

# 汎用 100 kW バランス形圧縮機

100 kW General-Purpose Balanced Type Compressors

山 本 嘉 己\*  
Yoshimi Yamamoto

## 内 容 梗 概

汎用機種として十分な特性をもった 100 kW バランス形圧縮機が完成した。本機はバランス形千数百台の実績をもとにして設計されたきわめて機動性のある、信頼性の高い機種で多くの特長をもっている。バランス形はややもすると小形圧縮機の製作にはむかないともいわれていたが、設計のいかんによってはほかのどの機種よりも合理的であり、かつ汎用機としての条件も十分具備させることができる。

また本機はバランス形では 1,000 rpm と最も速い回転数であるが、高速化に対する空気弁の問題など最近の研究を十分とりいれているので、高速に対してもきわめて安全性が高い。

## 1. 緒 言

日立製作所におけるバランス形圧縮機の歴史は、昭和 28 年、他社にさきがけて、その国産第 1 号機を開発したことに始まる。われわれはそれ以来今日までの十余年間に、絶え間ない研究、開発、改善をつづけ、現在までに総台数 1,400 台余、総出力 400,000 kW あまりの多くの圧縮機を世に送り、今日なお圧縮機メーカーとしてのゆるぎない地歩を保っている。

なかでも 150~670 kW の標準圧縮機は、適用分野が広いこと、業界の設備投資が活発であったこと、使用者の支持が得られたことなどのため常に高い占有率を有し、また生産台数もきわめて多く、各種産業界の設備合理化に大きく貢献してきた。

ところで今までのバランス形シリーズの容量は小さいほうでは 150 kW どまりで、これより小さくなると 1 段単動の日立 VHC (高速多気筒圧縮機) シリーズを選定しなければならず、かつ VHC シリーズの容量は、大きいほうで 75 kW どまりであった。このためこれらの中間は空白となり、100 kW 前後は容量の選定、台数の決定に多少の不便もあったので、われわれはここに新たに 100 kW バランス形圧縮機を開発しバランス形シリーズに追加した。

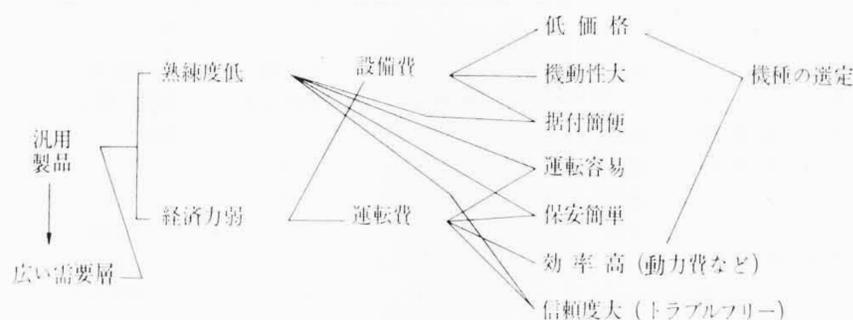
バランス形圧縮機は、ふつりあい慣性力のない横形機であるから、本質的に中大形高速機に適しており、このため従来ややもすると、小形機は立形のほうが有利とされていたが、設計のいかんによっては必ずしもそうではなく、横形でも十分立形に対抗できることを立証した。以下小形高速機としての本機の特長構造を紹介し、あわせて高速化するうえでの二、三の問題点についてふれることにする。

## 2. 形 式 比 較

### 2.1 汎用圧縮機の要点

100 kW 級の汎用機種は不特定多数の使用者によって使われるが、ユーザーの多くは運転取扱いに不なれであり、かつ購買に当たっても比較的経済力の弱い場合が多い。これはとりもなおさず、設備費の低廉な、保守の容易な信頼性のある機械でなければならないことを意味するもので、「だれにも手がるに」使える機械が要求されるゆえである。近代設備に最も適した圧縮機が備えねばならない条件は、イニシャルコスト、ランニングコストが低廉で経済性が高いこと、具体的には、低価格、高効率、据付、運転、保守が簡便容易で、故障が少なく信頼性の高いことであるとされている。これらの関係は第 1 図のとおりであり、各圧縮機はその目的とされることによって、図中の各項目が加重され、バランスするように設計されねばならない。とくに本機のようにいろいろの形式の適用範囲となる

\* 日立製作所川崎工場



第 1 図 汎用圧縮機の要点

100 kW 級では機種を選定が、設備費、運転費に与える影響が大きいため、その決定ははなはだ重要なことになる。

### 2.2 形式比較

一般に機械が特に大きいとか小さいとか、あるいは特別の条件が要求されるとかの場合、採用され得る形式は、限られてくるのが普通であるが、100 kW 級になると前にも述べたように、いろいろの形式が可能である。いま基本的事項と具体例で各形式の得失を比較してみる。

#### (i) 基本的な二、三の事項

##### (a) 単動と複動

クランク系すなわち行程回転数が一定であれば単動機は同じ直径のシリンダ二つを必要とし、かつコンロッド系(ピストン-コンロッド関係)も 2 倍いるので、複動機がクロスヘッド、ピストンロッドを必要とすることを考慮しても単動式がコスト高になることは避けられない。効率は単動機のほうが低い、慣性力のつりあいはとりやすい。

##### (b) 1 段と 2 段

2 段機は価格は高くなるが動力費の節約と吐出温度が低いという 2 大利点をもっている。圧縮機の動力費は全断熱効率  $\eta_{ad}$  に支配される。 $\eta_{ad}$  は吐出空気の理論断熱圧縮仕事  $A$  kW、(吐出風量に比例する) と軸動力  $S$  kW の比、すなわち  $\eta_{ad} = A$  kW /  $S$  kW であり、 $A$  kW は空気量が同じでも 1 段と 2 段で異なる。したがって空気量と  $\eta_{ad}$  が同じでも当然  $S$  kW は異なってくる。吐出圧力  $7 \text{ kg/cm}^2$  の場合 2 段機の  $S$  kW は 1 段機の 85% である。あるいは  $S$  kW と空気量が同じなら 1 段機の  $\eta_{ad}$  80% が 2 段機の 68% と見合うことになる。風量当たりの軸動力の大小で比較すれば効率の大小は一見して明瞭である。

