

高温ガスタービンの翼冷却実験

Experimental Results on Blade Cooling of High-temperature Gas Turbine

石橋 英一* 政井 忠久*
Eiichi Ishibashi Tadahisa Masai

要 旨

高温ガスタービン研究の一環として、ラジアルガスタービンの翼冷却実験を行ない、比較的少量の冷却水量によって有効に翼冷却の目的を達成できることを確かめるとともに水冷翼タービンの設計に必要な所要冷却水量をガス温度、タービン回転数、翼制限温度の関数として表わした実験式を求めることができた。

1. 緒 言

熱機関の効率を高める最も有効な手段は作動流体の温度を上げることである。たとえば、ガスタービンではタービン入口温度は現在785~870°C くらいであり、統計的にみて年々8.3°C (15°F) くらいの割合で上昇している⁽¹⁾。しかし、この温度上昇も耐熱材の面から上限値が存在することはいうまでもなく、高温用ガスタービンの進歩は経済的な耐熱材料の開発にかかっているといても過言ではない。

ある耐熱材料が与えられた場合、適当な冷却を行なうことによって作動流体温度を材料の耐熱限度以上に上げることができたら同一使用材料でタービン熱効率を高めうることになる。タービンの耐熱性で問題になる部分は最も高温状態で作動する初段部である。タービンは静止しているノズルと回転している翼が対になって構成されるが、技術的にみて翼のほうに困難な問題が多いので翼冷却の実験を行なうことにした。

タービン翼の冷却方法を冷却媒体で大別すると、液体と気体に分けられ、液体では水、気体では空気がおもな対象となる。このほかにも有機液体、液体金属、蒸気、不活性ガスなども考えられる。また、冷却方法としては、翼内面からの直接冷却のほかにしみ出し冷却、フィルム冷却、熱サイフォンによる冷却など種々考えられている⁽²⁾。われわれは、これらの冷却方法のうちから最も実用価値の高い直接冷却法とフィルム冷却法について実験を行なっており、ここでは、ラジアルタービン翼の水冷却実験結果について報告する。

2. 水冷翼ラジアルタービンの構造

本実験に使用したラジアルタービンは、180 PS ディーゼル機関用の過給機のタービン部分を実験目的に合わせて改造したものである

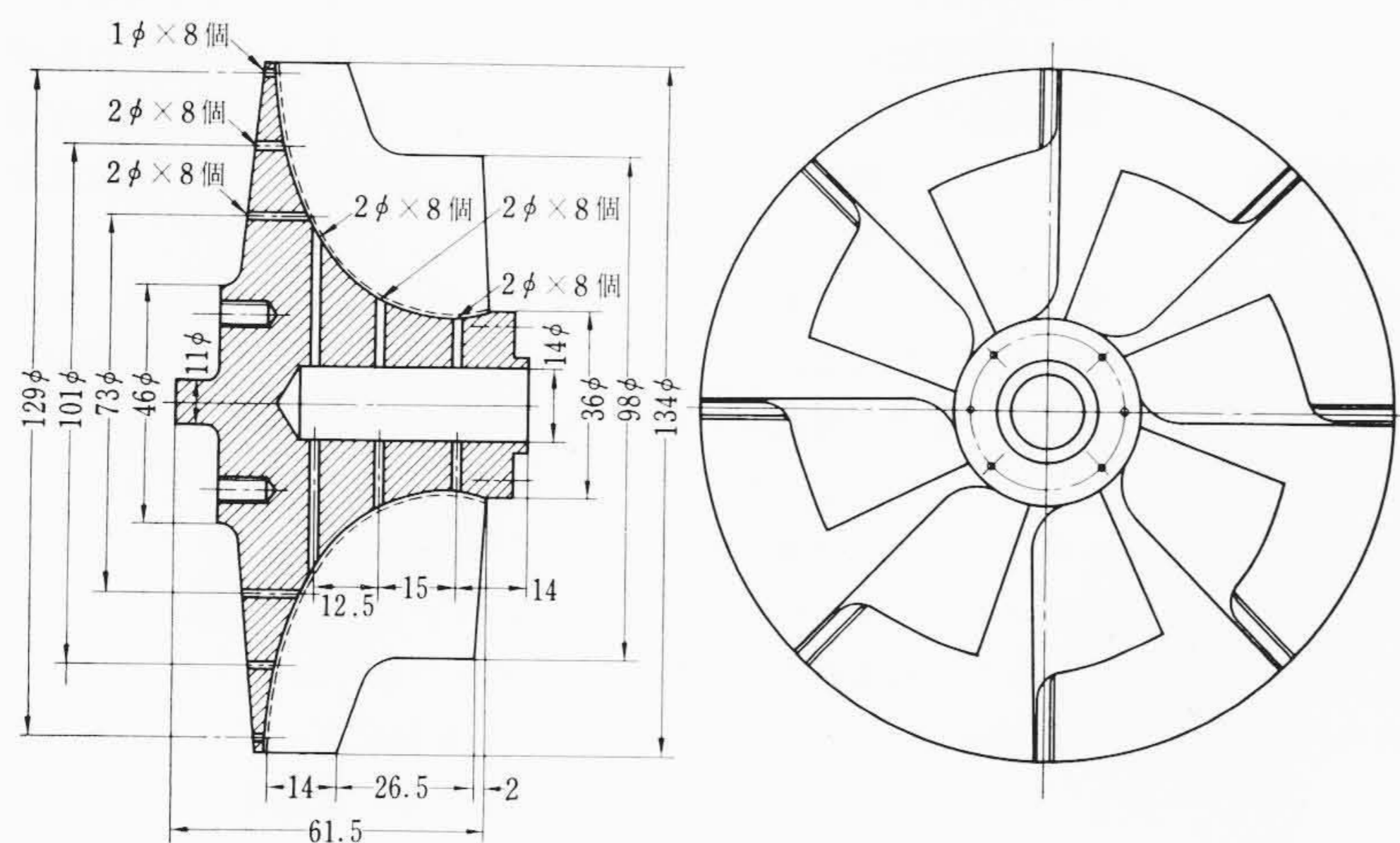


図1 水冷翼タービン構造

表1 タービンの主要寸法

	入口径	出口径	出口/入口 ボス比	入口幅	動翼数	タービン出口角			翼先端 間隙
						翼根	中央	翼端	
改造前	134φ	97φ	36/97	14mm	17枚	36°	34°	32°	1.5mm
水冷翼タービン	134φ	98φ	36/98	14mm	8枚	34°	32°	30°	1.0mm

