

# 回転円板の熱伝達について

服部直三・八田桂三・小竹 進

## The Experimental Study of the Heat Transfer From a Rotating Disk

By

Naozō Hattori, Keizō Hatta, and Susumu Kotake

**Abstract:** The mechanism of the heat transfer from a rotating disk which is actually very important problem on the cooling of a turbine disk was investigated experimentally with a disk rotated in a closed space, cooled by the radial outward air flow on the surface and heated by the axial hot gas flow at the rim. The temperature distribution on the surface of the disk and in the closed space were measured using thermocouples to presume the flow pattern and the heat transfer.

### 概 要

タービンディスクの冷却に関して問題となる回転円板の熱伝達機構を、円板中心から半径方向への空気の流れおよび円板周辺における軸方向への高温ガスの流れの中におかれた回転円板に対して実験的に研究した。回転円板の表面温度分布および円板周囲の温度分布を熱電対を用いて測定し、得られた温度分布曲線から円板周囲の流れおよび熱伝達の様子を推定した。

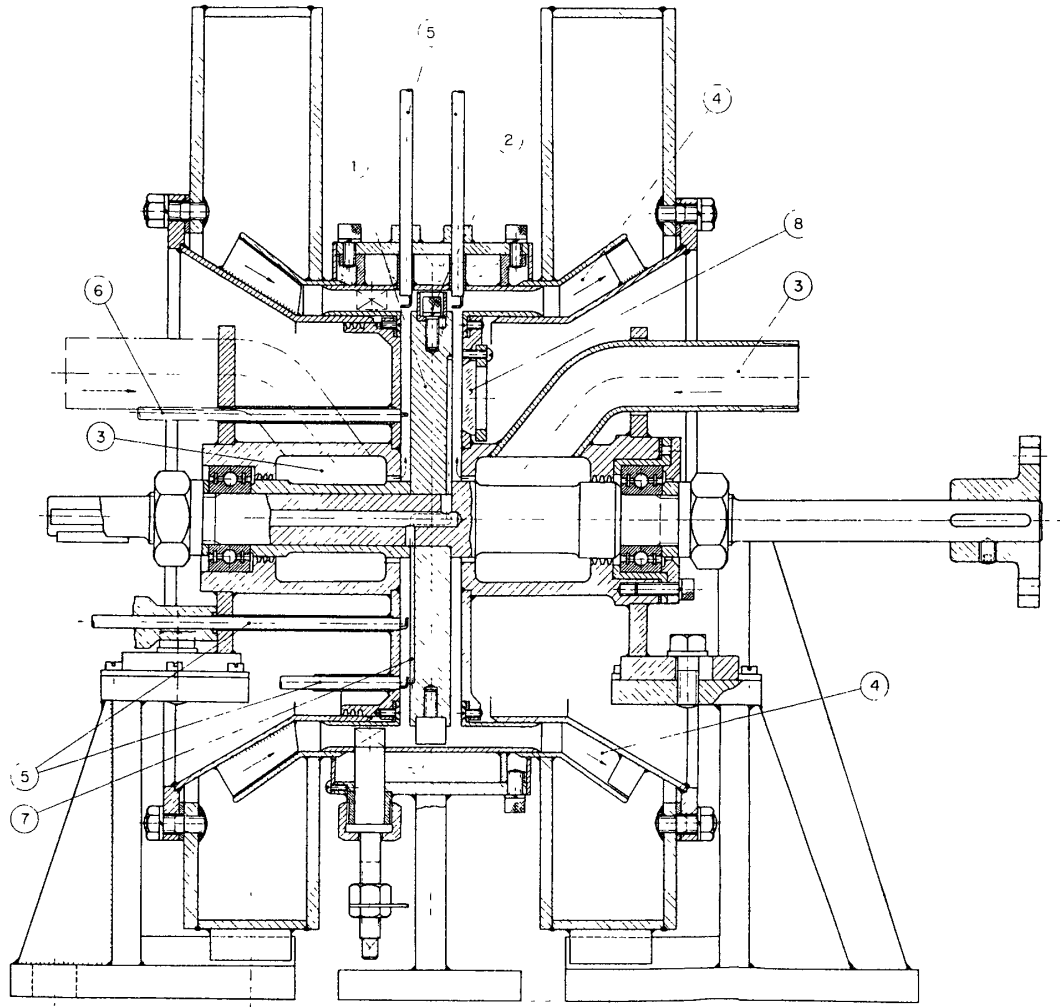
### 1. ま え が き

回転円板のまわりの流れや熱伝達に関する理論的[1][2][3][4]および実験的[5][6][7][8]研究は、今日まで数多く行なわれている。しかし多くは無限に大きい静止流体中、または同心円筒容器中に密閉された流体に関するものである。回転円板に類する実際の流体機械も種々あり異なった境界条件をもっているが、いずれも多くは以上述べたものより複雑であり、またデータも少ない。我々はガスタービンや、ジェットエンジンなどのタービン車盤の冷却やその熱伝達に主眼をおき、実際にはそれに主要点では近いが、はるかに簡単なタービン車盤模型装置をつくり、今後の実験の進め方を探究する意味の予備実験的測定を行なった。この種の回転円板では、外周部に普通タービン動翼があり、これが円板への熱流入の主要部をなす。一方高温ガスが同心静止円筒外周環状部より、回転円板外周環状部をへて、さらに同心静止円筒外周環状部に流出する。さらに回転円板中心部より冷却空気が流入する。この様な熱や流れの状況であるので、回転円板と入口側、出口側静止円筒壁との間隙、殊に外周部間隙やその形状と、中心部よりの冷却空気流量との関係によっては、回転円板の遠心ファン作用と相まって、円板外周部間隙より高温ガスの流入があり、その様相も入口側間隙と出口側間隙とでも大いにかかわると思われる。実用上の見地からは、円板外周部間隙の実施可能

な寸法のもとにおいて、もっとも少ない中心部よりの冷却空気流量のもとで、高温ガスの流入を防ぎ必要にして十分な冷却を行なうことにある。円板温度を下げるための他の重要なファクターとして、前にも述べたように、円板への主要な熱流入源であるタービン動翼よりの円板への熱流入を減少させる、いいかえればタービン動翼から円板への熱流入に抵抗をあたえろと言う方策がある。そしてこれはいわゆる Extension Root (延長翼根部) 方式により非常な効果をあげている。しかしこれは円板の熱伝達とは別のものであり、ここでは円板外周よりあたえられた熱をその側壁よりいかに効率よく放熱するかと言う問題を主対称としたわけである。そう言う問題のもとで上述した高温ガスの静止部と回転部との間隙よりの流入を問題として行なった予備実験の結果を報告する。ここではおもに回転円板表面温度や、間隙内の空気温度の測定結果を述べたが、上述の流入の問題に対しては、煙、水などを用いた流れの追跡も別に行なっていることは勿論である。ここで述べた実験は計測が大変であり、実験装置も熱ひずみなどで困難が多く、熱ひずみに対しては最初よりかなり注意し、また装置も試験開始後数回にわたる改修を行なったが、やはり非常に問題が生じ流体や熱の流れの軸対称性を完全に確保することはできなかった。ここで報告するもの以上のデータは更に根本的に装置を作り直すなど以外には困難だと思う。その意味では本報告は一つの失敗の報告である。しかし得られたデータはその様な前提のもとでみる必要はあるが、今後のこの種の実験の進め方や、また定性的にはある程度意味もあると思う。

## 2. 実験装置

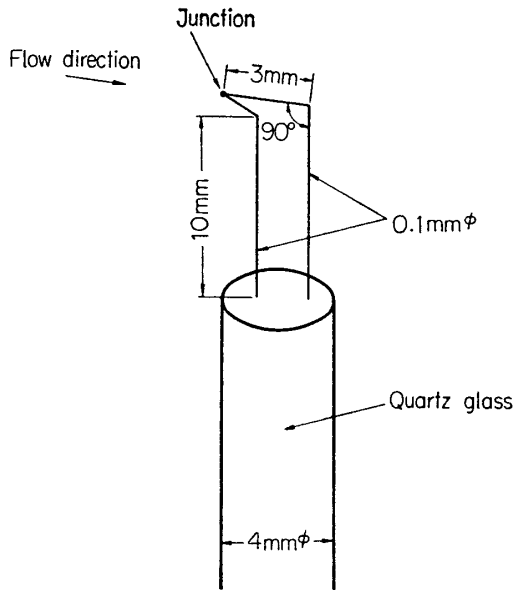
第 1 図に装置の主要部分をなす回転円板熱伝達装置の断面図を示す。直径 200 mm  $\phi$ 、厚み 20 mm の回転円板には、タービン動翼の代りに外周上に等間隔合計 30 本の円柱 (外径 15 mm  $\phi$ 、高さ 9.0 mm) が取り付けられている。この円柱を媒介として、円板前方より流入する高温ガス (Hot Gas) から円板に熱が伝達されるが、この様な形状のため実際のタービンとは、円板外周の境界層も、また円板への熱流入の仕方もことなる。円板は Stainless Steel を用い、円板表面はできるだけ平滑にした。また円板の回転中における軸方向の振れも極力小さくしたが、円板の外周部において 2/100 mm 程度の振れが残った。円板と固定壁との間隙は任意に変えることができ、両側の壁の中心部から回転軸に沿って冷却空気 (Cooling Air) が導入できる。冷却空気の流量は左右任意に独立に変えることができ、その流量範囲は 0 ~ 50 kg/h である。円板外周環状部に流入する高温ガスの温度分布をできるだけ一様にするために、環状部外壁に断熱材 (石綿、厚さ 13 mm) がつめてある。高温ガス、冷却空気、円板表面および壁面の温度測定は、全て熱電対を用いておこなった。熱電対は直径 0.1 mm  $\phi$  のクロメル・アルメル素線を点溶接して作り、接合点から素線を通しての熱伝導を極力少くするため素線はできるだけ細いものを選んだ。また、接合点は熱電対の感度および応答性を良くするためできるだけ小さくした。(直径 0.2 mm 程度) 高温ガスおよび冷却空気温度の測定に用いた熱電対の形状を第 2 図に示す。温度測定か所は全部で 20 か所、円板前後の高温ガスの流入、流出する部分に各々 1 本ずつ、円板の左右全く対称の位置に各々 9 本ずつ、そのうち 3 本は、円板表面の温度測定に、別の 3 本は冷却空気の温度測定に、残りの 3 本は壁面の温度測定にそれぞれ用いられた。円板表面、間隙内空気、および壁面の各々の温度測定位