吐出温度は 1 段断熱理論温度が  $245^\circ\text{C}$  (吸入温度  $15^\circ\text{C}$ ) に対し 2 段では  $113^\circ\text{C}$  で約半分以下であり、このため吐出弁へのカーボンの堆積が少なく、配管その他の熱変形や構成部品の熱影響が少ない。

第1表 各形式比較表

形式 要目	バランス形 2段複動	Y形 2段複動	横形 1段複動	星形 1段単動
構造				
電動機 kW	100	100	100	100
行程 mm	125	178	350	130
回転数 rpm	965	600	250	970
実風量比	100	95	93	78
吐出温度℃	110	110	190	190
据付面積比	100	108	93	62
アンバランス比	0	18	100	10
機械重量比	100	123	125	60

第2表 標準仕様

電動機出力 形式	kW	標準		中 圧	低 圧
		100/90	110/100	100/90	100/90
形式		BTD-ICC		BTD-ICC	BSD-WCC
低圧気筒径	mm	355		335	355 335
高圧気筒径	mm	224		180	—
行程	mm	125		125	125
サイクル	c/s	50/60		50/60	50/60
電動機極数	極	6/8		6/8	6/8
回転数	rpm	1,000/900		1,000/900	1,000/900
行程容積	m <sup>3</sup> /min	24.5/22.1		21.8/19.6	49.1/44.2 43.7/39.3
吐出圧力	kg/cm <sup>2</sup>	7.0 8.5		max 15	2.0 max 4

ただし、上表の回転数は同期速度を示すので誘導電動機使用の場合は回転数、行程容積はともに約2.5%減少する。

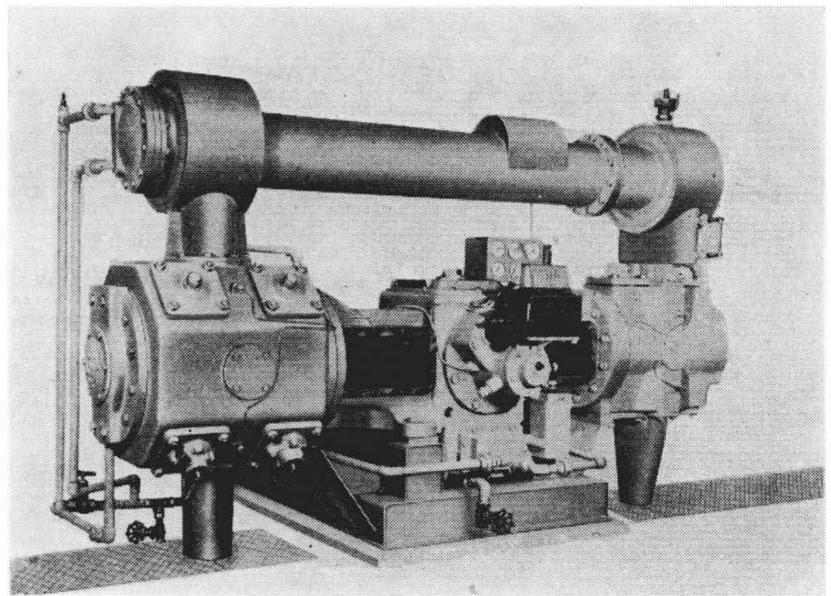
(c) 単気筒と多気筒

クランク系が同じであれば1気筒式に対しては2気筒式では1気筒直径の1/1.4の気筒直径のもの二つが必要である。このときコンロッド系は2倍になるが、気筒の重量は1/2にはならないので、同一の生産単位、生産方式では当然多気筒式のほうが割高になる。効率は多気筒式のほうが一般に低いが、慣性力のつりあいをとるのが容易なので高速化にむいている。

(ii) 具体例

現在用いられている代表的な形式を100kW級を例にとり概略の比較をしてみたのが第1表である。

表中バランス形は電動機直結、他はVロープ駆動、吐出温度は実際温度であり、価格の指標としては機械重量を用いた。また、ふつりあい力としては、慣性力と慣性偶力があるが(ただし慣性



