ターボ圧縮機の高速大容量化

Progress of High-Speed, Large-Capacity Centrifugal Compressors

西 松 昭*
Akira Nishimatsu

内 容 梗 概

ターボ圧縮機は年々高速高圧化され、空気圧縮機においてその吐出圧力は $5\sim8~kg/cm^2g$ 、容量においても $3,000\sim4,000~kW$ に達するものが少なくない。このように高速で高圧,しかも大容量のターボ圧縮機としては 2 軸 4 段形式の D H 形 ターボ圧縮機が,非常にすぐれた性能を示している。本篇はターボ圧縮機を高速高圧, 大容量化するための技術的問題点, D H 形 ターボ圧縮機と従来の 1 軸 9 段 形 ターボ圧縮機との比較および高速 大容量ターボ圧縮機の現状について述べたものである。

1. 緒 言

最近ターボ圧縮機の進歩は目ざましいものがあり、高速化によってその吐出圧力は空気圧縮機の場合、約5~8 kg/cm²g にも達している。それに伴ってターボ圧縮機1台当りの設備動力も増大し、3,000~4,000 kW に及ぶものも少なくない。また流体力学的、機械構造的な数多の研究および実績をもとにして種々改良が加えられた結果、その効率も逐次上昇し、特に大容量のターボ圧縮機においては高効率が得られるようになった。このようにターボ圧縮機が高圧化、大容量化された結果、大容量空気分離装置用原料空気圧縮機、動力空気源用圧縮機、各種プラント送風用圧縮機あるいは各種ガス圧送機などにその真価を遺憾なく発揮している。

ここに高速大容量ターボ圧縮機の現状および技術的諸問題について述べる。

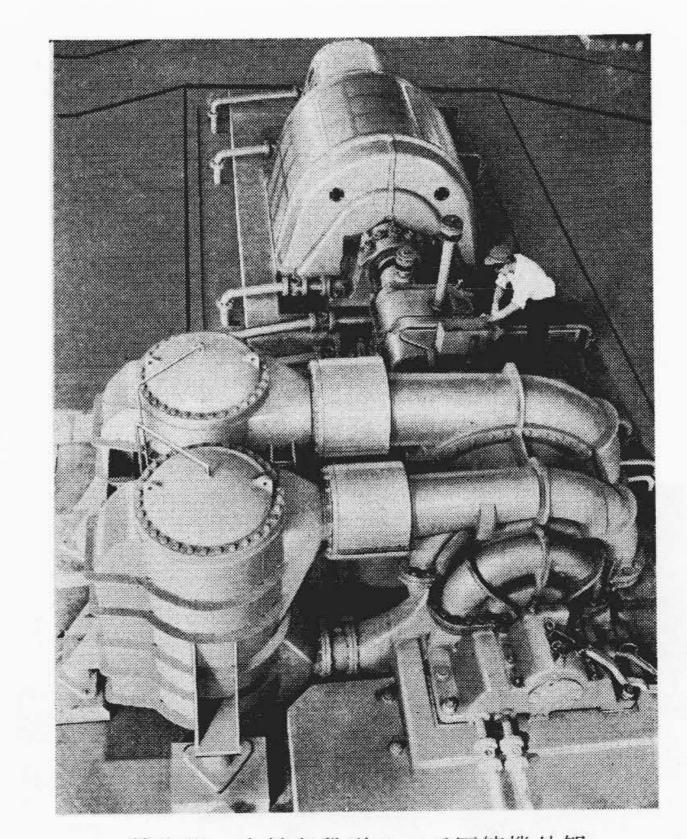
2. ターボ圧縮機の形式

一般のターボ圧縮機は1本の主軸に数個の羽根車を取り付け、増速歯車を介して2極あるいは4極の電動機により約5,000~10,000 rpm程度まで運転される形式(以下これを1軸多段形ターボ圧縮機という)のものであり、その外観および構造は第1,2図のとおりで

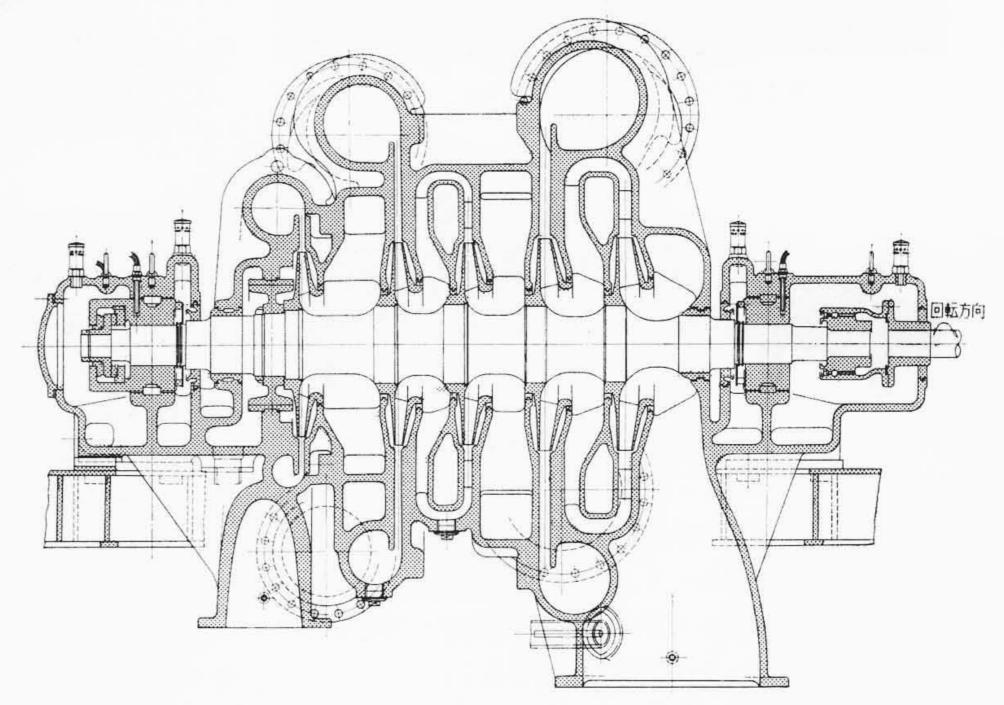
ある。圧縮によりガス温度が上昇するため,圧力比が $2\sim2.5$ 以上になると圧縮途上においてガスを冷却する 必要上,中間冷却器をもつものが多い。さらに高圧に なった場合は機械構造上,羽根車を $2\sim3$ 個のケーシングに分割して収める,いわゆる 2 シリンダあるいは 3 シリンダ形式にすることが必要となってくる。 1 軸 多段形ターボ圧縮機であまり高速化することは性能の点で問題が多く,一般に羽根車の周速約 $250\sim280$ m/s, 1 段当りの圧力比約 $1.5\sim1.6$ 程度が限度である。したがってたとえば吐出圧力として約 5 kg/cm²gを 5 るためには $5\sim7$ 段程度必要である。

これに対し2軸4段形のDH形ターボ圧縮機は第3 図に示すようにギヤ軸の両側に置かれたピニオン軸の 両端に、それぞれ羽根車をオーバハングさせ、羽根車 の配列があたかも二つのH字を並べたようになってお り、高速化するにはきわめて好都合な構造となってい る。DH形ターボ圧縮機は1955年に第1号機が製作さ れて以来、着実に発展を続け高効率が得られることか

ら近年, 吐出圧力 5~8kg/cm²g 程度のターボ圧縮機はほとんど 1 軸多段形に代わって DH形が採用されるに至った。この形の特長についてはすでに本誌で紹介ずみであるが, 要約すれば高速高効率で

