

バランス型圧縮機

Balanced Opposed Type Compressor

鮎 沢 弘* 重 松 久* 安 藤 卓 郎**
 Hiroshi Ayuzawa Hisashi Shigematsu Takuro Ando

内 容 梗 概

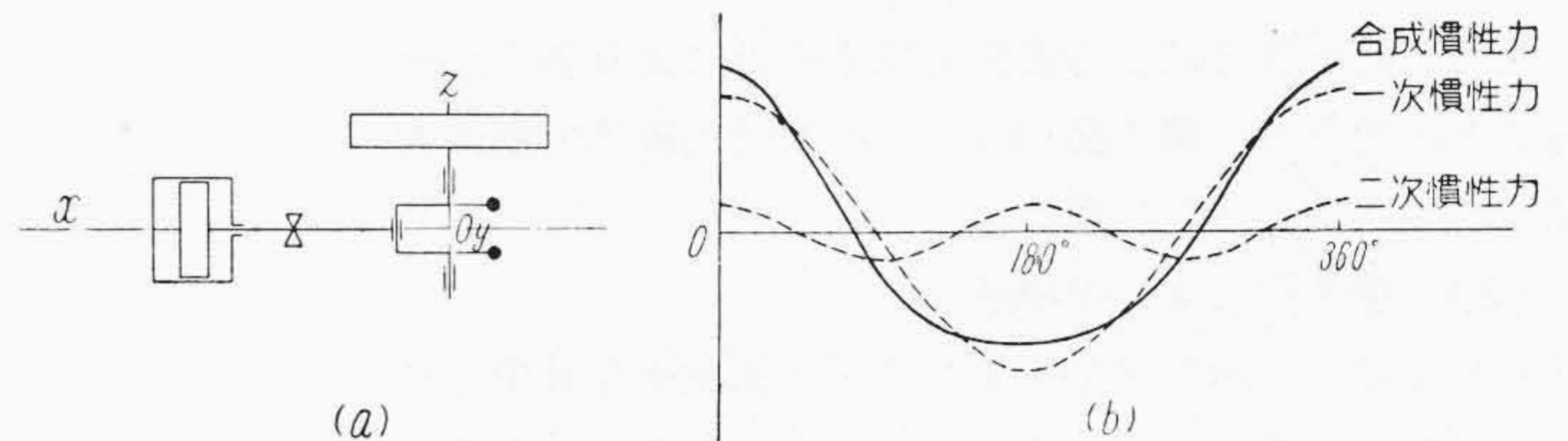
日立製作所のバランス型圧縮機は1953年に斯界に進出して以来汎用圧縮機特殊圧縮機を問わず各方面に採用されて常に好評を博している。この間記録的製品の完成の都度その内容を紹介してきたが、ここにバランス型圧縮機の全般について述べる。

〔I〕 緒 言

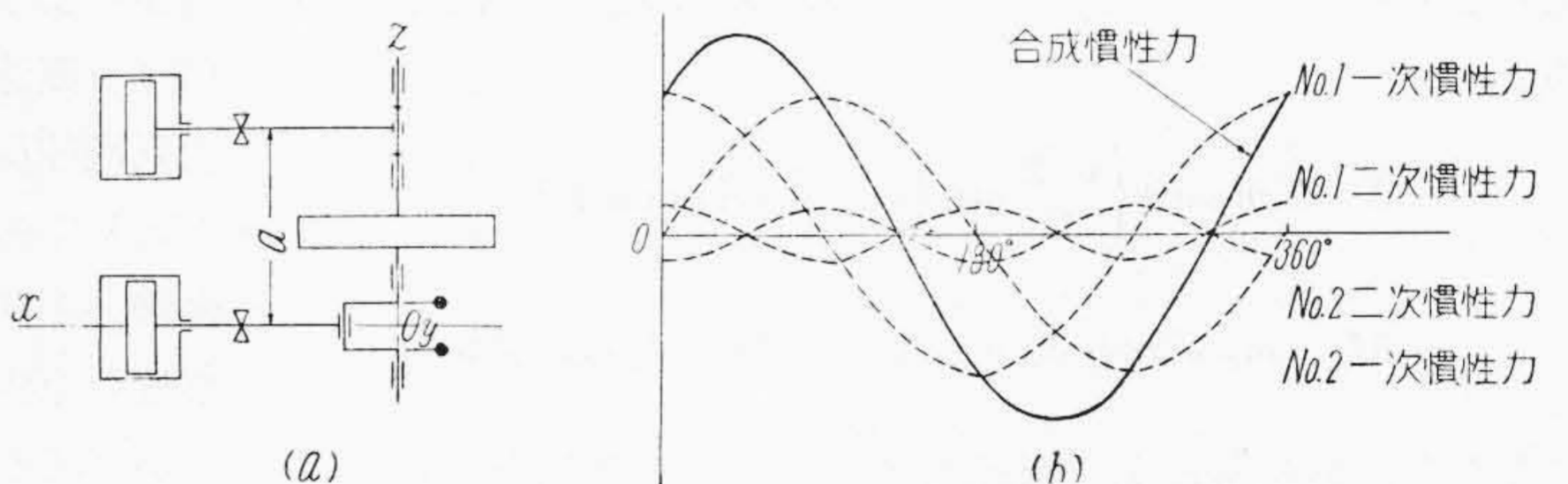
日立製作所はつとにバランス型圧縮機の長所に着目して鋭意研究試作を進めた結果往復動型圧縮機としての在来の型を打破つた斬新な設計をもつてまず600 HP 空気圧縮機を1953年末に製作完了し、日鉄鉱業株式会社釜石鉱業所に納入した⁽¹⁾。以来日立製作所のバランス型圧縮機は短年月の間にその真価を広く認められ、あまねく各方面に進出して非常な好評を博し、すでにその製作台数は百数十台に達し、総馬力は6万馬力余におよんでいる。特に大型空気圧縮機およびガス圧縮機はすべてバランス型を採用している現状である⁽²⁾。

バランス型圧縮機は構造上横型を適當とする200 HP以上の大型往復動圧縮機において在来使用されてきた並列型圧縮機に代るものであり、もちろん縦型大容量のものに比しても数段の優位が認められる。旧来使用されてきた並列型圧縮機は左右に並置された一対のフレームに各シリンダが取付けられ、両フレームにささえられたクランク軸の中央にベルト車または同期電動機が取付けられた構造のものであつて、往復運動部分の慣性力が釣合わず大きな振動を誘起し、この振動を防止するために非常に大きな基礎を必要としたにもかかわらず、往々にして不釣合慣性力が種々の問題をひき起していた現状であつた。また大型圧縮機になるにつれシリンダ直径が大きくなり不釣合慣性力が大きくなるから、回転数を高くすることができなかつた。バランス型圧縮機は高速にしても不釣合力としてはわずかな偶力を残すのみであり、高速小型にして基礎を著しく縮小できる。

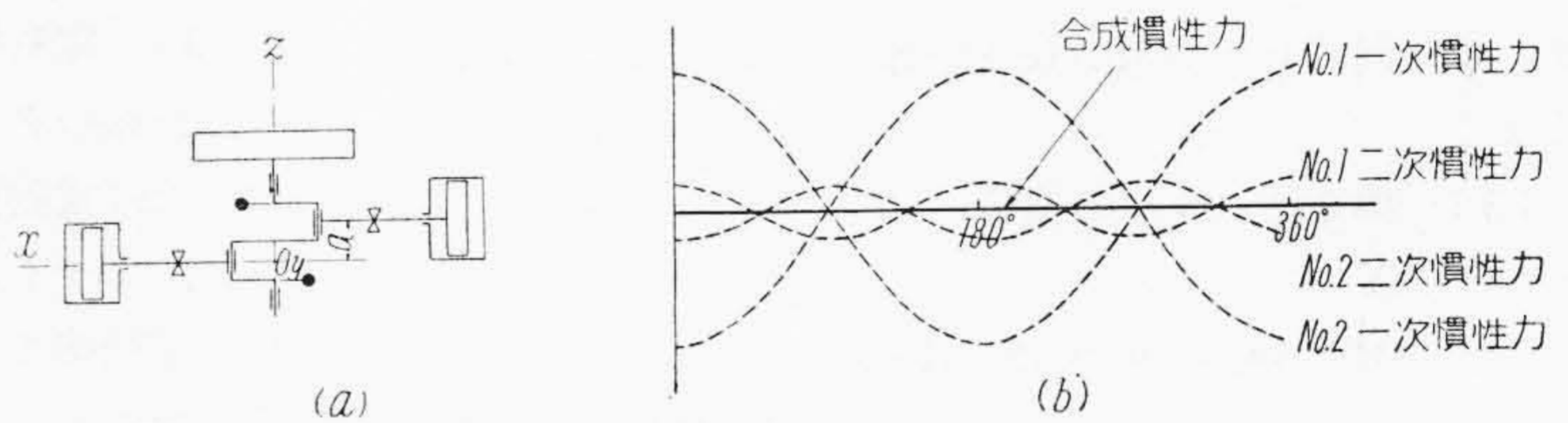
* 日立製作所川崎工場
 ** 日立製作所国分工場



第1図 単シリンダ慣性力



第2図 並列シリンダ慣性力



第3図 バランス型慣性力

また大容量のものに対してはシリンダ数を4シリンダ二対型、6シリンダ三対型などと増加することができ、低圧でも3,000 HP程度までの製作が可能であり、特に高圧圧縮機では数千馬力の大容量のものを経済的に製作することができる長所がある。

〔II〕 バランス型圧縮機

従来の往復動圧縮機は1シリンダのものは第1図(a)、2シリンダのものは第2図(a)のようにクランク軸の片側にのみシリンダのある配置であるが、バランス型圧縮機は第3図(a)に示すようにクランク軸軸心を対称軸としてフレームの左右にシリンダを配置したのを特長とする。

いま図のようにシリンダの方向を x 軸，クランク軸の方向を z 軸， $x-z$ 面に垂直の方向を y 軸にとる。往復質量を m_p ，回転質量を m_0 ，クランク半径を r ，クランク軸の角速度を ω とし，クランク角度を x 軸より θ にとれば，それぞれの場合の合成不釣合慣性力 X ，および y 軸の回りの合成不釣合慣性偶力 M_y はつきのごとくなる。

(1) 第1図(a)の場合

$$X = m_p \omega^2 r \{ \cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots \}$$

$$M_y = 0$$

ただし回転質量による慣性力は平衡錘により釣合させることができる。第1図(b)はこの慣性力線図で慣性力はすべて不釣合として残る。

(2) 第2図(a)の場合

並列型は通常，速度変動率または電流脈動率を減少させるに必要なフライホイールの大きさをできるだけ小さくするために，クランク角度差を90度としてクランク回転力の変動を小さくする。この場合はつきのごとくなる。

$$X = 2 m_p \omega^2 r \left\{ \frac{\sqrt{2}}{2} \sin \left(\theta + \frac{4}{\pi} \right) A_4 \cos 4\theta \dots \right\}$$

$$M_y = m_p \omega^2 r a \{ \cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta \dots \}$$

