

小型ラジアルタービンの性能 (第2報)

熊谷 直宜* 宮城 靖夫* 比気 正* 藤本 康*

A Study on the Small Radial Gas Turbine (2nd Report)

By

Naoyoshi Kumagai, Yasuo Miyagi, Tadashi Hiki and Yasushi Fujimoto

In our previous report, the design features and the experimental results of our first test turbine for the study of the small radial turbine were described.

The experiment showed that the shapes of exducers would have strong influence on the performance of a small radial turbine.

Accordingly, a test was carried out with four kinds of exducers with different axial flow velocity distribution and blade profiles.

The second test turbine has the rotor of 58 mm in diameter (76 mm for the previous turbine), the speed of 100,000 r.p.m., the expansion ratio of 3.5 at the design point and uses air bearings.

Experimental results obtained will be useful in providing data for choosing the profile of an exducer.

The best turbine efficiency of 78% was obtained for this new turbine. Though this figure is not sufficient for its use as the power element of a gas turbine engine and should further be improved by aerodynamic refinements, there will be applications where the small bulk and light weight of high speed radial turbines are important and the efficiencies are not so critical.

1. ま え が き

前報¹⁾において小型高速ラジアルタービンの設計法と試作タービンによる実験結果を示したが、タービン出口部の形状は効率に大きな影響を与え、特に出口翼の取付けは小型タービンであつても重要であることがわかつた。

また軸受は球軸受を使用していたが、並行して研究していた空気軸受に改造したところ軸受摩擦損失の減少により約10%のタービン効率の上昇が得られた。

以上の結果に基づき本報告では空気軸受を使用し、より高速の小型空気ラジアルタービンを試作し、特に出口翼は翼の形状によつて効率上昇を期待できるので、設計において、翼出口での軸流速度が全半径で一定となるようにしたものと、ボス付近で最大に外周部

ではほぼ零となるようにしたものの2種類を用い、またそれぞれについて翼型曲線を円弧のみのものと、円弧と直線を組み合せたものを作り、合計4種類について実験を行なつた。

実験では出口軸流速度一定型が良い結果を得たが、工作精度の影響も大きい。

2. 実 験 装 置

2-1 記号および添字

本報中で使用する記号および添字を次に示す。

A	面積	m^2
c_0	入口状態から大気圧まで膨張した時の理論速度	m/s
G	流量	kg/s
G^*	修正流量	$m^2 \sqrt{\sigma K} / s$
L	出力	kgm/s

* 機関開発部

L^*	修正出力	$\text{m}^3/\text{s} \sqrt{^\circ\text{K}}$
N	回転数	r.p.m.
P	全圧	kg/m^2
p	静圧	kg/m^2
Q	トルク	kgm
Q^*	修正トルク	m^3
R	半径	m or mm
Re	レイノルズ数	
T	全温度	$^\circ\text{K}$
u	タービンの周速	m/s
v	軸流速度	m/s
ε	膨張比	
η	効率	
θ	出口絶対速度と軸のなす角	$^\circ$
ρ	密度	kgs^2/m^4
Ψ	流量係数	

添字

- 0 : タービン入口 (全圧状態)
 1 : ノズル出口または動翼入口
 2 : 動翼出口
 a : 大気

2-2 試作空気タービン2号機

実験に使用した小型ラジアルタービンは、1号機よりも小型で高出力を得るために高膨張比、高速回転を目標にして設計を行なった。

その設計は前報で示した方法にしたがいがい設計点に次の値を与えて行なった。

$$L = 2250 \text{ kgm/s} = 30 \text{ PS}$$

$$N = 100,000 \text{ r.p.m.}$$

$$T_0 = 373^\circ\text{K}$$

$$\frac{P_0}{p_a} = 3.5$$

ノズル取付角、出口流速は円周ノズル取付角が 20° 前後になるようにし、動翼出口流速のマツハ数が 0.7 を越えないよう動翼寸法を定めると設計値は次表に示すものとなつた。

小型ラジアルタービン2号機設計値

流量	0.25 kg/s
膨張比	3.5
入口温度	373°K
回転数	100,000 r.p.m.
出力	30 PS
動翼外径	58 mm

動翼出口外径	42.5 mm
動翼出口ボス径	10 mm
動翼入口巾	6.7 mm
動翼羽根枚数	10枚
ノズル平均流出角	18.3°
ノズル枚数	12枚
ディフューザ拡り角	15°
ディフューザ開口比	6

タービン動翼の出口翼は取りはずし可能にして図1および図2に示す4種類を製作した。

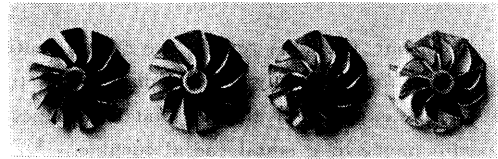


図1 タービン出口翼4種

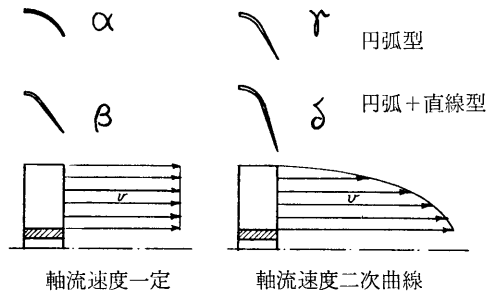


図2 出口翼

図中 α と β は前報の設計計算で示したようにタービン出口軸流速度を設計点で半径方向に一定としたものである。

γ と δ は水町氏の論文で示された方法にしたがいがいタービン出口軸流速度を出口翼外周で零、ボス付近で最大となる二次曲線で与えたものである。

上述の二つの軸流速度分布の違いによる設計上の得失は、

- ① 動翼出口の外径およびボス径が決められた場合、軸流速度を一定に設計する方が最大速度が低い。
- ② 動翼出口にディフューザを設け、タービン出口の速度エネルギーの圧力への転換を計る場合、軸流速度を一定にする方がディフューザ効率が良いと思われる。
- ③ 軸流速度二次曲線型の出口翼の相対流出角が外周部で小さくなるため翼の曲りが大きく、したがって良好な翼列形状を得るためには翼弦長が長くな

り、工作上および強度上不利である。
等が考えられる。

ここでタービン出口の速度分布に2つの異なつた形を生じた理由は、前報に記すごとく軸流速度一定の方は動翼内においてポリトロープ指数一定の法則にしたがう膨張を仮定したことに基づき、半径方向に軸流速度が変化するのは動翼内膨張に対して一定の速度係数を仮定したことによる。この両者の優劣は上に述べた設計上、工作上の点からでなくいずれがより実際の流れをよく近似しており、その結果として高いタービン効率を得られるかによつて決められるべきであろう。本実験で両方の設計法による出口翼を使用した理由もそこにある。

α , β および γ , δ 間の相違は α と γ はその翼形が円弧からなるもので、 β と δ は (円弧+直線) 型にしたものである。 α と γ は β と δ に比し外周部の弦長が短い。