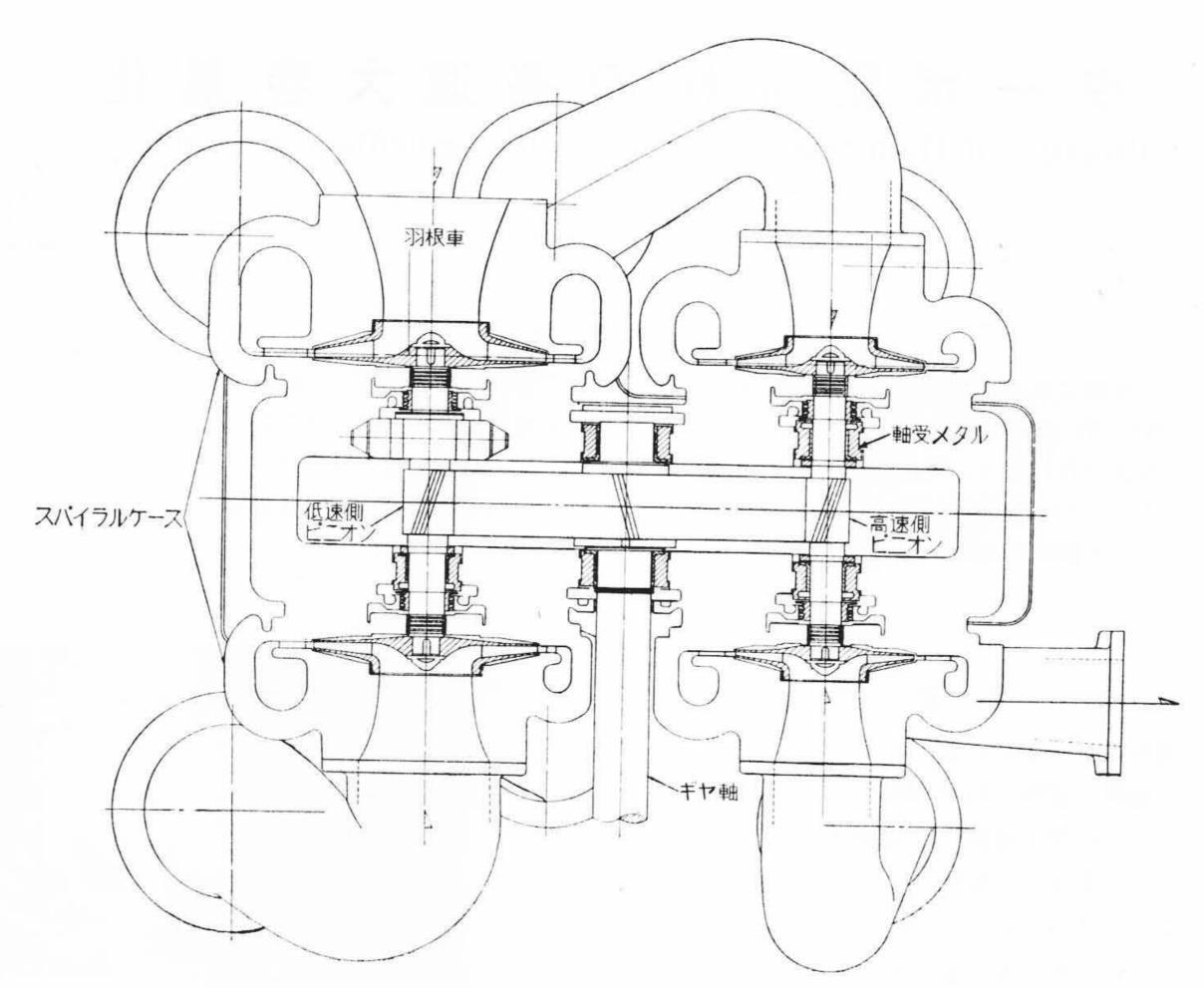


第1図 1軸多段形ターボ圧縮機外観

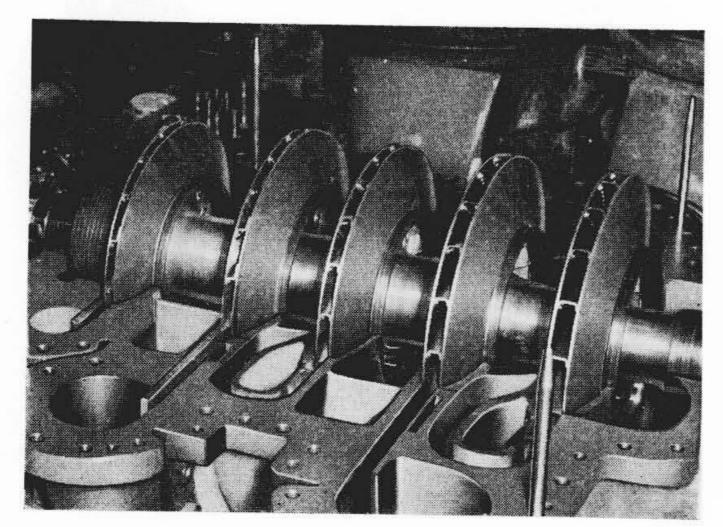


第2図 1軸多段形ターボ圧縮機断面図

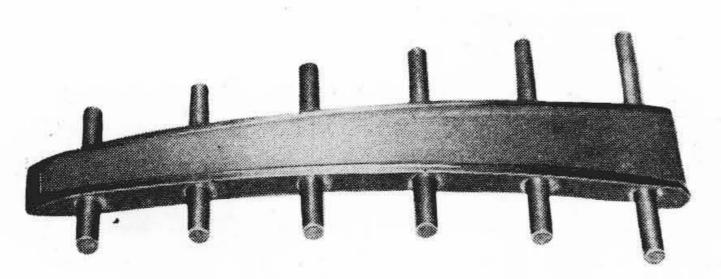
あり、しかも据付面積は小さく、機械全体が非常にコンパクトにまとめられていることである。ターボ圧縮機が効率よく高圧化され、しかも大容量化されたのはDH形ターボ圧縮機にして初めてなし得られたといっても過言ではなかろう。DH形ターボ圧縮機では高速



第3図 DH形ターボ圧縮機平面図



第4図 鋲 打 形 羽 根 車



第5図 高速羽根車用特殊鋼製羽根

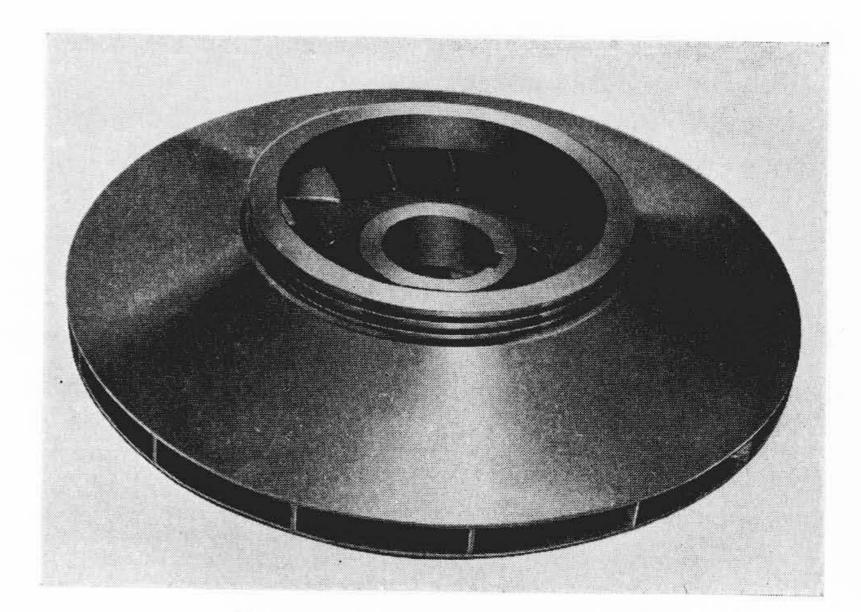
化は比較的容易であり、羽根車の周速約 $300\sim340\,\mathrm{m/s}$ 、 1 段当りの圧力比約 $1.7\sim2.1$ 程度にとることができる。かくすることにより羽根車はわずか 4 段で吐出圧力約 $5\sim8\,\mathrm{kg/cm^2g}$ が得られる。

