンダ状をしている。ロータは鍛造品で両端を円筒コロ軸受にて支持され, 各8条の溝を有し, 合成樹脂積層板より削成した羽根が装入してある。第5図は本機を電動機に直結して試験せる性能曲線である。容積効率がきわめて高く吐出圧力 7kg/cm<sup>2</sup>において 94%以上に達している。

(3) 冷却および潤滑

第6図は空気ならびに油の循環系統を示す。空気槽の底の油はエンジン前面のオイルクーラを通つて冷却された後オイルストレーナで濾過され圧縮機のメインオイルポンプへ吸引される。メインオイルポンプよりの圧油は一部は各軸受を通つて側板とロータの間隙より, 一部はシリンダの外側の油道を通りシリンダ内部に向つてあけられた小孔から圧縮途中の空気中に噴射される。いずれも潤滑と同時に圧縮および摩擦による熱を奪つた後, 吐出空気とともに空気槽に送られ, 分離器にて分離される。分離油は排油ポンプによりふたたび空気槽に戻すよ



第4図 9m<sup>3</sup>/min 回転圧縮機の構造



第5図 9m<sup>3</sup>/min 回転圧縮機の性能曲線

うになつている。空気に混入する油量はかなり多量に見えるが、容積比にすれば、約1%程度にすぎず、油の存在による動力の増加は僅少である。しかしながら従来の滴下給油に比較すればきわめて多量の潤滑油を与えているのでこの油が気密保持に大きな役割を果している。

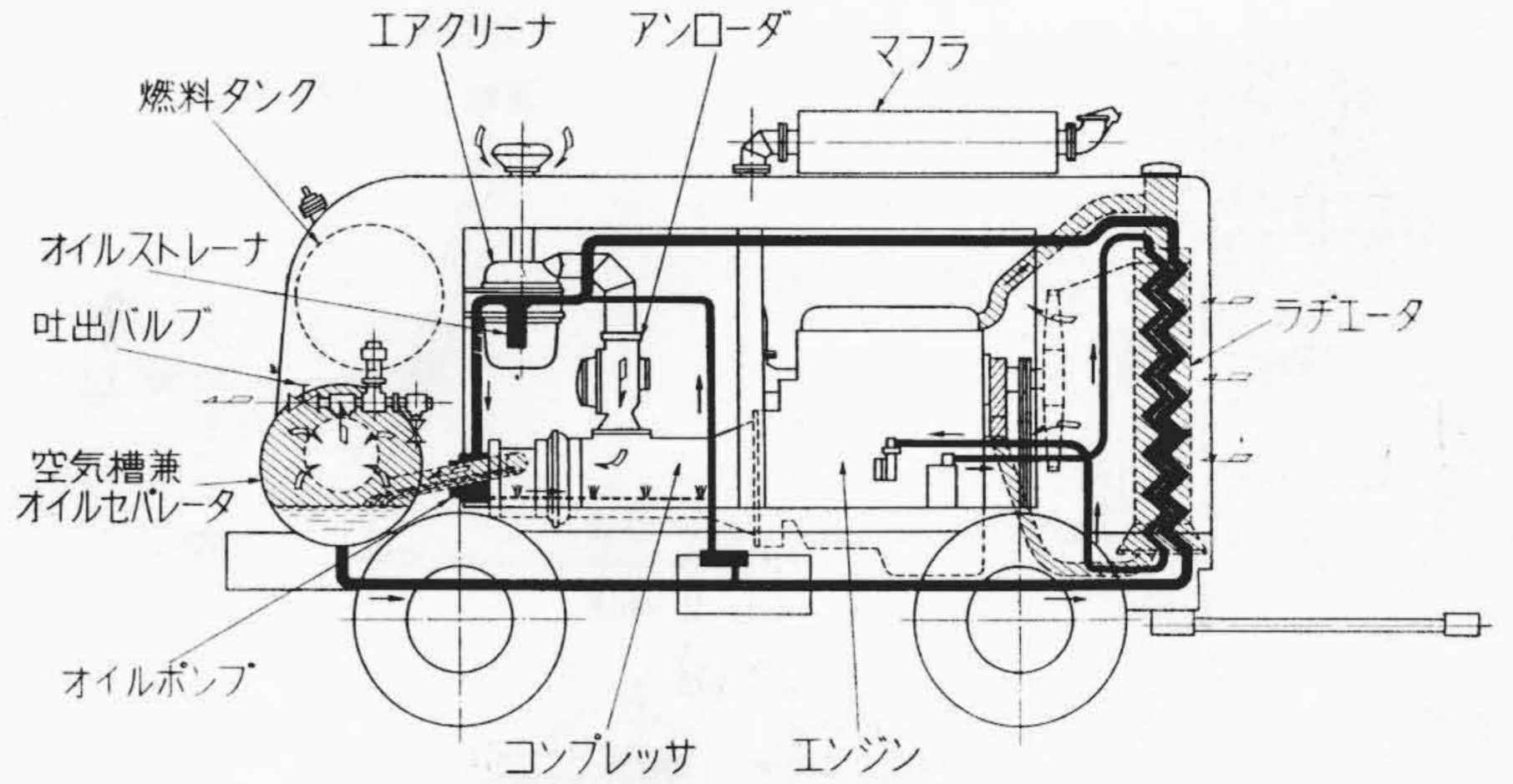
なおオイルクーラと油分離器との中間には、自動的に作動するバイパス装置があつて寒冷時起動の際には、油はオイルクーラを通らずに直接シリンダに行くようになつている。