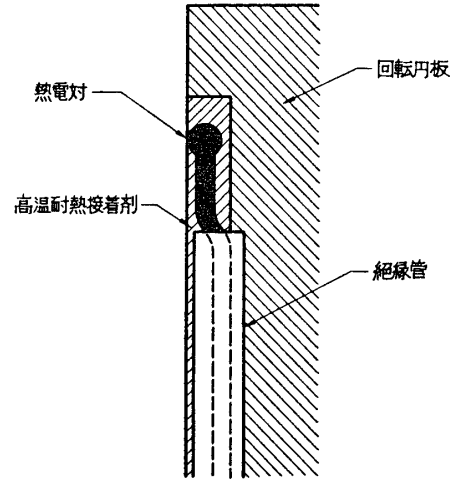
- |         |        |         |             |
|---------|--------|---------|-------------|
| ①: 回転円板 | ②: 円柱  | ③: 冷却空気 | ④: 高温ガス     |
| ⑤: ピトー管 | ⑥: 熱電対 | ⑦: 熱電対  | ⑧: ふく射温度計用窓 |

第1図 回転円板熱伝達装置

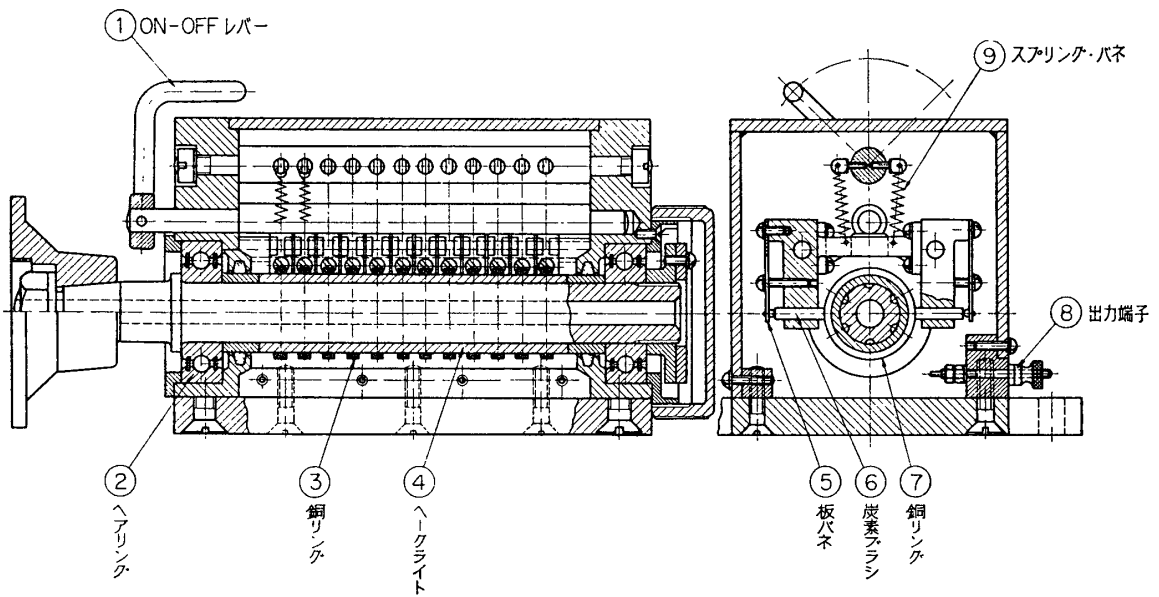
置は、回転軸の中心から半径方向にそれぞれ 49 mm, 64 mm, 79 mm である。間隙内空気温度を測定する熱電対は、回転軸方向に自由に微動装置により移動することができ、間隙内の空気の温度分布を測定する。円板表面温度を測定する熱電対は、熱伝導率の良い高温耐熱接着剤（フェノール樹脂）により、円板表面上にえけられた小され穴（直径 1 mm  $\phi$ , 深さ 0.5 mm）の中に第 3 図のように埋め込まれ、回転軸および第 4 図に示す Slip Ring を通して温度指示計に接続される。壁面温度を測定する熱電対も、第 3 図と同様な方法により表面上の穴に埋め込まれる。回転円板は変速モータで駆動し冷却時には 500~12000 r. p. m の範囲において変速可能である。Slip Ring の接点に炭素ブラシを使用している関係上、およそ 5000 r. p. m 以上における測定は、測定値そのものにも確実性がない。したがって本実験においては比較的低速回転（700~2500 r. p. m）における測定のみおこなった。円板を加熱する高温ガスは宇宙航空研究所にある都市ガス圧縮機よりの都市ガスを同じく低圧空気源よりの調圧さ