しかしこの**DH**形ターボ圧縮機もその構造上,あまりよごれのひどいガスを取り扱うにはやや不向きであり,現在のところその取扱ガスの種類としては,空気および清浄なガスに限られている。

3. 材質的,機械構造的問題点

3.1 羽 根 車

一般のターボ圧縮機羽根車はその周速約200~250 m/s, 1段当り



第6図 シュラウド付高速羽根車

の圧力比約 1.2~1.5 程度である。シュラウドリングおよび羽根に加 わる応力はあまり大きくないので、材料としては高炭素鋼、高抗張 力鋼,または特殊鋼で第4図に示すようにリベット構造のものが多 い。また羽根形としては後方わん曲形である。DH形ターボ圧縮機 では周速が約300 m/s, 1段当りの圧力比約1.7程度となる。このよ うに高速で容量が大きくなると羽根幅も広くなり羽根車各部に加わ る応力は前記の場合の約1.5~2倍になるので材料にはすべて特殊鋼 を使用し、その熱処理および加工方法などに細心の注意を払ってい る。流体効率を良くするためには第5,6図に示す特殊な形状と熱 処理、ならびに高精度の加工法により製作された羽根車が採用され ている。羽根形としてはやはり後方わん曲形となっている。さらに 高速化され, 周速が約330~340 m/s, 1 段当りの圧力比約2.0~2.1 に達すると、羽根に加わる曲げ応力およびリベットに加わるせん断 応力が材料の降伏点応力に近くなり, もはや前記のような羽根形に することはできなくなる。この場合には材料として特殊鋼を使用 し、遠心応力を低減するため第7図にみるようにハーフシュラウド

形を採用し、羽根は前翼付放射状羽根とし、ディスクより一体に削り出した形のものを使用する場合が多い。これらの高速羽根車の製作にあたっては、材料試験、熱処理後の組織検査、あるいは加工精度検査を厳密に行なうことおよび常用回転数の10%増し程度の過速度試験を施行して十分に各部の強度を確かめることが必要である。

3.2 增速 庫 車

高速ターボ圧縮機では回転数は約 10,000~15,000 rpm, 増速比は最高約8~9となる。このような大増速比でしかも大動力を伝達する増速歯車の受け持つ役割は大きい。DH形ターボ圧縮機ではピニオン軸が2本あるためギヤの歯1枚にかかる動力は総伝達動力の約半分ですむ関係上, 1軸多段形ターボ圧縮機の増速歯車に比べその負担は軽くなる。これはDH形ターボ圧縮機が高い増速比であるにもかかわらず, 大容量化をなし得た一つの要素である。しかし増速比が大きいためギヤの直径は約1,000~1,300 mm, その周速は約100~110 m/s にも達する。このような歯車を安全かつ静粛に運転するた

め材料を精選するとともに調質後歯車研摩盤によって精密研摩を行ないきわめて高精度の歯形を得ている。また大容量DH形ターボ圧縮機のギヤは直径に比べて歯幅が狭いので、このような大形歯車の製作にあたっては材料の熱処理および加工に細心の注意をはらい、加工ひずみなどの生じないように十分考慮している。

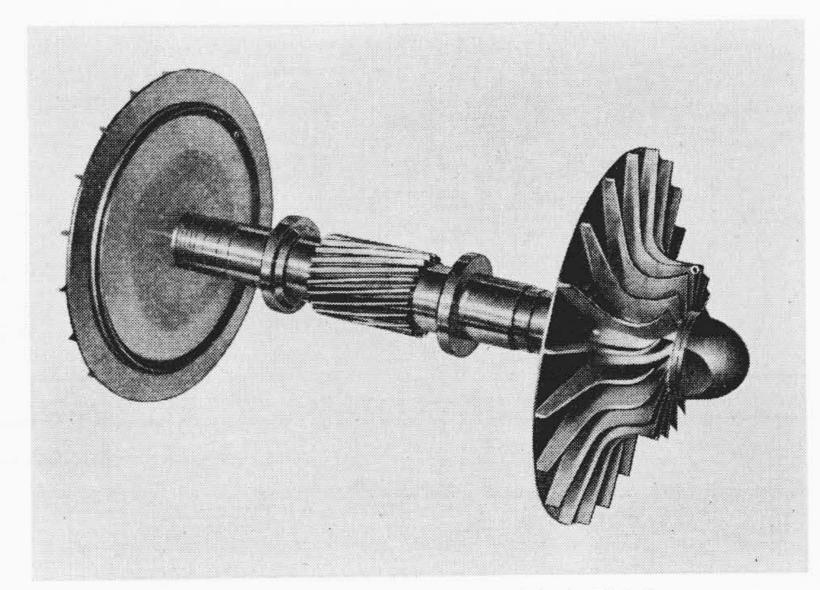
3.3 中間冷却器

高圧ターボ圧縮機では中間冷却器の数が 多いほどその圧縮状態は等温圧縮に近づ き,消費動力が少なくてすむが,1軸多段形 ターボ圧縮機では構造上の制約を受けて, 羽根車2~3段につき中間冷却器が1個設 置される場合が多い。しかるにDH形ター ボ圧縮機では各段間ごとに中間冷却器を持 っているので理想的である。しかも第8回 に示すように中間冷却器は3個ともターボ 圧縮機ベース下部に横形で一体となって取 り付けられているため非常にコンパクトに なっている。ターボ圧縮機の容量が大きく たると中間冷却器も大きくなり, このよう に横形設置にすることの不便な場合は第9 図に示すように中間冷却器を立形にする。 こうすることによりチューブネストを垂直 下方に引き出すことができ, その取り扱い は非常に容易となる。 3,000~4,000 kW 級 のターボ圧縮機では立形中間冷却器をもっ たものが多い。

