

インデューサ付遠心形羽根車の最適入射角

Optimum Incidence Angle of Centrifugal Impeller with Inducer Vanes

藤 江 邦 男* 三 階 春 夫**
Kunio Fujie Haruo Mishina

要 旨

各種流体機械に用いられているインデューサ付遠心形羽根車の最適入射角は従来から多数の研究者により発表されているが、研究者によって異なり一般性に乏しかった。そこで、筆者らは羽根出口角度 $\beta_2=70^\circ\sim 90^\circ$ の各種羽根車の最高効率点流量からインデューサ外径における最適入射角を求め、さらに羽根厚さの修正をして流入マッハ数で整理したところかなり一般性のある関係が得られ、最適入射角を決める一般的方法を確立する糸口ができた。

1. 緒 言

インデューサ付遠心形羽根車は一段あたりの圧力上昇が高く、しかも効率が比較的高いなどの特長を有するので、高速の各種遠心圧縮機、ガスタービン、ターボ冷凍機および過給機などの流体機械に広く用いられている。この種の羽根車のうちで特にインデューサ部は

- (1) 流れは短区間で大きく軸方向に転向するため、転向角は一般に $45^\circ\sim 55^\circ$ 程度で、ときにはこれ以上にもなる。
- (2) 羽根枚数は流体力学的または製作上の制限により一般に少ないので、loading が大きくなる。
- (3) 外径においては流入速度のマッハ数も高くなる。
- (4) 流れの最上流にあるので、この点の乱れは羽根車、ディフューザおよび渦巻室などに影響する。

このようなきびしい条件にあるので、設計に慎重な配慮をしないと圧縮機全体の性能を著しく低下させることになる。それゆえに、従来からも多数の研究結果^{(1)~(3)}が発表されているが、それによると

- (1) インデューサの損失は off-design の入射角で大きくなり、しかも負の入射角(大流量側)のほうが正の入射角(小流量側)の場合より大きい。
- (2) 最適入射角は羽根厚さ、流入マッハ数などにより異なるが概略 $0\sim +5^\circ$ の値である。
- (3) 羽根中心線の形状は角加速度の変化の小さい放物線がよいことなどが判明している。

これらの結果からもインデューサを設計する際、入射角は重要な因子であるにもかかわらず、最適値は各研究者⁽⁴⁾によって異なっている。また、Ritter 氏ら⁽⁵⁾はインデューサ単体の性能試験から最適入射角を決定する試みをしているが、羽根車と組み合わせたときの関係が明確でないなど一般性ある結果として取まとめた例は少ないようである。そこで、筆者らは最適入射角を決める一般的方法を確立するために、圧縮機各要素の流れが良好ならば最適入射角となる流量のとき圧縮機全体の効率も最高になると考え、一連の研究に用いた羽根出口角度 $\beta_2=70^\circ\sim 90^\circ$ の各種インデューサ付羽根車について最高効率点流量から最適入射角を求め、さらに羽根厚さの修正を加えてこれを流入マッハ数で整理したところかなり一般性のある結果が得られた。

2. 羽根厚さの修正計算

羽根厚さによる流れ角度の修正計算法には等角写像を用いる方法など二、三あるが、J. D. Stanitz 氏⁽⁶⁾が流れ関数を利用した計算法を提案している。この計算法は比較的簡単で、結果も妥当であるので

