

# 空気タービンの動力特性試験

兵庫県立障害者高等技術専門学院 中山 秀夫

## 1. はじめに

この実験に使用したタービンは、これまで誰にも知られていなかった全く新しい形式の反動ラジアルタービンである。従来のラジアルタービンでは外周より内径方向へ作動ガスが流れるのであるが、このタービンにおいては、作動ガスは内部より外径方向に流れ、その外周において円周方向へ排出する。このとき、噴射口より排出する作動ガスの反動力によって、出力が得られる。

このように、このタービンが新しい形式のものであり、その内部での作動ガスの流動状態と作用が従来のいかなる形式のタービンとも著しく異なっているため、その性能、特性については全く未知のものである。しかしながら、従来のタービンがすべて、ノズルや動翼の羽根によって形成される作動ガスの流路を持っているのに比べ、このタービンでは固定羽根のノズルに相当するものが不要でなく、回転ノズルの管状の流路中を作動ガスが流動するのであるから、従来の形式のものより低圧範囲での作動が可能であることや、セラミック等、非常に耐熱性の高い材料が開発されてきている現状において、軽量化、小型化や強度面で極度に有利であるという顕著な構造上の特長を持っている。

今回の実験はこのタービンを空気タービンとして使用、ブローにより供給される送風圧の空気を作動ガスとしてタービンを稼働し、タービン出力軸のトルク、出力を測定した。そして、オリフィス等で測

定される種々の値から作動空気の吸気側の状態値とタービンの出力側の動力値を算出し、タービン吸気の流量、静圧、動圧、全圧、保有エネルギーおよびトルク、回転数、出力、効率の各特性値の関係を実験結果として、グラフに表した。

これらの結果について、送風圧の作動空気による稼働であることを考慮すれば、このタービンの作動性の良さを十分に証明するものであると考える。しかし、一方、後に述べるように、今回初めて試作し、この実験に使用したタービンが、その構造に問題を持っている2次元形式のタービンであるので、次の段階としては、その形状的な欠陥を改善し、作動空気のエネルギー損失をさらに減じることが可能な3次元形式のタービンを用いた実験を実現させたいと思っている。

## 2. 実験装置

### 2.1 実験装置の概要

図1はこの実験に使用した装置の概要図であり、構成機器と主要諸元を次に示す。

ブロー	200 V	三相	0.75kw
	排出流量	0 ~ 11.5m <sup>3</sup>	
インバータ	0.5 ~ 120Hz		
吸気管	106mm 鋼管		
コーナータップオリフィス			
	絞りの孔径	8.4cm	
	絞りの直径比	0.7925	
ザンカ式整流格子	105mm 鋼管内設置用		

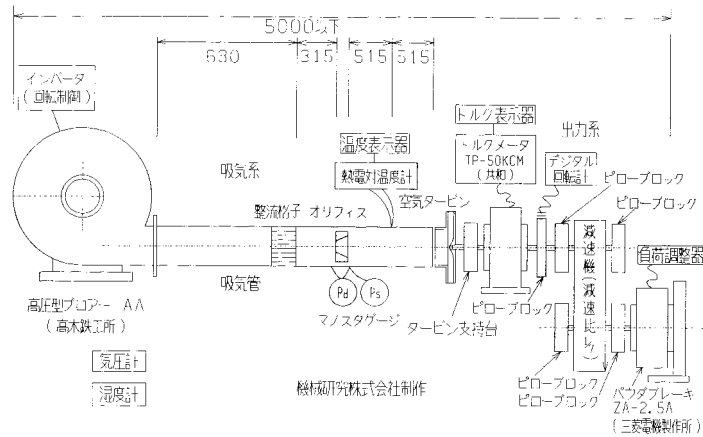


図1

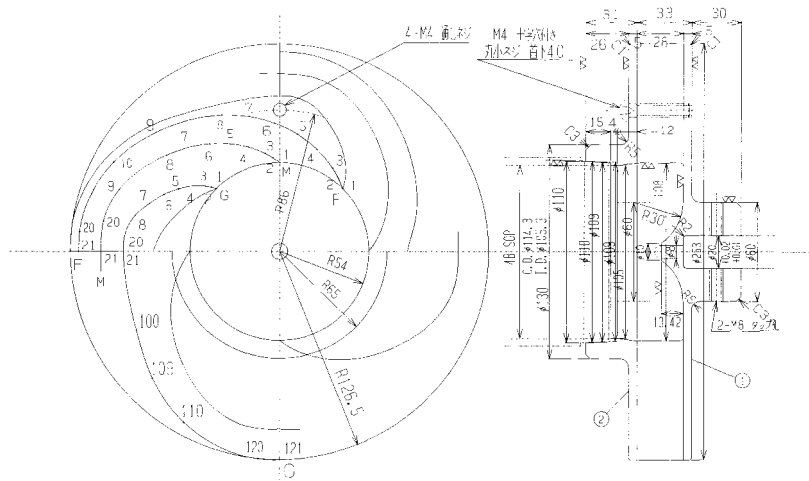


図2

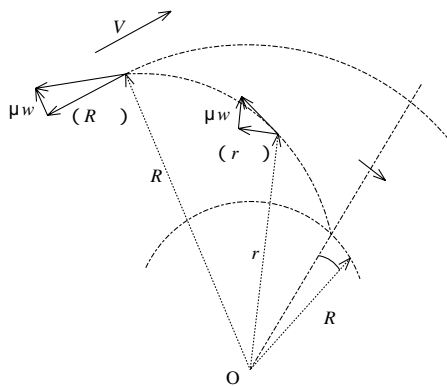
- 静圧用マノスタゲージ 0 ~ 3 kPa
- 動圧用マノスタゲージ 0 ~ 200mmAq
- 熱電対温度計 - 100 ~ 400
- タービン
  - 樹脂製 内径108mm 外径253mm
- トルクメータ 0 ~ 0.20kgf・cm
- 光電式デジタル回転計 0 ~ 6000rpm
- 減速機 タイミングベルト式
- パウダブレーキ
  - 制動トルク 0 ~ 0.9kgf・cm

