

小ボス比軸流圧縮機に関する実験

(第1報)

八 田 桂 三
田 中 英 穂
高 田 浩 之*

概 要

ボス比が0.3という小さな値の軸流圧縮機の構造をもつ単段回転翼列試験機の内部の流れの様子を調べ、その特性を明らかにした。たまたま実験中に一つの型式の旋回失速が起っていることを認めたのでこれについても併せて報告する。

緒 言

さきに航空研究所のジェット・エンジン部門の研究施設の一部として単段の回転翼列試験機を作ったが、その際前報[1]にも述べたようにいろいろな計測上の特色をもたすと共に、ボス比も出来るだけ広く変えるようにしたいと考えたが予算の都合でいろいろなものを一度に作れないのでボス比の最小のものを作っておき簡単に改造してボス比の大きいものを作るようにすることにした。その結果、えらんだボス比は0.3である。こんなにまで小ボス比にすることは流量を増す意味でもそれほど有利ではないが、三次元流れも著しくなるものと思われ、このような極端な値をとることにした。このような小ボス比軸流圧縮機は大流量高圧縮比軸流圧縮機の初段、たとえば大流量ジェット・エンジンやバイパス・エンジンの初段などで問題になり、また低圧力比大流量軸流送風機の分野でも実用上重要な意味も持っている。それでとりあえず最初に作った試験機から得られた結果を報告し小ボス比軸流圧縮機的设计に資することにする。たまたま実験中に後述するような事情で動翼が折損し、現在は既に復旧しているがここに報告するのはそれ以前に得られた結果についてである。

この試験機の構造および諸要項については既に発表[1]してあるが以下にそのうちの主な点だけを簡単にまとめると

| | | | |
|---------|-------------------------|---------|------------|
| 理論圧力上昇 | 518 mmAq, | ボス比 | 0.3, |
| 流 量 | 13.1 m ³ /s, | 翼 外 径 | 550.9 mmφ, |
| 回 転 数 | 6,000 rpm, | 動 翼 枚 数 | 12, |
| 所 要 馬 力 | 90.3 HP, | 静 翼 枚 数 | 17 |

であって、翼配列は前置静翼なしの動翼-静翼型式の1段軸流圧縮機であり、翼の循環は一定でなくボス部で減少するように設計してある。

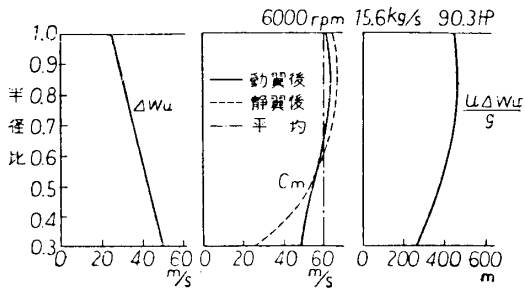
試験結果は大別して内部定常流に関するものと旋回失速など非定常流に関するものとの二つになるのでこの順序にしたがって報告することにする。

* 研究担任 (東京大学工学部航空学科)

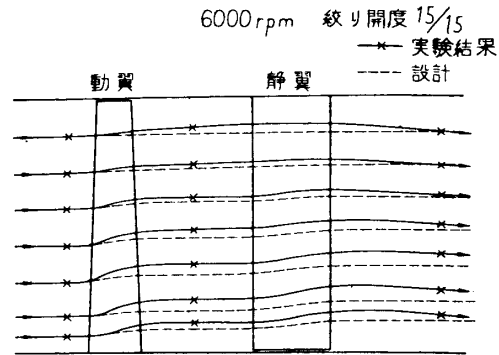
I. 内部定常流について

1. 設計点における試験結果

この試験機の設計要項を第 1 図に示す。ボス付近では周速が遅くて翼端附近のように多くの仕事をさせることが困難なので仕事 $u\Delta w_u/g$ の分布を図のようにボス付近で減少させるようにしてある。このために軸流速度分布は簡単に半径方向の平衡から計算すると図の如く



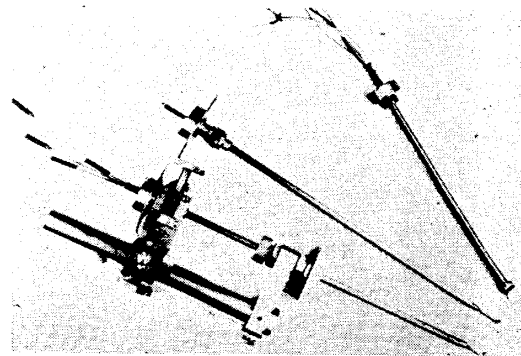
第 1 図 設計要項



第 2 図 流線図

動翼前では一様であったものが動翼後、静翼後と下流に行くにしたがって翼端附近は速く、ボス附近は遅くなって行く。ただしこの場合動翼前および静翼後では流れはすべて軸方向に流れるものとしている。第 2 図の点線は以上の速度分布より試験機内の流線を推定したものであり、この程度の半径方向の流れが予想されるわけであるが設計計算にはこれを無視して 2 次元的に設計を行なった。

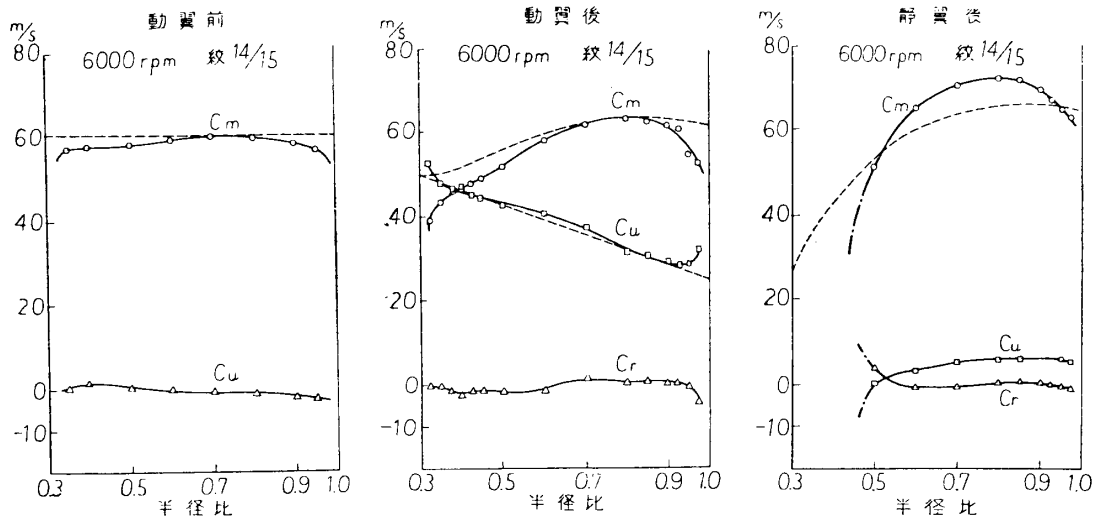
実験に際しては流れを測定するのに 3 孔および 5 孔のアローヘッド型ヨーメータとキールプローベ全圧管とを用いた。第 3 図にこれら測定器具とその微動装置を示す。下から順に 5 孔ヨーメータおよびキールプローベを示す。一番上は後に述べる非定常流計測用の電気容量型ピックアップであるが平均流の方向を知るために 2 孔ヨーメータと組合わせてある。



第 3 図 測定器具

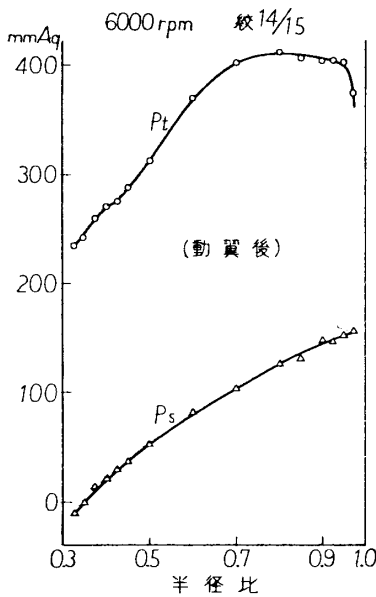
測定位置は第 2 図に × 印で示した位置である。また以下の試験の際には動翼中心線と静翼中心線との距離は 158 mm としてあるがこれは本試験機の構造上許し得る最も離れた位置である。

設計点に最も近い状態での試験結果として第 4 図は流量調節絞り開度 14/15 における各測定位置での速度分布を示す。ただしここで C_m は軸流速度成分、 C_u は周方向速度成分、 C_r は半径方向速度成分をあらわしまた点線は設計値をあらわす。第 4 図でまず流量が全体として少し小さいことに気がつくがこれは構造上静翼を出てから流量調節絞り装置までの抵抗が大きすぎたためであり、絞りを全開 15/15 としても 14/15 のときと流量はあまり変わらない。



第4図 設計点速度分布

しかしこれらのときでも計画の設計流量と実際の流量の相違はそれほど著しくないの、これらの場合の測定値を設計点での測定値として採用することにした。



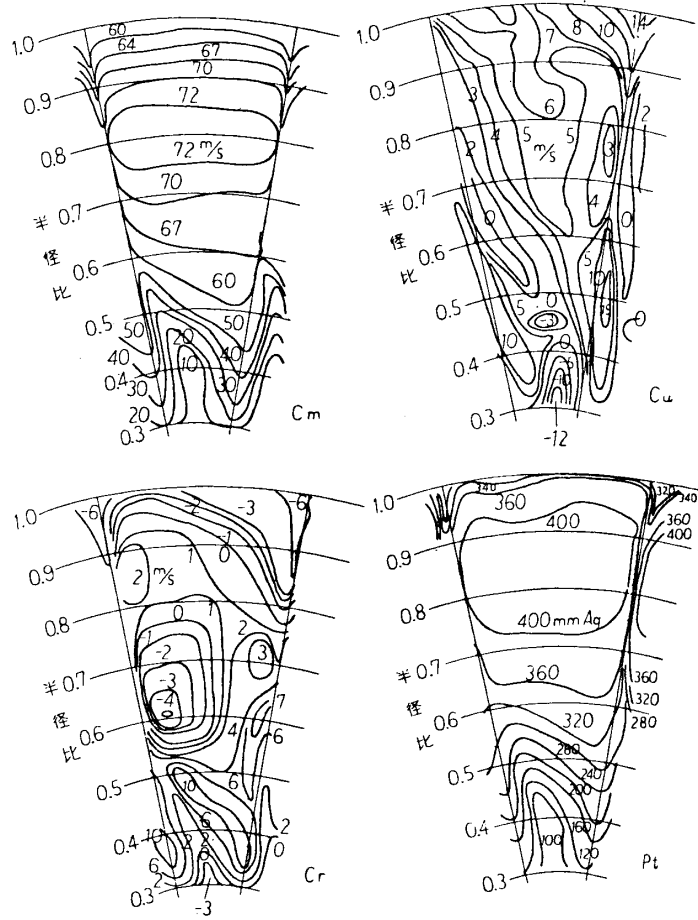
第5図 動翼後全圧力分布 (設計点)