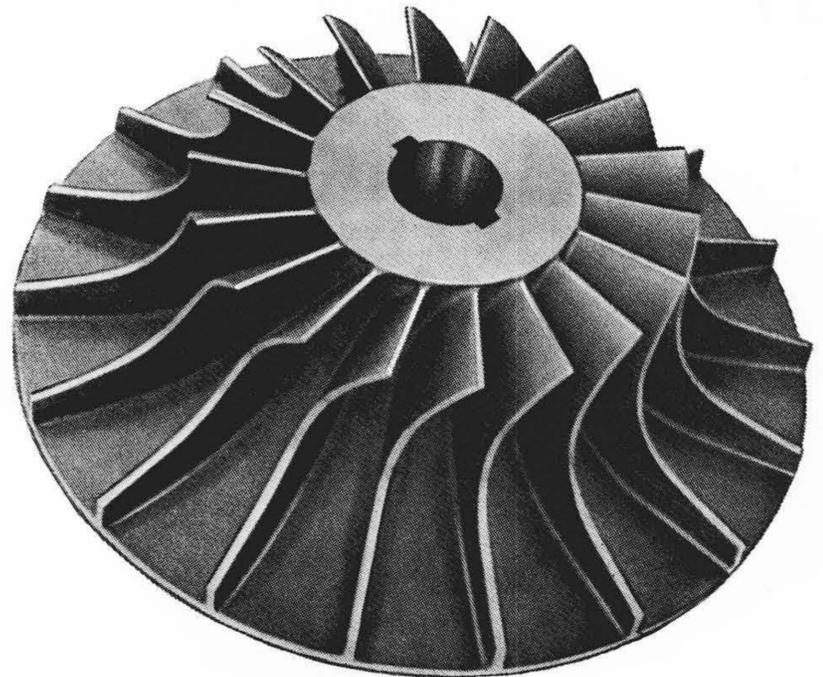


図1 インデューサ付遠心形羽根車

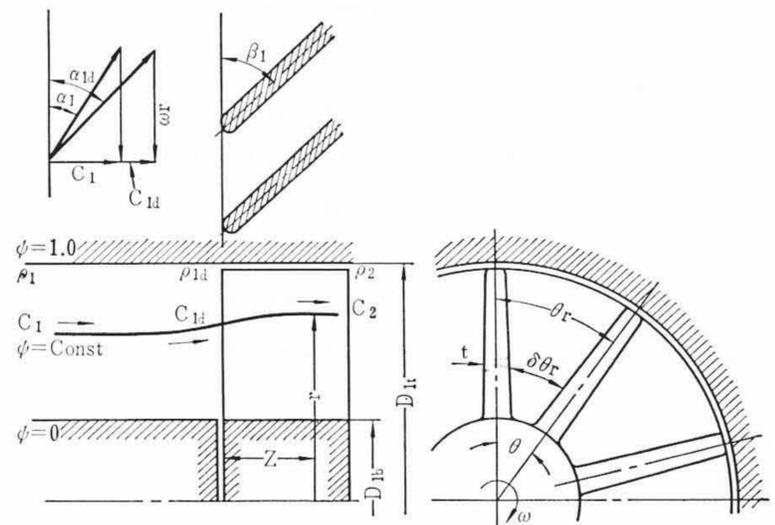


図2 インデューサ各部の記号

ここでは実験結果の整理にこの方法を用いることにした。図1は空気機械用に製作された代表的なインデューサ付羽根車で、インデューサは羽根車と一体の精密鋳造品である。また、図2はインデューサ入口だけをモデル化して示したものである。

図2に示すように、羽根車上流で軸方向速度 C_1 が半径方向に一樣であってもインデューサ入口では羽根厚さのために流線が傾き半径方向の速度が生じ、軸方向速度は C_{1a} になりこの変化に対応した角度の修正が必要となってくる。

以下に述べる計算では次のような仮定をする。

- (1) 流れは軸対称である。

* 日立製作所機械研究所 工学博士

** 日立製作所機械研究所

- (2) 羽根前縁の形状は blunt である。
- (3) 羽根車上流の軸方向速度は吸込筒に沿って発達した境界層や羽根車側板の曲がりにより一様ではないが、ここでは一様であるものとする。

羽根間の角度を θ 、羽根厚さを t とすると、図 2 から

$$t = (1 - \delta)r\theta \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 δ は r の関数で、一般に次式のように表わされる。

$$\delta = A + B\left(\frac{2r}{D_{1t}}\right) + C\left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^2 + \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 D_{1t} : インデューサ入口外径
 A, B, C : 定数

図 2 に連続の式を適用すると

$$\frac{\partial}{\partial r}(\delta r \rho C_{1r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\delta r \rho C_{1z}) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

これを流れ関数 ψ で書き表わすと、次式となる。

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{\delta r \rho C_{1z}}{\Delta \psi} \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = -\frac{\delta r \rho C_{1r}}{\Delta \psi} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 $\Delta \psi$ は次式で表わされる。

$$\Delta \psi = \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \delta r \rho C dr \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 D_{1b} : インデューサ根本径
 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 $C = C_1$ であるから次式に示すようになる。

$$\Delta \psi = \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \delta r \rho_1 C_1 dr = \rho_1 C_1 \left\{ \frac{\left(\frac{D_{1t}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{1b}}{2}\right)^2}{2} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