第 2 図 高温ガスおよび冷却空気温度測定用熱電対

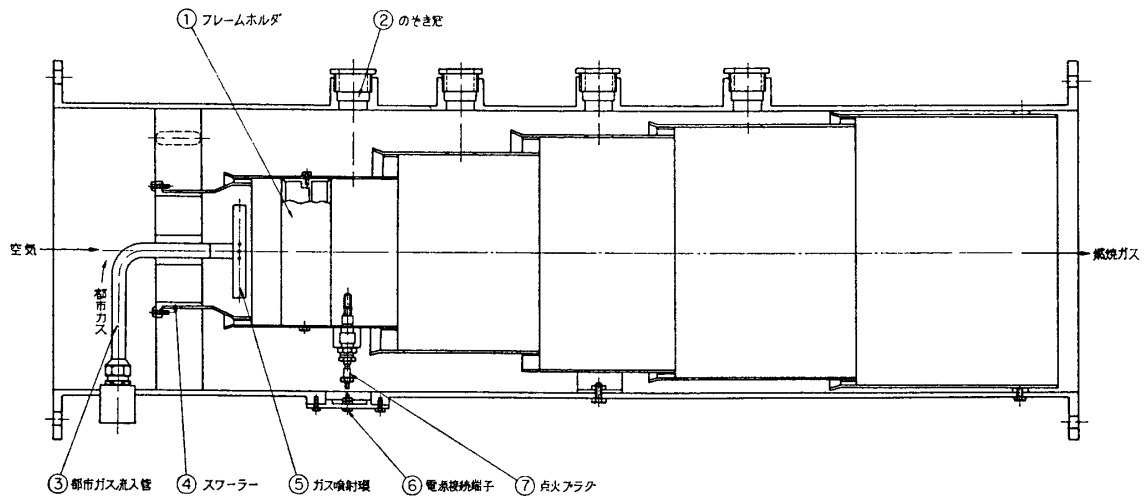


第 3 図 熱電対うめこみ

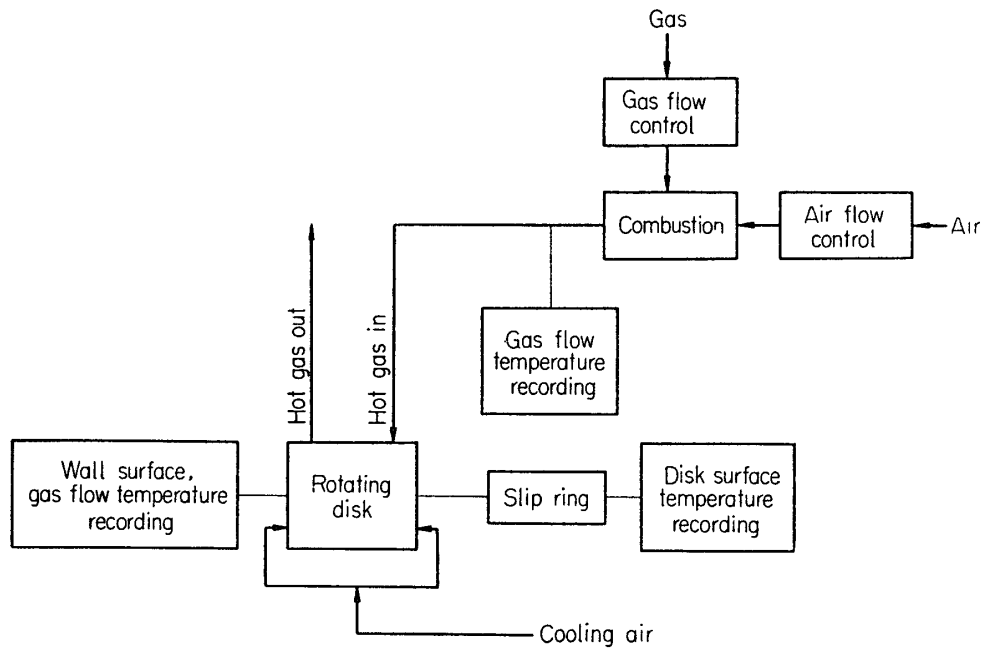


第 4 図 Slip Ring

れた空気により、第 5 図の様な燃焼器で燃焼させて得たもので、都市ガス量を適当に変えることにより、任意の要求された温度および流量の高温ガスがえられる。高温ガス温度および流量を実験中たえず一定に保持するために、空気、ガス共に流量制御装置を使用している。これにより実験中における高温ガス温度および流量変化が避けられ（約 1% の変動）たえず任意の要求された一定温度および一定流量の高温ガスがえられる。第 6 図に実験装置全体の略図を示す。



第5図 燃 焼 器

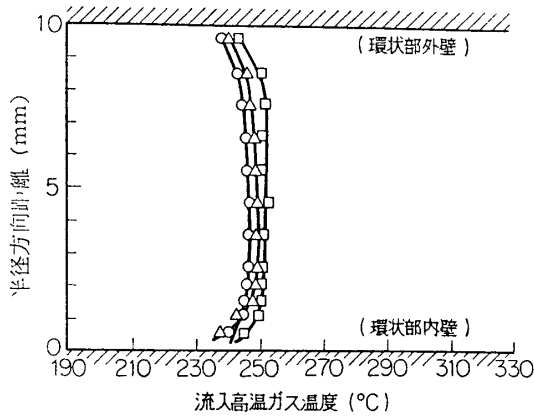


第6図 実 験 装 置

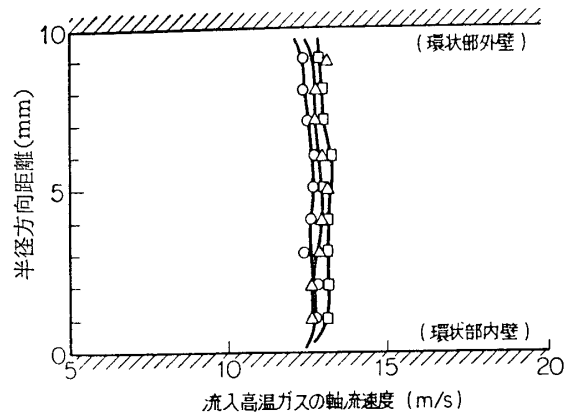
### 3. 実験の諸条件

#### 高温ガス温度および流量

円板を加熱する回転円板外周環状部を流れる高温ガスの温度は、装置およびその他の条件により、入口ガス温度 250°C に固定した。測定中における流入高温ガス温度の変動は、およそ 1% 程度である。第7図および第8図に環状部における（円板前方 8.0 mm の位置）流入高温ガスの半径方向温度分布および半径方向軸流速度分布を示す。図において3本の曲線は、おのおの円周方向 90° 間隔にとった3点の位置における測定値を表わす。また流量は実験を通し入口で 294.2 kg/h に一定にした。



第 7 図 流入高温ガスの半径方向温度分布



第 8 図 流入高温ガスの半径方向軸流速度分布

**冷却空気温度および流量**

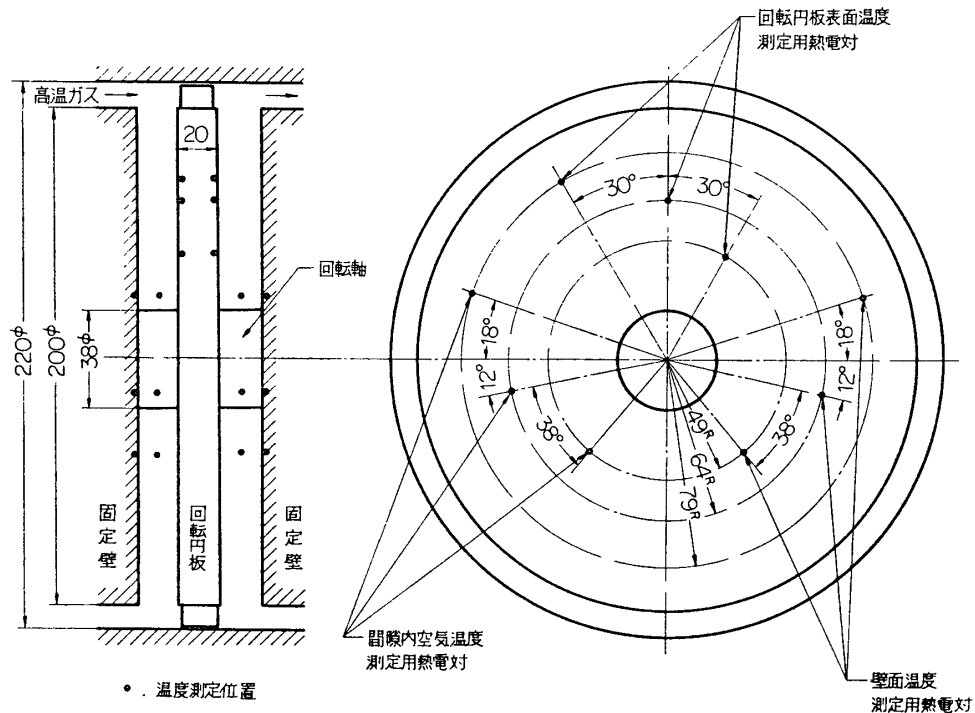
冷却空気温度は実験中多少変化したが、 $37^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$  の範囲にあり、流量は円板前後共常に同一で、0, 6.4, 11.0, 15.0, 22.0, 31.0, 44.0 kg/h とかえた、

**回転円板の回転数**

回転円板の回転数は 700, 1200, 1800, 2500 にかえて実験した。回転円板と回転軸とは、熱的に絶縁されていないので、円板から回転軸への熱伝導がある。

**回転円板と前後の固定壁との間隙**

回転円板と前後の静止円筒部の側壁との間隙は 1.97 mm, 3.85 mm, 6.87 mm とかえ実験した。静止円筒の外側の環状部には直接高温ガスが軸方向に流れている。回転円板前の静止



第 9 図 温度測定位置

円筒外周環状部の流れは、棒つき回転円板の影響をうけた流れになる。また円筒の回転円板に対向する側壁の裏がわは、外部空気に接触しており特に熱しゃ断は行なっていない。したがって固定壁面から外部空気中への対流および放射による熱伝達がある。

#### 実験室内温度

実験室内の温度は約 35°C であったが、実験装置の壁面から絶えず空気中への熱伝達があるため、時間的に徐々に増加し実験前後において多少の温度変化を生じる。

#### 温度定測位置

円板表面、間隙内空気および壁面の温度測定位置は、それぞれ円板の中心から半径方向へ 49 mm, 64 mm, 79 mm の 3 か所で、その位置はすべての実験について同じである。各々の温度測定位置は、半径方向および円周方向に移動することはできない。これは本装置の重要な欠点となった。と云うのは、間隙内空気および壁面温度の測定位置は、半径方向および円周方向における特定の位置になるわけで、軸対称性が完全でない限り、測定値はその半径位置の代表値とはなりえない。第9図に温度測定位置を示す。

