

ターボ冷凍機用遠心圧縮機の特性

Characteristics of Centrifugal Compressor for Centrifugal Refrigerating Unit

伊地知 幸文* 三階 春夫*
Yukifumi Ijichi Haruo Mishina

要 旨

ターボ冷凍機に使用されている遠心圧縮機は高いマッハ数のもとで高い効率と広い作動範囲が要求されるので、設計に際しては慎重な配慮が必要である。特に、羽根車の入口部では冷媒ガスのマッハ数も高く、しかも流れの最上流にあるので、この部分の設計が最適でないとなれば流れの後方にある羽根車、ディフューザおよび渦巻室などに影響を及ぼし圧縮機全体の効率を低下させることになる。そこで、羽根車入口における種々のパラメータが性能に及ぼす影響を検討したので、それらの結果を紹介するものである。

1. 緒 言

近年、ターボ冷凍機は空調用を始めとして化学工業における各種プロセスの冷却、食品工業における冷凍および冷蔵など各方面で広く用いられている。国内の同業メーカーは外国一流メーカーとぞくぞく技術提携して小形軽量の高性能単段機を市場に出してきた。日立製作所においてもこのような状況に対処するために小形軽量化を目的とした新形の HS 形単段ターボ冷凍機を開発した。

この HS 形単段ターボ冷凍機に使用されている圧縮機は図 1 に示すような構造の遠心圧縮機で、精密鋳造によるアルミ合金製の単段の羽根車が増速ギヤを介して高速回転してフロン 11 の冷媒ガスを圧縮している。この遠心圧縮機は 1 段当たりの圧力比が約 4 と高く、また冷媒ガスの音速が 0°C 基準状態において約 130m/s と低いので各部を流れる冷媒ガスの速度のマッハ数も高く、性能に及ぼす影響も強いので設計に際しては慎重な配慮が必要である。特に、羽根車の入口部では冷媒ガスの速度のマッハ数も高く、しかも流れの最上流にあるので、この部分の設計が適切でないとなれば流れの後方にある羽根車の後半部、ディフューザおよび渦巻室などに影響を及ぼし圧縮機全体の効率を著しく低下させることになる。

そこで、筆者らはモデル実験装置による各種羽根車の実験結果と理論上から羽根車入口における各種パラメータが性能に及ぼす影響を検討した。その結果、各パラメータの最適値の目安を得ることができた。

2. 実験装置

実験装置および計測装置は普通使用されているものを用いているので、ここでは詳細は省略する。図 2 は実験装置の外観である。

実験は冷媒ガスを凝縮させずにガス状で循環させるガスサイクル試験で行なった。

使用した各種羽根車はいずれもシラウド付で外径 238mm で、羽根枚数は 14~18 枚である。

3. 羽根車入口外径

羽根車入口外径を定めるには種々の方法が考えられるが、ターボ冷凍機の羽根車のように羽根車入口の相対速度のマッハ数が高い場合には相対速度のマッハ数を最小となるように羽根車入口外径を決めるのが順当であろうと考える。