ただし回転質量による慣性力は平衡錘により釣合させることができる。第2図(b)はこの慣性力線図で二次慣性力は釣合うが，大きな一次慣性力が不釣合として残り，また偶力もその腕の長さが著しく大きいために大きくなる。

(3) 第3図(a)の場合

$$X = 0$$

$$M_y = m_p \omega^2 r a \{ \cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots \}$$

ただし回転質量による慣性力は釣合うので，慣性偶力は平衡錘で釣合させることができる。第3図(b)はこの慣性力線図で不釣合慣性力は零である。しかし不釣合慣性偶力は残るがこれは偶力の腕の長さ a をできるだけ短くすることにより小さくすることができる。

ここに

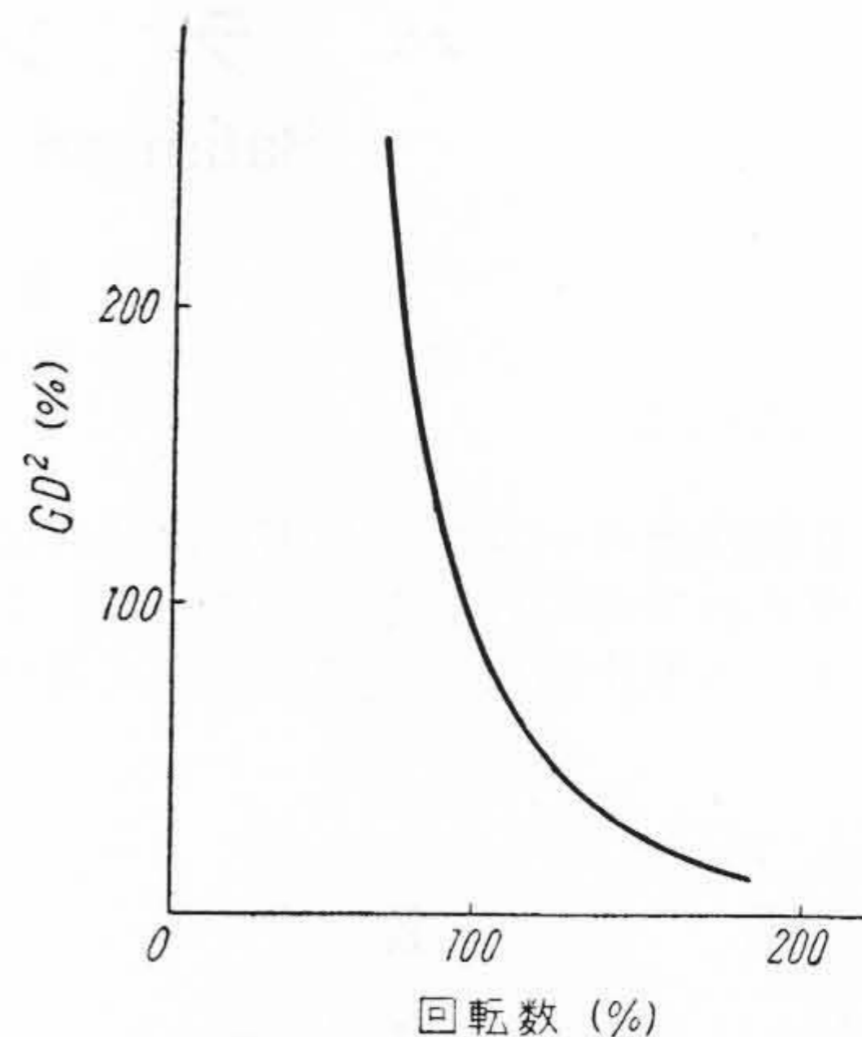
$$A_2 = \rho + \frac{1}{4} \rho^3 + \dots$$

$$A_4 = \rho - \frac{1}{4} \rho^3 - \dots$$

$$\rho = r/l \quad (l \text{ はコネクティングロッドの長さ})$$

である。

以上のように往復質量による不釣合慣性力を零にするために，シリンダをクランク軸軸心を対称軸としてフレームの左右に配置した構造をバランス型という。



第4図 同期速度と GD^2 の関係

〔III〕 バランス型の特長

(1) 釣合がよいこと

前述のように往復質量による慣性力が完全に釣合う。

(2) 高速にすることができること

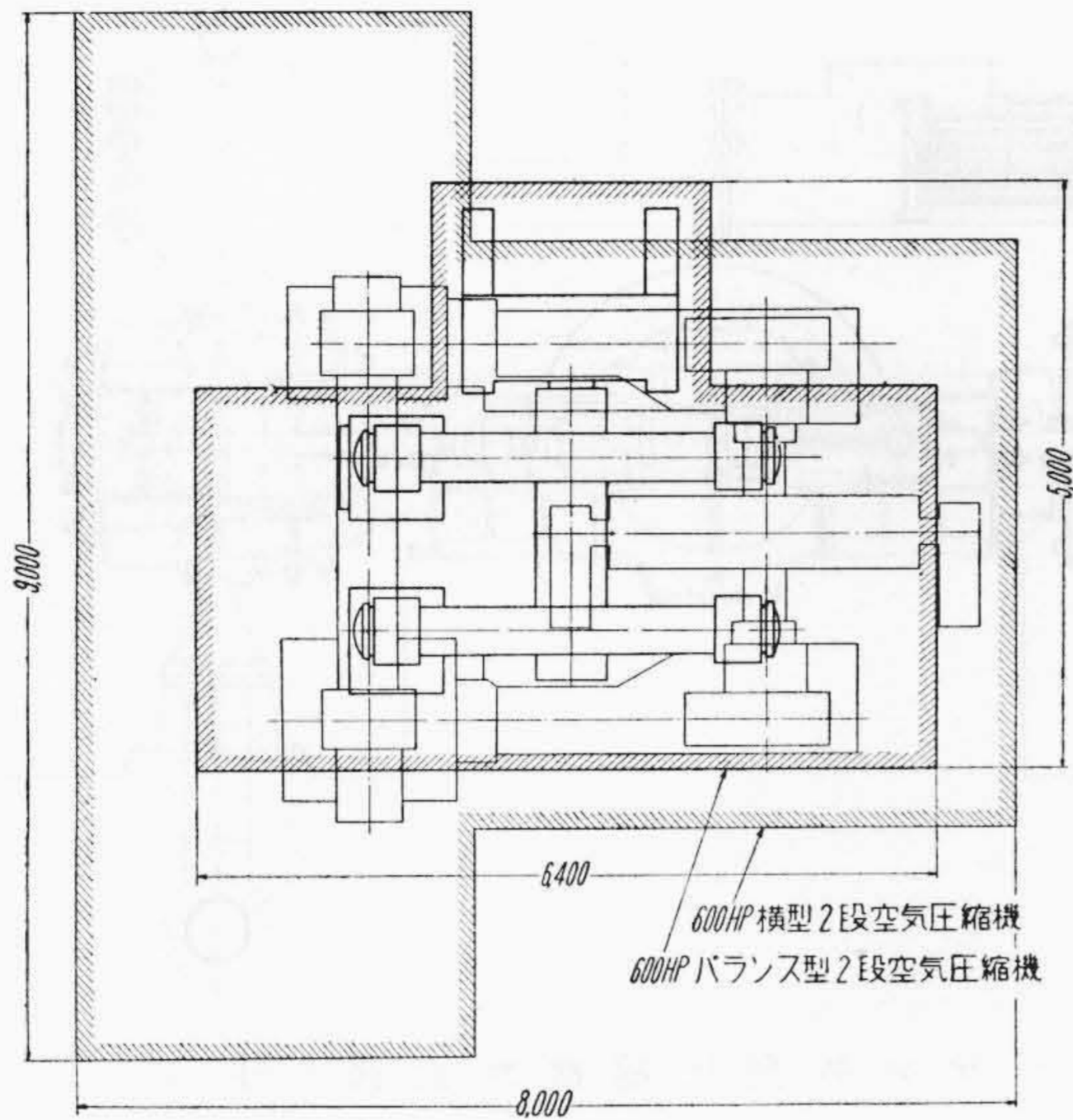
並列型往復動圧縮機では往復運動部分の慣性力が不平衡力として残り，この力とこれが方向変換する際に生ずる衝撃力が基礎の振動を起したり軸受の磨耗を早めるなど事故の原因をなしたが，バランス型では不平衡力がないばかりでなくシリンダ数を適宜増加することによつて往復運動部分の重量を著しく軽くすることができ，したがつて高速としても並列型のごとき支障を起さない。

(3) 電動機が小型となること

圧縮機のクランク回転力の変動によつておこる速度変動または電動機の電流脈動を一定値以下におさえるためには，フライホイールが必要であるが，圧縮機と直結される電動機ではフライホイールは電動機にもたせるのが普通である。フライホイール効果に必要な GD^2 は誘導電動機では同出力で速度変動率を一定値におさえる条件では速度の2乗に逆比例し，同期電動機ではすでに本誌⁽³⁾に述べられたように同出力で電流脈動率を一定値におさえる条件では第4図に示すようにほぼ同期速度の3乗に逆比例する。したがつて高速とすればフライホイールの重量は軽くなり，また圧縮機のシリンダ数を増加して2列3列とすればクランク回転力の変動率も減少するので，なお一層軽量となる。また高速となるから極数は大幅に減少するので，バランス型圧縮機用電動機は極数の減少とフライホイールの軽量化の二面より著しく小型軽量で価格も安くすることができる。

(4) 据付面積が小さいこと

圧縮機電動機ともに高速小型となるので据付面積が小さくてすみ建屋も小型になる。第5図はその一例である。



第5図 据付面積の比筈

(5) 基礎が小さいこと

不釣合慣性力がなくわずかの不釣合偶力が残るのみであるから振動防止のために重い基礎を必要とせず、また据付面積も縮小されるので基礎が小型となり、基礎工事費も著しく安価となるばかりでなく振動による基礎の補修の問題も解消される。

(6) 据付が容易であること

一つのフレームにそれぞれのシリンダを取付けることができるから、据付に当つてはフレームを水平に設置するのみで容易に組立てられ、二つのフレームの水平心出しなども容易であるから据付工事日数も大幅に少くなる。

(7) 保守取扱いが容易であること

横型であるから機械のいずれの部分にも楽に近寄ることができ、取扱う部品重量も軽いので分解点検あるいは調整が非常に容易である。

(8) 電動機ならびに内燃機関との並用運転が可能

電動機がクランク軸軸端に直結されるので、第6図のように電動機軸を延長して内燃機関と直結し、停電時は内燃機関で運転し、また電動機を発電機として内燃機関で運転することもできる。

