

ラジアルガスタービンの研究 (第2報)

—試作ラジアル空気タービンの特性—

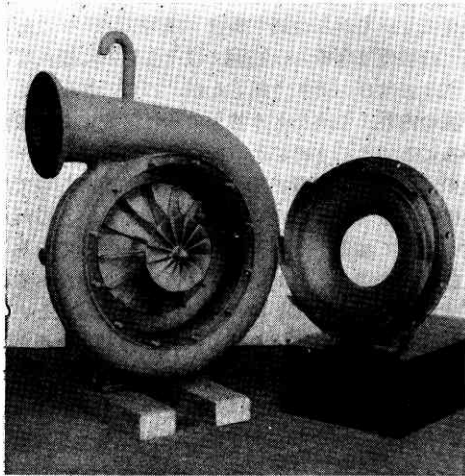
水町 長生・内田 正次・金子 和男

われわれはラジアルタービン内のガスの流動について理論的に考察し、最大効率を得るための条件を求め、その設計方法を求めることができたので、理論の妥当性を実験的に確認し、また理論的解析では求めることができない各部の流動損失を実験的に明らかにするために、ラジアル空気タービンを試作し、実験を行った。実験は引続き行いつつあるが、いままでに判明した主要部分について報告する。

試作タービンの要目は次の通りである。

- タービンの全膨脹比; 1.3
- タービン入口空気温度; 50°C
- 空気流量; 0.43 kg/s
- 反動度; 48.3%
- 回転数; 10,970 r. p. m
- ノズル角; 7°2'
- 羽根車外径; 250mm
- 羽根車出口外径; 140mm
- 羽根車出口内径; 25mm, $q=8.63 \times 10^{-3}$

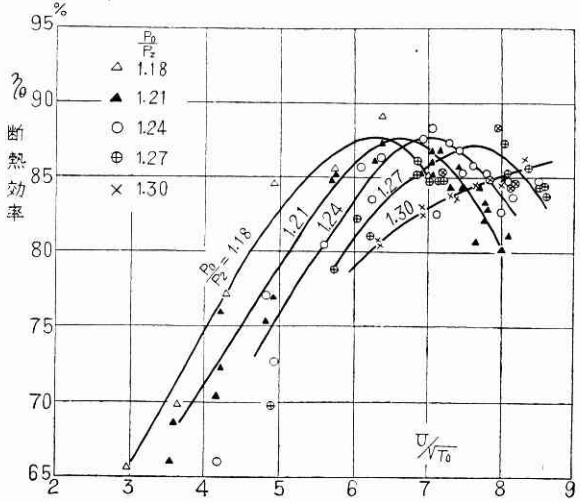
Exducer 出口角は、各半径において、ラジアルガスタービンの研究 (第1報) において述べた方法に従って、ねじり角を与えてある。



第 1 図

第1図が試作タービンで、ノズルを取外したところを示す。

実験は次の方法で行った。ルーツ型圧縮機、および遠心型圧縮機によって圧縮された空気を、丸型ノズルを使用する空気流量計を通した後、タービン入口に導き、タービンで膨脹させる。タービンの出口は大気に解放する。タービンに発生した出力は減速歯車を用いて(減速比; 1/3.059)タービン軸を減速して、電気動力計に吸収させる。タービン入口および出口の空気温度は水銀寒暖計を



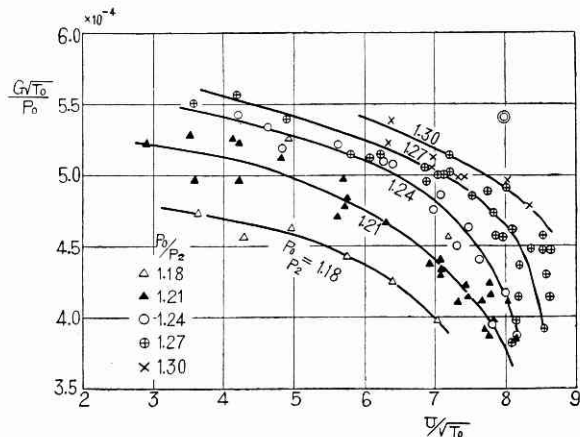
第 2 図

用いて測定する。タービン入口および出口における空気の流速は 10~20 m/s であるので、せき止め温度上昇を考慮する必要はない。

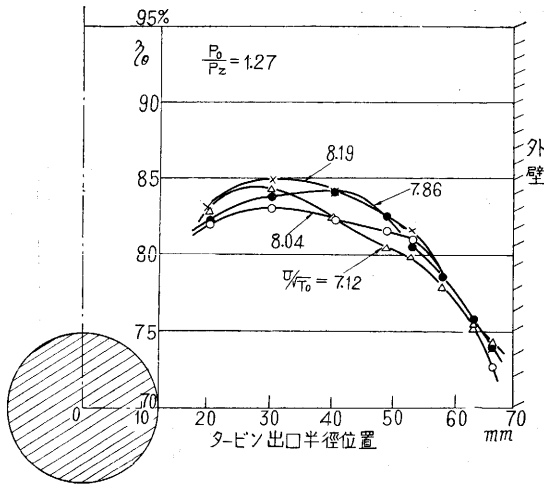
第2図が断熱効率の測定結果である。U; 羽根車周速, m/s, T_0 ; タービン入口空気温度 °K, parameter はタービンの全膨脹比である。断熱効率の最高値は87~88% であって、従来の小型タービンの断熱効率に較べて4~5%の効率上昇であることがわかる。

