

高性能ラジアルガスタービンについて

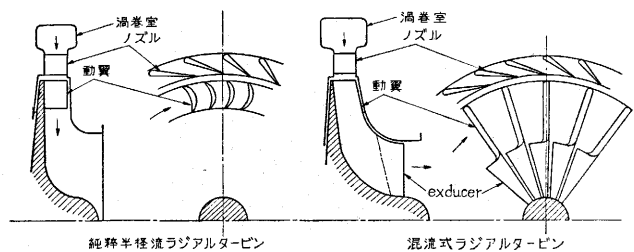
水 町 長 生

1 ま え が き

ガスタービンに使われるタービンの型式は軸流タービンとラジアルタービン（半径流タービン）に大別することができる。軸流タービンは従来蒸気タービン等に盛んに使用され、また最近の大型大出力ガスタービンもこの型式を採用している。軸流タービンはタービン1段当りの熱降下は小さいが、大流量をこなすことができるという長所があり、ガスタービンのように全圧力比が3~10位の場合には3~6段位の段数のタービンを用いることにより、効率よく全熱降下を処理することができる。しかしこの型式のタービンは、流量が小さくなると次第に流体損失の割合が大きくなり、効率が悪くなるという欠点がある。ガスタービンプラントとしてのサイクルの熱効率の点からは、タービンの効率が低いということは絶対に必要な条件で、タービン効率が80%以下に低下すれば、ほとんど使いものにならなくなる。他方小出力のガスタービンを得るには、サイクル全体の圧力比を下げるか、タービンに使用するガスの温度を下げるか、またはガス流量を減少させるかの方法によらなければならないが、サイクルの熱効率の点からは、圧力比を下げたり、ガス温度を下げたりしたのでは熱効率が悪くなるので、これらは大出力用ガスタービンと同じ位の値を採用しなければならない。そうするとガス流量の小さいタービンを用いて始めて小出力ガスタービンを得ることができる。前記のように軸流タービンでは、小流量のものを設計すればタービン効率が悪くなる。したがって従来はもっぱらガスタービンは、小出力用の原動機としては不利であるといわれていたのである。そこで小流量の場合に効率が低下しないような型式のタービンがあれば、小出力ガスタービンを得ることができるのである。これに適するのがラジアルタービンである。ラジアルタービンはその特性上、1段で処理する熱降下が大きく、小流量の場合に適している。ラジアルタービン内のガスの流れ方は、ちょうど遠心型圧縮機の場合の逆の流れ方をさせるものであって、遠心型圧縮機のディフューザに相当する部分に円周上にノズルを配置し、外側から高圧高温のガスを噴き込み、ノズルで膨張した流れを放射線状の羽根を有するタービン動翼に導き、さらに動翼内で中心に向けて流すとともに膨張させて動翼に機械的動力を発生させるようにしたものである。圧縮機で軸流型圧縮機が1段当りの圧

力比は小さいが、大流量に適しており、遠心型圧縮機は一段当りの圧力比が大きく、小流量に適しているのに対応している。そこで小出力ガスタービンとしては、小流量大圧力比に適している遠心型の圧縮機とラジアルタービンを組合せてやれば、高性能の熱効率の高いガスタービン原動機を得ることができるのである。

ラジアルタービンは、動翼内のガスの流れ方によって、中心から半径方向に外側に向う型式と、外側から中心に向う求心半径流型に分けることができる。前者は古くから、Ljungströmタービンとして蒸気タービンに用いられており、これはノズル（静翼）を有せず、互いに反対方向に回転する動翼だけから成立している純粹反動タービンであるが、動翼の回転半径が動翼の弦長にくらべて十分大きい所を使用するので、動翼内の遠心力の場における仕事の発生は、ほとんど考慮する必要がないため、動翼内の流れは軸流タービンとほとんど同様に考えることができ、ただ構造的に短いタービンを得ることができるという特長だけであって、半径流タービン本来の特長である遠心力の場における仕事の発生という有利な点を使用していない。後者の求心半径流型タービンは、動翼の構造によって純粹半径流タービンと混流式タービンに分けて考えることができる（第1図）。純粹半径流タービンは動翼内の流れが主として半径方向のみ向くタービンであって、混流式タービンは動翼内の流れは入口付近では半径方向に導かれるが、動翼出口部分にexducerを設けて、動翼出口部分ではガスは軸方向に流れるようにしたタービンである。純粹半径流タービンは混流式タービンに比べて効率が低く、流量が小さく、かつ低膨張比の場合しか用いることができないので、一部ターボ膨張機として使用されているだけであって、最近試作されているラジアルタービンは大部分が混流式ラジアルタービンである。ラジアルタービンは水車として（フランス



第1図 ラジアルタービンの型式

型水車)有名であるが、この型式で作動流体としてガスを体を使用する場合については、約30年前から De Laval Steam Turbine Co. で蒸気およびガスを使用するラジアルタービンを研究試作しており、500~2,500馬力の蒸気タービンあるいは自動車用および航空原動機用の排気ガスタービンとして使われ、また戦前から Brown Boveri, Daimler Benz や DVL などでは排気ガスタービン用としてラジアルタービンを研究していた。また世界最初のジェット機関として有名な独逸のハインケル Sb-3 型機関はラジアルタービンを用いていた。その外空気液化装置の寒冷発生用としてのターボ膨張機としてラジアルタービンが使用されていたが、最近の耐熱鋼の進歩と共に、数年前から世界各国で小型ガスタービン原動機としてラジアルタービンを用いる研究が行われ、Ai Research, Solar Aircraft, Budworth, Allen, Standard Motors, Ford, Turboin, B. M. W. など消防ポンプ駆動用、発電用、航空機の機上補機駆動用、ジェット機関始動用、自動車用などの小型ラジアルガスタービンが作られるようになった。ラジアルタービンは構造が簡単で、製作が容易であり、軸流タービンに比べて、つぎにのべるような特長があるので、最近小型ガスタービンとして特に注目されるようになった。ラジアルガスタービン内のガスの流動状況については、簡単な仮定のもとに色々計算が行われているが、つぎに当研究室で行った研究を中心として、ラジアルタービンの問題点について解説を行うことにする。

2 ラジアルタービンと軸流タービンの比較

まず、ラジアルタービンの問題点を述べる前に、ラジアルタービンと軸流タービンの特性上の比較を行ってみる。タービンの特性の中で主要な点はタービンの断熱効率であるが、断熱効率はノズル損失、衝突損失、動翼損失、流出損失および熱損失が小さい程よくなる。

ラジアルタービンのノズルは第2図に示すように円周上に配置されているため、本質的には二次元翼列と同様に考えることができ、そのため軸流タービンでおこる半径方向の圧力勾配と、ガスに作用する遠心力との釣合い

を考慮して、ノズル流出角を変えることが必要でない。したがってラジアルタービンのノズルは構造が非常に簡単になり、後述するようにノズルの速度係数が軸流タービン用ノズルに比べて高く、0.975~0.985位になる。ノズルの速度係数をこのように高くできることは、タービンの断熱効率を高くするのに非常に有利である。つぎに動翼内で失われる動翼損失が軸流タービンに比べて小さくなる。動翼内で行われる熱降下 Δi_b は、動翼入口の周速および相対速度を U_1, w_1 とし、動翼出口の周速および相対速度をそれぞれ u_2, w_2 とすればつぎのようになる。

$$J \Delta i_b = \frac{1}{2g}(w_2^2 - w_1^2) + \frac{1}{2g}(U_1^2 - u_2^2) \quad (1)$$

