

軸流圧縮機の入口形状について

Experimental Investigation of Axial Compressor Inlets

瀬賀 将久* 横山 英二*
Masahisa Sega Eiji Yokoyama

内容梗概

軸流圧縮機のサクシヨンケースの模型を作り、渦室の形状の変化、ガイドリングおよびガイドベーンの有無による7種類の組合せについて、翼列入口の速度分布を調査した。実験結果によれば、これらいずれの組合せの場合にも、速度分布はかなり複雑な変化をなしており、面对称の渦室ではガイドリングのないもの、軸対称の渦室ではガイドリングを取り付けているものが比較的すぐれていることが判明した。さらに、翼列風洞実験から求めた失速角と臨界マッハ数の限界から、翼列への許容流入速度の検討を行い、実際の回転翼列との比較を試みた。

1. 緒言

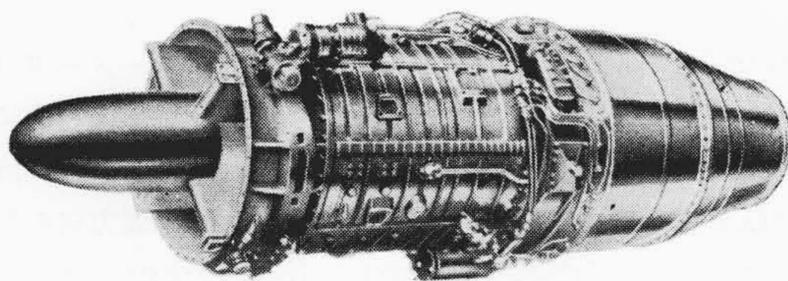
軸流圧縮機の設計の基礎をなすものは翼列であるが、圧縮機入口の形状、すなわち、空気取入口から翼列までの経路もまた、その性能に重大な影響を及ぼすので、軸流圧縮機を設計する場合は、あらかじめこのことを考慮しておく必要がある。

軸流圧縮機の入口の形状は、第1図航空機のジェットエンジン用軸流圧縮機のように、空気が軸方向に直接翼列へ流入するものと、第2図一般産業用軸流圧縮機のように、空気が翼列の直前で90度曲げられるものと2種類に大別される。第2図のごとく、空気が翼列の上流で曲げられる場合は、気流の慣性力のために、翼列への流入速度は必ずしも軸対称とはならず、半径方向のみならず円周方向に沿って複雑な変化を生ずる。一方、軸流圧縮機の翼列の設計は、軸対称の速度分布を前提として行うので、第2図のような入口形状の圧縮機では、設計の際、仮定した流れと実際の流れが一致しなくなる。

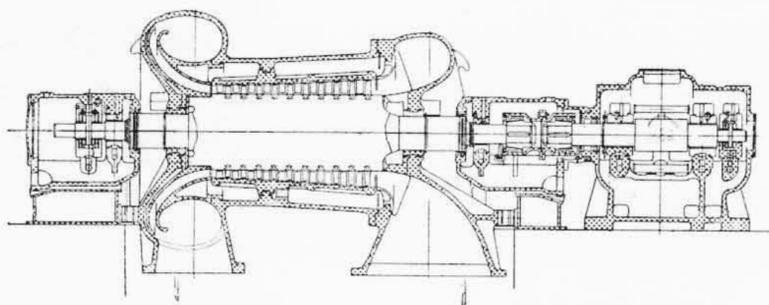
このように、翼列への流入速度が円周方向に沿って変化すると、個々の翼はそれぞれ異なった迎角、異なったマッハ数で作動することになり、圧縮機の特性は翼列実験から予想した特性と違ってくる。さらにこの流入速度の分布が非常に悪くなり、流入角度が迎角を増す方向に大きくかたよると、動翼はその部分で一回転に一回失速し、静翼は特定の部分で常に失速している状態になり、翼破損の原因にもなる。このような理由から、翼列の上流で90度曲げられるような入口をもった軸流圧縮機を設計する場合には、あらかじめ流入速度が一様になるような空気取入口の形状を見出しておき、その流入速度の分布から翼列の作動範囲を確認して、設計点の選定を誤らないようにしなければならぬ。筆者らは、上述の観点から、2種類のサクシヨンケースの模型を作り、ガイドリング、ガイドベーンの寸法を変化させて7組の実験を行ったので、それらの結果について比較検討を試みる。

2. 模型および実験番号

サクシヨンケースの模型は木製で、渦室が面对称のものと、軸対称のものとの2種類作成し、これに第1表のようなガイドリング、およびガイドベーンを組み合わせた実験を行った。第3図の実験番号、No. I-1, No. I-2-1, …No. I-3-2, は面对称の渦室、第4図の No. II