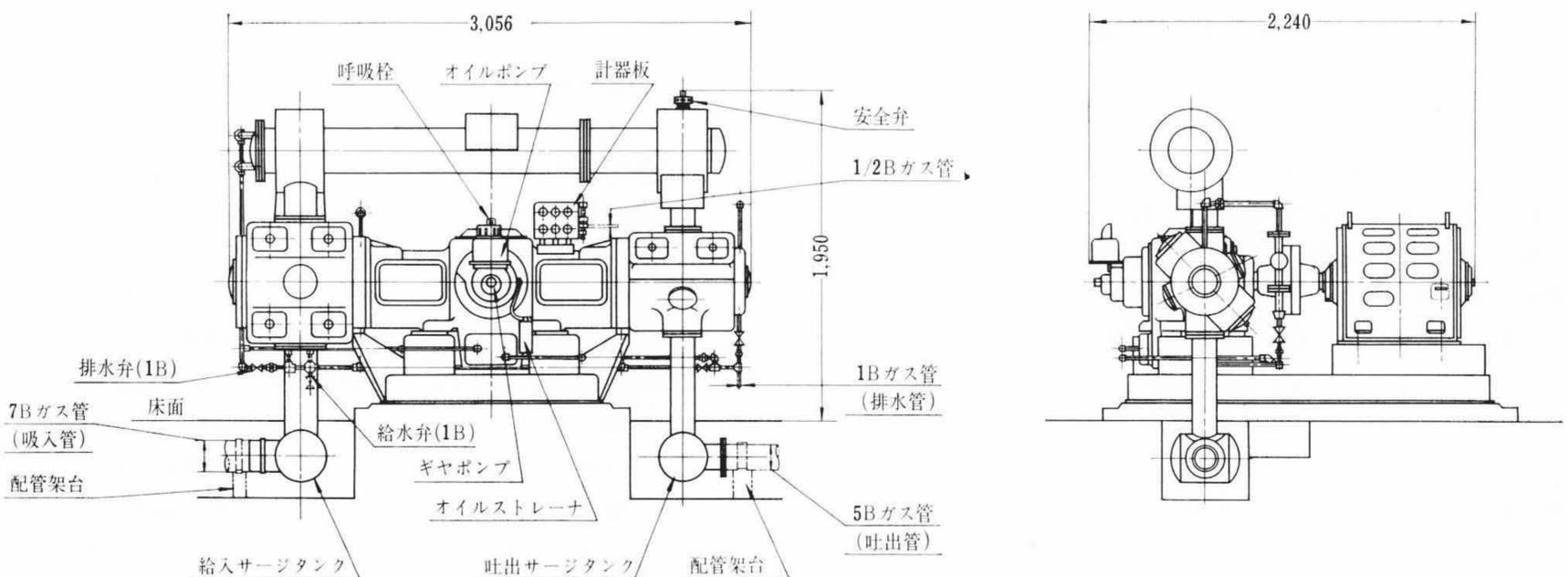
第2図 100kW バランス形圧縮機

偶力は横形1段のみなし)、後者は小さいので、省略し慣性力のみを記した。本表によっても明らかのように、バランス形は星形にくらべ数多くの特長を備えている。

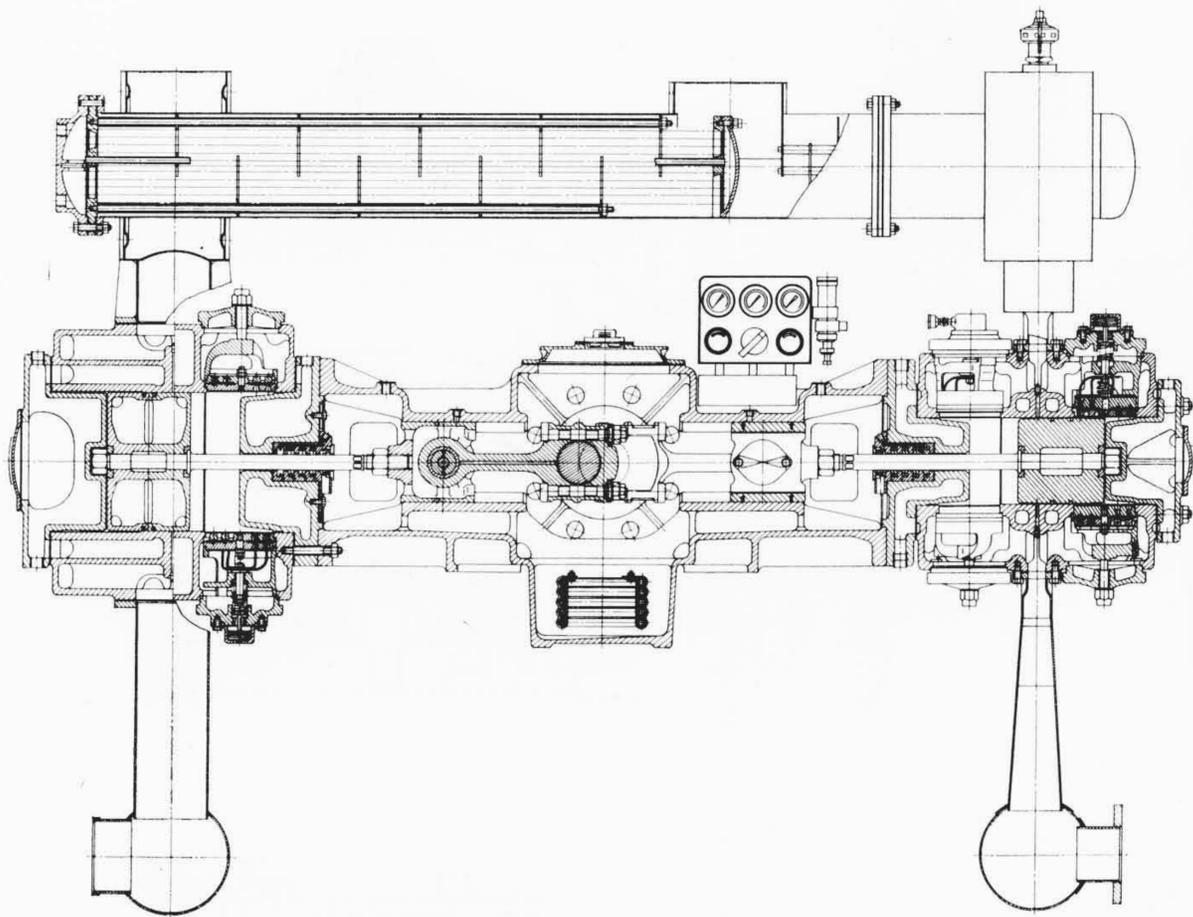
3. 仕様と特長

3.1 仕様

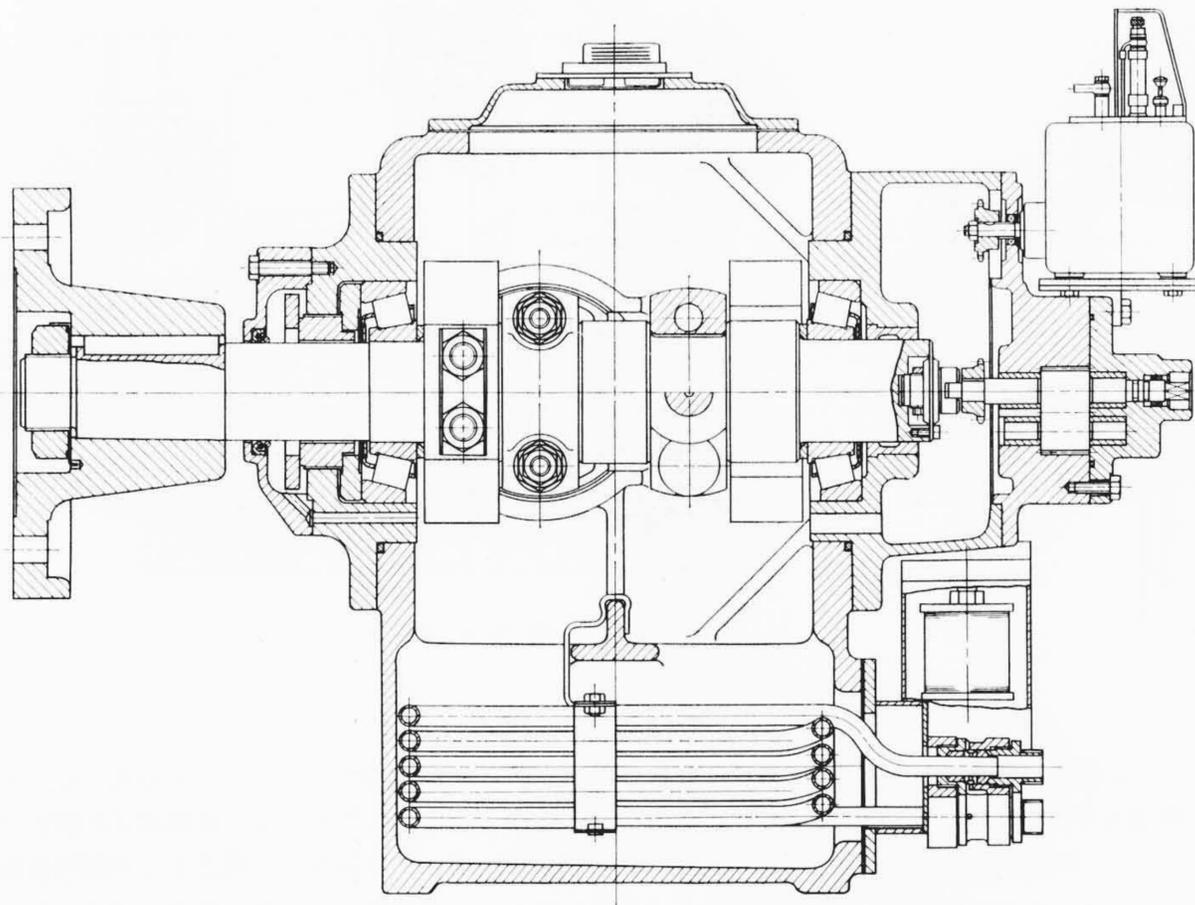
本100kW バランス形圧縮機の標準仕様を第2表に示す。第2図は7kg/cm<sup>2</sup>×100kW バランス形圧縮機の全景を、第3図は外形寸法を示している。



第3図 100kW バランス形圧縮機外形と寸法



第4図 シリンダ軸線断面



第5図 クランク軸線断面

### 3.2 特 長

#### (i) 小形コンパクトな設計

バランス形の採用であるから、アンバランスが少なく、高速化が可能なので、思いきって小形、軽量化してある。さらに圧縮機、電動機のコモンベースへの完全搭載、給排水管の1本化などあいまって運搬輸送、据付にいたるまで、いちじるしく機動性が向上している。

#### (ii) 設備費が低廉である

小形であるから据付面積が小さくしたがって建家建設費が節減される。前章で述べたとおりロープ駆動の立Y形よりも据付面積が小さいことは注目すべきことである。さらにアンバランスも少