軸流タービンでは、 $U_1 = u_2$ であるため右辺の第2項はなくなる。したがっていま軸流タービンとラジアルタービンの動翼内の熱降下を同一にとれば、ラジアルタービンの場合は、 $\frac{1}{2}g \cdot (U_1^2 - u_2^2)$ の値がかなり大きくなり、動翼内の全熱降下の70%位にもとることができる。動翼入口の相対速度 w_1 は、軸流とラジアルの場合で大差はないので、動翼出口の相対速度 w_2 は、ラジアルタービンでは軸流タービンの場合に比べて非常に小さくなる。したがって動翼の速度係数は、後述するように軸流に比べてかなり悪いが、 w_2 が非常に小さくとれるので、動翼で失われる流体損失は軸流に比べてかなり小さくなる。また衝突損失は設計点においては零にすることができ、流出損失および熱損失については、ラジアル、軸流ともに本質的に大差はない。したがって以上述べたノズルの速度係数が高いこと、および動翼の損失が小さいことの二つの理由のために、ラジアルタービンの効率は軸流タービンに比べてかなり高くなるという長所がある。

比速度は前述のようにラジアルタービンは小さい場合が適している。膨張比は1段で3位までは効率よく処理することができ、効率を2~3%犠牲にすれば、3.5~4の膨張比を1段で処理することができる。軸流タービンの膨張比はせいぜい1.5~2位が1段の限度であるから、ガスタービン原動機として使用する場合ラジアルタービンは1ないし2段で効率よく膨張させることができ、軸流タービンの段数よりも非常に少なくなり、構造的に簡単になり、製作も容易になる。ラジアルタービンで処理し得る流量は、これを無次元化した q の値が、ある一定の範囲内にあるときに最大効率を出すということから決まる。

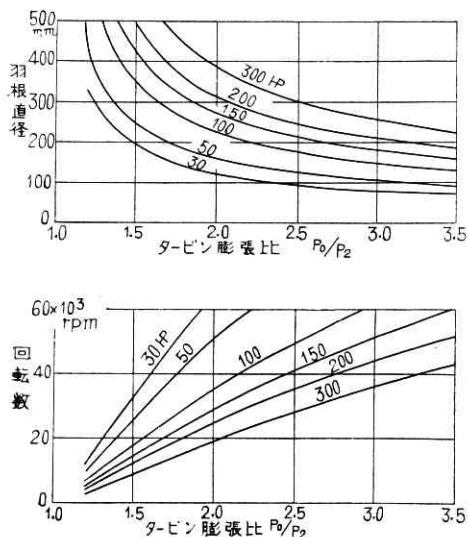
$$q = \frac{1}{2\pi R_1^2} \sqrt{\frac{R^*}{gk}} G \sqrt{\frac{T_0}{p_0}} \quad (2)$$

上式において、 R_1 は動翼の外半径、 G は流量、 T_0 はタービン入口ガス温度、 p_0 はタービン入口圧力、 R^* はガス常数、 k は比熱比である。この q の値が $8 \sim 10 \times 10^{-3}$ 位にとったときにタービンの効率が最大になる。以上のように q の最適値がきまっているから、流量 G が大きい場合には動翼半径 R_1 が大きくなり、その結果動翼に



第2図 渦巻室とノズル

作用する遠心力による翼車の強度，高速軸受などの困難性などが問題になり，その点からラジアルタービンとしての流量が制限されてくる．この点大流量用としてはラジアルタービンは不適である，小流量用のガスタービンとして適している．



第 3 図 ラジアルタービンの最適寸法

以上述べた q の最適値を用いて，ラジアルタービンの動翼の寸法を求めてみると第 3 図のようになる．タービン入口のガス温度が 800°C ，タービン出口は大気圧に開放した場合であって，パラメータはタービン出力である．たとえば，タービン出力 300 馬力のものではタービン膨張比を 3 にとれば，動翼の直径は約 250 mm になり，これを約 35,000 rpm で運転しなければならない．これは効率を最高極限にもっていった場合の理想的な場合であって，幸いにもタービン効率は q の値のとり方によって，それ程急激には低下せず，動翼の直径を 200~220 mm 位にとっても，1~2% の効率低下でおさめることができる．しかしいづれにしてもラジアルタービンの回転数は一般に非常に高くなり，この点軸受の寿命の問題やタービンの加速性などの点について，困難な点が存在する．しかしこの反面動翼の直径が軸流に比べて非常に小さくなり，タービン全体としての大きさが，かなり小型軽量になるという長所がある．また構造上有利な点として，軸翼タービンに比べ，ノズル取付角度を運転中に比較的容易に変えることができ，その結果部分負荷特性を広範囲に亘って効率よくかえることができ，極端な場合としてはノズル取付角度を逆にすることにより，タービンの回転方向を逆転させることも可能である．さらに工作の点についても軸流タービンに比べて，ノズルおよび動翼の形が単純であるため，工作が非常に簡単になるという特長がある．

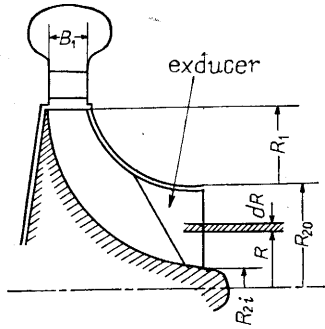
3. 最大効率を得るための条件について

ラジアルガスタービンの設計に際して，設計の当初与えられる量は，ガス流量，タービン全膨張比，タービン入口ガスの温度および圧力である．さてこれらの諸量が与えられた場合に，この条件を満足するタービンの形状，回転数などはいろいろ考えられるが，それらの中でタービンの断熱効率が最大になるようにするにはどのようにすべきかについて考えてみる．タービン内でおこる損失は前述のようにノズル損失，動翼入口における衝突損失，動翼損失，流出損失および熱損失であるから，これらの損失の合計が最小になるようにすべきである．動翼入口における衝突損失は，タービンの設計点においては零にすることができ，熱損失は極く小型の小出力タービンでは 2~3% になるが，30~40 馬力以上のタービンでは，ほとんど考慮する必要はない．つぎにノズル損失は筆者の設計法によれば，前述のようにラジアルタービン用ノズルでは非常に少なくすることができる．したがってタービン全体の主要設計において，主として問題になるのは動翼損失と流出損失であって，この両損失の和が最小になるように設計することが主眼点になる．

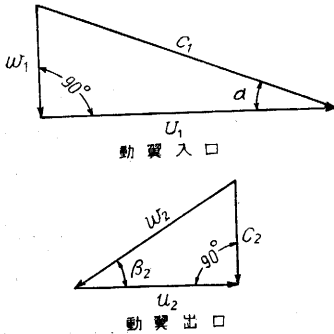


第 4 図 動翼と渦巻室

まず動翼損失について考察しよう．動翼は第 4 図に示すような形状をしており，動翼入口においては翼幅方向には，ほとんど均一な流れが流入すると考えて差支えないが，動翼出口では，動翼出口の各半径位置で流れの状態がかなり相違する．そこで第 5 図に示すようにタービン出口の半径 R の所の微小半径 dR 部分を流れるガスについて考えてみる．直線放射状羽根を有する動翼において，動翼入口の周速および相対速度をそれぞれ U_1, w_1



第5図



第6図 速度線図

$$\frac{w_1^2}{2g} + Ji_{12}' = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{1}{2g}(U_1^2 - u_2^2) + \rho_1 \frac{w_1^2}{2g} + \rho_2 \frac{(w_1^2 + w_2^2)/2}{2g} + \rho_3 \frac{w_2^2}{2g} \quad (3)$$

