

遷音速軸流圧縮機の翼列性能に関する研究

田 中 英 穂
丸 田 秀 雄
網 野 一 夫

Investigation of the Performance of Blade Rows in Transonic Axial-flow Compressor

By

Hideo TANAKA, Hideo MARUTA and Kazuo AMINO

Abstract: As a component of a jet engine for V/STOL plane, a transonic axial-flow compressor with high pressure ratio per stage is hoped to be developed. At present, only a few design data for a transonic blade row are available for designers.

Considering of this status quo, we made a single stage transonic axial-flow test compressor with pressure ratio of 1.6 per stage, boss ratio of 0.7 and axial air velocity of 180 m/sec.

We used double circular arc blades for both the rotating and the stationary blades. Using this test compressor, we made clear the overall performance of it and the performance of both the rotating and the stationary blade rows.

概 要

V/STOL 機用エンジンの開発に欠くことのできない段当り圧力比の高い遷音速圧縮機的设计資料に供するため、翼形としては二重円弧翼を使用しボス比 0.7、軸流速度 180 m/sec 段当り圧力比 1.6 の遷音速試験翼列を試作し、遷音速圧縮機としての全体性能並びに圧縮機内部の流れの様子を調べ、動翼列および静翼列個々の翼列性能を明らかにした。

緒 言

航空用ジェットエンジンとしては、できるだけ軽量で推力の大きいことが望ましいことは今更いうを待たないが、特に V/STOL 機用エンジンとして考える場合、軽量大推力の条件は不可欠の条件といってさしつかえない。この条件をジェットエンジンの重要な構成要素である圧縮機について考えると、前面面積当りの空気流量をできるだけ大きくし、しかも一段当りの圧力比をできるだけ大きくすることに帰着する。このためには圧縮機内を流れる空気の軸流速度が従来の軸流圧縮機に比し一段と速い遷音速圧縮機の開発が重要問題となる。従来遷音速圧縮機に関する研究は、米国 NACA において行なわれてきたがいまだ設計データは不十分の状態にあり、しかも従来行なわれた研究では動翼単独の試験を除き一段当り圧力比、1.3~1.4 程度のものが多いので、本研究においては一段当り圧力比 1.6 の遷音速試験翼列を試作した。

本試験機を製作した目的は、遷音速軸流圧縮機の性能解析を行ない設計資料を提供することのほかに、遷音速軸流圧縮機の翼としては翼厚比 4~6% 程度の薄翼が考えられるわけで、これに附随して当然予想される振動、強度に関する研究、更には従来亜音速領域で行なってきた定常および非定常の圧縮機内部流に関する研究を遷音速領域まで拡張して行なうことにあるが、まずその第一歩として今回はこれを用いて行なった遷音速軸流圧縮機としての全体性能並びにこのような高圧力比のもとにおける遷音速領域で作動する翼列の性能解析結果について報告する。

1. 翼列の設計

遷音速軸流圧縮機の翼列設計に際して問題になることは、遷音速領域での翼列データがあまりよくそろっていないということである。現在実用機として広く一般に使用されている亜音速軸流圧縮機においては、各種の翼列についての豊富な二次元翼列データを基礎とした Howell の設計法とかあるいは NACA のカーペット線図を用いる方法などがあって設計にはさほど困難がないように思われる。しかるに遷音速軸流圧縮機の翼列設計法に関しては、二次元翼列風洞において遷音速領域の流れを得ること自体に実験技術上非常に困難な問題があり、このため二次元翼列データがあまり得られておらず、その上仮に二次元翼列データが得られたとしても遷音速領域においては、実際の翼列では二次流れの影響やスパン方向の剪断流の影響がかなりの影響を及ぼすので、亜音速領域における翼列設計のように各半径比のところの翼素に対し二次元翼列データをそのまま適用すること自体にも疑問の点があると思われる。これまでに NACA などで行なわれた実験から遷音速圧縮機に使用する翼型としては、臨界マッハ数をできるだけ大きくする意味で翼厚をできるだけ薄くし、しかも従来の翼形に比し翼弦方向の前半の厚さを薄くしたものがよいとされている。この見地から興味があるのは二重円弧翼で、これは翼が単純な円弧の組合せでできているので加工が簡単で経済的であるという利点をも有する。これらのことを考慮して試作機の翼形としては二重円弧翼を採用することにした。翼列配備としては入口および出口案内羽根付の単段の圧縮機を設計することにした。

圧縮機的设计仕様を第 1 表に示す。ここでは圧力比 $\Pi_t=1.6$ と従来の圧縮機に比べ非常に

第 1 表 圧縮機設計仕様

主 要 諸 元	備 考
吸 込 圧 力	大気吸込とし、吸込ダクトなどにおける圧力損失を考慮 自由渦巻形であるゆえ、半径方向に一定ボス比 $\nu=0.7$ 回転数 $N=19,090$ rpm
吹 込 温 度	
吹込時比重量	
段落圧力比	
段落断熱効率	
軸 流 速 度	
動翼入口寸法	
最 大 周 速	

高い値を選んでいるが、これはこの種の圧縮機の圧力比を高くとるとき断熱効率としてどの程度の値が得られるかを比較研究する意味を含んでいる。

1.1 速度線図の決定

第 1 表の仕様を基として翼列の速度線図を決めることになるが、計算の便宜上環状流路を 7 断面に分割して各断面の流線を求めそれぞれの流線について速度線図を計算し、その他の点については内そうすることにした。フローパターンとしては自由渦形を採用し、かつ軸流速度は圧縮機入口より出口まで一定となるように設計することにした。

1.1.1 流線の決定

流路形状の軸方向変化には種々変え方があるが本機では計測の便利さを考慮して外壁を直線にして内筒部は自由渦形の条件に適するような流線を壁面に置き換えて求めることにした。まず動翼入口、動翼出口、静翼出口に連続の条件を適用すれば

$$2\pi \int_{r_{h1}}^{r_t} c_{a1} \gamma_1 r dr = 2\pi \int_{r_{h2}}^{r_t} c_{a2} \gamma_2 r dr = 2\pi \int_{r_{h3}}^{r_t} c_{a3} \gamma_3 r dr \quad (1)$$

となる。動翼の仕事分布を半径方向に一定とすれば、各断面それぞれに対し自由渦形についての単純な半径方向平衡の関係式より

$$\left. \begin{aligned} \partial T_i / \partial r &= 0 \\ \partial c_a / \partial r &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

が成立し、また軸流速度は圧縮機内を通じて一定としているから

$$c_{a1} = c_{a2} = c_{a3} \equiv c_a = \text{const.} \quad (3)$$

が成立する。(2) 式および (3) 式の条件を用いかつ第 1 近似として r が各翼列前後で半径方向に変らなると仮定すれば (動翼入口および静翼出口断面では半径方向の密度変化は小さいので第 1 近似のみで十分である) (1) 式は

$$(r_t^2 - r_{h1}^2) \gamma_1 = (r_t^2 - r_{h2}^2) \gamma_2 = (r_t^2 - r_{h3}^2) \gamma_3 \quad (4)$$

$$(1 - \nu_1^2) \gamma_1 = (1 - \nu_2^2) \gamma_2 = (1 - \nu_3^2) \gamma_3 \quad (4')$$

となる。従ってあらかじめ動翼入口のボス比 ν_1 を与え、各断面毎の $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ がわかれば (4') 式の関係を用いて第 1 近似としての内筒部のボス比 ν_2, ν_3 従って内筒部の流線が決定されることになる。ここに $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ は各断面について等エントロピー流れの関係式

$$\left. \begin{aligned} T^*/T &= 2/(K+1) \quad M^* = V/\sqrt{gKRT^*} \\ M &= \frac{2}{K+1} M^{*2} \left/ 1 - \frac{K-1}{K+1} M^{*2} \right. \\ \gamma_i/\gamma &= \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{K-1}} \\ T_i/T &= 1 + \frac{K-1}{2} M^2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

を用い各断面毎の全温度 T_i 、全密度 γ_i および速度 V がわかれば r が計算できることになる。

a) 動翼入口の状態量

速度 V については入口案内翼による周方向速度 c_{u1} が軸流速度 c_a に比し小さいので軸

流速をそのまま用いることにし、かつ入口案内翼の損失を無視すれば第1表により T_{10} , γ_{10} および c_a が与えられているのでこれをそのまま使用して求めることができる。

b) 静翼出口の状態量

この場合も静翼出口の周方向速度 c_{u3} が軸流速度に比し小さいことと、出口案内翼の損失を無視すればこの断面のせき止め状態量は段落出口の値をもって代表することができる。段落出口のせき止め状態量は第1表で $T_{10}(=T_{11})$, Π_t , η_{a1} が与えられているので

$$\left. \begin{aligned} T_{13} &= T_{11} + \Delta T / \eta_{ad} \\ \Delta T &= T_{11} (\Pi_t^{\frac{K-1}{K}} - 1) \\ P_{13} &= \Pi_t \cdot P_{11} \\ \gamma_{13} &= P_{13} / R \cdot T_{13} \\ c_{a3} &\equiv c_a \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

により決定されるから、(6)式および(5)式を用い静翼出口の状態量は決定される。

c) 動翼出口の状態量

厳密には静翼の損失を考慮して決定しなければならないが、既に段落出口、入口のボス比が決定されておりこの中間の内筒の形は流線があまり不連続にならないように修正する必要もあるので、近似的に静翼の損失がないものと仮定することにする。この断面にては周方向速度を無視することはできないが、近似計算により得られた速度三角形より半径方向の速度分布の平均値 $(c_2)_0$ を速度 c_2 の第1近似として用いることにすれば、まずこの断面のせき止め状態量および風速が

$$T_{12} \equiv T_{13}, \quad \gamma_{12} \equiv \gamma_{13}, \quad c_2 \equiv (c_2)_0 \quad (7)$$

により決定され、(7)式および(5)式を用い第1近似としての動翼出口の状態量が決定される。かくして(4)式により第1近似としてのボス比 ν_2 が定まるので、先に決定した ν_1 , ν_3 とともにこれらを基準として半径方向各断面の流線を幾何学的に決定し、次節に述べる方法により第1近似としての動翼出口断面の周方向速度 c_{u2} の半径方向の分布を求め、得られた半径方向の速度分布を本項の第2近似として用い γ_2 の半径方向分布を求め(1)式の積分により全流量が動翼入口断面の全流量に合うまで ν_2 を修正しながら逐次近似を繰り返して動翼出口断面の ν_2 を決定する。今回の場合は2回程度の繰り返して十分であった。

以上の計算結果をまとめたのが第2表で、表中、流線IおよびVIIはそれぞれ外側および内側の壁面をあらわしII~VIは幾何学的に比例分割した流線を示している。また表中の数字は各断面における流線の位置を半径比で示したものである。

第2表 流線

断面 \ 流線	流線						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
動翼入口	1.00	0.972	0.925	0.850	0.775	0.729	0.700
動翼出口	1.00	0.975	0.938	0.877	0.816	0.778	0.755
静翼入口	1.00	0.977	0.944	0.888	0.832	0.801	0.776
静翼出口	1.00	0.979	0.949	0.898	0.847	0.816	0.795

1.1.2 速度線図の決定

1.1.1 で各断面の流線が求まったのでこれらの流線についての速度線図を計算することにする。

設計の目的が遷音速領域における翼列の性能解析にあるので、少くとも動翼の翼端部が超音速領域になるように、動翼に対する相対マッハ数が平均半径比の附近で $M_1' = 1.0$ になるように選ぶことにすると、この流線を基準にして動翼前後の周方向速度 c_{u1} および c_{u2} が計算できる。まず仕事に関する関係式は次式にてあらわされる。

$$Jc_p \Delta T = \frac{1}{g} (c_{u2} U_2 - c_{u1} U_1) \quad (8)$$

今 (8) 式を $M_1' = 1.0$ に選んだ流線に適用すれば、仕事 ΔT は半径方向に一定であるからこの流線についても ΔT は (6) 式より求まり、 U_1, U_2 をこの流線に沿っての動翼入口および出口の周速をあらわすものとすれば c_{u1} は速度三角形より

$$c_{u1} = U_1 - \sqrt{w_1^2 - c_{a1}^2} \quad (9)$$

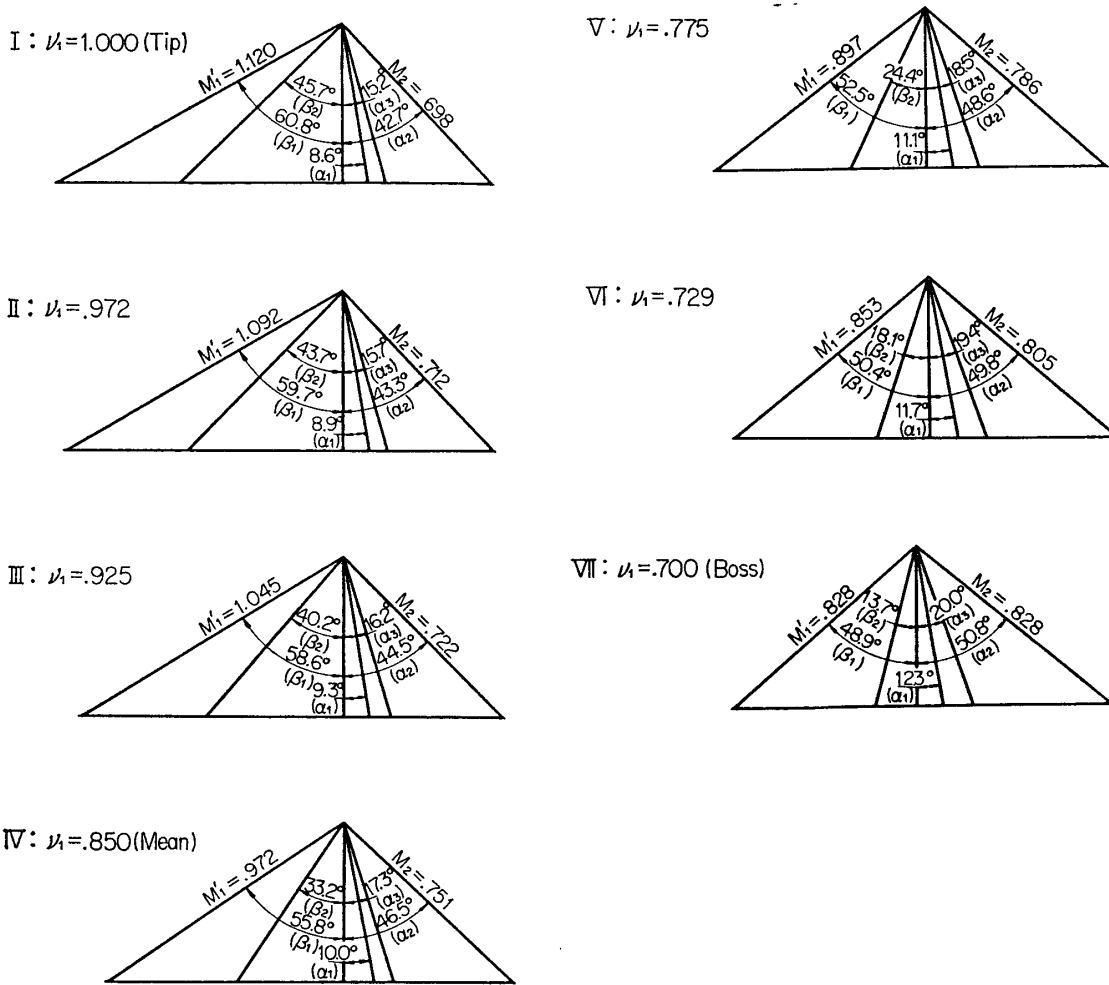
となる。ここで w_1 は $M_1' = 1.0$ より求まる。(9)式を(8)式に代入すれば、この流線についての c_{u2} が求まることになる。そこで自由渦形の条件式 $r \cdot c_{u2} = \text{const.}$ を用いることによって各流線の周方向速度が計算できることになる。これで軸流速度と周方向速度がわかったので速度線図が書けることになる。第3表に計算値を第1図に速度三角形をそれぞれ示す。

