うに風速が著しく小さくなると K が小さくなるので凝縮圧力が著しく高くなる。乾燥所要温度の範囲の広いときには、凝縮器の容量を適当に選ばなければ熱ポンプとして作動できない。

4. 蒸発器において空気より失われた感熱と潜熱の比は、空気サイクルの定常状態を決定するのに重要な量であるが本実験の使用条件の下ではおおむね 1 であった。

5. 結 論

以上より熱ポンプによる乾燥機について次のことがわかる。

1. 本実験においても従来の乾燥機より効率は良いから前節結論第 1 項に注意すれば高能率の乾燥機械を期待できる。
2. 装置の外部との熱絶縁を良好にすれば乾燥温度、湿度の変化範囲を広く取ることができる。ただし乾燥

温度を冷媒凝縮温度よりはるかに高く上げることは不可能である。また、冷媒最高凝縮温度は凝縮温度と蒸発温度との差の増大による熱ポンプ熱効率の低下の点より制限をうける。

3. 冷媒はその熱力学的性質よりわかるように低温乾燥には NH_3 、高温乾燥には SO_2 が適し、 CH_2Cl_2 、 CF_2Cl_2 はその中間にあたる。

本実験に際し御指導をいただいた八田桂三先生ならびに種々便宜をはかっていただいた森田実氏、鷺尾良平氏に厚くお礼を申し上げます。実験を行う時、東海科学専門学校学生、北川、富永、藤原、影島君らに協力を得たことを感謝する。なお本研究の費用の一部は文部省科学研究費によったものである。

注：—

(1) 昭和 25 年 4 月 7 日 機械學會總會において講演、原稿受付

昭和 25 年 5 月 31 日。

(2) 正員、東海大學。

621.165-225

タービンノズルの性能研究⁽¹⁾

中村 行三⁽²⁾ 福永 節夫⁽³⁾

A Research on the Characters of Turbine Nozzles

by Kozō NAKAMURA and Setuo FUKUNAGA

There are two representative methods to investigate the characters of turbine nozzles. They are "impulse" and "reaction" methods. Originally the results with these two methods must agree with each other, but practically they do not always. May we deduce the characters of air or gas turbine nozzles from the known characters of steam turbine nozzles? To get answers to these points, we have improved the impulse method and researched the characters of turbine nozzles using air, and compared the results with that which I got before with reaction method using steam.

The results of researches with impulse method using air coincide generally with those of reaction method using steam. For example the mean values of velocity coefficients are $0.94 \sim 0.95$.

1. 緒 言

タービンノズルの性能を調査する代表的な方法としては衝動法と反動法とがある。前者は英国の蒸気ノズル研究委員会によって採用された方法であり、後者は Christlein, Warren-Keenan らによって採用され、また著者もこの方法を採用した⁽⁴⁾。更に最近 Keenan が再びこの方法で実験を行っている。著者は衝動法と反動法とを比較検討して見解を公表したことがある⁽⁵⁾。結論的に言えば、反動法は衝動法に比較して多くの点においてまさっているが衝動法も一般にその短所とせられる点を改善できれば、構造が比較的がん丈に出来ることなどは都合がよい。

また Hartman は多数連続したノズルの場合につき反動法に属する特殊な構造の実験装置を使用してその性能を研究した。Faltin も特殊構造の実験用タービンをを用い、反動法に属する方法でノズル速度係数を求めた。更に Ackeret らは実物の数倍の大きさの模型ノズルを使用して特性研究を行い、その後同様な研究が方々で行われた。

ノズルの性能調査を衝動、反動いずれによって行っても、その実施方法が適当であれば両者の結果は一致すべきものである。しかるに従来の研究結果が衝動、反動いずれの方法によるかによって、かなり相違があるが、これはいかんともなし得ないものかどうかを検討する必要がある。また空気タービンやガスタービン