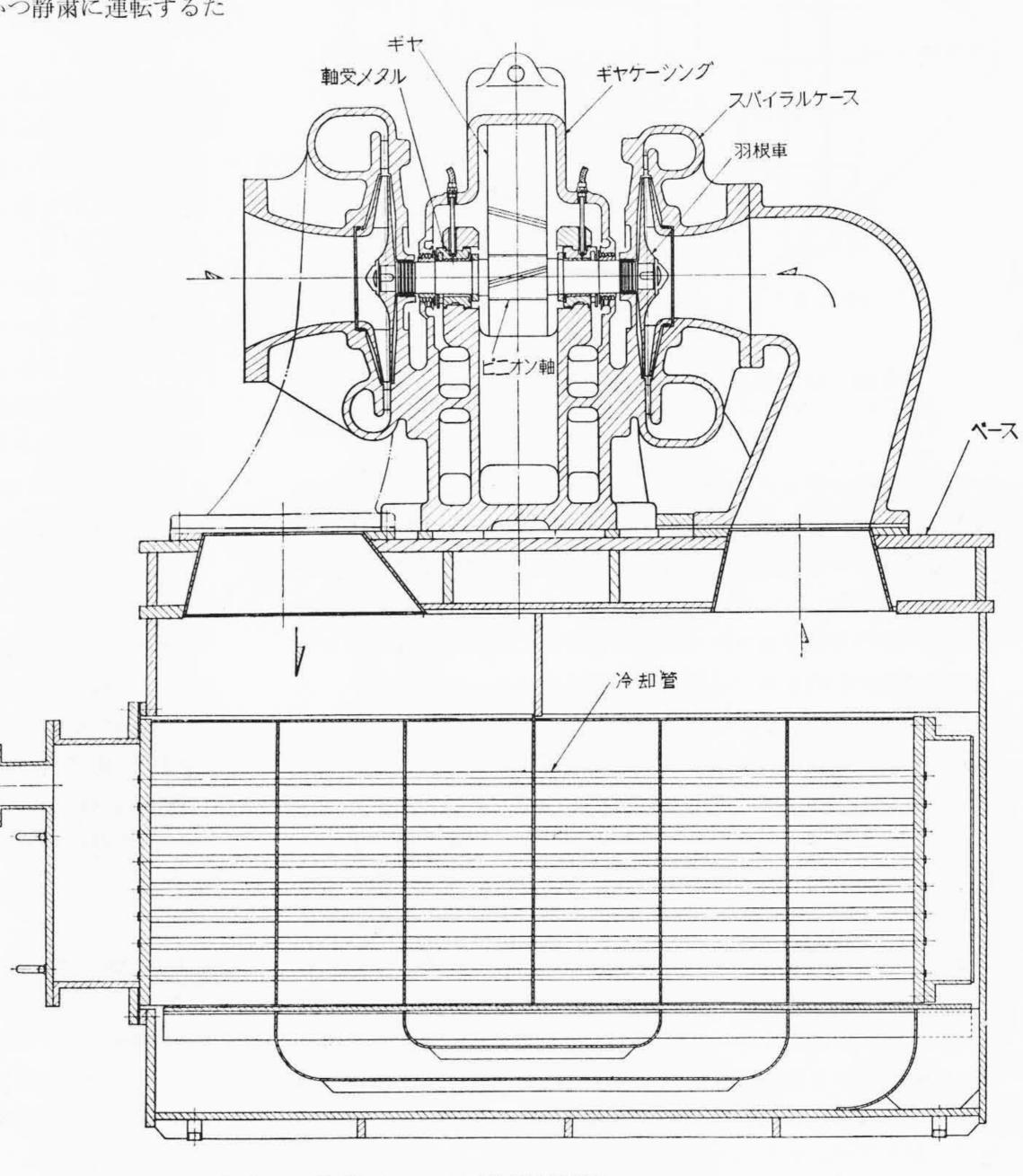
3.4 運転の安定性

1軸多段形ターボ圧縮機ではその構造

上,回転体の1次危険回転数は一般に常用回転数以下のところに存在する。常用回転数が1次危険回転数の2倍以上になると回転系は不安定となり、油ふれ回りなどの振動事故を起こす危険があるので注意を要する。DH形ターボ圧縮機では羽根車はすべてピニオン軸の両端にオーバハングされているため、加速あるいは減速の過程において危険回転数を通過することは好ましくない。したがってその1次危険回転数を常用回転数より十分高くとり運転の安定性を図っている。またピニオン軸の軸受は低荷重高周速形であるため、ジャーナルの偏心量および偏心角が比較的小さく、普通構造の軸受では回転軸を十分安定な領域に収めることがむずかしい。したがって軸



第7図 ハーフシュラウド形高速羽根車



第8図 DH形ターボ圧縮機断面図 (横形中間冷却器付)

受としては回転軸の安定性が十分確保できるよう特殊な形状と油みぞをもっている。第10回にかかる高速回転用軸受を示している。

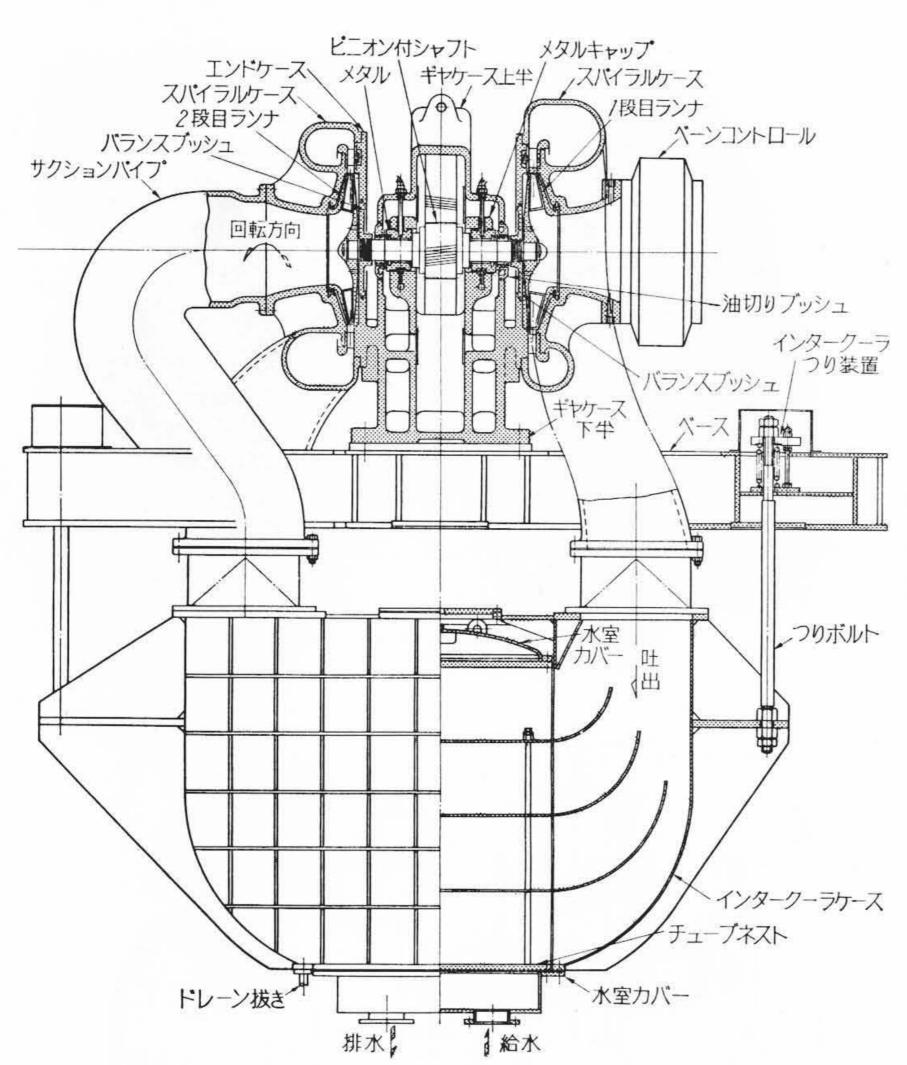
4. 性能上の問題

4.1 DH 形と一軸多段形との性能比較

4.1.1 羽根車出入口部のケース形状および渦巻室

羽根車周速が約300 m/sになると羽根車出口における流体の絶対速度は約230~250 m/s,入口における流速は約100~120 m/s程度の高速流となる。しかるに1軸多段形ターボ圧縮機では羽根車の入口部および出口部にそれぞれUターン通路を持っており、さ