(4) 油分離器

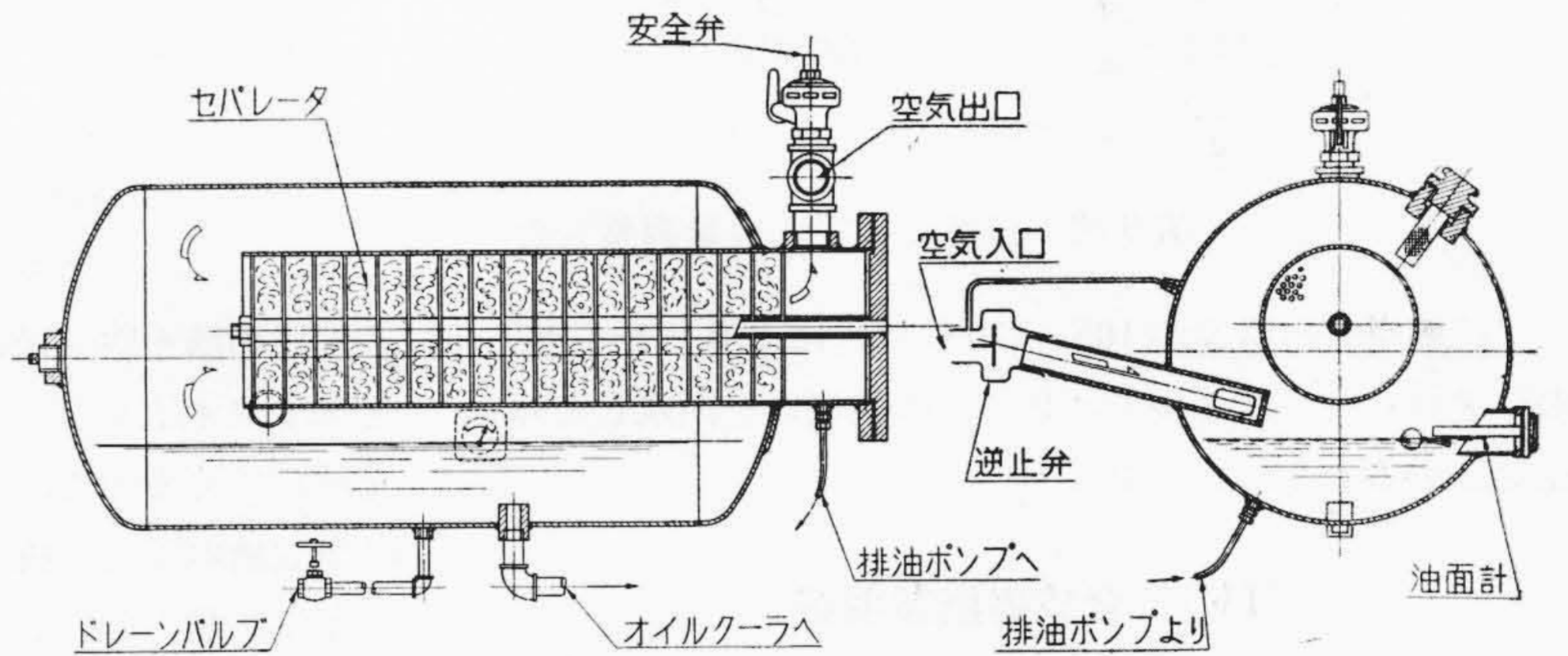
第7図は油分離器兼空気槽を示す。空気とともに吐出された油の大部分は下部に落ち、空気についで進む微細な粒子は内筒に導びかれ多孔板をもつて仕切られた羊毛繊維層に吸収されて落下し、円筒の出口端下方に溜る。英国の圧縮機<sup>(5)</sup>においては、排油ポンプを設けず、排油管を直接2段シリンダの吸入口に連結したのもあるが、実験によると排油管内は油と圧縮空気が交互に流れておるので、排油ポンプを使つて空気槽に戻す方が好ましい。本分離器の分離効率は後述のようにきわめて良好である。

(5) 容量調整装置

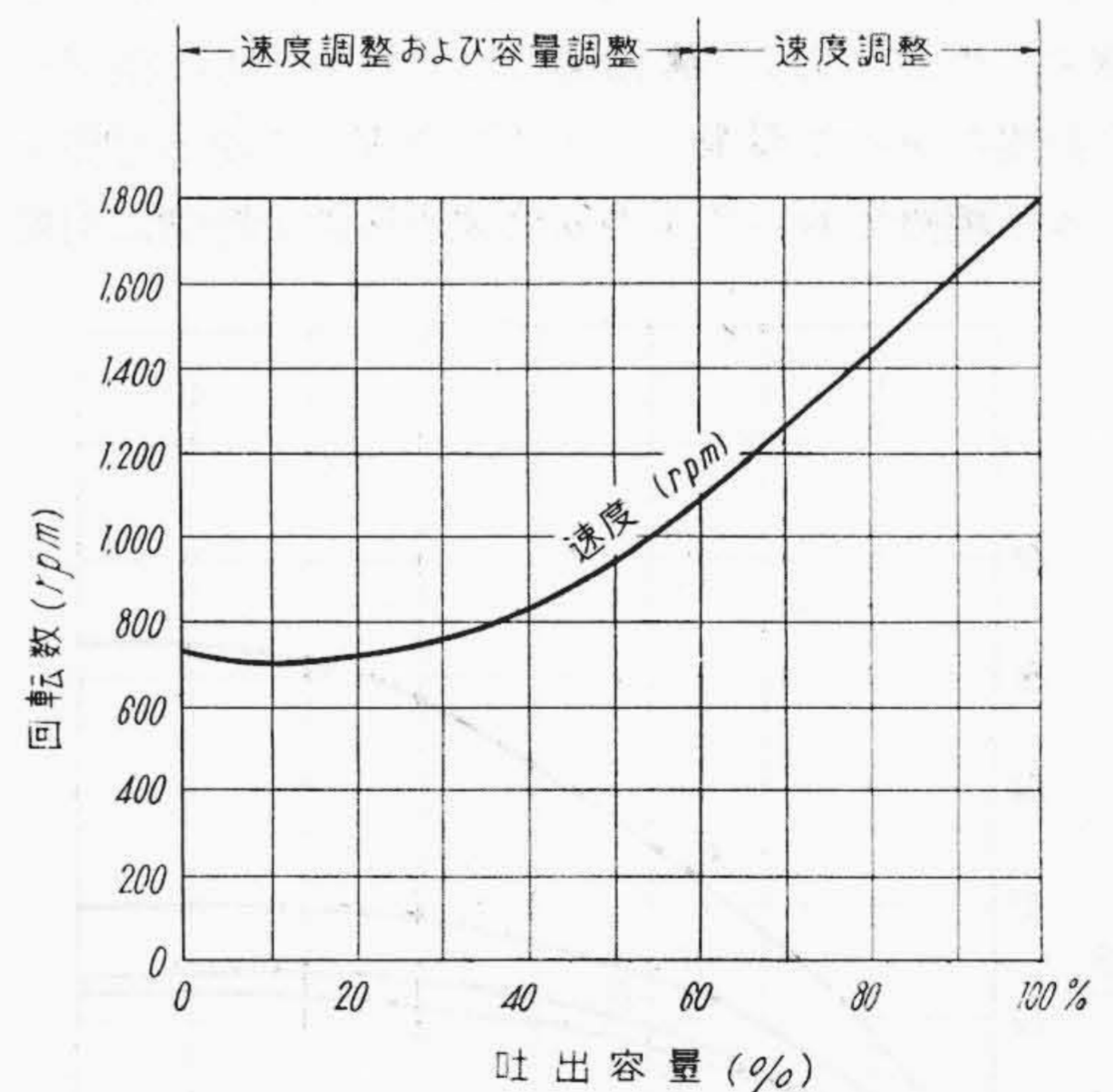
本可搬式圧縮機の容量調整は画期的な特長を有するもので、速度制御と吸気閉塞アンローダが巧妙に組合わされている。すなわち第8図に示すように空気使用量100%より60%まではエンジンの速度を調整し、60%より0%まではエンジン速度の低下と吸気閉塞とを併用するものである。これらの作動は第9図に示す装置により全自動的に行われる。空気槽の圧力は調整弁のA室に導びかれニードルバルブEを通つてB室にいたりさらにサクションアンローダC室に入りノズルで絞られて吸気室に放出される。他方減圧弁を通つて減圧された空気はD室に入り正規運転中はD室の圧力がC室よりも高く吸気弁を開放しているが、空気の使用量が減じ空気槽圧力が規定以上に達すると、A室のダイヤフラムは右方に押されニードル弁が開きB室内の圧力を上昇させるのでレバーが押され、エンジンガバナを低速側に移動せしめる。空気使用量が60%以下になるとC室内の圧力がD室よりも高くなり吸気弁を絞るようになる。空気使用量が0になれば、