ないので基礎も小形軽量、かつ単純構造であるため、据付に要する付帯設備費も少ない。

#### (iii) 効率がすぐれている

高速化に伴う効率の低下を防ぐため弁や中間冷却器をはじめ各部の抵抗の減少をはかってあるので、このクラスの圧縮機としては、はなはだ高い効率を有し、同出力の低速1段機よりはるかにすぐれている。

#### (iv) 運転、保守が容易である

空気弁の弁板、弁バネは多くの経験と技術を生かして、設計製作してあるので寿命の点でも改善されており、メタリックパッキングのグランド、2重緩衝式のサクショアンローダあるいはプレジジョンタイプの大メタル、テーパローラベヤリングの主メタルなどはいずれも調整不要で保守の手間がかからない。

ワンハンドの起動アンローダや起動オイルプライミング、集中管理式のための防振式計器パネル、ロードシグナルなど運転の容易化に対しても多くの考慮が払われている。

#### (v) 信頼性が高い

事故防止については、油圧リレーや断水リレーなどの保護リレー、起動アンロードインタロックなどの誤操作防止装置が付属しているが、前項の運転、保守整備などの容易化によって事故ポテンシャルを排除することもまた重要なことであり、このために細部の構造に至るまで一貫して信頼性向上がはかられている。