が使用されて来たが、その場合のノズル性能ははたして蒸気ノズルの性能から推論し得るものかどうか。もしそれが不可能ならば各場合につき、そのつど性能調査を実施して設計資料をうる必要がある。かような目的の下に、従来の衝動法に種々の改善を施し、空気を使用してノズル性能を研究した。そして著者の行った反動法による蒸気ノズルに対する実験結果⁽⁶⁾などと比較した。

2. 衝動法によるノズル性能の測定

気流のノズル出口における実際噴出速度を w 、理論噴出速度を w_t とすれば、ノズル速度係数 φ_0 は

$$\varphi_0 = w/w_t \quad \dots\dots\dots (1)$$

で与えられる。衝動法では、ノズルから噴出する気流をその噴出方向に直角に置いた平板に衝突せしめ、その時気流が平板に与える衝動力を測定する。いま噴出気流の速度を w (m/s)、流量を G (kg/s) とすれば、平板に作用する力 P (kg) は

$$P = Gw/g \quad \dots\dots\dots (2)$$

で与えられる。したがって実際噴出速度は

$$w = 9.8P/G \quad \dots\dots\dots (3)$$

ゆえに式(1)からノズル速度係数 φ_0 が求まる。

気流が平板(以下これを衝撃板と称する)に衝突して元の噴出方向に対して直角に曲げられ、衝撃板に沿って流出する。この際衝撃板の下側に小さな圧力降下を生じ、また噴出気流はこれと同軸のうずを誘起する。これが衝動力測定に際して誤差の原因となる⁽⁷⁾。この欠点を除くために英国の蒸気ノズル研究委員会で試みて満足な結果を得た装置⁽⁸⁾を参考として次のようにした。すなわち単なる衝撃板とせず、衝撃板(直径 30 cm)の表面に 7 枚の細目の黄銅網(針金の太さ 0.25 mmφ, 40 メッシュ)と、その上に 2 枚の疎目の金網(針金の太さ 0.95 mmφ, 4 メッシュ)を重ねて圧着し、かつ衝撃板の周辺に、円筒形に上と同じ細目黄銅網を張った。(なお蒸気ノズル研究委員会の方法に準じて、隔金でへだてられた薄い金属片を積み重ねて籠型のものとしてみたが、この必要はないようであった。)これを細目黄銅網で囲んだ排気室にあたる空間中に収めた。第1図にこれを示す。この装置によって気流を低速で、かつ元の方に全く直角に流出させることができ、衝撃板のみとしたとき問題は起らない。

またノズルと衝撃板との距離には適当な値があり、余り大でも、小でもいけない。出口面がノズル軸に直角なノズルでは衝撃板に適当に近付けて実験ができるが、通常のタービンノズルのごとく出口の斜めなノズルでは、ノズルから噴出する気流を衝撃板に直角にあ

第 1 図

第 2 図

てようとすれば、ノズルから噴出する気流が衝撃板に達するまでの距離はノズル出口面内の点によって違う。もし連続ノズルであればこれが著しい。今回の実験に際しては、ノズルと衝撃板との距離はできるだけ小とした。第1図に示すとおり、この距離 d は 30~35 mm である。

上述のごときノズルと衝撃板との位置的關係は、実際のタービンにおけるノズル使用の状態と非常に違うし、また衝動法によるノズル速度係数の実測値と反動法による測定値との間にみられる差違の有力な原因の一つと思われる。このノズル出口面から衝撃板に至る距離の不同に起因して、ノズル出口面から衝撃板に達するまでの間で速度エネルギーの損失となるべき部分を捕捉するために、第2図に示すようにノズル出口面から等しい距離 $\delta = 5$ mm を保つてい形状の外形をもつように約 1 mm の間隔で水平に積み重ねた細目黄銅網(針金の径 0.25 mmφ, 40 メッシュ)の層を、衝撃板の金網層の上に突起状に取り付けた。そしてこの突起状黄銅網の層をもたない場合との比較研究を行った。