## 2.2 タービン

図2はこの実験に使用したタービンの設計図である。このタービンにおいては、作動空気が本体である回転ノズルの内部をこれまでのラジアルタービン

の場合とは逆に、内側から外周方向へ流れる。すなわち、吸気管に後続し、タービン内周を4等分する吸入口からタービン外周に位置する4個の噴射口へ、ノズル流路のメリディアン曲線に沿って外径方向に相対的に流動するのである。

このタービンの最も大きな特徴はこれら4本のノズル流路メリディアン曲線である。これらのメリディアン曲線のノズル流路吸入口より中央部（ノズル流路噴射口付近を除く）は、吸気管からタービン吸入口を通してノズル流路に入った作動空気が、ラジアル方向速度（絶対速度）一定で移動（ノズル流路ラジアル方向仮想断面積が一定）すると想定し、このときにコリオリの力が作用しないように、次に述べるようなアルキメデスの渦巻き線を基調とする曲線になっている。



- O : ノズルの回転中心
- : ノズル流路吸入口および噴射口断面中心回転半径比 (0.5)
- R : 噴射口断面中心回転半径 (108mm)
- r : ノズル流路仮想メリディアン曲線上の任意点の回転半径
- : ノズル流路吸入口断面中心およびノズル流路仮想メリディアン曲線上の任意点 (回転半径 r) がノズル回転中心 O を見込む角度
- : ノズル角速度
- $\mu$  : ラジアル方向ガス流速比, すなわち, ノズル流路噴射口断面およびノズル流路ラジアル方向仮想断面面積比 (0.36)
- w : ノズル流路噴射口断面における作動空気の噴出速度
- V : ノズル流路噴射口断面中心周速

図 3

図 3 はタービン吸入口からノズル流路中央部のメリディアン曲線をそのままノズル流路噴射口まで延長させた仮想メリディアン曲線上の作動空気の流速を表す図である。この場合、作動空気の相対的な流れはこの曲線に沿うと考えられるので、曲線の任意点 (回転半径  $r$ ) および外周における相対速度は図中に示すような値となるはずである。

そこで、ノズル角速度と噴射口断面中心周速の関係は、

$$= V / R$$

となり、原点 O に位置するノズルの回転中心とノズル流路吸入口断面中心を結ぶ線を主軸とする回転座標で仮想メリディアン曲線を表すと、

$$\frac{dr}{r \cdot d} = \mu \cdot w / (r \cdot \quad) \\ = (\mu \cdot w / V) \cdot R / r$$

$$d = \{ V / (\mu \cdot w) \} \cdot dr / R$$

$$= \{ V / (\mu \cdot w) \} \cdot \{ (r / R) + C \}$$

となり、また、ここで、図 3 においては、 $\quad = 0$  のとき  $r = \quad \cdot R$  となるので、上式から、

$$\{ V / (\mu \cdot w) \} \cdot (\quad + C) = 0$$

$$C = -$$

が得られ、仮想メリディアン曲線を次のように表すことができる。

$$= \{ V / (\mu \cdot w) \} \cdot \{ (r / R) - \quad \}$$

次に、ノズル流路における作動空気の反動力をできるだけ大きくするためには、噴射口での排出速度を円周方向に向けるほうが有利である。そのため、ノズル流路メリディアン曲線はノズル流路噴射口付近において円周方向に傾斜を強め、噴射口断面は円

周方向と直角に設けることにする。実際のタービンのこの部分の形状は、ノズル流路中央部の曲線と噴射口断面を適当な補完円弧によって接続する方法で決定する。

図 4 は中央部の外周に近い断面から噴射口断面に至るノズル流路噴射口付近のノズル流路の形状と作動空気の流動速度の関係を、各断面の回転半径の差が小さいとして近似的に表したものである。図 3 から噴射口の周速は  $V$  であり、また、作動空気のラジアル方向の流速は  $\mu \cdot w$  である。そこで、ノズルの周速と作動空気の流速 (相対速度) の想定上の関係は次のようになり、

$$V = \{ w^2 - (\mu \cdot w)^2 \}^{1/2} \\ = (1 - \mu^2)^{1/2} \cdot w$$

この関係を前式に代入すれば、次のノズル流路仮想メリディアン曲線が得られる。

$$= \{ (1 - \mu^2)^{1/2} / \mu \} \cdot \{ r / R - \quad \} \\ = \{ (1 - 0.36^2)^{1/2} / 0.36 \} \cdot \{ r / 108 - 0.5 \} \\ = 0.0240 \cdot (r - 54) \text{ rad}$$