以下、理論計算を進めるに当たり次の仮定をする。

- (1) 羽根車入口直前における軸方向速度は一様とする。
- (2) 羽根車前方よみ点から羽根車入口までのガスの状態変化は等エントロピ変化とする。

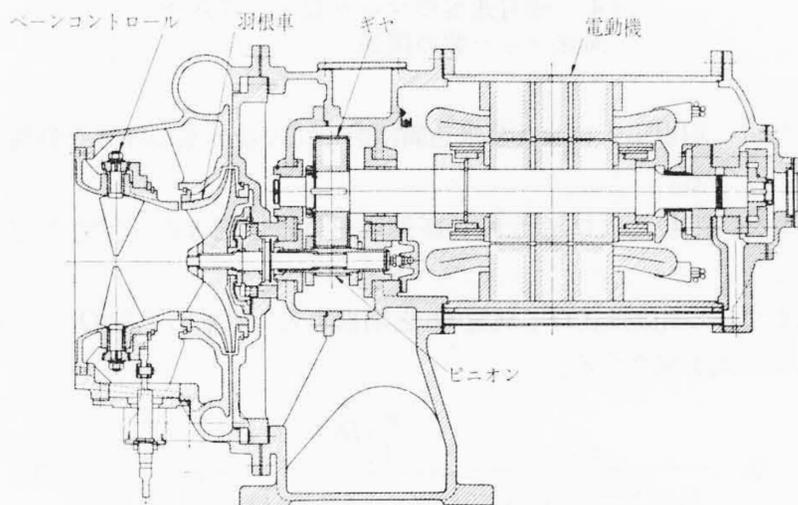


図 1 HS 形ターボ冷凍機用圧縮機の断面図

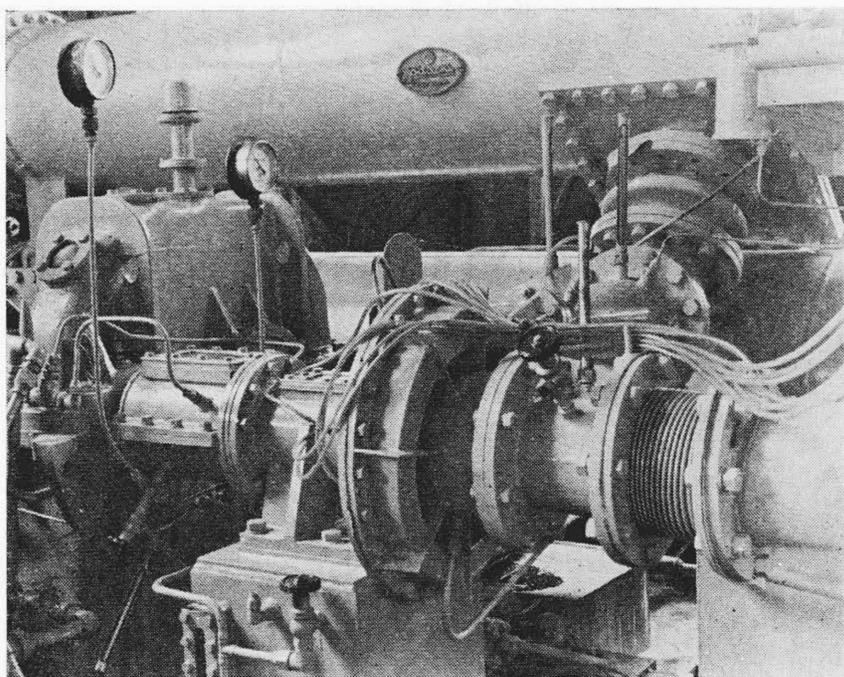


図 2 実験装置

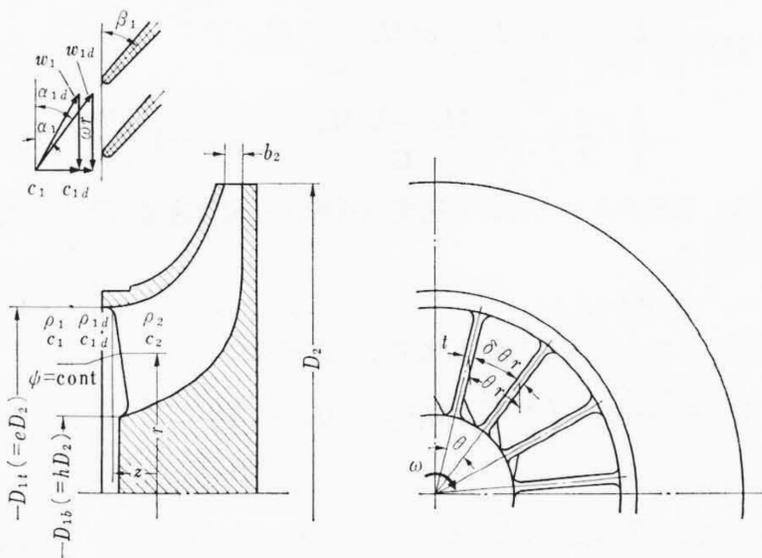


図 3 羽根車入口諸元と速度三角形

* 日立製作所機械研究所

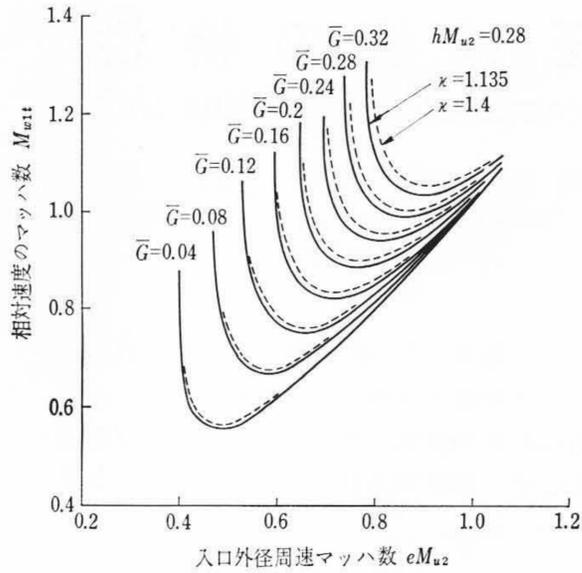


図4 相対速度のマッハ数と入口外径周速マッハ数の関係

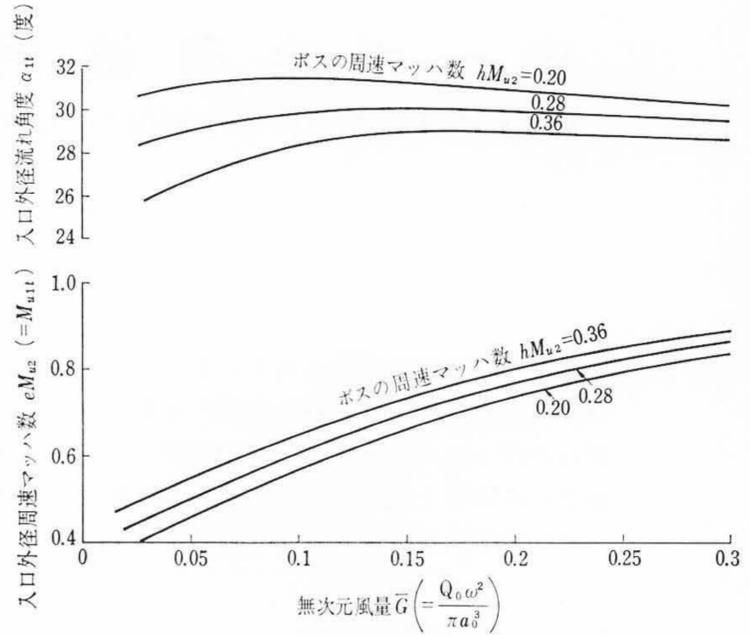


図5 周速マッハ数および流れ角度と無次元風量の関係

(3) 羽根車入口および吸込筒に沿っての境界層の厚さを無視する。
 また、羽根車入口諸元および速度三角形は図3に示すとおりである。
 まず、圧縮機吸込口の風量 Q_0 と羽根車入口直前の風量 Q_1 との間には次式が成立する。

$$Q_0 = \frac{Q_1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}} = \frac{\frac{\pi}{4} (D_{1t}^2 - D_{1b}^2) c_1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 D_{1t} : 羽根車入口外径
 D_{1b} : 羽根車入口ボス径
 c_1 : 軸方向速度
 M_1 : 軸方向速度のマッハ数
 κ : 冷媒ガスの比熱比

また、 $e = D_{1t}/D_2$ および $h = D_{1b}/D_2$ なる無次元量を導入し、さらによどみ点の音速 a_0 と角速度 ω を用いて風量を無次元化すると次式となる。