第3表 速度線図諸元

名称 \ 流線	I	II	III	IV	V	VI	VII
ν_1	1.000	0.972	0.925	0.850	0.775	0.729	0.700
α_1	8.6°	8.9°	9.3°	10.0°	11.1°	11.7°	12.3°
α_2	42.7°	43.3°	44.5°	46.5°	48.6°	49.8°	50.8°
α_3	15.2°	15.7°	16.2°	17.3°	18.5°	19.4°	20.0°
β_1	60.8°	59.7°	58.6°	55.8°	52.5°	50.4°	48.9°
β_2	45.7°	43.7°	40.2°	33.2°	24.4°	18.1°	13.7°
ε_R	15.1°	16.0°	18.4°	22.6°	28.1°	32.3°	35.2°
ε_S	27.5°	27.6°	28.3°	29.2°	30.1°	30.4°	30.8°
M_1'	1.120	1.092	1.045	0.972	0.897	0.853	0.828
M_2	0.698	0.712	0.722	0.751	0.786	0.805	0.828
C_a	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
C_{u1}	27.3	28.1	29.5	32.1	35.2	37.4	39.0
C_{u2}	166.0	170.0	177.0	189.4	204.0	213.3	220.0
C_{u3}	49.4	50.6	52.6	56.4	60.5	63.5	65.5

1.2 翼列諸元の決定

1.1 節で求めた速度線図に適するよう翼形ならびに翼列配備を決定するわけであるが、翼形としては1章に述べたごとく今回の設計では二重円弧翼を用いることにした。先にも述べたように翼列の入射角 i および偏差角 δ の定め方として、亜音速領域で作動する翼列に対しては、豊富な二次元翼列実験のデータを基礎とした種々の方法が確立されているが、いず



第 1 図 速度三角形

れも遷音速領域にまで拡張することはかなり無理があると思われる。一般にマッハ数が増大し遷音速領域になると損失の少ない入射角範囲は急激にせまくなり、しかも最少損失を与える入射角は低マッハ数の場合に比し大きくなることが認められている。たとえば参考文献 [1] によると特に前縁の鋭い翼形においては最適入射角に対するマッハ数の影響が顕著であることが示されている。一方遷音速領域における二次元翼列データは、風洞実験自体が非常に困難なためもあり、あまりそろっていないことと、先に触れたように二次流れや剪断流の影響がかなりありそうなので、二次元翼列データを翼素にそのまま適用することに対する疑問とより、今回は主として NACA にて行なわれた遷音速軸流圧縮機としての実験データ [2] を基礎として設計することにした。設計方法としては文献 [2] の方法により二重円弧翼形を用いた翼列において翼間流路の咽喉部が翼の前縁にくるような幾何学的条件を満足するような弦節比 σ と最大翼厚 t_{max} を選び、速度線図に合わせてまず閉塞入射角 ich を定め、実験データを用いて損失最小を与える入射角 im を決定する。この際偏差角 δ を求めるには Carter の方法を用いた。これらについて次にもう少し詳しく説明することにする。

まず弦節比 σ については、Howell [3] および Zweifel [4] の方法を参考としながら Li-

一方そり角 θ , 転向角 ε , 入射角 i , 偏差角 δ の間には

$$\theta = \varepsilon - i + \delta \quad (11)$$

の関係があるから (10) 式の関係を用いると

$$\theta = \varepsilon - i / (1 - m\sigma^{-1}) \quad (12)$$

の関係式が得られる。

一方第 2 図に示すような二次元翼列で原点をそり線の中央に選び, X, Y 軸をそれぞれそり線の接線および法線方向にとった座標で幾何学的計算を行なうと, 翼列流路間の咽喉部で流れが閉塞するような閉塞入射角 i_{ch} はそり角 θ の関数として求められ, 同時に翼形を定める諸元も速度線図と σ , t_{max} および θ の関数として定まる. i_{ch} が求めれば実験データ[2]を参照して損失最小を与える i_m が求まることになる。

実際の計算に当っては速度線図および, σ , t_{max} は既に定まっているから最初に入射角 i を仮定し, (10), (12) 式および上記幾何学的計算を連立して行ない, 仮定した i と得られた i_m が一致するまで計算を繰り返すことになる。

以上の計算結果より求めた i_m は, 先に述べた低速翼列に対する種々の設計法により得

第 4 表 翼 列 諸 元

名 称 \ 流 線		I	III	IV	V	VII
動翼前半径比 ν_1		1.000	0.925	0.850	0.775	0.700
動翼列	σ	1.27	1.37	1.49	1.62	1.78
	c	50.0	50.1	50.5	50.6	50.9
	翼厚比 t_{max}/c	0.040	0.045	0.050	0.055	0.060
	前縁半径比 r/t_{max}	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	後縁半径比 r/t_{max}	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	β_{1b}	57.90	54.15	50.60	47.80	45.90
	β_{2b}	40.80	35.10	27.60	17.80	6.00
	θ	17.10	19.05	23.00	30.00	39.90
	i	2.9	4.4	5.2	4.7	3.0
	δ	1.38	1.46	1.55	1.65	1.77
ξ	49.35	44.60	39.10	32.80	25.95	
静翼列	σ	1.38	1.46	1.55	1.65	1.77
	c	39.9	40.0	40.1	40.1	40.2
	翼厚比 t_{max}/c	0.080	0.075	0.070	0.065	0.060
	前縁半径比 r/t_{max}	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	後縁半径比 r/t_{max}	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	β_{1b}	47.1	46.8	46.7	47.4	48.2
	β_{2b}	6.15	7.70	9.30	10.9	12.8
	θ	40.95	39.10	37.40	36.50	35.40
	i	-4.4	-2.3	-0.2	1.2	2.6
	δ	9.1	8.5	8.0	7.6	7.2
ξ	26.63	27.25	28.00	29.14	30.4	

られる i_m と比較するとかなり大きい値を与えている。この計算の基礎となった実験データも比較的数少ないものであり、そのまま利用することにも多少疑問もあったので、上記計算結果の i_m を主とし、それに低速翼列としての i_m の値を多少加味した妥協値をもって設計入射角とすることにした。我々の研究の目的の一つは、実際に実験を行なうことにより逆に適切な入射角を求め設計データに資することにあるので、最初の設計としては、上述のような妥協で満足することにした。

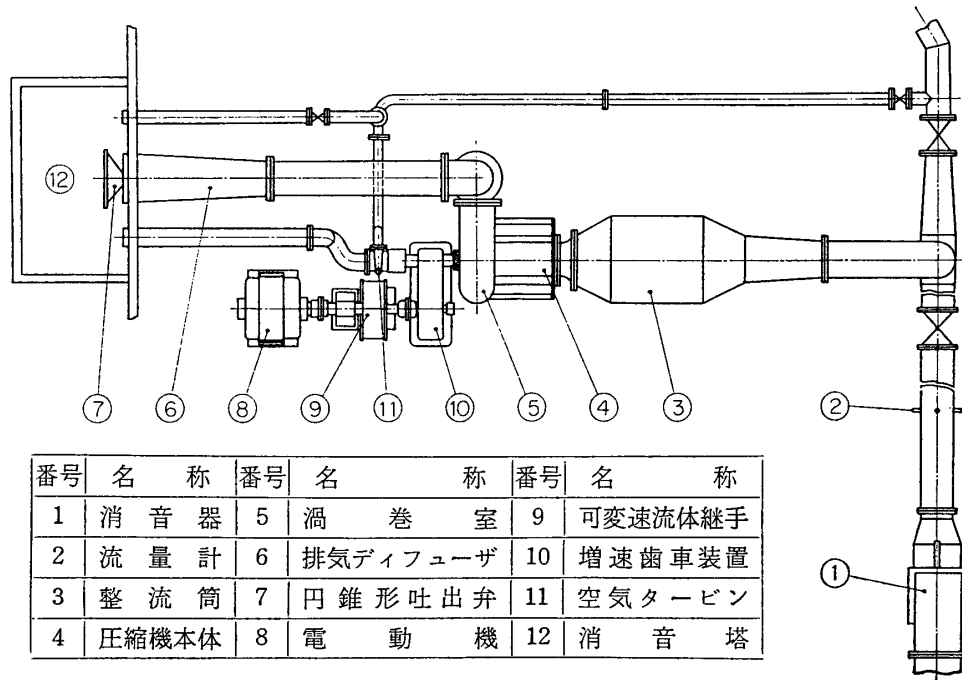
なお入口案内翼の翼形としては NACA 65 (06) 10 を用い、翼枚数 20、翼弦長 44 mm (半径方向に一定)、弦節比は外周で 0.8 とし、出口案内翼としては翼形として 10 C4/24 C50 を用い特に半径方向にねじりは与えずに設計し、翼枚数 16、翼弦長 35mm(半径方向に一定)、弦節比は平均半径で 0.571 とした。

以上の計算の結果得られた翼列諸元を第 4 表にまとめて示すことにする。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の配置は第 3 図に示す。図で①消音器、②流量計、③整流筒、④圧縮機本体、⑤渦巻室、⑥排気ディフューザ、⑦円錐形吐出弁、⑧電動機 500 kW、⑨可変速流体継手、⑩増速歯車装置、⑪空気タービン、をそれぞれ示している。装置のおもな仕様を第 5 表に示す。本機の駆動動力源としては、取扱いおよび保守の簡単な電動機を使用したかったのであるが、所内の電力事情より電力は最大 500 kW におさえられているので、不足分は既設の 10 m 球形貯気槽に貯えられた圧縮空気 (最高圧力 15 kg/cm²) を自動調圧弁によって一定圧力に減圧し、最大出力 400 PS の空気タービンに導き補充することにした。

本機の実験に際しては、貯気槽に貯えられた空気量は限られているので、電動機の出力をおよそ定格値まで使い、極力空気タービンの出力を押へ空気消費量を減らし運転時間を長くするように心がけた。運転時間は設計回転速度 19,090 rpm ではほぼ 40 分程度である。また



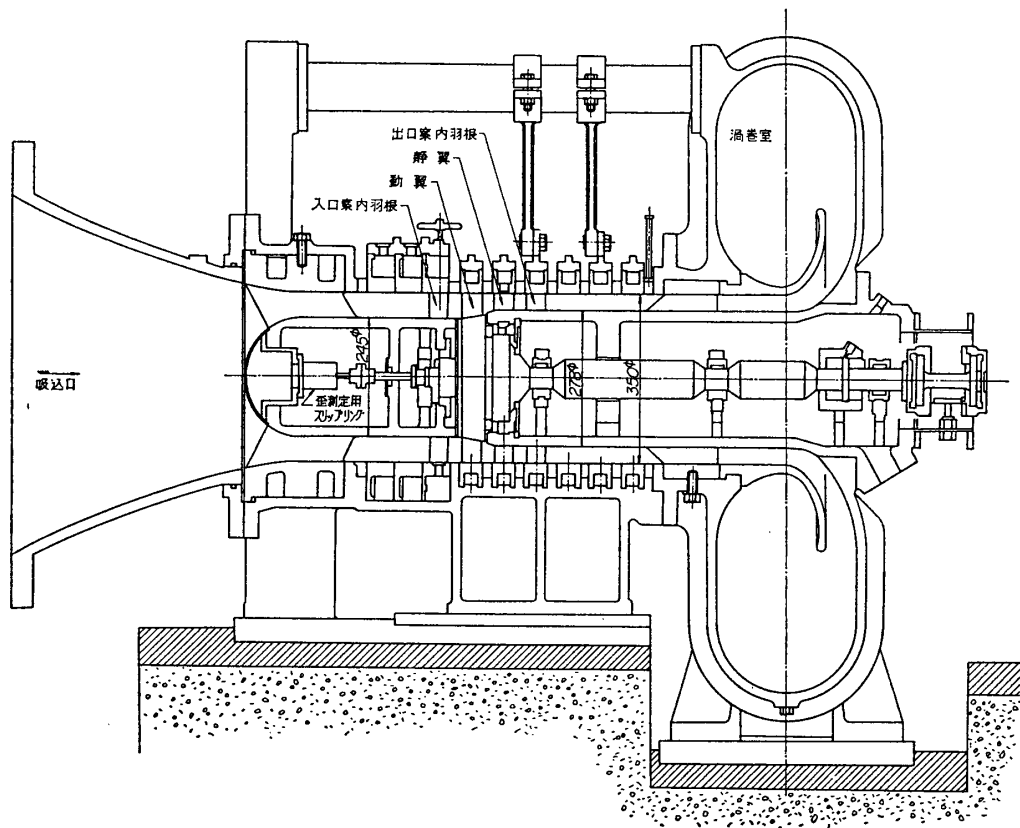
第 3 図 実験装置配置図

第 5 表 実験装置の仕様

名 称	主 要 仕 様
電 動 機	出力: 500 kW 回転数: 1,470 rpm
空 気 ター ビン	単段輻流反動型 294 kW(max), 22,000 rpm(max) 入口空気圧力: 5 kg/cm ² G.
可変速流体継手	駆動側入口にて 500 kW, 1,470 rpm 被動側調速範囲: 450~1,400 rpm
増速歯車装置	増速比: 15.8
整 流 筒	絞り比: 0.0478 ($D \times d = 1,600\phi \times 350\phi$) 吸気ダクト径: 500 ϕ , 排気ダクト径: 600 ϕ
圧 縮 機 本 体	入口側: $D_{t1} \times D_{h1} = 350\phi \times 245\phi$, ボス比: 0.70 出口側: $D_{t3} \times D_{h3} = 350\phi \times 278\phi$, ボス比: 0.795 流入速度: 180 m/s, 段落圧力比: 1.6 (全圧力比) 回転数: 19,090 rpm, 修正回転数: $n^* = 19,090$ rpm 修正流量: $G^* = 9.35$ kg/s 翼枚数: 入口案内羽根 20 枚, 動翼 28 枚, 静翼 38 枚

運転中における回転速度の調整には、可変速流体継手⑨を利用して行なった。前述したような空気タービンと、電動機の組合せによる並列運転で回転速度の変動を恐れていたが、三菱重工業株式会社の協力で自動調圧装置の作動が非常によく空気タービンノズル前での圧力（設定圧）が非常に安定したものが得られたので、回転速度の変動は全体として $\pm 0.5\%$ 以下におさえることができた。回転速度は増速装置駆動軸にパルス発生器を取りつけ、電子管式計数器にて計測した。圧縮機の作動空気は外気より消音器、流量計、整流筒を通して圧縮機本体に導びかれ、渦巻室、排気ダクト、排気ディフューザを通じ円錐形吐出弁より排気消音塔に排気される。流量調整は遠隔操作にて電動吐出弁を軸方向に移動させて行ない、流量測定は直接吸込みダクトにそう入した楕形全圧計と、外周に4分割に取り付けた静圧孔との差圧より計算を行なった。圧縮機本体の上流にある整流筒③は本実験には直接関係がないが、本装置は本体の一部を改造し、空気源として10m球形貯気槽の圧縮空気を利用すれば、遷音速環状翼列風洞としても使用可能になるので、実験装置の多目的使用を考え、このときのために装置したものである。

第4図に本体の断面図を示す。図中車軸に取付けてあるスリップリングは、動翼の振動応力測定時のひずみ計用のものであって、今回の実験には直接の関係はない。また今回の実験においては出口案内羽根を取りはずした状態で行なった。圧縮機本体において各翼列前後の外側ケーシングにはトラバースリングを取付け円周方向約 120° 位のトラバースが可能になっており、このリングに種々の計測器を取り付けることにより円周方向ならびに半径方向の流れの状態を計測できるようにした。このリングよりの空気のもれは、リングの摺動面に設けたラビリンスに吸込口あるいは渦巻室の圧力を用いてケーシング内部の圧力との平衡を保たせることにより防いだ。