が、過給機としての単独実験および総合実験はすでに終わっている⁽³⁾。改造を行なったのはタービンの回転部分のみで表1に改造前後の主要寸法を示す。タービン動翼数を改造前の17枚から8枚に減らしたのは翼片をロータに溶接する際の制限によるものである。すなわち、動翼は1mm厚さのステンレス鋼板を所定形状に成形した翼片2枚を対にして1個の動翼とし、これをディスクに溶接する方式としたためである。動翼内の間げきは翼根部で2mm、翼先端部で1mmである。タービン翼出口における翼先端とケーシング間の間げきは翼冷却効果および軸受の摩耗量の減少などを考慮して改造前の1.5mmから1mmに減少した。

図1に水冷翼タービンの構造を示す。タービンディスク中心に14mmφの穴があり、この部分に冷却水が導かれてくる。この穴から各動翼に対して給水孔が3個ずつあいており、冷却水はこの給水孔を通して動翼内部に入る。タービンディスクおよび給水軸の材質は13Crステンレス鋼である。このタービンロータは11mmφのインロウを介して動力吸収用の空気圧縮機ロータに接続される。動翼が溶接されるタービンディスク部には幅4mm、深さ1.5mmのみぞが放射状に切っており、これに厚さ1mmの翼片を2mmへだてて固定し、翼先端ではこの間げきが1mmになるようにして全周を溶接した。排気孔はディスク背面部にあり、各動翼に1mmφ穴1個、および2mmφ穴2個よりなっている。図2は溶接前のタービンディスクと各翼片を、図3は完成した水冷翼タービンを示している。図4はスモークテスト時の写真で、給水軸端より吹きこまれた煙が給水軸を通り、翼内に入った