2種類の翼形を用いた理由は、予想される実際の流れの相違が性能に及ぼす影響をしらべ、翼形の設計資料を得るためである。

2-3 空気軸受

前報の末尾で1号機の軸受を球軸受から空気軸受に改造したものについて述べたが、2号機は最初から空気軸受を使用することにした。

空気軸受の研究は小型タービン用として、ほぼ2号

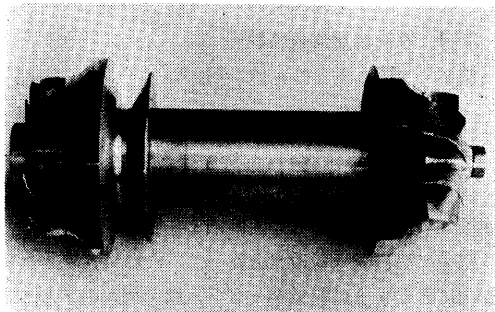


図3 ローター、右側はタービン翼車、左側は動力計用遠心圧縮機翼車

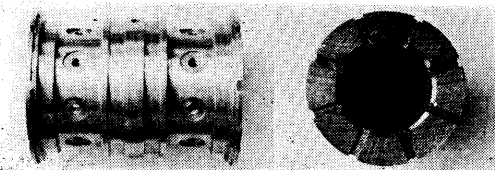
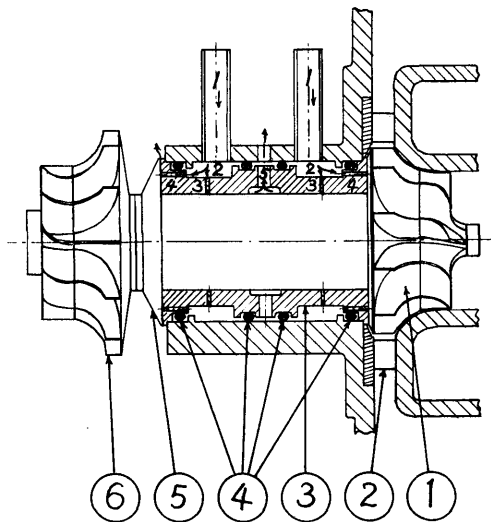


図4 空気軸受ブッシュ

機と同一寸法の軸受試験機を作つて実験を行ない、そのデータによつて2号機の軸受設計を行なつた。

軸受部の構造を図5に、要目を次表に示す。



①タービン ②ノズル ③ブッシュ
④リング ⑤スラスト受板 ⑥動力計翼車

図5 2号タービン断面図

空気軸受部要目

軸受径	30 mm
軸受長さ	65 mm
スラスト軸受外径	52 mm
軸とブッシュのすき間	5.5 mm 半徑 100
スラスト面のすき間	7.5 mm 片側 100
軸受供給空気圧	3.5 kg/cm ² ゲージ
軸受出口空気圧	大気圧 (一部タービン翼車背面圧)
軸受空気流量	7 gr/s
ラジアル方向ノズル	2列×3φ×4 コ
スラスト面ノズル	2面×0.5φ×8 コ

空気軸受の作動状態は、図5において、軸受用圧縮空気が1を通り2のブッシュ外室に入つて3および4のノズルからラジアル面およびスラスト面に噴出し、上下、左右および前後の静圧差によりローターを中空に保持して、大部分は5または直接トルクメータ側スラスト面外周部から外気中に放出されるが、一部はタービン翼車背面に流出する。

試作機では共振点通過の際の振動や、過負荷運転時

のローターとブッシュの接触によるかじりを少なくするため、スピンドル油を霧化して混入している。霧化装置は Norgren の Micro-Fog Lubricator (現在はルブリケータまたはオイラーと呼ばれる国産品もある) を使用し軸受空気供給管の分岐部の直前に置かれている。スピンドル油の混入量は 1.5 g/hr 程度の極微量である。

軸受材質はロータ、ブッシュおよびスラスト板ともにクロームモリブデン鋼を用い、熱処理をほどこした。

2-4 計測装置

計測装置はほとんど1号機と同一のものを使用した。流量計のみは前に使用していた丸型ノズル流量計が実験途中で不適当なことがわかり、オリフィス型流量計と交換した。

このため丸型ノズル流量計を使用していた前報の実験による流量特性とタービン効率に少し訂正しなければならないが、このことについては第4章で述べる。

圧縮空気は電熱による空気加熱器を通つてタービンに入るが、タービン入口温度はサーミスタによる自動温度調節器で一定に保たれる。

タービン入口温度はサーミスタおよび銅コンスタンタン熱電対によりタービン渦巻室入口で計測し、チェックのためノズルの前、半径方向に約15mmの位置4カ所に銅コンスタンタン熱電対をおいた。

動力計は1号機と同様に、遠心圧縮機型空気動力計で、大小2個の翼車により吸収馬力を広い範囲に変えられるようにした。

タービン出口状態を測定する3孔円柱型ヨーメータは前報の4mmφから2.5mmφに変更した。

3. 実験結果

実験はスラスト空気軸受の安定限界のため、設計点の膨張比まで圧力をあげることができず、膨張比2.5までについて行なった。

スラスト軸受の安定限界とは、同一膨張比で低回転から高回転まで運転するとき、低回転ではタービン側に引張られ、高回転になるにつれて動力計の入口を絞るため、動力計翼車前面の負圧が大きくなり、動力計側にロータが引張られる。したがってタービン側スラスト軸受の間げきは狭まくなり、動力計側は広くなる。この時スラスト面の間げきと回転数の関係で決まる不安定領域に入ると振動を起し、運転不能になるこ

とを指す。この挙動についてはまだ詳しく分らないため、現在理論的および実験的に解明中である。

図6~16において $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ は2-2に述べたタービン出口翼の形状による分類で、 α' は α が翼根附近の曲りが工作上のミスで小さく、これを設計図面により近くなるように手直しを加えた翼であり、 α'' は α' とほぼ同程度の工作精度と形状をもつ。

記号の後にある数値はノズル平均流出角を示し、円周ノズルを直線翼列に写像したときのオープニング0とピッチ t との関係から次式により求めた。³⁾

$$\text{ノズル平均流出角} = \sin^{-1} \frac{0}{t}$$

横軸の u_1/c_0 は動翼周速とタービン入口状態から出口圧まで膨張したときの理論速度 c_0 の比(速度比)である。

パラメータの膨張比 ϵ はタービン入口全圧 P_0 と大気圧 p_a との比である。

$$\epsilon = \frac{P_0}{p_a}$$

タービン出口部には流出速度エネルギーを回収するために出口拡大管(ディフューザ)をとりつけてある。したがってタービン翼出口直後の静圧 p_2 は大気圧 p_a よりも低く、タービン翼内部の膨張比 $\frac{P_0}{p_2}$ は $\frac{P_0}{p_a}$ よりも大となる。この量は設計点で p_2 が大気圧 p_a よりも約80mmHg低くなるので $\frac{P_0}{p_a} = 3.5$ ならば $\frac{P_0}{p_2} = 3.9$ となり、膨張比で約11%大きくなる。