第 4 図 圧縮機本体断面図

圧縮機内部の流れの測定に用いた全温計，5孔ピトー管，および3孔ピトー管は既設の検定用風洞（吹出し口 75 mmφ，最大マッハ数 $M=1.0$ ，空気源は 10 m 球形貯気槽）にて検定を行なった。ピトー管の検定結果は $\frac{P_{2ab}(=P_{3ab})}{P_{1ab}}=f_1(M, \varphi)$ (*), $\frac{P_4-P_5}{P_1-P_2}=f_2(M, \varphi)$ (*) および $\frac{P_{1ab}}{P_{0ab}}=f_3(M, \varphi)$ のように総てマッハ数 M および半径方向の風向 φ の関数の形に整理し，前二者より M および φ を求め，これを用い後者の関係より全圧 P_{0ab} を求めることにした。

ここに P_0 は求める全圧， P_1 は3孔又は5孔ピトー管の中央圧力孔の圧力， P_2 および P_3 は左右の圧力孔の圧力， P_4 および P_5 は上下の圧力孔の圧力をそれぞれあらわし，サフィックス ab は絶対圧力を示す。本機の測定では5孔ピトー管の検出圧を P_1 ， P_1-P_2 ，および P_4-P_5 の圧力または差圧の形式で自動追尾風向風速計の圧力変換器に接続し，その出力を AD 変換器にてデジタル量にして自動記録させた。全温計プローブにはアルメル，クロメル熱電対を 6 mmφ の円柱形ベークライトの柱面に溝を掘り受感部を露出した形式のものを採用した。この円柱のプローブでは $M=0.9$ で回復係数は 0.96~0.98 であった。

本機の測定断面として入口案内羽根前，動翼前，動翼後，静翼後と，静翼位置より翼弦長

(*) 実際には $\frac{P_4-P_5}{P_1-P_2}$ に対する M の影響は少なく，また φ の小さい範囲では $\frac{P_{2ab}}{P_{1ab}}$ は M のみの関数と見ることができる。

の約 5.5 倍後方の渦巻室前をそれぞれ選ぶことにした。動翼後、および静翼後の流れの測定には半径方向の成分もあるので 5 孔ピトー管と全温計を用い、渦巻室前においては半径方向の流れはほとんどないので、3 孔ピトー管と全温計をそれぞれ使用し、動翼前では 3 孔ピトー管のみとし、全温度としては入口案内羽根前の温度をそのまま用いることにした。入口案内羽根前では流れは半径方向に一様な分布をしているので、平均半径比の位置でキールプローブと全温計を用いて測定し、圧縮機の入口状態とした。静圧は各翼列前後にあるトラバースリングの静圧孔により計測した。なお半径方向のトラバースに際し、特に動翼後の測定断面においてはボス部のテーパのためピトー管の測定孔の位置は管軸より多少前方に出ている結果、ボス近くの測定を行なうことができなかった。

回転速度は 19,090, 18,000, 17,000, 16,000, 14,000, 12,000, 10,000 rpm の 7 種類を選び吐出弁開度は全閉位置を基準とし、その位置より弁を開くにしたがって移動する弁軸の軸方向距離をもって代表させ、18, 20, 25, 30, および 40 または 45 mm の 5 点 (以後これらは $f=18, \dots, 45$, にて絞りの状態をあらわすことにする。) を選ぶことにした。かくしてそれぞれの一定回転速度の状態において、吐出弁開度を上記 5 点にかえて各測定断面での流れの半径方向の分布を測定した。ただし 19,090, 17,000, 14,000 rpm の 3 速度では動翼前後と静翼後の半径方向の分布を計ったが、その他の回転速度では入口案内羽根前と渦巻室前の半径方向の分布のみとした。

測定に当っては予備実験とし各断面の周方向トラバースを行ない、風速、圧力、温度などの周方向分布を調べた。その結果静翼後以外の各断面においては、周方向に多少の変化は見られたがそれほどひどいものでもないので、以後においては測定時間を節約するために比較的周方向分布の平坦な箇所を周方向の測定位置に選び、主として半径方向のみのトラバースを行なうことにした。静翼後の断面にては静翼の後流の影響を受けるので、必要に応じ周方向ならびに半径方向のトラバースを行なったが、その他の場合には静翼後流の位置をさけ半径方向のみのトラバースを行なった。測定に際し特に注意すべきことは、遷音速領域での測定において上流側に入れたピトー管あるいは全温計などの後流の影響がその後方の測定断面に対し顕著にあらわれることで、このことは特に測定器を静翼列の前方に入れた場合、その後流の影響を受けて一枚の静翼が剥離をおこすとその影響が隣りの静翼にまで及び、かくして静翼列後方の断面に対しては、周方向のかなり広い範囲にまで影響が及び大きな測定誤差を与えることになるので注意すべきである。我々の測定においてはこの影響を無くすため後方の断面の計測の際には、前方の断面の計測はできる限り行なわないことにした。やむを得ず同時測定を行なう際には、両者は周方向に十分離して行なうことにした。なお全圧分布と全温分布の測定は必ず同一測定点において行なうことにした。したがって全圧分布と全温分布とは、同時測定は行なっていない。

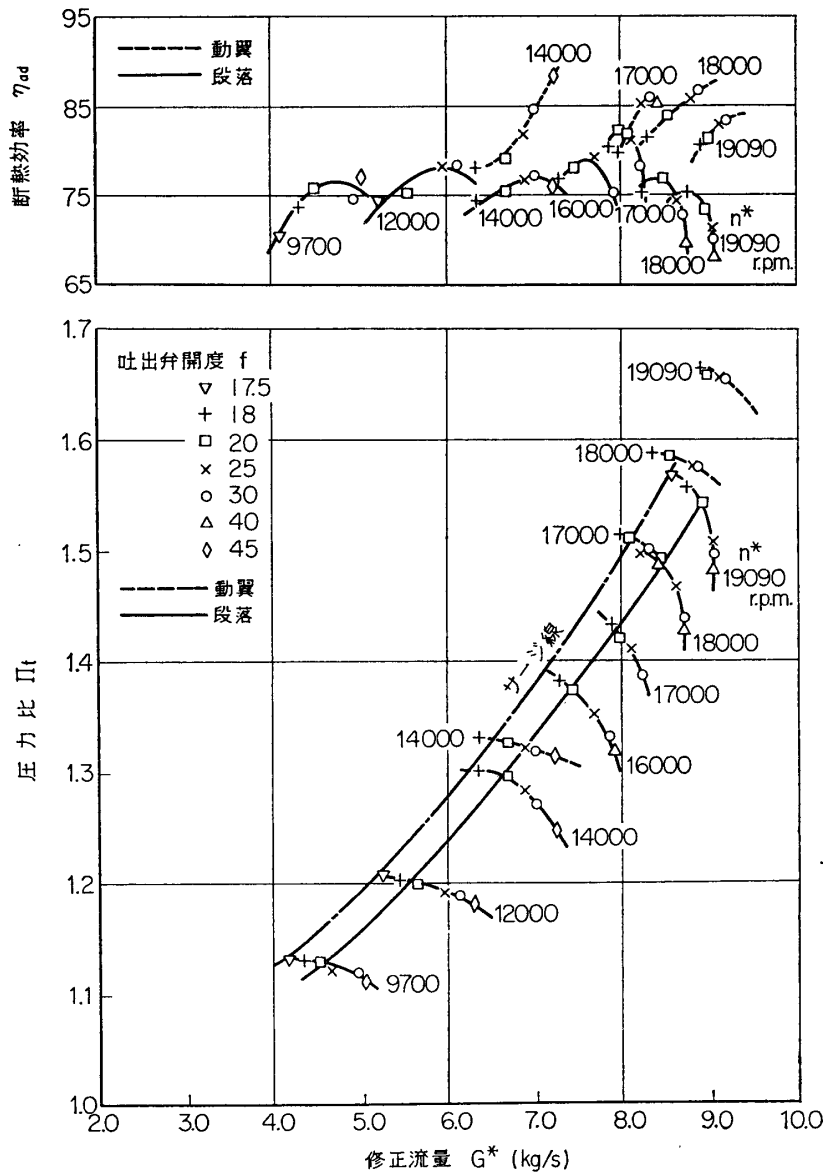
3. 実験結果および考察

実験結果は圧縮機特性曲線と翼列翼素の性能とに大別して説明することにする。特性曲線の算出では、圧力比は入口案内羽根前平均半径での全圧と、スクロール前で半径方向に 5 点トラバースを行なった測定値より流量平均した値により算出し、また断熱効率を算出するた

めの全温度の測定も、全圧の測定と同様流量平均した値を用いて算出した。

3.1 特性曲線

本圧縮機の特性格線を第 5 図に示す。図で実線は段落特性を表わす。設計回転速度近くの回転速度においては、圧力比—修正流量曲線は吐出弁を $f=40$ から $f=25$ まで絞っても流れは圧縮機内で閉塞されており、流量にはほとんど変化が見られず圧力比のみが大きくなる。更に絞ると流量が徐々に減少すると同時に圧力比も増し $f=17.5$ 近辺でピーク値に達する。 $f=17.5$ 近辺より少し絞るとわずかの障害物、たとえば 5 孔ピトー管をそう入しただけでサージングと思われる異状音を発する。第 5 図の鎖線のサージ線は正確な値ではないがさほど違ってはいないと思う。圧力比のピーク値は 1.585 であった。各回転速度での圧力比のピーク値は $f=18$ の絞り位置か更に若干絞ったところにあらわれている。動翼翼端部の平均入



第 5 図 特性格線

口相対マッハ数が $M_1' < 1.0$ になる 17,000 rpm 以下では $\Pi_t - G^*$ 曲線の傾斜は 19,090 rpm に比べかなりゆるやかになっている。次に段落断熱効率についてみると、全般に設計断熱効率 85% に比べ大きく下まわって、80% を越えているのは 17,000 rpm だけである。効率のピーク値は 19,090 rpm では吐出弁開度 $f=18$ のところ、18,000~17,000 rpm では多少開いた $f=20$ 近辺、更に低い回転数では $f=20\sim 30$ の間か、 $f=30$ と、わずかではあるが吐出弁を開いた方向に移動している。設計回転数において最高効率を与える吐出弁開度 $f=18$ における圧力比は $\Pi_t=1.58$ 、修正流量は $G^*=8.6$ kg/s、断熱効率 $\eta_{ad}=75.5\%$ で、この値を設計時の計画値に比べると、圧力比、流量ともやや小さい値を示し、断熱効率はかなり悪くなっている。

この場合における動翼特性は第 5 図の点線であらわしている。ただし測定回転速度は、19,090, 18,000, 17,000, 14,000 rpm だけである、図で動翼についての特性曲線および効率曲線についてみると、いずれの回転速度においても $f=40$ まで吐出弁を開いてもなお全圧低下の割合は比較的少く動翼列としては閉塞状態までなお余裕があることがわかる。また断熱効率でも右上りの傾向が続き、断熱効率のピーク値はあらわれていないことがわかる。そこで静翼流路での閉塞を防ぎ流量を増加する目的で静翼列を取り去った動翼単独の特性曲線を求めようと計画したが、吸排気ダクトおよび渦巻室の抵抗が大きいため現状のままの状態では実験ができなかった。動翼特性について測定した範囲についてみれば、圧力比は段落圧力比と比較すると全般にかなり大きくなっており、断熱効率も 90% 前後の値が得られている。この傾向は低速回転速度の 14,000 rpm についてもまた同様である。

そこでこれら二通りの特性および効率曲線の相対関係について考えることにする。全温度が動翼出口とスクロール前で同じと仮定すれば、段落断熱効率の低下は全般に静翼列での損失が大きいことを示していることになる。また設計回転速度近くの回転速度では、効率曲線の傾斜が動翼では右上がり、段落では右下がりとは全く逆な傾向になっている。このことは静翼では、流量の大きい $f=40$ の作動状態よりむしろ流量の少ない方向の $f=18$ の方が性能がよいことになる。動翼ではそれに反して流量の少ない $f=18$ よりむしろ流量の多い $f=40$ の方が効率が良くなっているわけで、結局動、静翼のマッチングが悪いために動翼での低効率の作動状態が、段落では最高効率になるという結果を示していることになる。このことについては、後に詳細にわたって検討することにする。

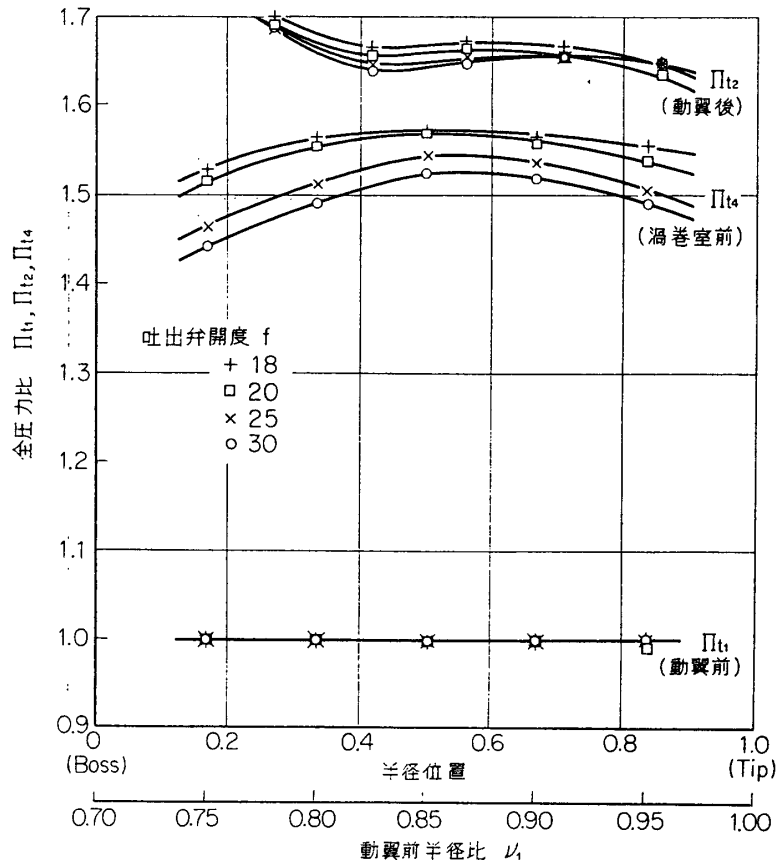
3.2 内部流動について

前節において圧縮機としての全体性能について述べたが本節においては圧縮機内の内部流動の様相を調べ、翼素としての性能を調べる。

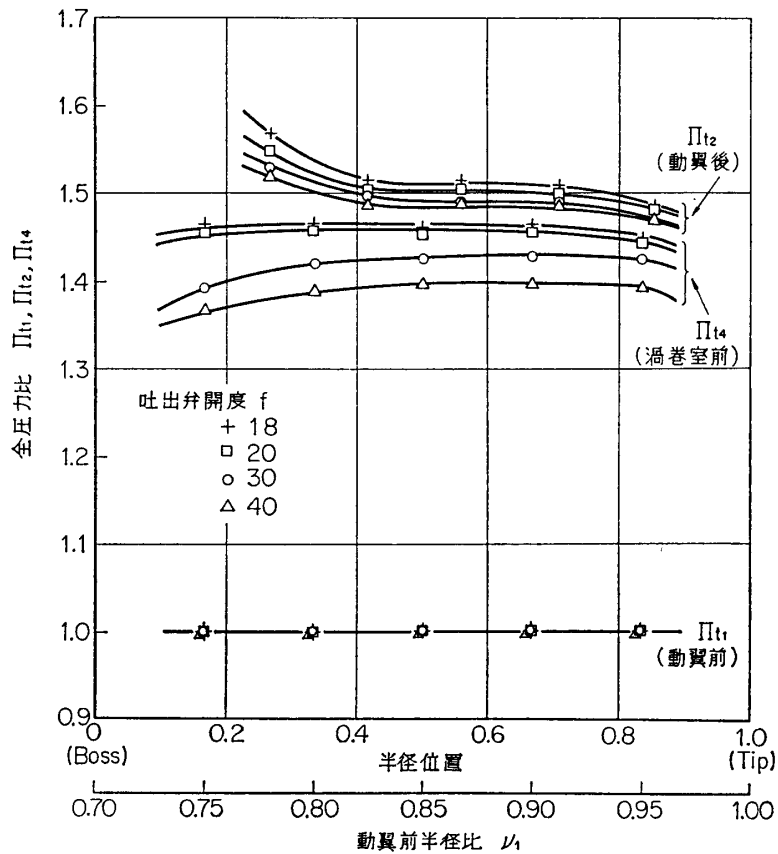
代表的な回転速度として 19,090, 17,000, 14,000 rpm を選びそれぞれの回転速度について説明することにする。