上式において i_{12}' は動翼の入口から出口圧力まで等エントロピで膨張したときの熱降下であって、 ρ_1, ρ_2, ρ_3 はいずれも動翼内の損失を表わす係数である。これから次の式が得られる。

$$\frac{2\theta}{k-1} = \frac{1}{\psi_2^2} \left(\frac{w_2}{a_0} \right)^2 + (1 + \phi_1^2) \left(\frac{U_1}{a_0} \right)^2 - \left(\frac{u_2}{a_0} \right)^2 \quad (4)$$

ただし

$$\theta = 1 - \varphi^2 (1 - \phi_1^2) (1 - s) - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{1 - \varphi^2}{s} + \varphi^2 \right)$$

$$\phi_1^2 = 1 - \rho_1 - \rho_2/2 \quad 1/\phi_2^2 = 1 + \rho_2/2 + \rho_3$$

$$s = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \varphi = \text{ノズル速度係数}$$

上式において、 ϕ_1 は、ほとんど1と考えて差支えない。 ϕ_2 は動翼の速度係数であって、 a_0 はタービン入口における音速である。さて(4)式においてタービン出口の任意の半径 R の所から流出するガスについては、 θ, a_0, U_1 は R に無関係に一定であるから、出口相対速度 w_2 は u_2 が大きい所すなわち出口外周では大きく、 u_2 が小さい中心部分では w_2 は小さくなる。またこのときの動翼損失 E_b は

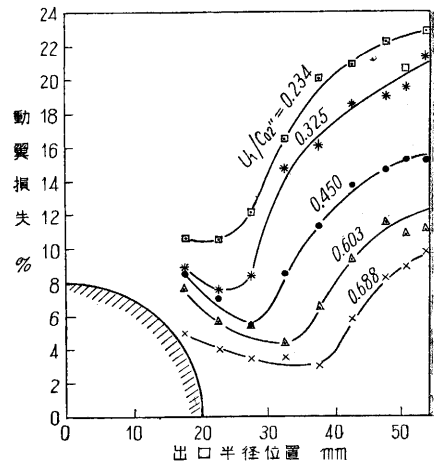
$$E_b = \left(\frac{1}{\psi_2^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2g} \quad (5)$$

で表わすことができる。さて ψ_2 が出口半径方向の位置

とし、動翼出口の任意の半径 R の所の周速および相対速度をそれぞれ u_2, w_2 、動翼入口および出口のガスの絶対速度をそれぞれ c_1, c_2 とし、タービン出口では、流れは旋回流を有せずすべて軸方向に流れるようにする。そうするとタービン出口の静圧は出口全半径に亘って一樣になると考えて差支えない。このときの速度線図を第6図に示す。この場合動翼内の流れについて次のエネルギー式が成立する。

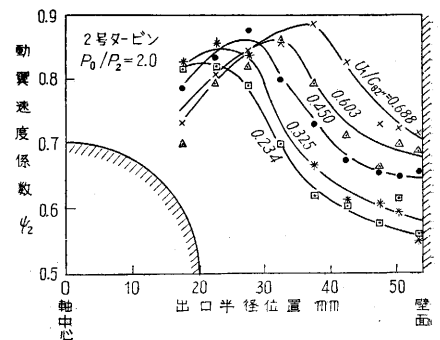
によってどのように変るかは一つの問題であるが、いまこれを大体一定と考えると(これについては後述する)、(5)からわかるように、動翼内で失われる損失 E_b は、 w_2^2 に比例するから、出口外周部分で大きく、出口中心部分で小さくなる。これは非常に重要なことであって、動翼内で動翼入口から出口圧力まで膨張させた場合、出口外周部を流れるガスは損失が大きく、中心部を流れるガスが損失が少いことを表わしている。したがってある一定量のガスを流す場合に、できるだけ中心部に多量のガスが流れるように誘導した方が、全体としての動翼損失が小さくなることを意味している。このように誘導させる役目をするのが動翼出口に取付ける exducer である。したがって exducer の曲げ方はこれを考慮して設計しな

ければならない。第7図は試作2号ラジアルガスタービン(要目後述)について、動翼損失を測定した結果であって、 $U_1/c_{02}' =$



第7図 動翼損失

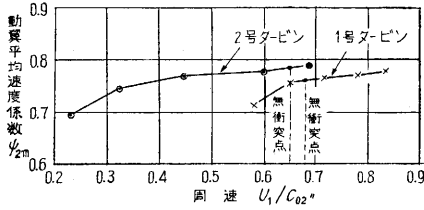
0.65 (c_{02}' はタービン入口の状態から出口圧力まで等エントロピで膨張したときの理論噴出速度) が効率が最大になる設計点であるが、この場合出口のボス付近では動翼損失は3~4%であるが、出口外周付近では10%以上に大きくなっていて、前記理論の妥当性を証明している。なお、この場合の動翼速度係数 ψ_2 の分布は第8図のようになっており、出口外周部および中心のボス部付近で ψ_2 は小さく、出口通路の中央部分で ψ_2 は大きくなっていて、外周壁面およびボス部近くで ψ_2 が小さいのは、表面摩擦や剥離に基づく損失のためと思われる。この ψ_2 のタービン全流量に対する平均の速度係数



第8図 動翼速度係数

ψ_{2m} を求めると第 9 図のようになる。1号タービンは全膨張比 1.3, 流量 0.43kg/s, 動翼直径 250mm, 回転数 10,970rpm の空気タービンであって, この結果からこの種のタービンの動翼の平均速度係数は大体 0.78~0.79 であるこ

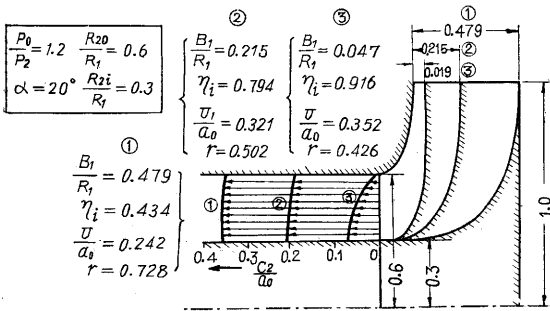
とがわかるが, この値は軸流タービンの速度係数に比べて, かなり低くなっている。それにもかかわらず, ラジアルタービンの動翼損失が軸流タービンよりも小さくなるのは, 前述したように出口相対速度 w_2 が非常に小さくとれるからである。しかしラジアルタービンの動翼の速度係数の向上については, なお研究の余地があると考えられる。



第 9 図 動翼平均速度係数

つぎに流出損失について述べよう。流出損失とは, タービン出口で流体の運動エネルギーとして持去るエネルギーである。したがって多段タービンで前段の運動エネルギーが次の段で有効に利用される場合には損失にならない。いま 1 段タービンの場合を考える (多段タービンの場合は最終段タービン)。膨張比が与えられた場合に, 反動度をいろいろ変えて設計した場合のタービン出口の流出速

度分布を第 10 図に示す。①は動翼入口の幅を広くして反動度 $r=0.728$ の場合, ③は入口幅を狭くして, $r=0.426$ にした場合である。このようにノズル平均流出角を一定にして反動度を次第に小さくしていくと, 出口速度分布が③のようになり, さらにこれより反動度を小さくすると, タービン出口で逆流が生じるようになり, したがって③の場合よりも反動度は小さくできない。この③のような出口速度分布を与えた場合が流出損失は最小になり, またこのときが動翼損失が最小になる。したがってこの場合が内部効率は最大になる。正味断熱効率は, この内部効率からロータの円板摩擦損失を差引いた値になるが, 正味断熱効率もやはり, ③のような速度分布