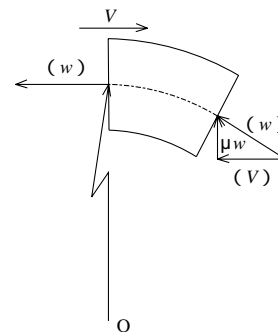


図 4

$$= 1.375 \cdot (r - 54) \text{grad}$$

### 3. 実験内容

#### 3.1 実験方法

実験では，図1の装置のインバータの設定値を50Hz，あるいは60Hzとし，プロアの回転を一定に定めて外気を取り込み，吸気管へ圧送，その圧縮空気によって稼働するタービンの負荷をパウダブレーキで調節することによって，回転数をさまざまな値にセットしながら回転数の変化に対する吸気管内の作動空気の保有エネルギーやタービンの出力に関する種々の特性値の変化を調べた。吸気管においてはオリフィスや熱電対温度計による管内圧力，温度，流量等のデータから作動空気の保有エネルギーを，タービン出力軸においてはトルクメータや回転計による負荷トルク，回転数のデータからタービンの出力を求めることができ，それらの値から各種の効率を算出することができる。

すなわち，プロアは外気の状態から吸気管内の作動空気の状態までポリトロブ圧縮の仕事を行い，作動空気は吸気管内の状態から外気圧の状態まで断熱膨張してタービンに動力を与えたと考えれば，外気の測定値や吸気管内での測定値から，作動空気がタービン内で消費するエネルギー，つまり，空気動力やこの実験装置を空気機関に見たてた場合の仮想空気サイクル，その理論効率を求めることができる。また，出力軸における測定値からタービンの出力が得られるので，タービンの断熱効率や仮想空気機関効率を算出することができる。

#### 3.2 測定値

湿度計の乾球温度（外気温度）	$t_o$
湿度計の湿球温度	$t_w$
外気圧	$P_o \cdot h \text{ Pa}$
吸気管内温度	$t$
オリフィス静圧	$p_s \text{ kPa}$
オリフィス差圧	$h_d \text{ mmAq}$
出力軸トルク	$t \text{ kgf} \cdot \text{cm}$
出力軸回転数	$n \text{ rpm}$

#### 3.3 関係式

$$\text{外気圧 } P_o = 10.20 \cdot P_o^* \text{ kgf} / \text{m}^2$$

$$\text{外気の飽和蒸気圧 } P_w \cdot f \text{ kgf} / \text{m}^2$$

$$\text{乾き空気のガス定数 } R_a = 29.27 \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{kgf} \cdot \text{K}$$

$$\text{水蒸気のガス定数 } R_w = 47.06 \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{kgf} \cdot \text{K}$$

外気の絶対湿度

$$= 0.622 \cdot \{ P_w \cdot f / P_o - 6.5 \times 10^{-4} \cdot (t_o - t_w) \}$$

作動空気のガス定数

$$R_g = (29.27 + 47.06 \cdot \quad) / (1 + \quad) \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{kgf} \cdot \text{K}$$

$$\text{オリフィス静圧 } h_s = 102.0 \cdot p_s \text{ mmAq}$$

$$\text{オリフィス全圧 } h = h_s + h_d \text{ mmAq}$$

作動空気の比重量

$$g = (P_o + h_s) / \{ (273 + t) \cdot R_g \} \text{ kgf} / \text{m}^3$$

作動空気の動粘性係数  $\text{cm}^2 / \text{sec}$

$$\text{近寄り速度係数 } E = 1.2851$$

流出係数

$$C = 0.5959 + 0.0312 \times 0.7925^{2.1} - 0.1840 \times 0.7925^8 + 0.0029 \times 0.7925^{2.5} \cdot (10^6 / R_{ed}^*)^{-0.75} \\ 0.5864 + 0.16214 \cdot (R_{ed}^*)^{-0.75}$$

$$\text{圧力比 } = (P_o + h_s) / (P_o + h_s + h_d) \quad 0.75$$

膨張補正係数

$$= 1 - (0.3707 + 0.3184 \cdot 0.7925^4) \cdot (1 - \quad^{-1/14})^{0.935} \\ = 1 - 0.4963 \cdot (1 - \quad^{-1/14})^{0.935}$$

オリフィス絞り孔断面の作動空気の理論流速

$$w = 60 \cdot (2 \times 9.81 \cdot h_d / g)^{1/2} \text{ m} / \text{min}$$

レイノルズ数

$$R_{ed} = 11.096 \cdot E \cdot C \cdot \quad^{-1} \cdot \quad \cdot w$$

仮想レイノルズ数

$$R_{ed}^* = 0.7605 \times 11.096 \cdot \quad^{-1} \cdot \quad \cdot w \\ = 8.439 \cdot \quad^{-1} \cdot \quad \cdot w$$

流量

$$Q = 3.14 \times 0.084^2 / 4 \cdot E \cdot C \cdot \quad \cdot w \\ = 0.5539 \times 10^{-2} \cdot E \cdot C \cdot \quad \cdot w \text{ m}^3 / \text{min}$$

外気状態に換算した流量

$$Q_o = (1 + h_s / P_o) \cdot (273 + t_o) / (273 + t) \cdot Q \text{ m}^3 / \text{min}$$

ノルマル流量

$$Q_N = (273 + 20) / 10330 \cdot P_o / (273 + t_o) \cdot Q_o \text{ Nm}^3 / \text{min}$$

