

新形ターボ冷凍機HS-Bシリーズの開発

Development of New Centrifugal Refrigerating Machine HS-B Series

日立製作所は、ターボ冷凍機HS-Aシリーズの改良形として、高速・小形化、高効率化を図ったHS-Bシリーズを開発した。圧縮機の高速・小形化、構造の単純化、熱交換器内部冷媒の流れの最適化などにより、据付寸法の縮小と軽量化を図り、また機能面では、オフデザインにおける運転の安定性、過酷な高頻度起動停止に対する信頼性の向上、保守性の改善についても新しい技術が採用されている。

中山義彦* Nakayama Yoshihiko
高木健二* Takagi Kenji
三階春夫** Mishina Haruo
森 靖** Mori Yasushi

1 緒 言

ビル空調の普及、化学プラントなどの産業設備の増加とともに、それら施設の冷水供給源として大形冷凍機の果たす役割は大きい。大形冷凍機の需要の半ばを占めるターボ冷凍機は、建築設備の合理化の要請、高層化に伴うビルの中間階、あるいは屋上設置、また機械室スペースの有効活用の必要などにより、小形化、軽量化が強く要求されており、機器の改良、新技術の開発のテンポも早く、構造、寸法、性能面において、著しい進歩を遂げてきた。更に、最近のエネルギー危機意識から、省資源、省エネルギー指向が強まり、いっそうの高性能、小形軽量化が要求されている。

日立製作所は、既に電動機出力192kW以下の冷凍機取扱者が法規的な資格を必要としない範囲については、単位冷凍容量に必要な圧縮機吸込風量が低圧冷媒フロンR-11に比べ約1/2である高圧冷媒フロンR-12を使用したコンパクトな高速単段ターボ冷凍機HCシリーズを開発し、冷凍容量100us RT(米国冷凍トン)から235us RTまでをカバーする5機種を市場に送り出してきた。

前述の容量を超える冷凍機については、冷凍機取扱者が法規的な資格を必要としない低圧冷媒フロンR-11が適しているが、今回、この範囲の冷凍機として、従来のHS-Aシリーズターボ冷凍機をモデルチェンジし、更に小形高性能化を図ったHS-Bシリーズターボ冷凍機を開発した。

以下、このHS-Bシリーズの概要について述べる。

2 HS-Bシリーズの特長

HS-Bシリーズは、圧縮機の高速・小形化を開発のメインテーマとし、省資源、省エネルギー、省力化などの時代の要求を背景に、徹底した小形・軽量化を追求した冷凍機である。

次に、その主なものを列記する。

- (1) 圧縮機、熱交換器、操作盤、抽気装置などを完全にユニット化しているので、搬入、据付が容易で、据付面積が小さい。
- (2) 高速・小形化した羽根車を採用しているので、圧縮機が小形軽量となり、機械全体としても同一容量で従来機の80%(体積比、重量比)まで小形化されている。
- (3) 案内羽根(サクション ペーン)、ディフューザ連動の容量制御機構、及び冷媒液の膨張管式減圧構造の採用により、小容量に至るまで広範囲にわたって安定した静粛で効率の良い運転が可能である。
- (4) バックラッシのない軸継手や、衝撃力についての過渡応答が最適になる軸系を採用し、高頻度の起動にも十分、安全

になっている。

(5) 大形重量部品や配管類を分解することなく圧縮機内部の点検が可能である。また水配管ノズルを上向きに開口させ、ヒンジで支える構造の水室ケースの採用により、チューブ内側の清掃も容易にできる。

(6) 広範な運転条件についても、油上りがない。また常時動作している抽気装置を設置しているので、不凝縮ガスのために不利な凝縮圧力で運転されることがない。

以上のような特長を備えるHS-Bシリーズは、表1に示すように、冷凍容量250us RTから1,000us RTまでを基本的な寸法構造で3種、容量区分で7機種で構成されている。

3 HS-Bシリーズの構造と特長

3.1 全体構成

図1に主要機器の配置を示す。主要機器は、圧縮機、熱交換器、操作盤、及び抽気装置から構成されている。すべての機器は熱交換器上に積載され、完全にユニット化されており、一体で搬入ができ、設置場所では、冷水、冷却水配管、電動機、及び操作用電源配線と外部インターロック配線を施工するだけで運転が可能である。

3.2 圧 縮 機

圧縮機は図2に示すように、ターボ冷凍機用として特別に設計された冷媒冷却方式による密閉形の二重かご形三相2極誘導電動機と直結した完全ユニット形である。仕様にマッチ

表1 HS-Bシリーズの標準仕様 機種欄の*, **, ***を付けたものは、圧縮機ケーシングが同一である。

機 種		HS-I4B*	HS-I5B*	HS-I6B*	HS-I7B**	HS-I8B**	HS-I9B***	HS-20B***
項 目								
冷凍容量 (us RT)		250	315	400	500	630	800	1,000
電 動 機 定格出力 (kW)		235	300	375	450	560	750	900
冷 却 水 温 度	入 口 (°C)	32						
	出 口 (°C)	37						
冷 水 温 度	入 口 (°C)	10						
	出 口 (°C)	5						
寸 法	長 さ	4.53	4.63	4.63	4.78	4.78	6.46	6.55
	幅	1.22	1.34	1.34	1.72	1.72	1.87	2.05
(m)	高 さ	2.21	2.41	2.41	2.90	2.90	2.99	2.99
重 量 (t)		7.3	8.5	9.0	11.8	13.4	16.1	19.0