第 10 図 出口速度分布

度分布を第 10 図に示す。①は動翼入口の幅を広くして反動度 $r=0.728$ の場合, ③は入口幅を狭くして, $r=0.426$ にした場合である。このようにノズル平均流出角を一定にして反動度を次第に小さくしていくと, 出口速度分布が③のようになり, さらにこれより反動度を小さくすると, タービン出口で逆流が生じるようになり, したがって③の場合よりも反動度は小さくできない。この③のような出口速度分布を与えた場合が流出損失は最小になり, またこのときが動翼損失が最小になる。したがってこの場合が内部効率

を与えるときに最大になる。したがってこの③のような出口速度分布を与えるようにすることがラジアルタービンの最大効率を得るための必要条件となる。この③の条件を満足するときのタービンの各部の形状は次のようになる。

$$\frac{B_1}{R_1} = \frac{\sqrt{1-\psi_2^2}}{3} \frac{p_2}{p_0} \frac{T_0}{T_{2m}} \frac{1}{\tan \alpha} \{1-\varphi^2(1-s)\}$$

$$\frac{p_0}{p_1} \left\{ \left(\frac{R_{20}}{R_1} \right)^2 - \left(\frac{R_{2i}}{R_1} \right)^2 \right\}^{\frac{3}{2}} \quad (6)$$

$$\cos^2 \alpha = \frac{\frac{1}{1-s} - \varphi^2(1-\psi_1^2) - s_0 \left\{ \frac{1}{s(1-s)} - \frac{\varphi^2}{s} \right\}}{\varphi^2 \left\{ \left(\frac{1}{\psi_2^2} - 1 \right) \left(\frac{R_{20}}{R_1} \right)^2 + (1+\psi_1^2) \right\}} \quad (7)$$

上式において, B_1 は動翼入口幅, R_{2i} はタービン出口内半径 (ボス半径), R_{20} はタービン出口外半径である。

さて, タービンの全膨張比, 流量, タービン入口のガス状態が与えられた場合に, 以上の③の条件を満足する方法は, ノズル平均流出角 α およびタービン出口外径比 R_{20}/R_1 を変えることにより多数考えられる。これらの多数の方法の中で, どの場合に効率が一番高くなるかが次の問題であるが, これらの場合についてタービン効率を計算してみると, タービンの流量 G とタービン動翼入口半径 R_1 とタービン入口のガスの状態によって表わされる無次元数 q を (2) のように定義すれば, この q の値がある一定の値になる場合に, 与えられたタービン全膨張比で最高の効率を出すことがわかる。この q の最適値はタービン全膨張比によってあまり変化せず, $8 \sim 10 \times 10^{-3}$ 位になり, タービン膨張比が大きいと, q の最適値はいくらか大きくなる。タービン出口が小さい場合は q の値は小さくなるが, タービン出口を大きくとれる場合には, q の値を $15 \sim 18 \times 10^{-3}$ 位まで大きくとっても効率はあまり低下させないですむ。

次にタービン出口部の内半径 (ボス半径) はできるだけ小さくすべきである。それは前述したように, 動翼損失が出口中心部に近い流れ程少いからである。しかし出口ボス部の半径は, その部分に複雑な形をした exducer を取り付けなければならないから, 強度上の問題および工作上の問題から, あまり小さくはできない。 $R_{2i}/R_1 = 0.1$ 位が限度である。また最大効率を出すときの反動度 r は q の値によってはあまり変化せず, $R_{2i}/R_1 = 0.1$ 位にとれるときは $r = 0.45$ 位, $R_{2i}/R_1 = 0.2$ 位のときは $r = 0.48$ 位が最適反動度となる。そして r は次のように表わされる。

$$r = 1 - (1-s)/(1-s_0) \quad (8)$$

したがって q の値に応じて r をきめると, 上式から s が求まる。また (2) で定義した q をかきかえると

$$q = \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1}} \frac{B_1}{R_1} \sin \alpha \frac{p_1/p_0 \cdot \sqrt{1-s}}{1-\varphi^2(1-s)} \quad (9)$$

となる。したがってまず q の値をきめると、流量 G およびタービン入口のガスの状態が与えられていると、動翼半径 R_1 がきまる。またその q に対して最適の反動度がきまり、(8)から s がきまる。そうすると、(6), (7), (8)の3式から、 B_1/R_1 , α , R_{20}/R_1 の3個の未知数が決定される。このようにして、最大効率を出すときの、 R_1 , B_1 , R_{20} , R_{2z} などの幾何学的寸法およびノズル平均流出角 α , 反動度 r がきまることになる。このときの動翼入口の周速 U_1 は、

$$U_1/a_0 = \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1} \cos \alpha \cdot \sqrt{1-s}} \quad (10)$$

で与えられるから、 U_1 がきまり、タービンの回転数が決定される。またこのときの内部効率 η_i は次のようになる。

$$\eta_i = \frac{(k-1) \left(\frac{U_1}{a_0}\right)^2}{1-s_0} \quad (11)$$

上式において、 $s_0 = (p_2/p_0)^{\frac{k-1}{k}}$ である。

またこのときの exducer から流出するガスの相対流出角 β_2 (第6図) は次式で与えられる。

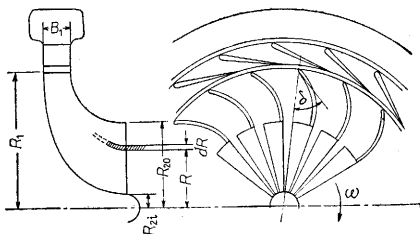
$$\tan \beta_2 = \sqrt{1-\psi_2^2} \sqrt{(R_{20}/R)^2 - 1} \quad (12)$$

以上の方法でタービンを設計すれば、タービン膨張比 1.2~2.5 位の範囲内で、内部効率 $\eta_i = 90 \sim 92\%$ に達することができる。

4 放射状直線羽根と彎曲羽根の比較

一般にラジアルガスタービンは回転数が非常に高くなるために、彎曲羽根では強度的に困難であり、また工作が容易でないなどの理由で、従来実際に製作されたタービンは、いずれも放射状直線羽根を有するものばかりである。しかし直線羽根を用いると効率は高いが、回転数が非常に高くなり、動翼の強度上は十分な設計を行うことはできても、このような高速度軸受を設計することが困難で、逆に軸受回転数の限界からタービンの回転数がおさえられる現状である。そこで強度上の問題および工作の困難な点については、一応これを考慮外にするにしても、彎曲羽根を用いることにより、直線羽根に比べて、性能上高効率のものが得られる可能性がないか、また回転数を低下させることができないかなどの点について考察してみよう。

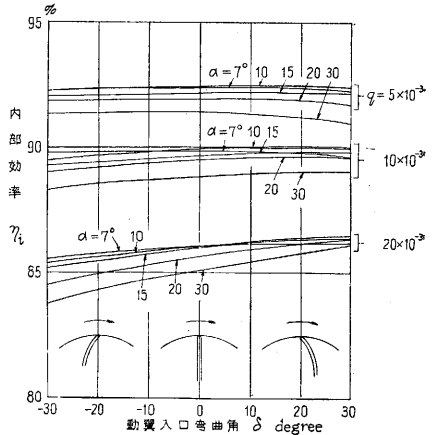
この場合最高効率を得るための条件は、放射状直線羽根について述べた条件と同一であって、この条件を第11図に示すような彎曲羽根