外気の比重量  $\rho = P_o / \{ g \cdot (273 + t_o) \}$

空気動力

$$L_{ad} = Q_o / 4500 \cdot \{ h_s \cdot (1 - 0.3571 \cdot h_s / P_o) +$$

$$0.18200 \cdot Q^2 \} P_s$$

プロア圧縮時のポリトロープ指数

$$n_{pol} = \log_e(1 + h_s / P_o + h_d / P_o) / \log_e\{(1 + h_s / P_o + h_d / P_o) \cdot (273 + t_o) / (273 + t)\}$$

作動空気の仮想サイクルの理論効率

$$\eta_{th} = 0.45 \times 10^6 \cdot L_{ad} / [P_o \cdot R_g \cdot Q_o \cdot (n_{pol} - 1) \cdot (t - t_o) \cdot \{1 + (n_{pol} - 1.4) / 0.4\}] \%$$

タービンの出力

$$L = 2 \times 3.14 \times 0.01 / 4500 \cdot t \cdot n P_s$$

タービンの断熱効率  $\tau = 10^2 \cdot L / L_{ad} \%$

仮想空気機関効率  $= 10^{-2} \cdot \eta_{th} \cdot \tau \%$

### 3.4 レイノルズ数と仮想レイノルズ数

吸気管を流れる作動空気のレイノルズ数は、

$$Re_D = 10^4 / 60 \times 0.106 \times 0.7925^2 \cdot E \cdot C \cdot \dots^{-1} \cdot \dots \cdot w$$

$$= 11.096 \cdot E \cdot C \cdot \dots^{-1} \cdot \dots \cdot w$$

で求めることができるが、3.3に記すように、流量  $Q$  の計算式中の流出係数  $C$  を算出するためにはこのレイノルズ数の値が必要であり、また、レイノルズ数を求める際にも流出係数  $C$  の値が必要になってくる。そこで、この実験においては、得られたデータを用いた循環計算によって、あらかじめ、近寄り速度係数、流出係数および膨張補正係数の積を、

$$E \cdot C \cdot \dots = 0.7605$$

とした仮想レイノルズ数  $Re_D^*$  を定義し、この値から  $C$  および  $Re_D$  を求めることにした。なお、この方法によれば、今回の実験における  $Re_D^*$  と  $Re_D$  の値の誤差  $(Re_D - Re_D^*) / Re_D$  は  $\pm 0.3\%$  以下であった。

表1はJISおよび実験データから得られた流出係数の数値を表にして表したもので、 $C$  が0.79と0.8のものはJIS 8302による数値である。これらの結果はJISによく適合したものであり、多くの場合、上記の方法による流量計算によって、ほぼ妥当な結果が得られると考えている。

表1

$Re_D$	$10^5$	113100	130300	147840	$3 \times 10^5$
0.7900	0.5960				0.5910
0.7925		0.5953	0.5944	0.5937	
0.8000	0.5939				0.5887

### 3.5 空気動力

この実験においては、吸気管の圧縮空気がタービンで断熱膨張して保有エネルギーを消費し、その空気動力によって出力が生じると考える。それゆえ、空気動力は作動空気が行う仕事に等しくなる。もちろん、この実験の場合、動圧が静圧に対して無視できないため、この仕事については作動空気の状態変化だけでなく、吸気管内での流速も含めて考える必要がある。

そこで、作動空気がタービンから排出後、直ちに、外気圧、速度0の状態になるとすれば、タービンに与える仕事、すなわち、空気動力は断熱膨張によって減少する作動空気のエンタルピと吸気管内で持っている運動エネルギーの和ということになり、

$$L_{ad} = 1 / 4500 \cdot P_o \cdot Q_o \cdot [i_{ad} / A + \{Q / (3.14 \times 0.106^2 / 4)\}^2 / (2 \times 60^2 \times 9.81)]$$

$$= 1 / 4500 \cdot P_o \cdot Q_o \cdot [i_{ad} / A + 0.18200 \cdot Q^2]$$

ここで、

$$i_{ad} = 1.4 / (1.4 - 1) \cdot A \cdot P_o / P_o \cdot [ \{ (P_o + h_s) / P_o \}^{(4-1)/1.4} - 1 ]$$

$$= 1.4 / (1.4 - 1) \cdot A \cdot P_o / P_o \cdot \{ (1 + h_s / P_o)^{1.4-1/1.4} - 1 \}$$

$$= A \cdot h_s / P_o \cdot (1 - 0.3571 \cdot h_s / P_o)$$

となるので、

$$L_{ad} = 1 / 4500 \cdot P_o \cdot Q_o \cdot \{ h_s / P_o \cdot (1 - 0.3571 \cdot h_s / P_o) + 0.18200 \cdot Q^2 \}$$

$$= 1 / 4500 \cdot P_o \cdot Q_o \cdot \{ h_s \cdot (1 - 0.3571 \cdot h_s / P_o) + 0.18200 \cdot P_o \cdot Q^2 \}$$

で表すことができる。

### 3.6 仮想空気サイクル

この実験では、作動空気は、最初、外気の状態ではプロアに取り込まれて加圧される。この場合の状態変化は、実際には、もちろん、不可逆変化なのであり、プロア等での圧力損失によって、作動空気の圧力は実際の圧縮仕事に見合うだけ上昇せず、そのために生じた損失仕事は熱量として作動空気に与えられることになる。そこで、この際の作動空気の状態変化はポリトロープ変化で代用するのが妥当である。