第3図は周速(回転数)と流量との関係を表わす。設計点は膨脹比1.3において◎印の点で表わされる点であるが、実験結果は、設計流量よりも僅かに少なくなっている。これは Exducer 内において流れが、完全に軸方向に流れず軸心にかたより、出口外側において流れが減少した結果である。

第4図はタービン出口の各半径における熱落差を示



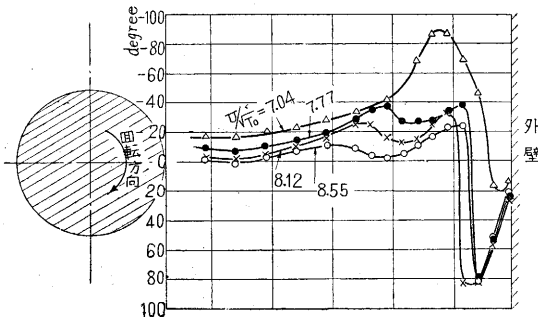
第 3 図



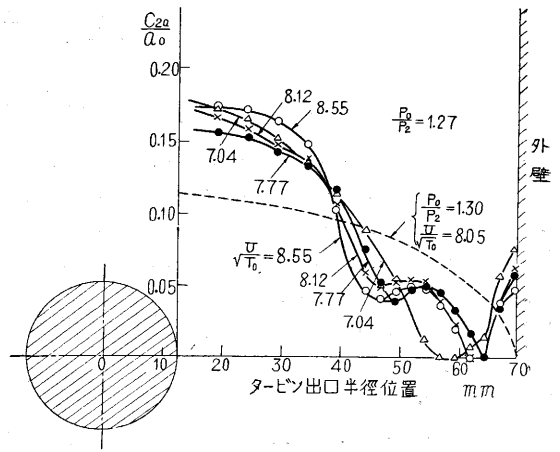
第 4 図

す。タービン入口から出口までの実際の熱落差と、断熱熱落差との割合で表わす。この図からわかるように、タービン出口における熱落差は各半径において一様ではなく、出口外側においては少なく、出口内側に行くほど、熱落差が大きくなる。このことはわれわれの理論（ラジアルガスタービンの研究（第1報）によって始めて説明できることであって、われわれの理論を証明すると共に、タービン出口においては一様な熱落差をすることを考えた従来の理論の誤りを示すものである。しかしして出口各半径における熱落差の差は 10% にも達する大きな量であって、従来の熱落差一定と考える方法では相当大きな誤差を伴うものであることがわかる。第2図の熱効率は出口各半径における平均の熱落差について求めた熱効率である。

第5図はタービン出口における流出空気速度の方向を示すものであって、各半径における軸心に平行な直線と流出速度のなす角度である。負の角度は羽根車の回転方向と反対に傾いて流出することを示す。設計点($U/\sqrt{T_0} \approx 8.55$) 付近においては、出口半径の大部分において大体軸心に平行に流出するが(0~10°位回転方向と反対に傾斜して流出する)、出口外側の外壁の近傍においては、回転方向に傾斜して流出している。これは第6図のター



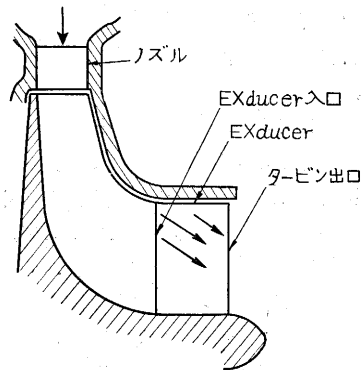
第 5 図



第 6 図

ビン出口の流出速度の軸流成分の分布を見ればわかるように、点線で示す設計値よりも、出口中心部で流量が増大し、出口外側で流量が減少しているためである。すなわちタービン出口の外側の流量が減少して、中心部に集中して流れていることがわかる。この原因については次のように考えられる。

この実験に使用した Exducer は出口角度を第1報で示した方法に従って出口各半径において曲げてあるが、Exducer の入口はいずれの半径においても軸心に平行になっており、Exducer の出口付近において所要の角度に曲げたものである。したがって Exducer 入口の外壁付近では軸心付近よりも圧力が高く、空気の回転運動に基づく遠心力よりもさらに圧力が高いために、第7図に示すように外側から軸心に向う流れが生じ、その結果、流れが軸心付近に集中し過ぎたためである。したがって Exducer の入口から出口まで各半径にわたって、遠心力と圧力が balance するように、外壁付近では Exducer 入口付近から曲げ始め、軸心付近では Exducer 出口の付近で曲げるようにすれば、タービン出口各半径にわたって、所要の速度分布を与え得ることがわかる。なおこの場合も出口各半径の Exducer 曲り角度はもちろん第1報で示した通りになる。このような Exducer は目下製



作中であり、これについて引続き実験を行う予定である。

(31.6.5),

第 7 図