日

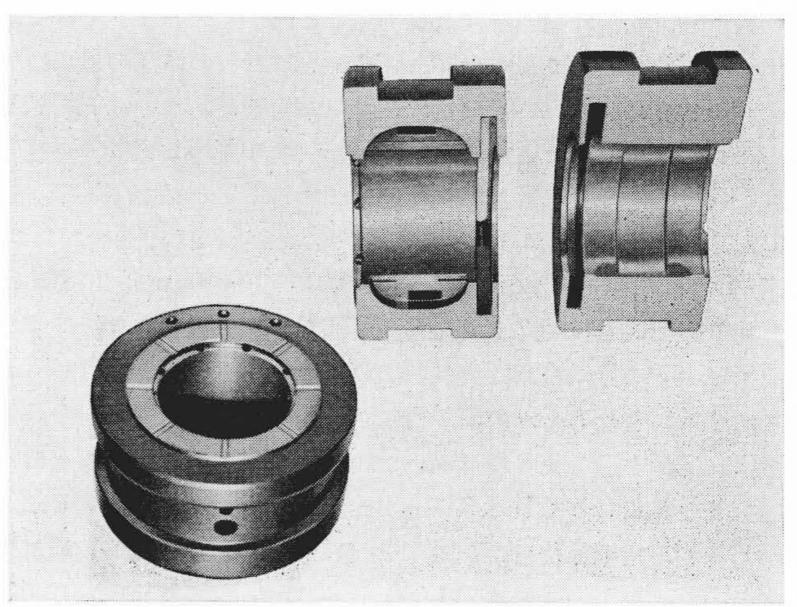


第9図 DH形ターボ圧縮機断面図 (立形中間冷却器付)

らに出口部にはディフューザおよびガイドベーンを設けて流れの 減速を計ってはいるが、なおUターン部において約100 m/s前後 の速度を持つことは避けえられない。このような高速流を急激に 180 度方向変換してリターンガイドベーンで中心方向に換え、さ らに 180 度の方向変換されて次段の羽根車に導入されるのでかな りの圧力損失を招くのは必然である。このリターンガイドベーン の形状が適当でないとこの部分での圧力損失もまた無視できず, それにも増して次の段の羽根車入口部の流れが非常に乱されるこ とになり、これが1軸多段形ターボ圧縮機の大きな欠点である。 リターンガイドベーンにおける摩擦損失および方向変換による圧 力損失のみであれば、それが圧縮機全体の効率に及ぼす影響は多 くの場合1~2%程度に過ぎないが、急激に流れが方向変更する ことにより次段羽根車の入口部の流れが乱されるため、それがタ ーボ圧縮機全体の効率に及ぼす影響は相当大きくなる。しかるに DH形ターボ圧縮機においては第8,9図にみるようにその羽根 車入口部における急激な流れの方向変換はなく, 流体はすべて軸 方向に一様に吸入される。また羽根車出口部にもUターン部分が なく、ガイドベーンを出た流体は全段とも直接、渦巻室に導入さ れ,流体のもっている動圧は有効に静圧に変換される。DH形タ ーボ圧縮機にも、中間冷却器の部分にUターン通路をもっている が、ここでは流速もせいぜい 10 m/s 程度で、その曲率も小さい ため損失は少ない。 1 軸多段形ターボ圧縮機では渦巻室はせいぜ い羽根車2~3段につき1個しかとり得ないので静圧の回収が不 十分になり効率の低下は免れない。

4.1.2 比較回転度

ターボ圧縮機の流体効率を良くするためには各段羽根車の比較 回転度を適正値内に収めるのが好ましい。ターボ圧縮機の圧力 比が増大すると、後段羽根車を流れる流体の体積は非常に減少す る。しかるに規定の圧力をうるためには、各段羽根車でのヘッド 上昇値には限度があるので後段といえどもこのヘッド上昇値をむ



第10図 高速回転用軸受メタル

やみに小さくすることはできない。これに加え1軸多段形ターボ 圧縮機では全段とも羽根車の回転数は同一であるため,後段羽根 車の比較回転度は相当悪くなり,羽根車直径に比して羽根幅はか なり狭いものとなる。このため羽根車内部,ディフューザおよび ガイドベーンなどにおける壁面の摩擦損失が増大し,流体効率は 悪くなる。これにたいしDH形ターボ圧縮機では羽根車は1~2 段の低圧軸と3~4段の高圧軸とに分かれており,高圧軸を低圧 軸よりも高速回転させることが可能であるため,3~4段目の羽 根車でも比較回転度はほとんど悪くならず,羽根車直径に比して 羽根幅を十分広くすることができる。

4.1.3 中間冷却器

ターボ圧縮機に必要な仕事量を小さくする(すなわちその効率を良くする)には、その圧縮状態を極力、等温圧縮に近づければよく、そのためターボ圧縮機には必ず中間冷却器が必要である。 DH形ターボ圧縮機には中間冷却器が3個あるが、1軸多段形ターボ圧縮機ではその構造上、1シリンダ当り2個が限度である。そのため同じ圧力上昇値をうるため、DH形ターボ圧縮機のほうが羽根車の出すべきヘッド上昇値は少なくてよい。たとえば吐出圧力を5kg/cm²gとし中間冷却器が2個の場合と3個の場合とについて、羽根車が出さねばならぬヘッド上昇値を比較すると3個の場合のほうが約4~5%小さくなり、それだけ消費動力は少なくてすむことになる。

4.1.4 機 械 損 失

ターボ圧縮機が高速化されるに伴いその機械損失も当然増大する。機械損失は大別して増速歯車のかみ合損失、ギャカップリングのかみ合損失および各軸受の摩擦損失とに分けられる。このうち歯車のかみ合損失は1 軸多段形ターボ圧縮機とDH形ターボ圧縮機とでは大差なく、およそ伝達動力の約 $1\sim2\%$ 程度である。一方軸受の摩擦損失Hは次式で与えられる。

$$H = \frac{2\pi N}{102} \left(\frac{\mu \pi^2 D^3 L N}{C_d} \times \frac{T}{T_0} + P C_r \frac{e}{C_r} \sin \phi \right) (kW)$$

ここに μ: 油粘度

D: ジャーナル直径

L: ジャーナル長さ

P: 全荷重

N: 回転数

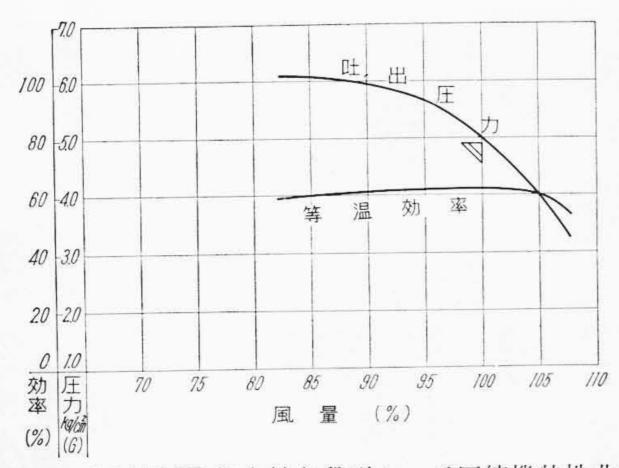
 C_d : 直径間げき

 C_r : 半径間げき= $C_d/2$ e: 偏心

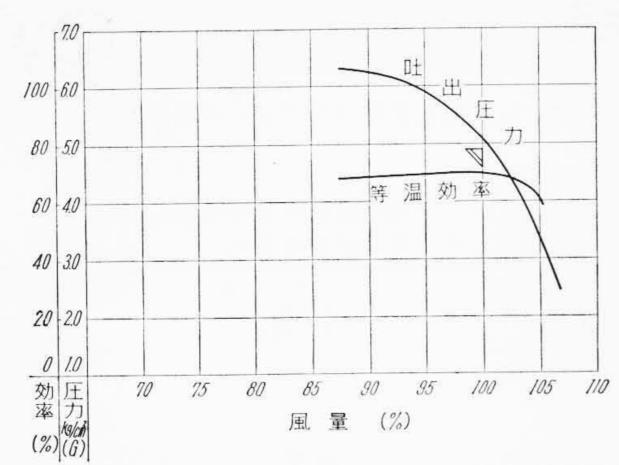
φ: 偏心角

 T/T_0 : 摩擦比

本式からわかるように軸受摩擦損失はジャーナル直径の3乗,回転数の2乗に比例して増大する。1軸多段形ターボ圧縮機とDH形ターボ圧縮機とを比較した場合,回転数はDH形ターボ圧縮機のほうが約30~50%程度高いが,ジャーナル直径は逆に30~50%