第6図 空気ならびに油の系統図



第7図 空気槽兼油分離器断面



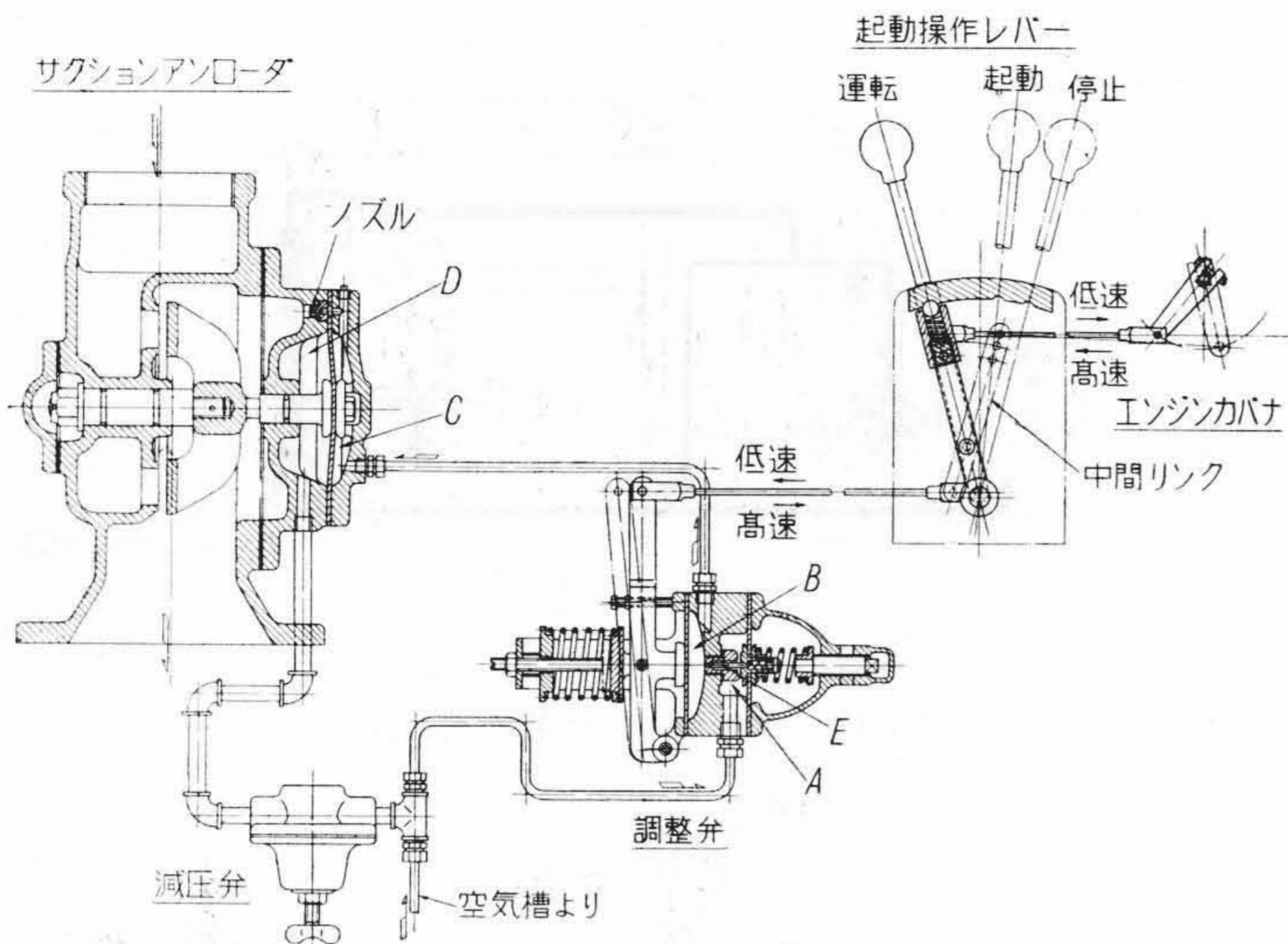
第8図 エンジン速度と圧縮機容量との関係

吸気弁は全閉される。エンジン起動の際は操作ハンドルを右に倒し自動装置を切離し低速で起動する。

(6) 保安装置

本機は異常状態発生の際自動的に停止し事故発生を未然に防止するために

- エンジン水温 90~95°C 以上に上昇したとき
- エンジン油圧 0.5 kg/cm<sup>2</sup> 以下に低下したとき

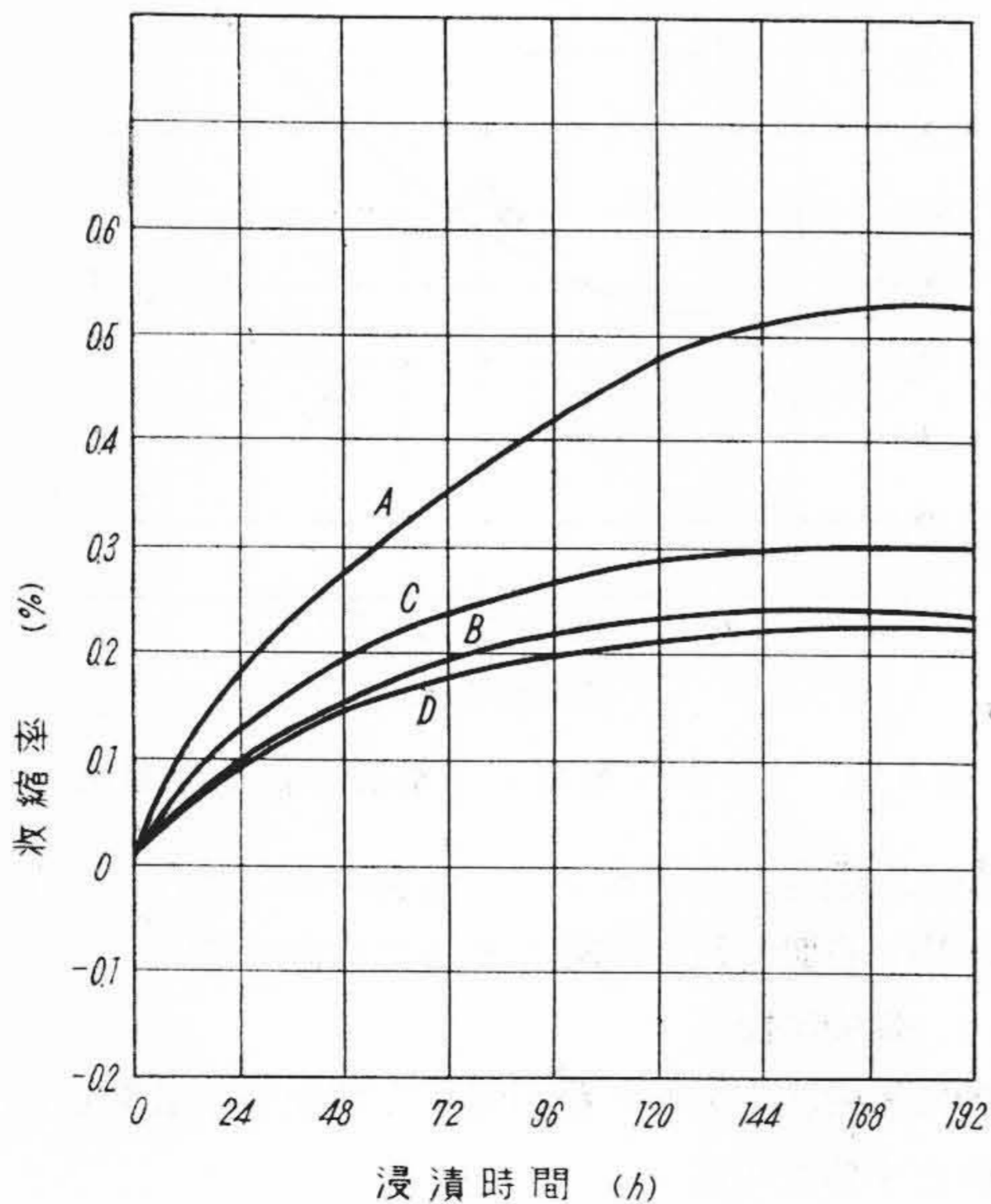


第9図 速度ならびに容量調整装置