次に出口の斜めなノズルから噴出する気流の方向は必ずしもノズル軸方向ではなく、その偏向角の大きさは気流の速度と共に変化する。したがって衝動法を用いてノズル速度係数を測定するには、まずノズルから噴出する気流の方向を実測して置き、気流が衝撃板の中央においてこれに直角に当るようにノズルを取り付ける必要がある。しかし気流の偏向角は速度と共にその大きさが変化するから厳密に言えば各速度においてノズルを取り付け直す必要があるが、実際にそこまではできないから蒸気ノズル研究委員会はある一定範囲の噴出速度に対する平均の偏向角を求め、この方向がちょうど衝撃板に垂直になるようにノズルを取り付けて、その範囲内の噴出速度に対する速度係数を求めた⁽⁹⁾。この方法では実験中にノズル取り付け状態の変更ができないから上述のようにして求めた結果に対し

ては、実際気流の方向と平均の方向との相違に対する補正を必要とする。

これに対して著者の実験装置では、任意の速度に対し、常に気流を衝撃板の中心において、これに直角にあてるために、実験中にノズル位置を変化できる機構を採用した。すなわち第1図に示すごとく、ノズルはこれに至る空気管と共に、点 A のまわりにある角度回転でき、更に A 点は水平方向にも移動可能の構造とした。

なお前述のとおり、著者が以前実施した反動法によるノズル性能研究では蒸気を使用したのが、今回の衝動法による実験では空気を使用した。

第 3 図

3. ノズル試験装置、ノズル試験法

ノズル試験装置は等3図に示すとおりである。10 HP と 5 HP の空気圧縮機 1, 2 を並列運転して空気タンク 3, 4, 5 (圧力 7 kg/cm², 合計容量 1.73 m³) に充填する。実験に際して空気は、このタンクから弁 6 で適当に絞って使用される。この圧縮空気は流量計 7 を経て空気加熱器 8 に送られる。ここで適当に加熱された熱気は弁 9 を経てノズル前気室 10 に達する。(ただし今回は空気を加熱せずに使用した。)ノズルから噴出する気流は前述のごとき構造の衝撃板に衝突して、これに衝動力を及ぼす(第1図、第2図参照)。この衝動力は天秤 11 によって測定する。衝撃板を支持し、これに働くスラストを天秤に伝えるスピンドル 12 がノズル試験装置本体 13 (側方円筒面は全部細目黄銅網で囲って外気を軽くしゃ断した)の底部を貫く部分には、小形電動機で回転せられるブッシュ 14 を挿入して摩擦を軽減し、これによって衝撃板スピンドル 12 の上下移動を軽からしめるようにした(第1図参照)。ノズルの位置は、第1図で説明したとおり、ノズルから噴出する気流が常に衝撃板の中心においてこれに垂直にあてるように実験中でも微細に調節しうる。

実測開始前空気を所定のノズル前状態に保ちつつ暫時ノズルから噴出せしめる。この間に各測定装置機構

の調整を行い、空気の流動状態が定常になったところで測定を開始する。実測中も圧縮機の一つあるいは両者を共に運転したが、この際往復式圧縮機を使用するための圧力の脈動が測定をじゃましないように特に注意した。

さて実測に際しては、ノズル前状態一定の下に、ノズル前後の状態、流量および衝動力の同時の値を読む。一状態に対して 5, 6 回測定し、この平均を採用した。この測定の直後ノズル位置調節装置を加減して同様の実験を行い、最大衝動力を示す角度を求める。かくしてノズルから噴出する気流がノズル軸方向と一致しないならば、その角すなわち偏向角 θ が得られる。

4. 実験結果

実験に使用したノズルは第4図および第1表に示すごとく、断面積が 1 cm²、平行部長さが 14.5 mm または 16.5 mm で、出口角が約 20°, 23° および 25° の3種の平行ノズルである。なお前述のとおり使用空気は特に加熱はしなかった。

ノズルを最初ノズル軸が衝撃板に直角になるように取り付けて置く。それからノズル軸がこの垂直方向に対して 2° 飛びに $\theta = -6^\circ \sim +2^\circ$ の範囲の傾きをなすように(第5図参照)ノズル位置を調