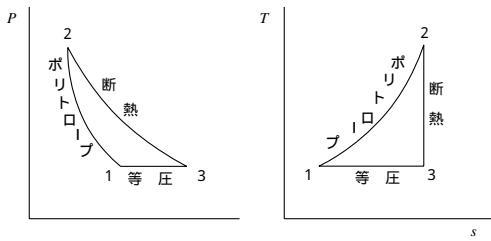


図5

次に、作動空気は吸気管からタービンに導入されて、3.5で述べたように、外部と断熱状態で外気圧まで膨張し、最後は、また、外気中に放出されると考える。それゆえ、この作動空気のサイクルはポリトロップ圧縮、断熱膨張および等圧圧縮による開放サイクルであり、仮想空気機関、つまり、実験装置において、ポリトロップ圧縮で仕事と熱量を供給され、断熱膨張で仕事を行った後、等圧膨張によって熱量を外気中へ捨て去り、最初の外気の状態に戻るということになる。

図5(a),(b)は作動空気の仮想サイクルのP線図とTs線図である。作動空気はサイクルの最初1の外気の状態からブロアによる加圧で1-2のポリトロップ圧縮の状態変化の後、吸気管内における2の状態になる。ここで、状態点2の圧力 $P_2$ についてであるが、吸気管内における作動空気は管内静圧とともに動圧を持っており、この両者のいずれもが、当然、ポリトロップ圧縮による仕事で作り出されたものと考えべきである。そこで、 $P_2$ の値としては、これらの圧力の和として算出される全圧を与えねばならない。すなわち、ブロアはポリトロップ圧縮によって外気圧から吸気管内での全圧に至るまでの仕事と熱量(その和を $L_{pol}$ で表す)を与え、作動空気は静圧 $p_s$ と速度 $w$ に相当する動圧を得ると考えるのである。

次に、作動空気はタービンに入ると断熱膨張2-3の状態変化により空気動力( $L_{ad}$ )に相当する仕事を行って、静圧と速度を失い、外気圧 $P_1$ まで圧力を降下させ、3の状態になって排出される。タービン排気の温度については、ポリトロップ圧縮1-2で与えられる仕事が断熱膨張2-3で消費されるエネルギーよりも大きい分だけ熱量として保留され

るために、当然、外気の温度よりも高くなっている。

このサイクルは開放サイクルであり、3の状態からタービンから排出された作動空気は外気中に拡散、放熱しながら3-1の等圧圧縮により温度を低下、容積を減少し、外気と同じ最初の1の状態に戻ると考えればよい。このように考えると、このサイクルに供給されるのは外部仕事による作動空気のポリトロップ変化の際の供給熱量と圧縮仕事であり、取り出されるのは断熱膨張の際に作動空気が行う仕事であるということになる。そこで、この場合の理論効率は断熱変化2-3で作動空気が行う仕事、すなわち、空気動力( $L_{ad}$ )をポリトロップ変化1-2における圧縮仕事と供給熱量の和、すなわち、作動空気の保有エネルギーの増加量( $L_{pol}$ )で除したものであるということになる。

状態変化1-2の際のポリトロップ指数は、

$$\begin{aligned} T/P^{(n-1)/n} &= T_1/P_1^{(n-1)/n} = T_2/P_2^{(n-1)/n} \\ \log_e\{T_1/P_1^{(n-1)/n}\} &= \log_e\{T_2/P_2^{(n-1)/n}\} \\ \log_e T_1 - \log_e P_1^{(n-1)/n} &= \log_e T_2 - \log_e P_2^{(n-1)/n} \\ (n-1)/n \cdot (\log_e P_2 - \log_e P_1) &= \log_e T_2 - \log_e T_1 \\ (n-1)/n \cdot \log_e(P_2/P_1) &= \log_e(T_2/T_1) \\ (n-1)/n = 1 - 1/n &= \log_e(T_2/T_1)/\log_e(P_2/P_1) \\ 1/n &= -\log_e(T_2/T_1)/\log_e(P_2/P_1) + 1 \\ &= \{\log_e(P_2/P_1) - \log_e(T_2/T_1)\}/\log_e(P_2/P_1) \\ n &= \log_e(P_2/P_1)/\log_e(P_2/P_1 \cdot T_1/T_2) \end{aligned}$$

そこで、実験における仮想サイクルの圧縮1-2にこの結果を適用すると、

$$P_1 = P_0$$

$$T_1 = T_0 = 273 + t_0$$

$$P_2 = P_0 + h_s + h_d$$

$$T_2 = T = 273 + t$$

$$n_{pol} = \log_e\{(P_0 + h_s + h_d)/P_0\} / \log_e\{(P_0 + h_s + h_d)/P_0 \cdot (273 + t_0)/(273 + t)\} \quad 1.4$$