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所機械研究所

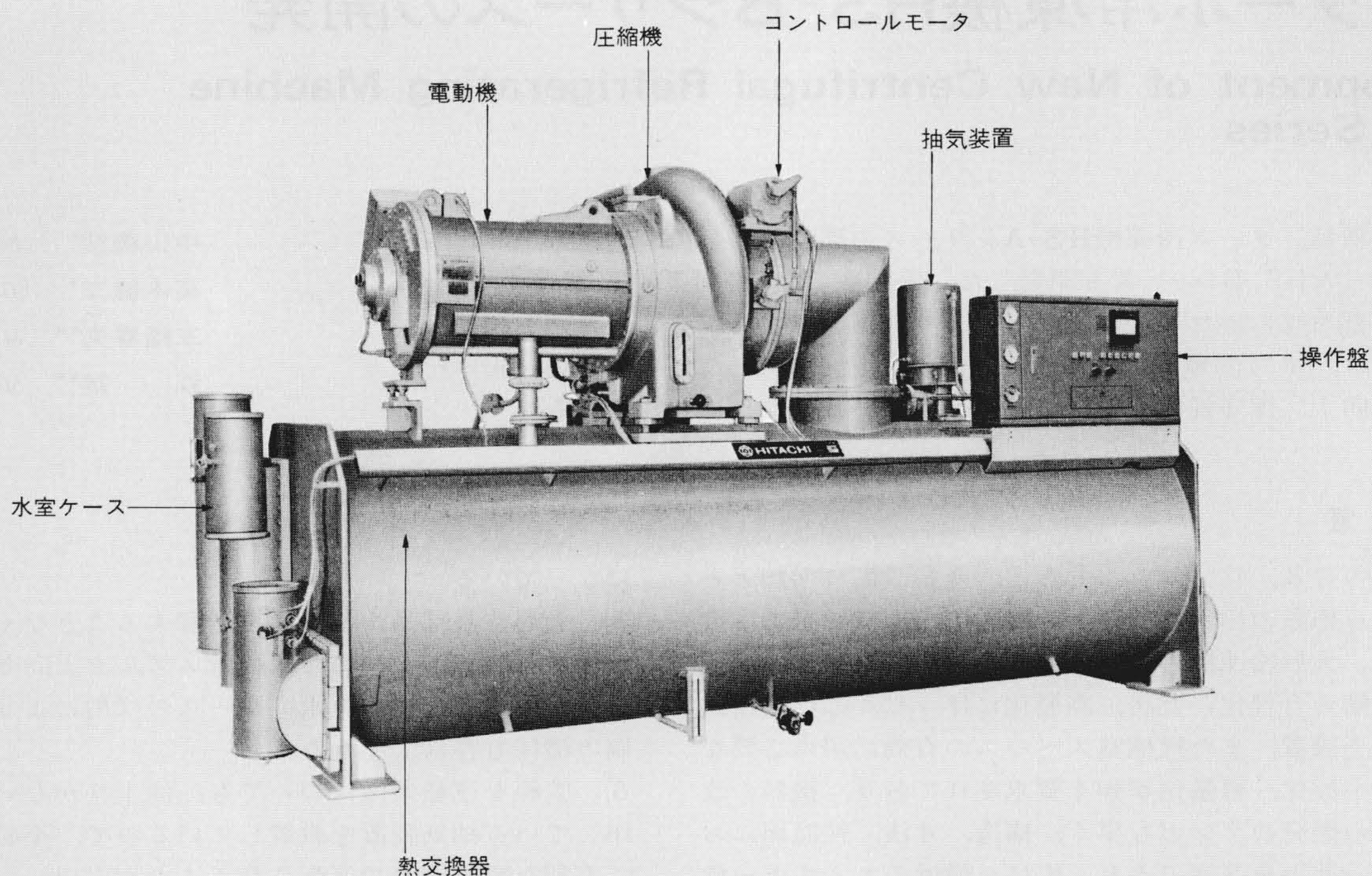


図1 HS-Bシリーズターボ冷凍機 熱交換器上にすべての機器を積載し、完全にユニット化している。

した羽根車及び電動機の組合せにより、表1に示すように、同一ケーシングで2～3機種をカバーするようになっている。本圧縮機の特長のうち主なものを次に述べる。

(1) 高速・小形化—超音速羽根車の採用

HS-Aシリーズより約20%回転を上げて高速化を図ったことにより、外径寸法を約20%縮小できた。ターボ冷凍機用圧縮機は空気圧縮機に比べ、羽根車の周速や軸系の回転数などが極めて低い水準にとられており、高速化してもこの面の強

度や耐久性については全く問題はない。しかし、周知のように冷媒ガス中の音速が、空気の場合の $\frac{1}{3}$ にすぎないため、既に、羽根車に流入する冷媒ガスの相対速度が音速程度になっており、前述の高速化によって、本圧縮機の冷媒ガスの流入相対速度は音速をかなり超えることになる。音速を超えた流れでは、衝撃波の発生や、流れの閉塞などを伴い、低速回転と等しい効率を得ることは非常に困難であり、この点が高速化の制約になってきた。我々はモデル羽根車による基礎実験

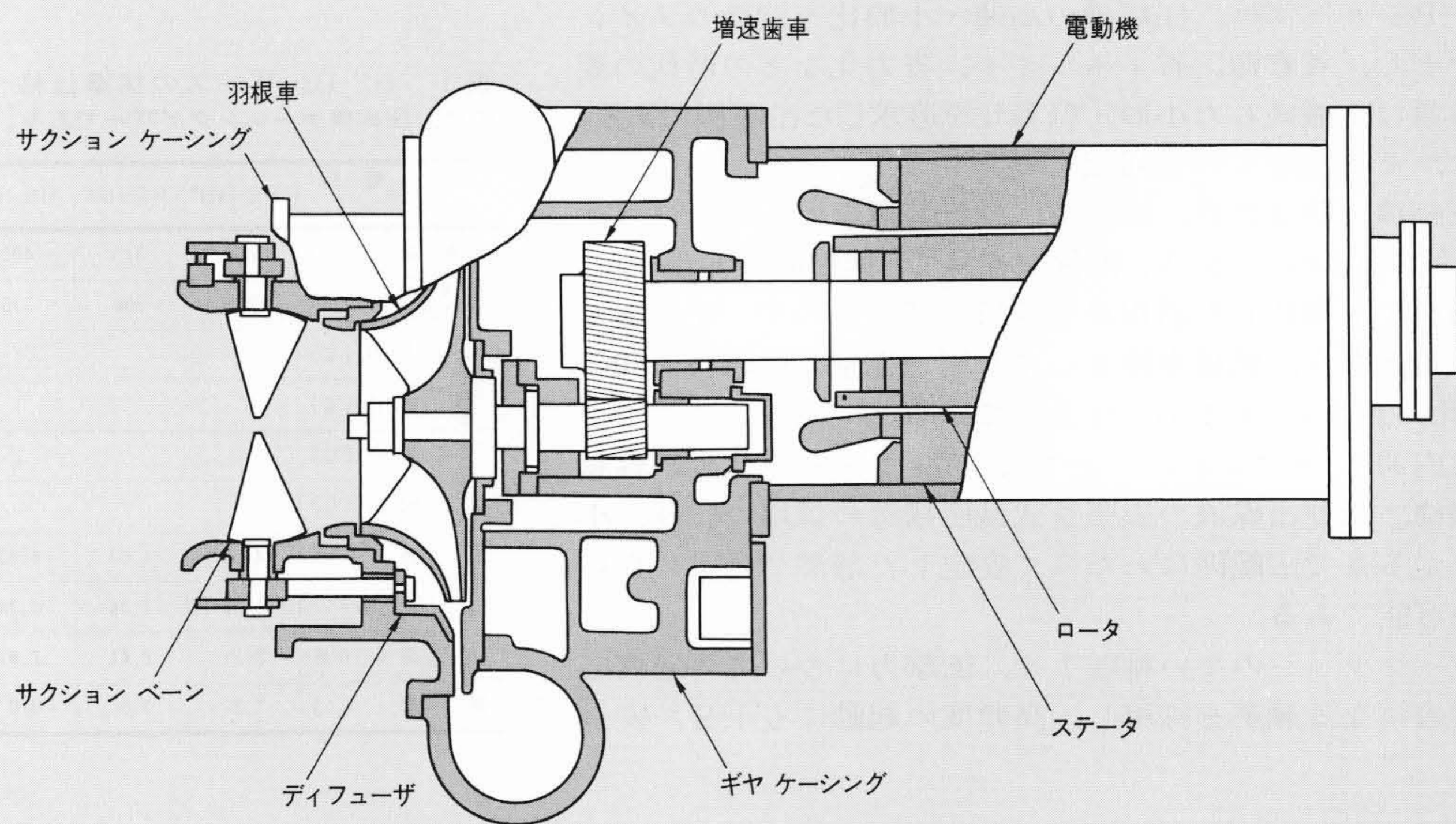


図2 圧縮機の内部構造 専用の電動機と直結した完全ユニット形である。

を重ね、更に電子計算機を駆使して最適流路の設計方法を確立し、損失を最少限に抑えることができるようになった。その結果、高速化によって前述の損失も幾らか増加するが、羽根車の仕事量の増加の比率がそれを上回るような設計が可能となり、高速化にもかかわらず従来機を上回る流体効率を得ることができた。