また、羽根車下流では次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta \psi &= \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \delta r \rho_2 C_2 dr \\ &= \int_{\frac{D_{1b}}{2}}^{\frac{D_{1t}}{2}} \left\{ A + B\left(\frac{2r}{D_{1t}}\right) + C\left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^2 + \dots\dots\dots \right\} r \rho_2 C_2 dr \\ &= \rho_2 C_2 \left[\frac{A}{2} \left\{ \left(\frac{D_{1t}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{1b}}{2}\right)^2 \right\} \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{3} \frac{B}{D_{1t}} \left\{ \left(\frac{D_{1t}}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_{1b}}{2}\right)^3 \right\} \right. \\ &\quad \left. + \frac{C}{D_{1t}^2} \left\{ \left(\frac{D_{1t}}{2}\right)^4 - \left(\frac{D_{1b}}{2}\right)^4 \right\} + \dots\dots\dots \right] \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

結局、羽根車上流での流れ関数は

$$\psi_1 = 1 - \frac{1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2} \dots\dots\dots (9)$$

また、羽根車下流では次式となる。

$$\begin{aligned} \psi_2 &= 1 - \frac{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^2 \right\} + \frac{B}{3} \left\{ 1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^3 \right\} + \frac{C}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{2r}{D_{1t}}\right)^4 \right\} + \dots\dots\dots}{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2 \right\} + \frac{B}{3} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^3 \right\} + \frac{C}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^4 \right\} + \dots\dots\dots} \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

羽根前縁では流れが羽根流路内にはいるために、密度および速度

が急激に変化するので(10)式をそのまま用いることはできない。そこで、各半径における流れ関数として上流の流れ関数 ψ_1 と下流の流れ関数 ψ_2 の平均値 $1/2(\psi_1 + \psi_2)$ を用いることにする。Stanitz 氏はこの仮定を Relaxation Method を用いて確かめている。結局、羽根前縁直後での軸方向速度は流れ関数 $\psi_{1d} = 1/2(\psi_1 + \psi_2)$ を r で微分することにより C_{1d} が求められる。

すなわち

$$C_{1d} = \frac{C_1}{4} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_{1d}} \times \left[\frac{2}{\delta} + \frac{1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2}{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2 \right\} + \frac{B}{3} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^3 \right\} + \frac{C}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^4 \right\} + \dots\dots\dots} \right] \dots\dots\dots (11)$$

一般産業用機械に用いられている羽根車の羽根厚さは半径方向に一定の場合が多い。

この場合 $\delta = A + B\left(\frac{D_{1t}}{2r}\right)$ となり C_{1d} は次式となる。

$$C_{1d} = \frac{C_1}{4} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_{1d}} \left[\frac{2}{\delta} + \frac{1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2}{\frac{A}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right)^2 \right\} + B \left\{ 1 - \left(\frac{D_{1b}}{D_{1t}}\right) \right\}} \right] \dots\dots\dots (12)$$

また、 ρ_1/ρ_{1d} は次式となる。

$$\frac{\rho_1}{\rho_{1d}} = \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_{1d}^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 M_{1d} : 羽根前縁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

ゆえに、流れ角度の修正量は次式となる。

$$\epsilon = \alpha_{1d} - \alpha_1 = \tan^{-1} \frac{C_{1d}}{\omega r} - \tan^{-1} \frac{C_1}{\omega r} \dots\dots\dots (14)$$

なお、入射角は一般に次式のように羽根角度と流れ角度の差をもって定義される。

$$i = \beta_1 - \alpha_1 \quad \text{または} \quad \beta_1 - \alpha_{1d} \dots\dots\dots (15)$$

3. 最適入射角

筆者らが最適入射角の計算に選択したインデューサ付羽根車を持つ遠心圧縮機は統一した思想で設計したものではないので、羽根車の形状はもちろんのことディフューザおよび渦巻室の形状も異なっている。そこで、これらが最高効率点流量に及ぼす影響を調べることにした。選択した遠心圧縮機のうちで特に、

- (1) 前縁の羽根角度の半径方向の分布
- (2) 羽根中心線に沿っての羽根厚さの分布
- (3) ディフューザの半径比などが目だって異なっている

ここではこれらについてだけ検討することにした。図 3 はインデューサ外径における羽根角度を一定にして、根本に向かっての角度を羽根前縁を削り込むことによって変えた場合の最高効率点流量の変化を示したものである。なお、図中右側には根本の羽根角度の変化が示してある。図から、この程度の羽根角度の変化ではチョークおよびサージ点流量は若干変わるが、最高効率点流量はほとんど変化してないことがわかる。前述した Stanitz 氏の羽根厚さの修正計算では前縁付近の羽根形状は blunt であると仮定しているが、高速の羽根車の多くは前縁付近で急に速度が高くなるのを防止するために羽根厚さを前縁に向かって漸次薄くしている。このような場合の羽根厚さについては Stanitz 氏も文献⁽⁶⁾で羽根前縁より羽根高さの