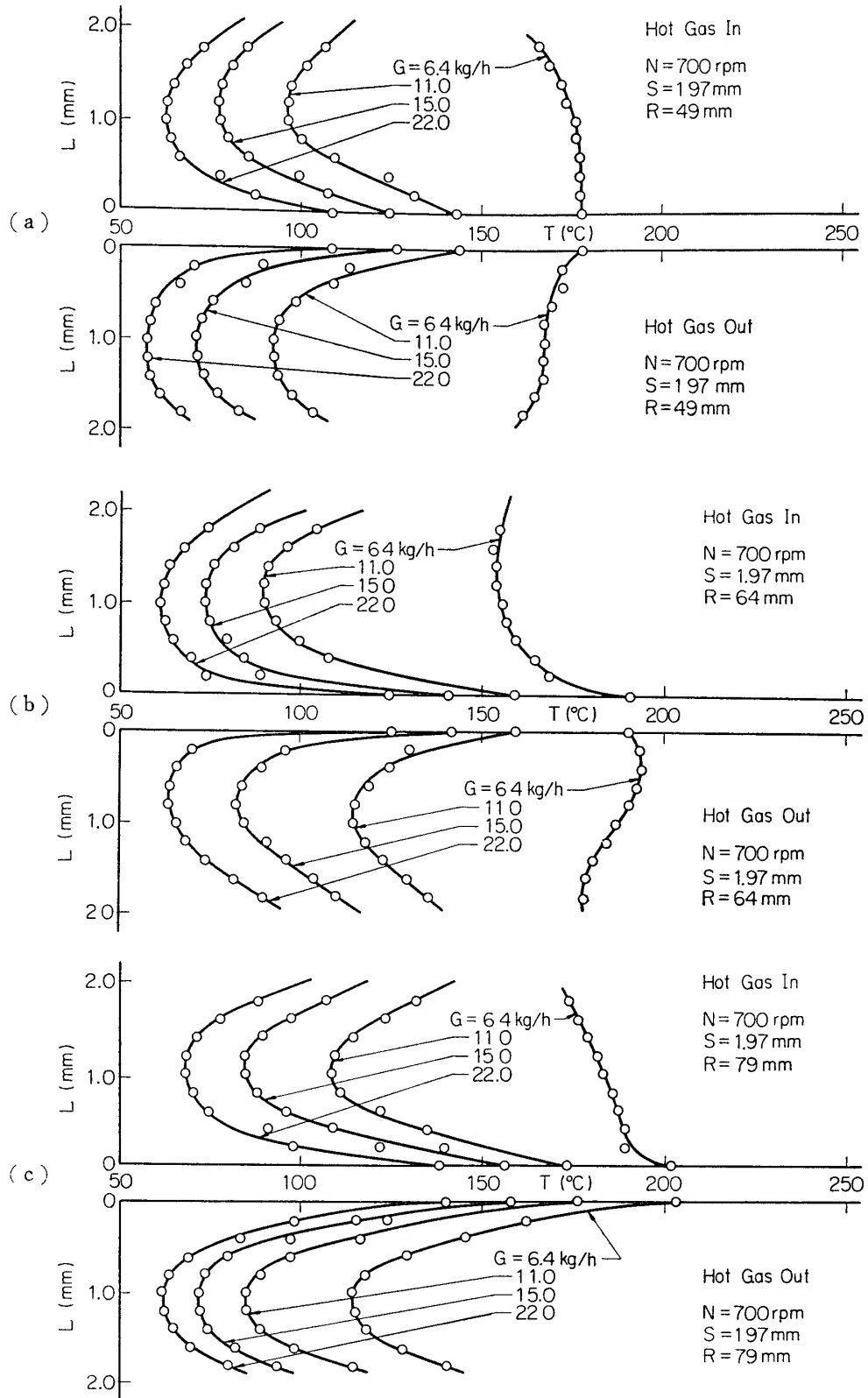
### 4. 実験の方法

円板前方より流入する高温ガスによって円板は加熱されるわけであるが、円板そのものの熱容量がかなり大きいので円板が一定温度となり、定常状態に達するまでは相当の時間を必要とする。(10~20分)実験は定常状態における測定を目的としたが、定常状態に到達したかどうかを判断するために円板表面温度の時間的変化を調べ、時間的溫度変化のほとんどなくなった状態を定常状態と見なし測定をおこなった。このことは各々の測定ごとにおこない、さらに精度をあげるため測定前後における円板表面温度の相違を検討した。温度測定において特に注意を払ったのは間隙内空気の温度測定と円板表面の温度測定である。間隙内空気の温度測定は間隙が小さいため熱電対の移動距離を正確に測定しなければならない。熱電対は最初円板表面から厚みゲージにより 0.2 mm の位置に正確に定め、それから後は微動装置(最小目盛 1/20 mm)により一定間隔で軸方向に移動させ、間隙内の温度分布を測定した。また円板表面の温度測定には Slip Ring を使用している関係上接点の接触抵抗が問題になる。このため接触面を測定ごとに清浄し、かつ温度指示計には内部抵抗の比較的大きいものを選んだ。清浄な接触面の回転時の抵抗は 0.2~0.5 Ω の範囲であった。一方温度指示計の内部抵抗は 350 Ω である。また Slip Ring の接点の回転中における熱起電力はほとんどなく、温度測定に対する影響は全くない。

### 5. 実験の結果

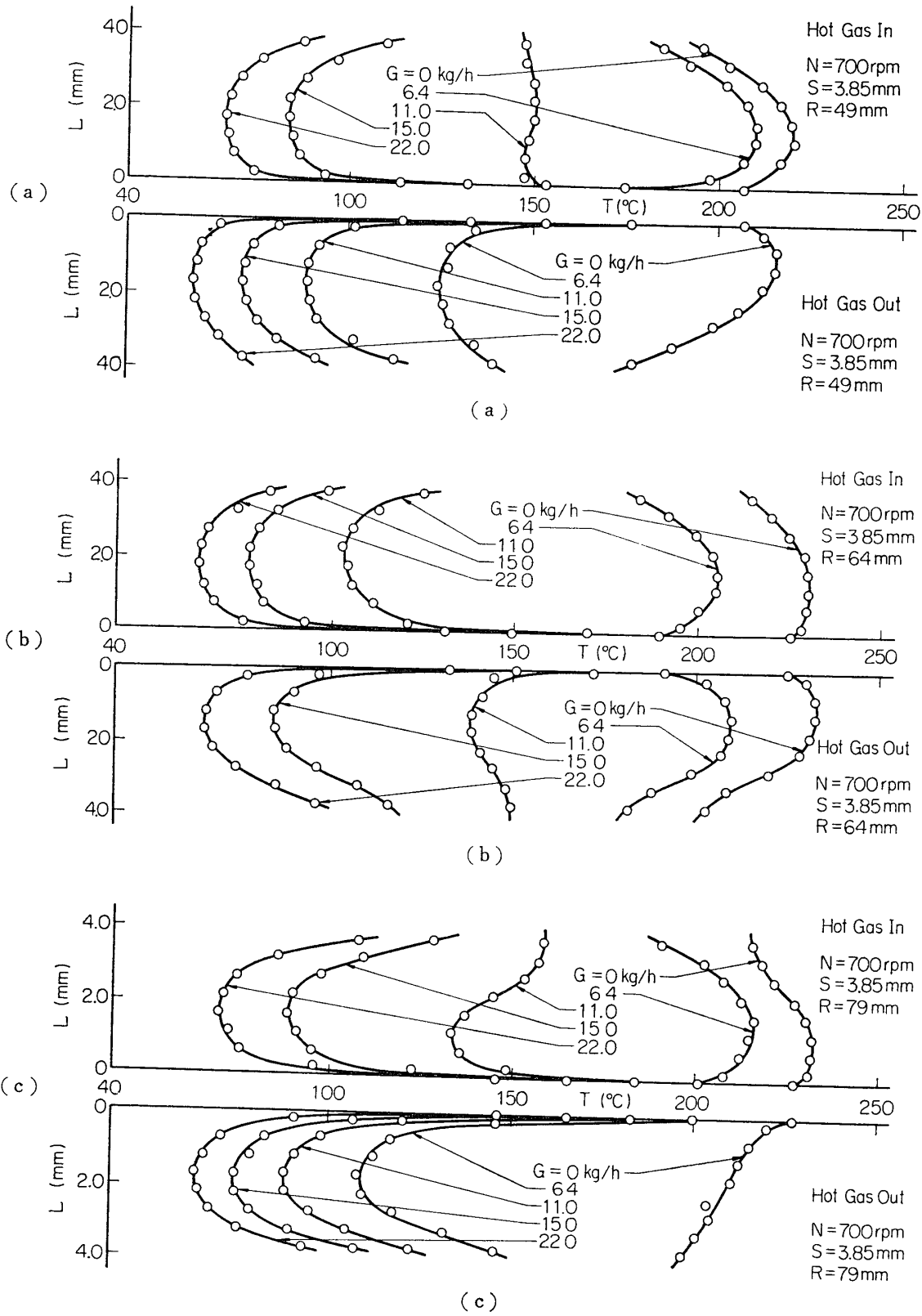
#### 回転円板と固定壁との間隙内における温度分布

回転円板の熱伝達機構を知る手掛りとして、まず円板周囲の間隙内の温度分布および速度分布を知る必要がある。円板周囲の温度分布は、比較的簡単に熱電対を使用して測定することができる。しかし速度分布を測定することは流体が三次元の流れであること、間隙が小さいこと、および速度の絶対値が小さいことなどの理由により非常に困難である。それゆえ速度分布の測定はおこなわずとりあえず、温度分布だけを測定し、多少とも流体の流れの様子