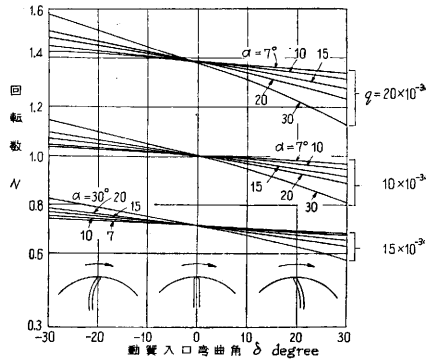
第11図 彎曲羽根

の場合について計算を行えば、前と同様にして、タービン各部の形状および運転状態を求めることができる。タービン全膨張比 2.5 の場合について行った計算結果について述べよう。

第12図に内部効率の変化を示す。 $\delta = 0$ の場合が放射状直線羽根に相当し、 $\delta > 0$ は後方彎曲羽根、 $\delta < 0$ は前方彎曲羽根に相当する。これからわかるように後方彎曲羽根を用いると、直線羽根にくらべて効率はいくらかよくなるが、その差は極く僅かである。前方彎曲羽根にすれば効率は悪くなる。このときの回転数を第13図に示す。回転数は $q = 10 \times 10^3$, $\delta = 0$ の場合を基準にとり、 $N = 1$ としてある。これからわかるように、後方彎曲にして δ を大きくすれば、回転数は下がるが、この場合ノズル平均流出角 α も大きくしなければならぬから、効率は若干低下する。効率を 0.5~1.0% 犠牲にして、 $\delta = 30^\circ$, $\alpha = 30^\circ$ 付近を採用すれば、直線羽根に比べて約 20% 位回転数を下げることができる。しかしこの場合反動度が小さくなり、衝動タービンに近づき、ノズルで膨張する割合が大きくなるから、タービン全膨張比が大きい場合には、ノズルの膨張比が限界膨張比を超えることがあるから、この点について考慮する必要がある。



第12図 内部効率



第13図 回転数

また遠心力による羽根およびロータの応力は周速の2乗に比例する。流量およびガス温度が一定の場合、動翼半径 R_1 を大きくして小さい q の値を採用すると、回転数は非常に下がるが、周速は逆に増大する。したがって R_1 を大きくして回転数を下げると、応力は若干増大す

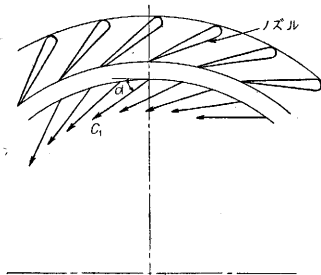
るが、ごく僅かである。したがって回転数が問題になる場合には、構造的に大きさが許せる範囲内で、 R_1 を大きくした方が回転数は低下し、効率は増大する。しかしこの場合には動翼入口幅 B_1 が非常に小さくなり、羽根先端と casing との隙間は $0.5 \sim 0.8 \text{ mm}$ は常に必要であるから、羽根先端の隙間損失が増大する欠点があるから、この点について特に注意する必要がある。

結局、ラジアルガスタービンに彎曲羽根を用いる場合、前方彎曲羽根は効率が低下し、回転数は増大するから、ほとんど考慮に値せず、ただ後方彎曲羽根については、回転数を低下させ得るという点から考慮の価値があるだけである。

5 ラジアルタービン用ノズルについて

以上述べた計算方法は、すべて動翼入口および出口における速度線図をもとにして進めてある。では、そのような速度線図を与えるようにするには、ノズルおよび動翼出口部分の exducer をどのように設計すればよいか問題になる。exducer については後述するとして、まずノズルについて考えてみる。ノズルの役目は所要の平均流出角 α を与えることであるが、この場合同一 α を与えるにしても、ノズルの速度係数 φ が最大になるようなノズルの設計法を求めることが必要になる。

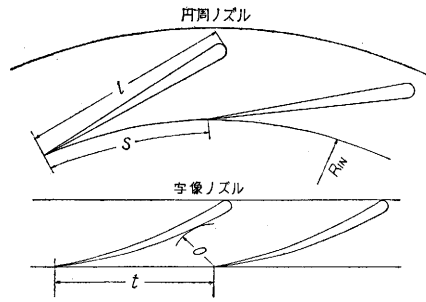
ラジアルタービンに用いられる円周ノズルについては、その研究成果が発表されていないので、当研究室で行った研究について述べよう。



第 14 図 円周ノズル

円周上に等間隔に第 14 図のように配置されたノズルから噴出されたガスは、one pitch の間の噴出速度の大きさおよび方向はある分布をしているが、いま、流量および噴出ガスの有する全角運動量

が一定のまま、one pitch の間に平均した流れについて、その平均流出角 α を考える。この平均流出角 α は円周ノズルを第 15 図のように直線翼列に等角写像した翼列の $\sin^{-1} 0/t$ に、ほとんど等しくなる。二次元直線翼列では、その平均流出角はマッハ数が 1 に近い場合は $\sin^{-1} 0/t$ にほとんど一致することから、この方法は正しいと考えられる。しかし円周ノズルでは、後述するように色々な流体損失があるために、実際の平均流出角は写像直線翼列の $\sin^{-1} 0/t$ よりも若干小さくなる傾向にある。円周ノズルの速度係数を φ 、ノズル側壁の表面積を A_w 、ノズル表面積を A_p 、 s をピッチ、 B をノズル幅、 c_f を摩擦抗力係数とすれば、円周ノズルの平均流出角 α は次式で表わすことができる。



第 15 図 円周ノズルと写像ノズル

$$(0/t)^2 = \varphi^2 \left(\frac{A_w + A_p}{sB} c_f \sin \alpha + \sin^2 \alpha \right) \quad (13)$$

上式において摩擦抗力係数 c_f はノズルのレイノルズ数の関数であって、ノズル弦長と噴出速度についてとったレイノルズ数を R_e とすれば

$$c_f = 0.006 + \frac{1.55 \times 10^3}{R_e - 1.5 \times 10^5} \quad (14)$$

から求めることができる。

次に問題になるのはノズルの速度係数 φ である。円周ノズル内で発生する流体損失は、壁面摩擦損失、翼面摩擦損失および二次損失の 3 損失に分けて考えることができる。壁面摩擦損失とは、ノズルを取付けてある両側壁の壁面の流体摩擦による損失であって、翼面摩擦損失とはノズル翼の両面の摩擦による損失で、二次損失とは、流体がある有限の曲率半径をもってノズル内を曲りながら流れることによって発生する渦による損失である。ノズルの全損失係数を ζ 、側壁面摩擦損失係数を ζ_w 、翼面摩擦損失係数を ζ_p 、二次損失係数を ζ_s とすれば、ノズルの速度係数 φ は

$$\frac{1}{\varphi^2} - 1 = \zeta = \zeta_w + \zeta_p + \zeta_s \quad (15)$$

となる。そして ζ_w 、 ζ_p 、 ζ_s はそれぞれ次のような形で表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} \zeta_w &= 2 \frac{A_w}{sB} c_f \sin \alpha \\ \zeta_p &= 2 \frac{l}{s} c_f \sin \alpha \\ \zeta_s &= 2\lambda \tan^2 \alpha \sqrt{4 + \cot^2 \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