第 4 図

第 1 表

呼び方	ノズル角度 α°		平行部 (実測 mm)			ノズル入口
	実 測	長さ l	幅 b	高さ h	幅 B	
20	20°35'	14.5	10.25	10.0	31.5	
23	23°20'	16.5	10.25	10.0	26.0	
25	25°15'	14.5	10.35	10.0	24.5

第 5 図

整し(第1図参照)。この各位置につき、理論噴出速度 w_a が大体 100~400 m/s の範囲で、約 50 m/s 飛びの速度に対する気流の衝動力を求めた。第6図~第8図に上述の3種のノズ

第 6 図 (ノズル 20°)

第 7 図 (ノズル 23°)

ノズル軸が最初衝撃板に直角になるようにノズルを取り付けて置いたと仮定し、気流がノズル軸から θ の偏向をなしで噴出しているとすれば、この気流に直角に衝撃板を置き直すためにこれを回転すべき角度に相当する(第 5 図参照)。つまり角度 θ は気流のノズルからの偏向角を与える。P/G が最大となる点を結べば、この偏向角が噴出速度と共にいかに変化するかが明りようになる。この曲線は次に示す第 9 図～第 11 図中の θ, w_a 曲線と同一性質のものである。

第 9 図～第 11 図の上部の

図は式(1)から求めた速度係数と理論速度との関係である。図中の実線は最大衝動力に相当する実際噴出速度から求めた速度係数 φ_0 である。

第 8 図 (ノズル 25°)

ルに対する単位流量当りの衝動力 P/G と角度 θ との関係を示す。図において●印の点は、 P と G の同時の実測値から直ちに P/G を求めて記入したものであり、△印は P, w_a -曲線と G, w_a -曲線を求め、この両曲線から同一速度に対する P と G との値を求め、これから P/G を求めた言わば修正された値に相当する点である。また□印の点は P/G の最大値を示す点である。

さて各曲線において P/G が最大となる角度 θ は、ノズルから噴出する気流がちょうど衝撃板に直角にあっている状態を与える。すなわち相対的にいって、

第 9 図 (ノズル 20°)

第 10 図 (ノズル 23°)

次に衝撃板上に、ノズル出口面から 5 mm の距離の所に、既に述べたような金網層(第2図参照)を置き、上述の φ_0 に相当する実験を行った。第9図～第11図中の φ_0' はこの結果である。図から明らかなとおり、どのノズルに対してもノズル出口面近くに金網層を置いた場合の方が速度係数は大となっている。

第 11 図 (ノズル 25°)

上述の結果を総合すれば、ノズル速度係数は $w_a = 200 \sim 250$ m/s 附近で極小となり、 $w_a = 400$ m/s 附近および w_a が 100 m/s 以下の低速においてそれぞれ極大となる傾向をもっている。また速度係数の値はノズル出口角が大きいほど大となっている。ただし平行部長さが多少違っているから、この影響が若干はいっている。また偏向角 θ と理論速度 w_a との関係も第9図～第11図の下部に示したが、3 ノズルに対してだいたい同じであり、 w_a が 350 m/s 附近で θ が 0 となっている。

5. 実験結果の吟味

(1) ノズル出口面に近接して置いた金網層の影響

ノズル出口面に近接して金網層を置いた目的は二つある。その一つは、金網層を置かない従来の衝動法による実験の際には放置されていた、損失となる速度エネルギーを極力捕捉するめである。もう一つはタービンでノズルと羽根とがごく接近して置かれている実状に近い状態でノズル試験を行うためである。

前述のとおりノズル出口面近くに金網層を置いた場合の方が、これを置かない場合は比べて速度係数が若干大くなっている。これは後者の場合に、ノズル出口面から衝撃板に達するまでに失われるエネルギーの多くが、前者のごとく金網層を置くことによって速度エネルギーとして捕捉されたことを意味するものと思われる。事実前者の時の方が、後者の場合に比べて気流の噴出音が小さくなった。更に実測値を検討した結果、ノズル出口面近くに金網層を置いた場合は、これを置

かない場合より、衝動力および流量が共にわずかに減少するのが見られた。しかし衝動力の減少の程度が流量のそれより小さいため、結果において P/G の値が大となり、したがって速度係数が大きくなったことがわかった。