圧縮機吐出温度が105~110°C以上に上昇したときのいずれか一つによつてエンジンの吸気口を閉塞して停止せしめるようにしてある。

〔IV〕 合成樹脂製羽根

油冷式回転圧縮機の最大の特長は、シリンダ内面の磨耗を防ぐために従来の鋼板製の羽根の代りに合成樹脂製の羽根を採用したことにあるが、合成樹脂は加熱すると収縮する性質がある。第10図はA B C D 4種の積層板を一定温度の油中に浸漬したときの収縮率の変る有様を示す。本圧縮機においても当初は使用後数十時間に羽根が

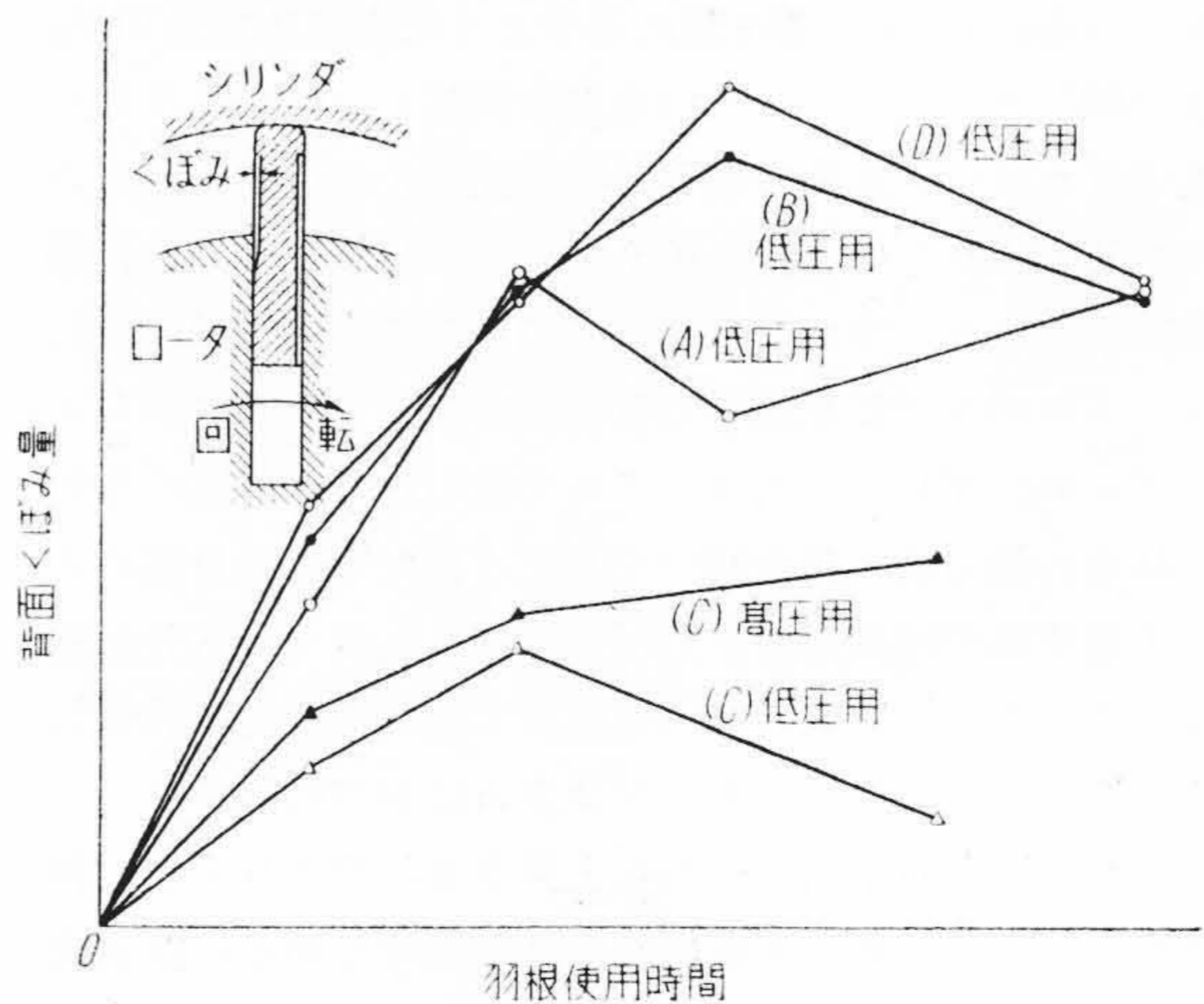


第10図 積層板の熱収縮の一例

収縮ならびに弯曲し吐出風量が減少したが、日立製作所の合成樹脂製造部門との協同研究によつて、適切な熱処理を施すことにより変形収縮を極度に減少し安定した性能をうることができた。