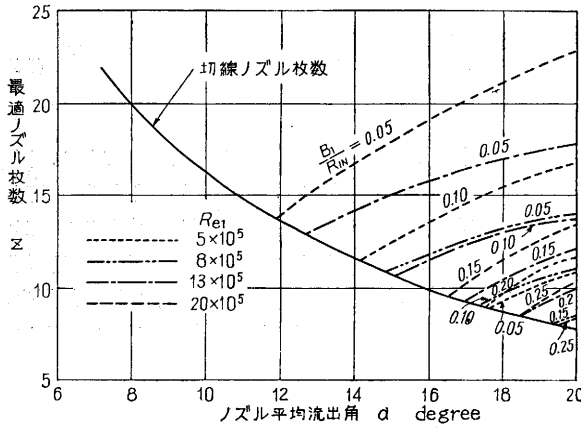
l は円周ノズルの弦長で、 s は円周ノズル出口におけるピッチであり、また λ は二次損失特性数でレイノルズ数のみの関数となり、次のように表わすことができる。

$$\lambda = 1.35 \times 10^2 / R_e^{0.8} \quad (17)$$

以上の諸式を用いることにより、所要の平均流出角 α を与える円周ノズルを設計することができ、またそのときの速度係数 φ が求まる。

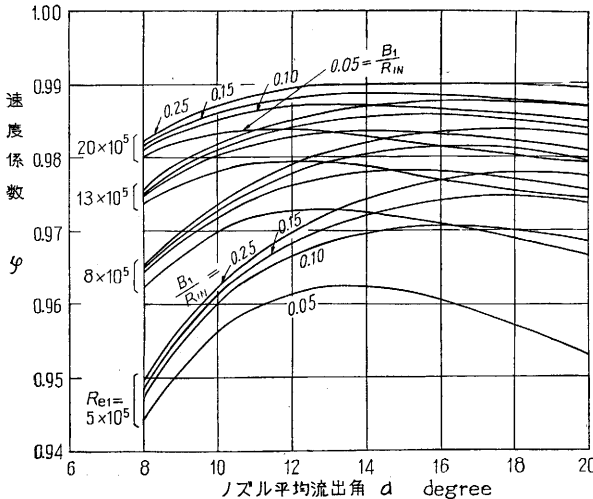
さてノズルの平均流出角 α はタービン設計に際して、タービンの性能から決定されるから、所要の α を与える

ノズルの中で、どのようなノズル配置にした場合に、最大速度係数を出すことができるかが問題になる。すなわち、ノズルを傾斜させてピッチを大きくしても、またノズルを立ててピッチを小さくしても、同一 α を与えるようにすることができる。以上求めた諸式を用いて、同一 α を与える各種の配列方法の中で、最大速度係数を与えるときのノズル枚数を求めると第 16 図のようになる。 Re_1 はノズル取付半径 R_{1N} と噴出速度についてとったレイノルズ数である。切線ノズルとは、ノズルを円周の切線方向に取付けた場合であって、ノズルを最も傾斜させた場合である。ノズル幅 B_1 が極く狭くない限り、大体切線ノズルが一番よいことがわかる。しかし使用レイノルズ数が大きい場合および B_1/R_{1N} が小さい場合は、 α が大きいときは切線ノズルよりも傾斜の大きいノズルを枚



第 16 図 最適ノズル枚数

数を多く使用した方がよい。このときの速度係数を第 17 図に示す。ノズルのレイノルズ数 Re_1 は普通 $10 \sim 15 \times 10^5$ 位になり、この図からわかるように、この方法でノズルを設計すれば、ノズルの速度係数は $0.975 \sim 0.985$ という高い値になり、この点軸流タービンのノズルの速度係



第 17 図 ノズルの速度係数

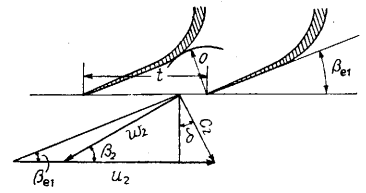
数に比べて非常に高くなるという長所がある。

6 動翼出口部における問題点

ラジアルタービンで最大効率を出すためには、前述したように第 10 図の③に示すような出口速度分布を与える、かつ動翼からの相対流出角 β_2 が (12) で与えられるような分布をしなければならない。このような速度分布を与えるために第 4 図および第 5 図に示すような exducer を動翼出口部に設ける。この exducer で問題になる主要な点は次の二つである。

第一は exducer 内のガスに作用する遠心力と半径方向の圧力勾配との釣合いである。exducer 内の流れは軸流タービンの羽根の中の流れに似ており、軸心を中心とする円筒面内のみの運動を行い、半径方向の流れが生じないようにするためには、exducer 内の各点のガスに作用する遠心力と、その点の半径方向の圧力勾配が釣合っていることが必要である。そこで前述の特殊な出口速度分布を与えるようにした場合に、この条件を満足し得るかどうか問題になる。

第二の点は動翼出口部におこる流れの滑りの現象である。exducer からの相対流出角 β_2 と exducer の幾何学的流出角 β_{e1} とは一致せず、流れの滑りがおこる (第 18



第 18 図 滑り

図)。この滑りの原因、種類およびその補正方法を見出すことが問題である。

まず第一の点について述べよう。この場合前述の最大効率を出す出口速度分布の条件を入れて、かつ exducer 内で遠心力とその点の圧力勾配が釣合うという条件を満足する流線の微分方程式を求めると次のようになる。

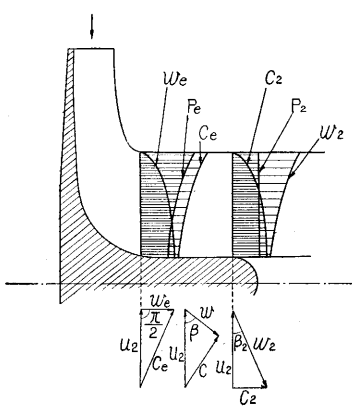
$$\begin{aligned} & (1-\psi_2^2)\left(1-\frac{\zeta}{2}\right)\left(\frac{1}{r}-r\right)\theta\frac{d\theta}{dr} \\ & + (1-\psi_2^2)\left(\frac{1}{r^2}-2+\frac{\zeta}{2}\right)\theta^2-2\sqrt{1-\psi_2^2}\sqrt{\frac{1}{r^2}-1}\cdot\theta \\ & - \left(\psi_2^2-\frac{1}{2}\right)\zeta=0 \end{aligned} \quad (18)$$

上式において、 ζ は exducer 内の流れの損失係数、 $r=R/R_{20}$ 、 $\theta=1/\tan\beta$ であって、 β は任意の点の相対速度の方向が切線(周速方向)となす角である。

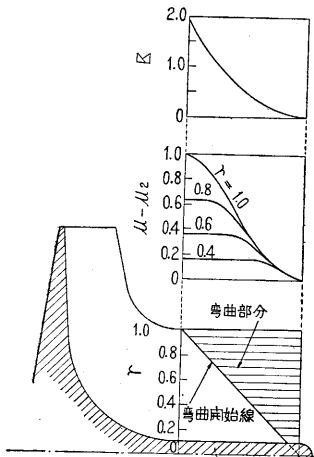
上式がラジアルタービンで、最高効率を得るように、exducer 出口角および出口速度分布を与えるようにした場合に、exducer 内の各点で半径方向の圧力勾配と遠心力とが釣合うときの流線を表わす。上式の解は存在するので、結局前記の諸条件を満足するような exducer が存在し得ることがわかる。理想的な場合として、exducer 内の損失がない場合について解を求めると次のようになる。

$$\begin{cases} \theta = 0 \\ \theta = \frac{1}{a} \frac{r}{\sqrt{1-r^2}} - \frac{K}{r\sqrt{1-r^2}} \end{cases} \quad (19)$$

ただし、 $a = \sqrt{1-\psi^2}$ 、 K は積分常数であって、軸方向



第 19 図 Exducer 入口および出口の速度および圧力分布



第 20 図

比較的に徐々に降下している。

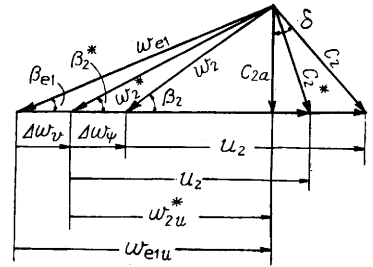
次に exducer 内の流れの滑りについて述べる。exducer の枚数が無限大で、損失がなく、かつ回転せず静止している場合には、その流出方向は exducer の幾何学的流出方向と一致すると考えられる。しかし実際の exducer では前記の仮定が満足されないために、幾何学的流出角とは相違して流出する。そこで実際の exducer ではどのように相違してくるのかについて考えよう。