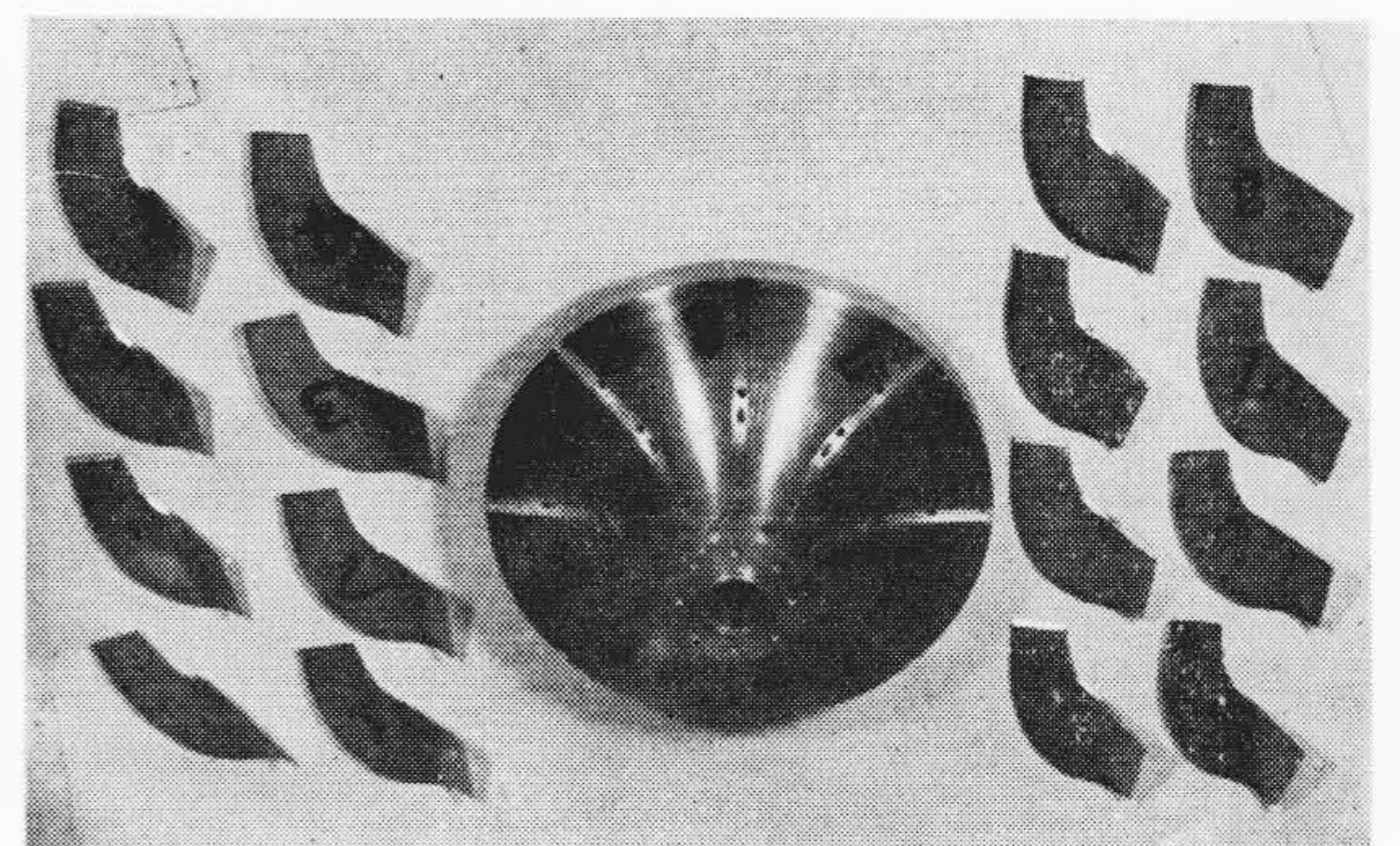


図2 タービンディスクと翼片

* 日立製作所日立研究所

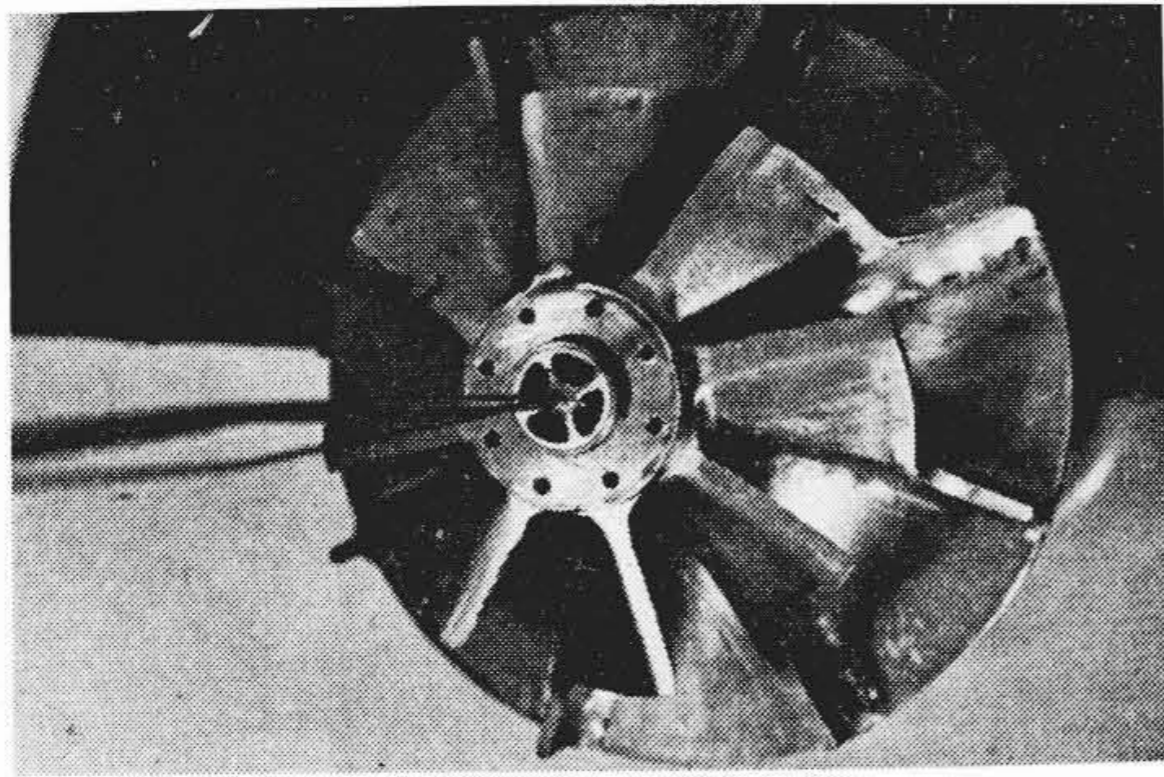


図3 完成した水冷翼タービン

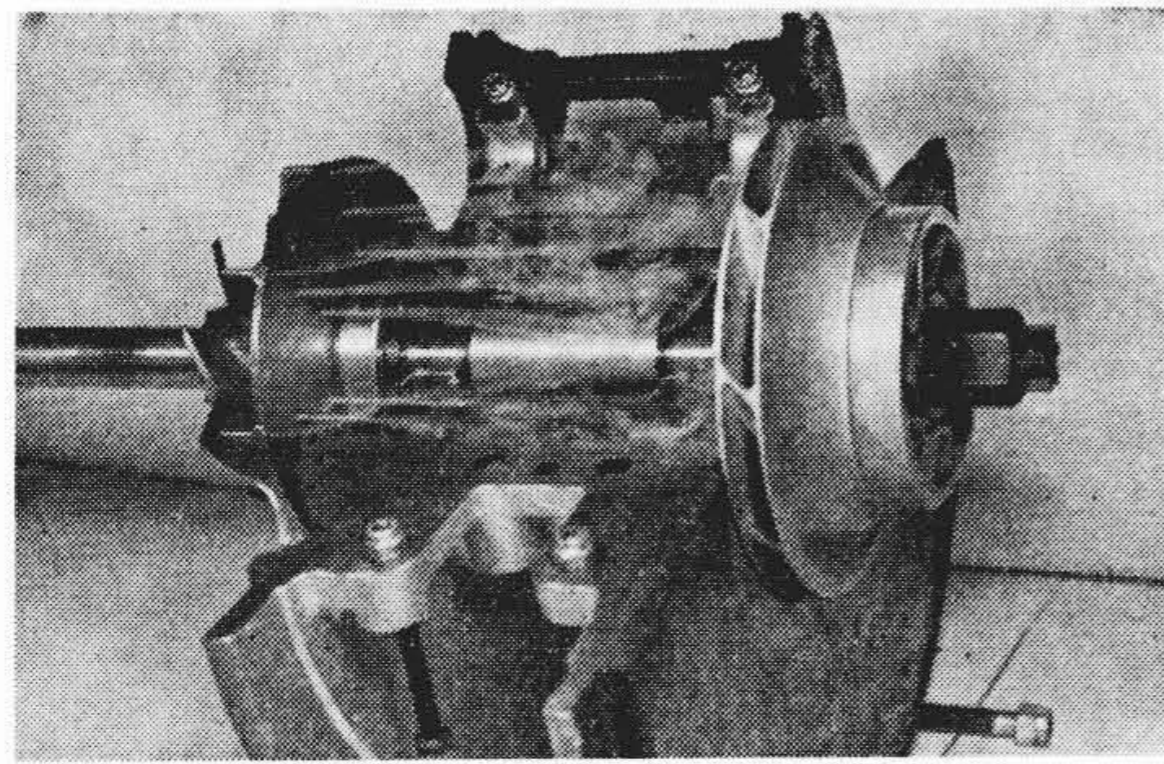


図4 冷却通路のスモークテスト状況

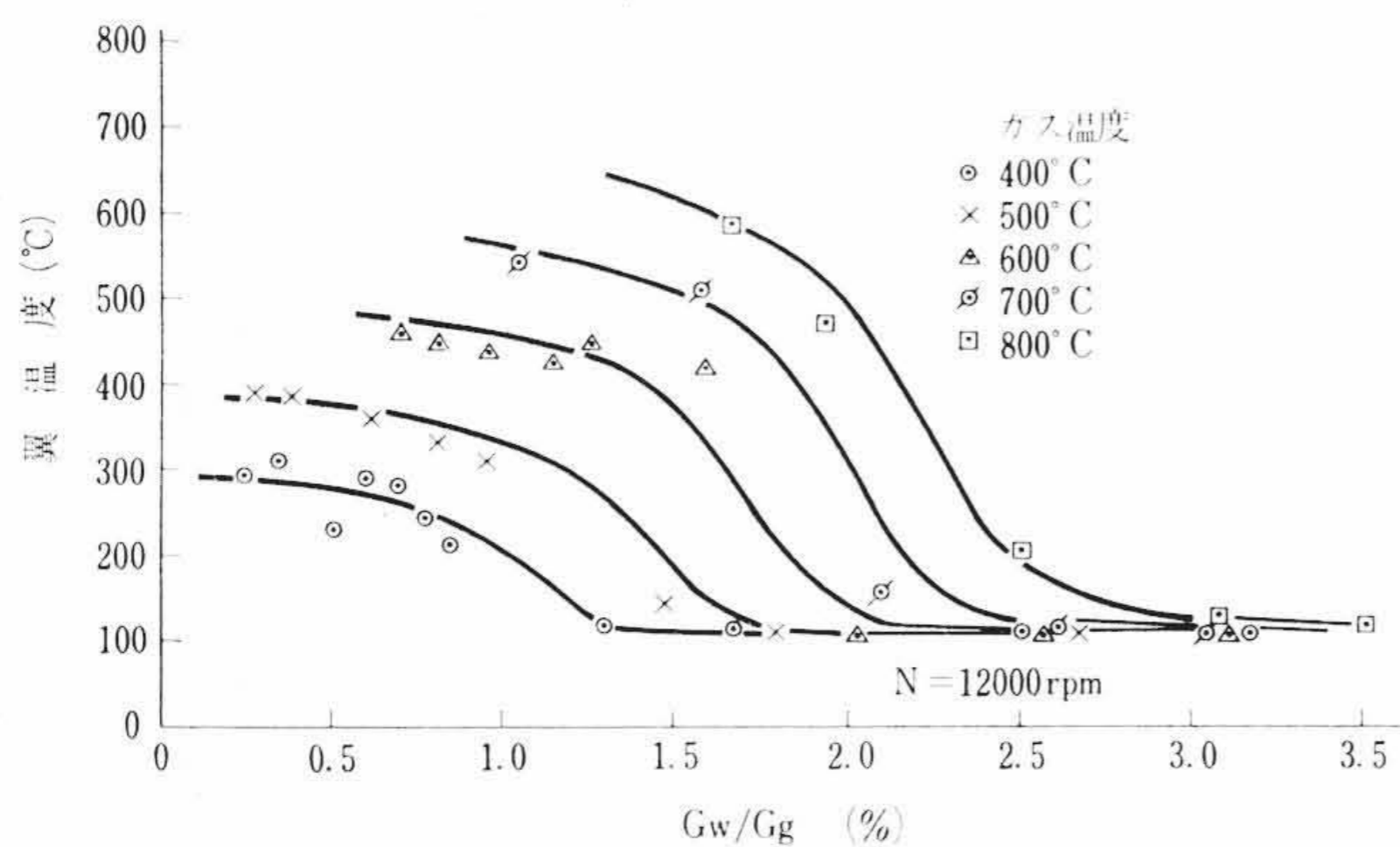


図7 冷却水量の翼温度に及ぼす影響

後各動翼の排気孔より噴出している状況を示している。

3. 実験装置

図5は実験装置の概要である。空気源には当研究室の150PS空気圧縮機を使用した。圧縮空気はオリフィスで流量測定後燃焼器に入り、軸油と燃焼してタービンに導かれ、仕事をした後排気管を通じて大気中に放出される。冷却水はヘッドタンクからロータメータおよびクリーナを通して冷却水槽に一時たくわえられた後給水軸をへてタービン翼内に入る。翼を冷却した水または蒸気はディスク背面の排気孔より流出して燃焼ガス中に混入し大気放出される。冷却水は翼内のスケール付着防止のため高純度の純水を使用した。

タービンで発生した動力は空気圧縮機により吸収され、タービン回転数はデジタルパルスカウンタを使用して計測し、計測時の回転数の偏差は0.1%以下になるようにした。翼温度の測定は図6に示すような動翼内部の位置に、外径1mmφのステンレス鋼管内に封入された0.2mmφのアルメルクロメル熱電対3本を銀ロー付けし、さらに動翼内に流入直前の冷却水温度も測定した。これらの熱電対からの起電力は銅製のスリップリングおよび銅製刷子によって取り出しmVメータで読んだ。潤滑油としてはタービン油140番を使用し、給油ポンプにより各部に強制給油を行なう方式とした。