第5図は動翼後における全圧分布を示す。また第4図で静翼後のトラバースは静翼後流の影響を避けるため、翼ピッチの中央位置で行なったが詳しく調べるためには1ピッチ間の面積をトラバースしてマップを作る必要がある。

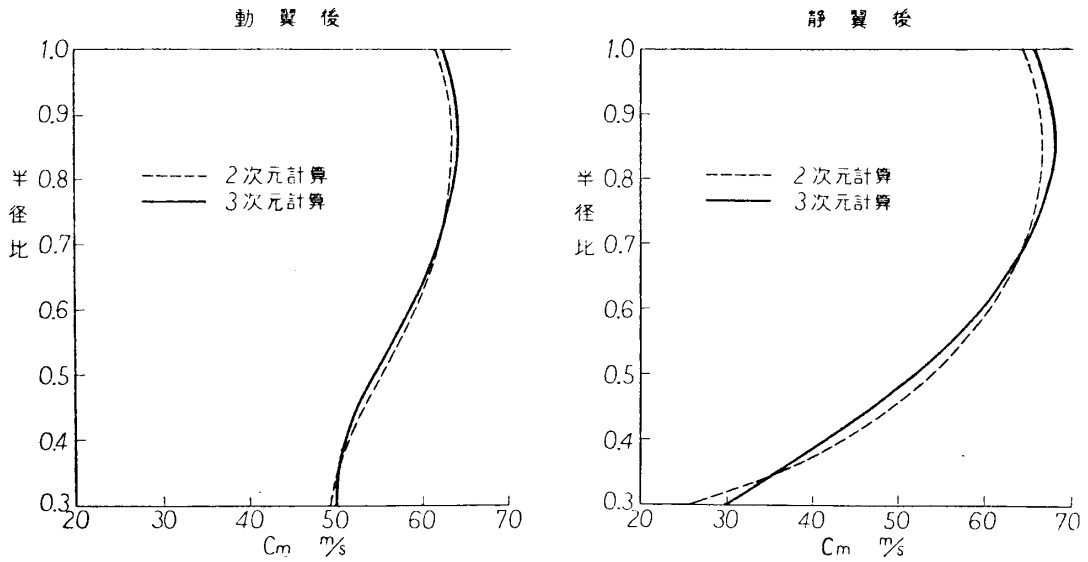
第6図はこのようにして作った各速度成分および全圧の分布を示す。ただし翼後流の左側が翼の腹側、右側が翼の背側に相当している。

この図で半径比0.5附近よりボスに近い方の翼の背側で軸流速度および全圧の低い谷が出来ているのは、静翼の流れがこの辺りで剥離していることを示している。第4図で静翼後の軸流速度が半径比0.5以下で急激に減少しているのはこのためであり、また動翼後の位置でもこの剥離の影響のために半径比0.5附近よりボス側では軸流速度の測定値と設計値との違いが著しくなっているものと思われる。第2図に実線で記した流線は実測結果より推定したものであり、点線で記した設計値と比較すると半径方向の流れが幾分大きくなって現われているがこれも静翼ボス部の剥離のため流れが外側にかたよったためであると考えられる。この場合実際には第2図の如く半径方向の流れがあるのに、フローパターンを計算する時には第1近似的な意味でこれを無視して行なった点に些か疑問が残るが、第7図実線はこの点を明らかにするために流線の変位を考慮に入れて念のため速度分布を推定したものである。これによると前の2次元計算よりは流れは全体として外側にかたよることになる

より推定したものであり、点線で記した設計値と比較すると半径方向の流れが幾分大きくなって現われているがこれも静翼ボス部の剥離のため流れが外側にかたよったためであると考えられる。この場合実際には第2図の如く半径方向の流れがあるのに、フローパターンを計算する時には第1近似的な意味でこれを無視して行なった点に些か疑問が残るが、第7図実線はこの点を明らかにするために流線の変位を考慮に入れて念のため速度分布を推定したものである。これによると前の2次元計算よりは流れは全体として外側にかたよることになる



第6図 静翼後速度および全圧分布 (設計点)



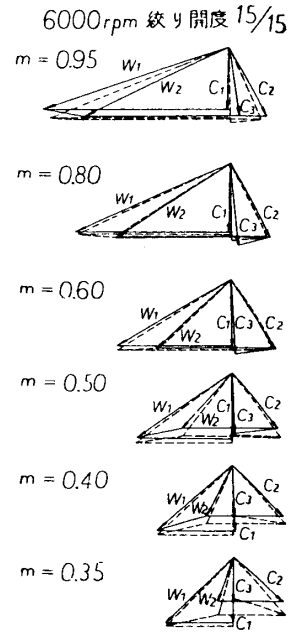
第7図 速度分布の比較計算

がこの差は小さくこれだけでは実測結果のずれを説明するには不十分で、やはり実際にはこの上に剥離のため更に流れが外側にかたよっているものと考えらるべきであろう。

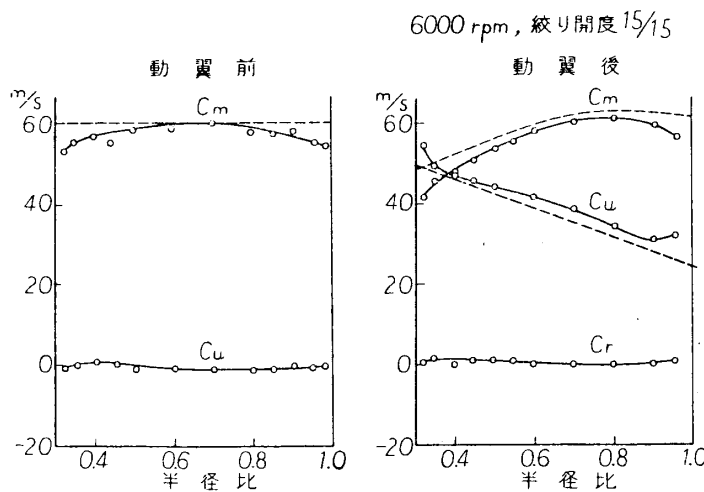
第8図は各半径比断面における速度三角形を示す。点線は設計値を示している。この図で半径比 $m=0.95$ の位置では境界層の影響で軸流速度のやや小さい所がある以外は $m=0.5$ より外側はかなりよく実測値と設計値が一致している。 $m=0.5$ 以下では上述のボス部剥離のため相違が出て来ている。

2. 静翼取り外し時の設計点試験結果

上記の設計点における流れの測定は設計値とかなり異った結果を与えているがこの原因をもっと明らかにするために静翼を取り外し動翼のみについて設計状態で運転して流れの様子を測定した。第9図は動翼前後の各速度成分の分布を示す。この図では前と同じ理由により流量が少し小さいため、軸流速度が全体的に設計値より小さいが、しかしボス部附近での相違が静翼のある場合よりも小さくなってほとんど認められない位になっており、全体としての速度分布の傾向が設計値と非常によく似て来ている。このことを更に明らかにする

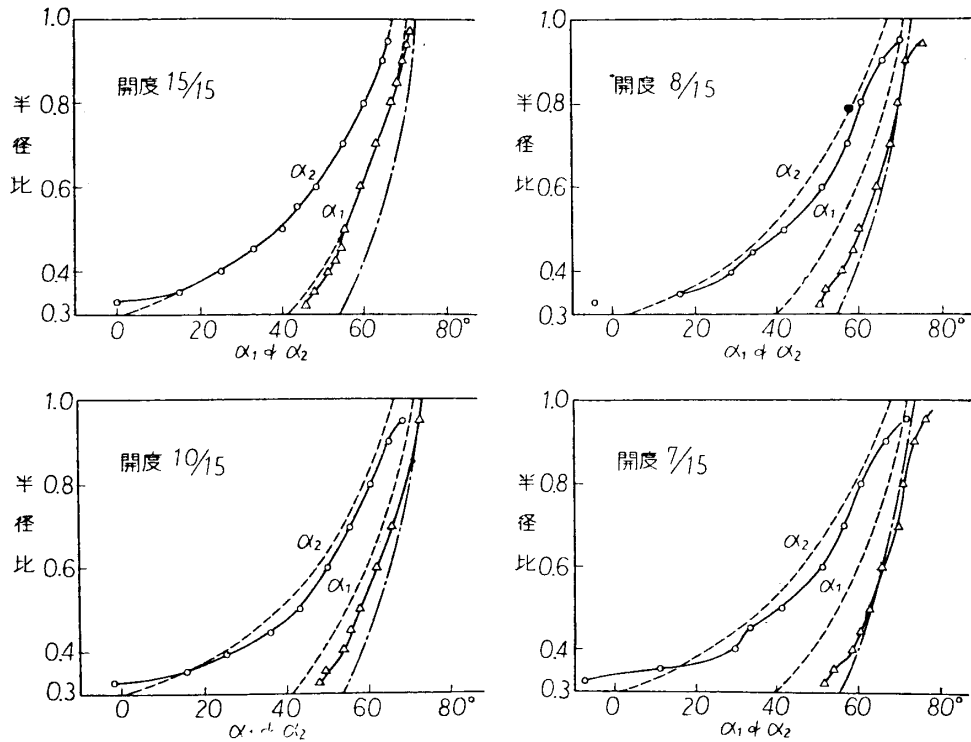


第8図 速度三角形



第9図 設計点速度分布 (静翼なし)

ため上の結果より換算して動翼に対する流入角および流出角を求めると第10図の如くなる。これより絞り開度 15/15 (設計点) の場合には測定結果は翼の全長にわたり点線で示した設計値とほとんど完全に一致していることがわかる。すなわち動翼は設計通りの性能を示していると考えてよい。なお第10図には絞り開度 10/15, 8/15, 7/15 の場合の値も示してあるがこれらについては後に参照する。