(2) 容量制御性

冷凍機の仕様は最大負荷により決定されているが、空調設備の負荷の変動は大きく、しかも最大負荷よりはむしろ冷凍容量30%程度の低負荷で運転される時間が長いことが多いので、冷凍機は、小容量まで常に安定した運転が要求される。容量制御方法として、一般に羽根車入口側に設けたサクシヨンベーンを絞っていく制御方法が採用されているが、この方法だけでは小容量時において可聴周波数程度の高周波で小振幅のサージングの発生が避けられない。騒音、振動の増大など、取扱い上、非常に不安定感を生ずる状況となり、またサージング状態での長時間に及ぶ運転に対する安全性を開発期間内に確認することは非常に困難である。そこで我々は、容量の変化に応じ、サクシヨンベーンと連動して、ディフューザ幅を連続的に自動調節する機構を採用し、これによって、小振幅のサージングの発生をも完全に防止した。このため、小容量まで負荷変動に応じて効率よく、異常騒音を生じないで安定した運転ができるようになっている。

(3) 動力伝達系

空調用冷凍機は、比較的、起動頻度が高く、約20回/日に及ぶことがあるが、これは他の遠心形機械に比べて極めて過酷な条件であり、動力伝達系の設計には特別の考慮が必要である。

一般にかご形誘導電動機では、起動時に大きな衝撃的回転力が出るため、軸系の振動特性によっては、過大な応力が発生する可能性がある。本シリーズの開発に際し、起動時の伝達系の過渡現象の解析と実測を徹底して行ない、最も有利な伝達系のねじり振動応答が得られる設計法を確立し、起動時のショックを小さく抑えるようにした。また、バックラッシュの原因となりやすい継手の数を可能な限り減少させ、継手自

体にも、バックラッシュのない構造を全面的に採用した結果、伝達系の信頼性は更に向上している。

(4) 保守性

空調用ターボ冷凍機は5～6年に1回のオーバーホールを行なうが、設置場所のほとんどがビルの地下室、あるいは中間階などの限られたスペースで作業しなければならないため、重量物は可能な限り分解せずに内部点検のできる構造が要求される。本シリーズはこの点を特に考慮し、**図3**に示すように、ケーシング及びモータステータなど重量部品はそのまま、配管類もサクシヨンパイプ以外は分解せずに、圧縮機内部のすべての部分を容易に分解点検できる構造としている。更に、熱交換器も、**図4**に示すように冷水、冷却水の水配管ノズルをもつ水室は、開閉が容易なようにヒンジで支えて開閉できる構造であり、またノズルが上向きに開口しているので、水配管を取り外さないままで、チューブの清掃、点検作業が可能である。

(5) 構造の単純化

多数のケーシングを順次組み立てていく構造では、各部の寸法差が集積するため、部品の精度が極めて高いか、あるいは、最終的な組立調整を行なう必要がある。

組立作業の単純化、オーバーホール作業の確実さ、軸-歯車系の精度保持などのためにも、ケーシングの単純化が望ましい。従来(HS-A)は、七つのケーシングで構成されていたものを、**図2**に示すようにサクシヨンケーシング、ギヤケーシングの二つのケーシングに単純化し、二つの歯車軸は完全に一つのケーシングで支持される構造となり、その他の部品点数も60%に減少させた。

またケーシングの分割数が少ないため、加工機へのセッティングに必要な時間が短く、自動加工機による省力化の効果も大きい。**図5**にマシニングセンタにより加工中のケーシングを示す。

3.3 潤滑装置

本シリーズの潤滑装置は、**図6**に示すように圧縮機ケーシング内にすべて内蔵されている。このため外部配管がなく、漏れのおそれのある継手の数も減っている。油ポンプは電動