3-1 タービン流量特性

流量は次式による修正値を用いた。

$$G^* = \frac{G \sqrt{T_0}}{P_0} \quad \frac{m^2 \sqrt{\circ K}}{s}$$

図6に出口翼を変えた場合の修正流量特性を示す。4種類の出口翼による差異はほとんどみられない。

図7に出口翼 α を改良した α'' について、タービン動翼はそのままにしてタービン入口ノズルのノズル角度を平均流出角が20~30°と変化させた場合を示す。

記号の後の数字は大略のノズル平均流出角であり、正確な数値は18.3°(設計点), 25.5°, 29°である。

ノズル角度を変化させると全速度比にわたつてほぼノズル喉面積に比例して流量が変化するが、流量変化率を G^*_{25}/G^*_{20} および G^*_{30}/G^*_{20} ($G^*_{20}, G^*_{25}, G^*_{30}$ はそれぞれノズル流出角が20°, 25°, 30°のときの修正流量)で示し、横軸に膨張比 ϵ をとると図8となる。

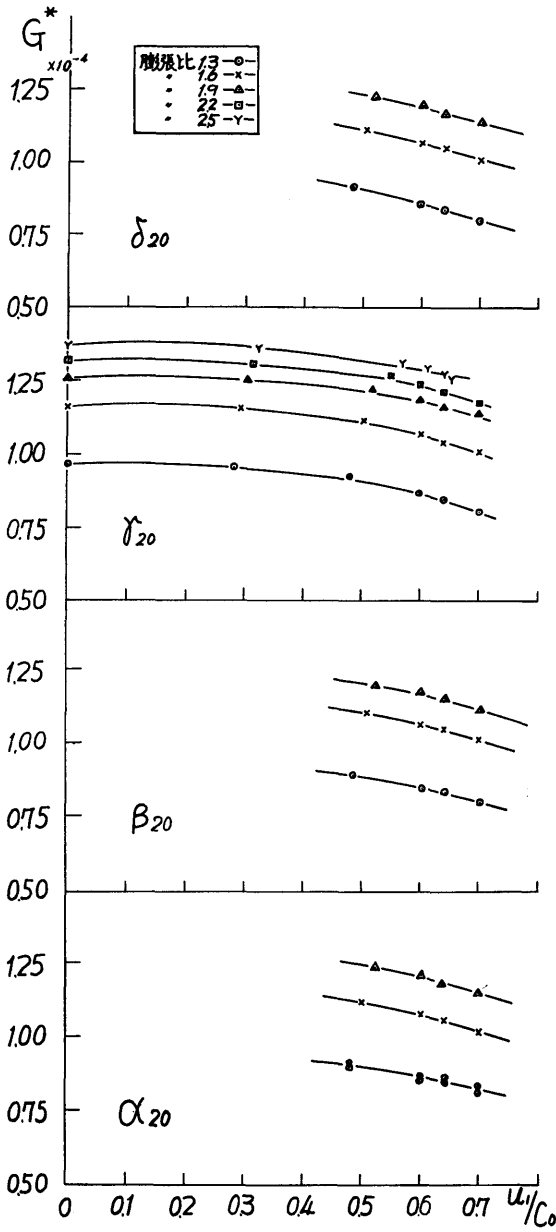


図 6 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ の流量特性

ノズル角 25° と 30° の間の流量変化率は、ほぼ完全に喉面積比と一致するが設計角に対しては 25°, 30° ともに高膨張比になるにしたがつて変化率が減少している。