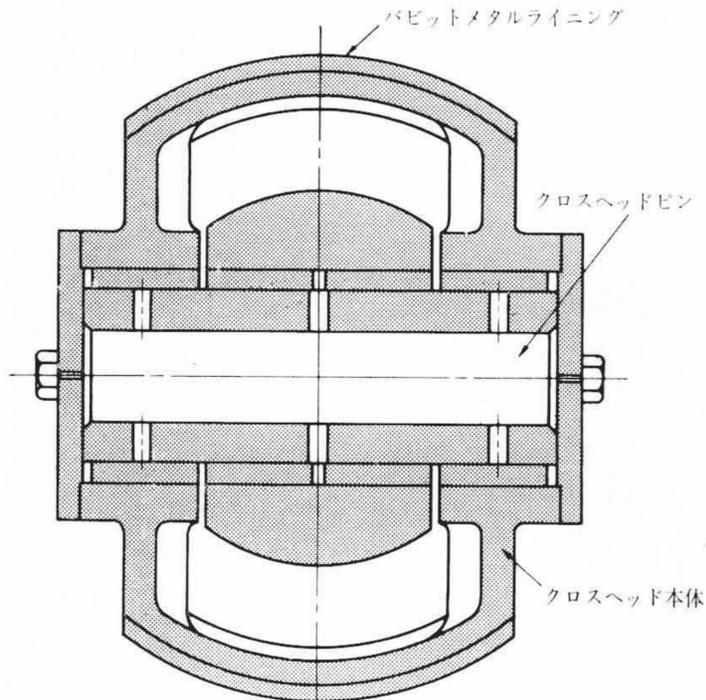
## 4. 構 造

### 4.1 フレーム部分

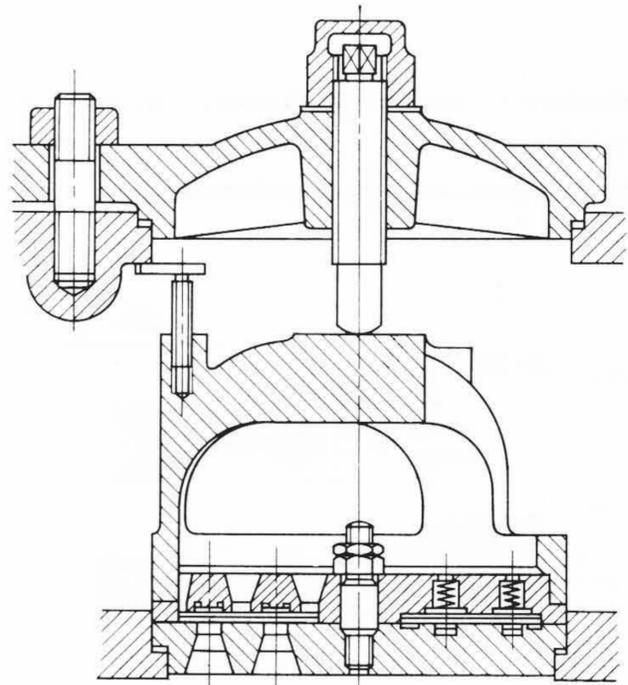
第4図および第5図にそれぞれシリンダ軸線断面、クランク軸線断面をしめす。短行程であるからフレームとクロスガイドは一体構造が可能で、このため剛性が増大し、コモンベースへはわずか4本のボルトで締付けられている。フレームの側面、上面にクロスヘッドやコネクティングロッドの分解組立を容易にするため大きな点検窓をつけ、かつ全密閉式として油漏れ、ダストの侵入を防いでいる。主軸受をテーパローラベヤリングとしたので、全密閉構造とあいまって長期にわたり手のかからぬ安定した運転を継続することができる。クランク軸は、カップリングはめ込み部をテーパとして着脱を容易にし、不慣れた取扱者にも手がるに保守ができるようにしてある。

大メタルは鋼製台金にホワイトメタルを、きわめて薄くライニングしたいわゆるプレジジョンタイプのもので、衝撃荷重に対し疲労強度が大である。小メタルは磷青銅製ブッシュタイプで、クロスヘッドピンメタルと同じものである。外周は固定、内周はクロスヘッドピンに対してギャップがあるいわゆるピンフロート式で、いずれ

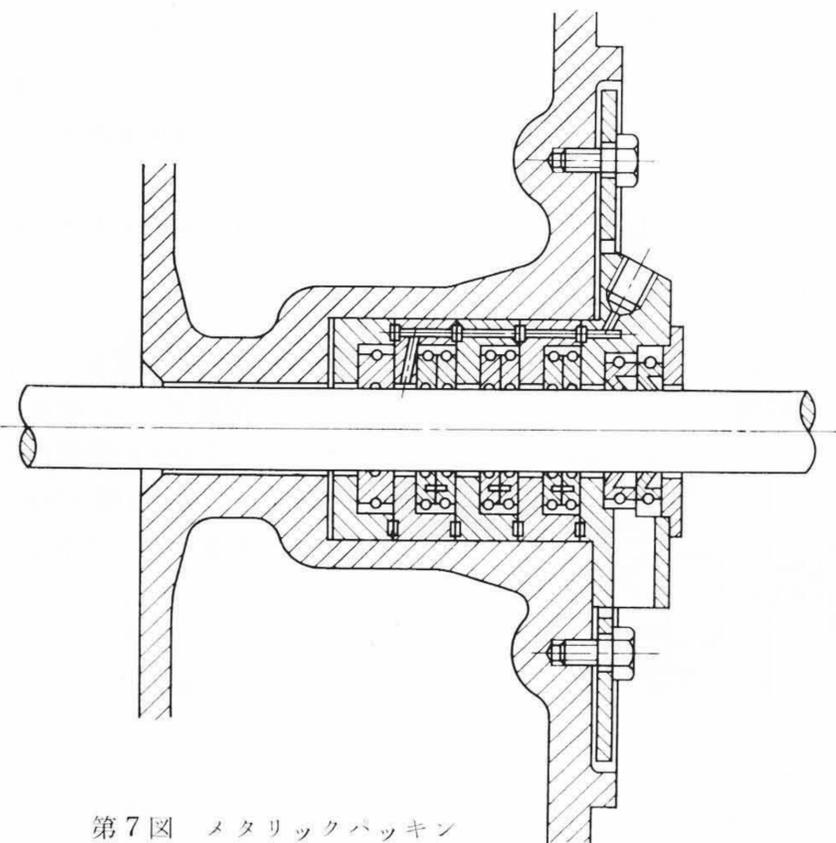
大メタルは鋼製台金にホワイトメタルを、きわめて薄くライニングしたいわゆるプレジジョンタイプのもので、衝撃荷重に対し疲労強度が大である。小メタルは磷青銅製ブッシュタイプで、クロスヘッドピンメタルと同じものである。外周は固定、内周はクロスヘッドピンに対してギャップがあるいわゆるピンフロート式で、いずれ