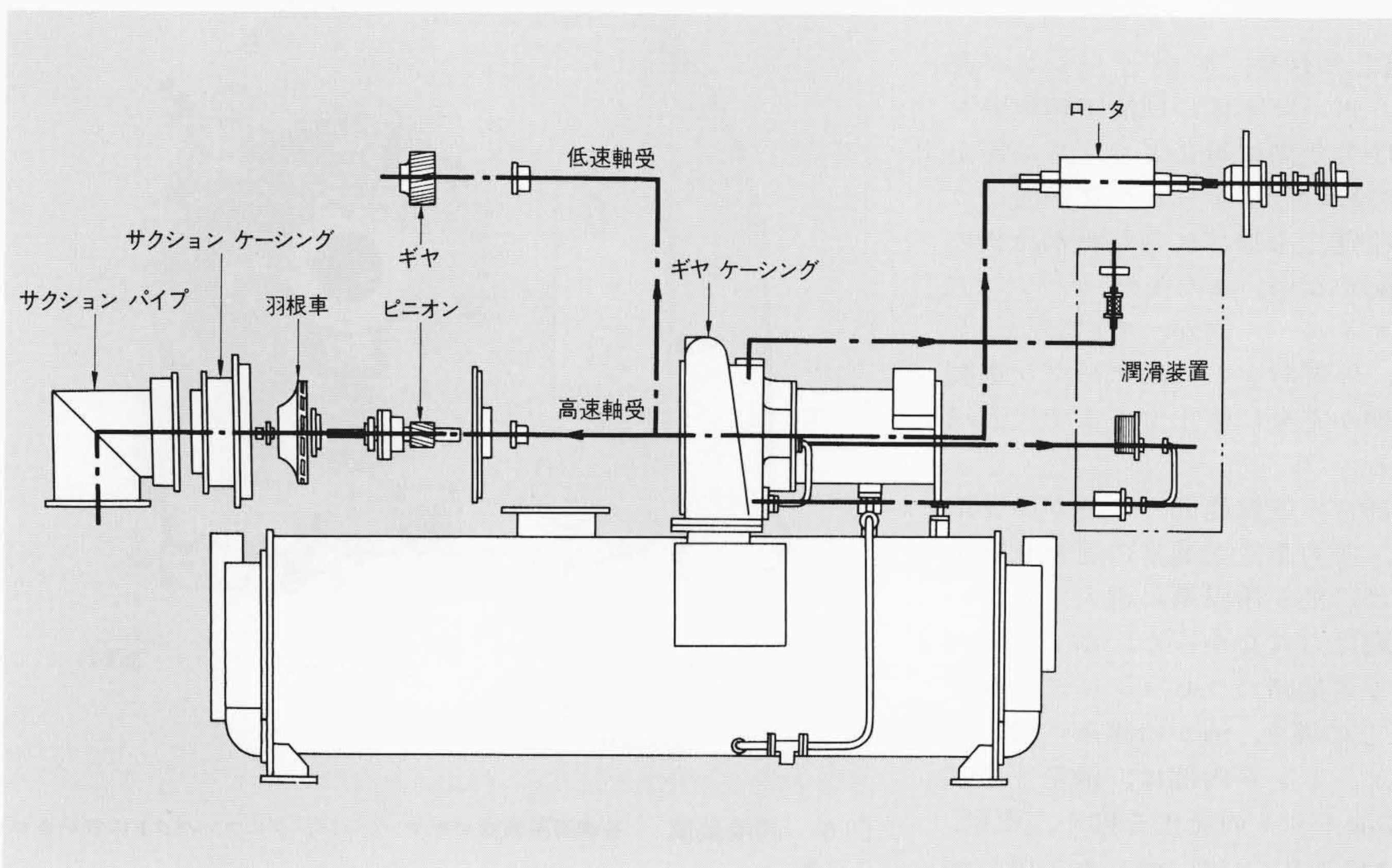


図3 HS-Bシリーズの分解点検方法 重量部品及び配管類を分解することなく容易に内部点検ができる。

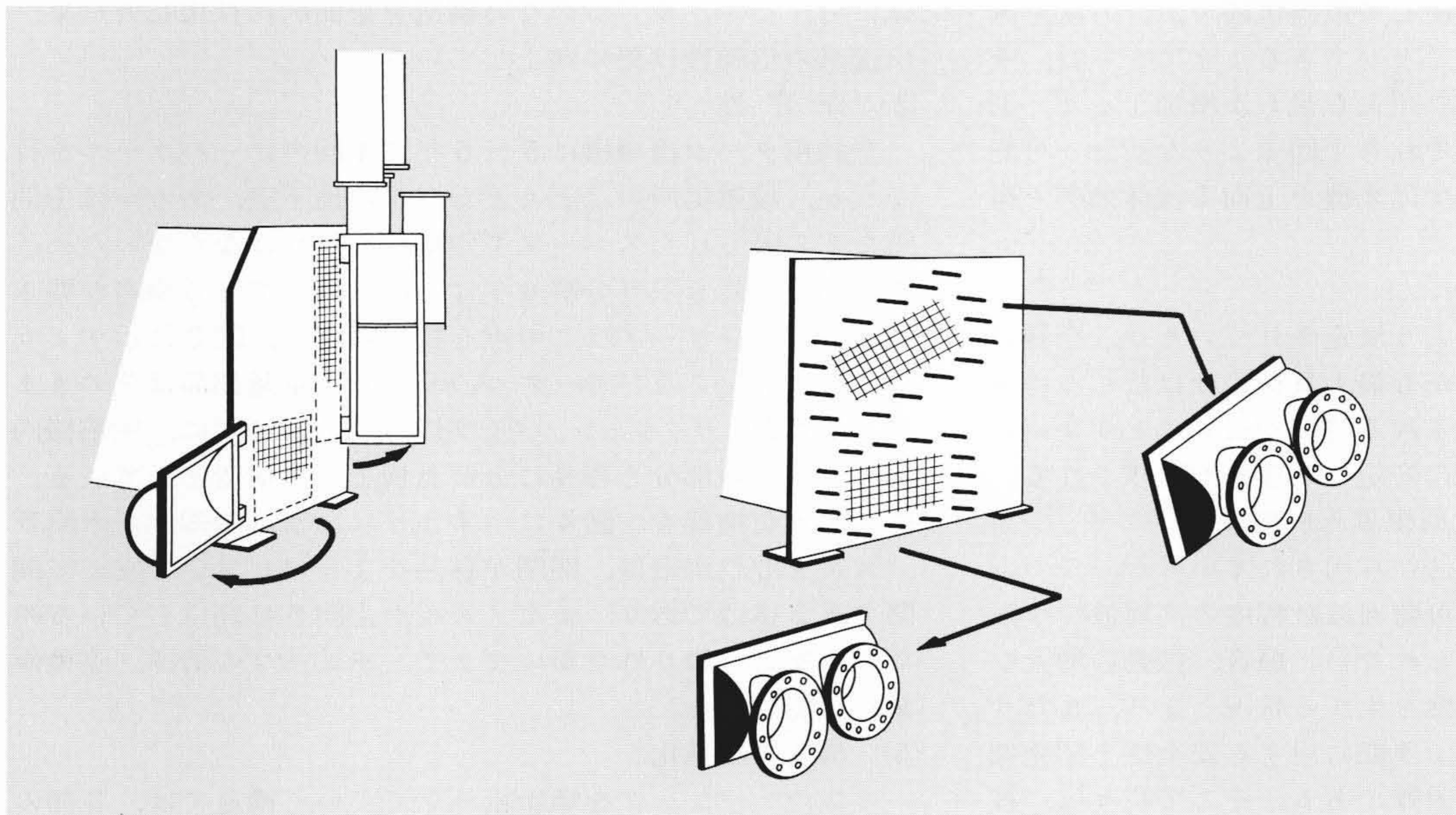


図4 水室ケース 左側(本機)のような構造では、水配管を外さずヒンジに支えられて、そのまま水室ケースを開閉できる。右側(対照例)では、配管取外しや水室そのもののつり降ろしが必要である。

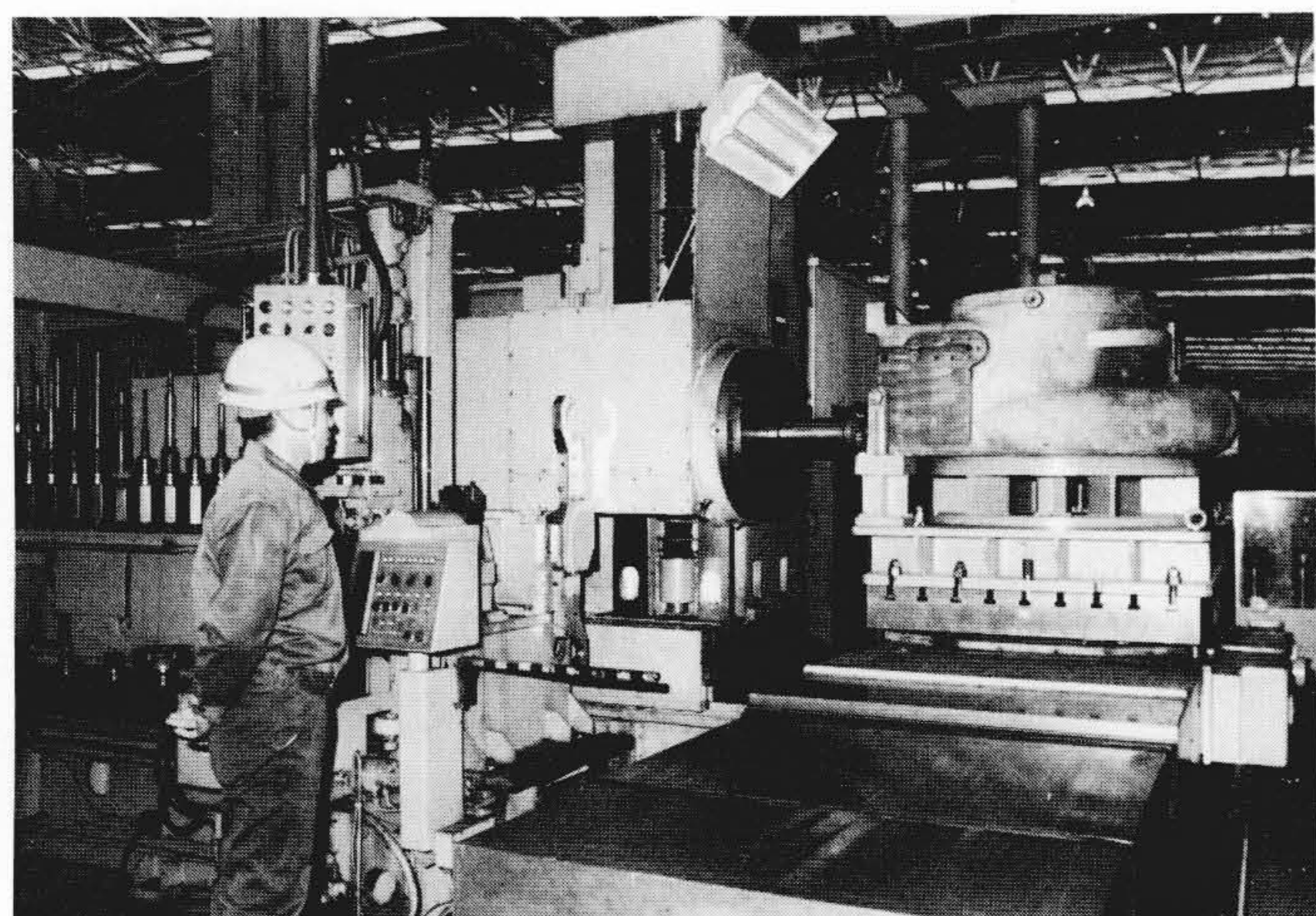


図5 マシニング センタによるケーシング加工 NC (数値制御) 加工機による加工の自動化の一例を示す。

式のトロコイド ポンプを採用しており、ギヤ ケーシング底部の油中にセットされている。ポンプ本体には油圧調整弁を備え、冷凍機の起動時などの圧力変動に対しても、常に安定した油圧が確保される。油冷却器はギヤ ケーシング側面にコンパクトに収納されており、冷媒で冷却されるため水冷式の場合に生ずる汚れや腐食の心配がない。またギヤ ケーシング上部には、十分な容量をもつオイルヘッドが、ストレーナ ケースと兼用で設けられており、停電時などに油ポンプが電動機と同時に停止しても、電動機が完全に停止するまでの潤滑を確保できる構造となっている。