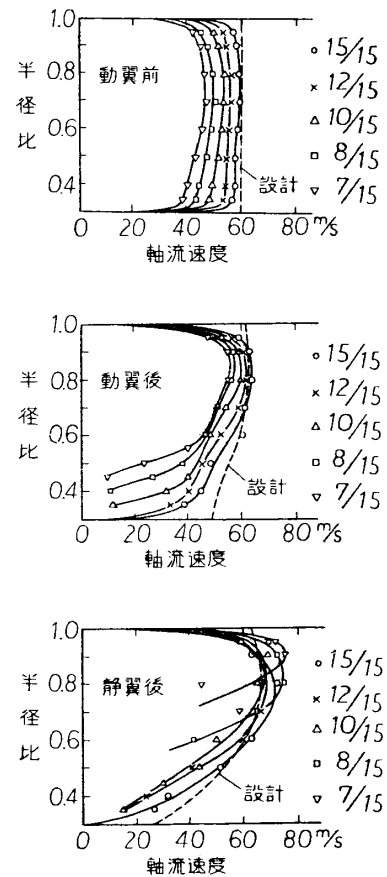


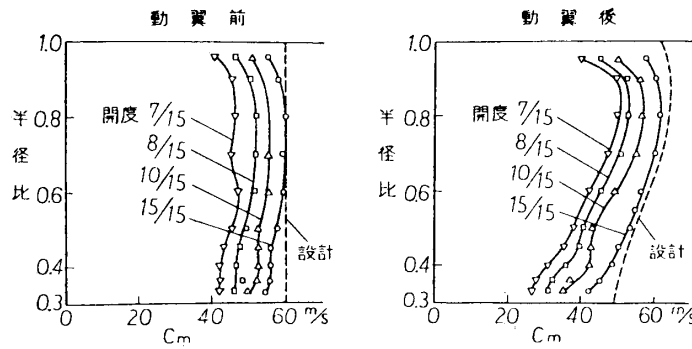
第 10 図 流入および流出角度 (静翼なし)

3. 非設計点試験結果

第 11 図は絞り開度を減らして流量をだんだん小さくして行った時の軸流速の変化を示している。この型のフローパターンは翼の失速や流れの逆流はボス附近から始まり外周部では比較的小流量になっても速度は減少せず、ことに静翼後では逆に速度がむしろ増加する傾向を示しており、小流量では流れが完全に外側にかたよることを示している。このことも静翼ボス部の剥離が影響しているのではないかとと思われるが、この点を比較するために第 12 図は静翼を取り外し動翼のみについて同じような測定を行なった結果である。この図によれば流量を減らして行くと軸流速は翼長全般にわたってほぼ一様に減じて行き、たとえば動翼後を比較してもボス部で流速が急速に減少して行くというようなことはなくなっている。また同じ絞りの値に対しては静翼をつけない時の方がつけた時よりも幾分流量も大きいようであり結局これらのことより静翼をつけた場合流れが外側にかたよるのはやはり静翼ボス部の剥離が原因であると考えられる。

第 11 図 軸流速分布の変化→





第 12 図 軸流速度分布の変化 (静翼なし)

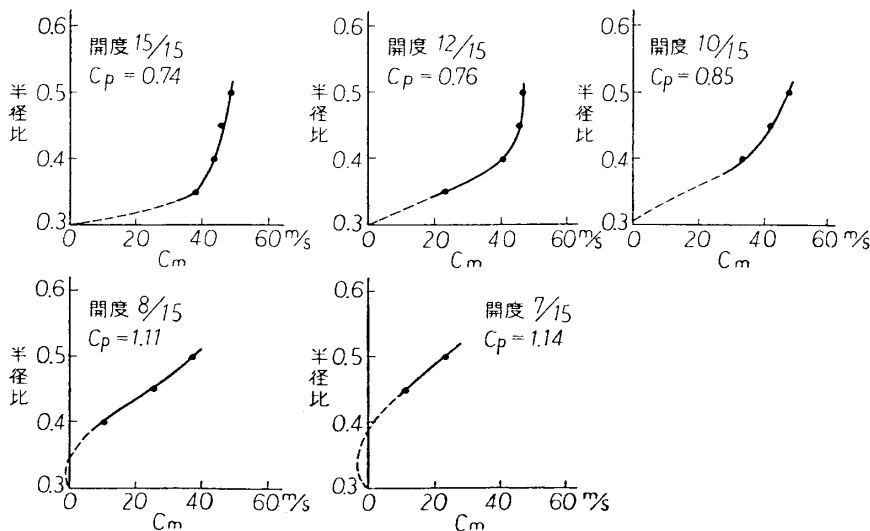
すなわちこの剥離が流れの場に対して堰のように働いており、かつこれが本試験機のフローパターンを特徴づける因となっているのである。

次に第 13 図および第 14 図はそれぞれ静翼をつけた場合および取り外した場合における動翼出口ボス部附近の軸流速度分布をとり出して書いたものである。この図にはまた実測値から次式によって計算した壁面に沿う圧力上昇係数 C_p の値をも記入してある。

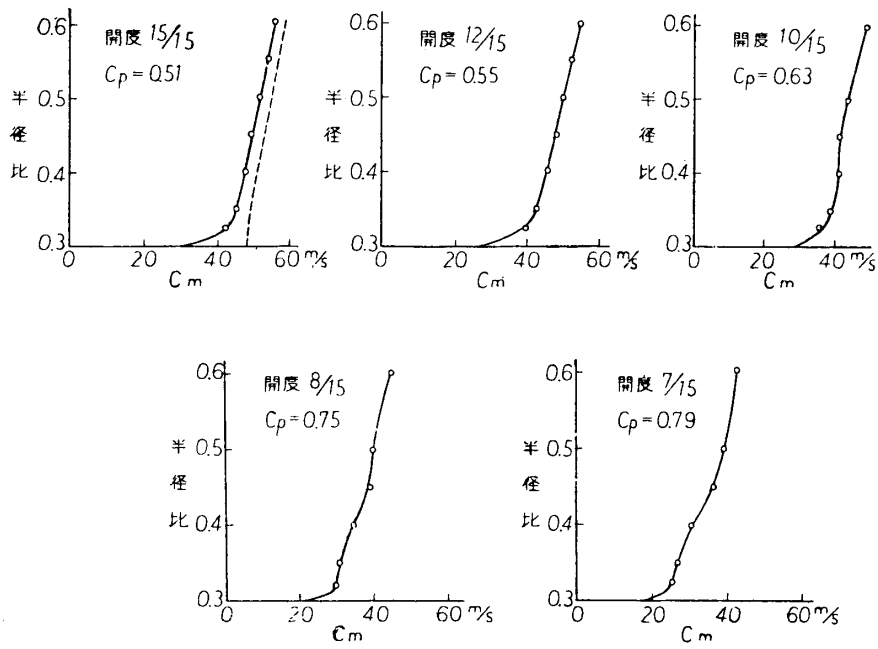
$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho w_1^2 / 2g}$$

p_2 : 動翼出口静圧, p_1 : 動翼入口静圧, w_1 : 動翼入口相対速度。

この両者を比較して明らかのように静翼のある場合には絞り開度 10/15 のあたりで既に流れが壁から離れようとしているのに対し、静翼のない場合は絞り開度 7/15 の時でもまだ速度分布は安定な形をしている。 C_p の値も前者では既に 0.85 という非常に大きい値になっているのに対し、後者では絞り開度 7/15 でも 0.79 とそれよりも小さい。このことから流量を絞って行ったときに流れが外側へかたよるのは静翼ボス部のゆえであることは明らかである。 C_p の値については後に検討する。

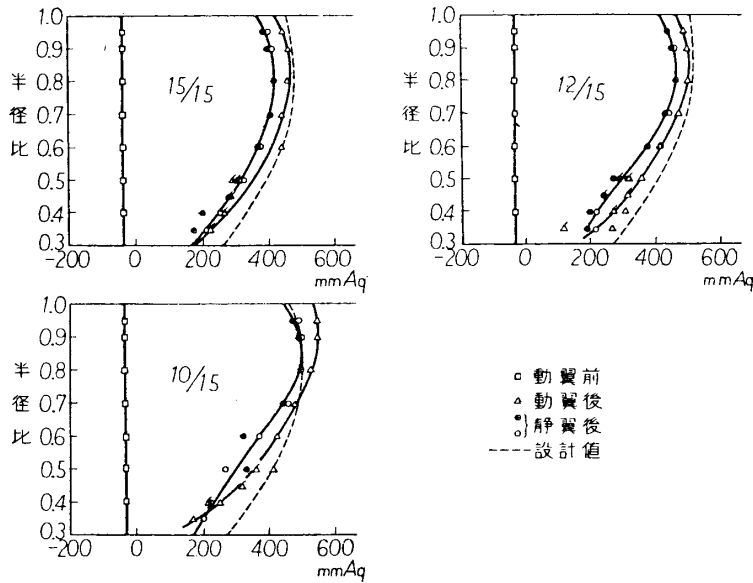


第 13 図 ボス附近の流れ



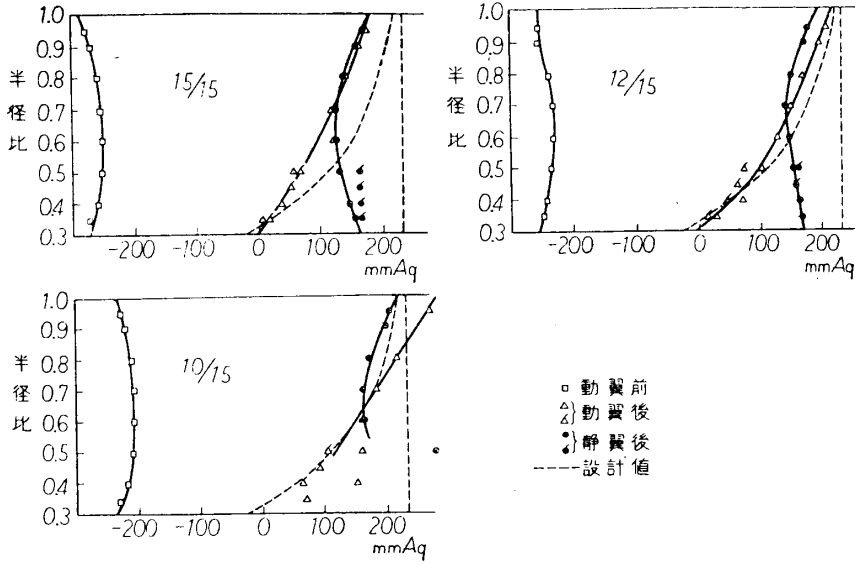
第 14 図 ボス附近の流れ (静翼なし)