〔IV〕 汎用バランス型圧縮機

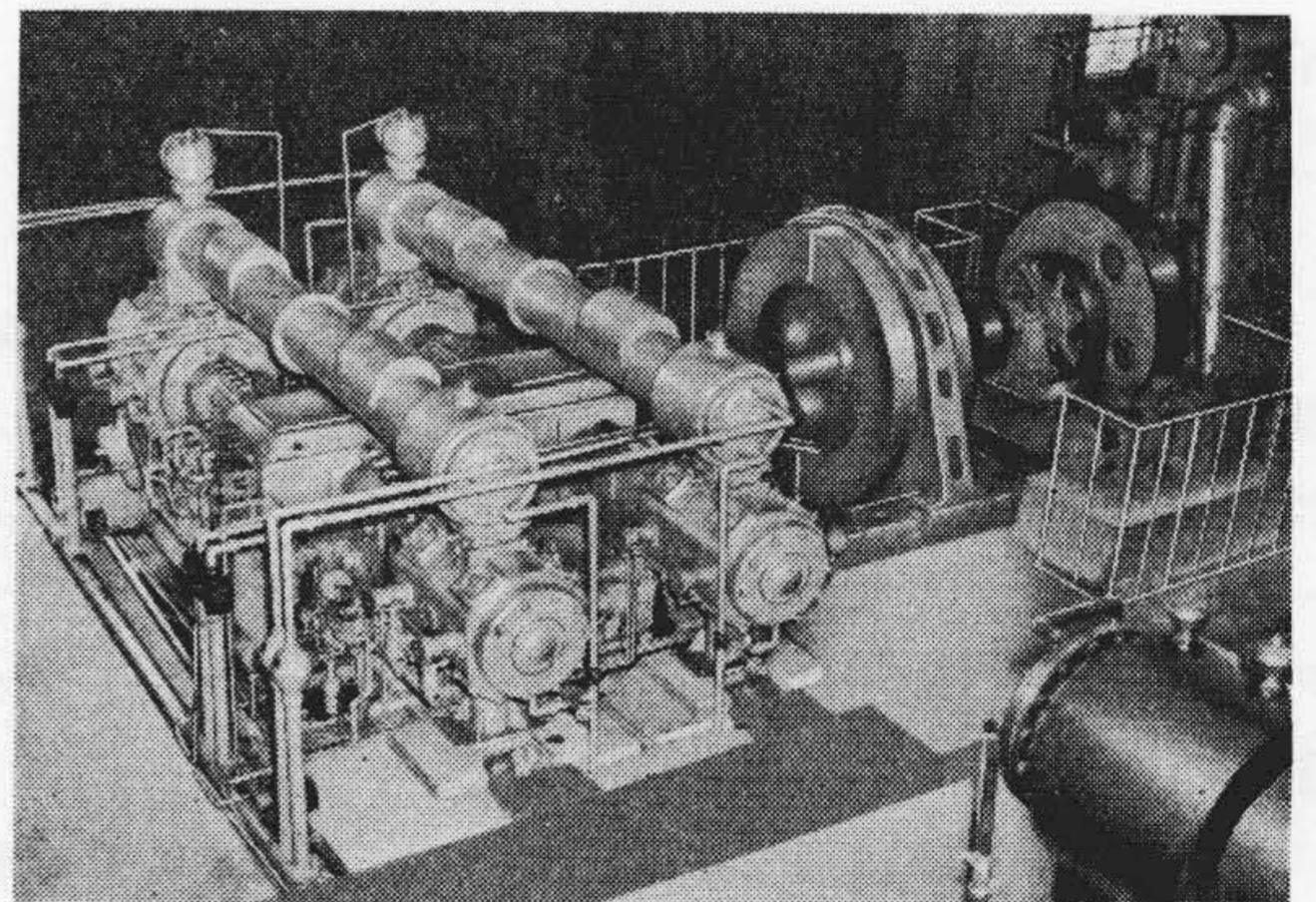
(1) 構造概要

汎用圧縮機としては鉱山炭砒、土木建築、一般工場の空気機械動力源、製鉄製鋼における重油燃焼、各種粉体の空気輸送、ガスリフトおよびガス圧送など広範囲にわ

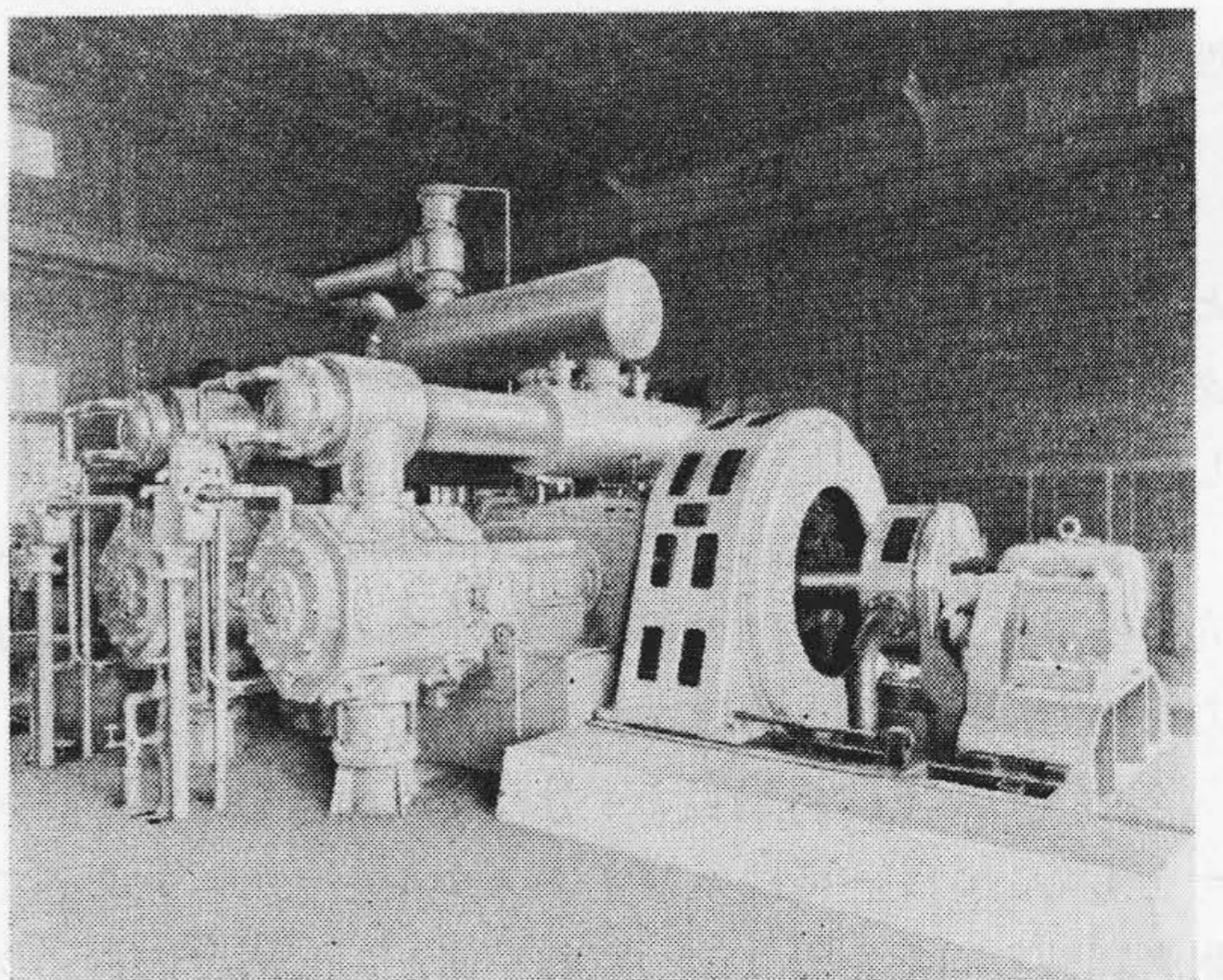
たつて圧力 1 kg/cm^2 ないし 15 kg/cm^2 程度の圧縮機が使用されている。これらの中 100 HP 以下の小容量のものは特に横型を採用する必要もないが、200 HP 程度以上になると保守取扱上どうしても横型が好ましく、したがってバランス型が採用される。

汎用バランス型圧縮機としては圧縮比が4～5程度のものまでは1段圧縮機とし、それ以上のものは2段圧縮機とする。

1段圧縮機としては、相対向する一対のシリンダを同径として第7図に示すごとくシリンダ上部に吐出集合管を備え、シリンダの下部より吸気し、上部に吐気する方式が一般的である。後部冷却器を有するものはこれをもつて集合管にかえる。2段圧縮機としては第8図のごとく1段シリンダ、2段シリンダをそれぞれ一対に相対向せしめ、中間冷却器をその上部にまたがらせて1段側は下部吸気、2段側は上部吸気とする。特に大容量のもので冷却器を床下配置とする場合にはシリンダの両側下部に吸入吐出口をそれぞれ位置せしめる。



第6図 内燃機関、電動機と直結した 600HP バランス型空気圧縮機



第7図 700 HP バランス型ガス圧縮機

原動機との結合方式は誘導電動機または内燃機関と結合の場合はカップリング直結型とするが、同期電動機を使用する場合は電動機のエアギャップを大きく選ぶことができる関係上、600~800 HP 程度まではオーバハング式とし圧縮機のクランク軸端に回転子を嵌入する(第9図)。1,000 HP 程度以上のものではさらにその軸端にサイドベアリングを設ける(第7図参照)。また大型で2列のものはフレームをそれぞれ単独とし、両フレーム中間において電動機回転子をクランク軸に嵌入する在来の並列型のごとき型式を採用することもある(表紙写真参照)。

2段圧縮機のごとく左右シリンダの異なるものは、ピストンの材質を変えあるいは肉厚を適宜変更して左右の重量の釣合をとるようにしている。通常は1段側に軽合金、2段側に鋳鉄を使用し、大容量のものは1段側を円盤型ピストンにする場合もある。

(2) 部品詳細

(i) シリンダ部分

シリンダは良質のパーライト鋳鉄製で、十分な冷却効果を有する水套をもち、内面は研磨仕上とし、ピストンは特殊軽合金製、特殊砲金またはホワイトメタル製シュエを嵌装した鋳鉄製で通常箱型とし、特に大型の場合には円盤型とする。潤滑油はシリンダオイルポンプによつて強制給油する。