また、ターボ冷凍機では、通常の運転範囲では油が冷媒系に入らないのが原則であるが、圧力条件が通常の運転状態から著しく異なった場合などには、油が冷媒系に混入する、いわゆる油上りを生ずることは避けられなかった。本シリーズでは、潤滑系と冷媒系の間のガス通路のラビリンス部に高压の吐出しガスをシールガスとして導き、油が冷媒系へ漏れるのを防止するとともに、ギヤ ケーシング内部は、油系と冷媒系を完全に分離する構造として油ミストの発生を抑え、更に、二重の油分離器を設置することにより、バランス ガス中の油

ミストは完全に除去されるようにした。この結果、広範な運転範囲で全く油上りを生じないようにすることができた。

3.4 抽気装置

冷凍機内部に存在する不凝縮ガスは、微量でも凝縮器の性能を著しく低下させる。この不凝縮ガスを排出するために抽気装置を設けるが、HS-Bシリーズでは、冷媒冷却式コンデンサ、フロート式自動液戻り弁、圧力スイッチ及び電磁弁をコンパクトに組み合わせた、サーマル パージ方式の抽気装置を開発した。

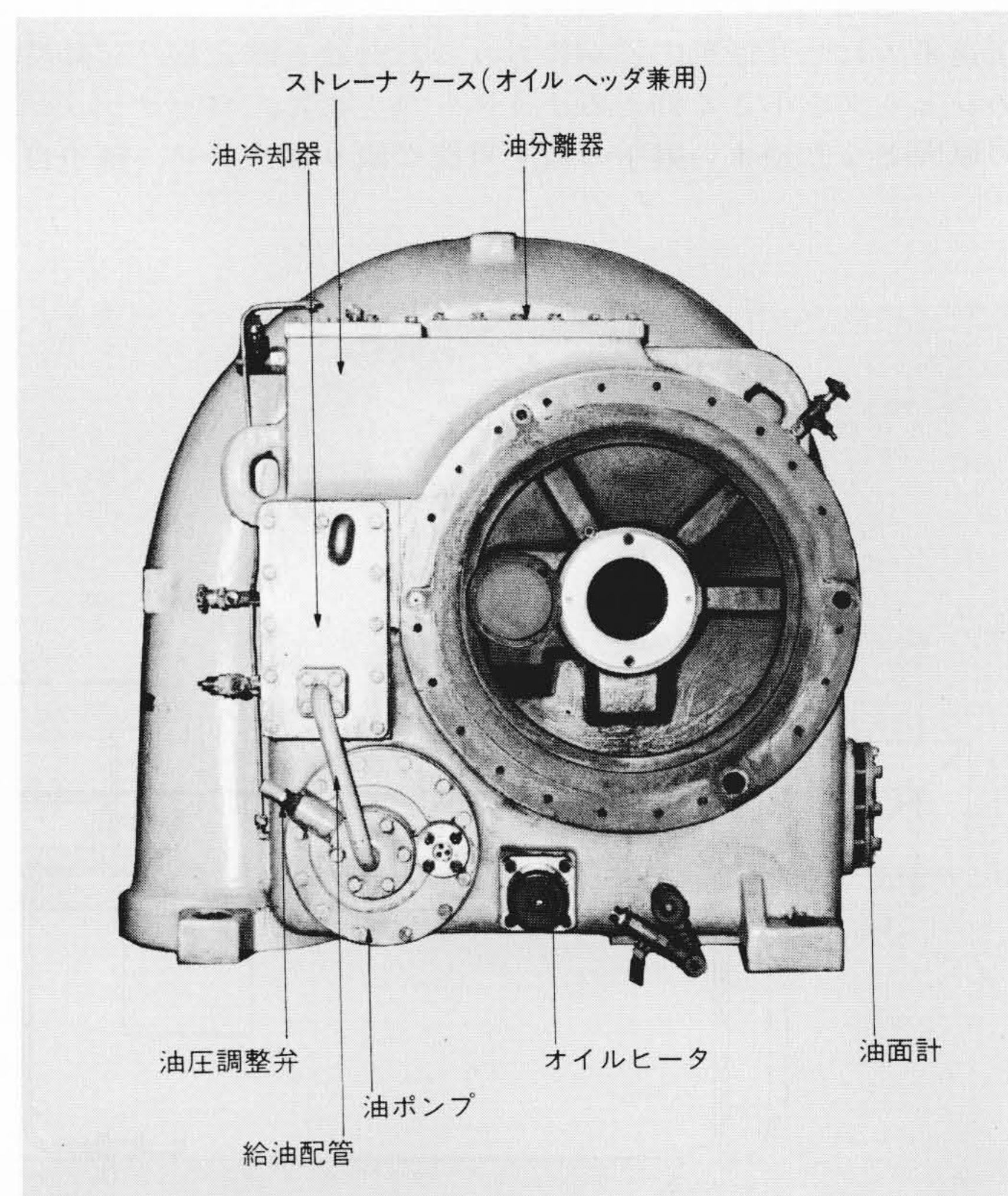


図6 潤滑装置 各潤滑用機器がギヤ ケーシングにコンパクトに収納されている。

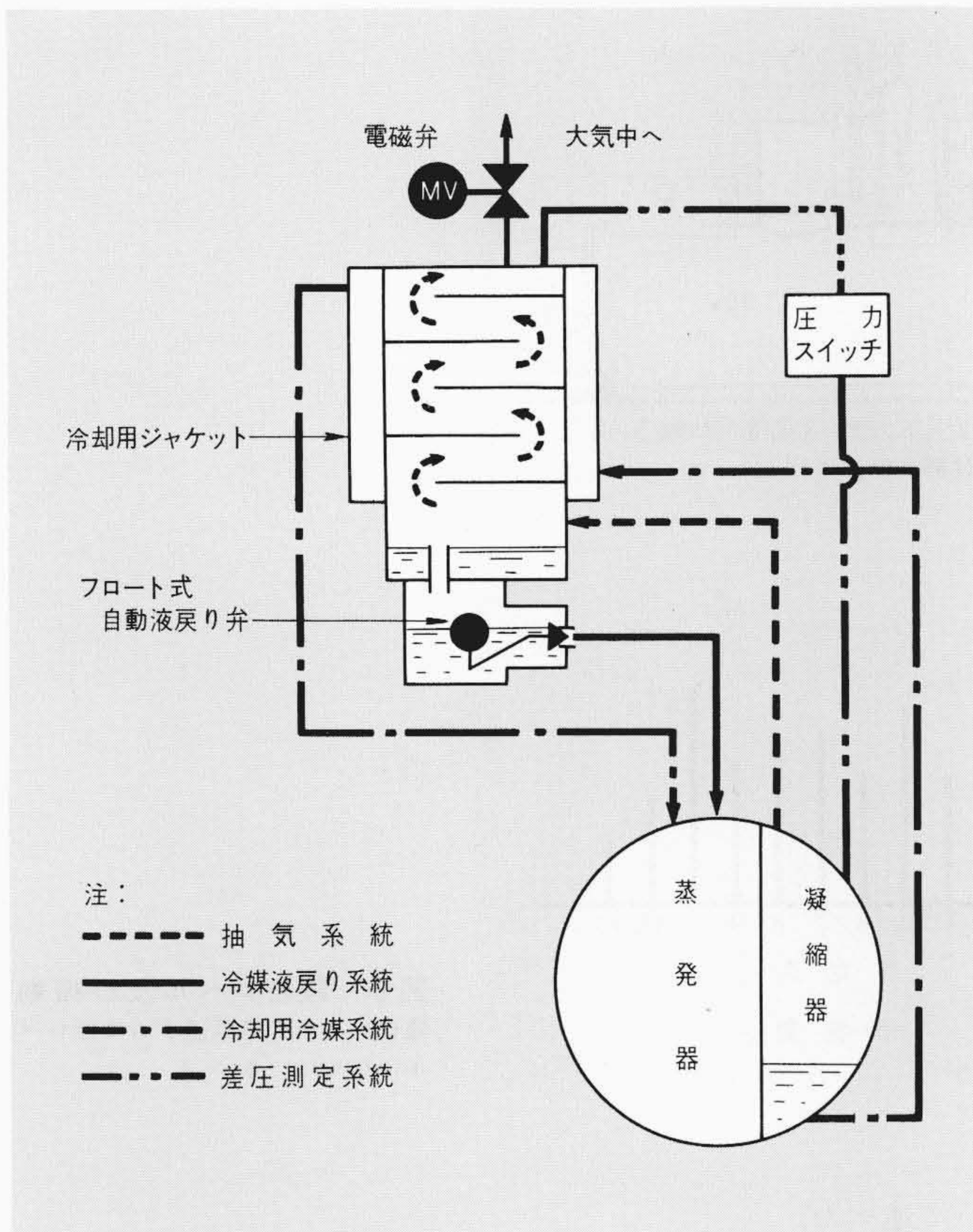


図7 抽気装置 抽気の系統を模式的に表わしたものである。特別な動力なしで、連続的に自動抽気を行なう。

図7に示すように、凝縮器より抽気槽内に導かれた不凝縮ガスを含む冷媒ガスは、抽気槽外周の冷却用ジャケット内を流れる冷媒によって冷却され、冷媒ガスは凝縮して抽気槽底部のフロート式自動液戻り弁を通して蒸発器に戻される。一方、分離された不凝縮ガスは抽気槽上部に蓄積され、槽内圧力がしだいに上昇して凝縮器内圧力に近づき、圧力差が一定値になると、圧力スイッチが作動し、電磁弁が開き、槽内の不凝縮ガスは自動的に大気中に放出される。不凝縮ガスの放出により槽内圧力は下がり、圧力スイッチが復帰し、電磁弁が閉じることにより抽気サイクルは完了する。本装置は、凝縮器内の不凝縮ガスがなくなるまでこのサイクルを繰り返すものであり、自動的に連続抽気が行なわれるため、ごく微量の空気も排出されることになり、冷凍機は常に性能を維持することが可能である。

3.5 熱交換器

蒸発器、凝縮器を同一シェル内に収めたユニットクーラタイプの熱交換器である。蒸発器、凝縮器ともにシェルアンドチューブ式で、伝熱管は、ローフィンチューブを使用している。一般に、凝縮器で凝縮した冷媒液は、フロート弁によって冷媒ガスがバイパスしないように流量調節され、蒸発器に送られるようになっている。

本シリーズでは、フロート弁を廃止し、蒸発器シェル内に数個の膨張管を設けて減圧を行ない、凝縮器、蒸発器間の圧力差を有効に利用して、冷媒を蒸発器シェル内に均一に分配できる構造とし、更にシェル内の冷媒液、ガスの流動を最適に設計することにより伝熱性能の向上を図っている。

この膨張管式減圧構造は、凝縮器からガスが液とともに流

れはじめると、液だけが流れているときに比べて抵抗が急増するため、広い運転条件で、ガスバイパスによる効率低下を生じないことが確認されている。もちろん、フロート弁のような可動部分がないため、信頼性の面で有利なことは言うまでもない。

4 性能

4.1 総合性能

電子計算機により羽根車内速度分布を最適値に選択することにより流体効率を向上し、また圧縮機軸受個数を減らすことにより機械損失を減少させ、更に熱交換器の性能向上を図ったことにより、圧縮機の高速度化にもかかわらず、良好な総合性能を得ることができた。特に、部分負荷特性については、前述したように、サクションベーンとディフューザの連動により、安定した効率の良い容量制御特性が得られた。図8に容量制御特性を示す。

4.2 騒音及び振動

高速化に伴い羽根車入口部の相対流入速度は、かなり音速を超えることになるため、発生源での流体音は必然的に増大する。そこで、必要なしゃ音を行なうためのケーシングの肉厚や、しゃ音に有効な内部を区分する壁などの構造上の配慮によって、外部に伝搬する騒音の低減を図った。また歯車のかみあい音については、動力伝達系のねじり剛性を最適値に選択することにより、騒音の低減を図った。その結果、騒音レベルは従来機と同程度に収まり所期の目的を達した。