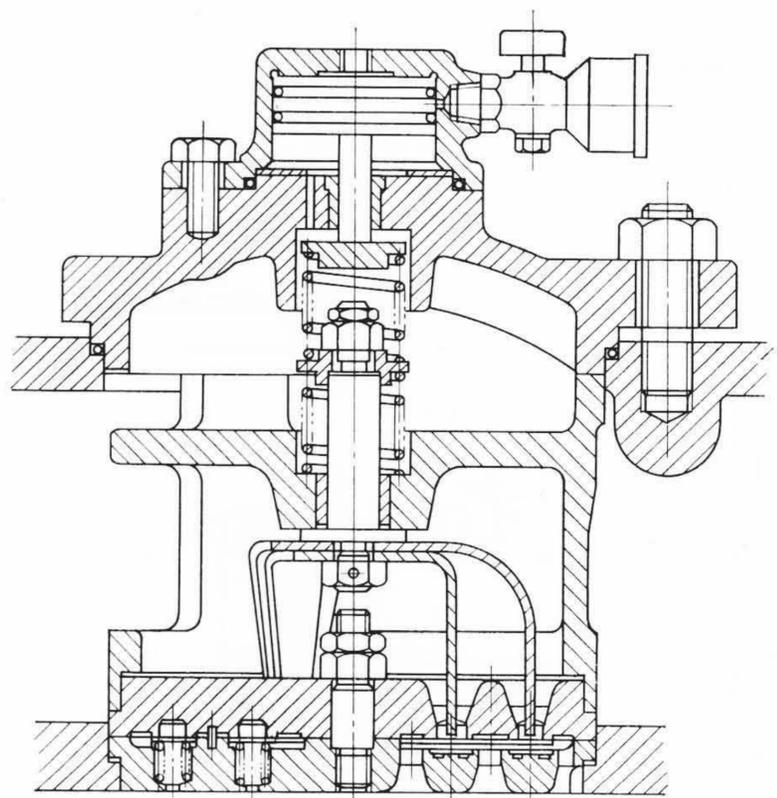
第6図 クロスヘッド



第8図 空気弁



第7図 メタリックパッキン



第9図 吸気弁開放形アンローダ

も寿命が長いこと、交換時に合わせ作業などがなく手軽に交換できるのが特長である。第6図にクロスヘッドの断面を示す。クロスヘッドピンは肌焼鋼を高周波焼入後研摩超仕上げして耐摩耗性をもたせてある。形状はストレートであるから、テーパのようなめんどろな合わせはなくかつ脱落防止も簡単確実である。クロスヘッドは箱形一体構造で外周にはホワイトメタルのライニングを施すなど信頼性の向上が図られている。

#### 4.2 シリンダ部分

シリンダは強度剛性が十分で空気流路の抵抗を減らすため、適切な形状となっている。ピストンは増大する慣性力をおさえるためできるだけ軽量化してある。低圧高圧ピストンはいずれも軽合金製で、耐摩耗性を備えている。グランドパッキンは第7図に示すとおり高・低圧とも全金属製のいわゆるセグメントタイプのメタリックパッキンで  $20 \text{ kg/cm}^2$  程度の中圧力に対しても数万時間の長い寿命をもっている。ピストンロッドは炭素鋼を調質高周波焼入後、研摩超仕上げしてあり、端部の2組のパッキンはフレーム潤滑油がシリンダ内へ侵入するのを防ぐオイルスクレーパである。

#### 4.3 空気弁およびアンローダ

空気弁は弁板の破損を防止するためエヤクッション方式としてあり、弁押しボルトなどのゆるみに対しても弁受の破損落下が防止されるようガードリングを設けてリブを接続した構造とし不測の事故も未然に防ぐようにしてある。第8図は空気弁の構造を示す。アンローダは圧力調整弁による吸気弁開放形で、100, 50, 0% 3段階式となっている。本機の吸気弁開放形アンローダは第9図に示すとおり2段のスプリングを用いた独得のもので動作時には、弁板押しが弁を弁受に当たるまで一ぱいに押しつつ衝撃を与えない。したがってショックによる弁板の損傷や、弁板押し先端の摩耗による調整が不要である。起動時のアンロードスタートには手動3方コックを用い一動作でアンロードさせることが可能であり、また3方コックの動作と主電動機回路はインタロックされている。

#### 4.4 潤滑装置

##### (i) フレーム潤滑

オイルクーラは、コイル形クーラをフレームオイルパンに内蔵したもので(第5図)、冷却されたオイルパン内の潤滑油はオイルフィルタを通してギヤポンプに吸入され、ギヤポンプ吐出後、一

部は主軸受、大メタル、小メタルを潤滑し、一部は直接クロスヘッド、上部へ圧送される。ギヤポンプの駆動はクランク軸端より、一方クラッチを介して行なわれるので、起動時は、起動ハンドルを手動回転すれば、ギヤポンプのみの運転が可能で、容易にプライミングが行なわれるから別ポンプは不要である。