$$\bar{G} = \frac{Q_0 \omega^2}{\pi a_0^3} = \frac{\left\{ e^2 \left(\frac{\omega D_2}{2} \right)^2 - h^2 \left(\frac{\omega D_2}{2} \right)^2 \right\} c_1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} a_0^3} = \frac{(e^2 M_{u2}^2 - h^2 M_{u2}^2) M_1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}} \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 M_{u2} : a_0 を基準とした周速マッハ数

(2)式の分母を M_1 について第3項まで展開し、さらにこれを M_1^2 について解くと次式が得られる。

$$M_1^2 = \frac{2}{\kappa + 1} \left[-\frac{\kappa + 1}{2} + \left(\frac{e^2 M_{u2}^2 - h^2 M_{u2}^2}{\bar{G}} \right)^2 - \left\{ \left(\frac{\kappa + 1}{2} - \left(\frac{e^2 M_{u2}^2 - h^2 M_{u2}^2}{\bar{G}} \right)^2 \right) - (\kappa + 1) \right\}^{\frac{1}{2}} \right] \dots\dots\dots (3)$$

次に、羽根車入口における速度三角形より相対速度に関して次式が得られる。

$$w_{1t}^2 = u_{1t}^2 + c_1^2 \dots\dots\dots (4)$$

同様にして(4)式を無次元化すると次式になる。

$$M_{w1t}^2 = e^2 M_{u2}^2 \cdot \left(\frac{a_0}{a_1} \right)^2 + M_1^2 = e^2 M_{u2}^2 + \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} e^2 M_{u2}^2 \right) M_1^2 \dots\dots\dots (5)$$