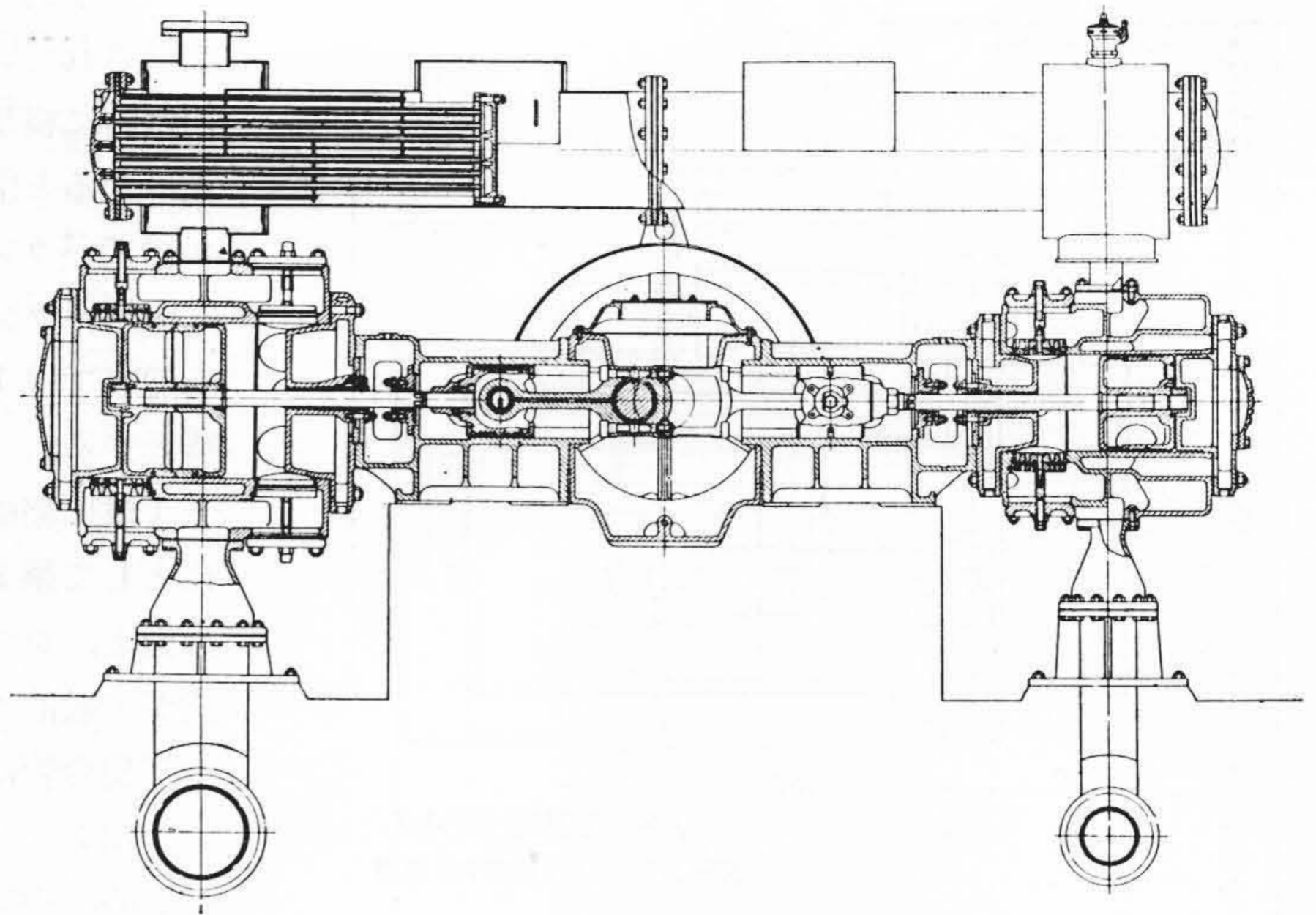
ピストンロッドは通常鍛鋼を使用し、高周波焼入を施しピストンに嵌入後超仕上を施している。グランドには合成ゴム製グランドパッキンを用い、特殊ガスに対してはホワイトメタル製メタリックパッキンを用い、シリンダオイルポンプにより強制給油し、気密の完全と耐磨耗性の向上を計っている。

(ii) フレーム部分

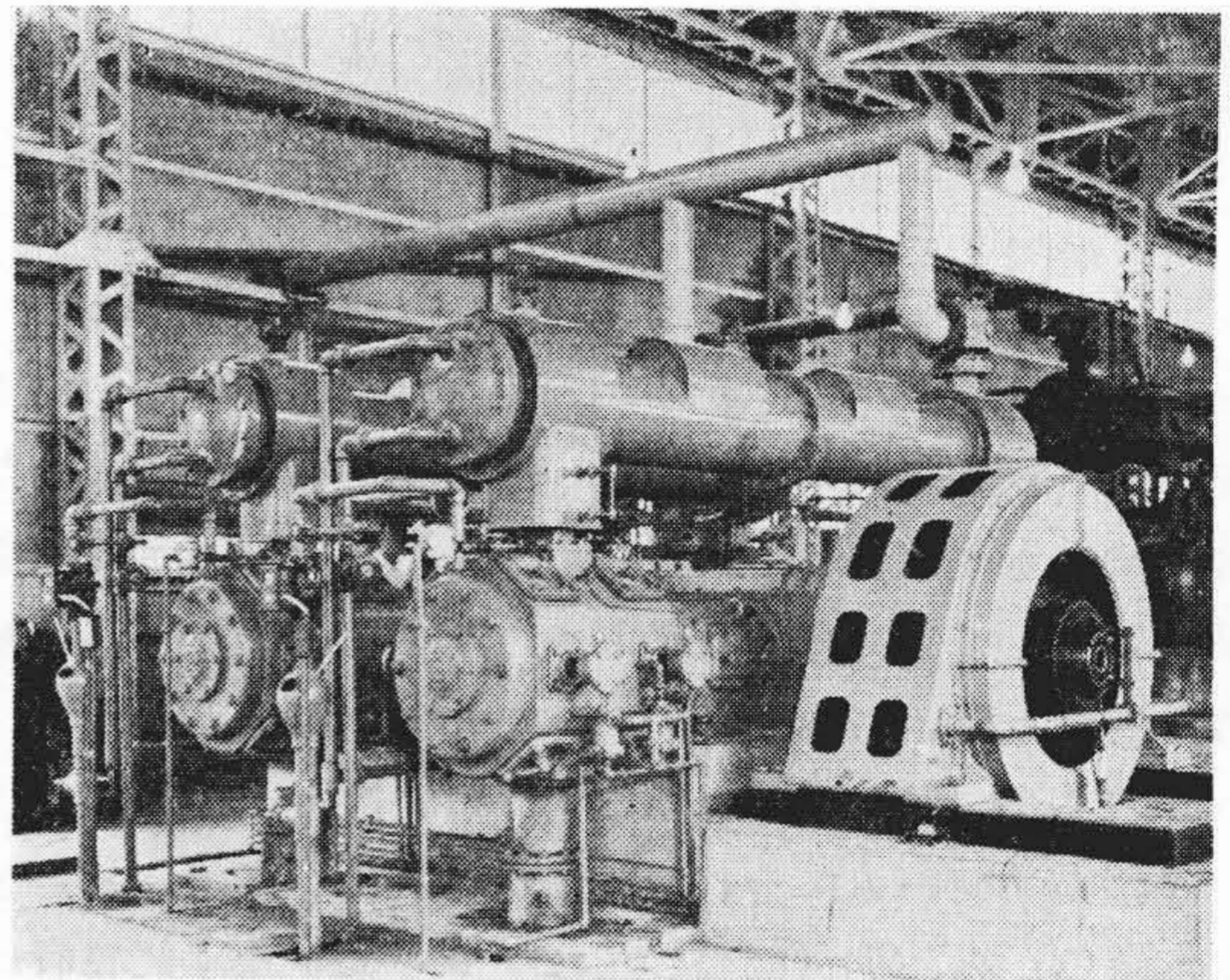
クランク室およびクロスガイドは鋳鉄製で十分な強度と剛性をもち、クロスガイドはインローによつて正確にクランク室にボルト締めされ、据付時の芯出しを容易にしている。

クランク軸は一体鍛造品で、特に強度の許す限り相対向するクランクピン間の中心距離を短くし不釣合慣性偶力を極力減ずるよう考慮を払つてある。

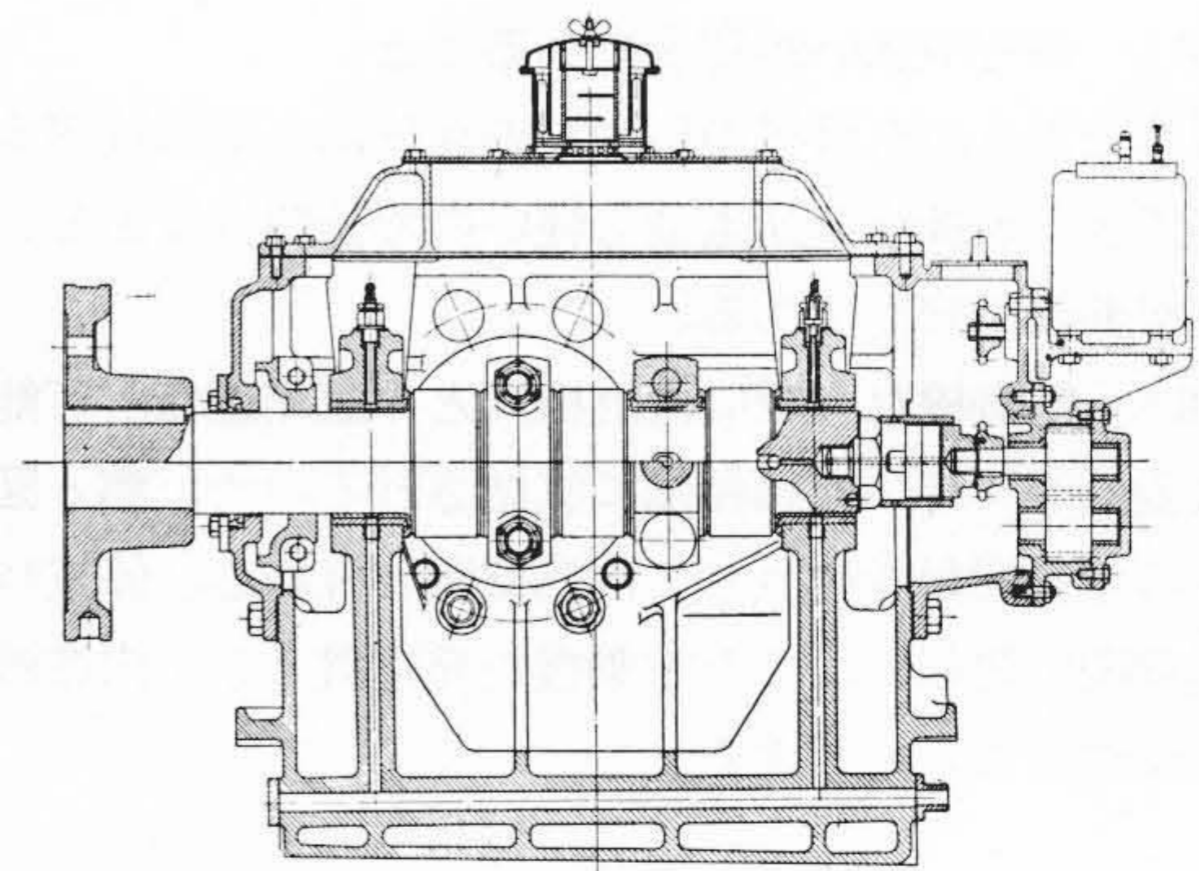
クロスヘッドは鋳鋼製で十分な受圧面積をもつたシュエをもち、シュエにはホワイトメタルをライニングして耐磨耗性の向上を計りかつ調整を便ならしめている。クロスヘッドピンは高周波焼入を行つた肌焼鋼で研磨仕上