一般に出口の斜めなタービンノズルでは、ノズル出口面における圧力は一様ではなく、蒸気が平行部を出ると共に直ちに出口圧力に接する側において高いことが知られている⁽¹⁰⁾。したがってこの部分の蒸気は他の側における蒸気よりも膨脹は急激である。

上述の諸事実から次のごとく考えられる。ノズル出口面に近く金網層を置くことにより、これを置かない場合に比べて、ノズル出口面の平均圧力が周囲圧力 p_2 よりわずかながら高まって $p_2' = p_2 + \Delta p$ となり、そのために流量および衝動力に影響を与えたのである。この周囲圧力 p_2 より Δp だけ高いノズル出口面の圧力 p_2' から、周囲圧力 p_2 までの膨脹は、ノズル出口面とその近くに置かれた金網層との間で、流動方向ならびにこれに直角の方向にも、比較的除々に行われる。この結果ノズル出口面のあたりで行われる非可逆的な急激膨脹は軽減され、これが噴出音の減少という事実として現われたものと思われる。かくしてノズルから噴出した気流が衝撃板に達するまでに失う速度エネルギーは減少し、速度係数の増大という結果となったものであろう。この考えを拡張すれば、出口の斜めな平行ノズル内の流体の流動状況について次のような推論も可能である。

一般に平行部の入口前に狭まり部を有する出口の斜めな平行ノズル内の流動は次のごとく考えられている⁽¹¹⁾。ノズル後の圧力 p_2 がノズル前の圧力 p_1 の臨界圧力 p_c より小さくない時、すなわち $p_1 > p_2 \geq p_c$ なる時は平行部の入口までに膨脹を終り、平行部およびノズル出口部の三角形の部分では膨脹は起らない。しかし $p_2 < p_c$ なる場合には平行部入口までに p_1 から p_c までの膨脹をなし、 p_c から p_2 までの膨脹は平行部を出て後の出口面のあたりの三角形の部分で起るものと考えられて来た。しかし上述のノズル出口面に近く金網層を置いた場合の結果よりみれば、平行部長さが余り長くない通常のタービンノズルでは、上述のように判然と膨脹が起らず、 $p_1 > p_2 \geq p_c$ および $p_2 < p_c$ の場合とも、 p_1 から p_2 までの膨脹は、ノズル入口面から出口面のあたりまでの全範囲において起るものと考えべきである。(しかしこの場合も出口面内の圧力は一様ではない。)それは今回の実験の全範囲にわたり、ノズル出口面近くに金網層を置くことによって、出口面の近くで起るものと思われる非可逆的な急激膨脹を軽減して、速度係数がこの金網層を附加しない場

合よりも大となったものと認められる結果を得たからである。この事実が $p_2 < p_c$ に相当する $w_a > 306$ m/s の高速度の範囲においてのみ起っているのなら、別に新しいことではなく、当然のことである。しかし実際には上述のとおり $p_1 > p_2 \geq p_c$ の範囲においても起ったことに注目の要がある。なおこの点については今後更に研究したいと思う。

上述の結果から次の事実も推察できる。ノズルの性能は、通常ノズルを単独に装置して衝動法あるいは反動法によって調査されるが、その結果はノズルと羽根とを互に対応せしめた実際のタービンにおける状況に相当する条件の下に実施するのでない限り、必ずしも実際におけるタービンノズルの性能を正確には表わさないということである。この点から言えば Faltin のタービン試験装置⁽¹²⁾のごときは最も適当である。この装置により、Faltin は平行部の比較的短いノズルの場合に対し、その速度係数は英国の蒸気ノズル研究委員会の結果と同様な傾向をもっていることを確かめた。

(2) 従来の研究結果との比較 著者は以前出口角 20° の、2 個連続した流路を有するノズルについてノズル平行部長さの影響を蒸気を使用して、反動法によって調査した⁽¹³⁾。このうちの組立式ノズルの流路は高さ 10 mm、平行部幅 5.84 mm で、平行部長さを 15 mm ~ 0 の範囲に種々変化して実験した。このうちで平行部長さ 15 mm の場合の結果を示すと第 12 図