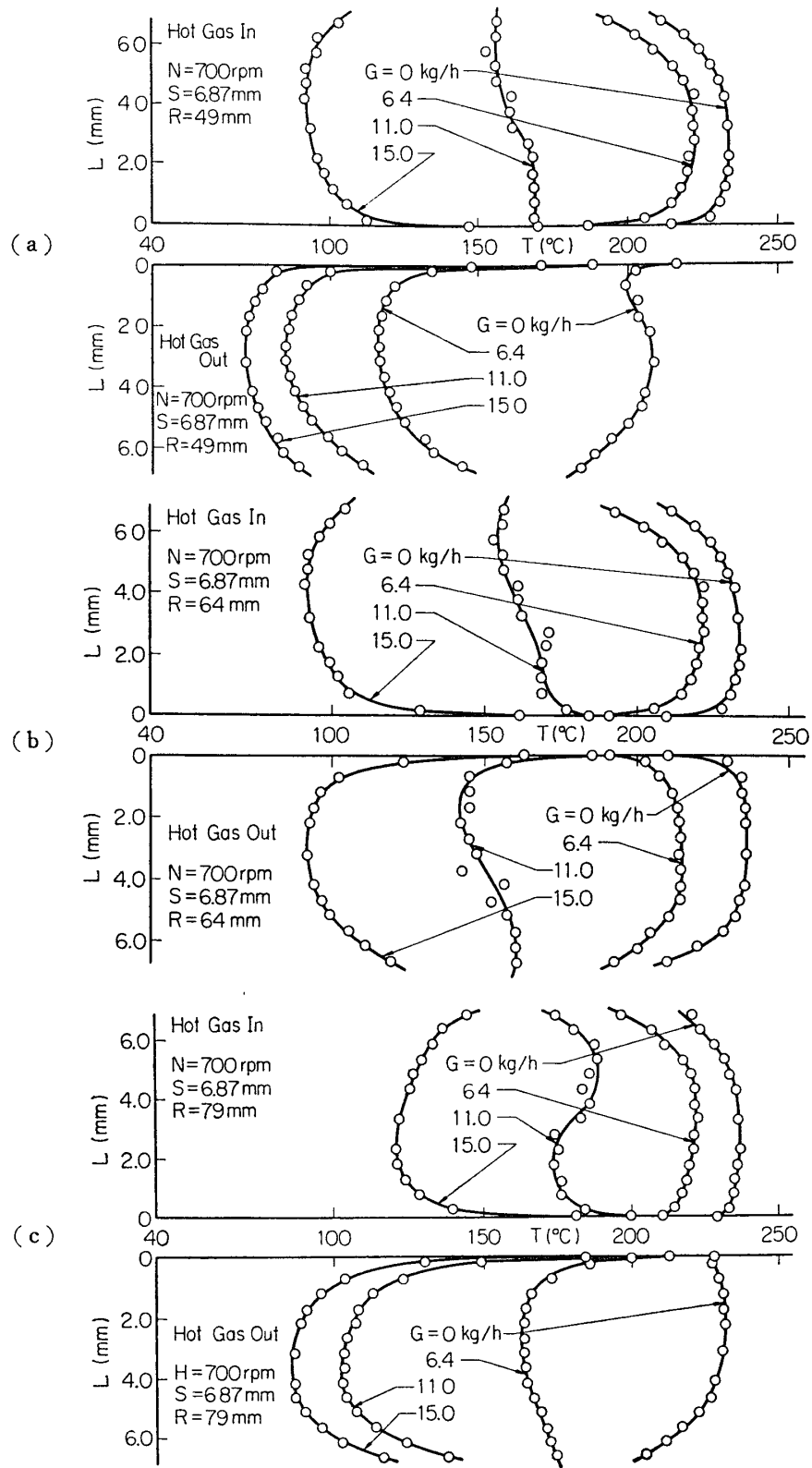


第10図 間隙内空気温度分布





第11図 間隙内空気の温度分布



第 12 図 間隙内空気の温度分布

および熱伝達の様子を知る手掛りとした。第10図、第11図、第12図は円板と固定壁との間隙内における空気の温度分布を示す。第10図は間隙 ( $S$ ) = 1.97 mm, 第11図は  $S$  = 3.85 mm, 第12図は  $S$  = 6.87 mm の場合で円板表面からの重直距離 ( $L$ ) と間隙内空気温度 ( $T$ ) との関係冷却空気流量 ( $G$ ) に対して示している。図の上半部は高温ガスの流入側間隙内 (Hot Gas In), 下半部は高温ガスの流出側間隙内 (Hot Gas Out) の温度分布を示す。図 a は円板中心から半径方向距離 ( $R$ ) = 49 mm, 図 b は  $R$  = 64 mm, 図 c は  $R$  = 79 mm の位置における温度分布である。円周方向の不均一性のための誤差はあるが、図からわかるように冷却空気流量が次第に減少していくと (a), (b), (c) いずれの場合も同様な傾向をもって温度分布曲線は変化をしていくが、ある流量 (温度分布曲線の逆転するときの冷却空気流量は間隙, 高温ガスの流入側, 流出側および半径方向距離によってそれぞれ異なる。) を境に温度分布曲線は逆転し、傾向が全く反対となる。たとえば温度分布曲線の最小値を示すところが最大値に変わる。温度分布曲線の逆転の様子を高温ガスの流入側と流出側について考えてみると前者の方が後者よりも全体的に冷却空気流量の多いところにおいて逆転していることがわかる。また間隙による相違をみると、間隙  $S$  = 3.85 mm と  $S$  = 6.87 mm の場合はほとんど同一冷却空気流量 ( $G \approx 11.0$  kg/h) において逆転しているのに対し、 $S$  = 1.97 mm においては前者よりも少ない流量 ( $G \approx 6.4$  kg/h) において逆転している。このことから間隙が小さくなるにつれて逆転の起るときの冷却空気量は少なくなる傾向にあることがわかる。温度分布曲線の逆転は間隙内への円板外周環状部を流れている高温ガスの流入の結果生ずるもので、冷却空気流量の減少に伴い間隙内への高温ガスの流入する割合は著しく増加する。高温ガスの間隙内への流入の結果、高温ガスから円板への熱伝達が起り、円板表面は冷却されるどころか反対に加熱される。したがって冷却空気流量の多い範囲 ( $G > 11.0$  kg/h) における円板から冷却空気への熱伝達と全く反対の現象が現われる。温度分布曲線の逆転の様子をさらに考察すると概して高温ガスの流入側の方が流出側よりも、また一定冷却空気流量に対しては間隙が大きくなるほど間隙内への高温ガスの流入が起りやすいことがわかる。これらのことは回転円板の遠心ファン作用、外側環状部を流れる高温ガスの境界層の挙動、中心部より流出する冷却空気の挙動などから考えられる定性的傾向と良く一致している。上述のことから一定冷却空気流量に対して、間隙内への高温ガスの流入を極力避けるためには間隙を小さくすればより効果的である。次に高温ガスの流入側および流出側の温度分布曲線の相似性の問題にふれると、その相似性が冷却空気流量によって大きく支配されていることがわかる。一定間隙のとき概して冷却空気流量が増加するほど、また一定冷却空気流量に対しては間隙が狭いほど間隙内の温度分布曲線の相似性は良くなる。一定間隙において冷却空気流量が次第に減少すると、温度分布曲線の相似性はくずれ、当然のことながら流入側の方が高温ガスが入りやすいので、左右の温度分布は全く異なってくる。この付近における温度分布曲線は非常に変化しやすく少量の冷却空気流量変化に対しても大きく変わる。この範囲を越えてさらに冷却空気流量を減少させると ( $G \approx 0$ ) 温度分布曲線の相似性は多少良くなる。冷却空気流量の多い範囲において温度分布の相似性が良くなるのは、この範囲において冷却空気が間隙内の流れを主として支配しており高温ガスの流入少くなく、流入側、流出側のその差も少くないためと思われ、冷却空気流量の少ない範囲では高温ガスの流入が多く、流入側、流