第 15 図および第 16 図は各絞り開度に対する全圧および静圧分布を示す。ここでも点線は理論設計値を示している。

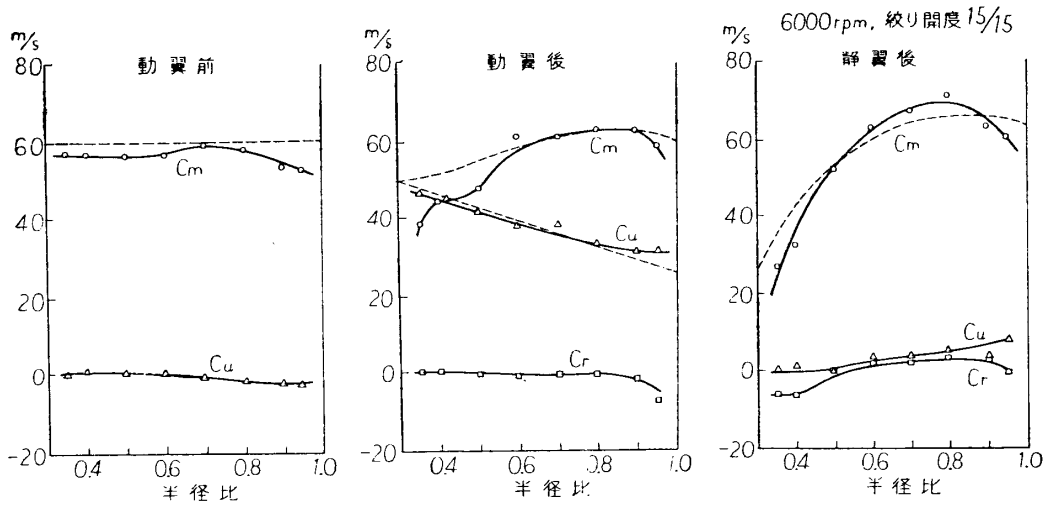


第 15 図 全圧分布

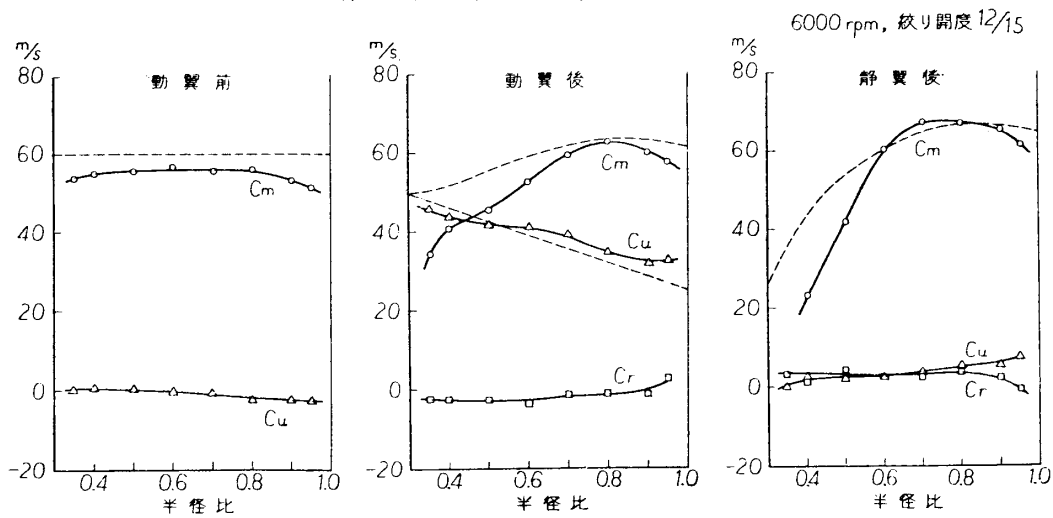
第 17~21 図は参考までに各絞り開度に対する速度分布の全測定結果を示す。また第 22~25 図は同じく静翼を取り外した場合の全測定結果を示す。第 4 図と第 17 図の静翼後軸流速度が半径比の小さい所で大きく違うのは流れが剥離しており、かつ測定した周方向位置が違うためである(第 6 図参照)。



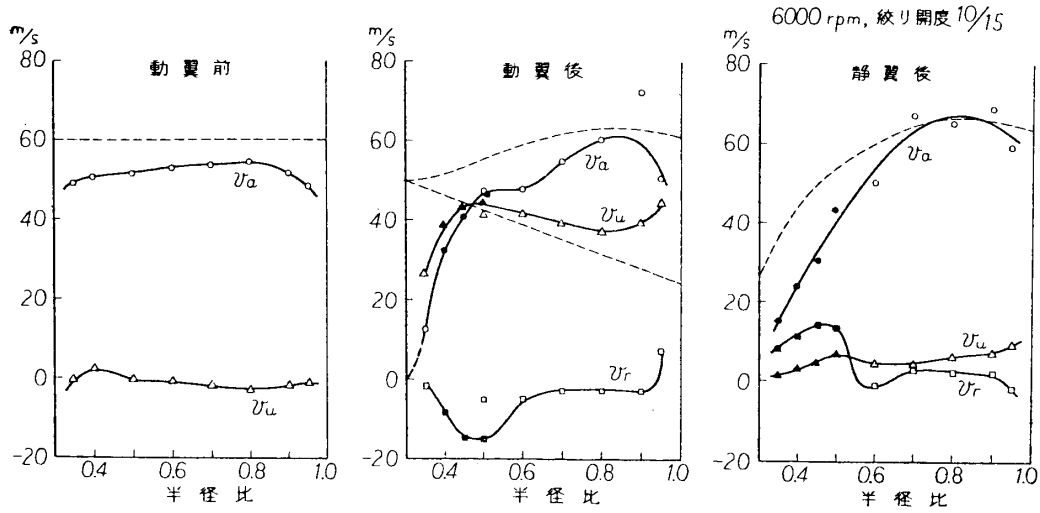
第 16 図 静圧分布



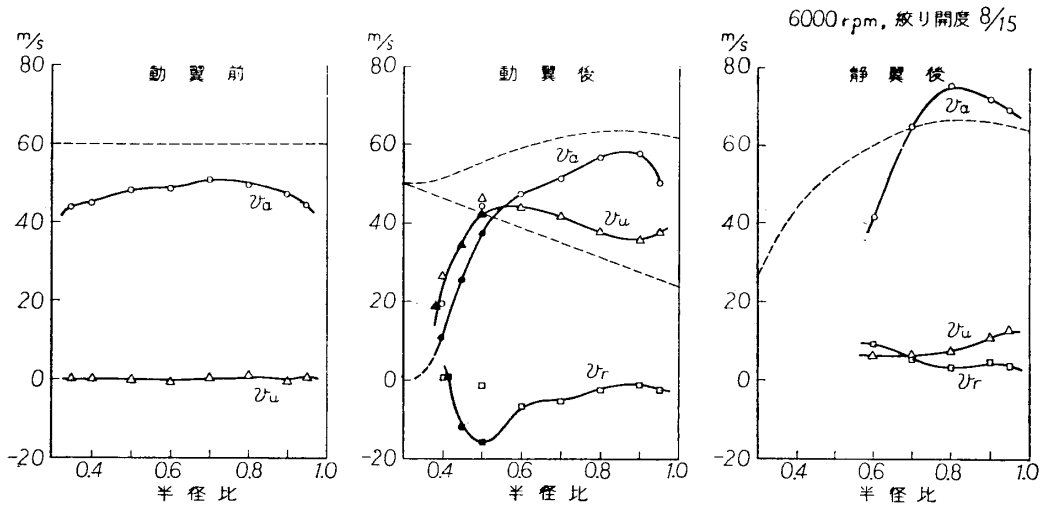
第 17 図 速度分布 (開度 15/15)



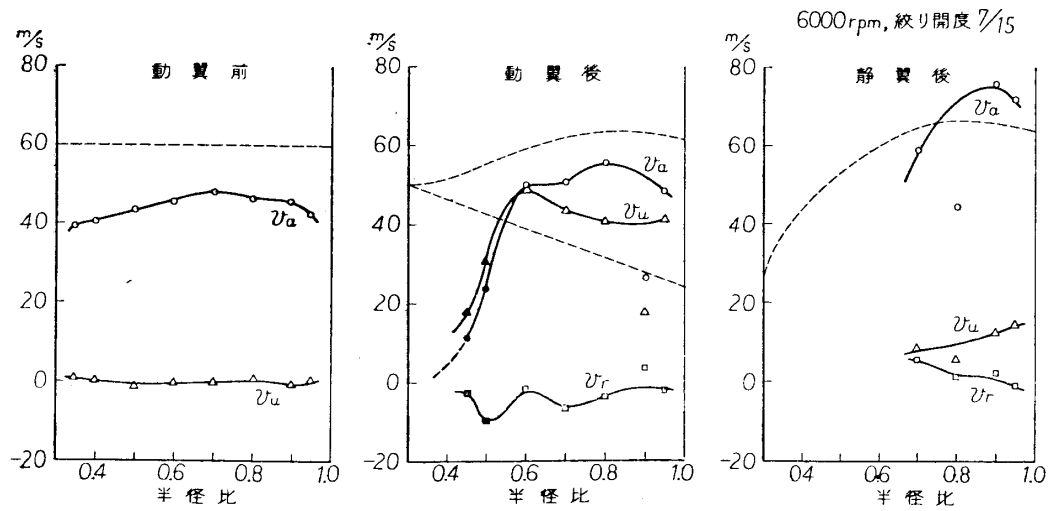
第 18 図 速度分布 (開度 12/15)



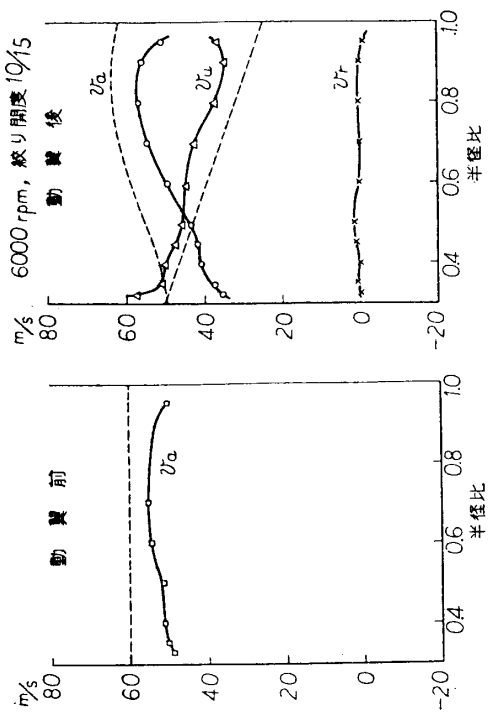
第 19 図 速度分布 (開度 10/15)