第 12 図

のごとくである。しかしこれは第 9 図とこのままでは比較できないし、またレイノルズ数を使用するだけで互に一方から他を正しく推測することは困難である。それはノズル断面の形状のみならずノズル流路の数（流路が 2 個以上のときは各流路からの噴出気流が互に干渉するかも知れぬ）などが異なり、流動流体も乾き飽和前後の状態の蒸気（膨脹の始点においてわずかに過熱であって、膨脹の全範囲において過熱ではなかった）と空気という相違もあり、更に各流体のノズル中における温度変化の状況も既知でなければならないか

らである。しかし速度係数の大きさの範囲や速度係数および偏向角の理論速度に対する関係はだいたい似ている。

第 12 図に音響速度（ノズル出口における蒸気の理論的状态に相当するもの） $w_s = 433$ m/s の点と $1.3 w_s$ の点を特に記入した。これらの点において速度係数はそれぞれ極小および極大となっている。また w_s 以下で速度係数は増大し、ずっと低速において今一つの極大をもつはずである。偏向角 θ は実測の全範囲において負で、 $1.3 w_s$ を少し越えた所で 0 となる。これに対し第 9 図の結果では速度係数が $1.3 w_s$ (w_s はノズル出口における空気の理論的状态に相当する音響速度) の所で一つの極大をもつことと、 w_s 以下のはるか低速においても一つ極大をもつことは第 12 図と一致するが、 $0.75 w_s$ で極小となる点と、偏向角 θ が w_s と $1.3 w_s$ との間で 0 となる点とが違ふ。ただし第 9 図の場合では $w_s = 306$ m/s である。全般的にみて空気の場合の特性量の傾向は、蒸気の場合のそれを横軸方向に押しちぎめた形となっている。速度係数の平均値は両者共だいたい相等しく、 $0.94 \sim 0.95$ である。

次に英国の蒸気ノズル研究委員会の結果のうちで、出口角 20° の平行ノズルで、ノズル高さ 50.78 mm、平行部高さ 6.35 mm で、平行部長さを 19.05 mm ~ 0 の範囲に種々変化した場合の結果⁽¹⁴⁾と比較するとノズルの形状寸法および蒸気状態が相違するにもかかわらず、速度係数の傾向およびその平均値、更に偏向角も上述の著者の場合とだいたい一致している。ただし速度係数が極小となる点附近の、割合広い速度範囲で速度係数の変化がわずかな点は違っている。なお蒸気ノズル研究委員会は著者の試みたとき、ノズル出口面に近接して金網層を附加することは実施していないが、これを使用すれば結果は少し違ったものとなったものと思われる。

また蒸気ノズルに関する反動法による性能研究の結果としては、Warren-Keenan(1926)⁽¹⁵⁾、Keenan(1949)⁽¹⁶⁾および Kraft(1949)⁽¹⁷⁾によって発表されている。しかしこれらの研究に使われたノズルは著者の場合と形状寸法がかなり相違し、また類似な形状のものが若干あるが、それに対しても発表が簡単すぎるので比較しにくい。しかし速度係数が音速より少し高速の所で極大となり、それから急激に減少する点だけは一致している。

なお以前に種々のノズルにつき、空気を使用して噴出角の実測を行った⁽¹⁸⁾が、このうちで出口角 20° の、10 mm × 10 mm の正方形断面の、平行部長さのかなり長いノズルの場合と、第 9 図の θ, w_a -曲線とはだいたい一致している。

6. 結 論

著者は上述のとおり従来の衝動法に種々の改良を施し、またノズル出口面近くに金網層を置くことにより、タービンにおけるノズルの使用状態に近い条件の下に実験ができた。そしてそれらの結果は、著者の以前実施した反動法の場合と割合よく、また英国の蒸気ノズル研究委員会の衝動法の場合ともだいたい一致すること、および使用流体が違ってほしいところ互に比較しうることがわかった。しかし蒸気ノズルの性能から、レイノルズ数を用いて他の流体に対するノズル性能を推論することは、関係因子が多いから容易ではなく、また必ずしも適当ではない。蒸気以外の流体に対するノズル性能を正確に知るには、やはりそのつど衝動、反動いずれかの方法によって調査する必要がある。