(3)式を(5)式へ代入すると相対速度のマッハ数 M_{w1t} は次式となる。

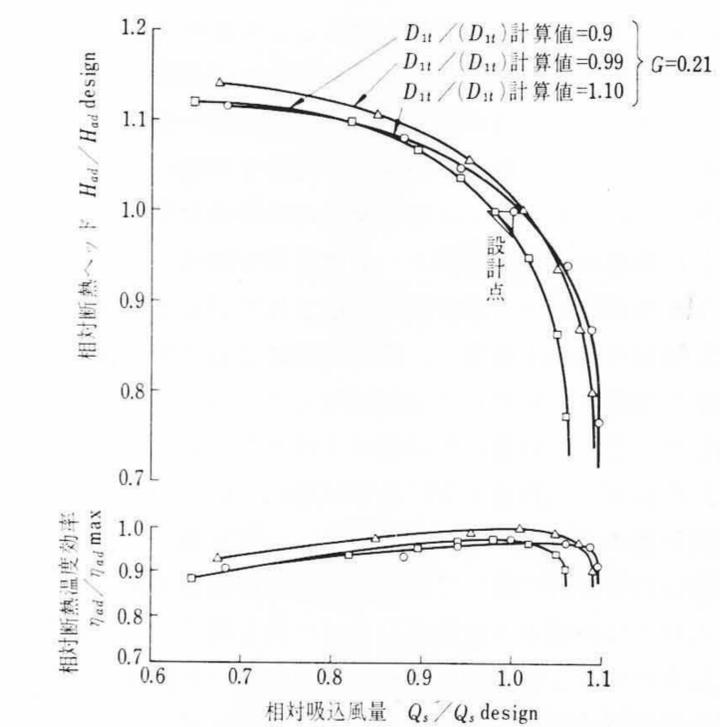


図6 入口外径が各種異なったときの全体性能曲線の変化

$$M_{w1t} = \left[e^2 M_{u2}^2 + \frac{2}{\kappa + 1} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} e^2 M_{u2}^2 \right) \times \left\{ -\left(\frac{\kappa + 1}{2} - \left(\frac{e^2 M_{u2}^2 - h^2 M_{u2}^2}{\bar{G}} \right)^2 \right) - \left(\left(\frac{\kappa + 1}{2} - \left(\frac{e^2 M_{u2}^2 - h^2 M_{u2}^2}{\bar{G}} \right)^2 \right)^2 - (\kappa + 1) \right)^{\frac{1}{2}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (6)$$

図4は(6)式からボスの周速マッハ数 $hM_{u2} = 0.28$ のとき、無次元風量 \bar{G} をパラメータとして入口外径の周速マッハ数 eM_{u2} に対する相対速度のマッハ数 M_{w1t} の関係を示したものである。なお、図中実線はガスの比熱比 1.135 の場合、また点線は比熱比 1.4 の場合を示したものである。

いずれの無次元風量においても相対速度のマッハ数は入口外径の周速マッハ数が増すといつたん低くなりある値で最小となり、以後再び高くなっている。この関係から相対速度のマッハ数が最小となる入口外径を求めるには(6)式を eM_{u2} で微分して $d(M_{w1t})/d(eM_{u2}) = 0$ を満足する eM_{u2} を求めればよいことになる。

図5はボスの周速マッハ数 hM_{u2} をパラメータとして、相対速度のマッハ数が最小となる点における無次元風量 \bar{G} と入口外径の周速マッハ数 eM_{u2} および入口外径における流れ角度 α_{1t} の関係を示したものである。入口外径の周速マッハ数は無次元風量が大きくなると漸次大きくなっているが、流れ角度は無次元風量が大きくなると