3.2.1 全圧分布

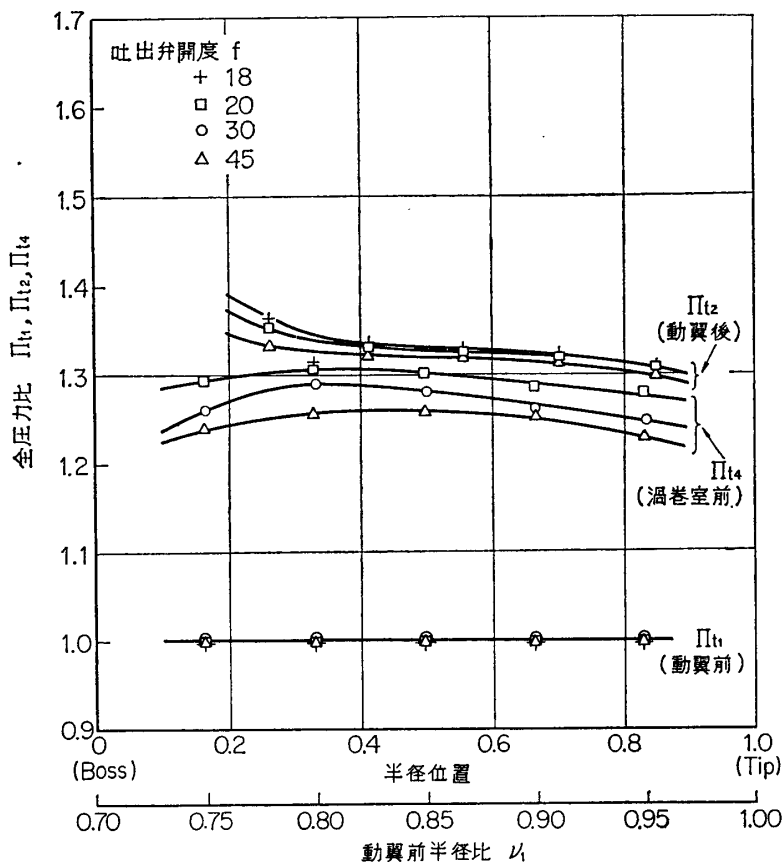
第 6 図~第 8 図の半径方向の全圧分布について見ると、動翼前断面においてはいずれの回転速度においても半径方向にほとんど平坦な分布をしているのに対し、動翼後の全圧分布は(図では圧力比の形で示されている)全般的に半径方向に、翼の中央部では比較的平坦な形をしているが翼端部に行くに従って低下し、逆に翼根部に行くに従ってかなり大きくなってい



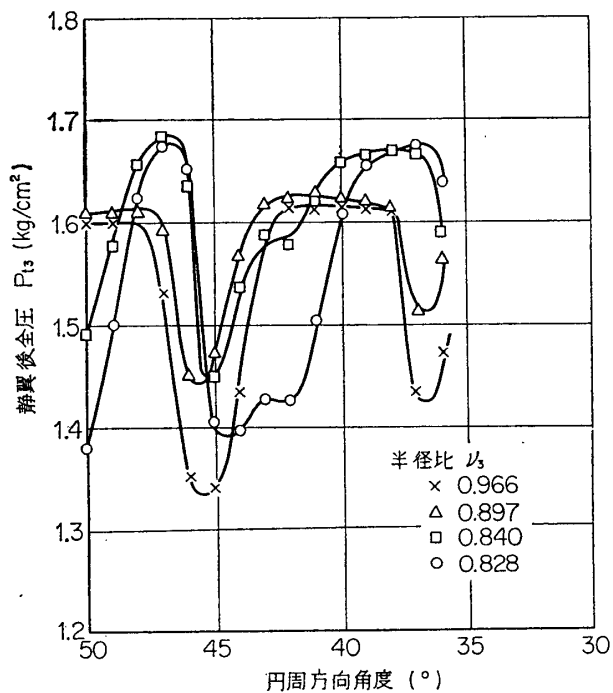
第 6 図 半径方向全圧分布, 19,090 rpm



第 7 図 半径方向全圧分布, 17,000 rpm



第 8 図 半径方向全圧分布, 14,000 rpm



第 9 図 静翼後断面の全圧分布, 19,090 rpm, 吐出弁開度 $f=20$

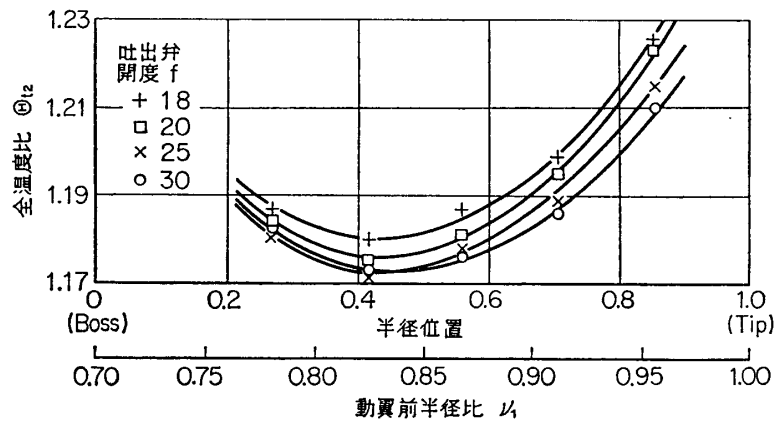
る。この傾向は回転速度が低くなると多少緩和されてくるように見える。19,090 rpm および 17,000 rpm の場合、翼根部で全圧が大きくなることは、後の全温分布に見られるようにこの部分で動翼の仕事が多少大きくなったためと思われ、逆に翼端部で低下しているのは、後に述べるようにこの部分では全温が大きくなっているにもかかわらず、損失がそれ以上急激に大きくなった結果である。静翼後の断面の全圧分布の一例を第 9 図に示す。図は 19,090 rpm で吐出弁開度 $f=20$ の場合のもので内周部に近づく急激に静翼後流の幅が広がってきていることがわかる。この図より静翼内周部で損失が急激に大きくなっていることが推察される。このことは静翼のマッハ数が内周部で多少大きくなっていることとも関連があるのではないかと考えられる。

次にやはり第 6 図～第 8 図で渦巻室前の全圧 P_{14} についてみると、各回転速度について一般的に動翼後の全圧 P_{12} に比較してかなり低下しており、静翼での損失がかなり大きくなっていることがわかる。 P_{14} の半径方向の分布は動翼後の全圧分布に比べると大分平坦になってきている。これは主として上記のように静翼内周部の損失が大きいため、動翼後の全圧が翼根部で大きかったものを相殺した結果と思われる。更に吐出弁開度を変えた場合、流量が増えると一般的に急激に全圧が下がり、特に内周部の全圧低下がはなはだしくなる傾向が見受けられる。

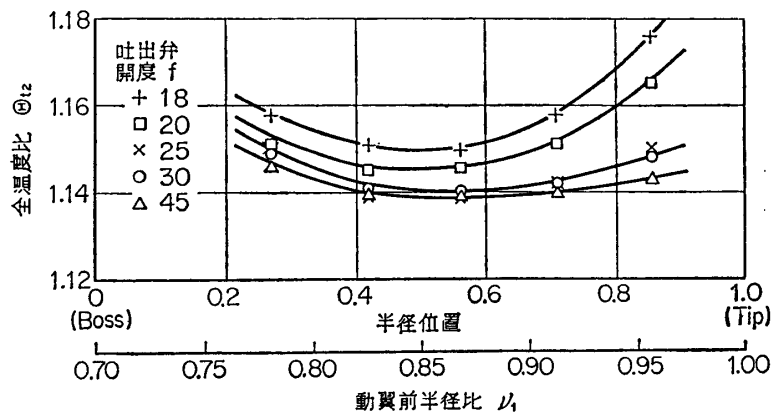
これは流量増加によりマッハ数が大きくなったことと関連していると思われるがこれらの点についても後に静翼の損失に関連して詳しく述べることにする。

3.2.2 全温分布

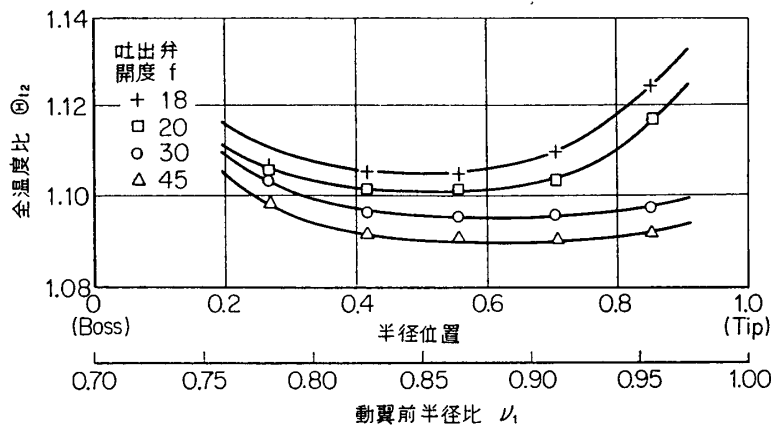
第 10 図～第 12 図は動翼後の全温分布（図では全温度比の形）を示したもので、第 10



第 10 図 動翼後の半径方向全温分布, 19,090 rpm



第 11 図 動翼後の半径方向全温分布, 17,000 rpm



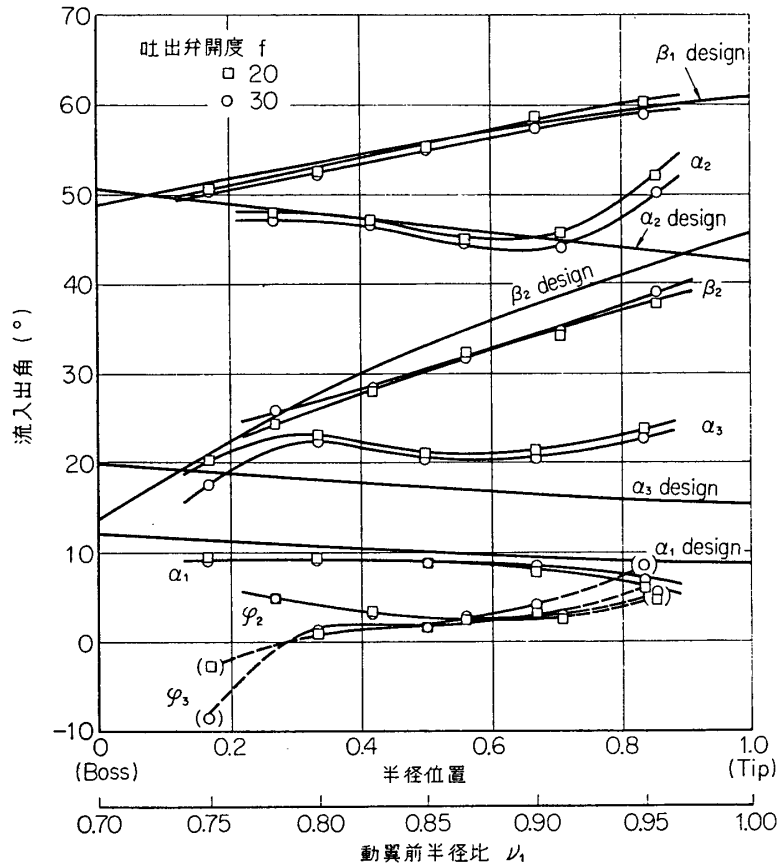
第 12 図 動翼後の半径方向全温分布, 14,000 rpm

図の19, 090 rpm の場合についてみると半径位置 0.45 附近で最小値となり, 翼根部および翼端部に行くに従い大きくなり翼端部で特に大きい. この傾向は吐出弁開度を小さくして行く ($f \rightarrow$ 小) と流量の減少と共に顕著に現れてくる. 第 11 図の 17,000 rpm の場合には最小値のあらわれるのは, 半径位置 0.5~0.6 附近とやや翼端側に移動しており全般に前述の傾向は緩和されてきている. 第 12 図の 14,000 rpm の場合も全般に温度上昇が少なくなっている以外, 傾向としては 17,000 rpm の場合によく似ている. この傾向は第 19 図(b)~第 21 図(b)の動翼後の周方向速度 c_{u2} の半径方向分布と似ており, 動翼の仕事が翼根部および翼端部で大きくなっていることを示している.

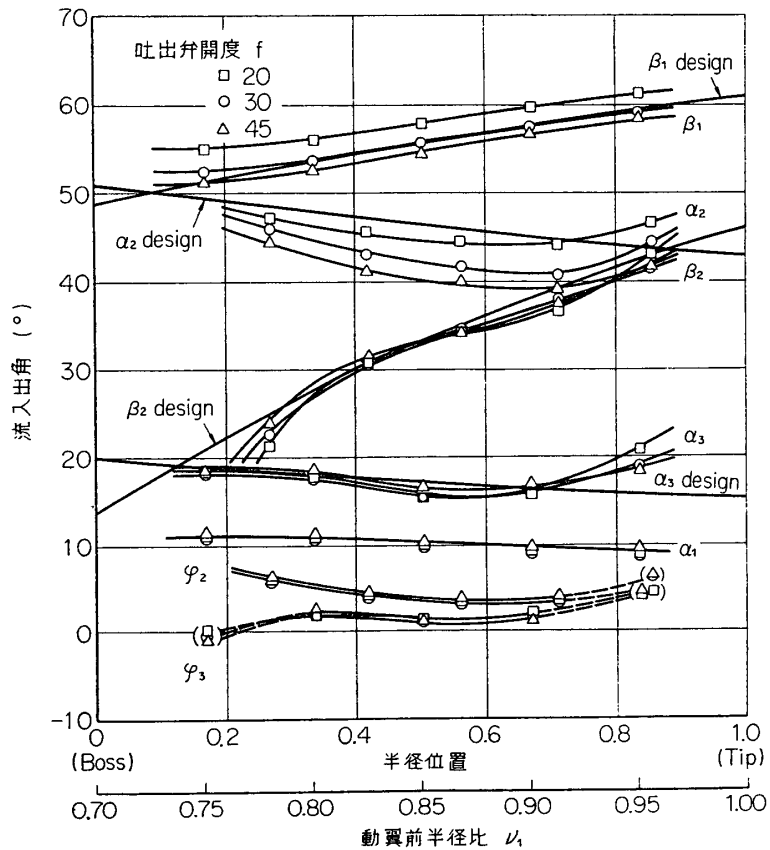
3.2.3 流入角および流出角分布

第 13 図および第 14 図に 19,090 rpm および 14,000 rpm における流入角および流出角の半径方向分布が示してある. 19,090 rpm の場合入口案内羽根流出角 α_1 は設計値に比し幾分小さくなっているが, 半径方向分布の形は大体設計通りになっている. 動翼相対流入角 β_1 も大体設計値に近い値を示しているが, 吐出弁開度を変えると流量の増加に伴って β_1 は小さくなる傾向があり, 吐出弁開度 $f=20$ より $f=30$ の方が, 一層設計値に近い値を示している. これに対し 19,090 rpm の場合動翼相対流出角 β_2 の分布は翼根部では設計と合っているが, 動翼々端側に行くにしたがって設計値より小さくなる傾向がある. この傾向は回転速度 14,000 rpm の場合にはかなり緩和されてきている. しかし相対流出角は実測せる絶対流出角 α_2 より軸流速度および周速の測定値を用いて間接的に求めるため測定精度が多少悪くなることは避けられないので, いまこれだけのデータで遷音速流に対する翼列の偏差角を云々することは困難であろう.