第11図 3,000 kW 級 1 軸多段形ターボ圧縮機特性曲線例



第12図 3,000 kW 級DH形ターボ圧縮機特性曲線例

第1表 1軸多段形ターボ圧縮機とDH形ターボ圧縮機の 実測による効率分析値

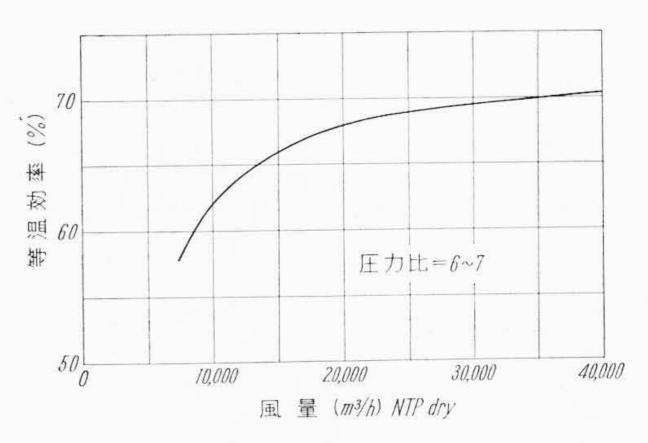
	一軸多段形ターボ圧縮機	DH形ターボ圧縮機
	1段 0.80	1段 0.83
各段の断熱 温度効率	2段 0.80	2段 0.82
	3段 0.77	3段 0.81
	4段 0.77	4段 0.80
	5段 0.75	
容積効率	0.99	0.99
機械効率	0.95	0.96
全効率 (等温)	0.62	0.70

程度細い。また軸受の数もDH形ターボ圧縮機では6個(電動機は除外して)であるにたいし、1軸多段形ターボ圧縮機では最低7個必要である。このため軸受摩擦損失は1軸多段形ターボ圧縮機のほうが大きい。またギヤカップリングは1軸多段形ターボ圧縮機では2組必要なのにたいし、DH形ターボ圧縮機では1組でよい。ギヤカップリングのかみ合損失は1組当り伝達動力の約1%前後であるから、この面からも1軸多段形ターボ圧縮機のほうがギヤカップリングのかみ合損失は大きくなる。したがって機械損失全体の値も1軸多段形ターボ圧縮機のほうが1~2%程度大きくなる。

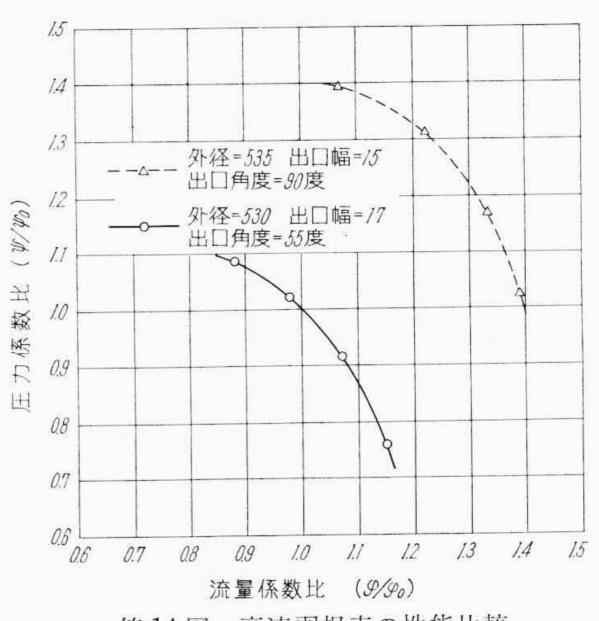
4.1.5 実績比較

4.1.1~4.1.4でDH形ターボ圧縮機の効率が1軸多段形ターボ 圧縮機のそれにまさっていることを述べたが、ここでは実例によ りその数値を示そう。

第11 図および第12 図はそれぞれ1軸多段形ターボ圧縮機および DH形ターボ圧縮機の特性曲線の一例である。また第1 表はそれぞれのものにつき仕様点における各羽根車の断熱温度効率、容積効率、機械効率および全効率(等温)の分析値を示している。これらのデータから DH形ターボ圧縮機の効率は1軸多段形ターボ圧縮機の効率より10%程度すぐれていることがわかる。



第13図 DH形ターボ圧縮機の容量と等温効率



第14図 高速羽根車の性能比較

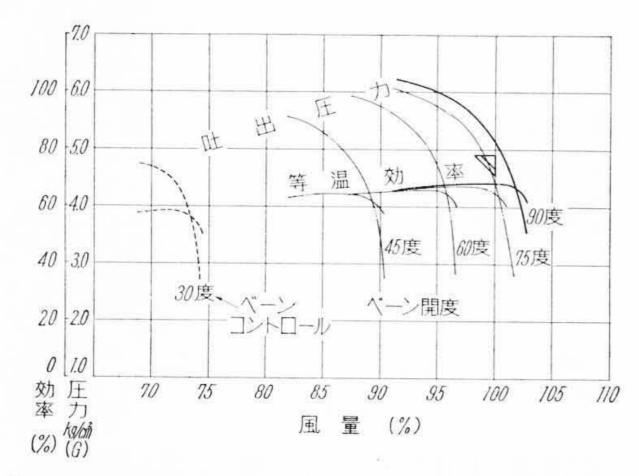
4.2 容量と効率

一般に流体機械は容量の増大とともにその効率も上昇する。ターボ圧縮機の場合もその例にもれないが、一例として圧力比が6~7の場合、その容量と等温効率の変化状態を第13図に示す。同図にはDH形ターボ圧縮機の値を示したが、この効率値は他のいかなる機種をしのぐ高効率値であるといっても過言ではなかろう。