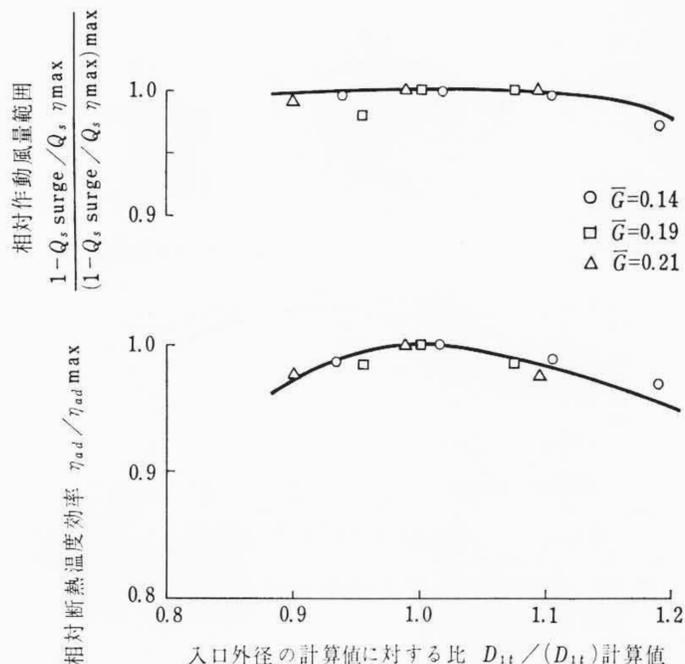


図7 入口外径による性能比較

ある値で最大となり、以後は次第に小さくなっている。

図5から求めた入口外径の周速マッハ数は

$$eM_{u2} = \frac{D_{1t}}{2} \cdot \frac{\omega}{a_0}$$

と書き換えられるので、仕様から簡単に入口外径が求まる。

以上、相対速度のマッハ数が最小となるように入口外径を決める方法を述べたが、この方法が性能上妥当であるかを各種羽根車の実験結果から検討してみる。

図6はその一例として無次元風量 $\bar{G}=0.21$ の場合について入口外径が各種異なったときの全体性能曲線を示したものである。

入口外径が計算値に近い場合が最も効率が高くなっているが、作動風量範囲はほとんど変化していない。

図7は無次元風量が異なる他のグループについて、入口外径の計算値に対する比と断熱温度効率および作動風量範囲との関係を各グループの最大値の比として示したものである。

無次元風量が異なった場合についても図6に示したと同様の結果が得られたので、上記の方法は妥当であると思う。

4. 入 射 角

入射角は羽根入口角度を決定するのに必要であるとともに、入口における損失に影響を与える重要なパラメータであることは⁽¹⁾従来から知られている。筆者ら⁽²⁾は羽根車出口角度 $\beta_2=70^\circ\sim 90^\circ$ の各種羽根車の最高効率点風量から入口外径における最高効率点入射角を求め、さらに J. D. Stanitz 氏の提案した方法⁽³⁾を利用して羽根厚さの修正をし相対速度のマッハ数で整理したところ、最高効率点入射角と相対速度のマッハ数との間にかなり一般性ある関係が得られたことを示した。この関係を羽根車出口角度の異なったものについても検討してみることにした。

まず、羽根厚さの修正計算法について述べる。

図2に示すように、羽根車上流で軸方向速度が一様であっても羽根車入口では羽根厚さのために流線が傾き半径方向に速度が生じ、軸方向速度は c_{1d} になりこの変化に対応した角度の修正が必要である。

羽根間の角度を θ 、羽根厚さを t とすると、図3から

$$t = (1 - \delta)r\theta \quad (7)$$

ここで、 δ は流路幅係数で、ターボ冷凍機用羽根車では羽根厚さは半径方向に一定の場合が多いので次式となる。

$$\delta = A + B \left(\frac{D_{1t}}{r} \right) \quad (8)$$

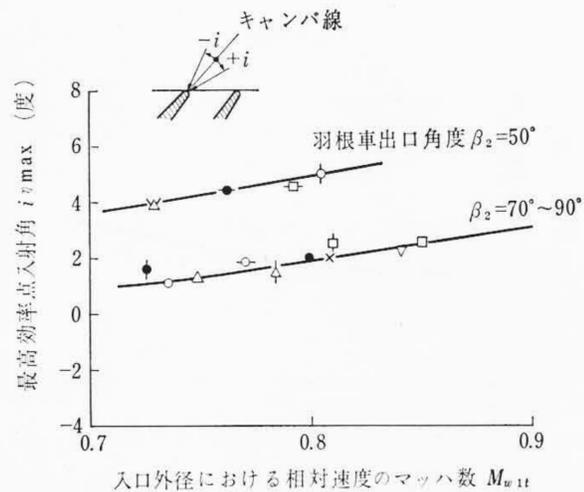


図8 最高効率点入射角と相対速度のマッハ数の関係

ここで、 A, B : 定 数

図3に連続の式を適用すると

$$\frac{\partial}{\partial r}(\delta r \rho c_{1r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\delta r \rho c_{1z}) = 0 \quad (9)$$

ここで、 c_{1r} : 羽根車入口絶対速度の半径方向成分

c_{1z} : 羽根車入口絶対速度の軸方向成分

上式を満足する流れ関数で書き表わすと次式になる。

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{\delta r \rho c_{1z}}{\Delta \psi} \quad (10)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = -\frac{\delta r \rho c_{1r}}{\Delta \psi} \quad (11)$$

ここで、 $\Delta \psi$ は次式で表わされる。

$$\Delta \psi = \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \delta r \rho c dr \quad (12)$$

ここで、 ρ : 密 度

上式の羽根車上流における値は $\delta=1, \rho=\rho_1$ および $c=c_1$ であるから次式になる。

$$\Delta \psi = \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} r \rho_1 c_1 dr = \rho_1 c_1 \left\{ \frac{\left(\frac{D_{1t}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{1b}}{2} \right)^2}{2} \right\} \quad (13)$$

また、羽根車下流では次式となる。

$$\Delta \psi = \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \delta r \rho_2 c_2 dr = \rho_2 c_2 \left[\frac{A}{2} \left\{ \left(\frac{D_{1t}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{1b}}{2} \right)^2 \right\} + B \frac{D_{1t}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{1t}}{2} \right) - \left(\frac{D_{1b}}{2} \right) \right\} \right] \quad (14)$$

結局、羽根車上流での流れ関数は

$$\psi_1 = 1 - \frac{1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}} \right)^2}{1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right)^2} \quad (15)$$

また、羽根車下流では次式となる。

$$\psi_2 = 1 - \frac{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}} \right)^2 \right\} + B \left\{ 1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}} \right) \right\}}{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right)^2 \right\} + B \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right) \right\}} \quad (16)$$

羽根車入口の流れ関数は上流と下流の流れ関数の平均値 $1/2(\psi_1 + \psi_2)$ で表わす。しかるとき、羽根車入口直後での軸方向速度は流れ関数を r で微分し、さらに(10),(13)式を用いて次式のようになる。

$$c_{1d} = \frac{c_1}{4} \frac{\rho_1}{\rho_{1d}} \left[\frac{2}{\delta} + \frac{1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right)^2}{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right)^2 \right\} + B \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}} \right) \right\}} \right] \quad (17)$$