(ii) シリンダ潤滑

シリンダ潤滑油はプランジャ式注油ポンプで強制圧送される。注油ポンプはギヤポンプ軸よりスプロケット、チェーンによって駆動されるので、前項のギヤポンプをプライミングすれば、自動的に手動駆動されるのでフレーム、シリンダしゅう動部はワンハンドでプライミングできるようになっている。

4.5 インタークーラ

伝熱効果のよいシェルアンドチューブ式で高低圧両シリンダ間にまたがらせて配置してあり、十分な冷却面積が与えられている(第4図)。セパレータは冷却によって生じたドレインを分離し高圧シリンダのドレイン吸入によるトラブルを防止するうえにきわめて重要である。本機は多重パフルの反転式で吸入ドラムと組み合わせた分離効率の高いものである。

4.6 配管

吸入、吐出管には共振の影響を緩和するためのサージタンクをとりつけてあり、吸入管にはビクトリック継手を用いて配管の心の狂いが本体に及ばぬようにしてある。冷却水配管は低圧側の排水口を高圧側の給水口に接続し、かつロートなどの開口部をつけない、いわゆる密閉・直列同径の1系統としたので、背圧のいかにかわらず自由に配管できるほか冷却水の有効な利用が可能となり、かつ冷却水の出入口を1本にまとめてあるので、配管工事もいちじるしく簡便となった。

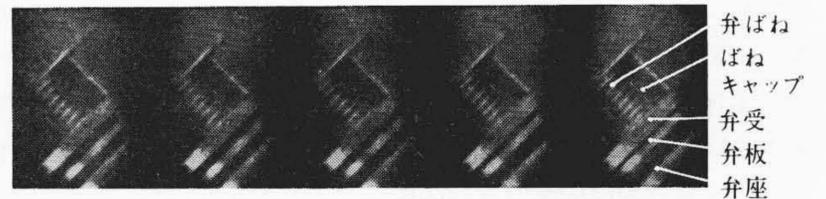
またシリンダ給油管、アンロード配管はいずれも銅管で分解組立作業が容易である。

5. 高速化に伴う二、三の問題点

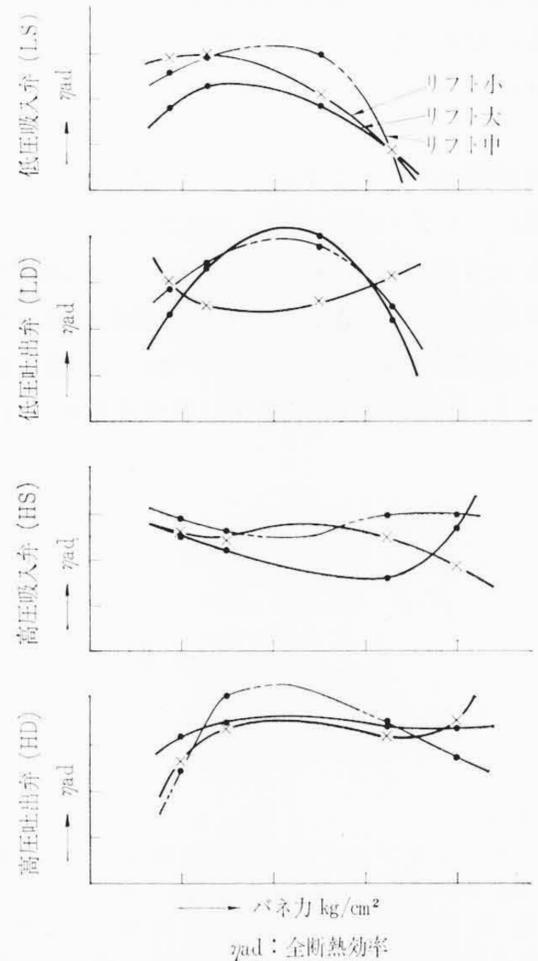
本機を含め現今の往復式圧縮機について考えれば、平均ピストン速度および回転数は、小形高速のものでもそれぞれ 4 m/s, 1,000 rpm 前後であるから、これを内燃機関にくらべればさして高速であるとはいえない。しかし、圧縮機を高速化してゆくときは内燃機関と異なって、なお二、三の問題があるとされている。そのもっとも大きな障害は自動弁であり、このほかに高週波の脈動や騒音、振動などもやっかいな問題である。

5.1 空気弁

往復式圧縮機は任意の吐出圧力に応じて効率のよい、しかも安全な運転を行なうため必ず自動弁が必要である。自動弁は一種の逆止弁で、差圧によって自動的に開き、背圧で閉じる。圧縮機のピストン速度が大きくなれば、同じ設計の弁では抵抗は著しく増加するし、回転数が上がれば、開閉に伴う損失も回転数の上昇とともにふえるばかりでなく、弁板の開閉速度、ひん度も増加するので繰返し、衝撃による弁板や弁バネの寿命が問題になってくる。これらの問題を解決し高速においても効率よく、産業機械にふさわしい寿命をもった弁を開発するには、高速における弁や弁バネの挙動をはじめ、多くの基礎的な研究を必要とするほか、多数の運転実績から得られるいろいろのデータも必要である。第10図は回転数 900 rpm の空気圧縮機の弁板、弁バネ、バネキャップの運動を、高速度カメラでとらえたもので、弁の運動を調べようとする試みの一例である。この結果の一つとして本機は弁キャップが廃止されている。また第11図は最大の効率を与える弁バネと弁板リフトを決定するため、あらかじめ理論的に求められた弁バネとリフトを組合せ実機で試験したデータの一例であり、本機の弁の諸元決定に大きな役割をはたして