第8図 バランス型圧縮機断面図(一)



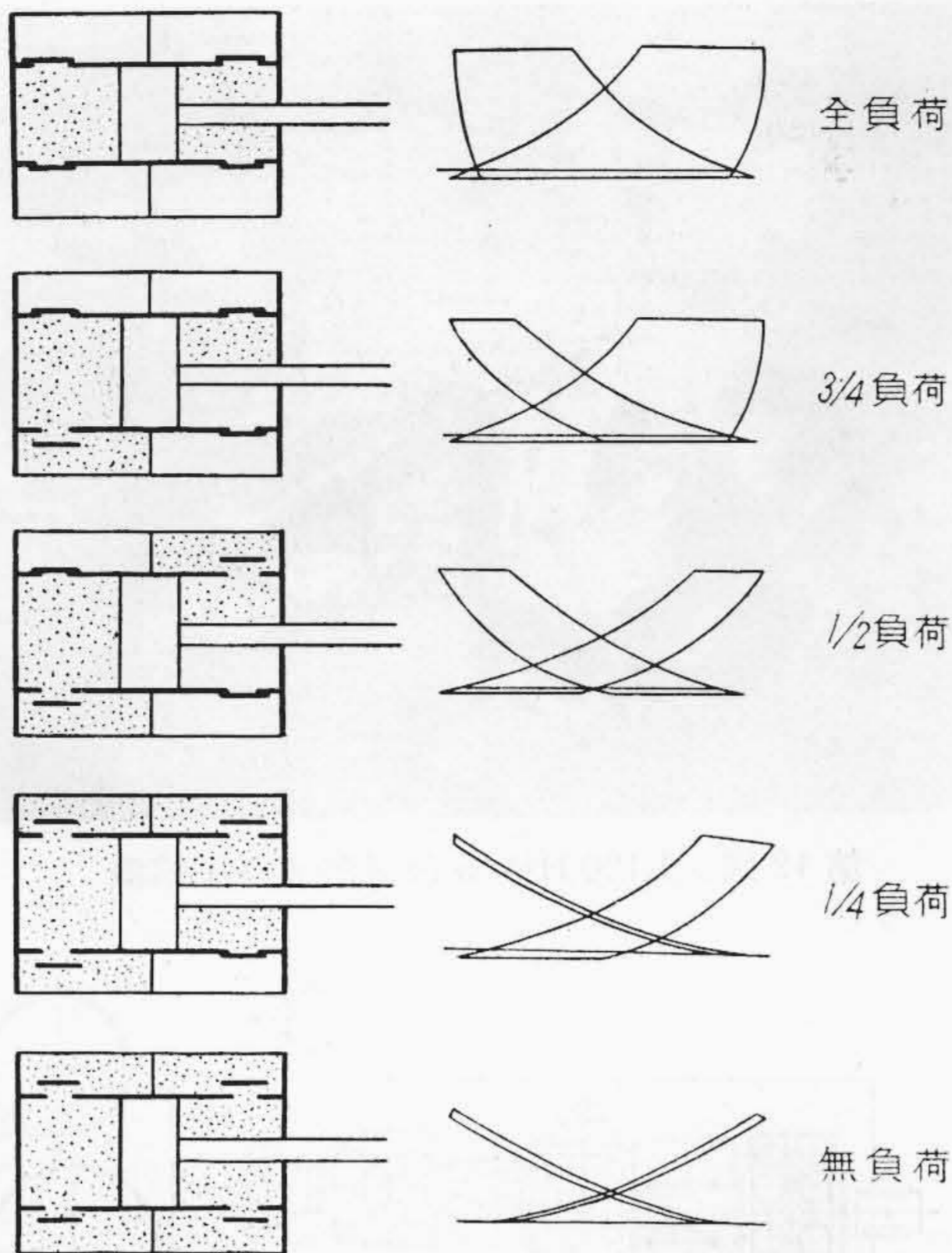
第9図 600 HP バランス型圧縮機(オーバハング型)



第10図 バランス型圧縮機断面図(二)

後超仕上を行い、小端部軸受は軸受砲金製で浮動式を採用している。

大端部軸受および主軸受は砲金製合金にホワイトメタ



第11図 間隙容積加減型アンロード負荷変化の状態

ルをライニングした二つ割セルタイプとし、特に大型のものは後述のごとく四つ割の主軸受を使用する。

クランク室およびクロスガイド部分は全密閉式とし、ブレザをクランク室上部に取付けフレーム部内の空気の排出を行う、クランク軸がクランク室を貫通する部分およびピストンロッドがクロスガイドを貫通する部分にはいずれも合成ゴム製のパッキンを取付け、塵埃の侵入を防止するとともに、潤滑油の漏出しを防いでいる(第10図参照)。

(iii) フレーム潤滑

フレーム部分の潤滑は第10図にあきらかなごとくクランク軸端に直結したギヤポンプによつて行われ、クランク軸、コネクティングロッドには油孔をあけ、主軸受、クランク軸油道、大端部軸受、コネクティングロッド油道、小端部軸受、クロスヘッドの順に潤滑油が送られる。油冷却器はクランク室外に設置され、ギヤポンプから吐出された油はここで冷却された後各部へ供給される。

(iv) 冷却器

中間冷却器あるいは後部冷却器はシリンダ上部に設置するのが普通であり、管渠式として冷却水は管内を流通せしめる。冷却管の掃除の便を考慮して第8図のごとく必要な冷却管をそれぞれ左右端に設置する。中央部は中間冷却器にあつては連結管、後部冷却器にあつては左右シリンダよりの吐気の集合管とする。

第1表 起動条件

条 件	使 用 機 器
㉔ 無 負 荷	リミットスイッチ
㉕ 冷 却 水 通 水	断水リレー
㉖ 軸受潤滑油圧上昇 (ただし電動ギヤポンプを別設置するもの)	油圧リレー
㉗ パーリングギヤ離脱 (ただし電動パーリング装置を有するもの)	リミットスイッチ

第2表 運転中の安全装置条件

条 件	使 用 機 器
㉔ 軸受潤滑油圧低下	油 圧 リ レ ー
㉕ 冷 却 水 断 水	断 水 リ レ ー
㉖ 吸 入 圧 力 低 下 (ただしガス圧縮機に限る)	圧 力 リ レ ー
㉗ 吐 出 圧 力 上 昇 (ただし充填用圧縮機に限る)	圧 力 リ レ ー

(v) 吸入吐出弁

吸入弁および吐出弁は日立独特のガス緩衝弁で、リング状の自動弁である。これにより運転間の作動が静粛円滑でかつ漏洩気少く弁板の耐久力が大である。

(3) 容量調整装置

容量調整方式としては250HP以下の小型のものは間隙容積加減型と吸気弁開放型を併用して4段階に変化させ、300HP以上は間隙容積加減型で5段階に調整する。2列のものは9段階の調整も可能である。

間隙容積加減型容量調整方式はシリンダ内の圧力が最高吐出圧力まで圧縮されるので、往復動部分の慣性力に対してクッション作用を行い、各軸受に対する衝撃力が緩和されるので軸受の寿命を延し、また再膨脹の際ピストンに仕事を与え動力の損失もごく小さい有利な方式である。

5段階調整の方式を図に示せば第11図のごとくである。

(4) 保 安 装 置

(i) 起動時の安全装置

圧縮機に対し第1表のごとき条件を満すときのみ起動できるように安全装置を施す。

無負荷状態としては誘導電動機を使用するものは容量調整装置のみで行い、同期電動機を使用するものはその起動トルクが小なる関係でさらにシリンダ逃気弁を設けてシリンダ内を吸入側に連絡するなどの条件を附加する。

(ii) 運転中の安全装置

通常圧縮機部分に対しては第2表のごとき条件の時電動機を停止または警報を発するなどの安全装置を施す。

〔V〕 高圧バランス型圧縮機

(1) 構造概要

高圧ガス圧縮機および多用途圧縮機はその大きさにより小直径のシリンダを2列3列と配置して大型化できる

のがバランス型圧縮機の特長である。大馬力電動機はクランク軸の中央または軸端に直結して駆動するが、シリンダ列が2列の場合には電動機を中央においた方が据付面積が少い。しかしこの場合は電動機の重量を圧縮機の主軸受で保持しなければならない。圧縮機の間冷却器、後部冷却器、吸入分離器、油冷却器および油槽などの附属品は階下設置とし、圧縮機全体を二階式に立体的に組立てて据付面積の縮小をはかるのが普通であるが、バランス型圧縮機は前述のように基礎が小さくてよいから、大型圧縮機にても附属品を屋外に設置して一階据付が可能である。

3段圧縮以上の多段圧縮機では、容量および圧力によってシリンダ配列はおのずからきまる。たとえば第12図は1,100 HP 5段圧縮機で炭酸ガスを200 kg/cm²に圧縮して尿素の製造に使用され、第13図は2,400 HP 6段圧縮機で空気を200 kg/cm²に圧縮して液体酸素製造に使用されるものである。また第14図は3,200 HP 7段圧縮機で水素窒素混合ガスを320 kg/cm²に圧縮してアンモニア合成に使用するなどである。なお第12図の1,100 HP 5段圧縮機は一階据付とし附属品を屋外設置とした例である。

多用途圧縮機とは一つのプラントで同時に使用されそれぞれ異つたガスを圧縮する数台の圧縮機を一台にまとめたもので、バランス型圧縮機によつてはじめて効果的配置をすることができる。今後プラントの合理化により実現が期待される圧縮機である。