(a) 動翼内の損失に基く滑り

一般に静止した二次元有限ピッチタービン翼列で、損失がある場合とない場合を比較すれば、その平均流出方向は損失が大きい場合程流れが立ってくる。動翼には E_b の損失があるので、この損失のためにタービン出口の全半径に亘って流れが立ってくる傾向にある。第 21 図において幾何学的流出角 β_{e1} に、何らかの原因で Δw_ψ の滑りが作用し、さらにこれに動翼の損失に

の位置によってきまる値である。第 19 図は exducer の入口および出口における速度および圧力分布である。結局 K の値を軸方向にどのように分布させるかによって、いろいろの形の exducer が存在し得るが、exducer の工作上および強度上の点から考えて、第 20 図に示すように、exducer の彎曲開始線が直線になるように K の値を分布させた場合が一番よいようである。このときの exducer 内の各点の圧力 ($\mu = p / \frac{\rho}{2} u_{20}^2$) を同図に示してあるがこの場合は圧力も exducer 内で急激に変化する所もなく、

基く滑り Δw_ψ が作用して流れが立ち、その結果結局実際の流出角 β_2 をもって、速度 w_2 で流出する。そうすると



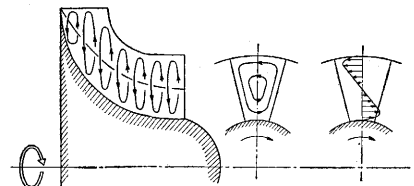
第 21 図 滑り線図

$$\left. \begin{aligned} w_2^* &= w_2 / \psi_2 \\ \sin \beta_2^* &= \psi_2 \sin \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

となり、以上の関係から動翼の速度係数がわかれば、 β_2^* から β_2 を求めることができる。

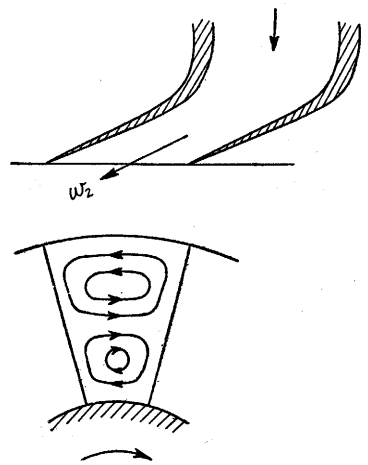
(b) 動翼の回転に伴う相対渦流による滑り

動翼の回転運動に伴ない、動翼羽根および exducer の通路内には第 22 図に示すような相対渦流が発生する。この相対渦流の回転方向は動翼の回転方向と反対で、動翼の回転角速度と同じ角速度で回転する。その結果 exducer 出口では、同図の右端に示すような滑り速度が発生する。すなわちボス付近では回転方向に滑りが発生し、



第 22 図 動翼の回転に伴う相対渦流

第 23 図 Exducer の曲りによる相対渦流

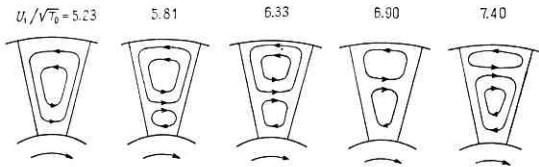


外側付近では回転と反対方向に滑りが発生する。すなわちボス付近では流れが立ってくるのに対し、外側では流れがねてくる。したがって exducer の形状は、速度線図の相対流出角よりもボス付近では exducer をねせるようにし、外側付近では立てるような傾向に予め修正しておく必要がある。

(c) Exducer の曲りによる滑り

exducer 出口では外側では、ほとんど 90° 近く曲げられて w_2 なる速度で流出し、ボス付近では曲げられる量が少い。この曲りのために第 23 図に示すような一對の

渦が発生する。外側にできる渦は回転方向と反対の渦で、動翼の回転に伴う渦と同一方向であり、内側にできる渦は回転と同一方向の渦である。第 24 図は 1 号タービンについて、出口速度分布を測定し、これから求めた



第 24 図 実測相対渦流 (1 号タービン)

exducer 内の渦流であって、内側に回転と同一方向の渦が発生しているのは、exducer の曲りによる渦である。そしてこの曲りによる渦の強さは、曲り角が大きい程(すなわち出口外側付近)大きく、また流量が大きい程大きい。したがって筆者の設計法に従って、出口中心部に多量に流し、外側付近では少量流すように出口速度分布を与えるときは、exducer の曲りによる滑りの影響は小さくなる。

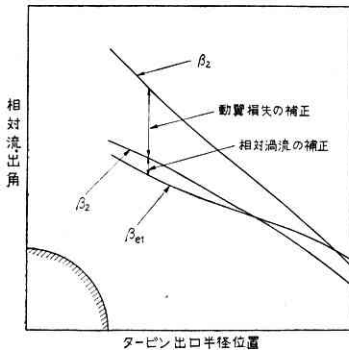
(d) 有限羽根枚数による影響

静止した二次元翼列の場合と同様に、実際の流出角は羽根の枚数が少い程(ピッチが大きい程)羽根の幾何学的形状よりも立ってくる。これはタービン全体としては、動翼損失に基く滑りと同じ影響を与える。

(e) 動翼の曲りによる影響

動翼に対して流れは相対的に半径方向に流入し、90° 曲げられて軸方向に流出する。したがって羽根通路内には一対の渦が発生するが、これは滑りに対して影響を与えない。

以上述べた色々の原因によって滑りが発生するが、実験結果によると、動翼の滑りは大部分は動翼の損失に基くものであって、これに動翼の回転に伴う相対渦流の影響を補正すれば十分である。すなわち第 25 図に示すように、 β_2 を設計速度線図から求めた相対流出角とすれば、まず動翼の損失に基く滑りの補正として (20) から β_{e1} を求め、これに動翼の回転に伴う相対渦流による滑りの補正を行い、 β_{e1} を求めると、

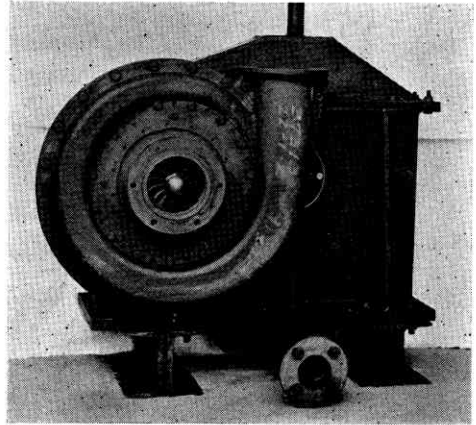


第 25 図 滑りの補正方法

これが exducer の幾何学的な方向となる。

7 試作ラジアルガスタービンの性能

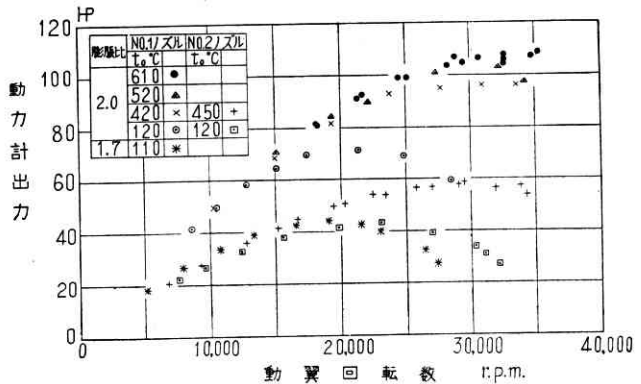
以上述べた研究結果を基礎にして、設計試作したラジアルガスタービンについて行った実験結果について述べよう。試作タービンの主要目は次の通りであって、第 26 図はその写真である。タービン全膨張比 2.0、ガス温度 600°C、ガス流量 0.52 kg/s、回転数 34,500 rpm、出力 105 馬力、動翼外径 204 mm、タービン出口外径 108mm、出口内径 40 mm、動翼入口幅 12.7 mm、ノズル枚数 15