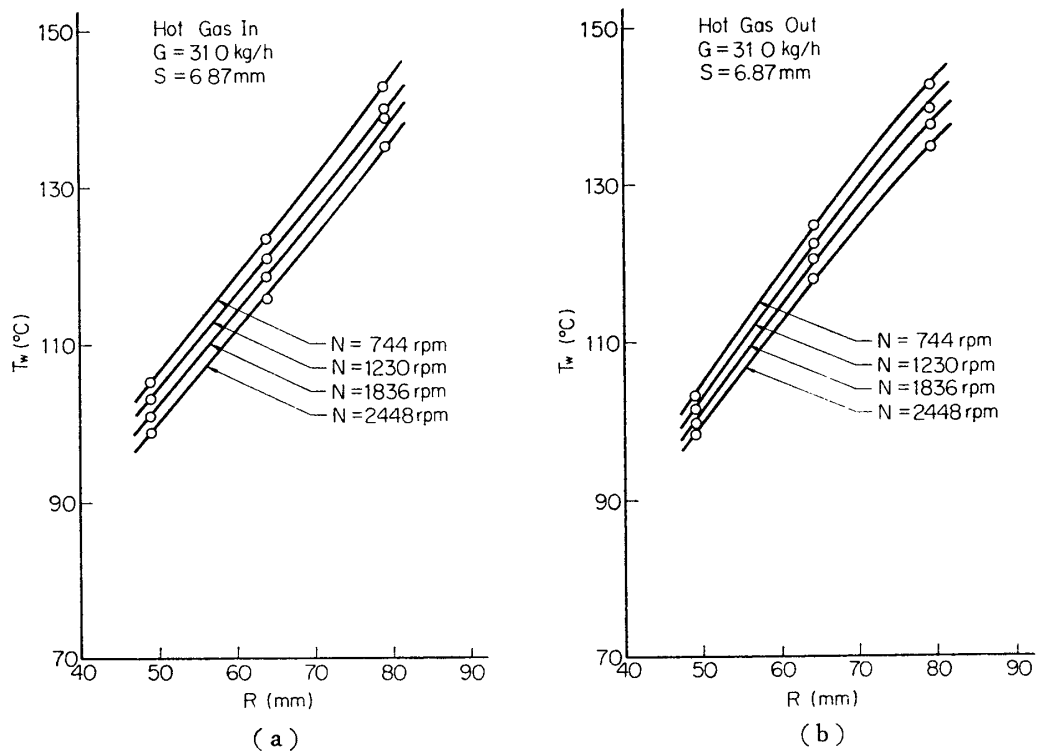
出側での流入量の差も大きくなるためと思われる。

### 6. 円板表面温度分布と回転数との関係

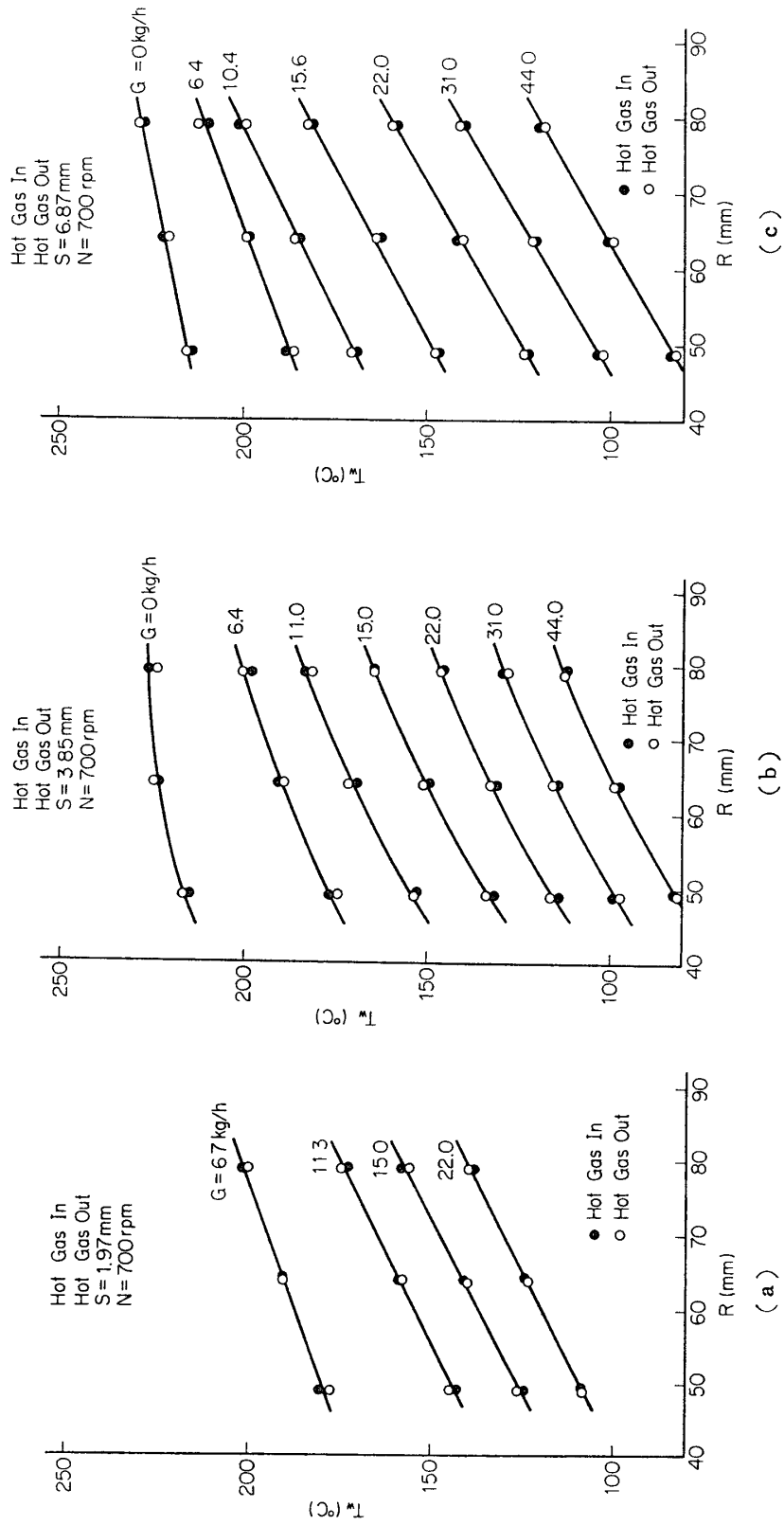
第13図は円板表面の半径方向への温度分布を示すもので、縦軸は表面温度 ( $T_w$ )、横軸は円板中心からの半径方向距離 ( $R$ ) である。図 a は高温ガスの流入側、図 b は流出側の温度分布を示し、どちらの場合も回転数 ( $N$ ) の上昇と共に円板表面温度が低下する傾向にある。円板の厚さおよび熱伝導率から推定される様に、表面温度分布曲線は高温ガスの流入側および流出側において全く相似で、互いに重ね合わせることが可能である。この温度分布の相似性は、円板の回転数 (第 13 図) および冷却空気流量 (第 14 図) を変化させた場合も同様である。表面温度は円板中心からの半径方向距離の増加に伴い、ほぼ直線的に増加する。しかし冷却空気流量の減少に伴い直線性から多少ずれる。(第 14 図)

### 7. 円板表面温度分布と冷却空気流量との関係

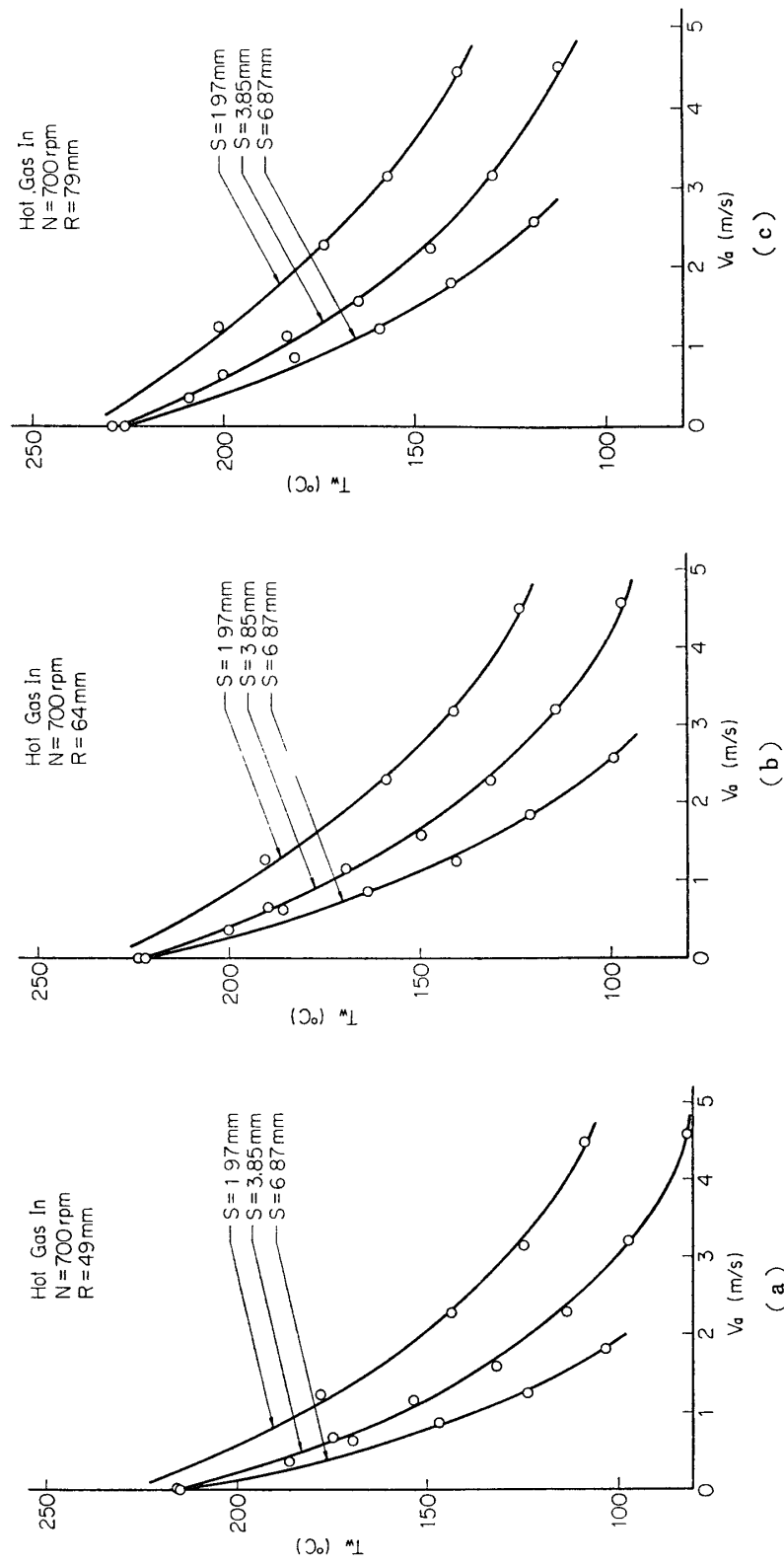
第14図は、円板表面の半径方向への温度分布をいくつかの冷却空気流量に対して示したものである。図において高温ガスの流入側および流出側の表面温度分布曲線は、各々の冷却空気流量に対して相似性を示している。この表面温度分布曲線の左右の相似性は、間隙を変化させた場合も失われることはない。このことはこの相似性が円板の熱伝導の良さによることを示している。表面温度分布曲線は、各流量に対してほぼ直線性を示し、その勾配もほとんど等しい。しかし、勾配は冷却空気流量の減少に伴い ( $G < 6.4 \text{ kg/h}$ ) 多少ゆるやかになり、 $G=0$  において極小に達する。曲線の勾配が次第にゆるやかになるのは、間隙内への高温ガ