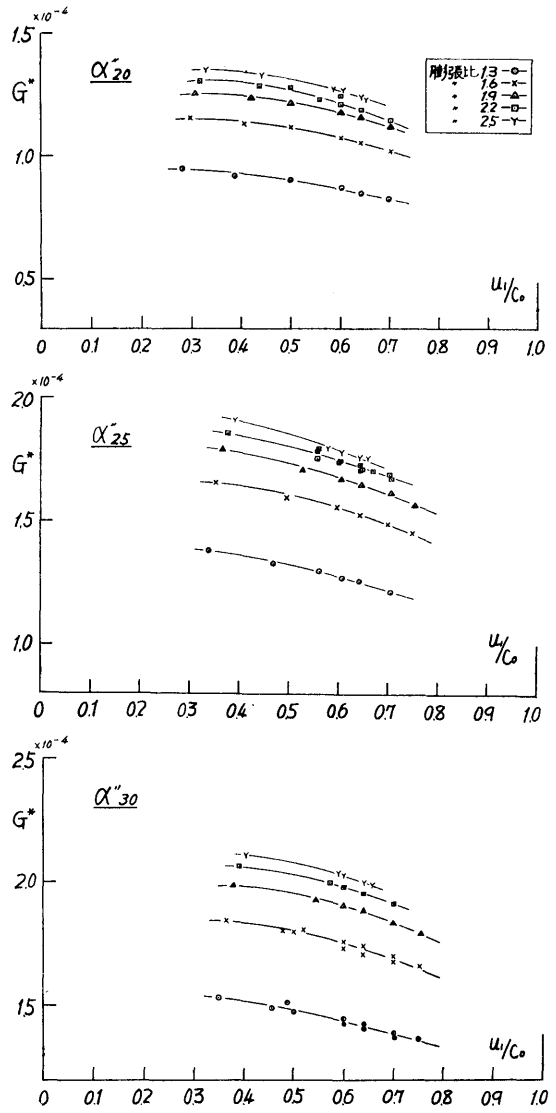


図 7 ノズル角度を変えた場合の流量特性

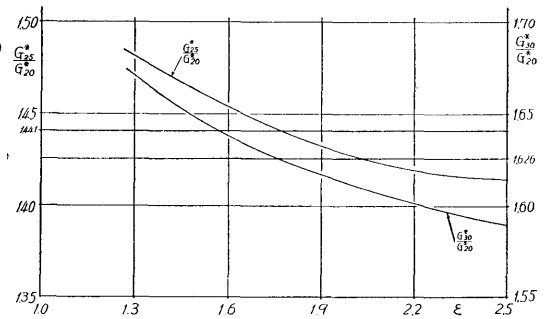


図 8 ノズル角度を変えた場合の膨張比に対する流量変化率

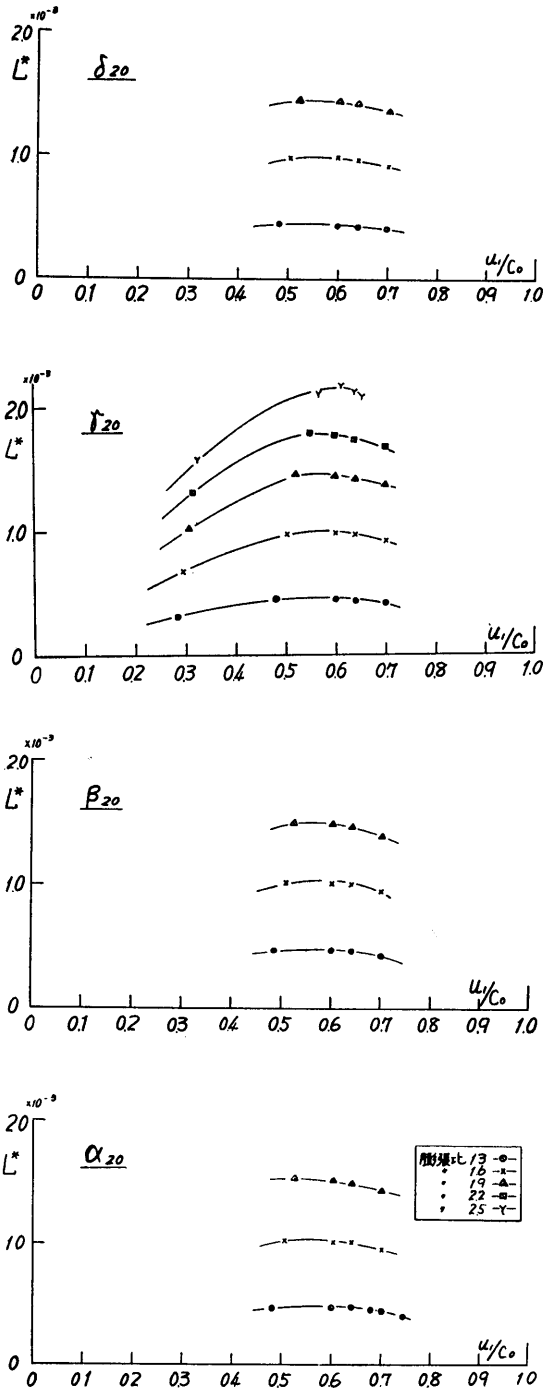


図 9 α , β , γ , δ の出力特性

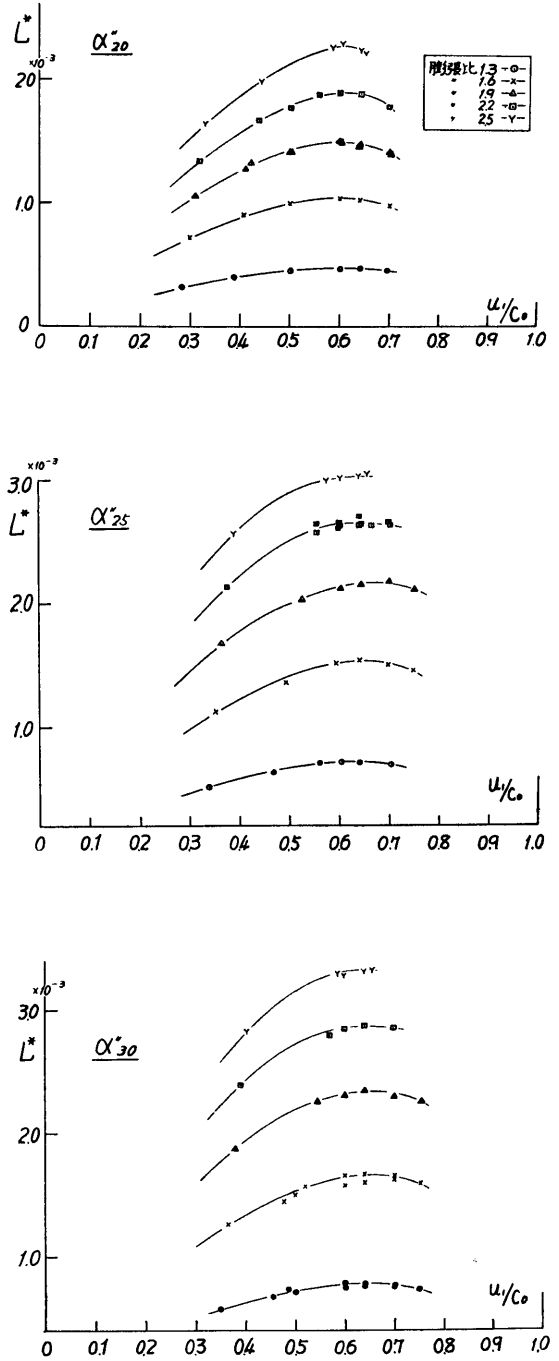


図 10 ノズル角度を変えた場合の出力特性

3-2 タービン出力特性

出力は次式による修正値を用いた。

$$L^* = \frac{L}{P_0 \sqrt{T_0}} \quad \frac{m^3}{s \sqrt{^\circ K}}$$

図9に $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ の修正出力特性を示す。 α と β および γ と δ はそれぞれ膨張比, 速度比に対する出力の関係がほとんど等しいが, α, β と γ, δ とでは α, β の方が約5%いずれの膨張比でも出力が大きい。

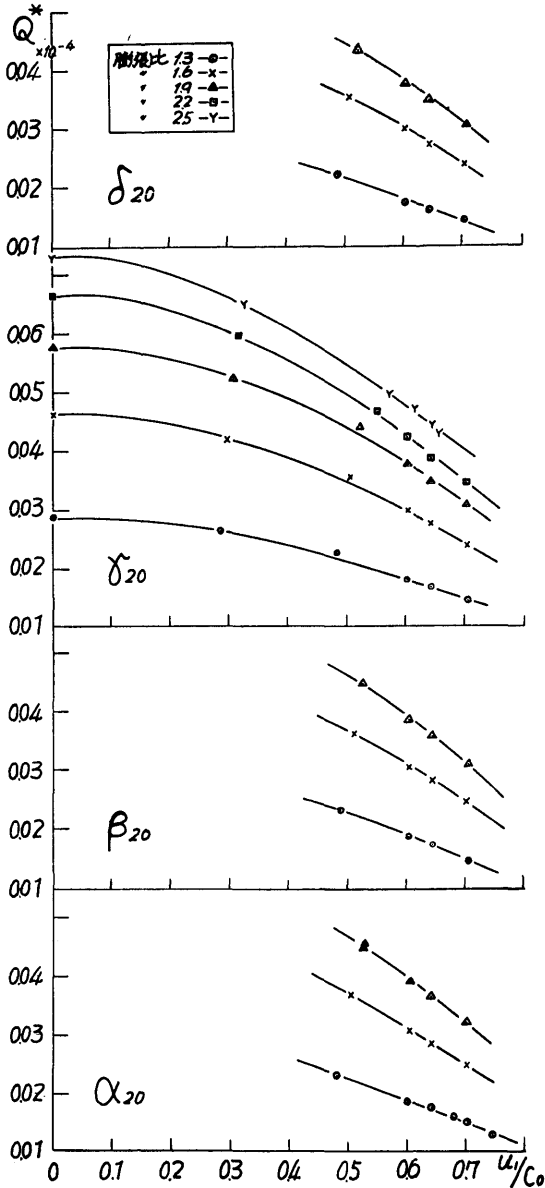


図 11 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ のトルク特性

い。

図10にノズル角を変えた場合の修正出力特性を示す, 設計ノズル角 20° では出力最高点は, 膨張比にかかわらず $u_1/c_0 \cong 0.6$ である。ノズル角 25° では $u_1/c_0 \cong 0.64$, 30° では $u_1/c_0 \cong 0.66$ で最高になり, ノズル角が大きくなるにしたがって出力最高点は u_1/c_0 の大きい方に移動する。