特に、前述のサクションベーン、ディフューザの連動機構の採用により、容量制御時の不安定な騒音源が除かれているので、小容量時にはむしろ騒音は従来より低下している。

振動については、剛性の高いケーシング構造の採用と、回転体の完全なダイナミックバランスにより非常に低レベルに収まっている。図9に、騒音及び振動の測定値を示す。

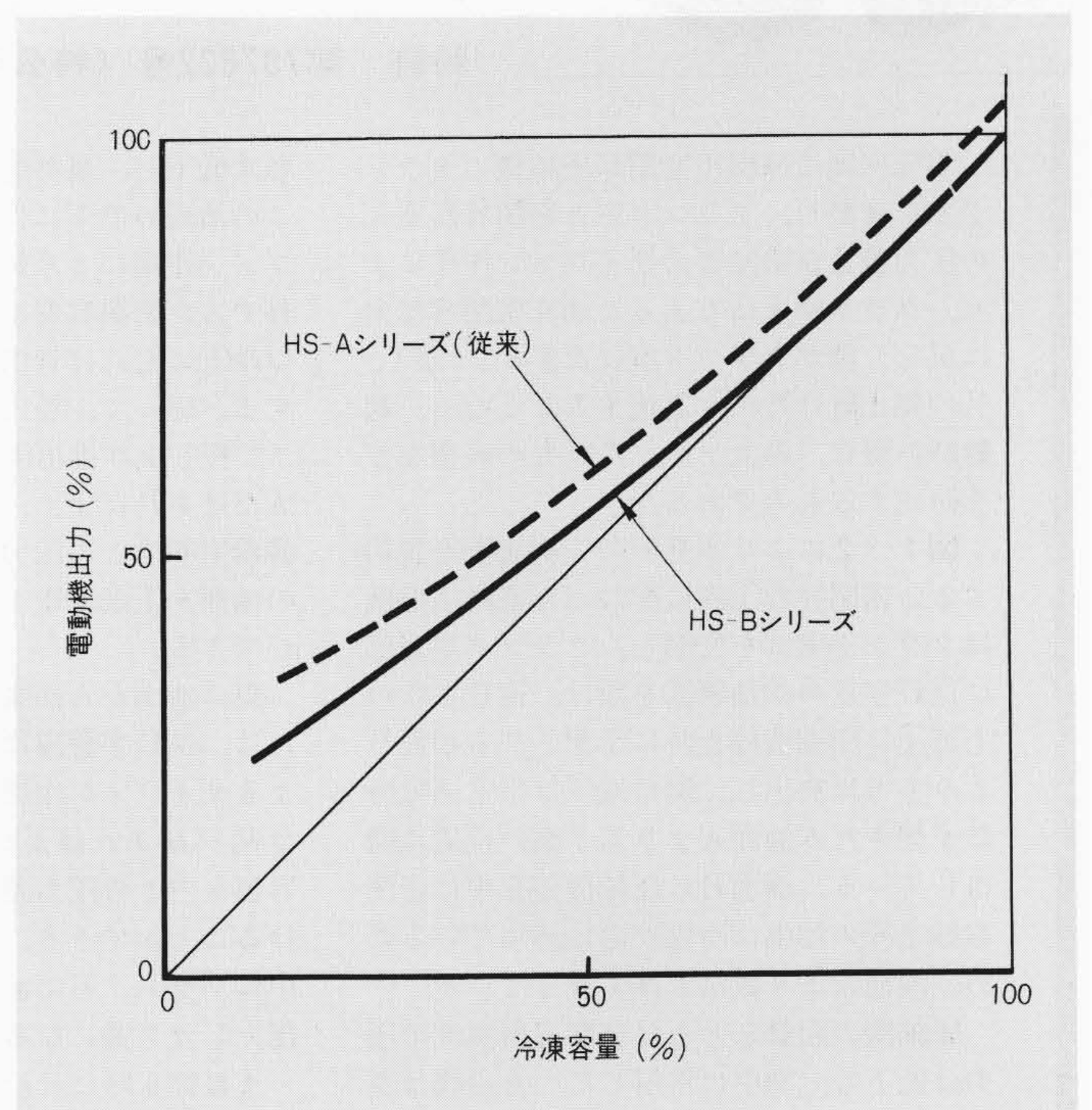


図8 容量制御特性 サクションベーンとディフューザを連動させることにより、小容量まで、効率よく安定した制御が可能である。HS-Bにおける全負荷時の容量、出力を100%とした。

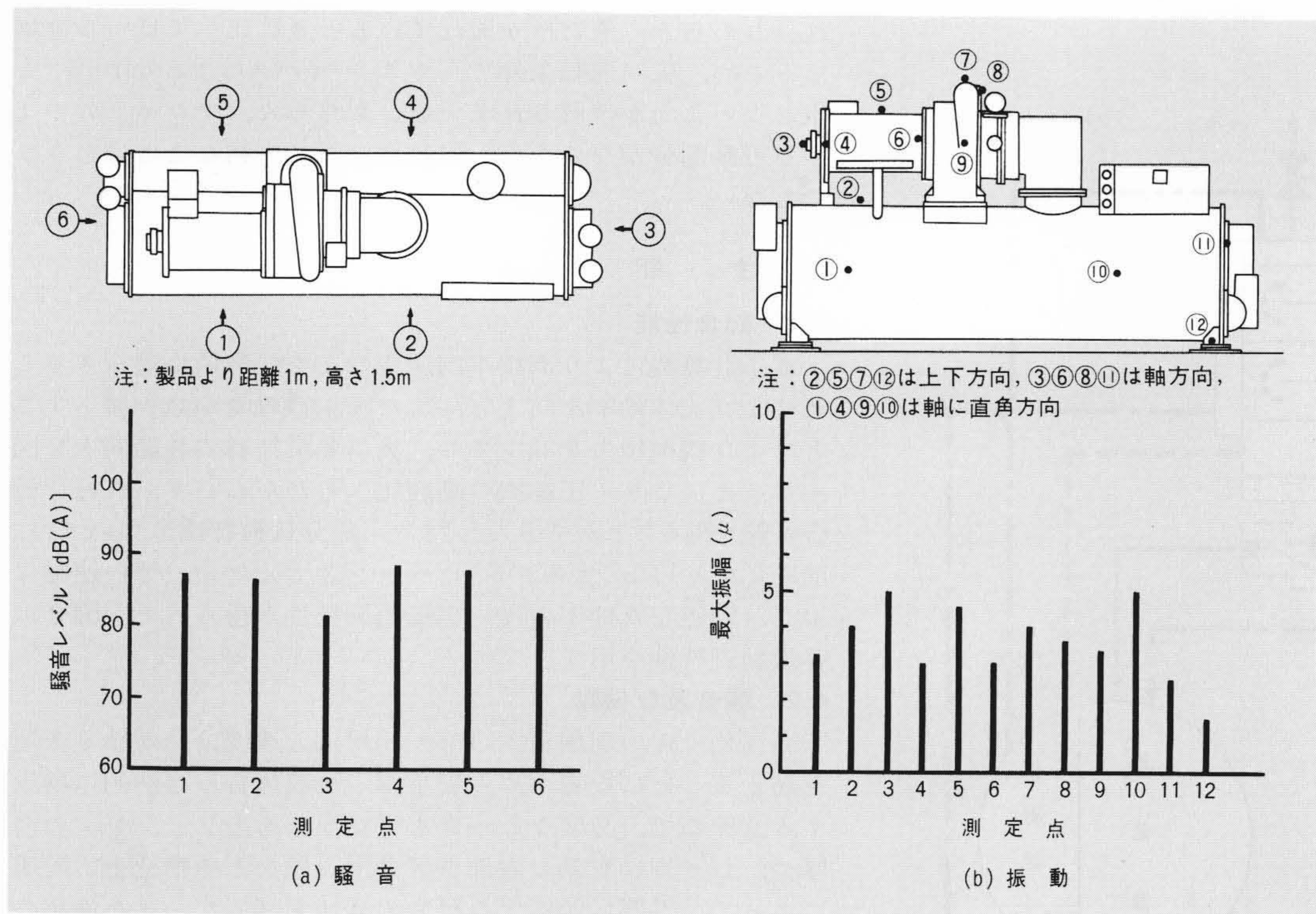


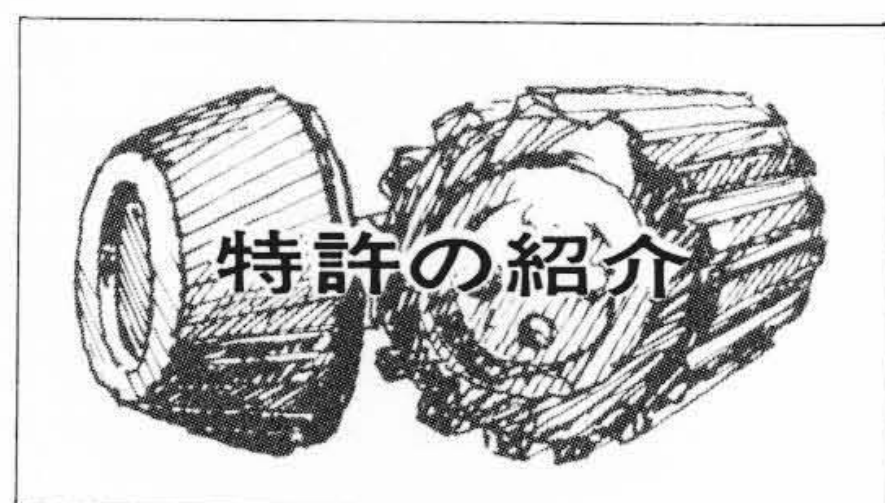
図9 騒音レベル及び振動
騒音レベル, 振動値ともに低レベルになっている。

5 結 言

以上, 高速・小形化, 高効率化を図った日立ターボ冷凍機 HS-B シリーズについて, 構造, 機能及び性能上の特長につ

いて述べた。

今後, 省資源, 省エネルギー指向が強くなってくるものと予想され, 我々は更にいっそうの改善を進めていきたいと考えている。



密閉形電動圧縮機

内川直志

特許 第787622号 (特公昭49—49135号)