さらに筆者らはこれら4種の積層板より削成した羽根各2枚ずつを9m<sup>3</sup>/min機に装入して1,700~1,800 rpm, 吐出圧力6~7 kg/cm<sup>2</sup>にて連続運転を行つて耐久性を比較した。第11図は運転時間に対する羽根の厚さ方向の最大磨耗量(図に示した背面のくぼみ量)の変化の様態を示す。これからみるとC材料がもつともすぐれていることがわかる。なお羽根の高さ方向の磨耗は500時間後において0.1 mm程度であり寿命に直接影響はなく上記の背面くぼみが一番問題になる。

本圧縮機を空気槽に圧力がかかった状態にて停止するとメインオイルポンプの間隙より圧力油がシリンダ内に充満してくるので、可能なる限りエンジン停止後ただちに空気槽の圧力を抜くことが望ましい。シリンダ内に油が多量に溜つていると、急速起動時に羽根が非圧縮性の油を圧縮するという現象で羽根を破損することが起ることがある、特に低温の場合には危険である。これを防ぐ目的で第7図に示すように、圧縮機の吐出側に設けた逆止弁の前よりバイパス管を空気槽の上部に連結し、エンジン停止の際は、まず逆止弁が閉じ、ついで空気がバイパス管を通つてシリンダ内に逆流して圧力を平衡せしめ油の侵入を抑制するようにしてあるが、次回起動を容易にするには空気槽の圧力を大気圧にすることが望ましいことはもちろんである。筆者らは、将来特に小型のものに起動停止アンロードを採用することも考慮して



第11図 磨耗による羽根背面くぼみ量

第12図に示すような、給油回路遮断装置を案出した。これは圧縮機が運転している間は、内部圧縮による圧力空気をダイヤフラムに受けて給油回路を開いておるが、圧縮機が停止するとシリンダ内の圧力が均一化されるのでダイヤフラムの作用圧力が減じ、スプリングの力で回路を閉じるものである。実験の結果の作動はきわめて良好でその成果が期待される。

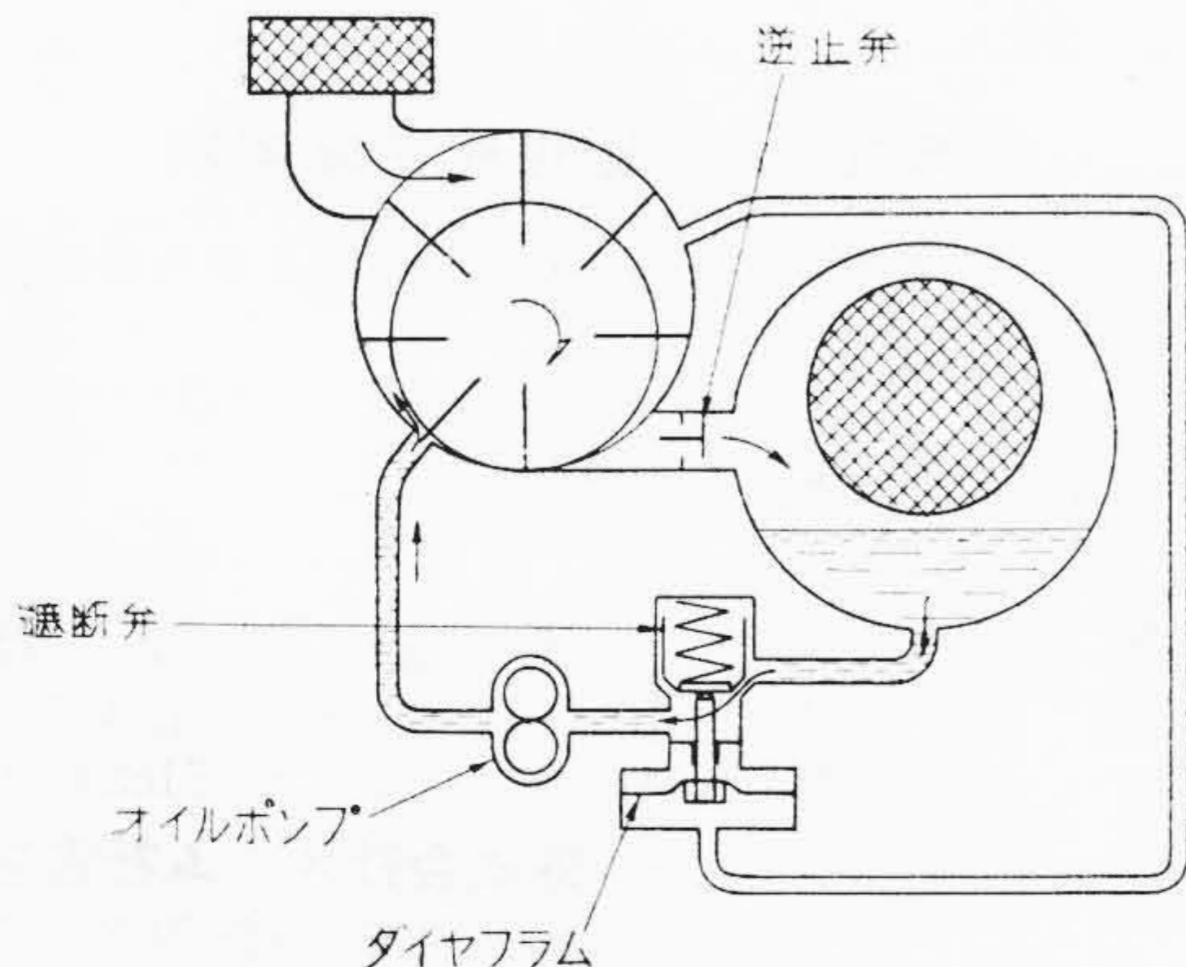
〔V〕 油の消費量ならびに劣化

前述の耐久試験時に、昭和石油 # 140 タービン油を使用して油の消費量および劣化を調査した。まず空気槽の底よりガラス管を引出して油面計を取付け、油面の低下を測定した。第13図は運転時間に対する油面の低下する有様を示す。この曲線の平均勾配と空気槽の寸法より油消費量を計算すると 0.09l/h となり、吸込風量 1m<sup>3</sup> 当り 0.17cc になる。これよりメインオイルポンプの循環油量に対する油分離器の分離効率を計算すると、99.998% となる。また吐出空気当りの油含有量は、従来の回転型の約1/2であり、可搬式往復動型とほぼ同程度であることが知られる。