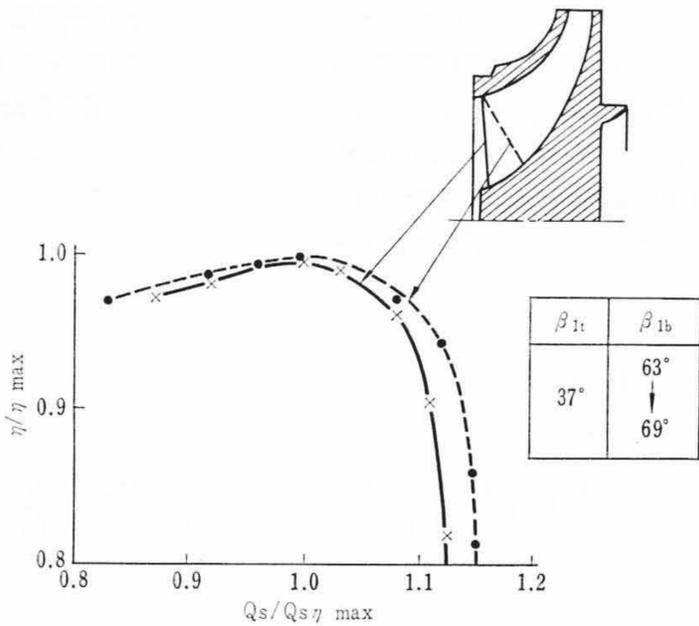


図3 前縁羽根角度の分布の影響

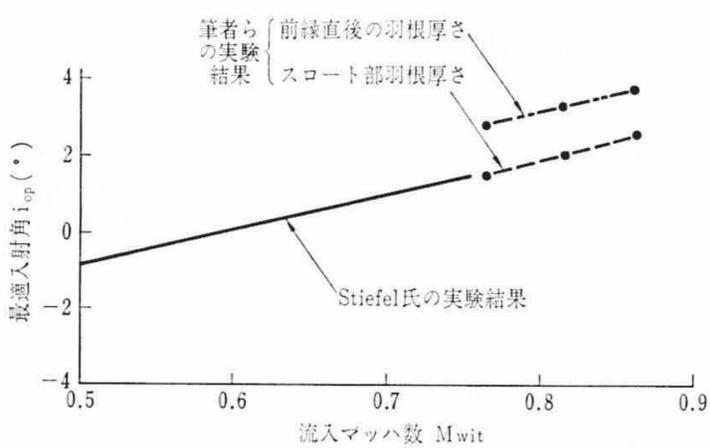


図4 羽根厚さの取り方の検討

数%下流の羽根厚さを「有効羽根厚さ」として用いばよいと指示しているが、この指示はあまり実用的ではない。そこで、筆者らはインデューサの性能に強く影響するパラメータの一つにスロート部があると考え、また Stanitz 氏の指示を考え合わせて「有効羽根厚さ」としてスロート部の羽根厚さを採用することにした。図4は参考までにスロート部羽根厚さと前縁直後の羽根厚さを用いて計算したときの最適入射角の違いを Stiefel 氏⁽⁷⁾の実験結果と合わせて示したものである。スロート部羽根厚さを用いて計算した場合は Stiefel 氏の結果の延長線上にほぼ乗るので、このような場合はスロート部の羽根厚さを採用すればよいことがわかる。図5は渦巻室を同一として、ディフューザの半径比が最高効率点流量に及ぼす影響を調べたものである。最高効率の値はディフューザの半径比とともに多少低くなっているが、最高効率点流量はほとんど変化してないことがわかる。

以上述べた検討結果から、ディフューザに導流翼のない場合には、圧縮機各要素の形状が特別異なっていたり、またはチョークなどの特異な流れ状態が生じてない限り、最高効率点流量は概略インデューサによって定まると考えてよい。

表1は最適入射角を計算するために選択した各種インデューサ付羽根車の形状を示したものである。羽根車の選択に際しては圧縮機各要素の流れが良好であるための条件として

- (1) 最高断熱温度効率76%以上であること。
- (2) 圧力-流量曲線に異常のないこと。

の二点を採用した。ディフューザは導流翼付であると羽根車とのマッチングの問題があるのですべて導流翼無し(ペーンレス)とした。

図6は表1の各種羽根車の最高効率点流量からインデューサ外径における最適入射角を求め、さらに前述した方法で羽根厚さの修正をして流入マッハ数について整理したものである。図から最適入射角は流入マッハ数とともに漸次大きくなり、 $M_{w1t}=0.4$ のとき -1.5°