第 26 図 試作 2 号ラジアルガスタービン

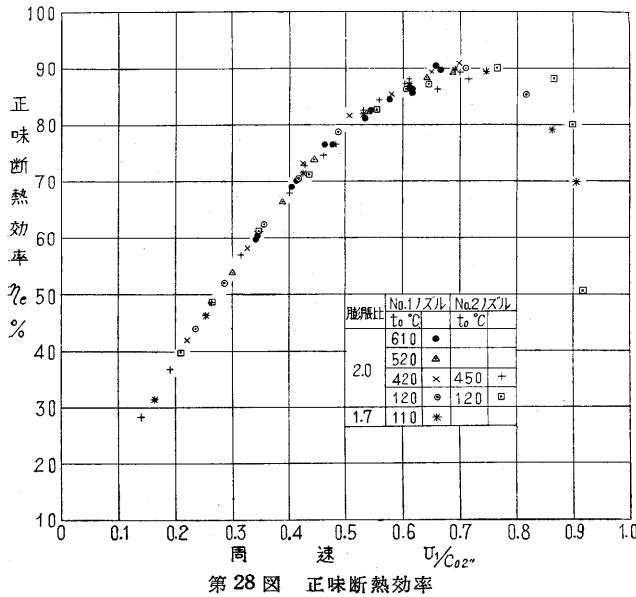
枚、動翼枚数 14 枚、ノズル平均流出角 15°40' (No.1 ノズル)、9°30' (No.2 ノズル)、 $q=17.5 \times 10^{-3}$ 。

6 段ターボ圧縮機で圧縮した空気を燃焼器に導き、燃料を噴射し燃焼させ、燃焼ガスを作る。この高圧高温の燃焼ガスを用いて試作タービンを駆動する。タービン出力は 1 段ヘリカル減速歯車(減速比 0.0996)を経て、150 馬力電気動力計に吸収させるようになっている。第 27 図はタービンの正味出力で、電気動力計で測定した出力である。それぞれ No.1 ノズルおよび No.2 ノズルを使用した場合について、膨張比 2.0 および 1.7 の場合に、タービン入口のガスの温度を一定に保ちつつ、タービン回転数を変えた場合の出力である。No.1 ノズルを



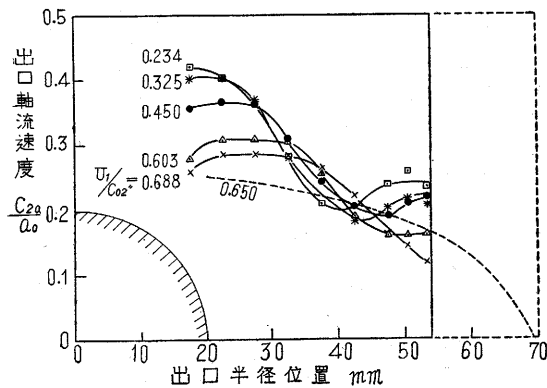
第 27 図 タービン出力

使用したとき、膨張比 2.0、ガス温度 610°C、回転数 35,000 rpm において約 108 馬力を出している。第 28 図はそのときの正味断熱効率である。正味断熱効率とは、電気動力計による測定出力と、タービン入口状態から出口圧力まで等エントロピで膨張したときの理論出力との比である。No. 1 ノズルの場合は $U_1/c_{02}''=0.70$ (c_{02}'' はタービン入口状態からタービン出口圧力まで等エントロピで膨張したときの理論噴出速度) において、また No. 2 ノズルの場合は $U_1/c_{02}''=0.75$ において、それぞれ最高効率 90% を出している。従来各国で試作されているこの種のタービンの最高効率が 78~86% であるのに対し、はるかに優秀な性能を示している。タービン効率が 90% であれば、圧縮機の効率を 80% としても、80% の温度



第 28 図 正味断熱効率

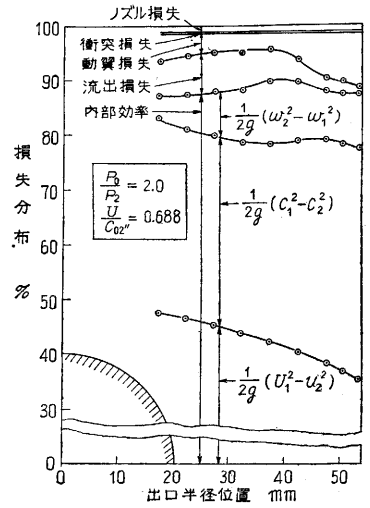
効率の熱交換器を使用すれば、圧力比 3~4、ガス温度 600~800°C で、ガスタービン原動機としての熱効率が 32~40% となり、燃料消費率は 150~200 gr/Ph であって、従来の往復型内燃機関よりも熱効率が高くなり、特に 50~300 馬力位の小出力ガスタービンとして優秀な性



第 29 図 出力軸流速度分布

能を得ることが可能になる。

第 29 図はタービン出口における半径方向の各位置における出口軸流速度分布である。同図の点線は設計点 $U_1/c_{02}''=0.65$ における理論軸流速度分布であって、この実験の結果では、大体理論計算の結果と一致していることがわかる。タービン出口の各半径位置における各種の損失の分布状態を第 30 図に示す。

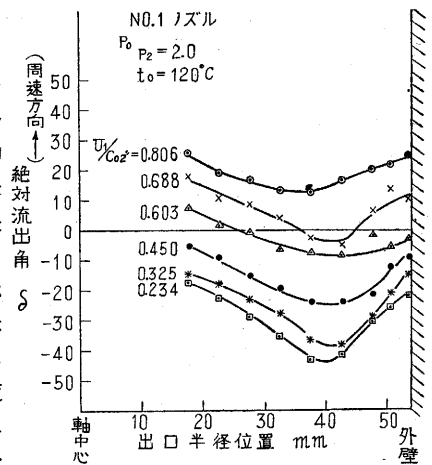


第 30 図 損失分布

タービン全膨張比 2.0,

$U_1/c_{02}''=0.688$ (ほぼ設計点付近) の場合であって、これでわかるようにタービン出口の軸流速度分布を

筆者の理論のよりに与えれば、動翼損失と流し損失の和が出口全半径に亘ってほとんど一定で、最小になることを示している



第 31 図 絶対流出角

る。第 31 図はタービン出口におけるガスの絶対流出角であって、タービンの軸線方向と流出絶対速度とのなす角である。設計点 $U_1/c_{02}''=0.65$ 付近においては、ほとんど軸線に平行に流れており、このことは前記の exducer 内における遠心力と半径方向の圧力勾配の釣合い、および滑りの補正方法が妥当であることを証明している。

8 むすび

この研究は、生産技術研究所特別研究費、文部省特殊研究費、文部省科学研究費、石川島重工業 KK よりの委託研究費等で行われたものであって、またこの研究の遂行に際し、各方面から多大の御便宜、御援助を与えられたことを記し、感謝の意を表する。 (33.7.16)