油の劣化はたえず高温の空気と接触してかき回されているから、かなり激しく、普通のタービン油を使用した今回の試験においては油の粘度が第14図に示すように相当変化しまた酸価は第1表に示すように増加した。通常のタービン、発電機などにおいては酸価の限度は 0.3mg とされているが、本試験では 100 時間にてこの限度をこえている。しかしながら 500 時間以上の連続運転においても機械各部になんらの異常も認められず、性能も安定しているので、本圧縮機用として十分使用に耐えうる。

第1表 潤滑油酸価の測定結果

運転時間(h)	0 (新油)	100	200	300	500
KOH (mg)	0.08	0.40	1.10	2.39	2.85



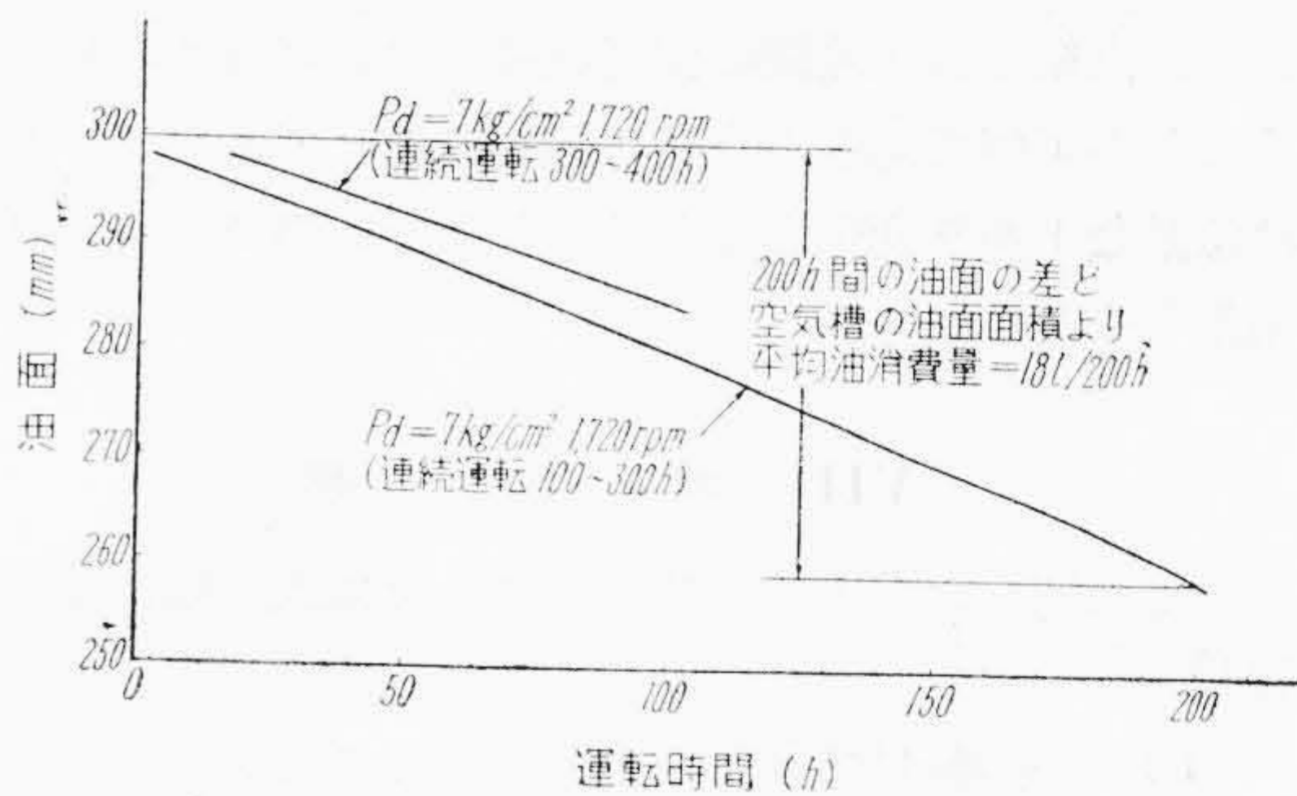
第12図 給油回路遮断装置

もちろん油の劣化は少ない方が望ましいので酸化防止剤の入った適切な油を使用すべきで、この見地から現在の製品にはヘビーマディヤム級を使用している。

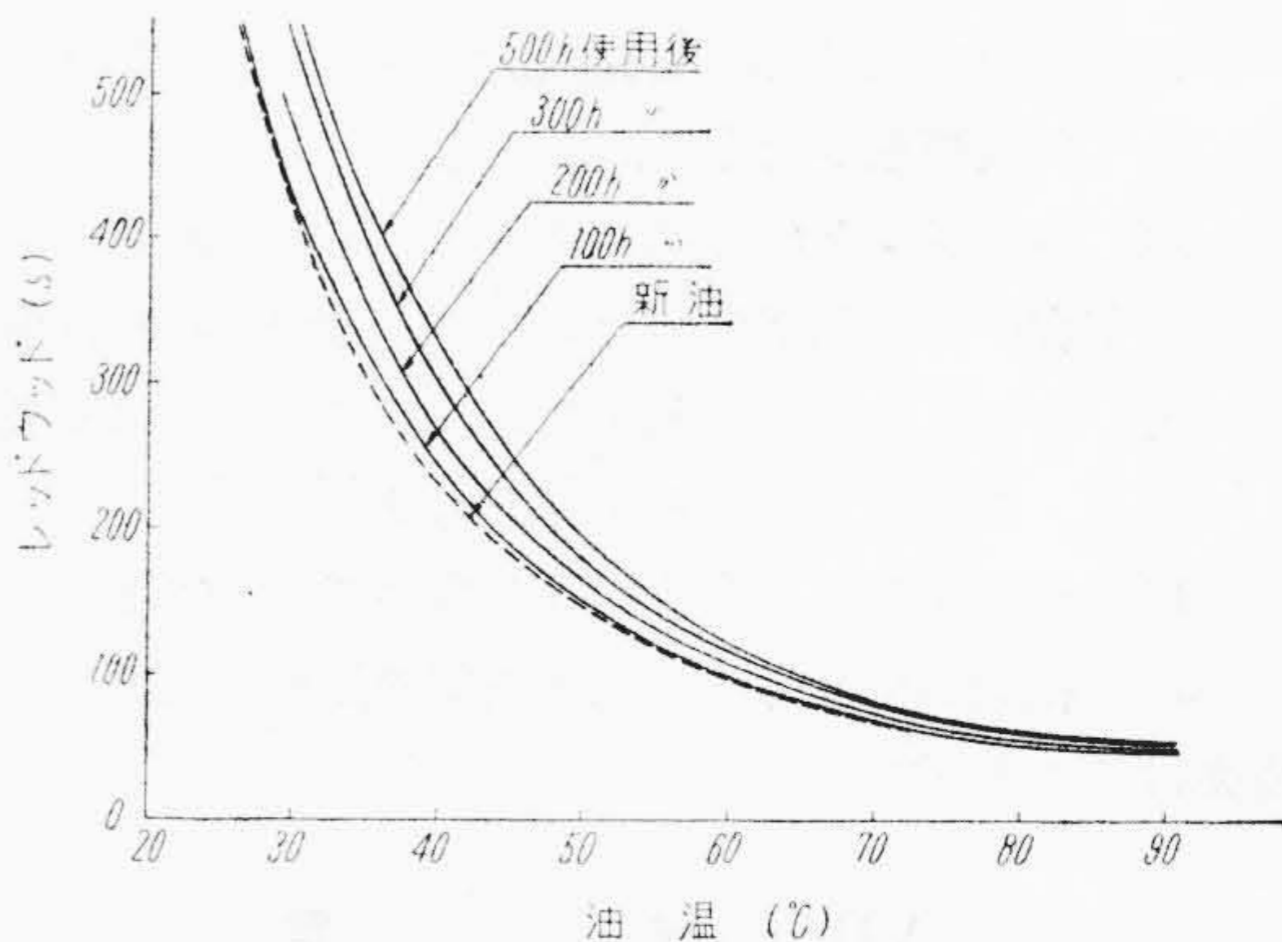
〔VI〕 アンロード方式