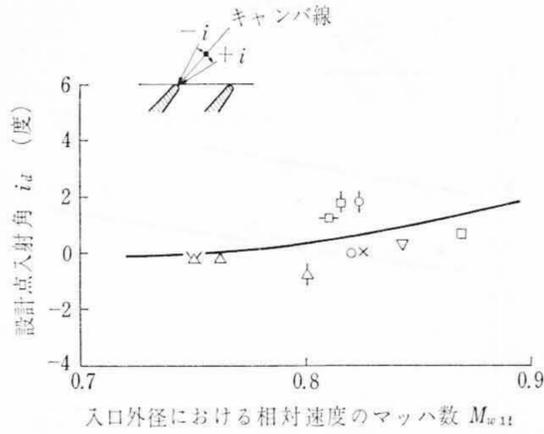


図9 設計点入射角と相対速度のマッハ数の関係

また、 ρ_1/ρ_{1d} は次式となる

$$\frac{\rho_1}{\rho_{1d}} = \left(\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{1d}^2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \dots\dots\dots (18)$$

ここで、 M_{1d} : 羽根車入口における軸方向速度のマッハ数
 M_1 : 羽根車上流における軸方向速度のマッハ数
 結局、流れ角度の修正量は次式となる。

$$\varepsilon = \alpha_{1d} - \alpha_1 = \tan^{-1} \frac{c_{1d}}{\omega r} - \tan^{-1} \frac{c_1}{\omega r} \dots\dots\dots (19)$$

図8は羽根車出口角度 $\beta_2 = 70 \sim 90^\circ$ および 50° の各種羽根車について最高効率点風量から入口外径における最高効率点入射角を求め、羽根厚さの修正をして相対速度のマッハ数で整理して示したものである。最高効率点入射角はいずれの羽根車出口角度においても相対速度のマッハ数が高くなると漸次大きくなり、また同一相対速度のマッハ数でも羽根車出口角度が小さくなると大きくなっている。

図9は同様にして各種羽根車について設計点風量から入口外径における設計点入射角を求め、羽根厚さの修正をして相対速度のマッハ数に対して示したものである。

設計点入射角は相対速度のマッハ数とともに漸次大きくなっているが、羽根車出口角度による影響はほとんど現われていない。

5. チョーク風量

ターボ冷凍機用羽根車のように相対速度のマッハ数が高い羽根車では風量が増すと羽根車内で相対速度が音速に達してチョーク現象が生じて吸込風量が限界値に達する。この時の吸込風量をチョーク風量と呼んでいる。羽根車の形状と仕様条件から事前にチョーク風量を推定することは羽根車を設計する際、非常に重要なことであるので以下にその方法を検討する。

まず、羽根車上流のよどみ点と羽根車内のチョーク点との間にエネルギーの式を適用すると次式となる。

$$i_c + \frac{A}{2g} (w_c^2 - u_c^2) = i_0 \dots\dots\dots (20)$$

- ここに、 i_c : チョーク点におけるエンタルピ
- i_0 : よどみ点におけるエンタルピ
- u_c : チョーク点における周速
- w_c : チョーク点における相対速度

羽根車内で相対速度が音速 $w_c^2 = a_c^2 = g\kappa RT_c$ になるとチョークが生ずるので(20)式より次式が得られる。

$$T_c - T_0 = \frac{1}{2g\kappa} (u_c^2 - g\kappa RT_c) \dots\dots\dots (21)$$

(21)式を整理すると

$$\frac{T_c}{T_0} = \frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{u_c^2}{2g\kappa T_0} \right) = \frac{2}{\kappa+1} \left\{ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_c}{a_0} \right)^2 \right\} \dots\dots (22)$$

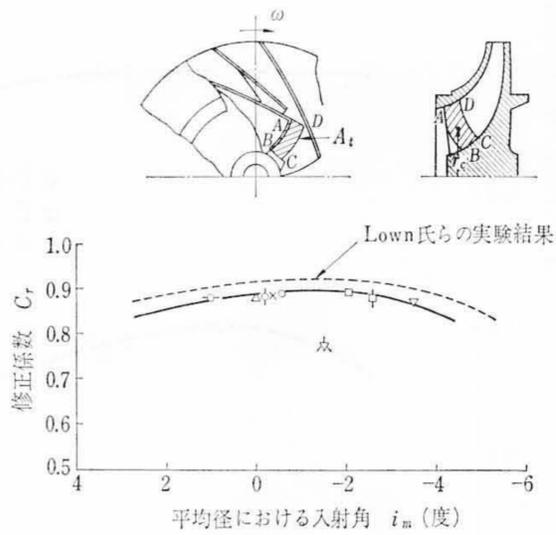


図10 修正係数と平均径における入射角の関係

等エントロピ変化では密度と音速との間に次式が成立する。

$$\frac{\rho_c}{\rho_0} = \left(\frac{T_c}{T_0} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} = \left[\frac{2}{\kappa+1} \left\{ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_c}{a_0} \right)^2 \right\} \right]^{\frac{1}{\kappa-1}} \dots\dots (23)$$

$$\frac{a_c}{a_0} = \left(\frac{T_c}{T_0} \right)^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{\kappa+1} \left\{ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_c}{a_0} \right)^2 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots (24)$$