(2) 部品詳細

(i) ピストン

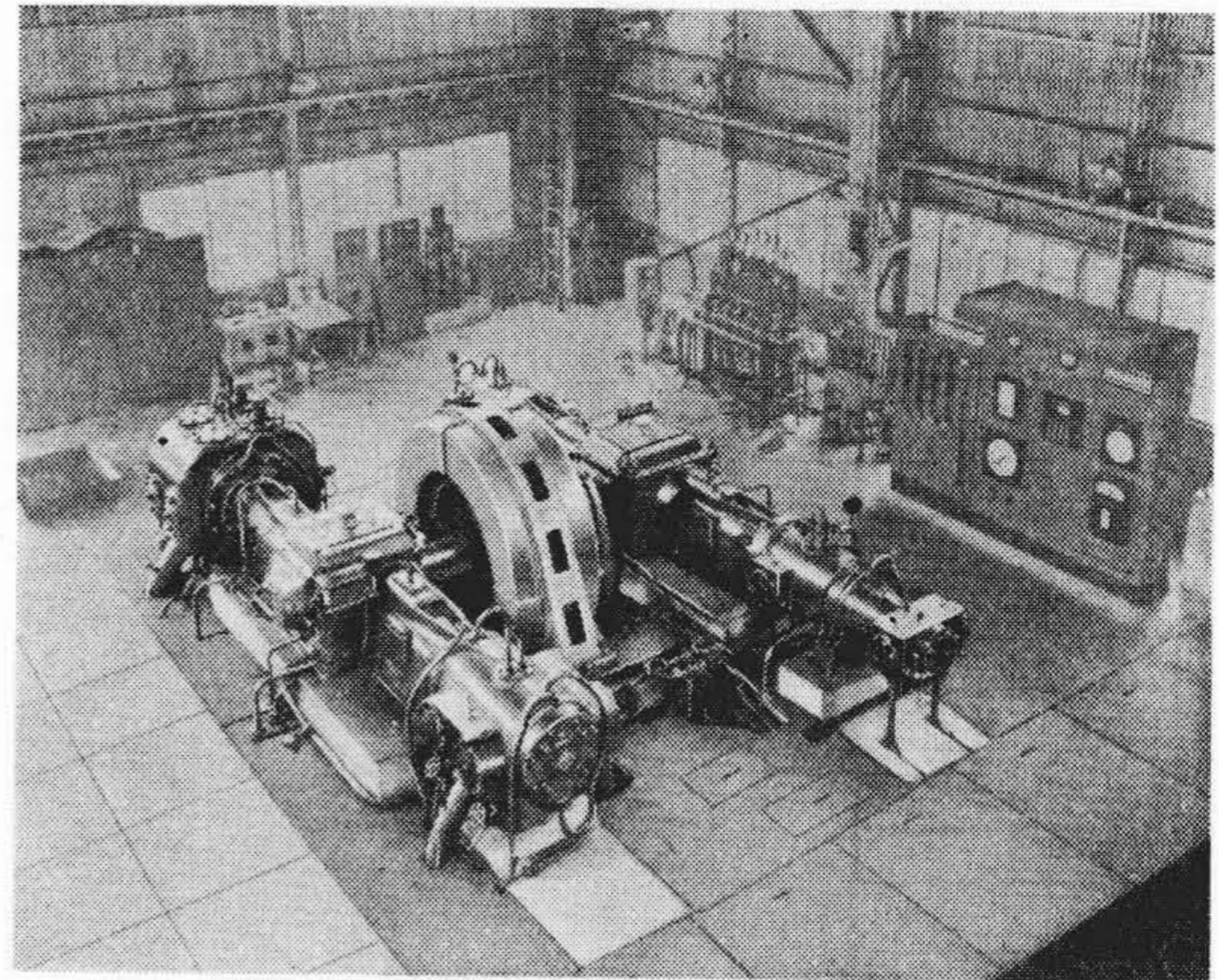
低圧で特に直径の大きなピストンは重量軽減のため円盤型の浮動式とし、ピストンおよびピストンロッドの重量はクロスヘッドおよび誘導金で支持する。200 kg/cm²以上の圧力をうける高圧小直径のピストンは第15図のように分解組立が容易な構造とし、ピストンロッドと球面座を介して結合してあるのでピストンはシリンダに案内されて常に良好な条件で摺動できる。

(ii) ピストンロッド

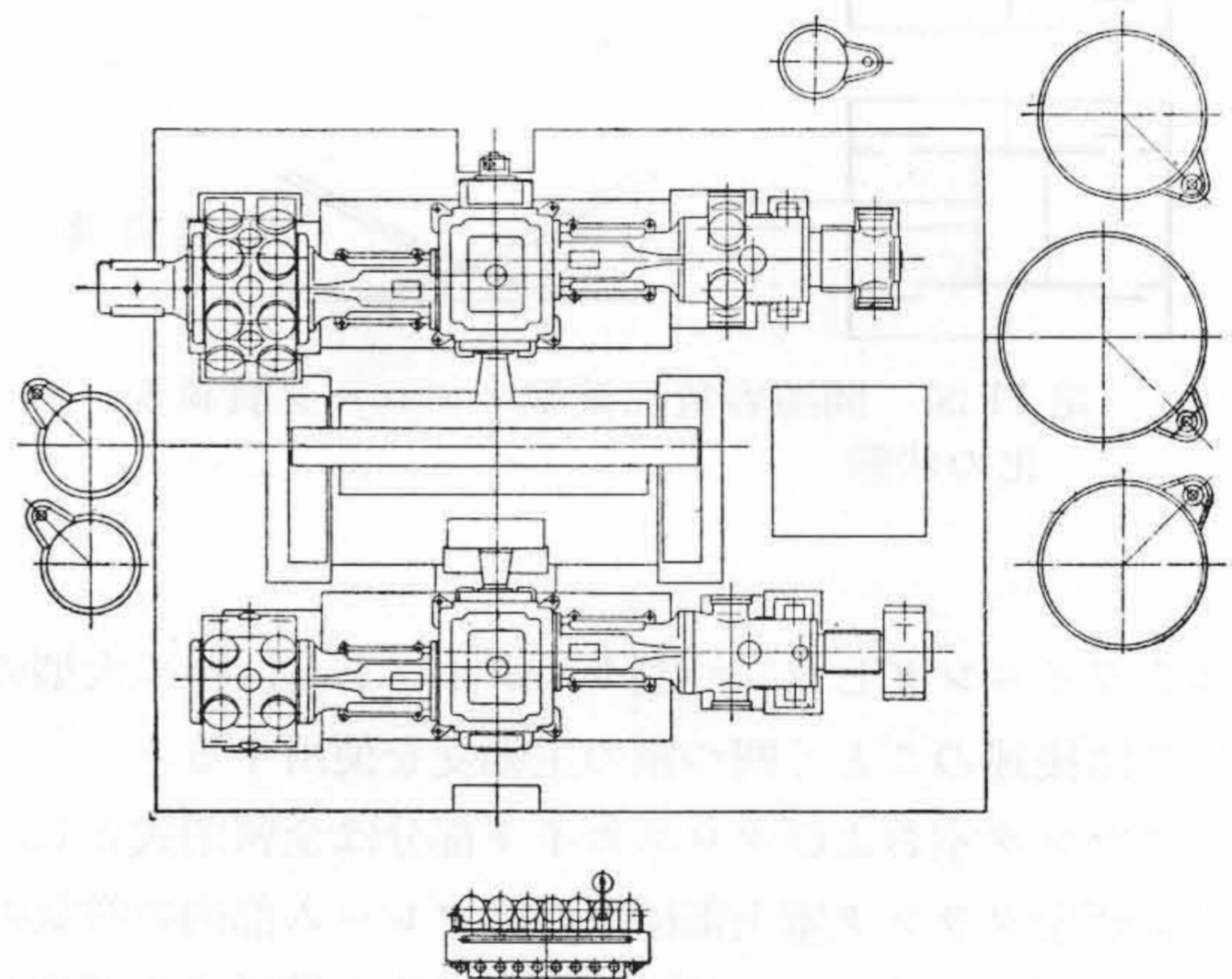
ピストンロッドは精選した特殊鋼を使用し、適切な熱処理と表面高周波焼入を行うので靱性があつて表面硬度が高い。かつ研磨仕上および超仕上を行うのでグランドパッキンの摺動面はきわめて耐磨耗性のすぐれたものとなつている。

(iii) クロスヘッド

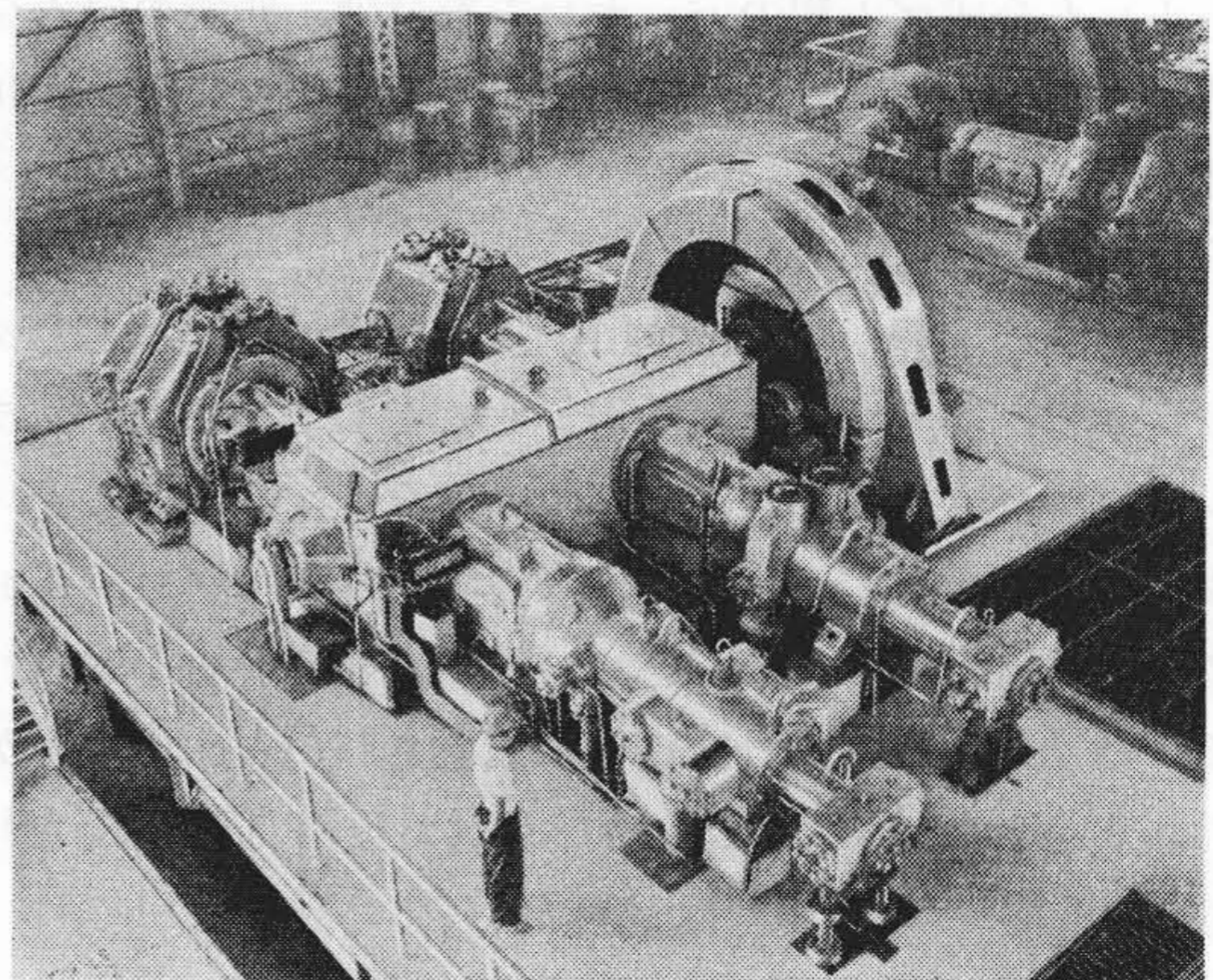
鋳鋼製クロスヘッドは十分な受圧面積をもつシュエを有するが、特に浮動式ピストンを支持するクロスヘッドはシュエとの結合を球面座としてピストンロッドの変形に依じられるようになつている。なおピストンロッドとクロスヘッドの結合は球面座をもつ二つのナットで締め