本機の容量調整装置は前述のとおりであるが、エンジンと圧縮機の組合せについて説明する。第15図は圧縮機の回転速度を横軸にとり、各運転条件下における所要軸馬力を全負荷軸馬力に対する割合を示したものである。図において従来の定置式にて採用されているように、回転数をほぼ一定に保つて吸気閉塞し、吐出室を大気圧に開放する方式のアンロードをした場合には、圧縮機は真空ポンプとして作動し軸馬力はA点よりB点に下るが、これは全負荷運転時の24%になる。他方エンジンの速度を低下せしめて吐出室を開放すればC点になり約5%になるが、油冷式において吐出室を大気に開放すると空気とともに吐出される油の処理がむづかしいので、吸気閉塞のみを行い吐出圧力は 7kg/cm<sup>2</sup> に保つ。したがって作動点はD点になり16%になるが、B点に比較すればはるかにアンロード馬力は少ない。実際の圧縮機の作動曲線はA→B→Dのようになる。

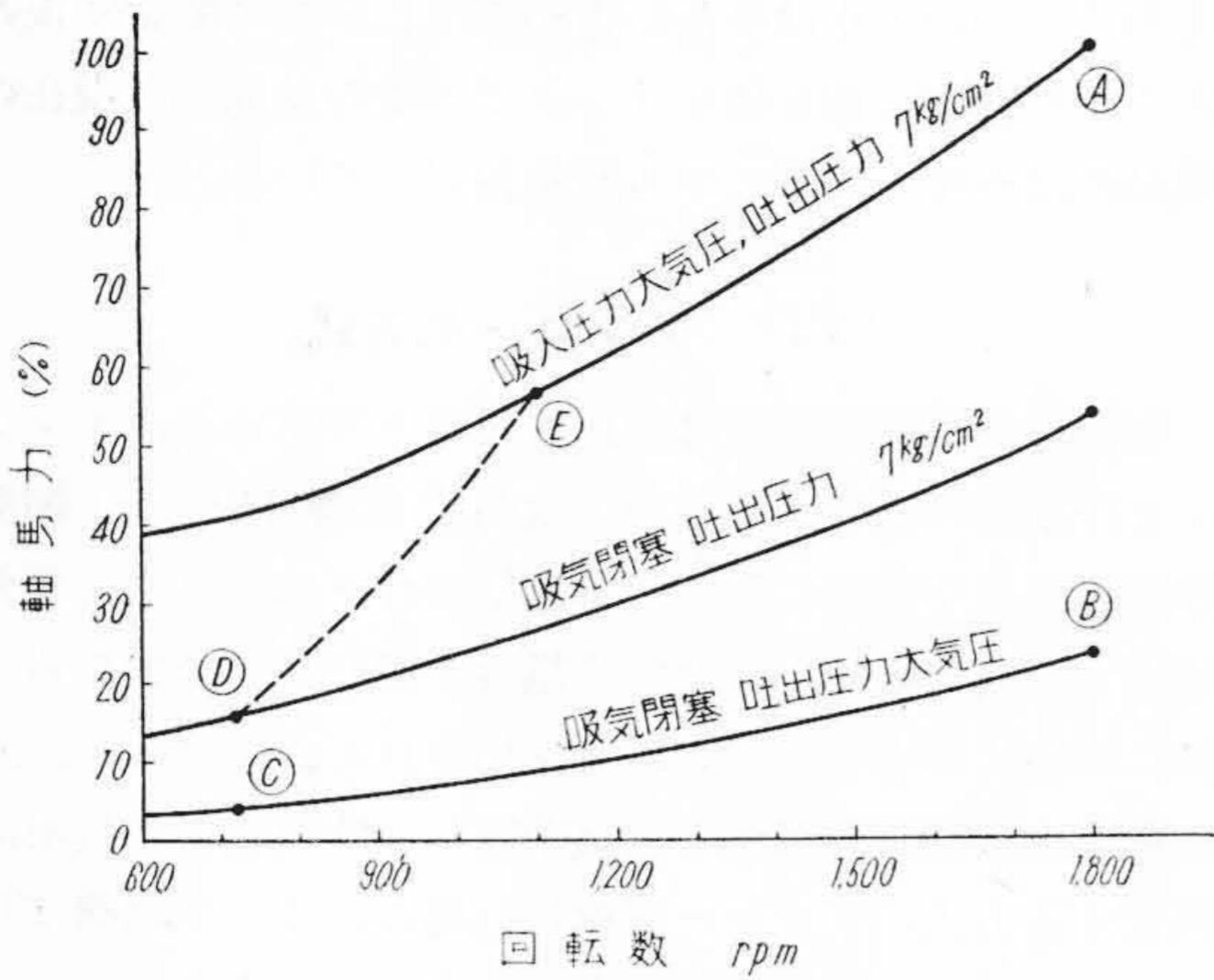
第16図は民生UD-4エンジンの性能曲線を示す。圧縮機の作動曲線は図示するとおり変化し、全容量範囲に