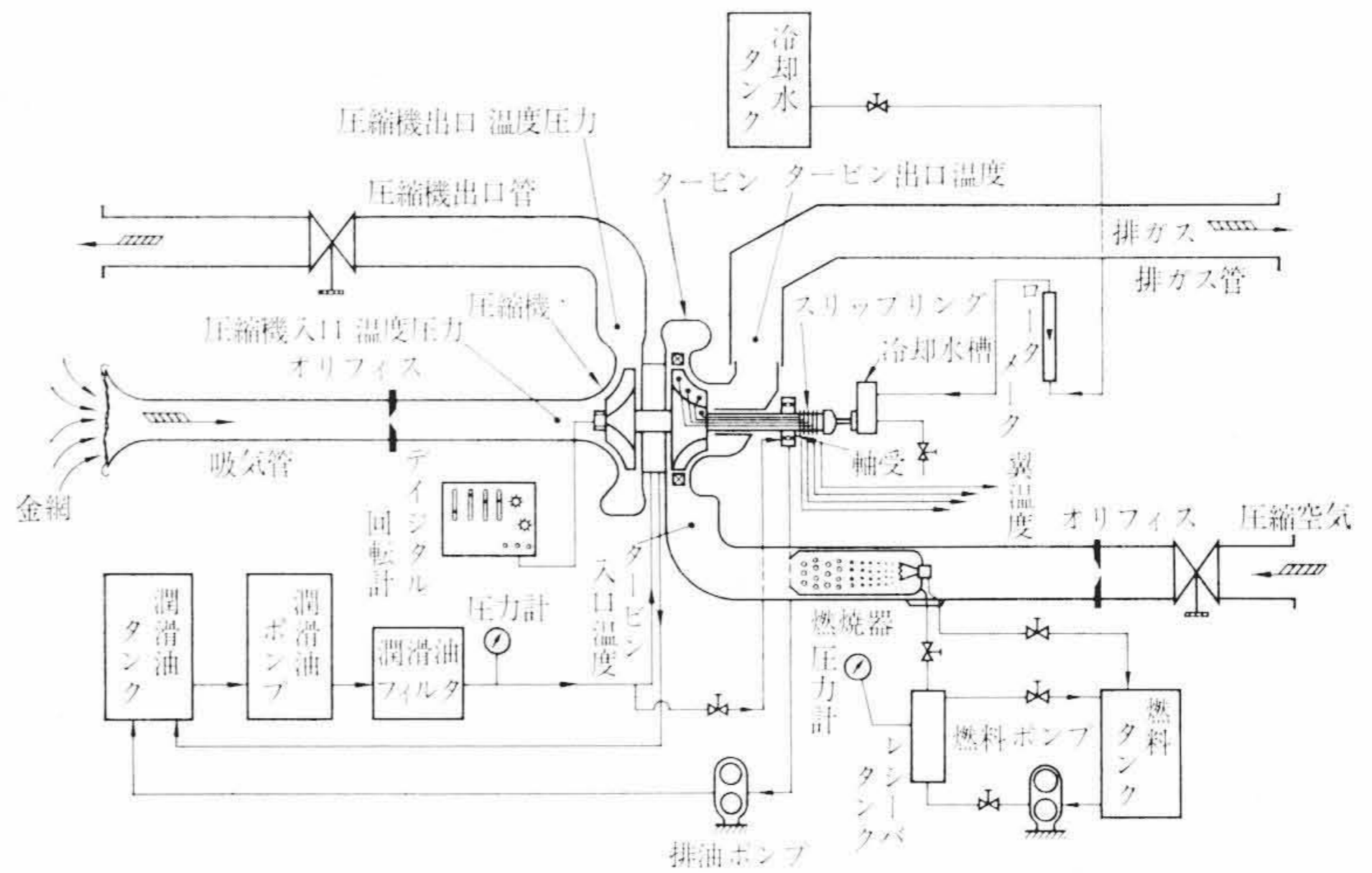


図5 実験装置概略

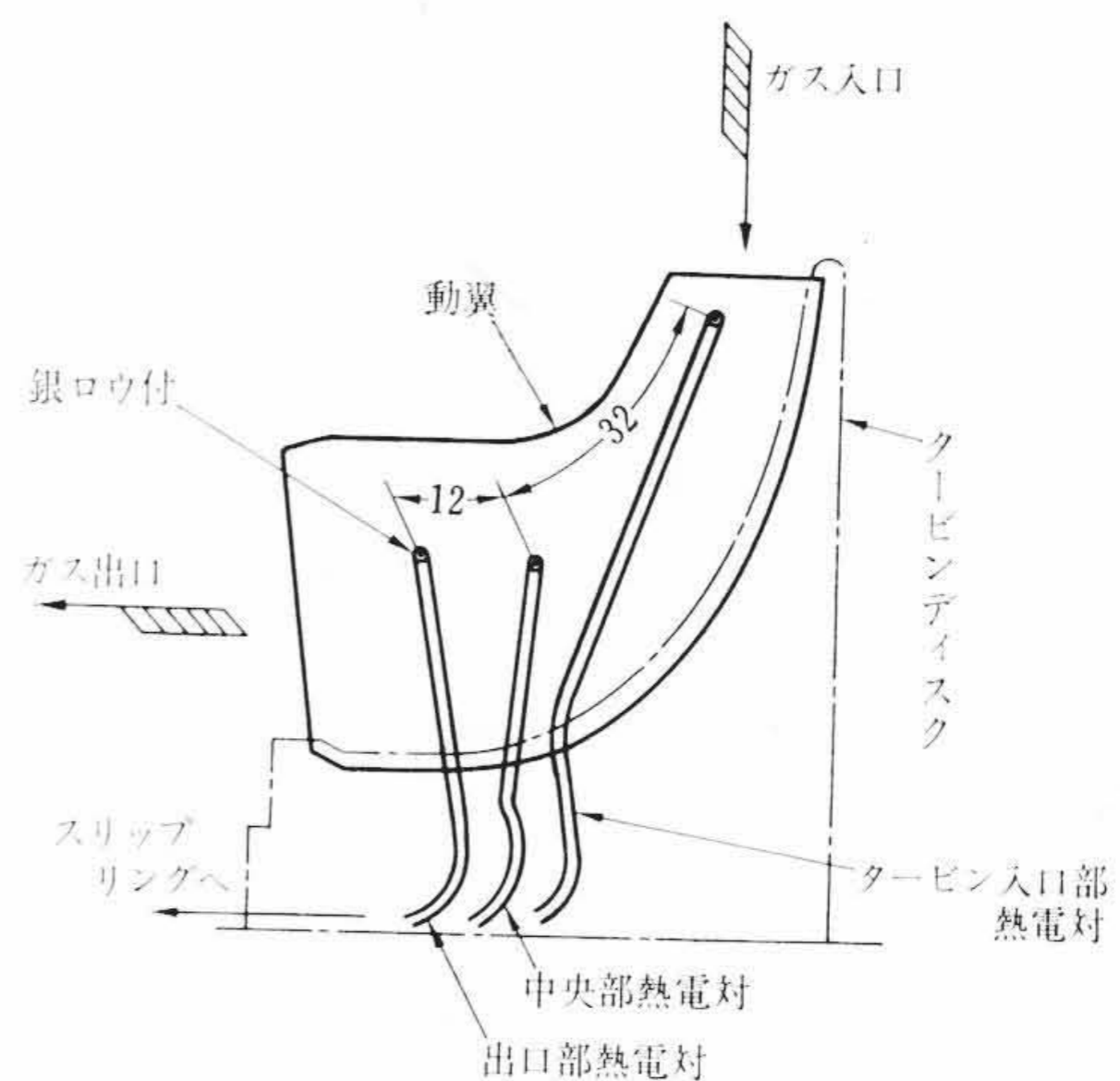


図6 熱電対取付位置

4. 実験結果および検討

図7は冷却水量と翼入口部の翼内壁温度の関係を示したもので、横軸に冷却水量とガス流量の比をとり、縦軸に翼内壁温度をとってガス温度をパラメータとして示してある。翼温度は図6で示したように、3対の熱電対により翼入口部、中央部および出口部の翼内壁温度を測っているが最も高い温度になるのは翼入口部である。この図から明らかなように、冷却水量がある値より少なくなると翼温は急激に上昇し始めるが、この範囲ではタービン入口ガス温度の影響が明確に出ている。各曲線群の間隔が同じくらいであることから翼温度をある一定値におさえるために必要な冷却水量は入口ガス温度に比例して変化することがわかる。