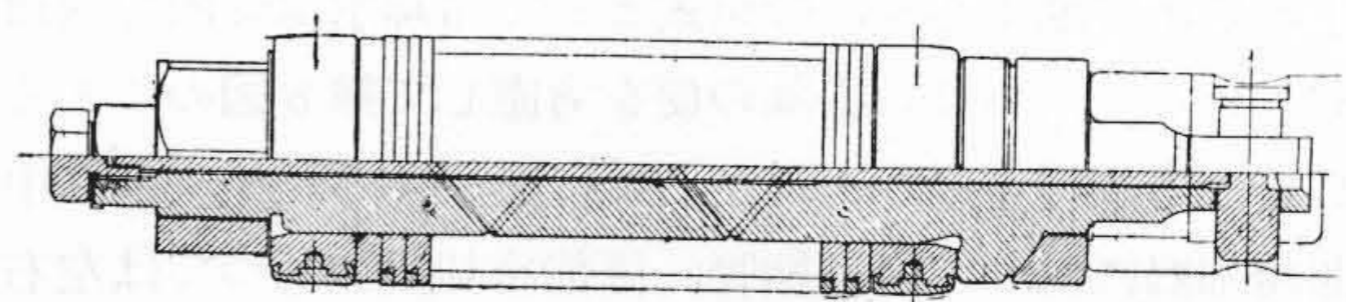
第12図 1,100 HP 5段炭酸ガス圧縮機



第13図 2,400 HP 6段空気圧縮機



第14図 3,200 HP 7段混合ガス圧縮機



第15図 高圧段ピストン

るのでピストンロッドのネジに無理がかからない。

(iv) 主 軸 受

主軸受は上下左右の4片により組立てられており、左右の軸受はいずれもコッタにより間隙調整を行う。この調整は外部より行うことができる。

鋳鋼製裏金に白色合金のライニングを施してある。給油はギヤポンプにより強圧給油を行う。

(v) 吸入吐出弁

汎用空気弁と同様にリング状緩衝弁を使用するが、寸法が大きいものは特に取扱を便にし、また高圧用は十分な強度をもっている。

(vi) メタリックパッキン

高圧圧縮機のグランドパッキンにはメタリックパッキンを使用する。第16図にその代表的な構造を示す。白色合金製の内側パッキン①と外側パッキン②を一組としてパッキン抑え③に入れて組み合わせる。これをパッキンケース④に入れたものを数組使用する。パッキンケース④にはバネ⑤があつてパッキン抑え③を押しているのでパッキン①は軽くピストンロッドに密着している。運転中はガス圧力が外部に作用してパッキン①をピストンロッドに密着させて漏洩を防止する。この型は300kg/cm²の高速循環ポンプにも使用でき気密性能がよく、寿命の長いメタリックパッキンである。

(3) 容 量 調 整

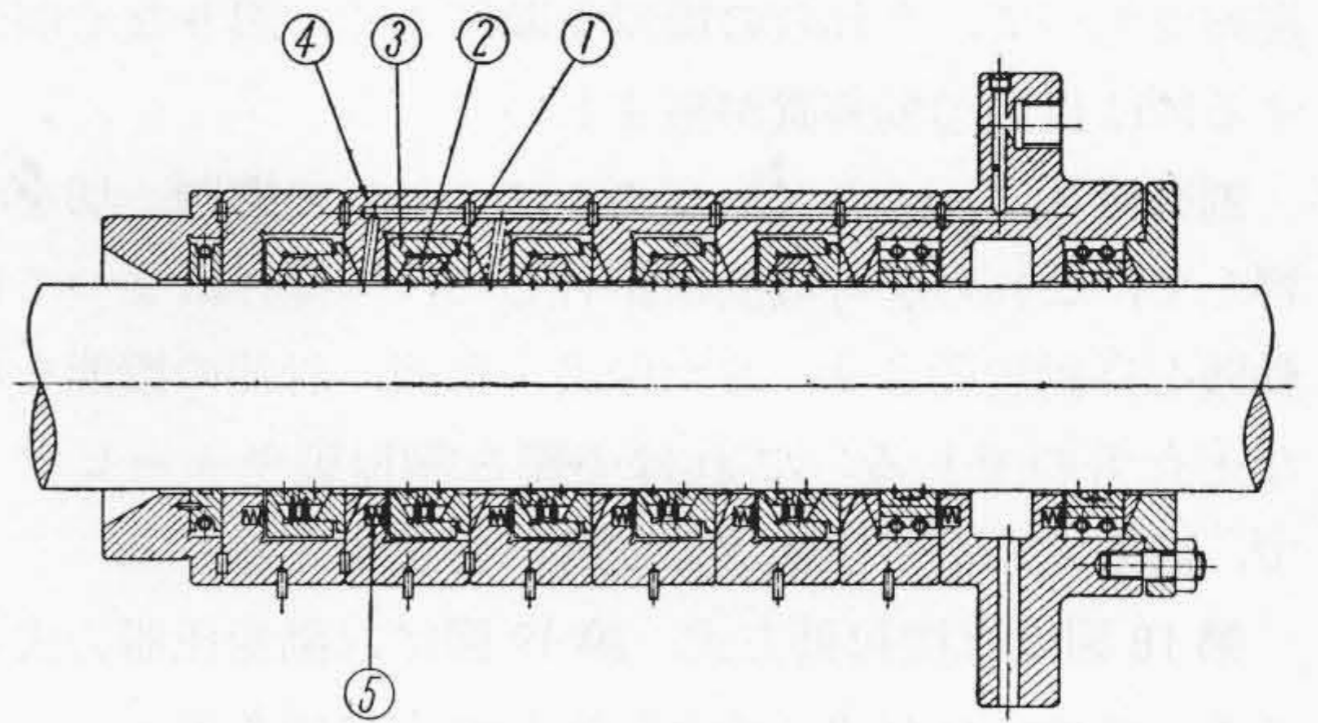
大型圧縮機ではガス量の調整はその用途によつて二、三の方法がある。また容量調整の検出部は圧力、ガス成分あるいは反応率など種々あるが、次第に自動化されつつある。大型圧縮機の容量調整の代表的なものは間隙容積を附加する方法および吸入弁調整方法である。低圧圧縮機で容量調整を行う場合は各シリンダで行うのが普通であるが、3段圧縮以上の多段圧縮機では簡単に第1段シリンダのみで行うことが多い。間隙容積を附加する方法とバイパス弁による調整を併用すると容量と馬力の関係は第17図①のごとくなり、吸入弁調整方法では②のようになる。すなわち吸入弁調整方法では無段階連続に容量を加減することができる。

(4) 保 安 装 置

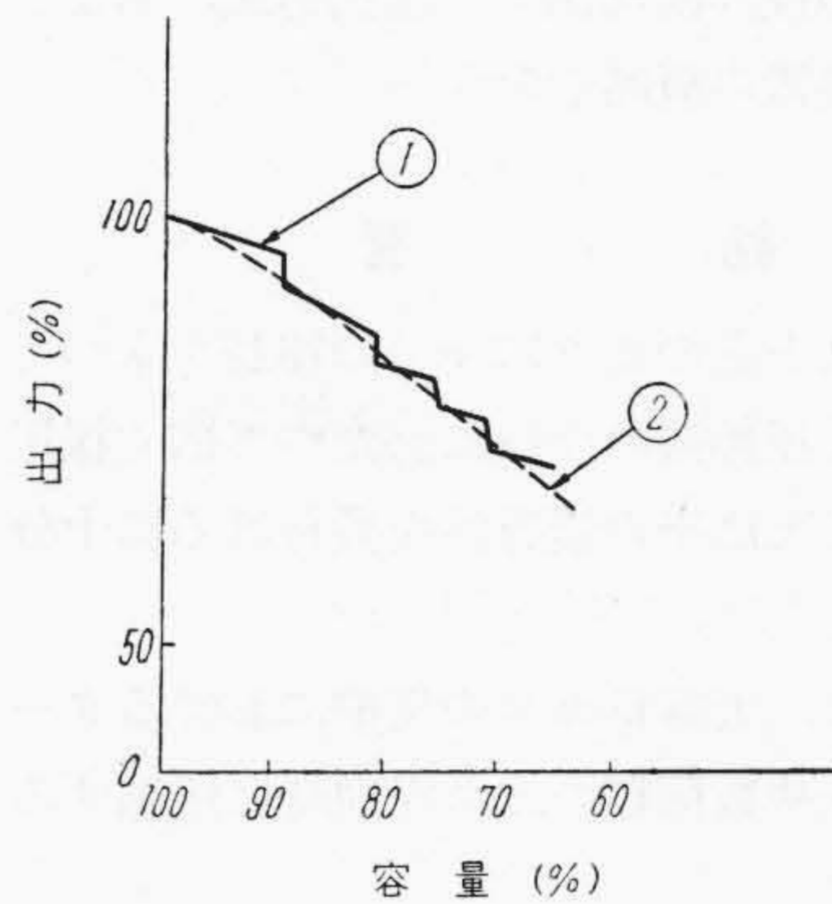
圧縮機の安全運転のために種々の保安装置が附されている。圧縮機起動時には給油装置、冷却装置、バーリング装置、および容量調整装置などの電動機とのインタロック、および運転中における給油装置、冷却装置、および吸入吐出圧力などの異常に対する警報を制限開閉器、圧力開閉器などで行っている。

〔VI〕 制御用スイッチキュービクル

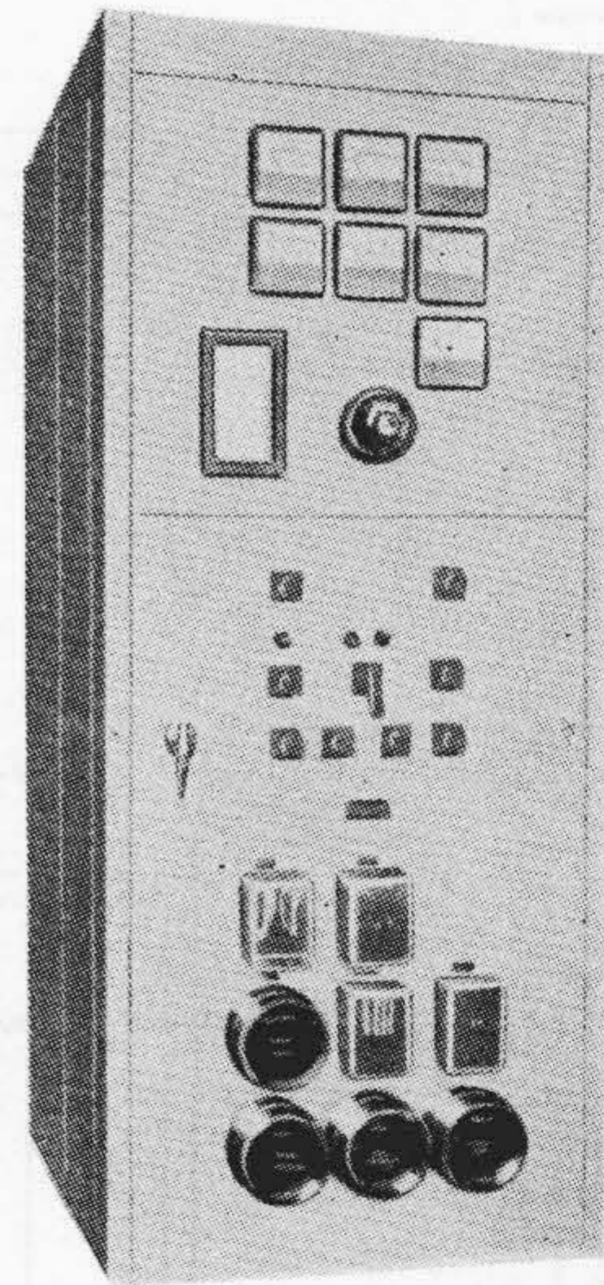
一般に大型圧縮機の駆動には、力率の改善、能率の向上の見地から、主として同期電動機が使用される。同期