静翼流入角 α_2 の半径方向分布では外周部でかなり設計値より大きくなっているが, これは第 19 図の軸流速度分布 (c_a) でもわかるように, 軸流速度が外周部で設計値 ($c_a = \text{const}$) に比し大きく減少していることの結果である. 吐出弁開度を $f=20$ から $f=30$ に開くと分布全体が小さくなる方向に移動し, 設計値よりの差が大になる傾向にある. 静翼流出角 α_3 の測定は第 15 図に示す静翼の後流を半径比 $\mu_3 = 0.966, 0.897, 0.840, 0.828$ について 1

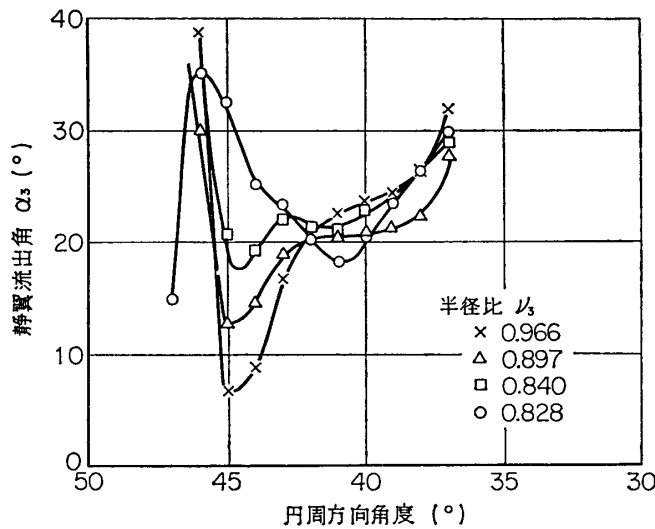


第 13 図 流入角および流出角分布, 19,090 rpm



第 14 図 流入角および流出角分布, 14,000 rpm

ピッチトラバースし、静翼の後流を避けた部分の流出角をもって静翼後の流出角 α_s として本実験では採用することにした。このようにして測定した流出角と、渦巻室前で求めた流れの方向の半径方向分布とは大体近い値が得られている。19,090 rpm の場合静翼流出角は全般的に設計値と異り $3^\circ \sim 5^\circ$ 程度大きめになっている。これに対し 14,000 rpm の場合には比較的設計流出角に近い値を示している。この場合も動翼の場合と同様にこれだけのデータで断定的な結論を述べることは困難であると思われるが、マッハ数の比較的高い領域における偏差角のとり方に多少問題があるようにも思われる。また第 13 図で翼根部の流出角が小さくなっているが、これは測定位置が多少後流の影響を受けたものと思われる。

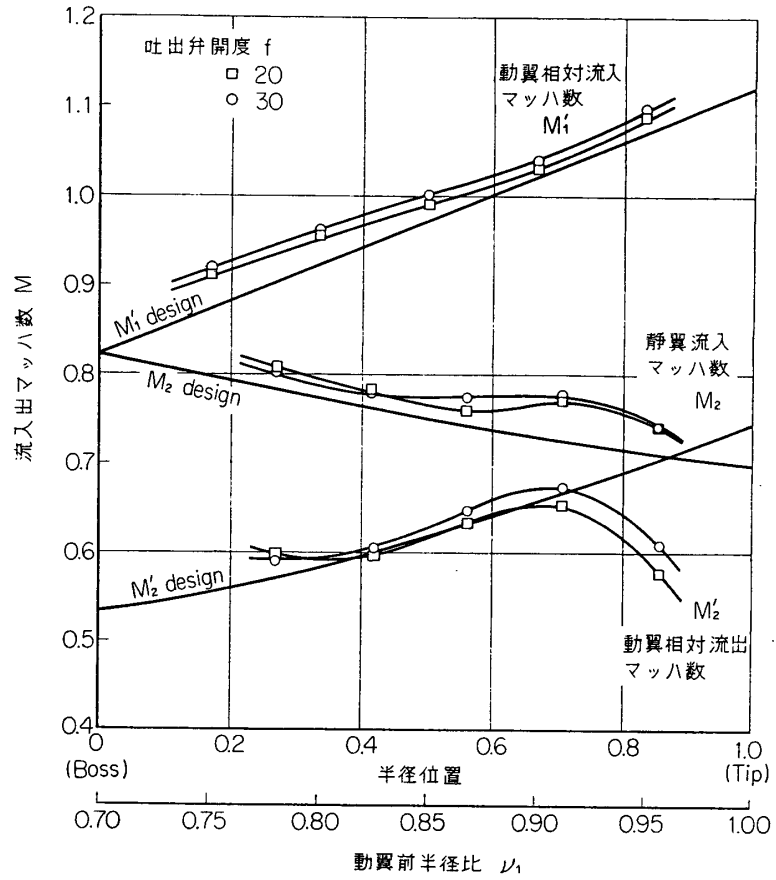


第 15 図 静翼後断面の流出角分布, 19,090 rpm, 吐出弁開度 $f=20$

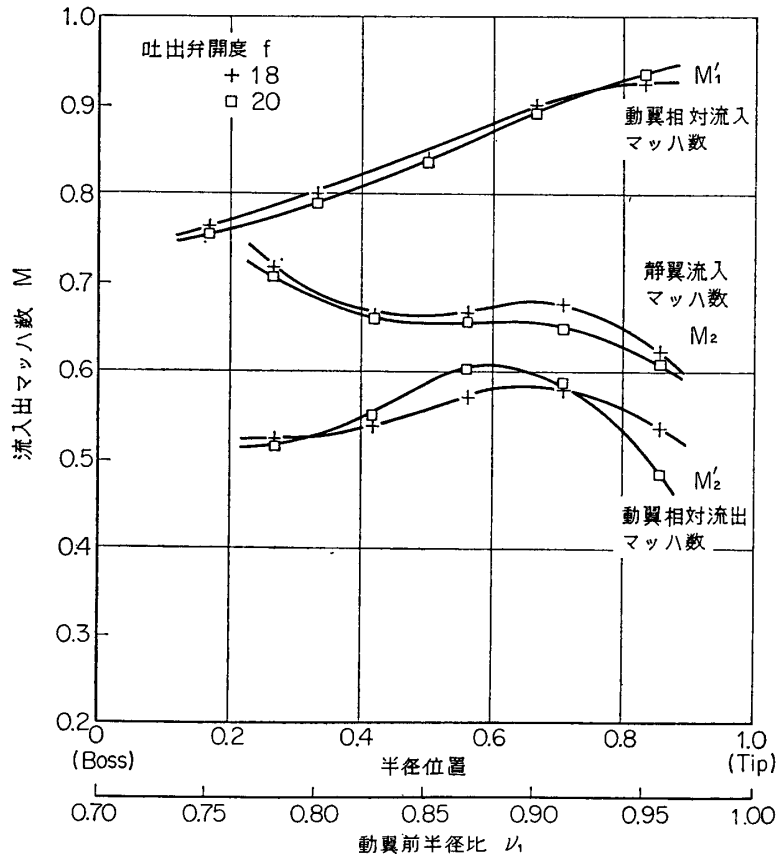
3.2.4 マッハ数および速度分布

第 16 図～第 18 図はそれぞれ 19,090 rpm, 17,000 rpm および 14,000 rpm におけるマッハ数の半径方向分布を示したもので、第 16 図において動翼相対流入マッハ数 M_1' の半径方向分布は全般的に設計値に比べ多少大きくなっているが第 13 図の α_1 分布が設計値より多少下回っているためであろう。19,090 rpm の場合は平均半径附近で $M_1' = 1.0$ となり、17,000 rpm では翼端部で $M_1' \approx 1.0$ となっており、14,000 rpm においては翼端部にても $M_1' \approx 0.8$ 程度である。動翼相対流出マッハ数 M_2' は 19,090 rpm の場合比較的設計値に合っているが、翼端部近くでは相対流出角 β_2 および軸流速度 c_{a2} の減少により著しく低下している。17,000 rpm および 14,000 rpm の場合にもこの傾向は多少緩和されてはいるがやはりあらわれている。静翼流入マッハ数 M_2 は、19,090 rpm の場合平均半径附近より外周側で設計値よりやや大きくなっている。

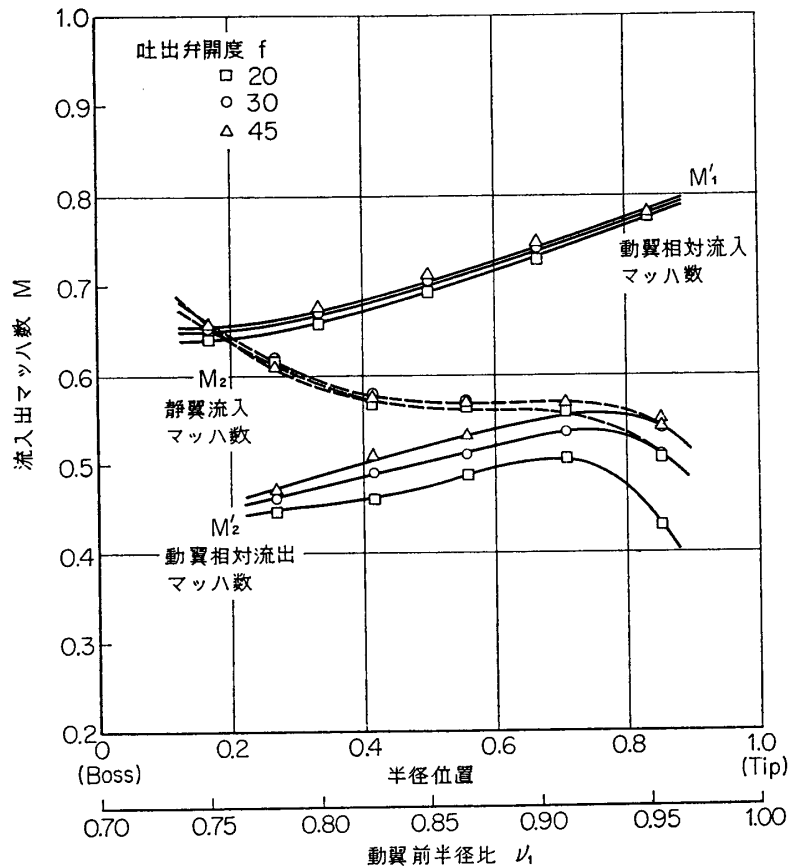
第 19 図～第 21 図に各回転速度における軸流速度 c_a , 円周方向速度 c_u , 半径方向速度 c_r の各測定断面における測定結果を示す。まず軸流速度について見ると、19,090 rpm では動翼前(第 19 図, a)の半径方向分布は翼端部で多少小さくなっている。この傾向は動翼後(第 19 図, b)で特に顕著になり翼端近くで大きく減少し、平均半径附近から翼根部に



第 16 図 マッハ数分布, 19,090 rpm



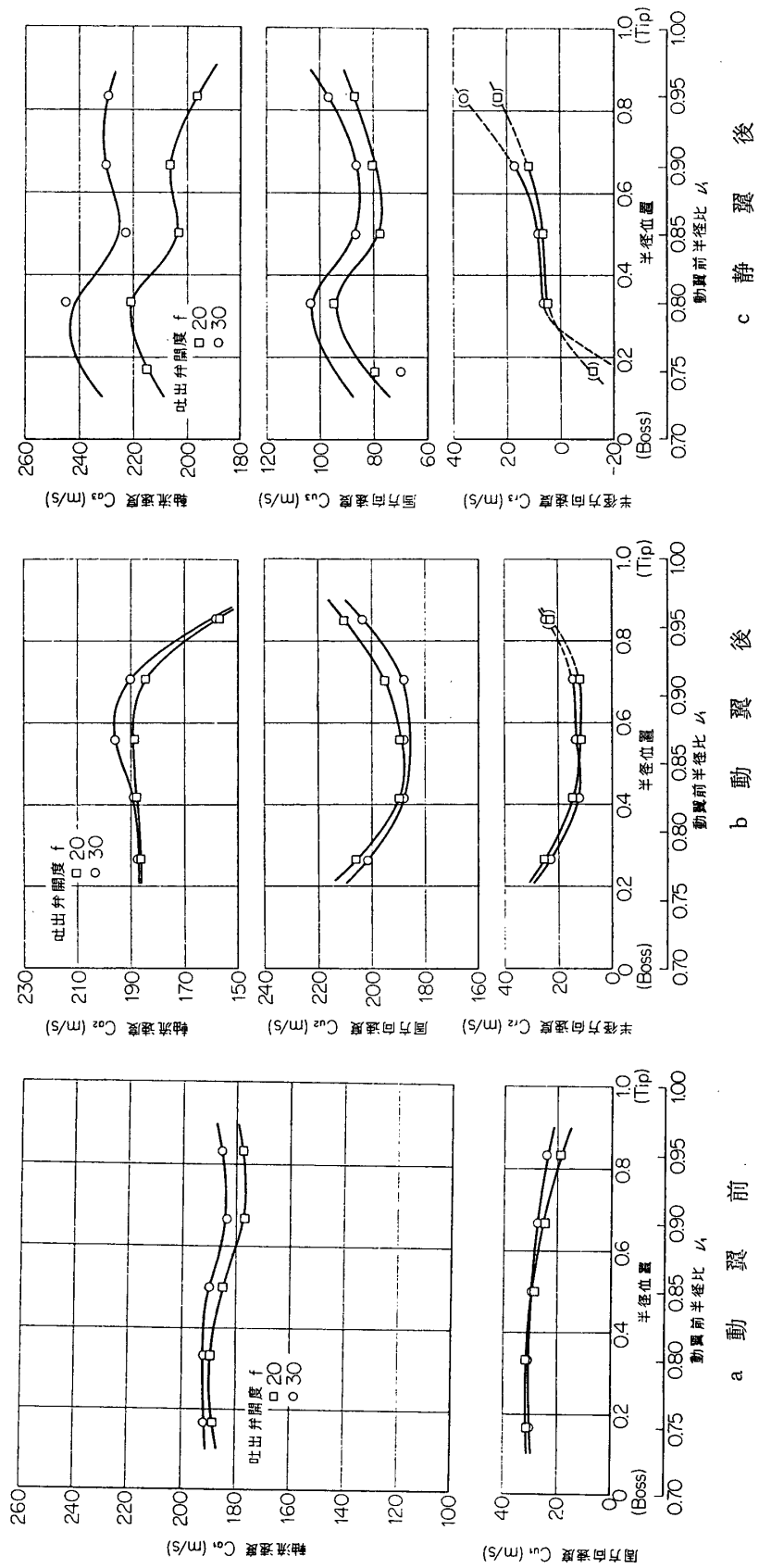
第 17 図 マッハ数分布, 17,000 rpm



第 18 図 マッハ数分布, 14,000 rpm

かけてはほぼ一定となっている。この場合吐出弁開度を大きくしても翼端部近くの軸流速度分布はよくなる。しかし低速の 14,000 rpm では c_{a2} の半径方向分布の全体の形は高速回転の場合とほぼ同じであるが、軸流速度の一定領域が翼端近くまで延びている。また低速回転の場合は吐出弁開度増大 ($f \rightarrow$ 大) と共に c_{a2} の一定領域は広がる傾向にある。静翼後 (各図, c) の軸流速度 c_{a3} は静翼後流をさけた位置で測定しているため、全般に他の断面の値よりは大きくなっている。そして第 9 図に見られるように、特に内周部では後流の幅が広がっているためピトー管による半径方向トラバースの際内周部で静翼後流の影響を受けやすくなる傾向がある。これらのことを考慮して見る場合、 c_{a3} の半径方向分布の形は全体として内周部で大きくなる傾向があるように見える。動翼前の円周方向速度 c_{u1} は 19,090 rpm ではほぼ設計値に近く、動翼後では c_{u2} は平均半径附近より翼端側では設計値に比較して大きくなっている。この傾向は吐出弁開度の増大によって変わらず、 c_{u2} が全体に小さくなるだけである。17,000 rpm および 14,000 rpm の c_{u2} の分布の形も大体 19,090 rpm の場合に似ており吐出弁開度を大きくすると翼端部で速くなる傾向は緩和されてくる。