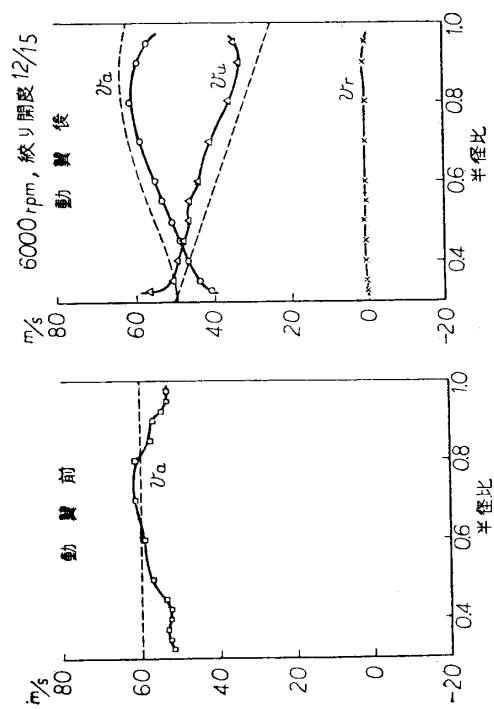
第 20 図 速度分布 (開度 8/15)



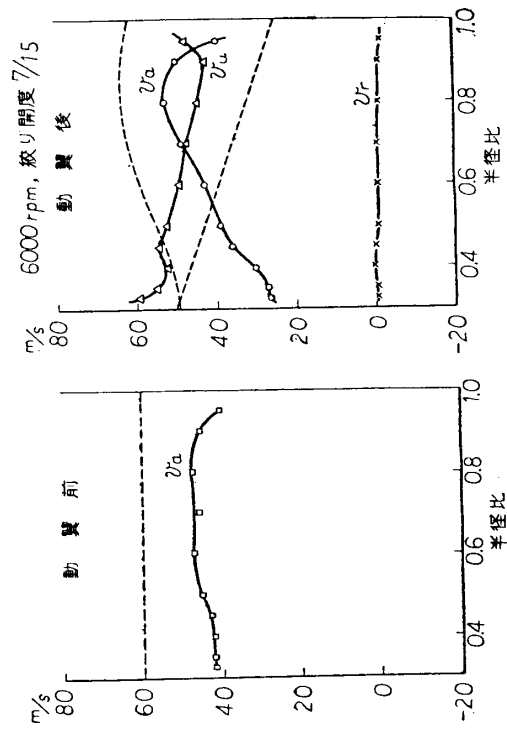
第 21 図 速度分布 (開度 7/15)



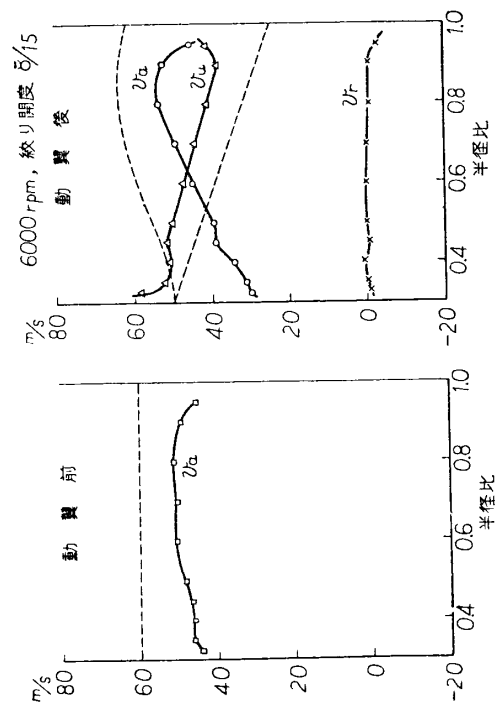
第23図 速度分布 (静翼なし, 開度 10/5)



第22図 速度分布 (静翼なし, 開度 12/15)



第25図 速度分布 (静翼なし, 開度 7/15)



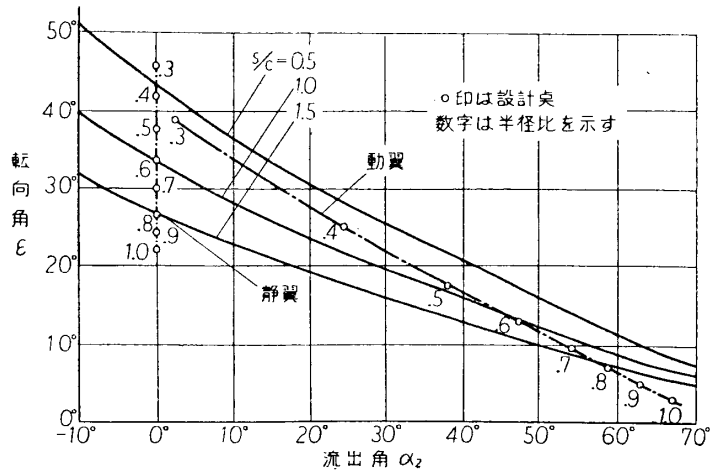
第24図 速度分布 (静翼なし, 開度 8/15)

4. 設計方法と静翼ボス部の剝離に関する検討

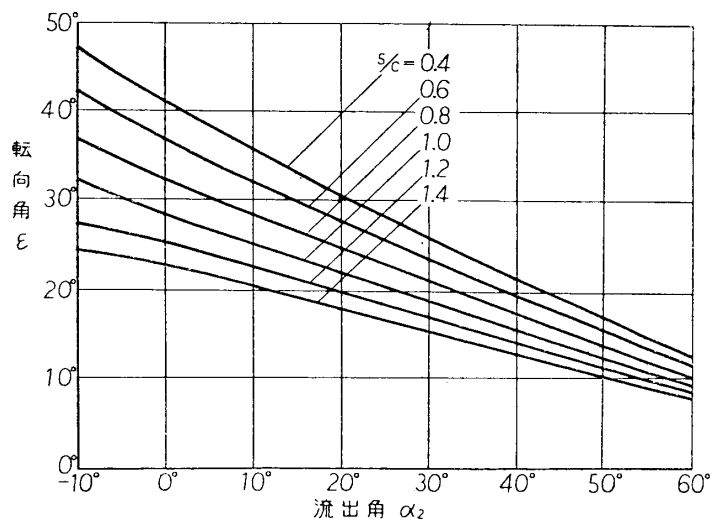
この試験機の翼列の設計は既報 [1] の如く **Howell** の方法 [2] にもとずいて行なったものであるが **Howell** の資料で不足するところは構造, 寸法なども考慮に入れながら適当に外挿法によった. 第 26 図に **Howell** の資料と本試験機の設計点との関係を示すが, これより静翼のボス部は轉向角が非常に大きくもともと困難なところであることがわかる. ボス比の非常に小さい回転翼列試験機を試作してそれで循環分布の様なでない翼の性能試験を行なうことが本試験機の目的の一つであったのと, 全体の圧力上昇をなるべく大きくするためこのように轉向角の極端に大きい配列を使用することにしたのであるが, 試験結果によればやはりこの轉向角の要求は過大であったものと思われる.

Zweifel [3] の空気力学的負荷係数の考えによれば性能のよい翼面の圧力分布はお互にほとんど同一の圧力分布を持ち, その作動状態での負荷係数はほぼ一定値となる筈である. 翼厚 10% 程度の翼を用いた普通の配列に対してこのような性能のよい作動状態を **Howell** と同じような曲線に示すと第 27 図 [4] のようになる. これと第 26 図を比較すると一般に

Howell の方法は **Zweifel** の方法より大きな轉向角を与えているようであり, ことに流出角の小さいところでは著しくなっている. このことも剝離の一つの原因として考えることが出来る. すなわち静翼 1 枚当りの負荷が大きすぎたわけである. しかし **Howell** の資料もこのような極く両端の部分を除けばかなりよい結果を与えるようであり, たとえば動翼のみの試験結果を示す第 10 図で設計点に相当する絞り開度 15/15 の曲線の測定値と計画値がほとんど完全に一致していることはこの事実を示している. また第 10 図の鎖線は **Howell** の資料を



第 26 図 設計点と **Howell** の方法



第 27 図 **Zweifel** の方法

参考として失速迎え角 i を

$$\frac{i - i^*}{\varepsilon} = 0.4$$

と仮定し、失速点に相当する流入角をプロットしたものである。ここに i は迎え角、 ε は轉向角、 i^* は設計点の値を示す。実験結果によれば絞り開度 7/15 のときに大体翼長のすべての領域にわたってこの失速迎え角に達するが、実際にも絞り開度が 6/15 になると試験機内の流れが非定常になってしまう。したがってこの点も大体合致しているということが出来よう。

また前に記した圧力上昇係数 C_p が大きすぎると壁面で剥離が起きるといこともいわれている[5]。そしてその限界の C_p として 0.6 という目安が使われているが、しかしこの限界値は勿論流入、流出角やその圧力上昇が起きるに要した距離などによっても異なる筈であろう。本試験機の設計計画値では C_p は動翼ボス部で 0.62、静翼ボス部で 0.86 となっている。したがって動翼はよいとしても静翼はたしかにこの壁面での剥離の危険があると考えなければならない。結局静翼ボス部の剥離は以上に考えて来た諸要素がかさなり合って原因しているものと思われる。

5. 壁面に沿う剥離と圧力上昇係数の限界について

壁に沿う剥離を起す限界の C_p は前述のように翼の配列条件によって違うであろうがこのほかにも本試験機のように全圧分布が異なって速度勾配がある場合には壁から離れた流れの場の影響をうけて2次元的な翼列の場合とは異なるかも知れない。第13図および第14図には動翼出口ボス部の軸流速度分布とともにそれぞれの場合の実測した C_p を示してある。静翼のある場合は、速度分布の形から流量をだんだん絞って行くときに流れが壁から離れて行く様子がわかるがこの限界の C_p は 0.85 位であると想像される。静翼のない場合には非定常流の起き始める直前の絞り開度 7/15 になったとき、 C_p は 0.79 になっているがそれでも剥離はしていない。また静翼をつけた場合、静翼ボス部の C_p の設計値は前述のように 0.86 であるが、このときは剥離を起している。これらのことから本試験機の場合壁の剥離を起す C_p は 0.85 前後であるとしてよいのではないかと思われる。ボス比の小さい軸流圧縮機では C_p をボス部で小さくすることは比較的困難なことであろうが、本試験機のような特殊なフローパターンのときには 0.6 よりはかなり大きくてもよいようである。

なお第1表は参考のために翼列の両壁面の C_p の設計値と実測値を示す。翼外周部は比較的両者がよく一致しており、動翼ボス部で静翼を取り付けた場合の実測値が設計値より大きくなっているのは後方の静翼の剥離によるせき止め効果のためであろうと思われる。

第1表 壁面に沿う圧力上昇係数

| | 設 計 値 | | 実 測 (静翼あり) | | 実測(静翼なし) |
|-------------|-------|------|------------|--------------|----------|
| | 動 翼 | 静 翼 | 動 翼 | 静 翼 | 動 翼 |
| 翼 根 本 (ボス部) | 0.62 | 0.86 | 0.74 | 剥離の為 測定不能 | 0.55 |
| 翼 端 (外周部) | 0.24 | 0.06 | 0.24 | 0 | 0.23 |