第10図 高速度カメラで撮映した弁の運動



第11図 弁の諸元と効率との関係

いる。

5.2 脈動

往復動圧縮機は吸入吐出が間欠的に行なわれるため、圧縮機前後の配管系内に圧力脈動を生ずるのは避けられない。高速化と脈動率あるいは脈動値とは直接関係はないが、圧縮機の共振管長が短くなるので高次の共振長までが実用配管の中へはいつてくるため検討不十分のときは共振を起こすことがあり、また振動のサイクルが大きくなるので、締付部がゆるんだり、配管のき裂を生じたりすることがある。

最近のように増設や、数台の圧縮機を連絡する場合には配管が複雑になりやすく管路網が生ずるといっそう共振現象の発生する機会が生ずる。これらの諸問題を解決するにはやはり複雑な管路網に至るまで脈動現象を解明する基礎的研究や、管路網を電気系に模擬してアナログ電子計算機で解く研究<sup>(1)</sup>、あるいは実害が発生しないよう脈動を減らす実際の対策の研究<sup>(2)</sup>がたいせつとなってくる。

日立汎用バランス形圧縮機にはすでにこれら研究の成果を採り入れ、実用的対策として吸吐出側にそれぞれ適切な圧力脈動緩衝タンクを取り付け、実際配管に当たってはあまり共振管長を考慮しなくても、実害が起こらないようにしてある(第4図参照)。

5.3 振動と騒音

高速化すれば機械の慣性力は回転数の二乗に比例して急激に増加するので、機械自身の内部荷重を増し、はなはだしいときは軽量化に逆行することにもなる。またつりあいの悪い機械であれば当然基礎振動が増大し、大きな基礎が必要となる。バランス形はさいわい、往復慣性力がつりあうので問題ないが、わずかの慣性偶力があるので、これをさらにいっそう小さくするため往復運動部分をできるだ

け軽量に設計してある。このため本機の振動振幅値も従来品と同じ程度に納めることができた。

高速化に伴うもう一つの害は騒音の増大である。圧縮機騒音の最も大きいものは吸入騒音であるが、現用の圧縮機回転数1,000 rpm程度では騒音値は中速のものに比べて著しく大きくはならないので、防音の必要があるときはサイレンサで十分実用的効果を得ている。しかし機械自身の発する騒音は従来のものにくらべ周波数も、騒音値もともに大きくなって来るので、人間工学的にも少しずつ対策が行なわれはじめてきた。

5.4 試験

すべての汎用製品がそうであるように、試作機は多くの机上検討の結果を実際に、モデル試験によって確認されなければならない。

予測されるすべての使用条件について繰り返し試験を行なうのはもちろん、長期の使用で予測される現象の発生に対しても十分検討対策してその信頼性を高めなければならない。本機も製作以来2年近い時日をかけ、各種の測定、あるいは特殊試験を行ない、安全性、

耐久性が確認された。

6. 結 言

企業競争が激しい今日、設備の合理化はコストダウンに避けられない重大な要素である。今まで日立バランス形シリーズ、あるいは小形のVHCシリーズには、100 kW前後の空白があり、このため過大な設備、あるいは小形機を数台使用するなど、能率の悪い場合もあったと思われるので、本100 kW バランス形の完成は十分な意義あることと思われる。

本機はバランス形千数百台の実績をもとにして設計された、きわめて信頼性の大きい機種であるので、だれにも手軽に使用できる汎用機として活躍することであろう。

参 考 文 献

- (1) 大谷, 山田: 機械学会誌 66, 532 (昭38-5)
- (2) 大 谷: 日立評論 46, 8 (昭39-8)

Vol. 25 日立造船技報 No. 4

目 次

論 文

- 耐キャビテーション・エロージョン性材料
- アンチピッチングタンクの理論的ならびに実験的研究
- 円筒内面の回転式クロムメッキ法
- 低放射性廃液の自動選別装置の試作 (第2報)
- 組立式鉛しゃへいのしゃへい効果、強度および工作法

- 主機ディーゼル機関の振動および騒音 (第3報完)  
——主機ディーゼル機関の架構の振動——
- 新デジタル形図示平均有効圧指示装置の試作
- 冷蔵庫内温度分布および防熱壁の熱貫流率
- 鋼のリーマ加工について
- 油送船“紀伊春丸”増トン改造工事

………本誌に関する照会は下記に願います………

日立造船株式会社技術研究所  
大阪市此花区桜島北之町 60



新 案 の 紹 介



登録新案 第745636号

田 中 昭・斎 藤 他 吉

引 留 ク ラ ン プ

この考案は、送電線として用いられている鋼心アルミより線を、送電線鉄塔に引き留めるとき用いるクランプの改良に関する。

普通、鋼心アルミより線を取りつけたクランプを鉄塔に固着した場合、クランプが傾斜しているため、クランプを引き留めている側の鋼クレビスとスリーブの間から水が浸入し、この水が冬期に氷結してスリーブを破損させることがあるため、防止対策として種々の工夫が行なわれている。

この考案は、スリーブ内への水の浸入を防ぎ、氷結期におけるクランプの破損事故を、未然に防止した構造のクランプを提供するものである。すなわち、図に示すように、スリーブ部2と凹凸部3とを有する鋼心を引き留める鋼クレビス1と、スリーブ4とジャンパ端子5とを有するアルミより線を引き留めるアルミスリーブ本体8とから構成されるクランプにおいて、端子5側のスリーブ4の内面にテーパ部6を形成し、さらに水抜き孔7を設けたものである。

このように構成するこの考案のクランプによると、鋼クレビス1側から一時的に水が浸入したとしても、テーパ部6と水抜き孔7が設けてあるため、水はそのテーパ部6あるいは孔7より外部に流出してしまうから、従来のような浸水による氷結事故はまったく

一掃されるものである。

この考案は、スリーブ4にテーパ部6と孔7とを設けることにより、簡単に実施できるから、スリーブの機械的強度を低下させるようなことはなく、しかも安価に提供できるという実用価値がある。  
(斎藤)