第16図 メタリックパッキン



第17図 容量調整と出力の関係



第18図 同期電動機制御用スイッチキュービクル(直接起動)

電動機の制御には主電源開閉装置、励磁機および補機用電源開閉装置、界磁調整器、界磁開閉器および放電抵抗器などの多数の機器を必要とする。同期電動機の起動は一種の籠形誘導電動機として起動するのであつて、直接起動がもつとも簡単である。しかし起動電流が相当大となるので、電源設備の規模によつては、起動用リアクトルあるいは起動変圧器を使用して、起動電流を押える必要がある。同期電動機の起動は誘導電動機に比してやや

複雑であつて、これらの機器を順序よく、誤りなく制御するには自動起動装置が望ましい。

制御用スイッチキュービクルはこれらの機器一切を収容して、これらを有機的に結合して、一操作によつて電動機を自動起動させ、また保護、警報、計測の機能をそなえたものである。これは美しい鋼板製キュービクルで、防塵、小型で圧縮機の制御に好適である。

第18図は直接起動方式、第19図は起動変圧器方式のスイッチキュービクルの外観を示すものである。

第20図は中容量同期機直接起動用スイッチキュービクルの自動起動方式の操作説明図で、起動方式、およびそれらの保護、警報装置の概略を示す。

〔VII〕 結 言

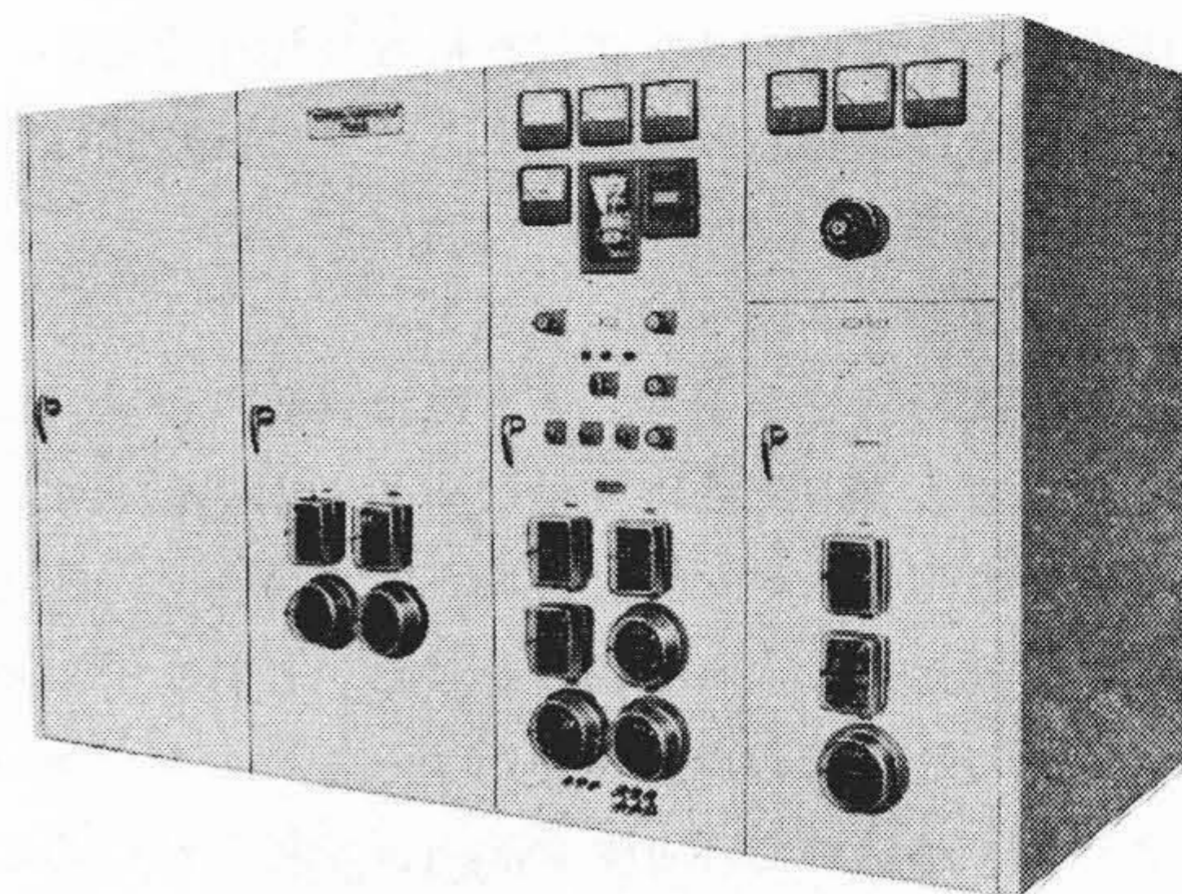
バランス型圧縮機は上記のように多くの特長をもっており、ここ数年にして圧縮機の全域にわたつて広く採用されるようになったことはその優秀性を裏付けるに十分である。

バランス型圧縮機は、大容量ガスの圧縮におけるターボブロアとの連合運転や数種類のガスを同時に圧縮する

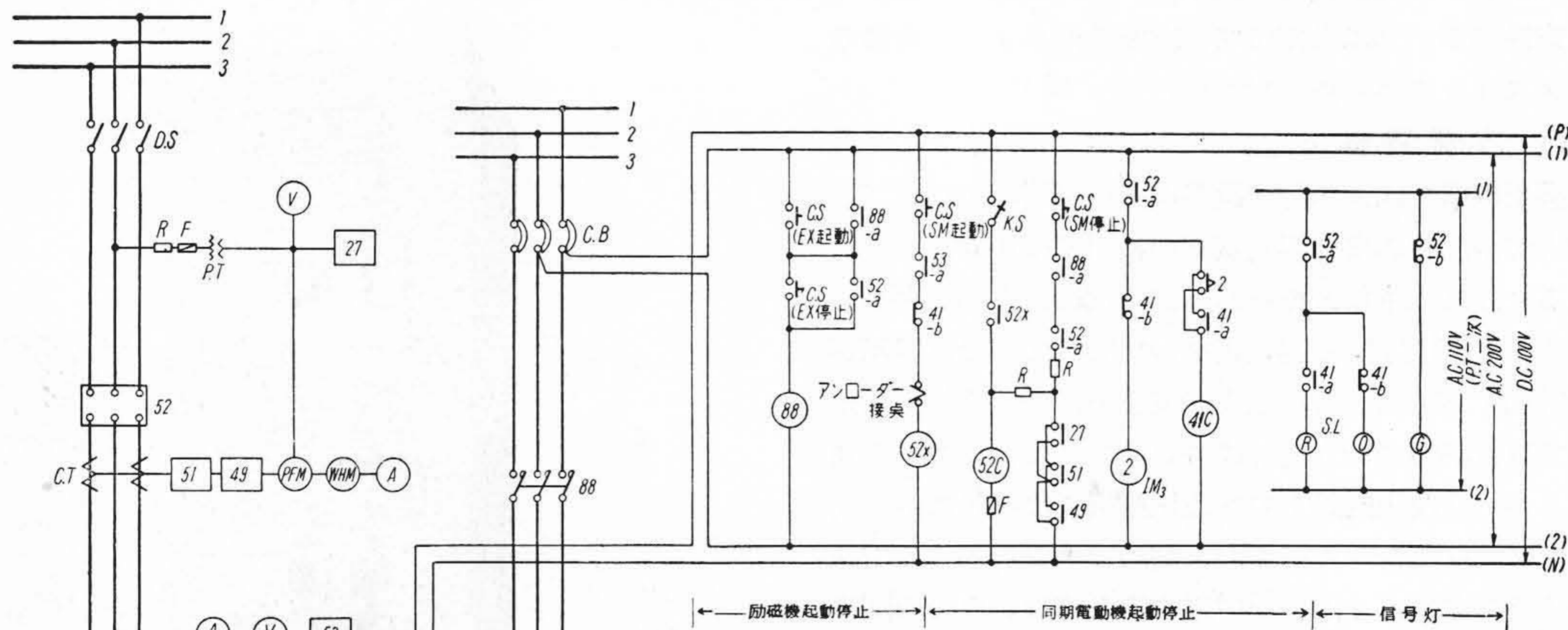
多用途圧縮機などとして各種プラントの合理化にもつとも適した型で一部ではすでに実現しているが、今後の広く各方面への進出が期待される。

参 考 文 献

- (1) 鮎沢：日立評論 36, 749 (1954- 4)
- (2) 伊藤, 重松：高圧ガス協会誌 (1956) Vol. 20, No. 56
- (3) 桜井：日立評論 別冊 No. 1 39 (1952)



第19図 同期電動機制御用スイッチキュービクル (起動変圧器使用)



← 励磁機起動停止 → ← 同期電動機起動停止 → ← 信号灯 →

起動にさきだちEXのF.Rを正視運転の位置(EX電圧70V以上)に調整する。EX用C.Sを起動側に操作すれば88閉路してEXは起動する。運転を停止する時はC.Sを停止側に操作する。なおEX停止するときはS.M停止後停止すること。

EXが昇速して規定の電圧に達したとき(53閉路する)S.M起動用C.Sを操作すると、6X閉路され起動用O.C.B6は閉路される。6投入後主回路O.C.B52閉路されS.Mは所定の起動電圧により起動する。52閉路により2は閉路される。2はあらかじめ整定された時限すなわちS.Mが完全に昇速するに要する時間経過後41Cを閉路し同期速度に牽入する。41閉路すれば48X閉路され、所定の時限後48閉路されると6O.C.Bを開路すると同時に42O.C.B閉路されS.Mは全電圧に切換えられて起動完了する。下記の場合は52遮断して運転を停止する。
 (1) C.Sを停止側に操作したとき (2) 27動作のとき
 (3) 49動作のとき (4) 51動作のとき (5) 88閉路したとき

起動中は橙色
 運転中は赤色
 停止中は緑色
 信号灯を点灯して表示する。

第20図 同期電動機自動起動操作説明図(直接起動)