半径方向速度 c_{r2} について第 13 図および第 14 図の動翼後の半径方向の流れの角度 φ_2 (外周に向う方向を正とする) を参照しながら見ると、いずれもそと向きの流れで、翼根部および翼端部で速くなっている。しかし 5 孔ピトー管による半径方向の流れの測定に際しては

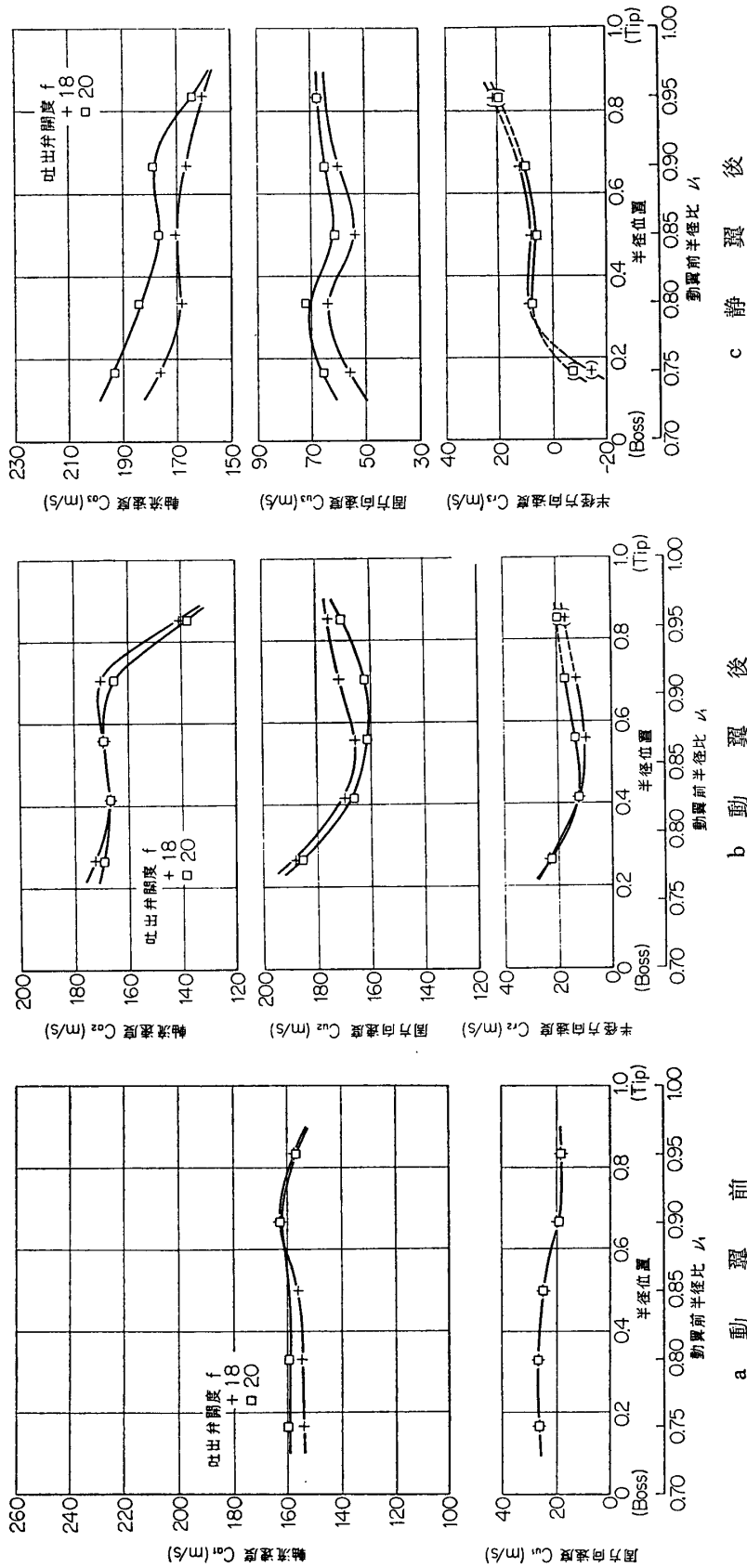


第 19 図 速度分布, 19,090 rpm

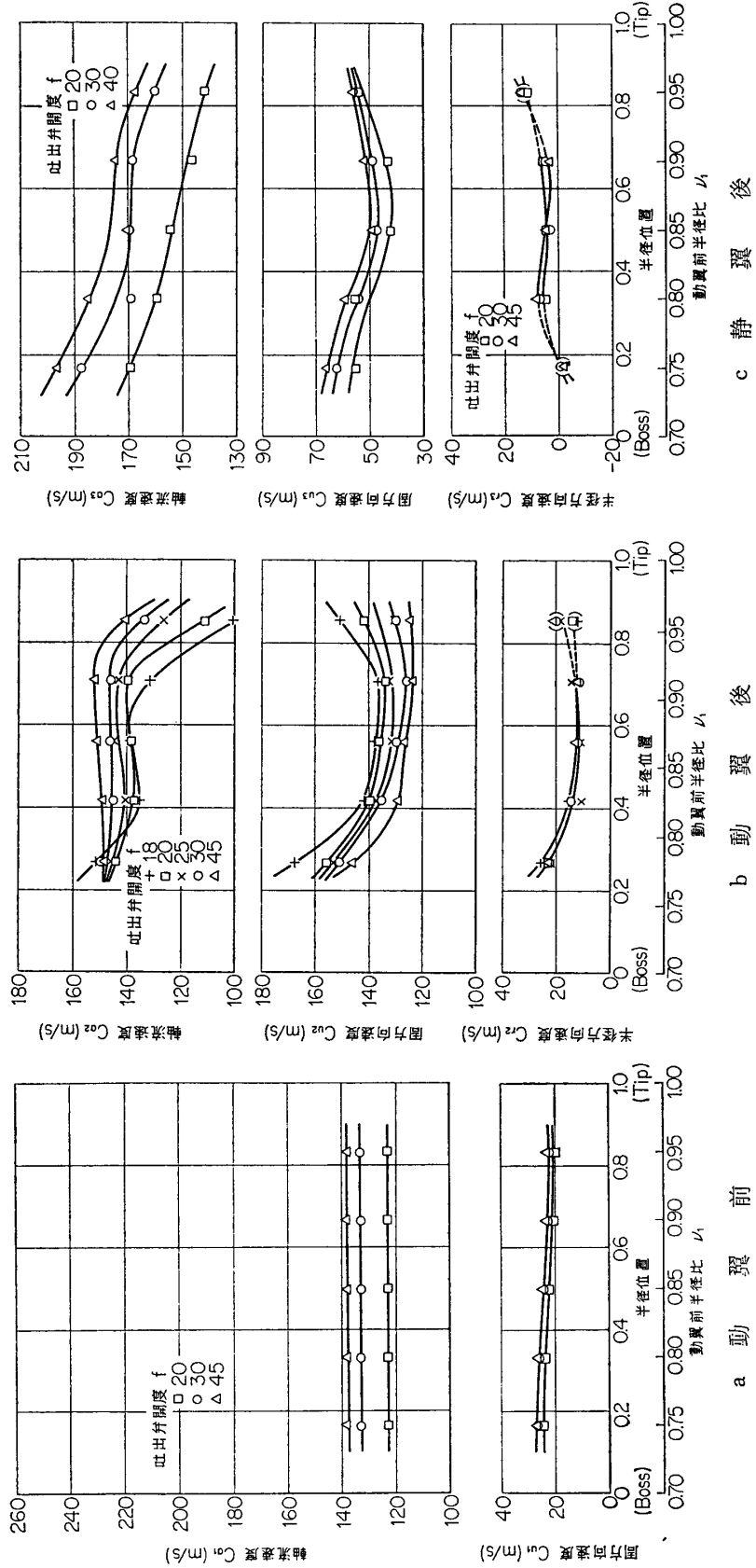
c 静翼後

b 動翼後

a 動翼前



第 20 図 速度分布, 17,000 rpm



第 21 図 速度分布, 14,000 rpm

c 静翼後

b 動翼後

a 動翼前

翼根部および翼端部近くの測定(外壁より 6 mm のところ, 5 孔ピトー管測定部外径 4 mm ϕ)では内周および外周の壁の影響を受けやすく, またこの断面の半径方向の全圧分布も翼根部および翼端部では勾配を持っており, この影響も含まれてくるので, 上記翼根部および翼端部(この場合翼端部の方が測定位置が壁に近いので影響は大きい)の測定値はあまり信用できないと思われるので細部にわたる検討は差し控えることにする. 全般に外周に向う流れになっていることはボス部のテーパを考えれば当然のことである. また静翼後の c_{r3} についても同様の理由で, 内周部および外周部での傾向の変化には多分に誤差が含まれているものと思われる.

以上の測定結果をまとめてみると次のようになる.

1) 動翼後の全圧分布は, 設計の場合のように半径方向に一様にはならず, 翼端部では平均半径附近に比し低下し, 翼根部では逆に大きくなっている. 段落での半径方向分布はかなり平滑にはなっているが, 動翼後の全圧 P_{t2} に比し全般的にかなり低くなっており静翼の損失がかなり大きいことを示している.

2) 19,090 rpm の場合静翼後の断面の全圧分布より見ると, 内周部になると静翼後流の幅が急激に広くなり, 静翼内周部の損失が特に大きいことがわかる.

3) 動翼後の全温分布は, 全般的に平均半径附近で最小になり, 内周部および外周部に行くに従って大きくなり, この傾向は外周部において特に著しい. 更にこの傾向は動翼々端が超音速になる 19,090 rpm の場合に顕著になる.

4) 静翼の流出角 α_3 は高亜音速領域に入ると大きくなる傾向が見られる.

5) 動翼後の軸流速度は, 全般に翼端附近で急激に低下する. この傾向は翼端のマッハ数が大きくなるほど顕著になっており, この結果静翼流入角 α_2 が外周部で極度に大きくなっている.

6) 半径方向の流れは内筒壁のテーパを考慮すればさほど大きいものとは思われない.

4. 全圧損失に関する検討

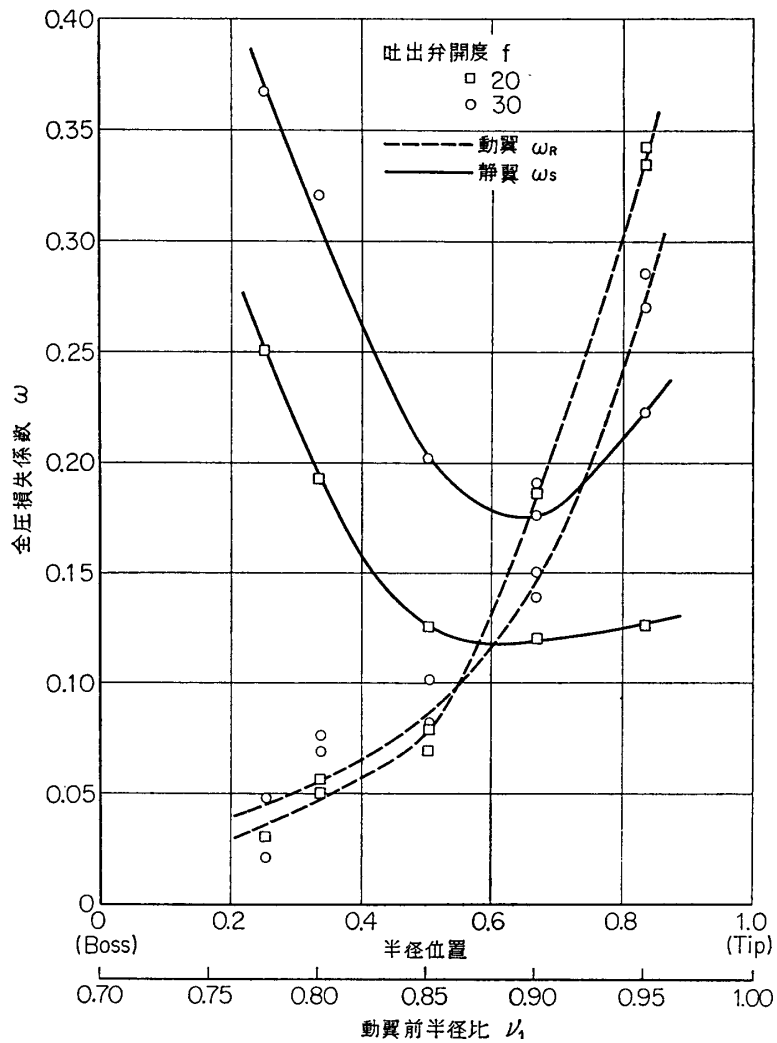
前節において動, 静翼列の内部流動が明らかになったので, 翼素毎の全圧損失について調べてみることにする. 翼素としては, 流線にそった翼素を考えることにする. 動翼についての全圧損失係数 ω_R は流線に沿う翼素について入口と出口の周速の違いによる仕事の増加分を考慮して

$$\omega_R = \frac{\left(\frac{P_{t2id}'}{P_{t1}'}\right) - \left(\frac{P_{t2}'}{P_{t1}'}\right)}{1 - \left(\frac{P_{s1}}{P_{t1}}\right)} \quad (13)$$

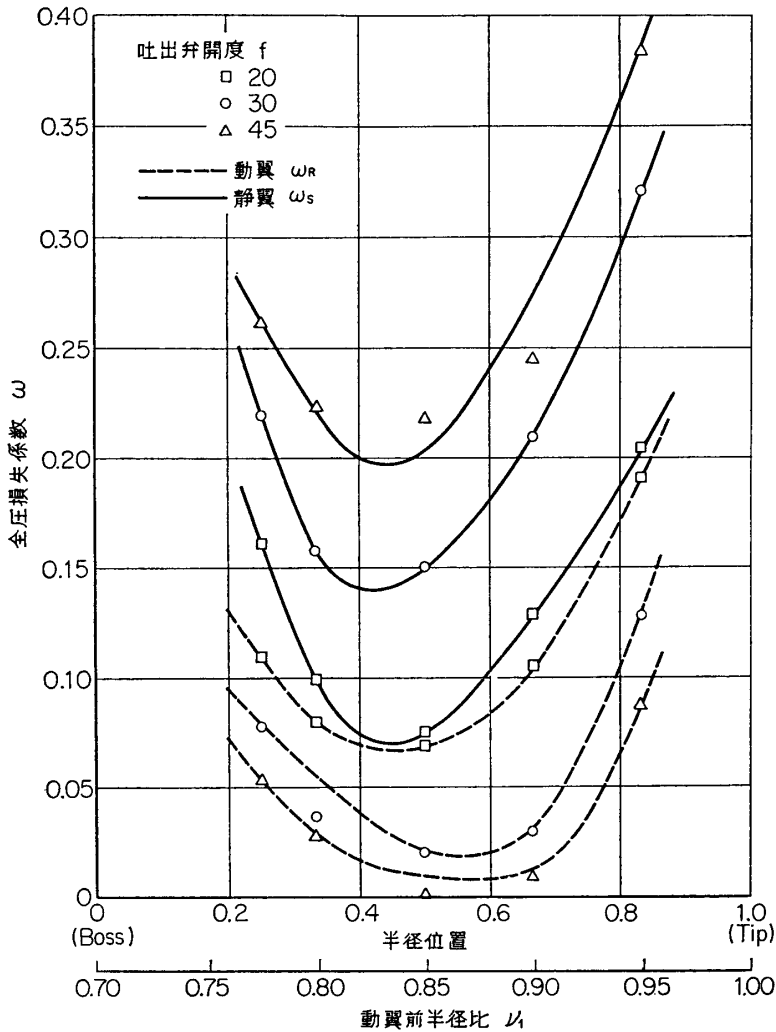
$$\text{ただし } \frac{P_{t2id}'}{P_{t1}'} = \left(1 + \frac{\Delta T}{T_{t1}'}\right)^{\frac{K}{K-1}}, \quad \Delta T = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2gJc_p}$$