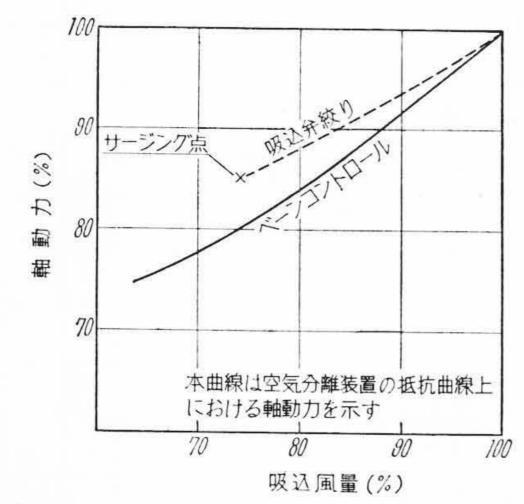
4.3 高圧化にたいする問題

4.1にて述べたことからターボ圧縮機を高速化する場合は, DH形 ターボ圧縮機のほうが1軸多段形ターボ圧縮機よりもはるかに有利 であることがわかると思う。圧力比が6~7程度であればDH形タ ーボ圧縮機の場合も、羽根車としてはフルシュラウド形、後方わん 曲羽根が採用されている。しかし羽根車4段で圧力比8~9をうる ためにはこのような羽根車では周速が非常に高くなり、シュラウド の遠心応力、および羽根あるいはリベットに加わる曲げ、またはせ ん断応力が増大し機械構造的に不利である。したがって羽根車の応 力を軽減するため羽根はディスクより一体に削り出し、しかも放射 状として曲げ応力が加わらないようにし、また場合によってはシュ ラウドを取り去った, いわゆるハーフシュラウド形にすることは 3.1 にて述べたとおりである。放射状羽根にすれば羽根出口角度は 90度となり、羽根車で得られる圧力係数、流量係数ともに後方わん 曲羽根の場合よりも大きくなり, それだけ羽根車が小さくてすむこ とになる。第14回は一例として、放射状羽根と後方わん曲羽根の 両者についてその流量係数φおよび圧力係数Ψを比較したものであ る。しかし羽根出口角度が大きくなると、後方わん曲羽根の場合に 比べ羽根車出口における流速が増大し、流体の動圧が占める割合が 大きくなるためこれを静圧として回収するためのディフューザおよ びガイドベーンの設計にはより以上の慎重な考慮を払わなければな らない。ガイドベーンとしては薄板直線翼、薄板円弧翼、あるいは 翼形翼などが, それぞれ目的に応じて採用されている。

日



第 15 図 2,000 kW 級 D H 形 ターボ 圧 縮 機 の ベーン コントロールによる性能試験結果例



第16図 ベーンコントロールと吸込弁絞りの比較

またハーフシュラウド形羽根車の場合は漏えい損失を小さくするため羽根とケース間のすき間を極力狭くする必要があり、またこのすき間による漏えい損失の影響をできうる限り小さくするため、羽根車の比較回転度をつとめて大きくとり、羽根車直径に比して羽根幅を極力広くとるように注意しなければならない。ハーフシュラウド形羽根車はこれらの問題があるため、放射状羽根ではあるが、これに後方わん曲羽根の場合と同じくシュラウドを取り付け、より効率の向上をねらった羽根車も多く採用されている。

さらに放射状羽根車の場合は入口に前翼を取り付けるが、前翼に おいては流れはかなり急に方向変換されるので、その形状は十分慎 重に考慮されなければならない。

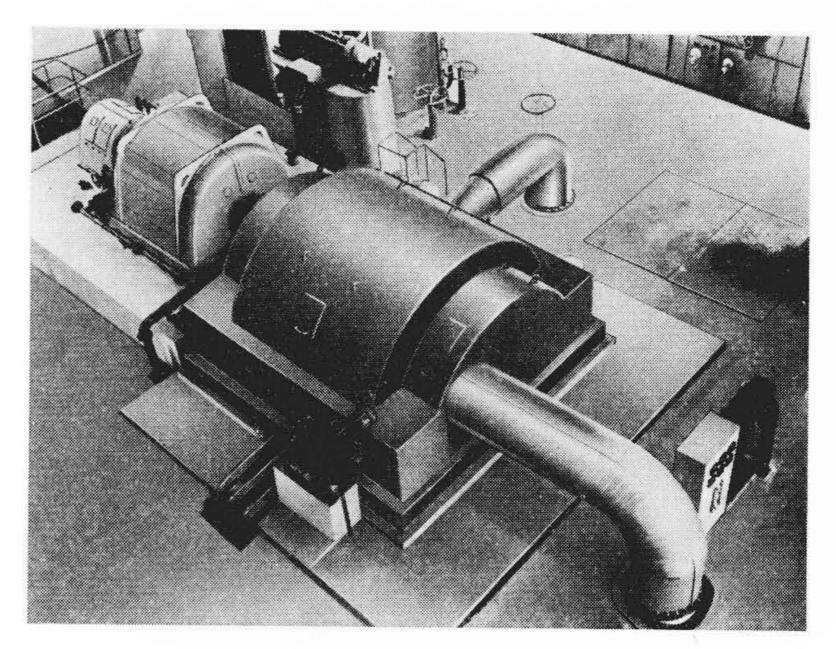
4.4 容量制御

ターボ圧縮機はその入口に可動翼(いわゆるベーンコントロール)を取り付けて容量制御をすることができる。特にDH形ターボ圧縮機においては、このベーンコントロール特性がすぐれており、第15 図に示すようにわずかの効率低下でかなりの容量制御をすることが可能である。一般のターボ圧縮機では、吸込管に取り付けた吸入弁絞りによって容量制御を行なう場合が多いが、吸込弁絞りの場合は風量の減少にたいして吐出圧力の減少の度合が大きく、しかも弁絞りによる損失が大きい。一例として空気分離装置用DH形ターボ圧縮機についてベーンコントロールを行なった場合と、吸込弁絞りを行なった場合の風量と軸動力の関係を第16図に示している。このようなベーンコントロールにより効率よく大幅な容量制御ができるということは、特にプラント送風用として使用される場合には有利なことである。

5. 用 途 例

5.1 空気分離装置用

DH形ターボ圧縮機の代表的な用途は、全低圧式空気分離装置に おける原料空気圧縮機としてである。今まで種々述べたように据付



第17図 空気分離装置用DH形ターボ圧縮機外観(外装カバ付)

第2表 全低圧式空気分離装置用DH形 ターボ圧縮機標準容量表

酸 素 量 (m ³ /h) (NTP dry)	空 気 量 (m ³ /h) (NTP dry)	電 動 機
(NTP dry)	(NTP dry)	(kW)
1,000	6,300	750
1,500	9,000	1,000
2,000	11,800	1,259
2,500	14,600	1,550
3,000	17,400	1,800
3,500	20,100	2,(5)
4,000	22,800	2,300
4,500	25,500	2,600
5,000	28,200	2,900
6,000	33,600	3,400
8,000	44,800	4,500

面積が小さく、効率が良く、容量制御特性がすぐれており、しかも保守取り扱いが容易であるという本機の特長は、空気分離装置において遺憾なく発揮されている。空気分離装置にDH形ターボ圧縮機を採用して以来、プラント全体の効率が飛躍的に増大し、その容量も逐次大形になり現在では酸素発生量8,000 Nm³/hまでの空気分離装置用として本形式のターボ圧縮機の製作が可能となった。第17回は酸素発生量が6,000 Nm³/h の空気分離装置用 DH形ターボ圧縮機の現地据付写真である。その仕様は

風 量 33,800 m³/h (NTP dry)