第13図 油消費曲線



第14図 油の粘度変化 (タービン油 # 140)



第15図 アンローダ方式の比較

において十分安定なる運転をなすことができる。エンジンガバナと第9図の速度制御用レバーとの連動を調節することにより作動曲線は多少変るが、大略の目安としては、1,800rpmより1,100rpmまでの間の作動点a, b, c, に対し燃料消費量は $a_2, b_2, c_2$ のように変化し、吸込空気 $1m^3$ 当りの燃料所要量は $a_3, b_3, c_3$ となる。回転数1,100rpm以下においては吸気弁の絞りが併用され吐出容量が回転数に比例しなくなるから、点線のとおり左上りになることはやむをえない。

このように可搬式回転圧縮機は2サイクルの高速エンジンに直結され広範囲の使用風量に対し経済的に運転することが可能であり、負荷の急変に対してもエンジンには急激なトルク変化を与えることがないので、各部品の損傷も少ない。

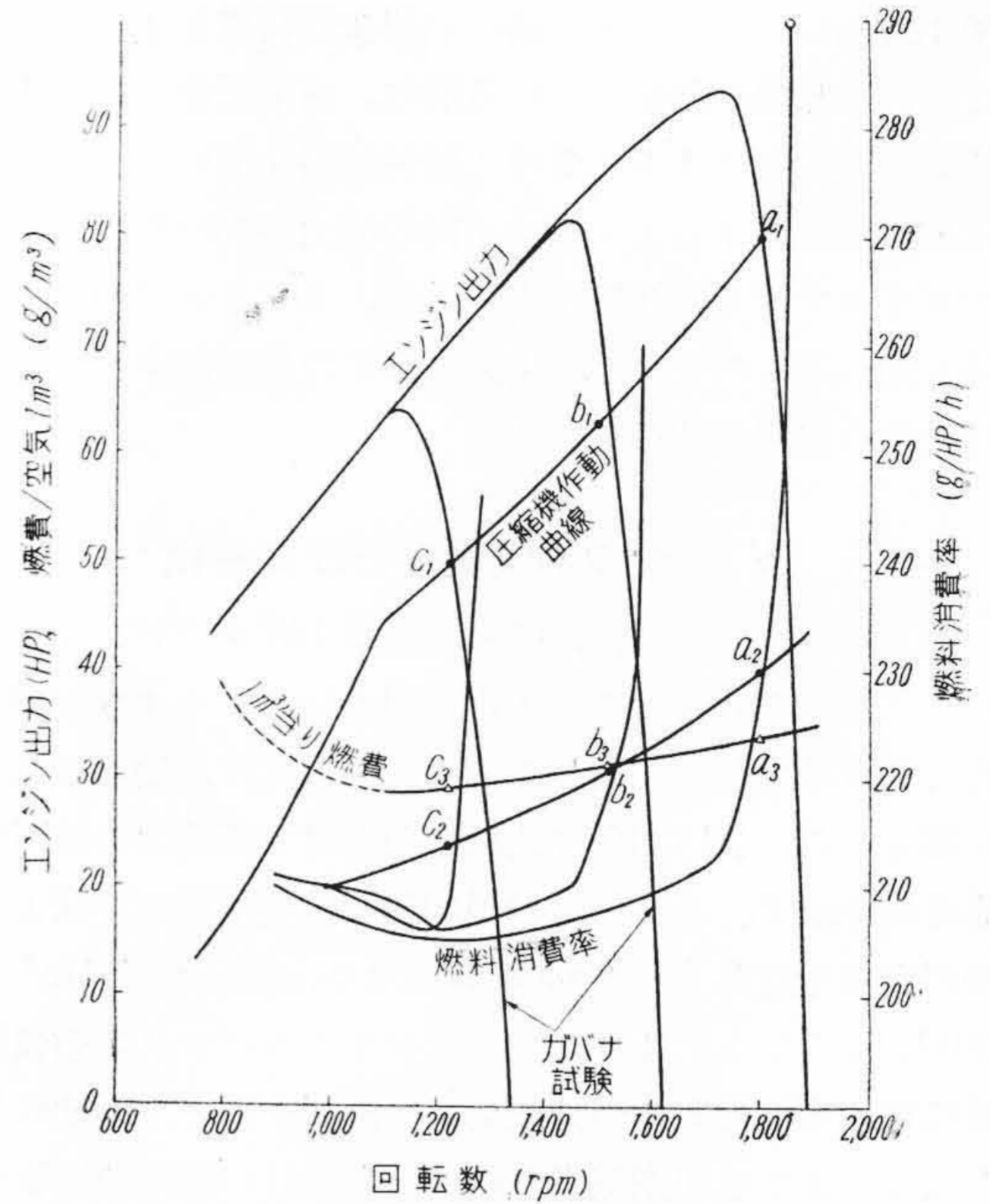
〔VII〕 特 長

以上説明したことを要約すれば、可搬式回転圧縮機の特長として

- (1) 小型軽量で運行が容易であること。
- (2) 運転操作が容易であること。  
スタートボタンを押すだけで簡単に起動し、運転中は自動容量調整と保安装置が完備しているから安心して無人運転ができる。
- (3) エンジンとの間にクラッチが不要であること。  
空気弁や往復動部分がないので起動トルクが小さく、かつトルクの変動がないのでクラッチは不要であり、構造はもちろん保守上も便利である。
- (4) 構造が簡単で分解組立が容易であること。
- (5) 振動が少なくまた吐出空気の温度が低いこと。  
をあげることができる。

〔VIII〕 結 言

可搬式回転圧縮機は、最高1,800rpmという高速で2サ



第16図 UD-4エンジンと圧縮機との組合せ

イクルエンジンと直結され、きわめて軽量小型であり、適切な容量調整装置と相俟つて可搬式圧縮機としては、もつとも斬新な能率的なものである。われわれは今後圧縮機の性能の向上はもちろん、羽根の耐久性、油の消費量などについても一層改善に努力する積りである。

参 考 文 献

- (1) 米国特許, Fluid Compressor Unit 2,641,405 1948
- (2) 大谷 巖: 油冷式多翼型回転圧縮機について 日立評論 Vol. 38 No. 10
- (3) 宮下啓一: ロータリコンプレッサについて 産業機械 No. 71 9-1956
- (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
- (5) Compressed air & Hydraulics, Vol. 21 No.248: 11-1956 P407

「日立評論」既刊号在庫案内

本誌「日立評論」の既刊号が少数ながら在庫しております。  
御入用の方は下記へ御申込下さい。

発行所 日立評論社  
東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地  
振替口座 東京 71824 番

取次店 株式会社オーム社書店  
東京都千代田区神田錦町3の1  
振替口座 東京 20018 番