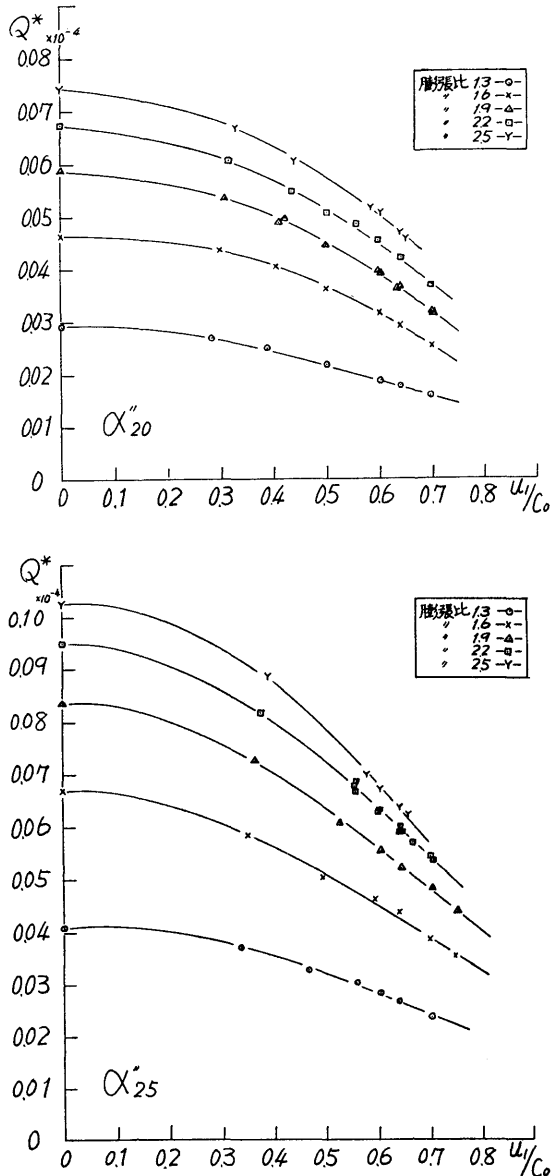


図 12 ノズル角度を変えた場合のトルク特性 (その1)

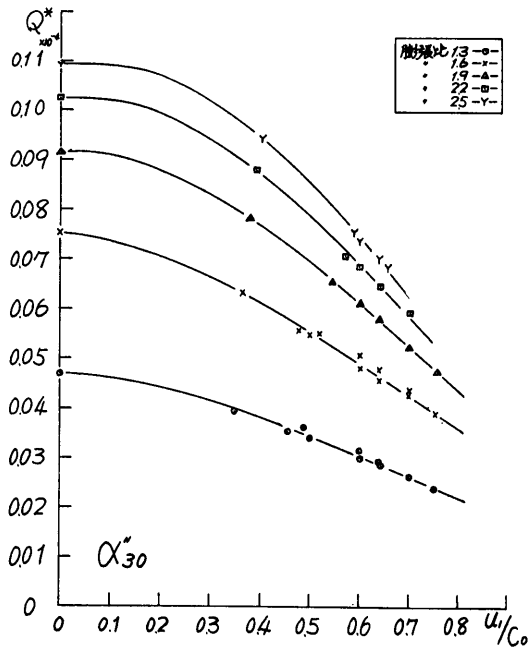


図 12 (その2)

3-3 タービントルク特性

トルクは次式による修正値を用いた。

$$Q^* = \frac{Q}{P_0} \quad m^3$$

図11に α , β , γ , δ のトルク特性を示す。これも出力と同様に α と β および γ と δ はおのこの等しいが、 α , β と γ , δ とでは5%ほど α , β のトルクが同一速度比、膨張比で大きい。

図12にノズル角を変えた場合のトルク特性を示す。設計ノズル角に対して 25°, 30° は u_1/c_0 の小さいところと膨張比の大きいところではノズル喉面積比よりも小さく、低膨張比の u_1/c_0 の大きいところでは喉面積比よりも大となる。しかし喉面積比より大きくなる割合もノズル角 25° 附近で極大となり、以後減少する。膨張比 2.5 では設計ノズル角のトルクにくらべノズル角 25° で喉面積比の95%, 30° で90%のトルクがほぼ全速度比の範囲で得られた。

3-4 タービン効率

タービン効率は次式で計算されたものである。

$$\eta_t = \frac{\text{動力計により計測した出力}}{\text{入口状態から大気圧までの理論断熱膨張仕事}} = \frac{\text{真の出力} - \text{軸受摩擦仕事}}{\text{真の出力} - \text{軸受摩擦仕事}}$$

(102)

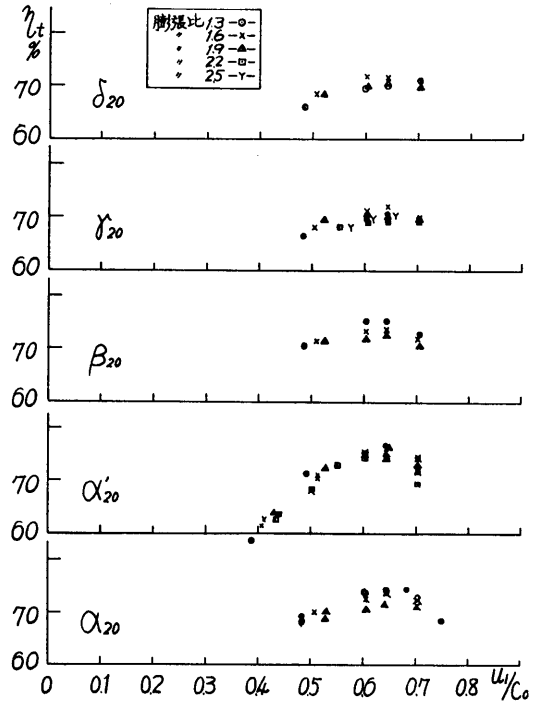


図 13 α , β , γ , δ のタービン効率

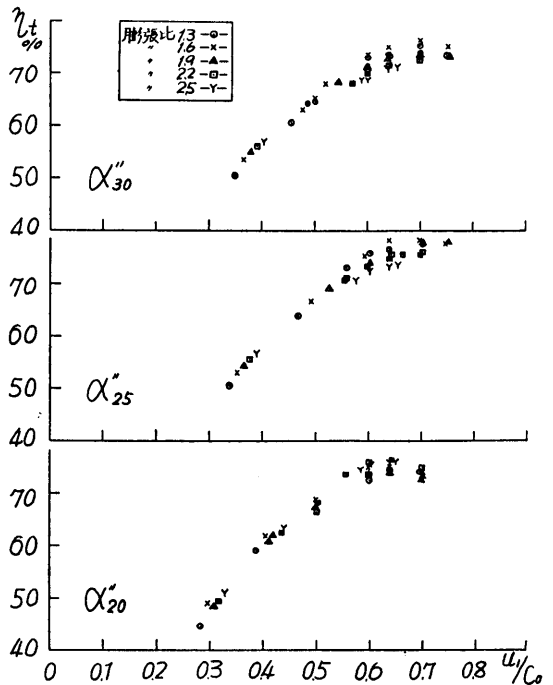


図 14 ノズル角度を変えた場合のタービン効率

$$= \frac{L}{GC_p J T_0 \left\{ 1 - \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right\}}$$

但し C_p : 定圧比熱

J : 熱の仕事当量

図13に $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ のタービン効率を示す。流量は4種ともほぼ等しいため出力の差がそのまま効率にあらわれ、 α と β はほぼ等しく最高74%、 γ と δ は約70%が得られた。