一方、よどみ点におけるチョーク風量 Q_0 はよどみ点の状態値と連続の式から次式のように示される。

$$\frac{Q_0}{a_0} = A_t \left(\frac{\rho_c}{\rho_0} \right) \left(\frac{a_c}{a_0} \right) \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \dots\dots\dots (25)$$

ここで、 A_t : 立体的スロート面積
 上式に羽根車入口における損失や境界層などの影響による理論値と実験値との修正をするために修正係数 C_r を導入し、さらに(23)式および(24)式を代入すると次式になる。

$$\begin{aligned} \frac{Q_0}{a_0} &= C_r A_t \left(\frac{\rho_c}{\rho_0} \right) \left(\frac{a_c}{a_0} \right) \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \\ &= C_r A_t \left\{ \frac{2 + (\kappa+1) \left(\frac{u_c}{a_0} \right)^2}{\kappa+1} \right\}^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \dots\dots\dots (26) \end{aligned}$$

そこで、各種羽根車の実験結果より修正係数 C_r を求めてみる。計算の際スロート面積として次のような値を用いた。すなわち、図10の上方に示すように羽根圧力面上で前縁と側板との交点(A点)を通り、メリデアン面に引かれた幾何学上の等ポテンシャル線ABとAB線上から負圧面に引いた法線との交線CDとA点およびB点からの法線ADおよびBCによって囲まれた面積(ABCD)をスロート面積とした。

図10はこのようにして求めた修正係数 C_r と平均径における羽根厚さを考慮した入射角との関係を示したものである。

修正係数の値は約0.9で入射角が正から負になるに従い若干大きくなり、-3度を越えると逆に小さくなっている。図中の点線はLown氏らなどの実験結果で全体の傾向はよく類似しているが全体にやや大きな値になっている。

なお、図中一点著しく低い点があるが、これは中間羽根がですぎて中間羽根のスロート付近でチョークを生じたため、このように羽根車入口付近以外でチョークした場合には前述の関係を用いるのは不適当であるように思われる。

6. 相対速度のマッハ数の限界

相対速度のマッハ数の限界値を知ることは前述した羽根車入口における各種パラメータを選定する際に必要であるとともに圧縮機全

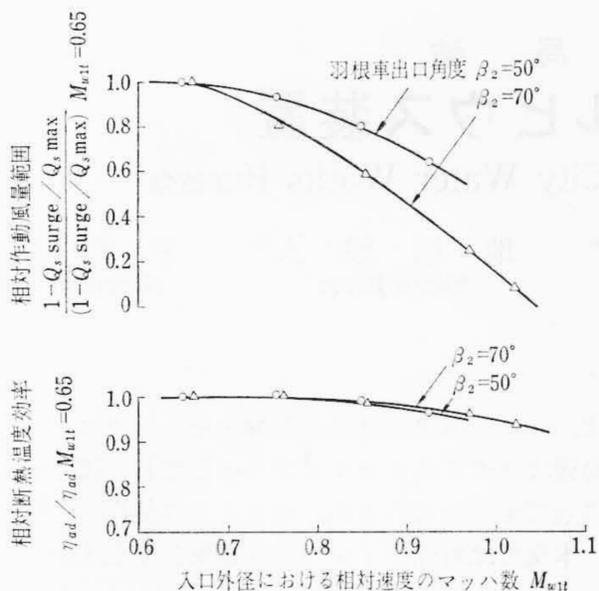


図 11 相対速度のマッハ数と性能の関係

体の小形化を図るにも重要なパラメータである。

そこで、筆者らは羽根車出口角度が70度および50度の2種類の羽根車を用いて広い範囲に回転数を変えて、相対速度のマッハ数と性能との関係を探ることとした。

図 11 は相対速度のマッハ数に対する断熱温度効率および作動風量範囲の変化を示したものである。なお、両羽根車とも高マッハ数でも性能低下を少なくするために、羽根入口はかなりシャープに仕上げられている。

いずれの羽根車の場合も相対速度のマッハ数が高くなると、効率は低下し、作動風量範囲も狭くなっている。特に、羽根車出口角度が大きい場合にはディフューザ入口における絶対速度が大きくなるために、ディフューザの影響がはいつてきて作動風量範囲の縮少が顕著になっている。

以上の結果からターボ冷凍機のように定置式でしかも広い作動風量範囲が要求される場合には、相対速度のマッハ数の限界値は 0.9 前後であろうと思う。ただし性能曲線の形状から考えて羽根車出口角度が小さい場合は若干高い値を採用してもよさそうである。