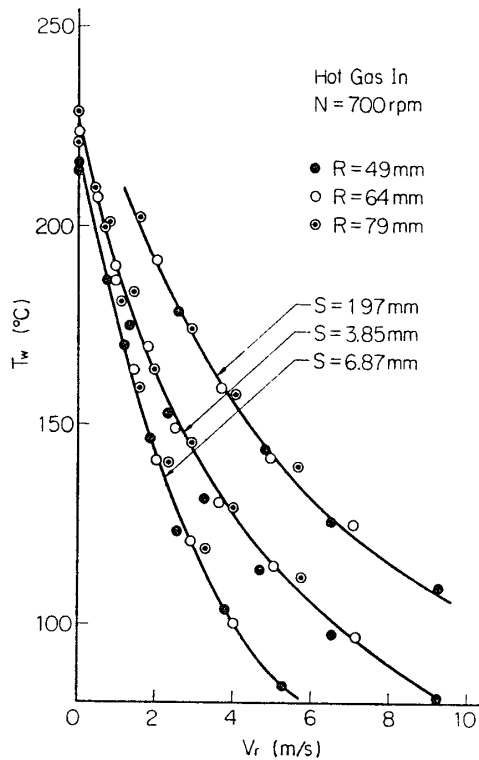
第 13 図 円板表面温度分布



第14図 円板表面温度分布



第 15 図 円板外周における冷却空気の見掛けの半径方向平均速度と表面温度との関係



第16図 冷却空気の見掛けの半径方向平均速度と表面温度との関係

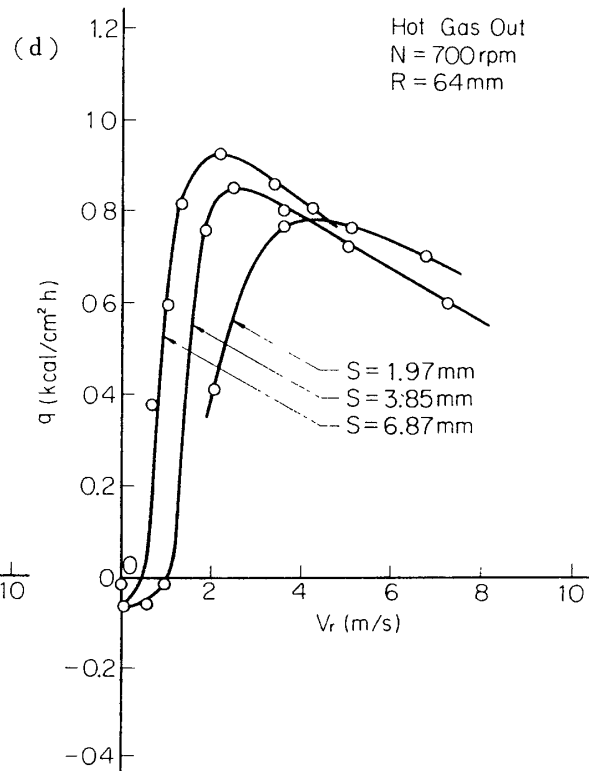
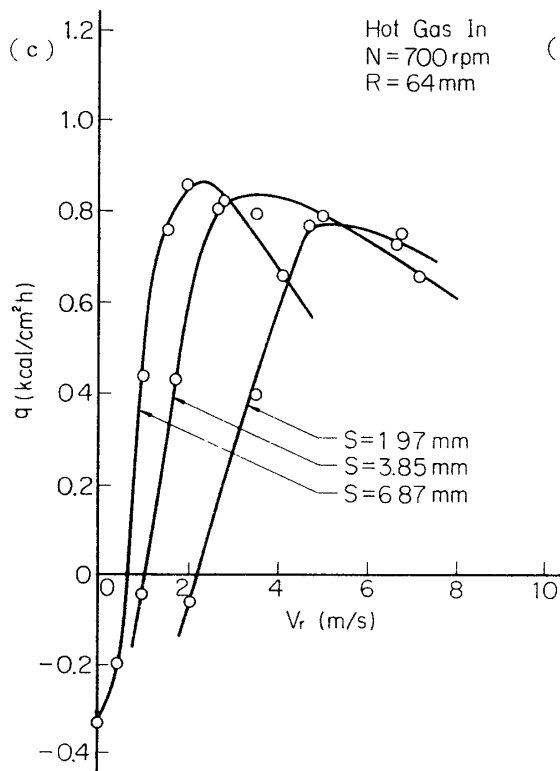
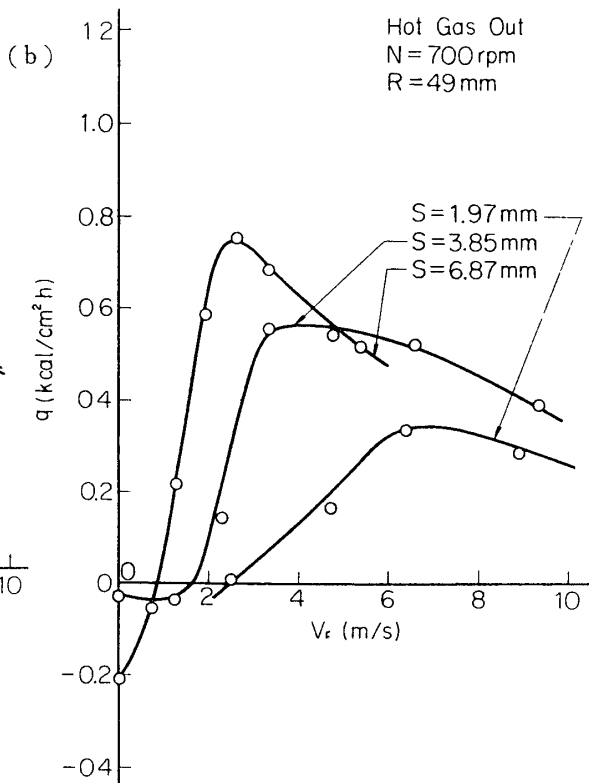
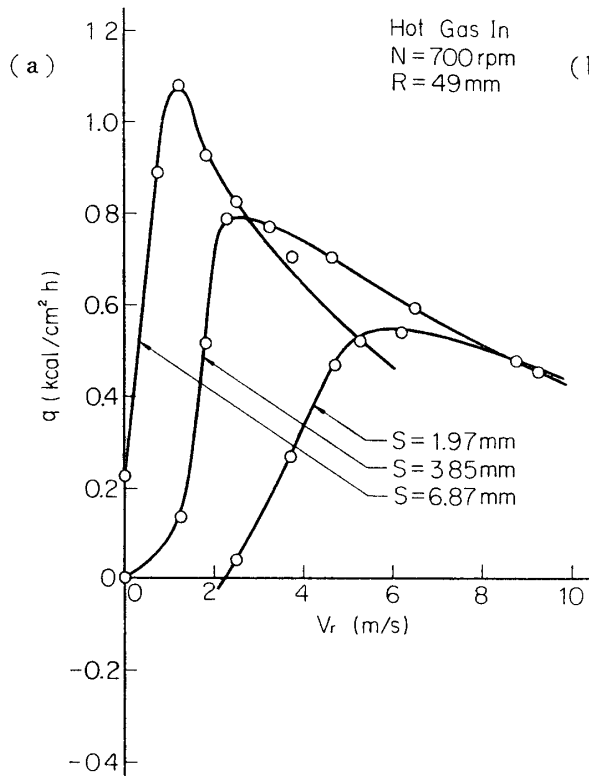
の流入のためと考えられる。冷却空気による円板表面の冷却について考察すると、冷却空気流量に比例して表面冷却は良くなり、 $G=31.0 \text{ kg/h}$  の場合は  $G=0$  のときの表面温度のほぼ半分程度に表面を冷却することがわかる。第15図は前図の結果を参考のために、冷却空気の流入時状態における容積流量を円板外周における間隙面積で割った見掛けの半径方向平均速度 ( $V_a$ ) と表面温度との関係に書き直したものである。第16図は  $R=49 \text{ mm}$ ,  $R=64 \text{ mm}$ ,  $R=79 \text{ mm}$  の各々の位置における円板表面温度とその位置における前と同様な冷却空気の見掛けの半径方向平均速度 ( $V_r$ ) との関係を示した。  $R=49 \text{ mm}$ ,  $R=64 \text{ mm}$ ,  $R=79 \text{ mm}$  の各々の位置における見掛けの半径方向平均速度に対しての表面温度分布状態を考えると、各々の位置における表面温度分布曲線は同一間隙の場合、同一曲線上にのることがわかる。これは次のようなことを意味している。すなわち円板表面上のある点の表面温度は円板中心からの距離に関係なくその点の冷却空気の見掛けの半径方向平均速度に主として依存している。換言すればこれは円板の熱伝導が非常に良いことを示している。図からわかるように、間隙による温度分布の相違が明瞭に現われている。いま冷却空気の見掛けの半径方向平均速度を一定とすると、間隙が大きくなるにつれて表面温度は低下する。しかも温度分布の間隙による相違は、平均速度が増加すると共に次第に大きくなる。一定速度に対する表面温度の間隙による相違は、間隙内における流体の流れの状態の違いに帰因しているものと思われる。