本発明は冷凍機用密閉形圧縮機のクランク室を密閉し, クランク室と密閉容器室との圧力差及び排油管のサイフォン作用により, クランク室にたまった油を密閉容器室に戻し, 油がクランク室にたまることなく, 且つ停止時には油が逆流することなく, 起動時の騒音, 過大トルク及び弁の破損などを防止するものである。

図1, 2により本発明の一実施例を説明する。密閉容器①内に配設した電動圧縮機はクランク室②を密閉し, クランク室底部に逆U字状の排油管③を設け, 逆U字状の上部④は圧縮機停止時に予想される油面Bより上方に突出し, 開口端⑤は平常運転時に予想される油面Aより若干高い位置に開口している。油面Bは圧縮機停止中に密閉容器室⑥の油中に冷媒が溶け込んでいるため, 油面Aより数倍も高くなっている。

圧縮機の起動とともに密閉容器室⑥の圧力は低下し, 油中に溶解していた冷媒は蒸発し, 且つクランク軸⑦下端の遠心ポンプを介し油は各給油部に供給され, 油面Bは

順次低下し, 最終的にはA面ようになる。この油面の低下に伴って, 逆U字管のサイフォン作用により排油管③内の油面⑧は上昇する。密閉容器室の油面Bが h 低下し開口端⑤に至れば管内の油面⑧も h だけ上昇する。従って, 管内の油面を排油管上部④まで押し上げ排出する必要ヘッド差は $H_1 - h$ だけあればよく, クランク室②内と密閉容器室⑥内との圧力差で容易に排油管③内の油面を上部④まで押し上げ排出することができる。

更に油面がA面まで低下する定常運転時には, 逆U字管内における油の重力落下によるサイフォン作用により, 必要ヘッド差は $H_1 - H_2$ あればよく, クランク室内と密閉容器室内との圧力差で容易に油を排出し続けることができる。なお, 排油管③は運転中にクランク室に滴下する油量に適した内径としガス通になることはない。

また停止時には給油孔⑨を介し圧力がバランスするため, 密閉容器室内の油がクランク室内に逆流することはない。

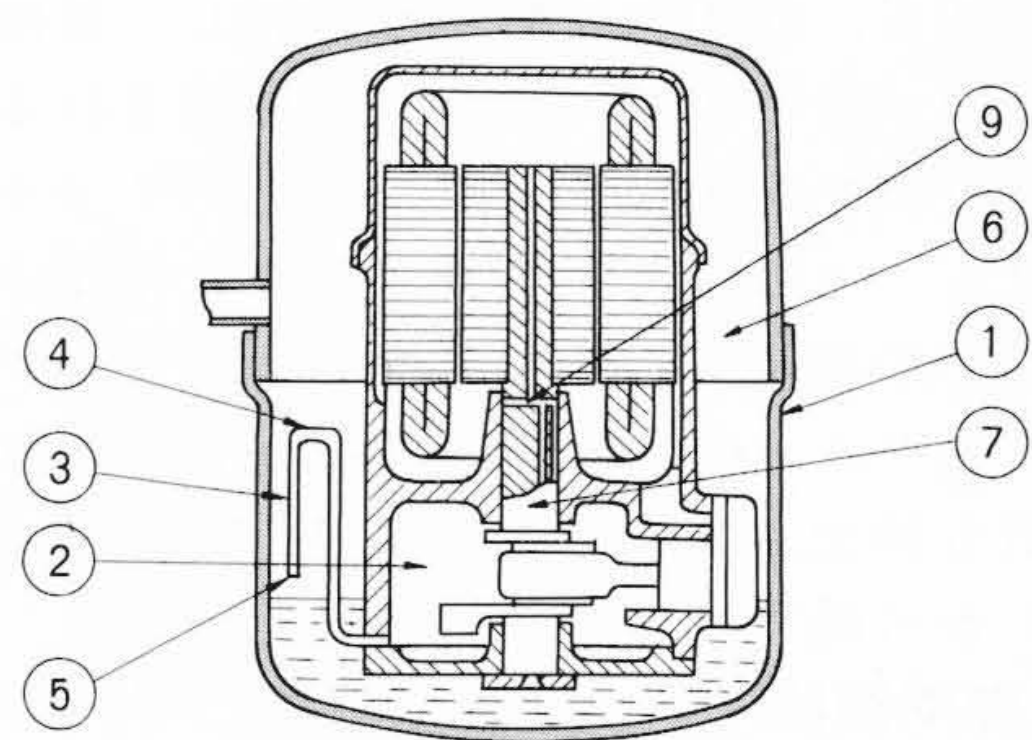


図1 密閉形電動圧縮機の縦断面図

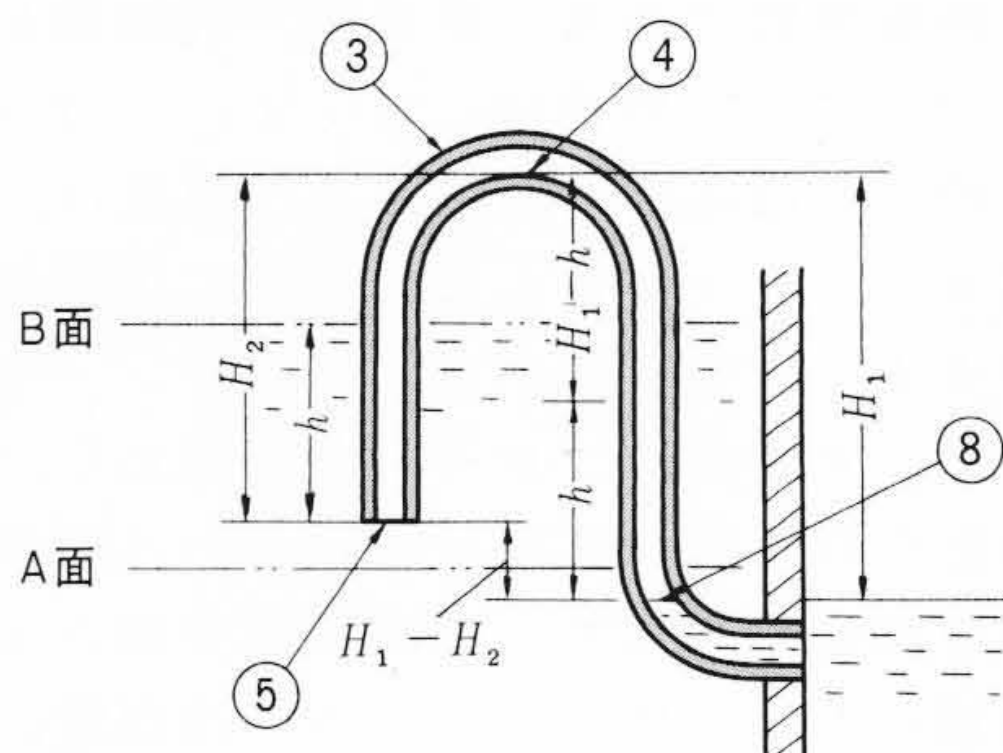


図2 排油管説明図