次に、ポリトロップ圧縮による作動空気の保有エネルギーの増加量は、

$$\begin{aligned} L_{pol} &= \rho \cdot Q_0 / 4500 \cdot A \cdot u_{pol} \\ &= \rho \cdot Q_0 / 4500 \cdot A \cdot [A \cdot R_g / (n_{pol} - 1) \\ &\quad \cdot \{(273 + t) - (273 + t_0)\} + A \cdot R_g / (1.4 - 1) \\ &\quad \cdot (n_{pol} - 1.4) / (n_{pol} - 1) \cdot \{(273 + t) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -(273 + t_o) \}} \\
& = \rho \cdot R_g \cdot Q_o / 4500 \cdot (n_{pol} - 1) \\
& \quad \cdot (t - t_o) \cdot \{ 1 + (n_{pol} - 1.4) / 0.4 \} \\
& \text{となり, そこで, 仮想空気サイクルの理論効率,} \\
& \eta_{th} = 10^2 \cdot L_{ad} / [ \rho \cdot R_g \cdot Q_o / 4500 \cdot (n_{pol} - 1) \\
& \quad \cdot (t - t_o) \cdot \{ 1 + (n_{pol} - 1.4) / 0.4 \} ] \\
& = 0.45 \times 10^6 \cdot L_{ad} / [ \rho \cdot R_g \cdot Q_o \cdot (n_{pol} - 1) \\
& \quad \cdot (t - t_o) \cdot \{ 1 + (n_{pol} - 1.4) / 0.4 \} ] \% \\
& \text{となる。}
\end{aligned}$$

#### 4. 実験結果

実験は3.1の実験方法に従い、タービンの回転数を基準値として行った。結果としては、3.2の測定データと3.3の各式によって求められたインバータ設定値50Hzおよび60Hzのそれぞれの回転数に対する流量、トルク、断熱効率等の関係を回転数特性、流量に対する静圧、動圧、仮想空気サイクルの理論効率等の関係を作動空気の流量特性、同じく、流量に対する種々の効率の関係を各種効率の流量特性としてグラフに表した。

なお、ここに示された結果はこのタービンの特性をかなり明確に表すものであるが、実験に使用した2次元形式のタービンはその形状に大きな欠点を持つものであり、それゆえ、タービンの性能を論ずるために十分なものであるとはいえない。ここでは、実験の結果とともに、これらの点についても、できるだけ詳しく述べたつもりである。

##### 4.1 回転数特性

図6の(a)および(b)はインバータ設定値50Hzおよび60Hzにおけるタービンの回転数の変化に対する流量、トルク、空気動力、タービンの出力および断熱効率の変化を表すグラフである。この2つのグラフにおいて、流量と空気動力の変化はきわめて直線に近く、回転数の増加に対して流量はほぼ一次的に比例して増加し、空気動力は回転数、流量の増加に反比例してやや減少する。これはそれぞれの実験範囲において、タービンでの作動空気の仕事や摩擦損失による全圧の低下が等しく、外気圧までの断熱膨

張を想定した場合には、作動空気の管内静圧が高いほど圧降下の際の容積の増加が大きく、その分だけ膨張仕事が大きくなるためである。

また一方、出力の変化は直線的ではなく、回転数の変化に対して全体的に凸状の曲線であり、また、タービンの断熱効率については、この出力の変化をそのまま反映した状態の曲線になっている。これはトルクの変化が回転数の増加に対して直線比例的ではなく、やはり、全体的に凸の曲線を描いて減少しているためである。もちろん、タービン出力は作動空気がインデューサ等、複雑な構造の羽根流路を必要とせず、回転ノズルのみで形成されるこのタービンの内部で消費するエネルギー、すなわち、空気動力に平行なグラフとなるべきなのではあるが、その変化が図6に表されたようなものになるのは、一般的な動力機械と同様、損失エネルギーの量がタービンの稼働状況によって異なるためと明言できるのである。

この実験で生じている主要なエネルギー損失の原因としては、次の2つのことが考えられる。まず、その1つは作動空気の流動損失である。しかしながら、この損失は作動空気のタービン内でのさまざまな流動抵抗によるものであり、その変化には、当然、圧力、流量等の変化が伴うはずである。前述のように、吸気管内での作動空気の流動状況を表す流量、あるいは、空気動力等の変化が直線に近いものであるから、この損失の影響によってトルク、出力

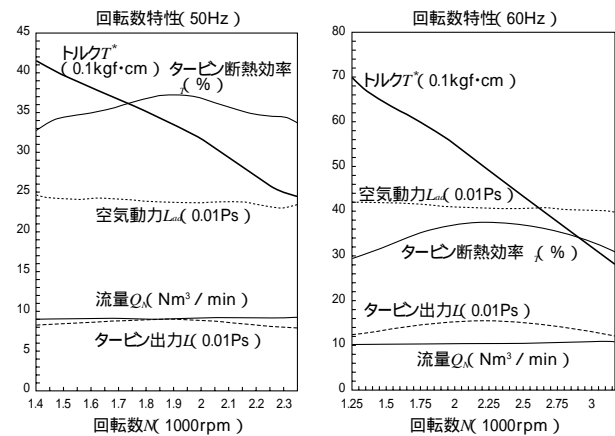


図6

等のグラフが複雑な曲線になっているとは考えられない。

後の1つの原因は、図1の実験装置の出力軸のタービンとトルクメータの間にあるタービン支持台のベアリングの摩擦抵抗である。この抵抗トルクはトルクメータに計上されず、したがって、全くの動力損失となるものであり、一般的な回転機械においてそうであるように、その大きさが負荷トルクが大きく回転数が小さいとき、あるいは、負荷トルクが小さく回転数が大きいときに増加し、その影響を受けるために、トルク、出力等の変化が図6(a)、(b)の凸状の曲線のグラフとして表される結果になったと考えられるのである。

以上のような考察をまとめれば、図1の装置による実験でインバータの設定値を、それぞれ、50Hzおよび60Hzとした場合の実験結果図6から、次の3つの結論を得ることができる。