なお本研究は文部省科学研究費の補助を受けて実施したものであることを附記し謝意を表す次第である。

注：一

- (1) 昭和26年3月25日 機械學會關西支部第26期定時總會において講演、原稿受付 昭和26年4月14日。
- (2), (3) 正員、浪速大學。
- (4) 菅原、中村、機械學會論文集、4巻14號(昭13-2)、68ページ。

- ジ；4巻16號(昭13-8)、120ページ；5巻21號(昭14-11)、II部24ページ；6巻22號(昭15-2)、II部33ページ；6巻24號(昭15-8)、II部8ページ。
- (5) 菅原、中村、機械學會論文集、6巻22號(昭15-2)、II部38ページ。
- (6) " " " " 4巻16號(昭13-8)、120ページ；5巻21號(昭14-11)、II部24ページ；6巻24號(昭15-8)、II部8ページ。
- (7) A. Stodola, Dampf-und Gasturbinen, S. 57 (1924)。
- (8) Steam-Nozzles Research Committee, Engg., Vol. 115, p. 377 (1923)。
- (9) " " " " " " Vol. 117, p. 682 (1924)。
- (10) " " " " " " Vol. 115, p. 383 (1923)。
- A. Stodola, Dampf-und Gasturbinen, S. 112 (1924)。
- (11) (5)と同じ。
- (12) H. Faltin, Die Wärme, Bd. 56, S. 485 (1933-7)。
- (13) 菅原、中村、機械學會論文集、5巻21號(昭14-11)、II部24ページ。
- (14) Steam-Nozzles Research Committee, Engg., Vol. 115, p. 381 (1923)。
- (15) G. B. Warren-J. H. Keenan, A.S.M.E. Trans., p. 33, (1926)。
- (16) J. H. Keenan, A.S.M.E., Trans., p. 774 (1949)。
- (17) H. Kraft, A.S.M.E., Trans., p. 781 (1949)。
- (18) 菅原、中村、野澤、機械學會論文集、4巻17號(昭13-11)、64ページ。

621.541.1

小形高速空気タービン(続報:その1)⁽¹⁾青 木 弘⁽²⁾

High Speed Air Turbine of Small Capacity (Continued : the 1st)

by Hiroshi AOKI

The radial flow air impulse turbine has often been used to obtain high speed. Previously the author presented some data for designing this type of turbine. According to these data, a well designed turbine has been used to drive our "Ultra-centrifuge". Then we are able to obtain the maximum speed of 60 000 rpm and to satisfy the required performance. In this paper, the results obtained in the actual running and heat balance of the Ultra-centrifuge are shown.

1. 緒 言

いろいろな目的で高速回転をうるために良く利用される小形の空気タービンについては、その翼型式、またそれに用いられる平行ノズルに関して設計の基礎となる資料を先に提出した⁽³⁾。このような半径流の衝動タービンは、現在超遠心機に利用して、回転速度毎分6万回転を得て、所期の性能をおさめることができた。また多少設計をかえて、高速マイクロームや、さらに高速内面研摩機の駆動部分へ応用して十分高速に回転させる可能性がたしかめられた。そこで前報の

しめくくりとして今回は実際に使用した一例である超遠心機の場合について運転性能結果を報告する。

2. 超遠心機における運転性能

超遠心機については、くわしく報告されている⁽⁴⁾。第1図はその駆動部分の概略の説明図および装置全体の管系統を示したもので、Aは半径流衝動タービン、Bはノズル、Cは油および空気スラスト軸受部分、Eは細いたわみ軸 D でつるされたローターである。タービンは前報で最も効率の良い実験結果を与えたものと全く同じ翼型式を有するもので、その実際の寸法は