## 8. 局所伝熱量の計算

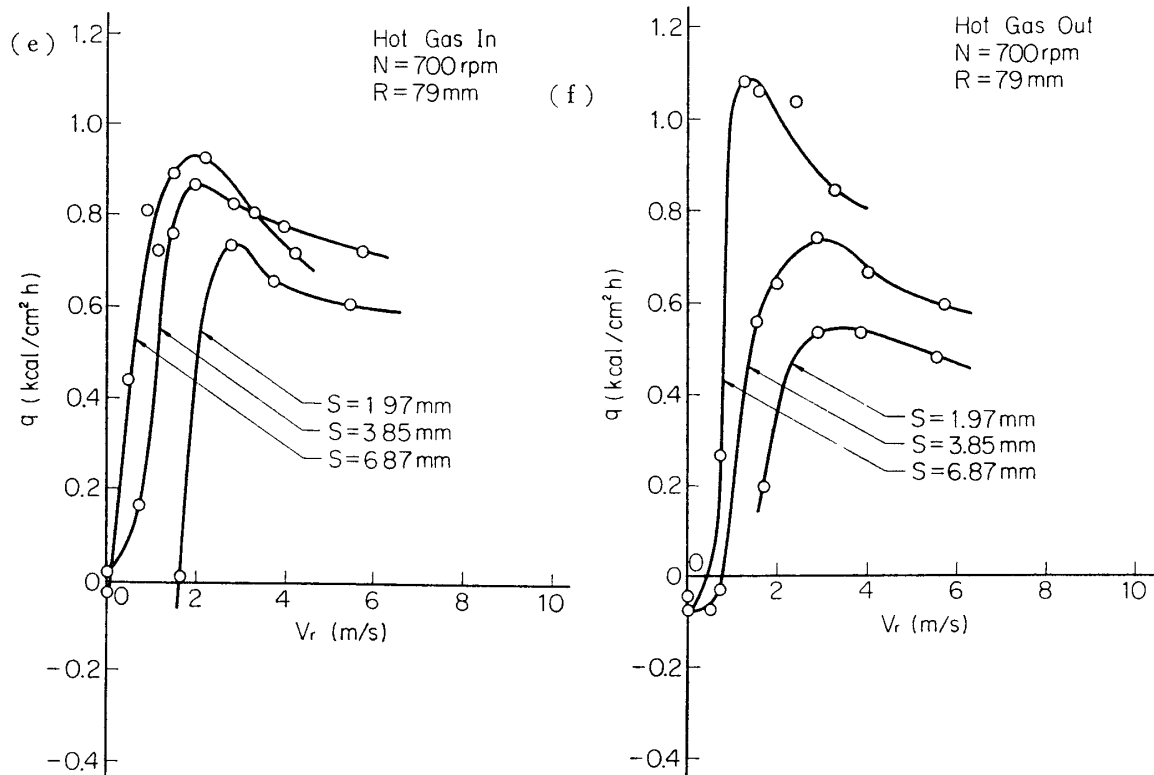
円板表面に密接したところにおいて、空気は完全に回転円板に固定されているものとすれば次の関係式が成立する。

$$q = \frac{dq_w}{dA_w} = -k \left( \frac{\partial T_w}{\partial y} \right)_{y=0}$$

$q$  は熱流束 (局所伝熱量),  $dq_w$  は円板の微小面積  $dA_w$  を単位時間に通過する熱量,  $y$  は円板表面からの垂直距離,  $k$  は円板表面に密接したところにおける空気の熱伝導率である。上式と前に示した第10図, 第11図, 第12図の温度分布曲線から少し乱暴ではあるが、円板表面における温度勾配  $(\partial T_w / \partial y)_{y=0}$  を求めることにより、円板の熱流束を近似的に計算することができる。第17図はこのようにして求めた熱流束と冷却空気の見掛けの半径方向平均速







第17図 熱流束と冷却空気の見掛けの半径方向平均速度との関係

度との関係を示す。図において  $R=49\text{ mm}$ ,  $R=64\text{ mm}$ ,  $R=79\text{ mm}$  の各々の場合について考察すると、各々の場合に共通していることは  $S=1.97\text{ mm}$ ,  $S=3.85\text{ mm}$ ,  $S=6.87\text{ mm}$  の各々の曲線がピークをもつことである。曲線のピークの位置は間隙の違いによりずれており間隔の減少にしたがい平均速度の大きい方へ移動する。またそのピークの大きさ（最大熱流束）も間隔の減少につれて小さな値に変わる。曲線はピークを境に極端に異なった変化を示す。すなわちピークの右側においては、曲線は平均速度の増加と共に徐々に下がる。これは円板の熱容量が小さいために、冷却空気の見掛けの平均速度の増加につれて円板の表面温度が急激に減少するために起るものと考えられる。これに対しピークの左側において、曲線は平均速度の減少と共に急激に下がり、ある平均速度で  $q=0$  に達する。これよりさらに平均速度を減少させると、 $q$  は負の値をとりその絶対値は次第に増加し、 $V_r=0$  である有限値になる。このように熱流束が急激に正の値から負の値に変化するのはい隙内への高温ガスの流入の結果生じるもので、高温ガスの流入により間隙内の冷却空気温度は上昇し、円板からの熱伝達は急激に悪くなる。間隙内への高温ガスの流入の起らない限り、熱流束は負の値は示さない。間隙内への高温ガスの流入が起ると、円板から冷却空気への熱伝達は妨げられ、円板の表面冷却の程度は著しく低下する。図において熱流束の正の範囲は円板から冷却空気への熱伝達を、また負の範囲は反対に高温ガスから円板への熱伝達を意味する。すなわち正の範囲において円板は冷却されるが、反対に負の範囲では加熱されることになる。熱流束の正から負に変わる境界、すなわち  $q=0$  の状態は円板と冷却空気との両者が全く熱的平衡状態

にあることを示し、どちらの方向へも熱伝達は起らない。したがって円板は加熱されることも、また冷却されることもない。円板の冷却の効果が現われるのは少なくとも  $q > 0$  の範囲になければならない。次に  $S=1.97$  mm,  $S=3.85$  mm,  $S=6.87$  mm の各々の曲線と  $q=0$  の直線との交点について考えてみると、 $R$  の全ての場合について、これらの交点が  $S=1.97$  mm,  $S=3.85$  mm,  $S=6.87$  mm の順に変化していることがわかる。上述のことから円板から冷却空気への熱伝達が起るために、最小限必要な冷却空気の見掛けの平均速度は間隙が小さくなるにつれて大きくなる傾向にある。

## 9. 結 論

流入高温ガスおよび冷却空気の流れの軸対称性を完全に確保することはできなかったが、以上述べた実験結果から次のことが言える。

(1) 円板の半径方向の表面温度分布は、高温ガスの流入側および流出側において相似性を示し、その分布もほぼ直線性を示す。

(2) 円板の表面冷却は、円板の回転数一定のときは同じ見掛けの半径方向平均速度に対して間隙が大きいほど、また、間隙および冷却空気流量が一定のとき回転数の高いほど良い。

(3) 冷却空気流量の減少にともない、間隙内への高温ガスの流入が起り局所伝熱量は急激に減少する。

(4) 高温ガスの間隙内への流入は、高温ガスの流入側間隙において著しい。

(5) 回転円板前後における間隙内の空気温度分布曲線の相似性は、冷却空気流量によって大きく支配され、その流量が多くなるにともない相似性は良くなり、反対に少くなると間隙内への高温ガスの流入のため相似性は失われる。

1967年9月19日 原動機部

## 参 考 文 献

- [1] T. Von Karman Z. angew. Math. Mech. 4 (1921) 233.
- [2] Wagner. C: J. Appl. Phys. 19 (1948) 837.
- [3] K. Millsaps, K. Pohlhausen: J. Aero, Sci. 19 (1952) 120.
- [4] S. L. Soo, R. W. Besant, Z. N. Sarafa: ME Technical Note 9725-C, Eng. Exp. Station. University of Illinois, Urbana, I 11, January (1961).
- [5] E. C. Cobb, O. A. Saunders: Proc. Roy. Soc. A 236 (1955) 343.
- [6] F. Kreith, J. P. Chong, J. H. Taylor: Trans. ASME, Series C 81 (1959) 95.
- [7] F. Kreith, J. H. Taylor: ASME paper No. 56-A-146 (1956)
- [8] F. Kreith, E. Doughman, H. Kozlowski: Trans, ASME 85 (1963) 153.