作動空気の流動状態を表す特性値、流量と空気動力について、流量は回転数にほぼ比例して増加し、空気動力は回転数、あるいは、流量にほぼ反比例して減少する。

タービンに関する特性値、トルクと出力について、トルクは回転数の増加に対して中央が凸の状態ですべて的に減少し、出力はその変化に対応して、中央が凸の曲線で表される変化をする。これら2つの特性値の変化は、実験装置において、タービンを回転支持するための機械的な摩擦損失が負荷トルク、あるいは、回転数の増減に伴って増加することによるものである。

タービンの性能評価のもとになる断熱効率は30～40%であり、空気動力が回転数に対して直線的な変化をするために、出力の変化の影響をそのまま反映した形の中央が凸となる曲線で表される。

なお、今回の実験で使用した図2の2次元形状のタービンに関するこれらの結果については、図9に示す3次元形状のタービンにおいても、回転数に対するそれぞれの特性値の変化の傾向を表すこれら3つの結論はそのまま当てはまると推測できるが、それらの数値においては、かなり大きな差があるもの

と考えている。すなわち、両図で表される2つのタービンの形状から、ノズル流路吸入口において作動空気の流れが90度の方向転換をする必要がある2次元タービンに比べて、軸方向に余裕のある3次元タービンの場合はその流線が非常に滑らかなものとなり、作動空気の流動抵抗損失の減少に伴う流量の増加、吸気管内での全圧の低下による空気動力の減少とともに、流量の増加によりトルク、出力が増加し、タービンの断熱効率のかなりの改善を見込むことができるのである。

#### 4.2 作動空気の流量特性

図7の(a)および(b)はインバータ設定値50Hzおよび60Hzにおける流量の変化に対する吸気管内の静圧、動圧、全圧および空気動力、仮想空気サイクルの理論効率の変化を表すグラフである。管内静圧および動圧は、それぞれ、ほぼ流量に比例、反比例の関係の直線となり、また、それらの和である全圧はほぼ平行な直線になっている。また、空気動力は流量の増加に反比例して、やや減少している。これらの変化はそれぞれの実験範囲において、タービン内部での作動空気の流動抵抗はほぼ一定であるが、流量が少なくなるほど、すなわち、タービンの負荷が大きくなり、回転数が下がってくるほど、作動空気の静圧が高くなり、その膨張、つまり、容積の増加が大きくなる分だけタービン内での仕事が増加することを意味している。

理論効率については、図5の仮想空気サイクルにおける作動空気の断熱膨張2-3の状態変化の際の仕事である空気動力と、その値がほぼ全圧と流量の積に比例するポリトロープ圧縮1-2の状態変化の際にプロア内の作動空気に外部から与えられたエネルギーの比となるので、この場合のように全圧がほぼ一定であれば、このグラフに表されているように、空気動力に比例、流量の増加に反比例して減少する変化になることは当然であろう。また、実験におけるこの値は39～44%であり、図1の装置が実験を目的としたものなので、吸気管の整流格子やオリフィスによる作動空気のむだな圧力損失が大きく、一般的な実用機械に比べてかなり低い値になるのは仕



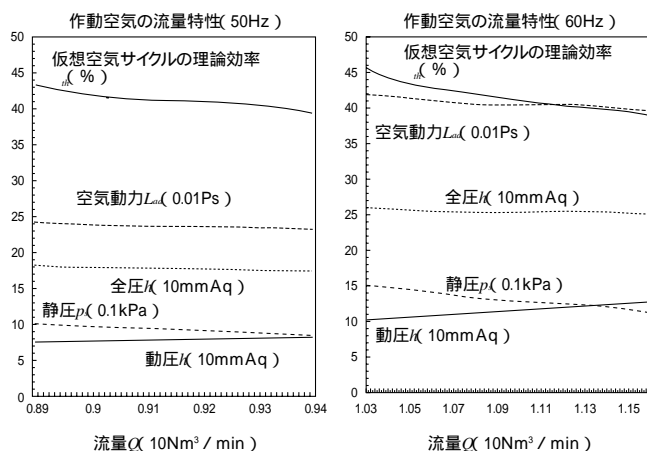


図7

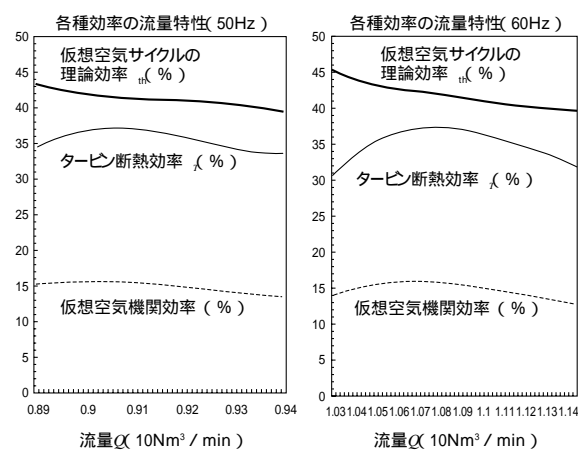


図8

方のないことである。

しかしながら、前述のように、これらの結果はすべて2次元タービンによるものである。そこで、断熱効率の場合と同様に、この2次元タービンを3次元タービンに取り替えた場合には、タービン内部での流動抵抗が減少することから、吸気管内の作動空気の静圧、温度が大きく低下して、ポリトロブ圧縮による仕事が小さくなり、この理論効率もかなり改善されるはずである。