膨張比の変化によるタービン効率の変化は明らかでなく、実験誤差の範囲内にあるが、タービン効率に及ぼす膨張比の影響は少ないことが認められる。これはWood³⁾により指摘されたようにラジアルタービンの一つの利点と考えられる。

出口翼 α を設計図面に近くなるよう修正した α' は最高効率76%を出した。

図14にノズル角を変えた場合の効率を示す。設計ノズル角では設計通り $u_1/c_0=0.64$ 付近で最高になりタービン効率 75~77%が得られた。ノズル角 25° では最高点が $u_1/c_0 \cong 0.67$ で最高効率は膨張比 1.6 のとき 78%、以後膨張比が増すにつれ低下し膨張比 2.5 では 73.5%となった。ノズル角 30° では最高効率点は $u_1/c_0 \cong 0.7$ で膨張比 1.6 のとき 76%となり、以後膨張比が増すにつれ低下し、膨張比 2.5 では 71%となった。

ノズル角を大きくした時に膨張比が大きくなると効率が低下するのは、動翼入口の衝突損失およびノズル喉面積増加による流量増加でタービン出口流出速度エネルギー損失が増えるためであろうと思われる。

軸受損失の割合は空気軸受を使用しているため非常に小さく、空気軸受単独試験の結果からみて 0.4~1

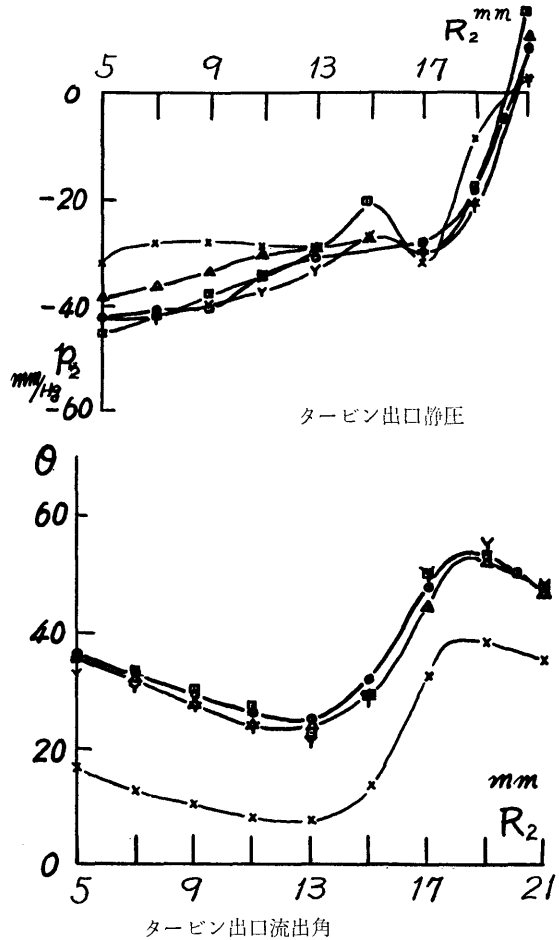
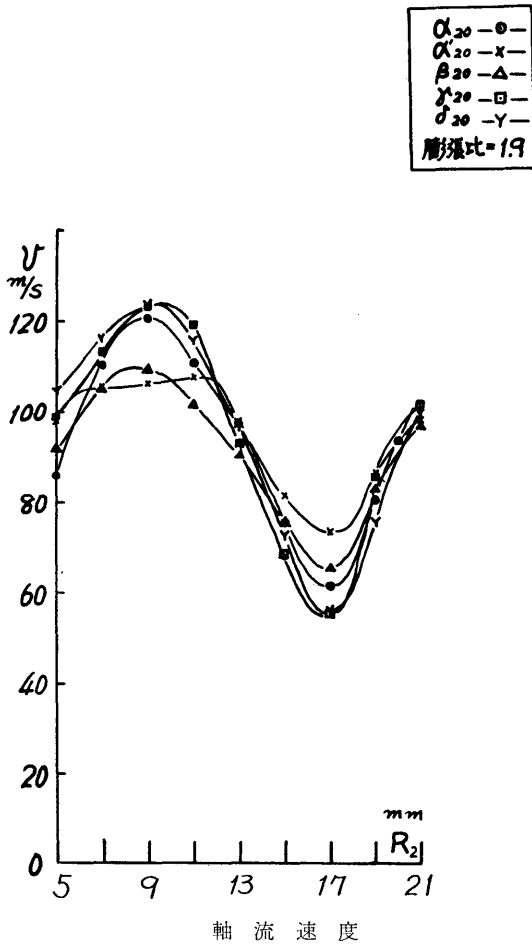


図 15 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ の膨張比 1.9, $u_1/c_0=0.64$ のときのタービン出口状態

%と推定される。勿論空気軸受用の空気を圧縮するため別に動力を必要とするのであるが、この消費動力はこのような高速軸には寿命の点から平軸受を使用せざるを得ないであろうから、平軸受の消費馬力にくらべはるかに少ないことが判明している²⁾。

3-5 タービン出口風向、風速、静圧

タービン出口状態は1号機では4mmφ 3孔円柱型ヨーメータを使用していたが、2号機では流路面積に対してヨーメータの占める割合が大きくなり、測定誤差が増すおそれがあるので、2.5mmφの3孔円柱型ヨーメータを使用した。

図15に4種の出口翼による膨張比1.9、設計速度比 $u_1/c_0=0.64$ における動翼出口の軸流速度、流出角、静圧を示す。静圧は大気圧との差をとり水銀柱で示し流出角はタービン回転方向を正にとり軸となす角を示している。

タービン出口翼の設計流出角を次表に示す。

型別	半径位置 R_{mm}	21.2	13	5
		(先端)		(根本)
α, β		37°30'	51°20'	72°55'
γ, δ		18°20'	56°05'	79° 0'

γ と δ は設計で仮定した軸流速度の分布にほぼ近い値を示しているが、外周部で突起状に速度が大きくなっているのは、工作上的ミスにより外周先端部で翼とケーシングのすき間が大となつていることと、二次流れの影響が重つてあらわれたものと思われる。

α, β は γ, δ にくらべやや平坦な速度分布を示しているが、前述の工作の不出来から翼根附近の曲りが足りないためボス近くの流れが早い。 α に手直しを加えた α' は α, β よりも平坦な速度分布を示した。

動翼出口静圧分布は α' は、もつとも平坦であるが、いずれも外周部に向うにしたがつて上昇している。平均して30mmHg程度大気圧より下つているが、これはタービン出口に拡大管をとりつけてあるためである。

動翼出口絶対流出角度は4種の出口翼ともほとんど変わらないが、その変化範囲は20~50°とかなり大きい。これは前にも述べたように出口翼の工作上的困難さから設計図面通りに翼が曲つていないためで、これを修正した α' は外周部では約40°であるが、ボス側から半径方向約2/3までは10°内外におさまっている。

図16にノズル流出角を変えた場合の出口軸流速度、

静圧、流出角を示す。

膨張比2.5、速度比 $u_1/c_0=0.64$ のときのタービン出口軸流速度は流量の増加と共に増加しているが、半径方向の速度分布はノズル流出角が大きくなるとボス側が早くなつてくる。