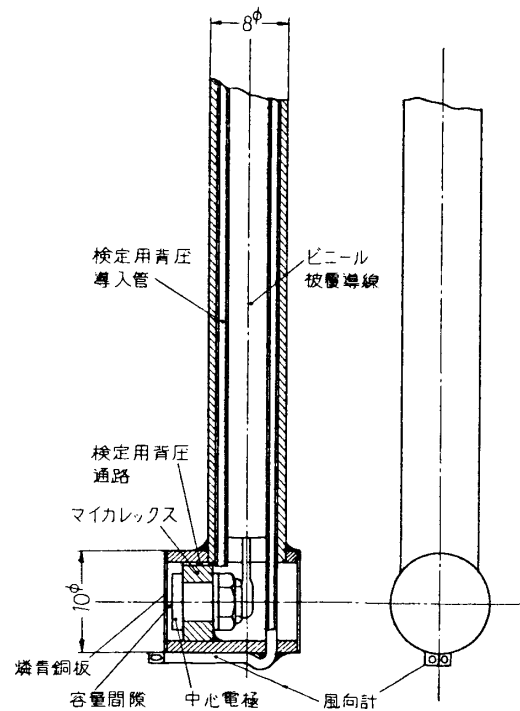
II. 旋回失速について

本回転翼列試験機の流量を絞って行くところ急に音が変り激しい音を発するようになる。この状態は従来一般にサージングと考えられていた状態であるが、後述する 2 個の圧力ピックアップで測定した結果サージングではなく旋回失速であることが確認された。旋回失速については追って詳しく報告する予定であるが、以下本回転翼列試験機に発生した旋回失速について極く簡単に報告する。

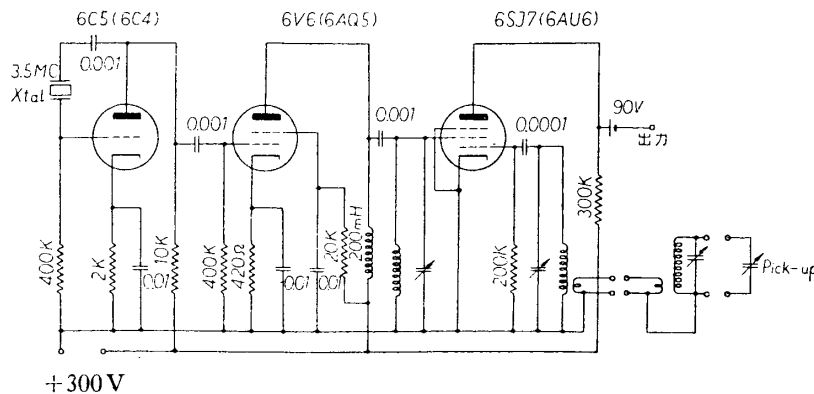
2. 変動圧力測定装置および測定方法

旋回失速を測定するには熱線風速計、抵抗線歪計（静翼または動翼に接着）、圧力ピックアップその他の方法が考えられ、現にわれわれの研究においても目的に応じそれぞれの計器を使用しているが、今回は特に第 28 図に示す如き総圧変動測定用ピックアップの開発を兼ねて試作し、可成り好結果が得られたので序に報告する。電気回路は筆者らが以前ピストン型発動機の指圧計として開発した井上回路を利用した容量変換器を多少改良したもので、特に周波数特性が秀れており、0~20 kc の範囲では振巾特性はほとんど一定であり、感度は電圧型として使用する場合最終段に 6SJ7 を用い 200V/PF、電流型として使用する場合最終段に 6Y6 を用い 40 mA/PF 程度のものである。第 29 図にその回路を示してある。

第 28 図に示すピックアップは外径 10 mm で受圧膜は厚さ 0.06 mm の撻青銅板を使用しており、固有振動数は 7~8 kc、容量間隙



第 28 図 総圧変動測定用ピックアップ



第 29 図 容量変換器回路図

は $0.06 \sim 0.08 \text{ mm}$ である。特に固有振動数を高くしたのは使用回転翼列試験機の動翼後流の基本周波数が 6000 rpm の場合 1200 cps となるためである。本ピックアップでは高い平均圧力の上に乗った微小圧力変動を測定する際に受圧膜の裏側に既知の一定圧力をかけ平均圧力を平衡させ微小変動圧力のみを測定し得るようになっている。また受圧膜の向きを正しく平均風向の方向に向けるためピックアップの頭に2孔ヨーメータを取り付けてある。

本ピックアップおよび前述の容量変換回路を使用した際の感度は、直流増巾ブラウン管オシログラフにて 20 db 増巾した場合に、 100 mmAq の圧力変化に対しブラウン管上の振れは $10 \sim 20 \text{ mm}$ 程度のものである。更に現在では外径 $6 \text{ mm}\phi$ 程度のものまで試作し使用している。

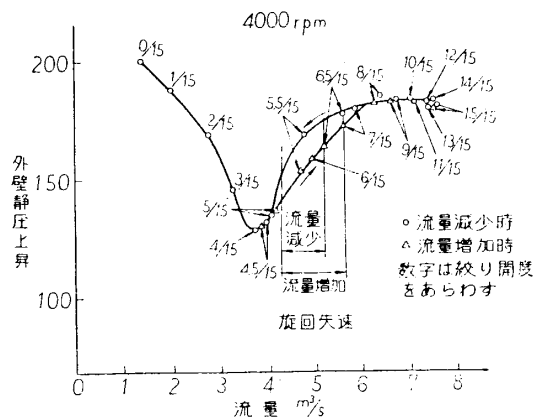
旋回失速の測定法としては上記ピックアップ2個を使用し、内1個を動翼前測定孔（円周方向に 360° トラバース可能）に挿入し、他の1個を動翼後の測定孔（固定）に挿入し、前者を円周方向にトラバースし（トラバース装置の詳細については既報 [1] 参照）、両者のピックアップよりの圧力波形の位相のずれを測定することにより、失速領域の数および旋回速度を決定する。

本回転翼列試験機の設計回転数は 6000 rpm であるが、旋回失速は翼に激しい振動を誘起し危険であるので、測定は主として 4000 rpm において行なった。

2. 測定結果および解析

第30図は本回転翼列試験機の 4000 rpm における特性曲線であり、横軸に流量、縦軸に

ケーシング外壁で測定した静圧上昇を取って示してある。図で流量を減少して行くと流量 $5.2 \text{ m}^3/\text{s}$ （絞り開度 $6/15$ ）程度の所で急に音が変わり旋回失速が現われ、更に流量を減らすと流量 $4.3 \text{ m}^3/\text{s}$ までは旋回失速が継続し、それ以上流量を減らすとまた音が変わり旋回失速は消失する。逆にこの様な状態より流量を増加して行くと大体先と同じ $4.3 \text{ m}^3/\text{s}$ 附近より旋回失速が現われるが、更に流量を増加して行くと始めに旋回失速の現われた $5.2 \text{ m}^3/\text{s}$ においては旋回失速は消失せず、更に流量を増加して $5.7 \text{ m}^3/\text{s}$ 附近に至って始めて消失する。すなわち本回転翼列試験の如き翼型および翼列配置において現われた一つの型式*の旋回失速においては履歴現象を呈することが確認された。

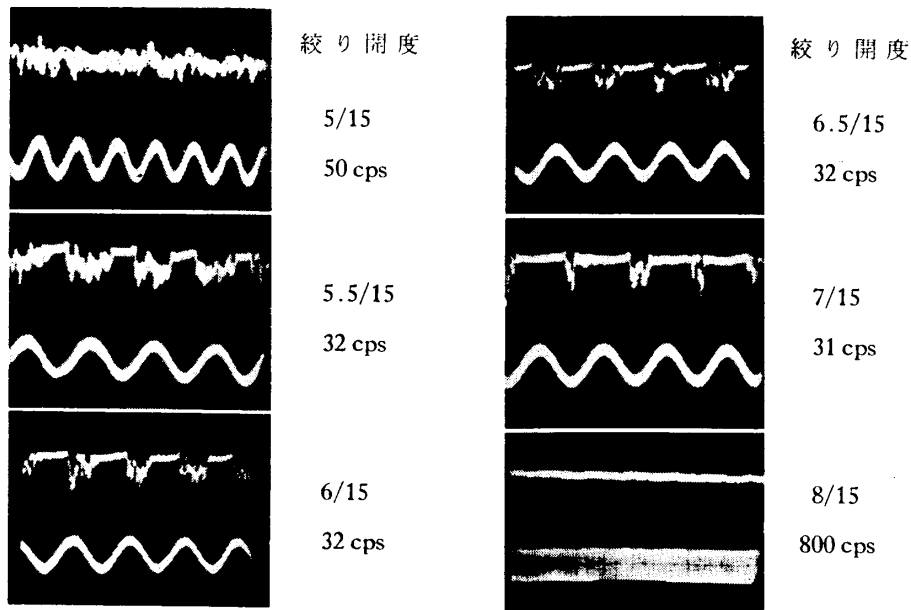


第30図 特性曲線

第31図は上記旋回失速の起る流量範囲において絞り開度を変え流量を変えた時に、半径比 0.95 の所で測定した圧力波形の一例である。図において絞り開度を小さくし流量を減らして行くと、圧力波形の振巾にはあまり変化は認められないが、圧力波形の横軸の巾すなわ

* 現在多段回転翼列試験機で行なっている実験においては失速領域の数の多い他の型式の旋回失速も確認されている。

測定断面： 動翼前，4000 rpm，半径比 0.95



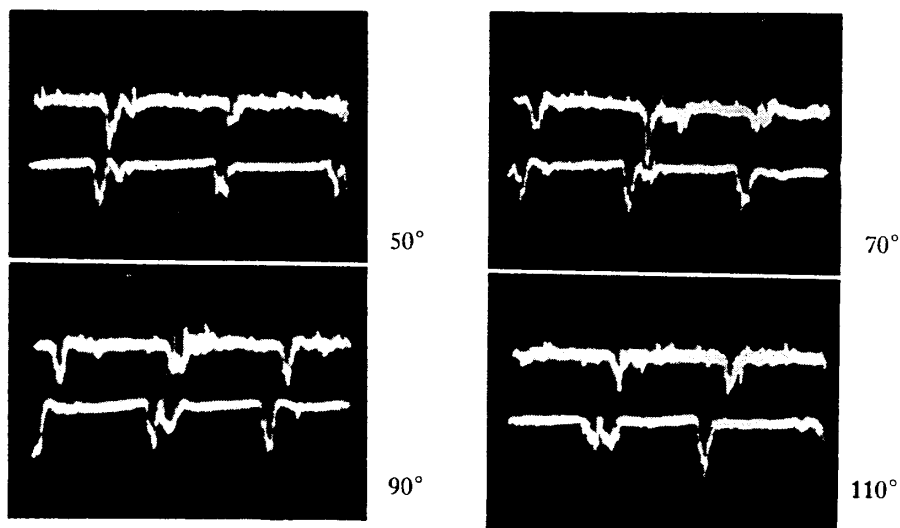
第 31 図 旋回失速の流量による変化

ち失速領域の中が次第に広くなり，上記旋回失速の消失する流量 ($4.3 \text{ m}^3/\text{s}$ ，絞り開度 5/15) においてはついに翼列全周が失速状態になり，したがって旋回失速は消失するに至る経過がよくわかる。