### 4.3 各種効率の流量特性

図8の(a)および(b)は図1の装置による実験で最終的に得られた仮想空気サイクルの理論効率、タービンの断熱効率および仮想空気機関効率の流量の変化に対するグラフである。仮想空気サイクルの理論効率は図7(a),(b)と全く同じのものであり、流量の増加に対してほぼ反比例して減少し、タービンの断熱効率は図6(a),(b)では回転数の変化に対して描かれたものを、ここでは、回転数に比例して増加する流量の変化に対するグラフとして表したものであり、いずれの場合も中央部に極大値を持つ凸状の曲線になっている。また、仮想空気機関効率については、仮想空気サイクルの理論効率とタービンの断熱効率の積として得られた効率のグラフであり、流量の増加に対して仮想空気サイクルの理論効率が反比例の直線的な変化、タービンの断熱効率が中央に凸の状態の曲線的な変化をしているのであるから、この変

化も、当然、図のように中央に凸の状態の曲線として表される。これらの3つの曲線において、仮想空気サイクルの理論効率と仮想空気機関効率は図1の実験装置を仮想空気機関として、その作動空気の仮想サイクルの効率と機関の総合効率を求めたものであり、前述のように、この装置が実験目的のものであって、整流格子、オリフィス等、作動空気の流動抵抗を増大させ、大きなエネルギー損失を招く構造を持っているため、それらの値は実用的な空気機関の場合より非常に低いものとなっており、実験範囲において、それぞれ、39～45%、11～17%である。それゆえ、これらの値はこの実験結果における参考値としてとらえるべきである。

タービンの断熱効率については、実験の主目的であるこのタービンの能力の判定に使用することができる最も信頼性の高い効率であるが、前述のように、今回使用したタービンが、全く初めて試作する場合に強度的に有利な反面、高い効率を望むためには形状的に難のある2次元タービンであり、その値も30～40%となっている。この結果は、この形式のタービンの実用化に向けての期待を持たせるものにはあるが、これをもとに直ちに開発段階へと進むにはやや不十分なものであり、タービン、あるいは、実験装置を改良し、実験データを改善するための2つの要因を次項で述べることにする。

## 5. おわりに

動力機関,あるいは,エネルギーに関することは,現在,また,近未来において,すべての人々にとり,最も重要な問題である。私は今回行ったこの実験の結果として,これまで一度も使用されたことのない,全く新しい形式のタービンとともに,その効果的な性能特性試験の方法を紹介することによって,この大きな課題を消化するための一助となることを期待するものである。

今回初めて行ったこのタービンの実験の結果は,1項あるいは4項にしばしば述べているように,あまり十分に満足できるものではなかった。その原因としては,タービンの形状について,また,実験装置について,4.1に述べるようなことが考えられ,それらの難点を取り除くために,次の2つの改良策をあげることができる。

作動空気の流動抵抗を減少させるため,タービンを図9に示すような3次元の形状に改良する。

タービン出力軸の機械的な摩擦損失を減ずるため,図1の装置のタービン支持台のベアリングを

摩擦損失の小さなものに取り替える。

図9は3次元形式のタービンである。このタービンにおいては,ノズル流路吸入口で作動ガスを直角に方向変換させる形状の図2の2次元形式のものの場合に比べて,明らかに軸方向の作動ガスの流れが良くなり,したがって,渦,摩擦等による圧力損失を大きく減少させることができるはずであり,実験における吸気管内での作動空気の静圧 温度が低下,流量が増加,空気動力は減少し,仮想空気サイクルの理論効率,空気タービンの断熱効率および仮想空気機関効率はかなり大きく改善されるであろう。現在,このタービンの製作を計画中であり,一日も早くこれによる実験を行うことができるよう,最大の努力を続けているところである。

次に,タービンの支持ベアリングに関して,小型のガス,排気タービン等で油圧,あるいは,空気圧軸受けが一般に使用され,その摩擦抵抗は低トルク,高速回転の機械にとっては無視できない大きな問題である。しかしながら,後続のトルクメータとの関連性や軸受けの構造,必要とする付属設備等,その改良には技術的にも難しいところがあり,このことについては,将来の課題としたい。

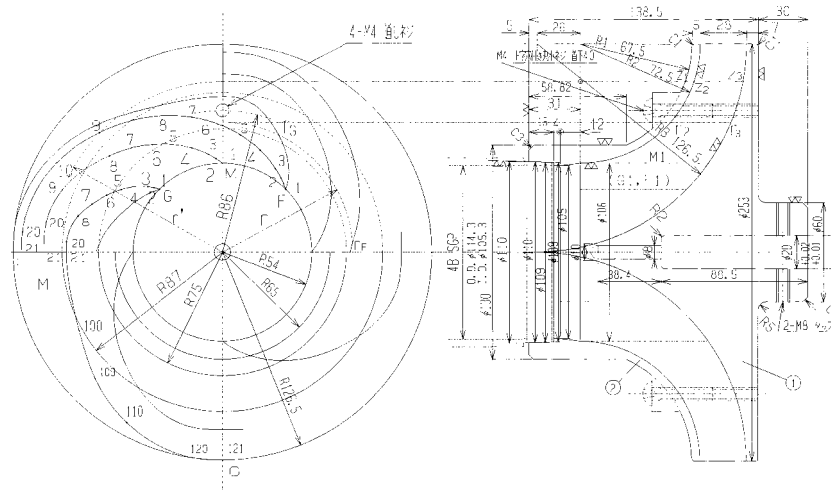


図9