翼内の温度分布は翼入部が最も高く、出口部がこれに次ぎ、中央部が最も低くなっている。このような温度偏差は冷却水量の不均一分布によるものと考えられるが、狭い空間内でしかも非常に大きな加速度場における水の相変化を伴う熱伝達現象はきわめて複雑であり、現在のところ適確な判断をくだすのは困難である。

図8はタービン入口部の翼温度を400°C、500°C、600°Cに保つために必要な冷却水量を回転数10,000rpmの場合について示したもので、横軸に冷却水量とガス流量の比、縦軸にタービン入口ガス温度をとって示した。この図から明らかなように翼温度を一定に保つために必要な冷却水量はガス温度に比例している。このほかの回転数についても同様な傾向がみられる。回転数が上昇した場合は、ガスの流量および入射速度が大きくなり、動翼のガス側の伝達熱量が

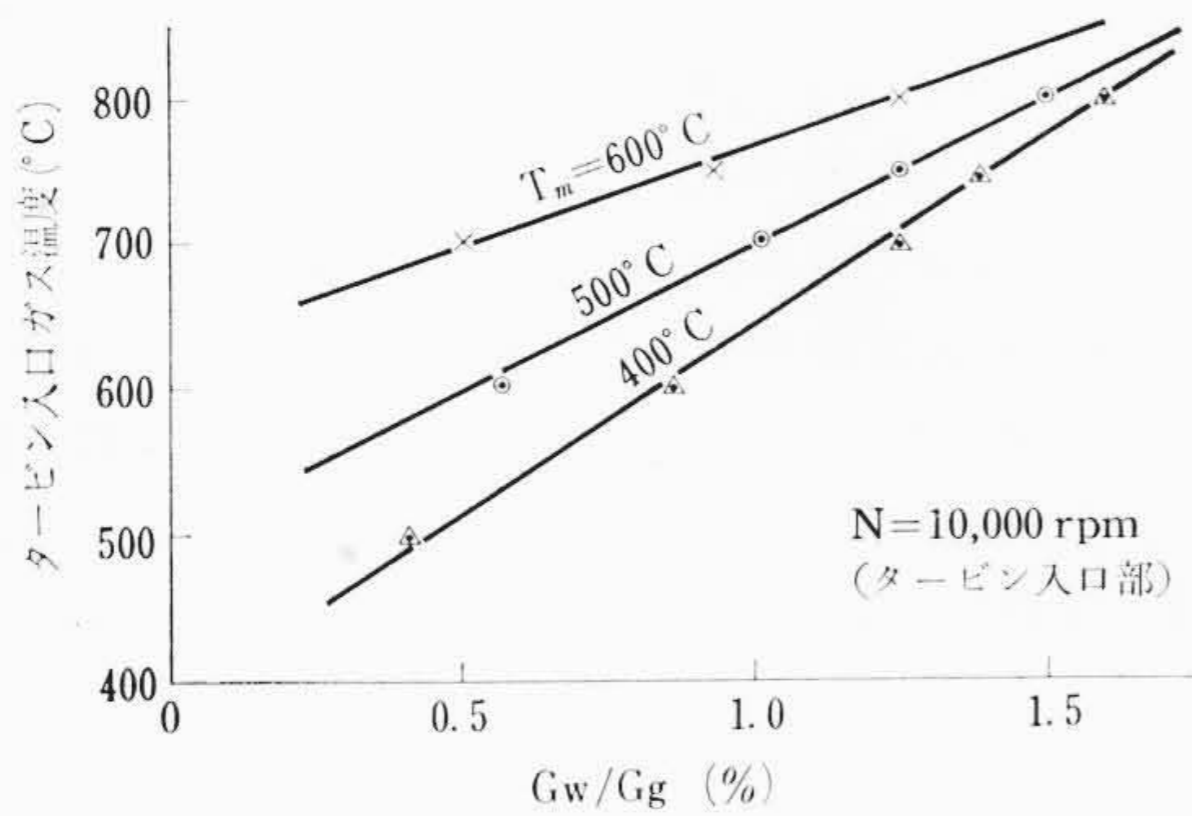


図8 一定翼温度に保つための冷却装置

増大するため必要な冷却水量は増加する。

以上、実験データの検討に使用した翼温度は翼片の内壁に銀ロウ付けした熱電対先端の温度である。すなわち、翼内壁の温度であって、ガスに接触している側の翼外壁温度はこれよりさらに高い値になる。冷却水側から求めた翼面全体の平均の熱負荷は $(1\sim 2) \times 10^5$ kcal/m²h であるから、翼材の熱伝導率を $\lambda = 12.5$ kcal/mh°C とすると、翼材内外壁間の平均温度差は 8~16°C となる。この程度の温度差であれば実測した翼内壁温度をもって翼温度を代表するものとして取扱って差しつかえないと考える。

翼温度に影響を及ぼすタービン回転数、冷却水量、ガス温度などの因子をまとめてみるとつぎの実験式が得られる。

$$\frac{G_w}{G_g} = \left(\frac{N}{12,000} \right)^{1.4} \left\{ \left(\frac{T_g}{500} \right) \left(\frac{500}{T_m} \right)^{0.9} \left(\frac{12,000}{N} \right)^{2.1} - 3.4 \left(\frac{T_m}{500} \right)^{1.9} \left(\frac{12,000}{N} \right) \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、
 N: タービン回転数, rpm
 T_m: タービン翼温度, °C
 T_g: タービン入口ガス温度, °C
 $\frac{G_w}{G_g} = \frac{\text{冷却水量}}{\text{ガス量}}, \%$