7. 羽根車入口のみがき

前述のように、ターボ冷凍機用遠心圧縮機の羽根車入口では相対速度のマッハ数が高いので、入口部の表面のあらさが性能に及ぼす影響は強いと予想される。そこで、その影響を調べることにした。

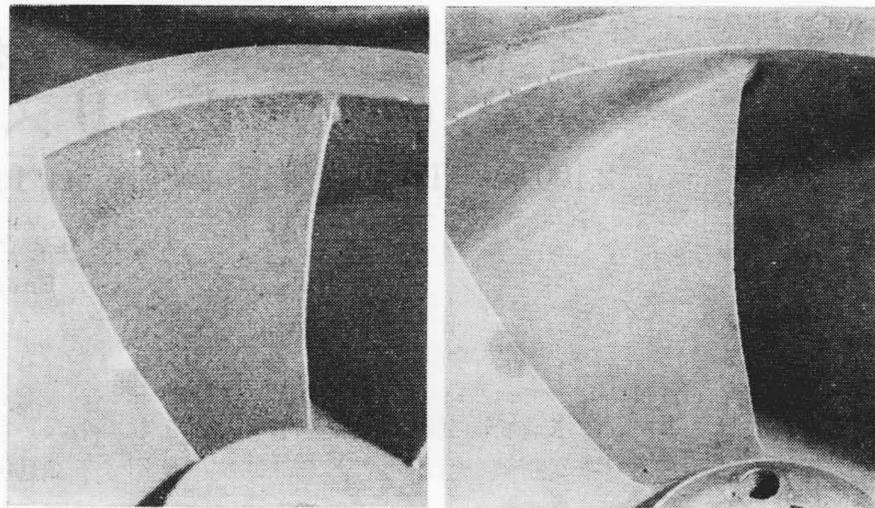
図 12 は鋳放しの場合(表面あらさ 40~60 s)と入口部のみがいた場合(表面あらさ 5~10 s)の羽根車入口の状態を示したものである。

また、図 13 は入口部のみがきの有無による全体性能曲線を示したものである。

入口部のみがいて表面をなめらかにすると断熱ヘッドはほとんど変わらないが効率は全体に高くなり、設計点付近で約 2~3% に達している。また、作動風量範囲も若干広がっている。

8. 結 言

ターボ冷凍機用遠心圧縮機を対象にして羽根車入口を設計するに



鋳放し みがき仕上げ

図 12 みがき仕上げの有無になる羽根車入口の状態

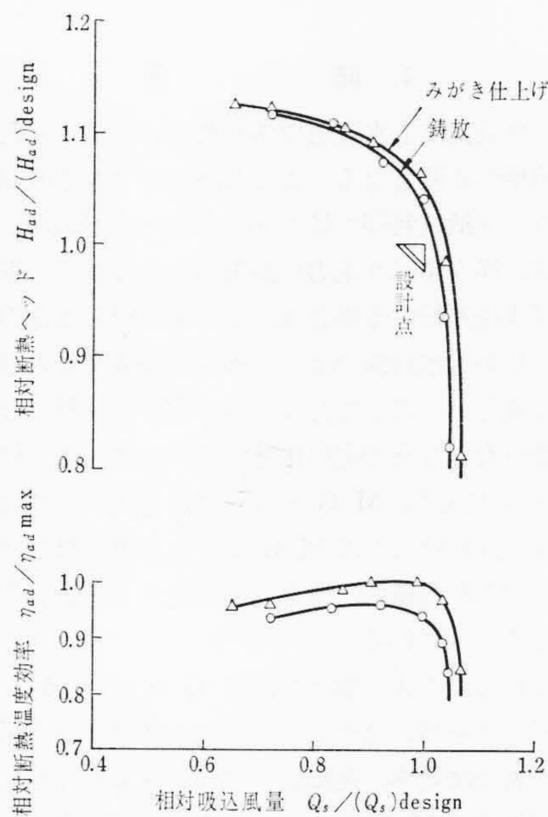


図 13 みがきの有無による全体性能の変化

当たり重要なパラメータである入口外径、入射角、チョーク風量、相対速度のマッハ数および入口表面あらさなどが性能に及ぼす影響を調べた。その結果、各パラメータが全体性能に及ぼす割合を知り、かつ各パラメータの最適値の目安を得ることができた。

前述のように各パラメータの影響はかなり顕著であるから選定を誤ると性能低下を招くのでじゅうぶん注意する必要がある。

最後に終始ご協力いただいた日立製作所川崎工場の各位に対し深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) Seymour Lieblein: NACA, T. N, 2691 (1952)
- (2) 藤江, 三階: 日立評論 50, 110 (昭 43-2)
- (3) J. D. Stanitz: NACA, T. N, 2986 (1953)
- (4) H. Lown, F. J. Wiesner, Jr.: Trans. of ASME (Mar. 1959)