にて定義する. ここに P_{s1} は動翼入口静圧, P_{t1}' , T_{t1}' はそれぞれ動翼入口の相対全圧, 相対全温, P_{t2}' は動翼出口の相対全圧をそれぞれあらわす. 一方静翼に対しては

$$\omega_s = \frac{1 - \left(\frac{P_{t3}}{P_{t2}}\right)}{1 - \left(\frac{P_{s2}}{P_{t2}}\right)} \quad (14)$$

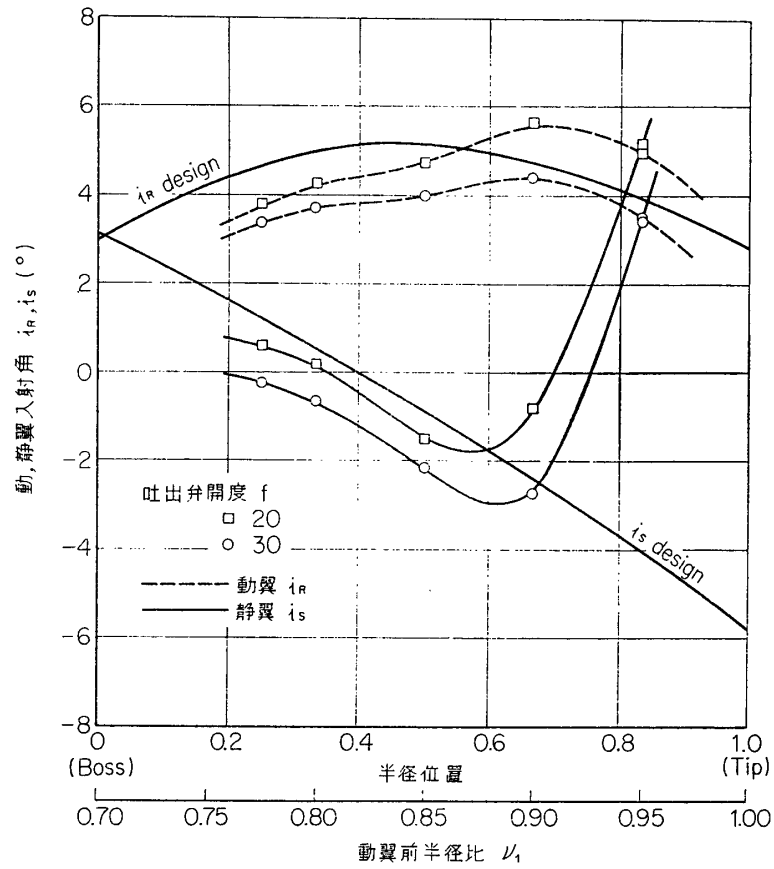


第 22 図 全圧損失係数, 19,090 rpm

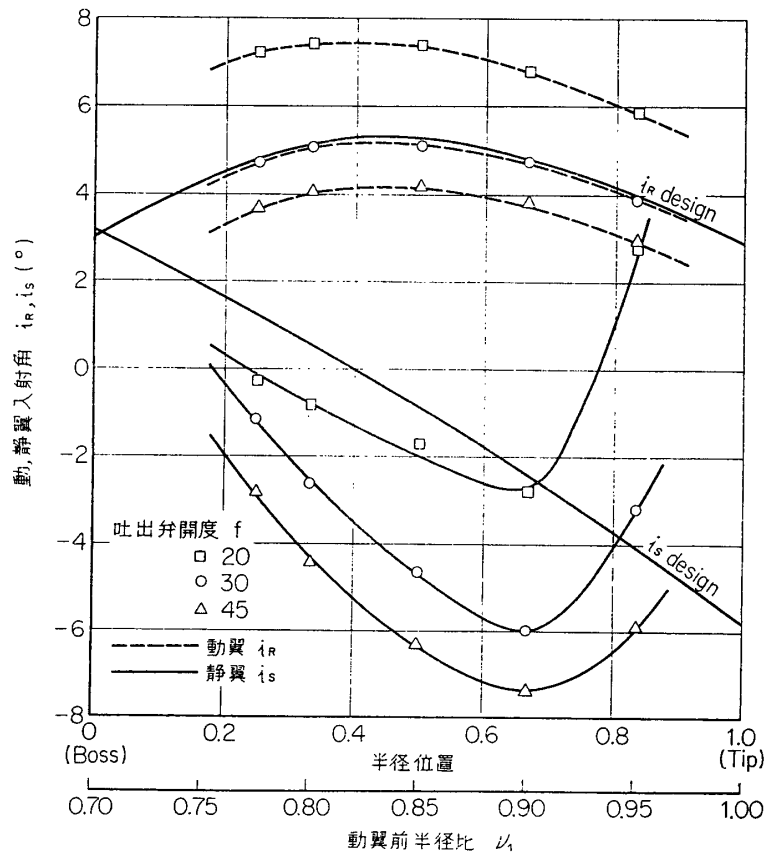


第 23 図 全圧損失係数, 14,000 rpm

を用いる. ここに P_{s2} , P_{t2} はそれぞれ静翼入口の静圧および全圧を表わし, P_{t3} は静翼出口の全圧をそれぞれあらわしている (実際の計算には, 渦巻室前の全圧 P_{t4} を用いた). 翼素を定める流線としては動翼入口部の半径比により $\mu_1=0.95, 0.90, 0.85, 0.80, 0.775$ の 5 断面を用いることにする. 第 22 図および第 23 図には 19,090 rpm および 14,000 rpm の場合の全圧損失係数を, また第 24 図および第 25 図には同じく 19,090 rpm と 14,000 rpm における入射角を各流線について示してある. 図中実線は静翼を, 点線は動翼を示している.



第 24 図 入射角の半径方向分布, 19,090 rpm



第 25 図 入射角の半径方向分布, 14,000 rpm

4.1 設計回転速度 (19,090 rpm) における全圧損失

4.1.1 動翼の全圧損失

第 22 図 (図中点線) において, 相対流入マッハ数が 1 を越す平均半径あたりより翼端側で急激に損失係数が大になる. この傾向は吐出弁開度 $f=20$ の場合の方が $f=30$ に比しはなほだしい. この場合翼端側には衝撃波が発生しており, それによる衝撃波損失および衝撃波と翼背面境界層との干渉による境界層剝離による損失が加わっていると考えられる. 衝撃波損失の計算法は文献 [9] に示されているが, 今回の実験では動翼における衝撃波の発生位置が測定されていないので, ここでは概略の値を知るために文献 [6] によるデータより, 本動翼の翼端での相対流入マッハ数 $M_1' \approx 1.12$ における衝撃波損失を推定すると $\omega \approx 0.07$ 程度と考えられる. いま動翼について $M_1' \geq 1.0$ と考えられる平均半径より翼端側の範囲において全動翼損失係数 ω_R より上記 $\omega \approx 0 \sim 0.07$ を差し引いて見てもなお翼端側で急激に損失が増大していることがわかる. 一方第 24 図 (図中点線) によれば動翼の入射角 i_R は翼端側で設計の半径方向分布の形状より見ると, 翼根側に比し相対的に幾分大きくなっており, 損失最小を与える入射角よりも正の失速側にあるものと推察される. これらのことを考え合わせると, 翼端側においてはこのような条件が重なって損失が大きくなっているものと考えられる. 特に翼端側では吐出弁開度 $f=20$ の方が $f=30$ の場合より損失が大きくなっているが, 入射角は $f=20$ の場合かなり設計値より大きくなっていることと考え合わせ, $f=20$ の方が特に正の失速側に片寄っている結果と考えられる.

一方平均半径附近より翼根側の範囲では損失は非常に小さくなっている. そしてこの範囲ではいづれかと言えば, 翼端側とは逆に吐出弁開度 $f=30$ の方が $f=20$ の場合より損失は大きくなっている. 入射角について見ると上記翼根側の範囲では $f=20$ および $f=30$ の場合, いづれも設計値より小さく, $f=30$ の場合設計値とのずれはよりはなほだしい. このことより翼根側は比較的損失の少ない入射角範囲にはあるが, どちらかといえば負の失速側にあり, このために $f=30$ の方が入射角がより小さいために損失が大きくなったものと思われる.

以上の結果を考え合わせると, マッハ数が 1 に近いところでは翼列の損失の小さい入射角範囲は非常に狭く, 損失の少ない絞り範囲は非常に限定されていることが推察される. 特に翼端部では軸流速度の減少に伴い, 入射角が大きくなり正の失速側に入りやすく, その上衝撃波と背側境界層の干渉により, 更に損失が増大することを考えると, 動翼々端側はあらかじめ幾分小さめの入射角に選定した方がよいように考えられる.

4.1.2 静翼の全圧損失

第 22 図 (図中実線) について見ると全般的に損失が大きく, また吐出弁開度 $f=30$ の方が $f=20$ の場合よりかなり損失が大きい. この場合損失は内周側で特に大きく, 外周側でも多少大きくなっている. 外周側で損失が多少大きくなるのは, 入射角 i_S を見ても外周部のみ極端に大きな値となっているが, 要するに静翼外周側は, 動翼翼端側の剝離流の後流にあるために損失が大きくなったものと考えられるので, このところを除いて考えると内周側に行くに従って損失は大きくなっている. このことは第 9 図の静翼後の断面の全圧分布を見ても, 内周部においては後流の部分が非常に広がっていることからもうなづける. 入射

角についてみると外周部を除いてはいずれも設計入射角より小さく、しかも吐出弁開度 $f=30$ の方が $f=20$ の場合よりかなり小さい。これらを考え合わせると静翼は全般に負の失速側にあり、そのために入射角の小さい $f=30$ の方がより損失が大きくなっていると考えられる。

4.2 低回転速度 (14,000 rpm) における全圧損失

第 23 図において動翼と静翼では吐出弁開度に対する損失係数の傾向が全く逆で、動翼では吐出弁開度を大きくするほど ($f \rightarrow 45$) 損失は小さくなり、逆に静翼では吐出弁開度を小さくするほど ($f \rightarrow 20$) 損失は小さくなっている。先の特性曲線で示したように動翼列のみの断熱効率が吐出弁開度を大きくするほど良くなっているのに対し、段落としての断熱効率は、ある吐出弁開度のところで極大となりそれ以上開度を小さくすると、逆に低下する傾向はこのことからよく理解される。

第 25 図の入射角について見ると当然のことながら、動翼、静翼いずれの場合も吐出弁開度を小さくするほど ($f=20$) 入射角は大きくなる傾向を持っている。このことより、この場合も静翼外周部のみ入射角が大きくなり、損失が増しているのは 19,090 rpm の場合と同様、動翼々端部の損失を受けた流れの場にあるためと考えられるので除外して考えると、14,000 rpm の場合は動翼はこの吐出弁開度の範囲において全般に正の失速側にあり静翼は逆に負の失速側にあることがわかる。

4.3 マッハ数に対する検討

まず動翼の全圧損失について検討を加える。14,000 rpm においては翼根部より翼端部まで、いずれも相対流入マッハ数は 1 以下であるが、19,090 rpm で平均半径附近より翼端側の範囲で相対流入マッハ数は 1 を越す。その結果相対流入マッハ数が 1 を越すと衝撃波の発生により急激に損失が大きくなる。翼端部を除き平均半径より翼根側について比較すると 14,000 rpm においては、吐出弁開度 $f=30$ の場合に入射角は大体設計入射角に近いが、損失はなお大きく、 $f=45$ (開度大) にした場合入射角は設計値よりかなり小さくなるにもかかわらず、損失はかえって小さくなっている。すなわち 14,000 rpm においては損失最小の入射角は設計値よりかなり小さい側 (したがって設計点は正の失速側) にあることになる。一方 19,090 rpm ではやはり翼根側についてみると、吐出弁開度 $f=20$, $f=30$ いずれの場合も入射角は設計入射角よりも小さいが、 $f=20$ の方が設計入射角に近い。一方全圧損失係数 ω_R は $f=20$ の方が $f=30$ に比し幾分小さく、更に吐出弁開度を小さく ($f < 20$) すれば、入射角は設計入射角に近づき損失もなお減少する可能性のあることがうかがえる。これらの点より考えて、19,090 rpm の場合動翼翼根側はいずれかといえば負の失速側にあるものと推察される。この回転速度による特性変化については、損失最小を与える入射角がマッハ数により変化し、マッハ数の小さい範囲ではこの最適入射角は小さく、マッハ数が大きくなって 1 に近づくと、最適入射角は大きくなる傾向を考えるとうなづける結果である。この結果より遷音速圧縮機としては遷音速領域で最適の設計を行なった場合、同一吐出弁開度に対し低速領域で性能がある程度低下することは避けられないものと考えられる。

次に静翼の全圧損失について見ると、先に述べた理由で静翼外周部を除いてマッハ数の高い 19,090 rpm の場合とマッハ数の低い 14,000 rpm の場合とを比較すれば、全体として絞

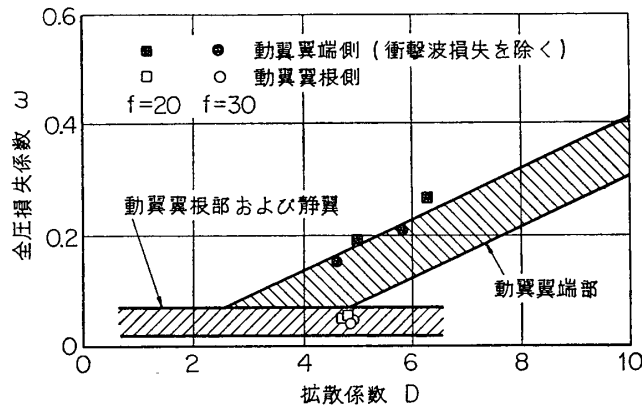
りの影響すなわち損失と入射角との関係は大体同一の関係にあり、すなわちいずれも吐出弁開度を小さくする ($f=20$) と入射角は増大し損失は減少する傾向を示している。このことは静翼に対する入射角が全般的に少し小さすぎ、いずれかといえば負の失速側にあることを示しているものと思われる。

次にもう少し細かく比較すると、たとえば 19,090 rpm の $f=30$ の場合と、14,000 rpm の $f=20$ の場合では全般的に入射角は近い値を示しているが、損失はマッハ数の高い、19,090 rpm の方がかなり大きくなっている。また全般に静翼では内周部の方がマッハ数が高く損失も大きくなっており、この傾向はマッハ数の高い 19,090 rpm の方がより顕著にあらわれている。これらのことから全般的にマッハ数が高くなると損失は増大すると共に損失の少ない入射角範囲は狭くなり、しかも入射角に対する損失増加の傾斜も急になってきていることがうかがえる。

4.4 全圧損失と拡散係数との関係

使用マッハ数の高い軸流圧縮機の設計に際し、翼列の負荷の程度を表わす目安の一つとして Lieblein [5] により次式で示す拡散係数が提案されている。

$$D = \frac{w_{\max} - w_2}{w_1} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2\sigma\omega_1} \quad (15)$$