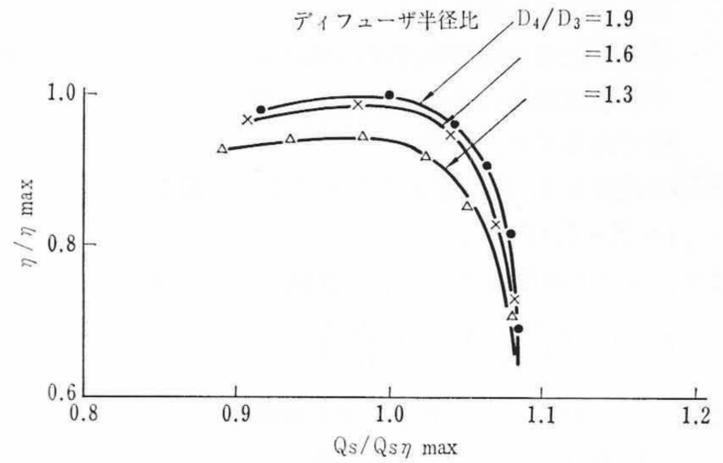


図5 ディフューザ半径比の影響

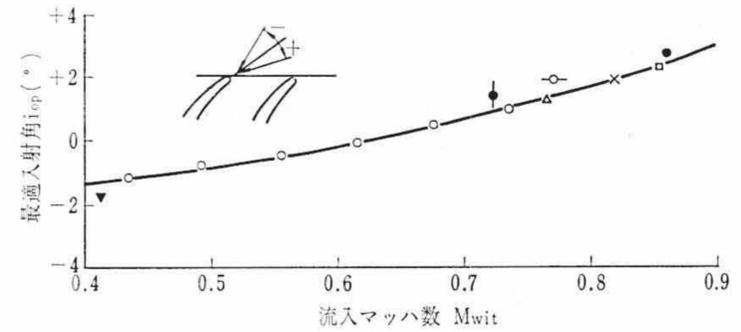


図6 最適入射角と流入マッハ数

表1 各種インデューサ付羽根車の形状

記号	インデューサ				羽根車およびディフューザ						
	$\beta_{1t} (^\circ)$	$\beta_{1b} (^\circ)$	Z_1	中心線形状	D_{1t}/D_2	D_2 (mm)	$\beta_2 (^\circ)$	中間翼	Shroud	D_4/D_3	流体
○	28	56	12	P	0.61	152	90	無	無	不明	空気
△	37	69	9	P	0.40	238	70	有	有	1.9	R-11
×	35	69	9	P	0.45	238	70	有	有	1.9	R-11
□	35	70	9	P	0.48	238	70	有	有	1.9	R-11
●	29	43	8	P	0.48	238	70	有	有	1.9	R-11
○-○	28	49	8	C	0.41	520	90	有	有	1.75	R-11
●-●	34	51	8	P	0.42	520	90	有	有	1.75	R-11
▼	35	59	14	C	0.46	525	90	無	有	1.68	空気

ここで C: 中心線円弧
P: 中心線放物線
(注) ○印は文献 (7) より引用

で、 $M_{w1t}=0.9$ のとき $+3^\circ$ であり、いずれの羽根車の場合も概略一つの曲線上に乗っていることがわかる。また、羽根出口角度 $\beta_2=70^\circ\sim 90^\circ$ の範囲では特に羽根出口角度および羽根中心線形状による影響は現われていないことがわかる。

4. 結 言

各種インデューサ付羽根車 ($\beta_2=70^\circ\sim 90^\circ$) の最高効率点流量からインデューサ外径における最適入射角を求め、さらに羽根厚さの修正をして流入マッハ数で整理したところ、流入マッハ数 $M_{w1t}=0.4\sim 0.9$ の範囲では最適入射角 $i_{op}=-1.5^\circ\sim +3.0^\circ$ となり、最適入射角と流入マッハ数との間に一般性ある関係が得られ、最適入射角を決める一般的方法を確立する糸口ができた。この場合羽根厚さとしてスロート部の羽根厚さを採用するのが適当である。最後に終始ご協力を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) D. J. Michel: NACA, RM, E51D20 (1951)
- (3) I. A. Johnsen: Trans. ASME (1953)
- (4) T. B. Ferguson: The Centrifugal Compressor Stage (1963)
- (5) W. K. Ritter: NACA, E5128 (1945)
- (6) J. D. Stanitz: NACA, T. N, 2986 (1953)
- (7) Walter Stiefel: Fluid Dynamics Course Note 536 (1965)