上式の適用範囲は、N=10,000~16,000 rpm、T_m=400~600°C、T_g=500~900°C である。

目下計画中の水冷却ラジアルタービンは N=30,000 rpm、G_g=0.569 kg/s、T_g=1,200°C、タービン出力、L_T=110 PS であり、これに本報告にのべたような翼冷却を行ない、この際(1)式を外挿使用すると G_w/G_g=16.6% となり、所要冷却水量は 340 kg/h となる。翼内で発生した蒸気をさらにタービンケーシングの冷却に使用した後、動力回収を行なうと 18~20 PS が期待でき、ガスタービン出力に比べてかなり大きな割合をしめるようになる。ガスタービンの作動温度が高くなれば所要冷却水量が増大するのは当然のことであるが、これは発生蒸気を有効に利用することによって大部分回収することが可能である。

つぎに、タービン翼における熱伝達について述べる。動翼の温度は冷却水量によって変化し、またガス通路にそった温度分布も様でないので、翼外壁と燃焼ガス間の熱伝達量も局部的に相当異なっていることが考えられる。しかし、翼全体の平均の熱伝達係数はガスおよび翼の平均温度と冷却水に奪われる熱量から計算によって求めることができる。すなわち、翼入口部の冷却水は完全な水とするとその温度からエンタルピが求まり、一方翼より排出される蒸気はタービン入口部の翼温度に相当する完全な過熱蒸気とすると、両者のエンタルピの差、および冷却水量から冷却水に伝達された熱量がわかる。このようにして求めた熱量は実際の値よりは大きくなっていると考えられる。

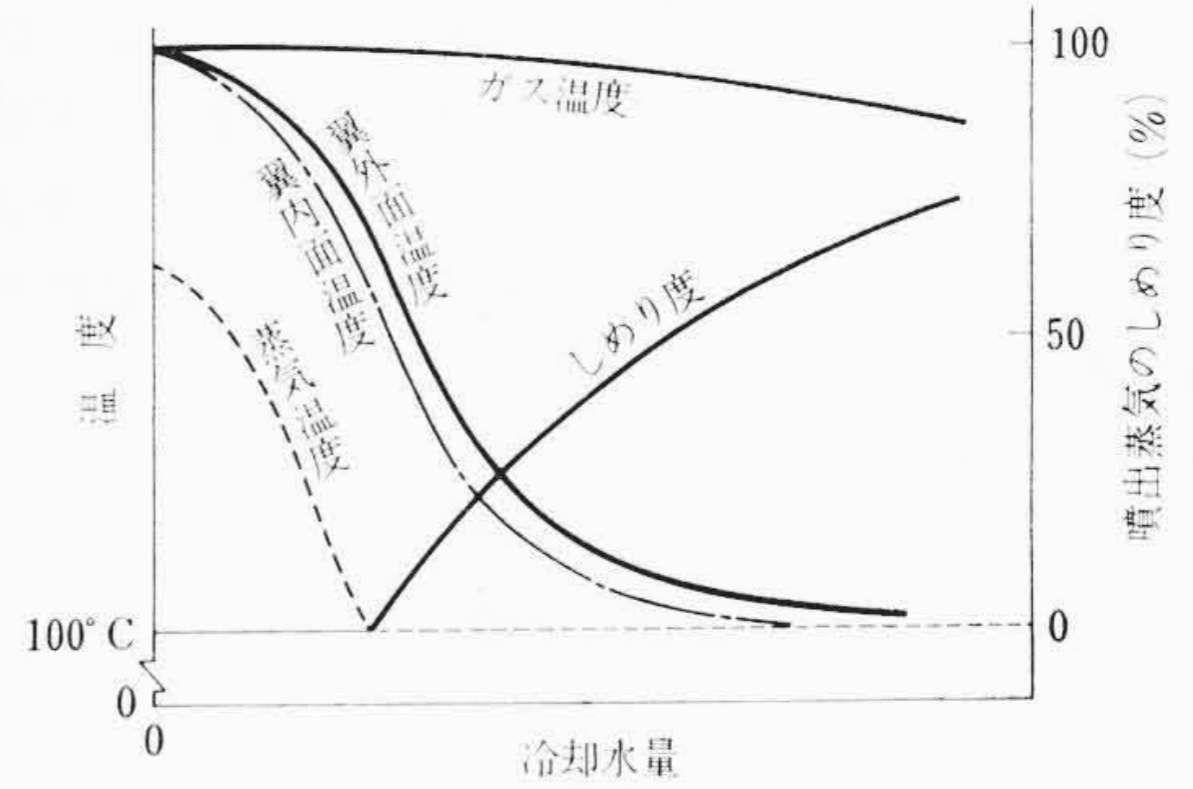


図9 冷却水量と各温度およびしめり度の変化

図9は横軸に冷却水量、縦軸に各部温度および排出蒸気のしめり度を示したものである。冷却水量が多い場合には排出直前の蒸気は湿り状態と考えられる。また、冷却水量が少ない場合でも蒸気温度は翼入口内壁温度まで上がらず、さらに給水孔入口で、すでに少量の蒸発が行なわれていることも考えられる。いずれの場合においても、上述のように考えて伝熱量を求めると、その値は実際に翼を通して冷却水に伝わるものより多めに見積ることになる。この欠点は本実験に用いた開回路の冷却方式ではさげがたいものであり、さらに正確な計測のためには閉回路の循環式冷却システムをもった大形水冷却翼ラジアルタービンによる実験が必要になる。

5. 水冷却翼ラジアルガスタービンの問題点

一般に小出力に適したラジアルガスタービンは非常に高速回転であるため種々の問題がある。ここでは、これらの問題点のうちおもなものについて考察を加えることにする。

(1) 冷却回路

本実験におけるタービンの冷却水は冷却水槽から給水軸を通過して翼内に形成された狭い冷却空間に導かれ、ここで翼より熱を受けとり、(a)水のままで温度上昇→(b)飽和温度→(c)沸騰→(d)過熱蒸気 という諸過程をへてガス中に排出される。これらの(a)~(d)の4過程には非常に多くの重要な現象がふくまれている。しかし、この4過程は冷却水量と伝熱量の関係で常におこるわけではない。たとえば、ある一定量以上の冷却水量を送ると、(a)→(b)→(c)の3過程で翼より噴出することもあり、さらに大量の冷却水を送れば(a)→(b)だけの2過程の場合もおこりうる。したがって、翼を出る蒸気または冷却水の状態を正確に計測し、伝熱量を正確に算定するためには冷却システムを閉回路にして循環式にする必要がある。