第 32 図は前述せる如く動翼前後の 2 個のピックアップを相対的に円周方向にトラバースさせた時の失速領域の位相のずれを示すもので，この写真より解析した結果本旋回失速は失速領域が円周上に 1 個であり，動翼の回転速度の 0.465 倍の速度で，動翼の回転方向と同方

4000 rpm，絞り開度 6/15，半径比 0.95

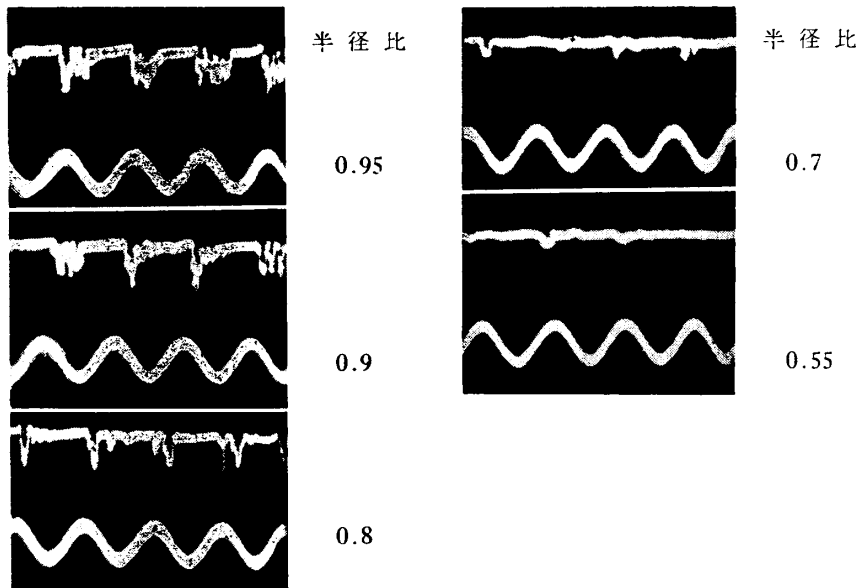
(図中の数字は 2 個のピックアップの周方向角度差を示す)



第 32 図 失速領域の数および旋回速度の検討

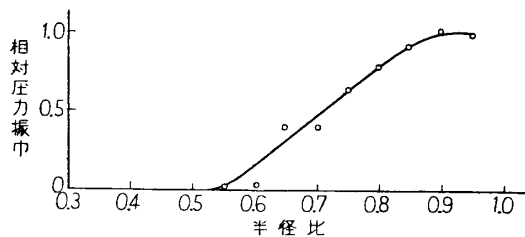
向に回転していることが明らかとなった。しかも第 31 図を参照すれば本型式の旋回失速においては全発生領域を通じ旋回速度はほとんど一定であることも確認された*。

測定断面： 動翼前，4000 rpm，絞り開度 6/15



第 33 図 旋回失速の半径方向の分布

第 33 図は絞り開度 6.5/15 の場合に失速領域の半径方向の分布を測定した一例であり、



第 34 図 失速領域圧力振巾の半径方向分布

第 34 図は第 33 図より得られた圧力振巾を半径比に対して示したものである。図中相対圧力振巾とは各半径比における圧力振巾と半径比 0.95 における圧力振巾との比をあらわしている。図より本旋回失速は外周部附近で失速領域の円周方向の拡がりも大きく、また圧力振巾も大きく、半径比が小さくなるすな

ちボスに近づくほど失速領域の円周方向の拡がりも圧力振巾も小さくなり、半径比 0.55 附近で消滅していることがはっきりわかる。先にも述べた如く本回転翼列試験機はボス比が 0.3 という小さな値であり特殊な翼の設計がなされているため、ボス附近の流れは絶えず剥離状態にありそのためにボス附近では旋回失速は起り得ず、したがって外周部附近にのみ失速領域が現われたとも考えられるが、いづれにしてもこの様に失速領域が外周部附近にある型式の旋回失速は特に動翼の振動を誘起し易いもので、動翼の破損の大きな原因と考えられる。

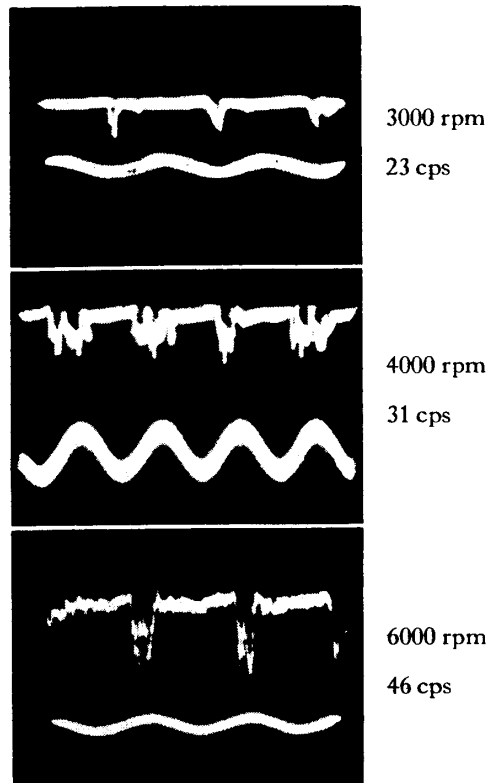
第 35 図は旋回速度に及ぼす動翼回転数の影響を示したもので旋回速度は回転数に比例するという結果を示している。このことは速度三角形が回転数に対し相似であることから当然予想された所である。

* この点に関しては現在実験中の多段回転翼列試験機において翼列条件によっては流量により旋回速度が変化する結果も得られている。

次に本旋回失速の圧力波形の周波数分析結果について述べる。

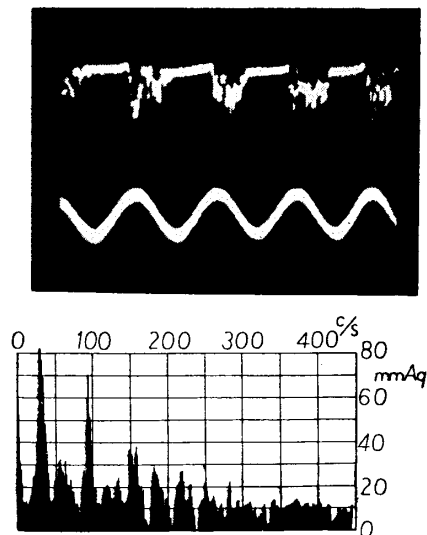
第 36 図は絞り開度 6/15, 半径比 0.95 の所で測定された旋回失速の圧力波形を周波数分析した結果を示している。図の圧力波形よりわかる様に本型式の旋回失速の圧力波形は非常にシャープな波形をなしており, どちらかといえば矩形波に近いような形をしている。周波数分析結果で特に奇数次の高調波が大きく現われているのはこのためであると考えられる。また全体として可成高次の高調波まで現われているがこのことは旋回失速を翼の励振力として考える場合に重要なことである。しかし旋回失速の圧力波形の周波数分析結果が常に上述の如き結果を示すとは限らない。すなわち本旋回失速がたまたま前述の如く円周上に 1 個の失速領域を持つ型式のものであるので基本波が最低次数となる極く普通の分析結果を示したのであるが, 筆者らが現

測定断面: 動翼前, 絞り開度 6.5/15, 半径比 0.95



第 35 図 旋回失速に及ぼす回転数の影響

4000 rpm, 半径比 0.95, 絞り開度 6/15, 31 cps



第 36 図 旋回失速時圧力波形とその周波数分析結果

在进行している多段回転翼列試験機およびその他実用軸流圧縮機において経験した失速領域が円周上に n 個存在する様な形式の旋回失速の圧力波形を同様に周波数分析した結果では基本周波数の $1/n$ 間隔の高調波および分数調波を示す事がわかっている。このことは元来各失速領域の形が可成り相互に異なることより考えてもむしろ当然のことであるし, 更に各失速領域の形は時間的にも絶えず変動しながら回転しているもので, すなわちある基本周波数を持った圧力波形が振巾, 位相, 周波数の変調を受けてもいるわけであり, この場合変調の原因として流れの乱れの如くランダムなもの他たとえば静翼の取付け誤差等基本周波数の $1/n$ の変調周波数を与える原因も考えられるがこれらについては追って報告する予定である。

3. 動翼の破損

本試験機はその後静翼を取りはずした状態で, 6000 rpm において流量を変え, 流れの様子を測定中動翼が破損する事故が起った。第 37

図は破損前の動翼を示し、第 38 図は動翼破損の状況を示している。いずれも翼の根本から破損しており、明らかに一次の曲げ振動による折損である。更に第 39 図に翼の破断面の写

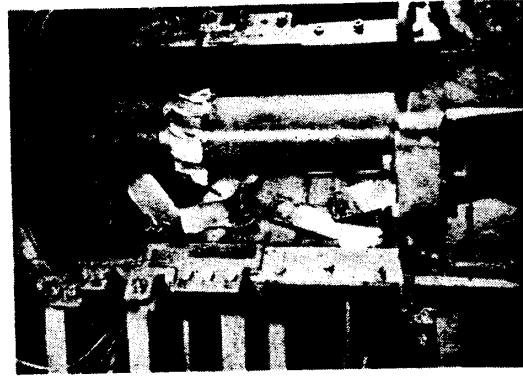


第 37 図 破損前動翼

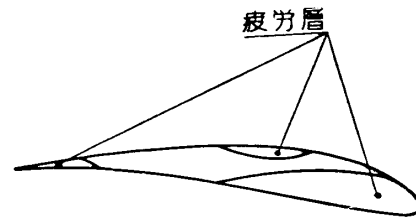
真を示すが、写真に見られる如く破断面には疲労の跡がはっきりと現われ、しかもその疲労の根跡は翼の前縁腹側に最も大きく現われ、その他翼の後縁および脊面の中央部附近に少し現われており、この点から見ても一次の曲げ振動による折損であることが推論される。第 40 図は本動翼および静翼の振動試験における振動型測定結果をそれぞれの振動数と共に示したものであり、