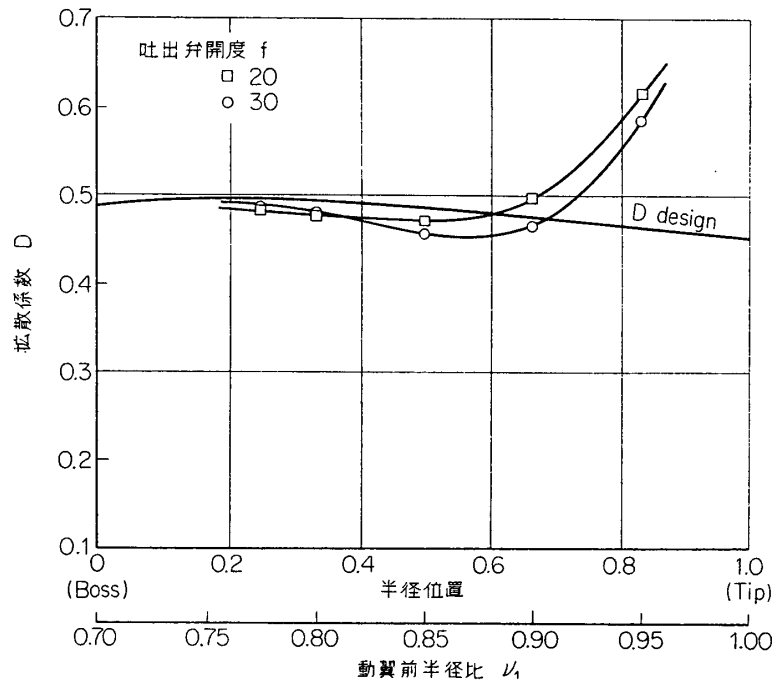


第 26 図 全圧損失係数と拡散係数の関係

そしてこれまでに NACA の遷音速軸流圧縮機に関する実験結果より得られた、翼列の損失係数と拡散係数との関係が第 26 図の斜線で示すような帯状の結果にまとめられている [6]。これらのデータは試験用圧縮機での測定値によるもので、かなりの散らばりがあるので図のような幅をもった関係になって示されている。図で右上りの帯の部分には動翼翼端部のデータを示している。ただしこの場合は衝撃波損失の分は差し引いてある。

今回の実験の場合静翼に関しては、先に述べたように全般的に入射角が少し小さすぎて、

いずれかというとな負の失速側に近いため、本来翼の背面（負圧側）の圧力勾配に関連して定めた拡散係数と比較することは意味がなさそうなので、ここでは動翼の全圧損失についてのみ検討することにする。第 27 図は動翼における拡散係数の半径方向の分布を設計値と比較したもので、図より顕著なことは翼端部を除いては、比較的設計値に近い値を示しているが、翼端部では設計値よりかなり大きな値を示している。これは翼端部で流出速度が設計値より小さくなり過ぎたためである。第 26 図上に今回の実験における翼端側および翼根側における動翼の全圧損失係数を 19,090 rpm, 吐出弁開度 $f=20$ および $f=30$ の場合について記入してある。この場合翼端側の全圧損失係数には衝撃波損失の分を除外して示されている（今回の実験では翼端の相対マッハ数は 1.12 程度であるので衝撃波損失の分は翼端において 0.07 程度と推定される。文献 [6] 参照）。図よりわかるように大体の傾向としては、NAC A のデータと近い値を示している。

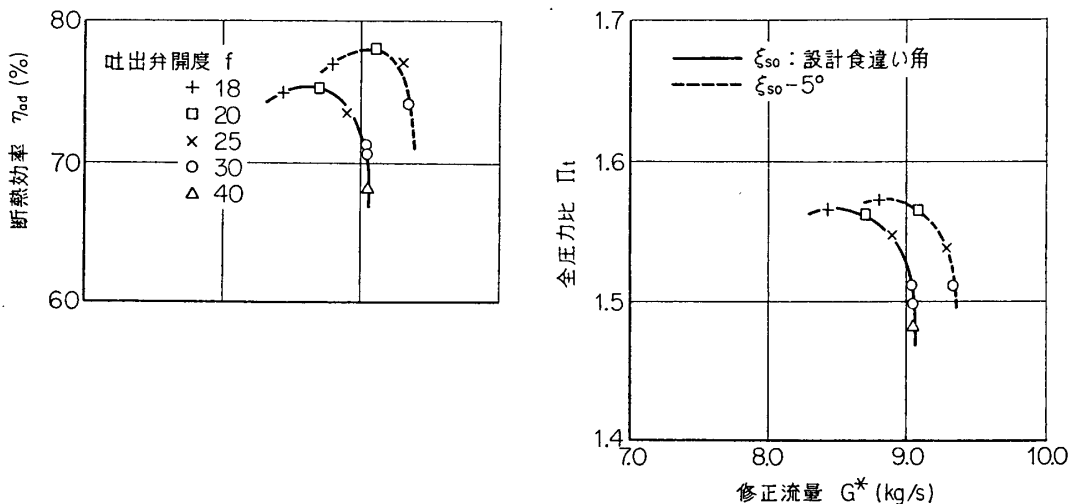


第 27 図 拡散係数の半径方向分布

この結果からも動翼設計に際し翼端部を除いては、拡散係数 $D < 0.6$ 程度に選ばばよさそうなことはわかるが、翼端部についてはかなり問題がありそうである。すなわち本機の場合にも設計においては、動翼々端部では $D \approx 0.45$ に選んだわけであるが結果は $D = 0.6$ 程度となって現れ、損失もそれに応じて非常に大きくなっている。動翼翼端部は設計時にたとえ拡散係数をかなり小さくとっても衝撃波損失は免れず、また衝撃波と境界層との干渉による剝離などもある程度避けられないように思われ、この結果動翼出口側の流速が小さくなり、拡散係数が設計値よりも大きくなる結果となる。従って動翼翼端部の設計に際しては、翼端部の仕事を減らし、あらかじめ拡散係数を十分小さくするか、またはあらかじめ半径方向の損失分布を考慮に入れた設計を行なうべきであろうと思われる。

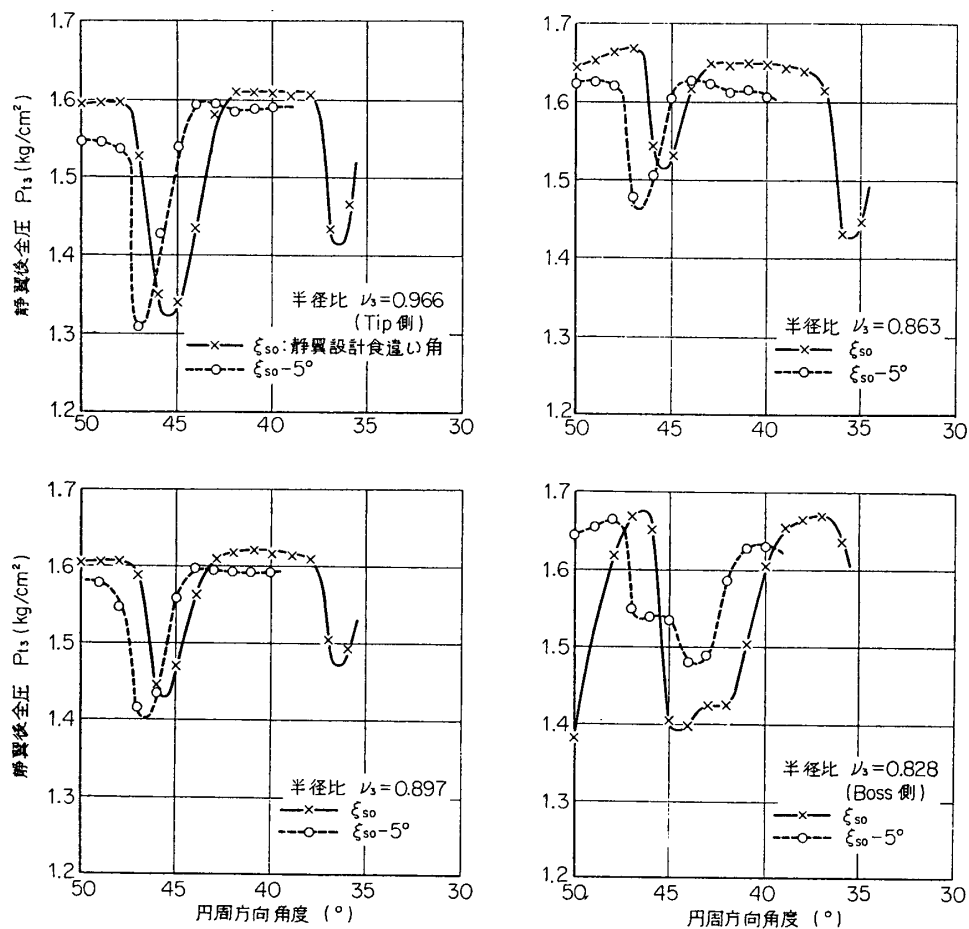
5. 静翼の食い違い角を変えた場合の特性

これまでの検討の結果設計回転速度において、動翼の翼端側の入射角は多少小さくした方が良さそうなことおよび静翼の入射角が全般に小さ過ぎることが分った。本機の構造上、動翼の食い違い角を変えることはできないが、静翼の取り付けは自由に回転することができるので、静翼の食い違い角を設計値より 5° 小さくして実験を行なってみた。第 28 図に設計回転



第 28 図 静翼食い違い角による特性曲線の変化, 19,090 rpm

速度 19,090 rpm における特性曲線を設計食い違い角の場合のものと比較して示してある。図からわかるように食い違い角を立てたことにより流量は 3~4% 増加しているのに対し、最高圧力比は大體似た値を示している。しかし最高圧力比を示す吐出弁開度は、設計の場合より幾分開いた方に移動している。一方断熱効率について見ると、設計の場合より約 3% よくなっており、最高効率点も多少吐出弁開度を開いた側に移動していることがわかる。第 29 図には吐出弁開度 $f=20$ の場合それぞれの半径比のところの静翼後の全圧分布が設計食い違い角の場合と比較して示してある。図からわかるように静翼後流以外の部分では、設計の場合に比し全圧が多少小さくなっている。これは流量増大の結果、動翼の圧力上昇が多少小さくなった結果と考えられる。しかし静翼後流の周方向の拡がりも設計の場合に比し小さくなっており、特に内周部附近の静翼後流の圧力損失はかなり減小しているように見える。これらの点よりみて全体として、静翼の損失が減っていることが推察できる。しかし静翼の食い違い角を小さくしたことによる静翼への入射角の増大は、流量増大のために入射角が減少することによって一部打消されているので、実質的には 2° 程度の入射角の増大に止まっているものと思われる。一方動翼について考えると、流量増大の結果、動翼としては先に示した特性上効率の良くなる方向にあるので、段落としての効率上昇の中には、この分も含まれているものと思われる。いずれにしても静翼の食い違い角を小さくすることにより、静翼の効率も幾分改善され、同時に動翼とのマッチングも良い方向に移向した結果、ある程度の効率改善が得られたものと思われる。

第 29 図 静翼食違い角による静翼後全圧分布の変化, 19,090 rpm, 吐出弁開度 $f=20$

総 括

遷音速領域で作動する遷音速軸流圧縮機を試作し、その性能解析を行なった。得られた結果は、設計回転数 19,090 rpm において最高効率点の圧力比は 1.58 程度で設計圧力比よりやや低い値になり、断熱効率は 75.5% と設計値に比較しかなり悪い値になっている。動翼出口での圧力比は 1.65 程度の値が得られ効率も 90% 近くが得られているが、静翼の効率が予想外に悪く上記の値に止まった。これは遷音速領域における翼列特性として最適入射角範囲がかなりせまいため動、静翼列のマッチングを取ることがむづかしいが重要であることを示すもので、本機の場合静翼の改善により全体の性能を改善する余地は残されている。性能解析の結果を要約すると下記のごとくなる。

1) 動翼に関しては特に超音速領域に入ると翼端側において衝撃波損失、並びに衝撃波と背側境界層との干渉による境界層剥離などのため損失が急激に増大するが、翼根側の損失はかなり小さい。

2) 静翼に関しては、全般に入射角が低めでやや負の失速側にあり損失がかなり大きい。特に高亜音速で作動する設計回転速度においては相対的にマッハ数の高い内周部の損失が著

るしい。

3) 静翼の流出角は高亜音速領域に入ると増大する傾向が見られる。

4) 軸流速度分布については動翼々端部で低下が著るしい。これに伴い動翼々端部の拡散係数は設計値に比しかなり大きくなる。

5) 以上の結果より対策としては、動翼の設計に対しては翼端部の仕事を減少するか、あらかじめ半径方向の損失分布、軸流速度分布などを考慮することが望ましい。また動翼々端部の拡散係数を減らす目的で動翼外周のケーシングを絞ることは、有効であろうと考えられる。

6) 静翼の入射角を増大する目的で静翼の食違い角を設計値より 5° 小さくして行なった結果、流量増大に伴い入射角の増大は半ば相殺されたが、静翼の損失はやや改善され、流量増大に伴う動翼の効率増加と相まって 3% 程度の効率改善が得られた。

終りに臨み、本実験の遂行にあたり終始協力を願った梅崎謙勝君ならびに研究室諸兄に対し感謝の意を表します。

1965 年 6 月 14 日 原動機部

記 号

i	入射角	deg	w	相対流入出速度	m/s
β_{1b}	翼の入口角	"	U	周速度	m/s
β_{2b}	翼の出口角	"	n	回転速度	rpm
α_1	流入角	"	ν	ボス比	
α_2	流出角	"	P_t	全圧	kg/cm ²
β_1	相対流入角	"	P_s	静圧	kg/cm ²
β_2	相対流出角	"	Π_t	圧力比 (全圧比)	
ε	転向角	"	T_t	全温	°K
δ	偏差角	"	T_s	静温	°K
θ	そり角	"	γ	比重量	kg/m ³
c	翼弦長	mm	c_p	定圧比熱	kcal/kg°C
S	ピッチ	mm	K	比熱比	
σ	ソリデイテイ	c/s	R	ガス定数	kgm/kg°K
ξ	くい違い角	deg	J	熱の仕事量	kgm/kcal
c	流入出速度	m/s	g	重力加速度	m/s ²
a	音速	m/s			
r	半径	mm			

サフィックス

R 動翼列

S 静翼列

a 軸方向成分

- u 周方向成分
- r 半径方向成分
- 1 動翼前
- 2 動翼後 (静翼前)
- 3 静翼後
- 4 渦巻室前 (静翼後 5.5 倍翼弦長)

参 考 文 献

- [1] Members of the Compressor and Turbine Research Division, Lewis Flight Propulsion Lab.: Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors, NACA RM E56B03 a, 1956.
- [2] Linwood, G.W. and Richard, S.: Throat-Area Determination for a Cascade of Double-Circular-Arc Blades, NACA RM E55H25a, 1955.
- [3] Howell, A.R.: Fluid Dynamics of Axial Compressors, Proc. I.M.E., Vol. 153, 1945.
- [4] Zweifel, O.: The Spacing of Turbo-Machine Blading, especially with Large Angular Deflection, The Brown Boveri Review, Dec., 1945.
- [5] Lieblein, Seymour S.F.C. and Broderick, Robert L.: Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements, NACA RM E53D01, 1953.
- [6] Miller, G.R., Lewis, G. W. Jr. and Hartmann, M. J.: Shock Losses in Transonic Compressor Blade Rows, Trans. of the ASME, Jour. of Engineering for Power, Vol. 83, Jul., 1961.
- [7] Carter, A.D.S. and Hughes, H.P.: A Theoretical Investigation into the Effect of Profile Shape on the performance of Aerofoils in Cascade, A.R.C. R & M, No. 2384, Mar., 1946.
- [8] ガスタービン・ジェットエンジン・ロケット, 熱機関大系 4, p. 86, 1956.
- [9] Miller, G. R. and Hartmann, M. J.: Experimental Shock Configurations and Shock Losses in a Transonic Compressor Rotor at Design Speed, NACA RM E58A14b, 1958.