(2) 狭い空間内の沸騰現象

本タービンの翼冷却方式は翼を2枚の翼片で形成し、翼内部の1~2mmの狭い空間内で沸騰熱伝達現象が生ずるようになっている。一般に大気圧の飽和沸騰時発生する気泡は数mmで、本タービンの翼内部間げきより大きい。したがって、従来沸騰熱伝達の主要素といわれている気泡攪拌効果も狭い空間では著しく違った様相を呈することは大いに考えられる。狭い空間における沸騰熱伝達現象に関しては、今までまったく研究が行なわれていないので、本研究に使用した水冷却翼タービンの設計に参考となる資料はまったく見当たらない。しかし、この現象の解明が水冷却翼タービンの重要点と考えられるので、現在九州大学工学部・西川教授ご指導のもとに基礎実験を行なっており、その成果に関しては稿を改めて報告するつもりである。

(3) 冷却水の受ける遠心力

ラジアルタービンは一般に高速回転であり、タービン入口部直径134φで回転数50,000rpmとすると水滴の受ける加速度は翼

先端部で $1.88 \times 10^5 \text{ G}$ となり、非常に大きい値になる。給水孔を出た冷却水は、中心より遠ざかるに比例して加速度が増加するので冷却水は1本の棒状の噴流として存在せず細かい水滴状になって飛散するものと考えられる。水滴の運動に対して抵抗を無視すれば次の運動方程式が成立つ。すなわち

$$\frac{dx^2}{dt^2} + Ax + B = 0 \dots\dots\dots (2)$$

初期条件 $t=0$ で $x=0$, $dx/dt=v=0$ として解を求めると

$$x = \frac{B}{A} (\cosh \sqrt{At-1}) \dots\dots\dots (3)$$

$$v = \sqrt{\frac{B}{A}} \sinh \sqrt{At} \dots\dots\dots (4)$$

回転数が、50,000 rpm の場合に給水孔よりタービン入口翼端まで水滴が到達する時間は約 0.5 ms となる。実際には、水滴の運動による相対的な加速度を受け、さらに水滴の抵抗を考えると到達時間はこれより少し大きくなると考えられる。しかし、翼面との摩擦力に関しては、翼面温度がある値以上になると膜沸騰すなわち Leidenfrost 現象を生じ、水滴と翼面の間は粘性のきわめて小さい蒸気層が存在するので摩擦力は著しく小さくなる。一方水滴は、運動の結果生じる相対的加速度によりタービン背面側(圧力側)に押しつけられるので、このような現象は実際に生じているとみて差しつかえない。

(4) 翼内における冷却水の圧力分布

動翼内の空間に冷却水がたまっている場合、上述のように大きな加速度を受けて圧力が上昇する。水の比重を一定と仮定すると圧力のバランスから

$$d\rho = w^2 \rho r dr \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 ρ : 水の密度 ($\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$)

w : 角速度 (rad/s)

圧力 P について自由表面での圧力 P_0 から P まで、半径 r についても自由表面と回転中心との距離 r_0 より r まで積分すると

$$P = P_0 + \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 (r^2 - r_0^2) \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 g : 重力の加速度 (m/s^2)

γ : 水の比重量 (kg/m^3)

N : 回転数 (rpm)

たとえば、 $N=50,000 \text{ rpm}$, $r=67 \text{ mm}$, $r_0=7 \text{ mm}$ とすると $P=621 \text{ ata}$ となり、翼先端部では水の臨界圧 $225 \cdot 65 \text{ ata}$ をはるかに

越えた超臨界圧力の状態になる。超臨界圧領域では、沸騰現象はなくなり、密度差による自然対流で熱伝達が行なわれる。このような場合には、Schmidt らによって始められた熱サイフォンによる冷却方式がきわめて有効になる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。また、超臨界圧における熱伝達は、それ自体現象不明の点が多く盛んに研究されているが、われわれの実験している狭い空間で同一半径上の両側の壁温も同一でなく、しかも半径方向に温度、加速度、圧力変化のある場合の熱伝達の詳細な解析ができるようになるには長い年月が必要であろう。

6. 結 言

小形過給機のタービン部を改造して水冷翼タービンを作り、回転数 10,000~16,000 rpm, タービン入口ガス温度 400~800°C の範囲で実験を行ない、次のことが明らかになった。

- (1) 本タービンに採用した冷却方式は、予想以上に良好で十分実用に耐える。
- (2) タービン回転数上昇とともに伝熱量が増加するので翼を所定の温度に保つには、冷却水量を増す必要がある。
- (3) 内向流ラジアルタービンでは、動翼入口部が最も高い温度になるので、この部分の冷却には特に注意を払う必要がある。
- (4) ガス流量、冷却水量、タービン回転数、タービン入口温度、動翼温度について実験式を得た。
- (5) タービン入口ガス温度が高くなると冷却の結果生じた蒸気による動力回収が大きな割合を占める。
- (6) 翼内の熱伝達機構の解明を強力に行なう必要がある。
- (7) さらに詳細なデータを得るためには循環式水冷翼タービンで実験する必要がある。

終わりに臨み、本研究を支援して下さい日立製作所日立工場綿森副工場長、火力設計部浦田部長、ご指導をいただいた日立研究所古賀主管研究員に厚くお礼申し上げる。

参 考 文 献

- (1) H. A. Carlon and W. D. Marsh: An evaluation of peaking in the 1960's with gas turbine, APC-53
- (2) J. B. Esgar: Turbine cooling, ASME paper 58-A-46C
- (3) H. W. Schmidt: General discussion on Heat Transfer Institution of Mech. Engr's. 1951
- (4) 長谷川, 西川, 山県: 機械学会論文集 28 巻, 192 号