しかしノズル流出角が大きくなるにしたがつてタービン出口流出角の u_1/c_0 に対する変化が少なくなり、また θ が設計点に近づく点が u_1/c_0 の大きい方にずれれる。

出口静圧もノズルの角度が設計の18.3°では半径方向にほぼ一定で、大気圧以下約50mmHgであるが、25°, 30°はボス側で高く、外周部では低くなつている。

4. 前報の流量および効率に関する訂正

前報の実験では、流量測定に丸型流量計を使用していたが、2号機の実験をはじめてからその測定値に疑問が生じ、2種類のオリフィス型流量計を用いてチェックを行なつたところ不正確なことがわかつた。

前報で使用していた丸型ノズル流量計を 図17に示す。丸型ノズル流量計については機械工学便覧⁶⁾および前川氏の論文⁷⁾があり、流量係数が一定となる範囲はレイノルズ数 Red が $2 \times 10^4 \sim 15 \times 10^4$ となつている。 $(Red = \frac{vd}{\nu}, d: \text{ノズル径}, \nu: \text{動粘性係数})$

しかし本実験では Red が $10 \times 10^4 \sim 20 \times 10^4$ 附近で使用しており、流量係数の変化しはじめるところであるが、係数の変化は前川氏の論文では1%程度である。

われわれが用いていた丸型ノズルをチェックした結果では、レイノルズ数の広い範囲で流量係数が変化し、さらに流量計前圧が異なつても流量係数は変化する。その変化量は Red が 15×10^4 附近で10~15%である。

このことは他の研究室で丸型ノズル流量計を使用した結果、燃焼効率が100%を超えたり、過給器の機械効率が100%を超えたりすることが起り、それぞれオリフィス型流量計やピトー管のトラバースによりチェックを行なつたところ、やはり10~20%の誤差が見出されている。

前川氏の実験は周期的に変化する気流の測定を目的とし、特に低レイノルズ数に対する特性を問題としている。管径も小さく57mmφであり、また入口状態は大気圧のみであるので、丸型ノズル流量計を一般用の流量計として使用するための十分な検定がなされてい

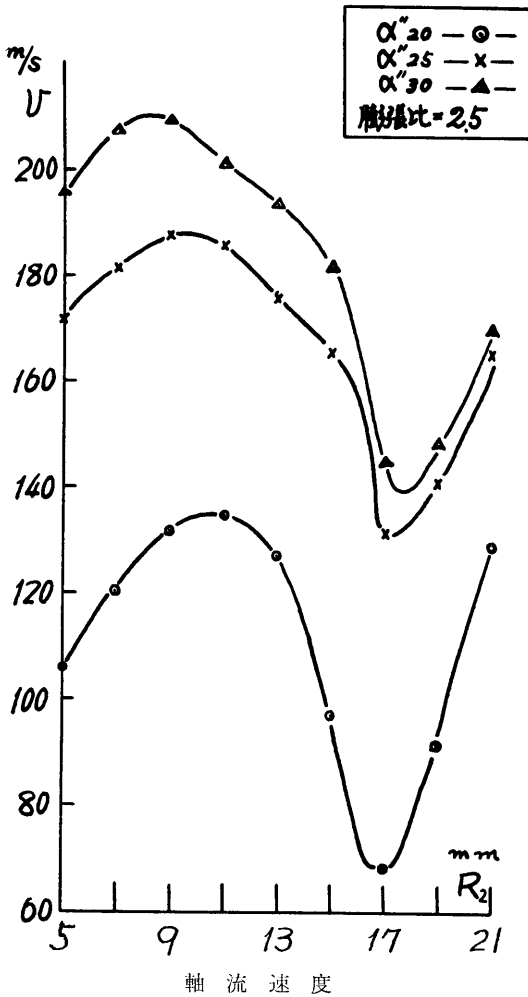


図 16 ノズル角度を変えた場合の膨張比 2.5 $u_1/c_0=0.64$ のときのタービン出口状態

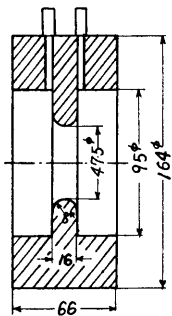
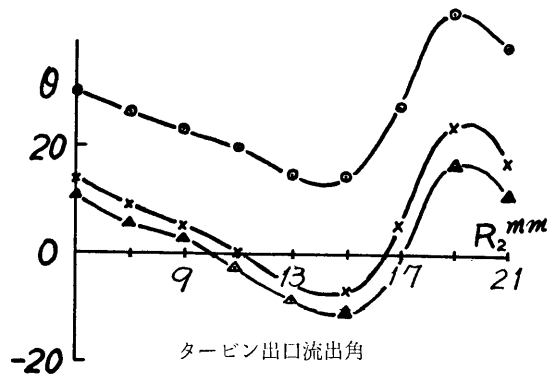
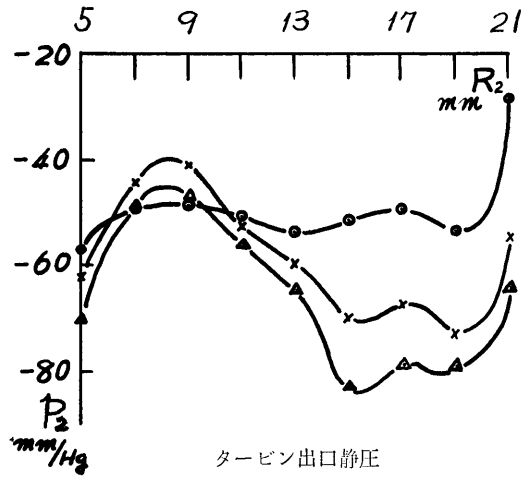


図 17 丸型ノズル流量計

ないことが明らかである。同種の丸型ノズルを断面の後半分を削り取つて改造し、4分円型ノズル流量計をつくり、オリフィス型流量計と直列に並べ比較したところ図18に示すごとくほぼ一定の流量係数が得られた。したがつて丸型ノズル断面の半円型部後縁では離れの状態が、レイノルズ数および流量計前静圧によつて（この点についてはさらに検討の必要があるが、主流内の乱れの相違など

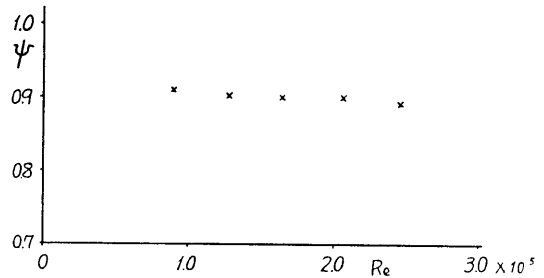


図 18 4分円型ノズル流量計の流量係数

が考えられる) 影響をうけ流量係数が大きく変化するのではないと思われる。

われわれの実験で丸型ノズル流量計を使用した条件

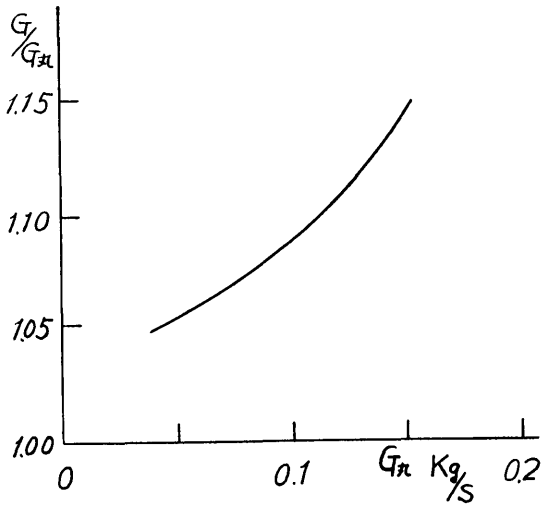


図 19 丸型ノズル修正係数

は $Red\ 1 \times 10^5 \sim 3 \times 10^5$, 流量計前静圧 $0.3 \sim 1.8\text{kg/cm}^2$ で, 前川氏の実験条件とはかなり差があり, 氏の実験結果をそのまま使用したため不都合が生じたものと思われる。