図より動翼の一次の曲げ振動の振動数は **193 cps** である。本試験機の破損に至るまでの全運転時間は各回転数を含め **95 時間** 程度であり、内旋回失速状態における運転時間は **3000 rpm** で **12 分**、**4000 rpm** で **11 時間 36 分**、**6000 rpm** で **30 分** である。本破損が旋回失速による翼の振動によるものか、あるいは失速フラッタによるものであるかは明らかではないが、旋回失速の計測中可成り激しい旋回失速が起っていたことは事実である。仮りに旋回失速によるものとするると運転時間の大部分をしめる **4000 rpm** における旋回失速の旋回周波数は **31 cps** であり、これの 6 次の高調波は **183 cps** となり（第 36 図参照）一次の曲げ振動の振動数と近くなるのでこれとの共振が考えられる。この場合旋回失速状態の運転時間内での振動の繰返し数は 8×10^6 程度となる。

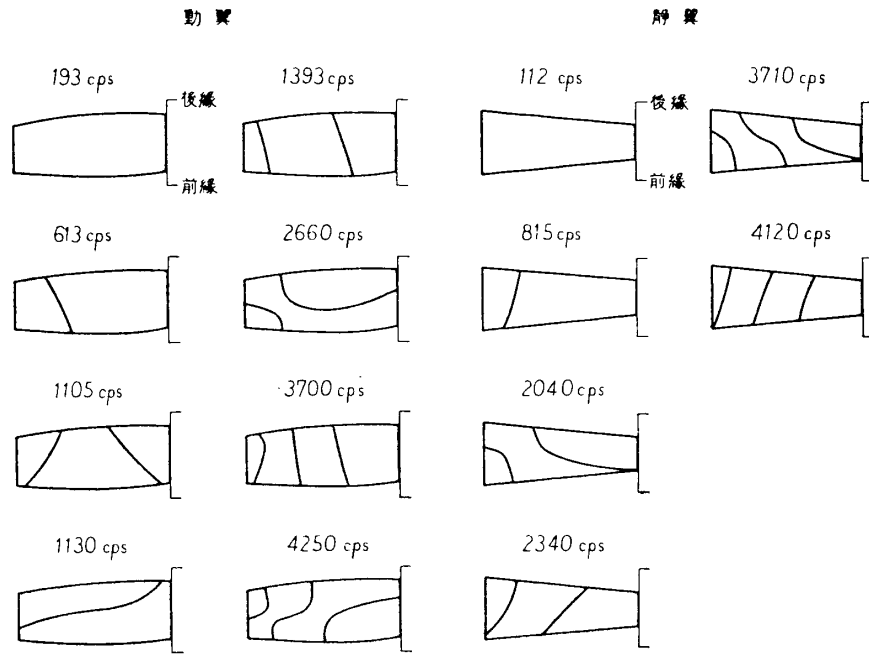
本試験機の動翼および静翼はアルミ合金の精密鍛造により作られたもので、使用材料の成分および機械的性質を第 2 表に示す。第 2 表のうち実際に使用したものは焼鈍後のものである。第 41 図は破損動翼の翼根部よりとった材料のシェンク型繰返し曲げ試験機による疲労試験結果である。この場合翼根部と実際に破断した翼の部分とは鍛造効果に相違のあることは考えられるが参考のために行なった試験結果である。上記 8×10^6 の繰返し数とする



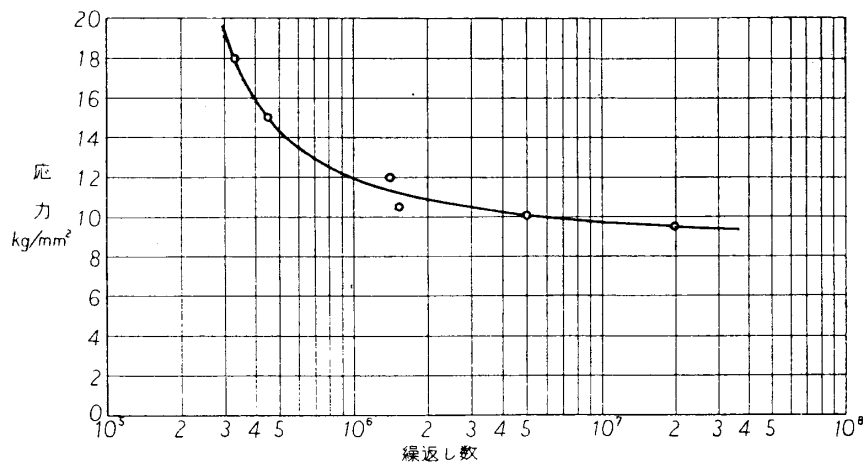
第 38 図 動翼破損状況



第 39 図 動翼破損断面



第 40 図 動翼および静翼の振動型



第 41 図 動翼材料の疲労試験結果

第 2 表 翼材料の成分および機械的性質

| 成分 | Al | Si | Cu | Fe | Ni | Mg | Ti |
|--------------------------------|------------------------|------|------|------|--------|------|------|
| % | 94.17 | 0.79 | 2.26 | 1.28 | 0.98 | 0.45 | 0.09 |
| | 抗張力 kg/mm ² | | 伸 % | | 硬度 BHN | | |
| 鍛造のまま | 20.1 | | 20.6 | | 53 | | |
| 535°C より水冷 170°C にて 15 時間焼鈍 | 41.8 | | 19.2 | | 119 | | |

と応力は 9.8 kg/mm^2 となるが、旋回失速による共振としてもこの程度の応力は十分考えられる範囲である。

結 言

ボス比 0.3 という小ボス比の単段回転翼列試験機を用いて行なった試験結果について報告したが、それを簡単にまとめると次のようになる。

1. 本試験機の翼列はボス部では周速が小さくて大きな仕事をさせ得ないので、ボス部で循環分布が小さくなるように設計してあり、このため軸流速度分布は一般にボス部で小さく外周部で大きくなるような形になっている。しかし実測結果はこの計画以上にボス部の流速が小さい。そしてこのことは静翼後において特に著しい。

2. 静翼ボス部は普通に翼列設計に使用される翼配置に比べてもともと条件が苛酷なところであり、かつ静翼を取り外して動翼のみを運転した試験結果では設計通りに作動していることなどより考えて、ボス部の流れが計画通りになっていないのは静翼ボス部の剝離によるものと思われる。

3. 翼列の設計は Howell の資料に基いて行なったのであるがこれが巧く行かなかった原因としては、ボス部設計は Howell の資料を外挿して用いていること、Howell の資料そのものがたとえば Zweifel の方法などより大きすぎる転向角を与えており疑念があること、またボス側の壁に沿う圧力上昇係数が大きすぎて壁の剝離を起す可能性があることなどが考えられる。

4. しかし Howell の方法も動翼に用いられた程度の流出角大きく転向角の小さい範囲ではよい結果を与えている。

5. 流量を減らして行くと流れはボス部から急速に減って行き完全に外側にかたよる。動翼のみの運転結果ではこのようなことはなく一様に減って行くから、これも静翼ボス部の剝離により特徴づけられた特性である。

6. 静翼ボス部の壁の剝離に関して、静翼をつけた場合や取り外した場合の動翼ボス部の速度分布の測定結果や、設計状態において静翼ボス部が剝離していることなどから推定してこの剝離限界の C_p の値は本試験機の場合 0.85 位ではないかと思われる。この剝離の場合 C_p の限界値として 0.6 ということもいわれているが、これは翼配列やフローパターンにも左右される筈であり、ことに本試験機のように全圧分布に勾配があるときには違って来るとも可能であろう。

7. 流量を更に減らして行くとある所で試験機内の流れが非定常になるが、これは一つの型式の旋回失速であることを確認した。本型式の旋回失速は流量を減らすにしたがって失速領域が大きくなって行き、ついには試験機全周が失速状態となる。そしてこの現象は流量変化に対して履歴現象を呈する。

8. 本試験機に現われた旋回失速は円周上外壁側についた 1 個の失速領域を有する型式のもののみで、動翼回転速度の 46.5% の速度で回転と同方向に旋回している。失速領域が外周部のみに生ずることは、小流量の時流れが外側にかたよることと関連があるものと考えられる。

9. 本型式の旋回失速の圧力波形を周波数分析した結果かなりの高調波まで現われており、特に奇数次の高調波が大きい。旋回失速の圧力波形の周波数分析結果が常にこのようになるとは限らず、先に本文で触れた如く他の型式の旋回失速では別の結果が得られているが、上記の結果は本型式の旋回失速の一つの特徴である。

10. 動翼折損の原因は失速フラッタによるものか旋回失速によるものか明らかではないが、少なくとも一次の曲げ振動による疲労によることは明らかである。仮りに旋回失速によるものとするれば運転時間より推定して強制振動の繰返し数は 8×10^6 の程度となり、材料の試験結果より振動応力は 9.8 kg/mm^2 程度であったと推定される。

最後に本試験機の動翼が折損したのは研究の目的上わざわざそのような危険な状態で運転したからであって、十分その可能性を予期していたことであり、このような軸流圧縮機は常に危険であるということではない。また恐らくその原因になったと思われる旋回失速については現在別の試験機においてたとえば失速領域の数の多いものや、翼の全長にわたって失速するものなど別の型式の旋回失速の現われることも確認しているが、これらについてはまた回を追って報告することにする。

本試験機の製作は三菱日本重工業横浜造船所に負うもので、特に磯貝副所長、藤沢技師、深川技師、角間技師などに負う所が大きい。また翼の振動試験は工業技術院機械試験所の装置を使わせて戴いたものであり、翼材料の疲労試験は航空技術研究所の佐藤和郎氏の御厚意に負うもので、ここに改めてこれらの方々に厚く御礼申し上げます。

1959 年 2 月 20 日、原動機部

参 考 文 献

- [1] 八田・田中・高田：新設ターボジェット部門の設備について，東京大学航空研究所集報，第1巻第1号，1958年9月。
- [2] A. R. Howell: Fluid Dynamics of Axial Compressors, P.I.M.E. Vol. 153, 1945.
- [3] O. Zweifel: The Spacing of Turbo-Machine Blading, Especially with Large Angular Deflection, The Brown Boveri Review Dec., 1945.
- [4] H. R. Cox: Gas Turbine Principles and Practice, p. 5-17.
- [5] E. S. Taylor: ガスタービン及びジェットエンジン，日本航空工業会編纂，p. 27-28.