吸込圧力 -400 mmAq

吐出圧力 4.9 kg/cm²g

温 度 30℃

湿 度 100%

電 動 機 3,500 kW 60∼ 4 P

である。第2表は空気分離装置の容量に対するDH形ターボ圧縮機 の標準容量を示したものである。

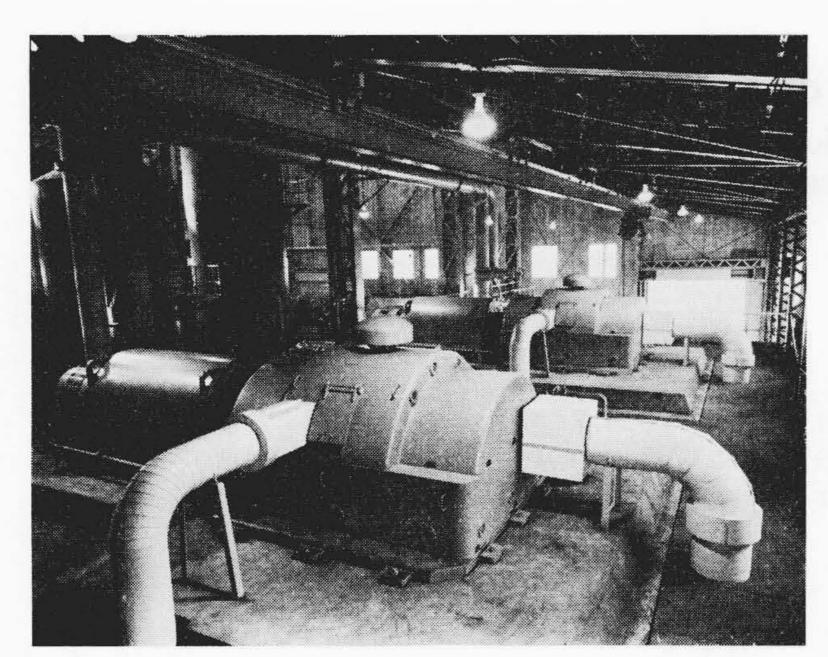
5.2 動力空気源用

羽根車として前翼付放射状羽根を使用したDH形ターボ圧縮機は 圧力比として容易に約 $8\sim9$ をうることができるので動力空気源用 ターボ圧縮機としても好適である。 第 18 図 はこの目的に製作され た 1,400 kW ターボ圧縮機の現地据付写真であり、その仕様は

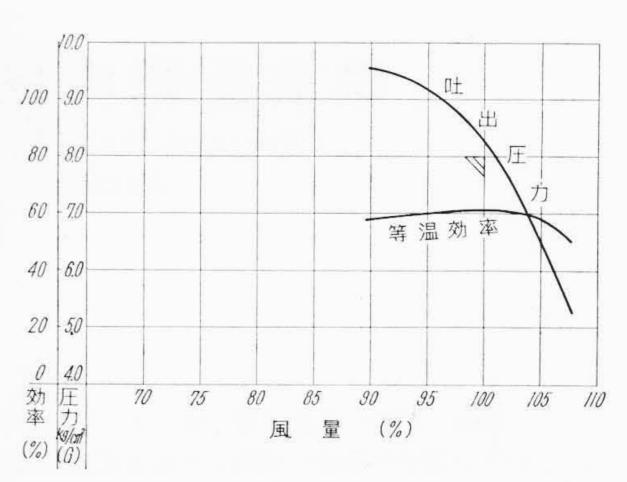
風 量 11,000 m³/h (NTP dry)

吸込圧力 $-500 \, \text{mmAq}$

吐出圧力 8 kg/cm²g (アフタークーラ出口において)



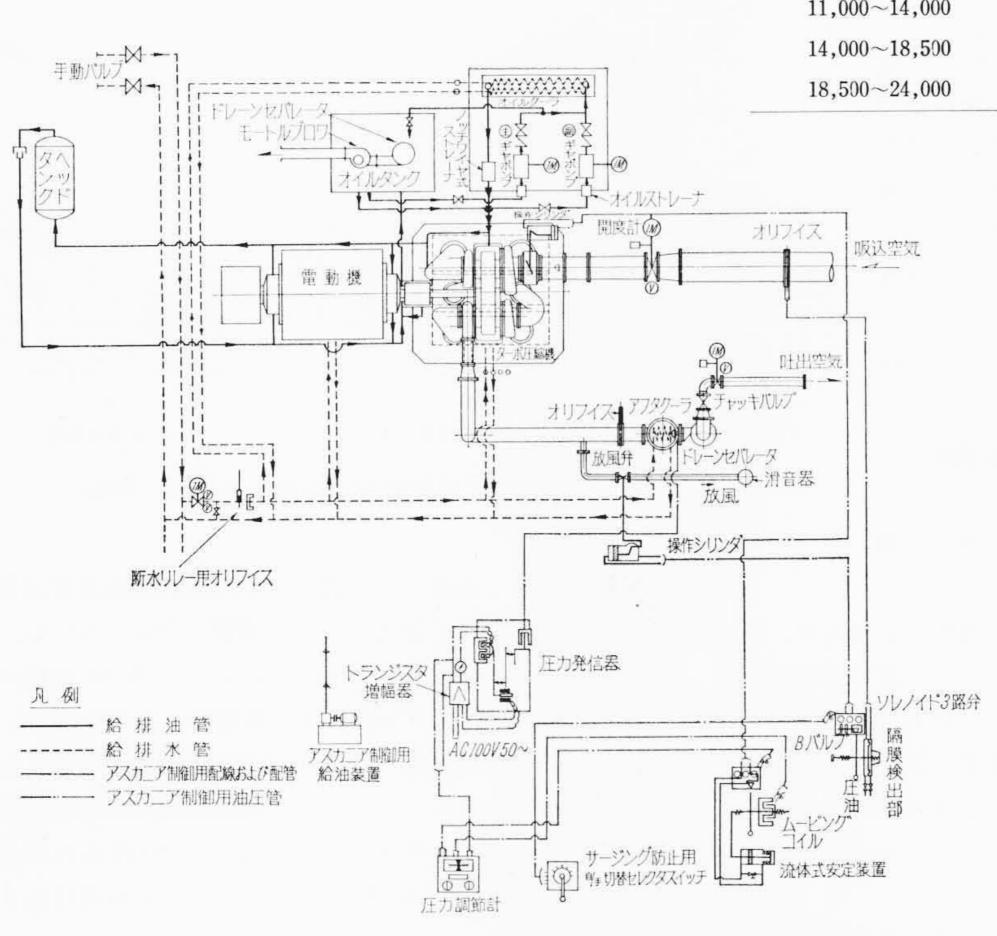
第18図 動力空気源用DH形ターボ圧縮機 外観 (外装カバ付)



第19図 動力空気源用DH形ターボ圧縮機 特性曲線例

第3表 動力空気源用DH形ターボ圧縮機標準容量表

空 気 量 (m³/h)	吐 出 圧 力	電 動 機
(NTP dry)	(kg/cm^2g)	(kW)
9,000~11,000	7.0~8.0	1,200~1,400
11,000~14,000	$7.0 \sim 8.0$	1,400~1,800
14,000~18,500	$7.0 \sim 8.0$	1,800~2,350
18,500~24,000	7.0~8.0	2,350~3,000



第 20 図 動力空気源用 D H 形ターボ圧縮機制御系統図

温 度 20℃

湿 度 85%

電動機 1,400 kW 50~ 4 P

である。本機はその用途上いかなる風量においても常に一定の吐出 圧力8kg/cm²gをうる必要があるので吸込側に取り付けたベーンコ ントロール装置による定圧力制御装置およびサージング防止装置を 備えている。 第19 図 には動力空気源用DH形ターボ圧縮機特性曲 線の一例を, 第20 図 には自動制御装置の系統を,また第3表には 動力空気源用ターボ圧縮機の標準容量を示している。

6. 結 言

以上ターボ圧縮機の高速大容量化に伴い、それに最も適当な形式として開発されたDH形ターボ圧縮機につきその概要を述べた。4 段でこれだけの圧力をもつ大容量ターボ圧縮機は国内においてまだその例をみない。このような高速大容量ターボ圧縮機の育成にあたり深いご理解と、終始絶大なるご支援を賜わった需要者各位ならびに関係者各位にたいし厚く感謝の意を表する次第である。