図19にタービンの実験を行なつたと同じ状態での丸型ノズル流量計の修正曲線を示す。

前報に示すタービン流量は, これにより修正しなければならず, したがってタービン効率も修正を要する。

1号機につき球軸受を用いたCと, 空気軸受を使用したDのタービン効率を前報で示したものおよび修正したものを図20および図21に示す。修正した効率曲線

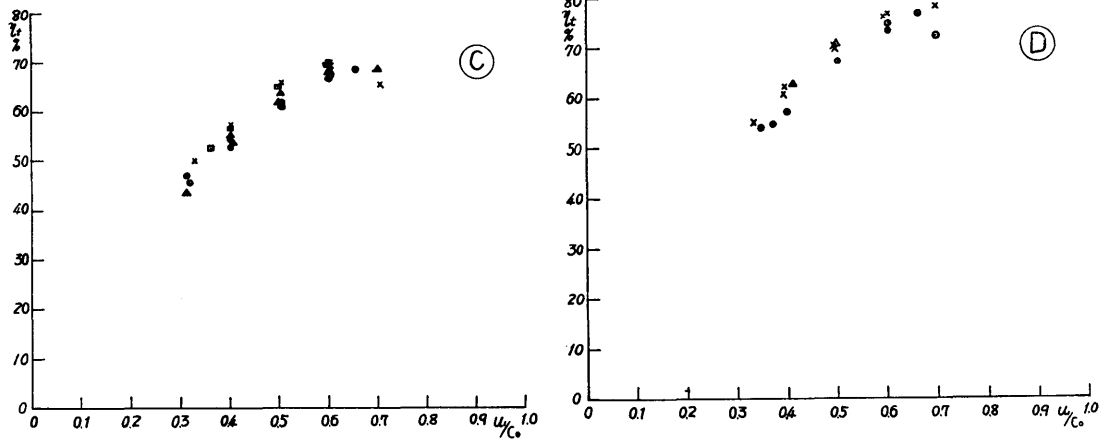


図 20 前報C, Dタービン効率

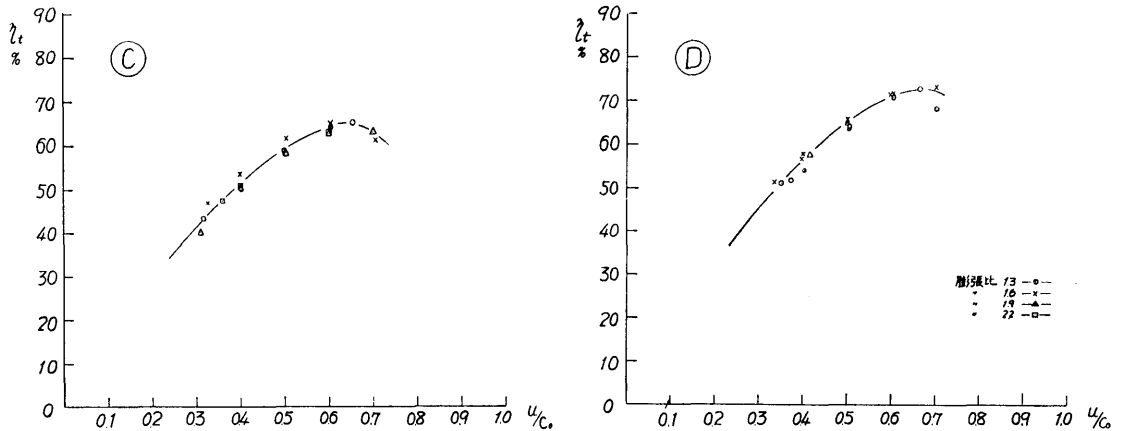


図 21 前報のC, Dを修正したタービン効率

は前報で示した効率曲線に比し測定点のばらつきが少なくなっている。これは流量の補正が正しいことを示すものと推定される。

タービン効率については、Cは最高65%、Dは73%で2号タービンの実験結果からみて妥当な値と思われる。

なお2号タービンの実験では管径 95.0mm ϕ 、オリフィス径 47.5mm ϕ のオリフィス型流量計を使用した。

5. む す び

2号小型ラジアルタービンを実験して次の結果を得た。

- i) 外径 58mm, 設計回転数 100,000r.p.m. の高速超小型ラジアルタービン効率最高78%を得た。出口翼の工作精度を精密鑄造などによりあげ、また本実験で 0.5~0.7mm あつた動翼とケーシングのすき間を必要最少限の寸法まで縮めたならば80%以上のタービン効率が十分得られるものと思われる。ガスタービン用のタービンとしては80%を超すできるだけ高い効率が望ましいが、冷凍サイクルの膨張タービンなどとしてはこの程度の効率のものも十分実用価値があると考えられる。
- ii) 前記タービン効率には軸受部分に空気軸受を使用していることが大きな役割りをしている。空気軸受の摩擦損失は油潤滑のすべり軸受の約 1/100 であり、このような高速回転のタービンに対して

は軸受損失を減少させる上で非常に有利である。

- iii) 4種類の出口翼を用いた実験結果から翼形状については円弧翼と(円弧+直線)翼ではほとんど差異がみられなかった。タービン出口軸流速度分布が一定のものと、内側の流速を早くするものとは前者が2~4%まさっていた。また工作精度の良否により性能に相当な差が出ることもわかつた。

参 考 文 献

- 1) 須之部, 熊谷, 宮城, 比気, 藤本: 「小型ラジアルタービンの性能 (第1報)」 運研報告第12巻, 第7号, 1962
- 2) 熊谷, 藤本, 比気, 宮城: 「静圧式空気軸受の研究(第1報)」 運研報告第12巻第6号, 1962.
- 3) 須之部, 三輪, 森下他: 「可逆転ラジアルタービンの研究(第1報)」 運研報告第10巻, 第7号, 1960
- 4) 水町長生: 「ラジアルガスタービンの研究」 東大生研報告第8巻, 第1号, 昭33.
- 5) H.J.Wood: "Current Technology of Radial inflow Turbines for Compressible Fluids" Trans. ASME, Vol. 72 (1963), Ser. A, No. 1, p. 72.
- 6) 機械工学便覧 改訂第4版 8編 43頁
- 7) 前川道治郎: 「レイノルズ数低き場合のノズルに就て」 機械学会誌第37巻, 第209号, 昭9