第1図 航空機用ジェットエンジン

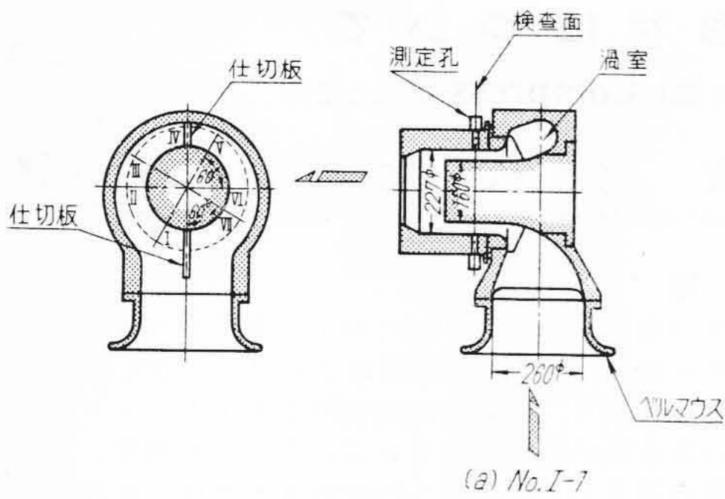


第2図 後置静翼形軸流圧縮機

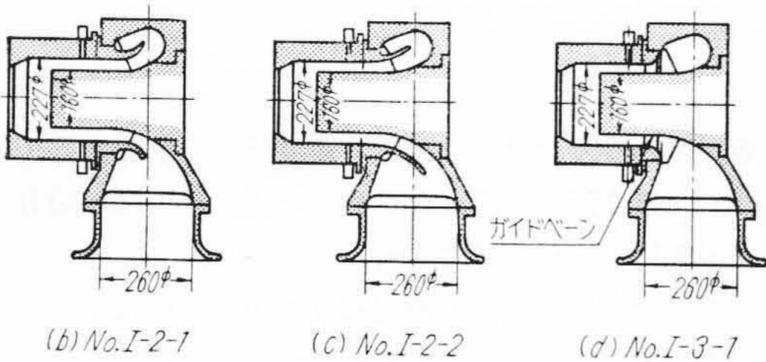
* 日立製作所川崎工場

第1表 サクシヨンケースの実験番号

実験番号	渦室	ガイドリング	ガイドベーン
No. I-1	面对称	無	無
No. I-2-1	面对称	軸対称ガイドリング	無
No. I-2-2	面对称	面对称ガイドリング	無
No. I-3-1	面对称	無	12枚 ピッチ/コード=3.17
No. I-3-2	面对称	無	24枚 ピッチ/コード=1.27
No. II-1	軸対称	無	無
No. II-2	軸対称	軸対称ガイドリング	無



(a) No. I-1



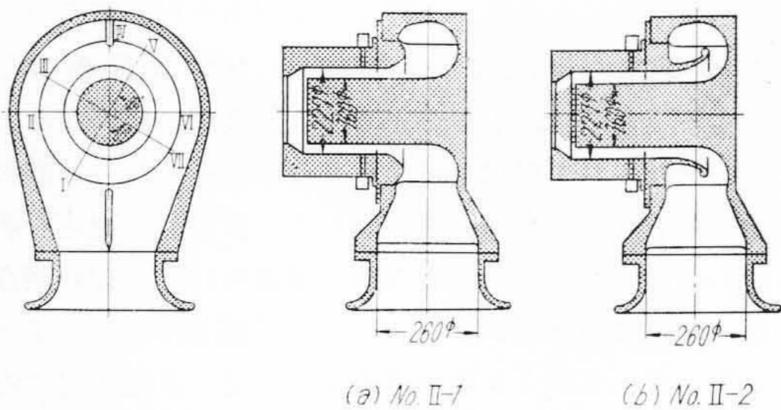
(b) No. I-2-1

(c) No. I-2-2

(d) No. I-3-1

翼数: 12, コード: 16
 ピッチ/コード=3.17
 (e) No. I-3-2 翼数: 24, コード: 20
 ピッチ/コード=1.27

第3図 模型の断面形状 (1)



(a) No. II-1

(b) No. II-2

第4図 模型の断面形状 (2)

-1, No. II-2, は軸対称の渦室をもった模型の形状, およびその寸法を示す。模型の測定部, 検査面は翼列入口断面に相当し, この部分のレイノルズ数 Re は,

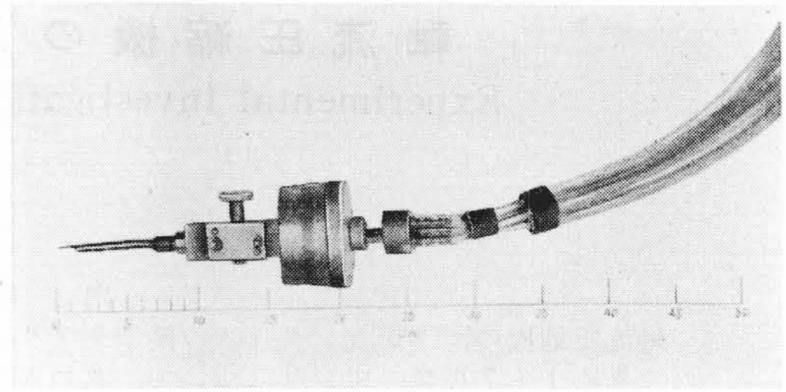
$$Re = \frac{(D_a - D_i) C_m}{\nu} \doteq 3.14 \times 10^5 \text{ [-]} \dots (1)$$

ただし

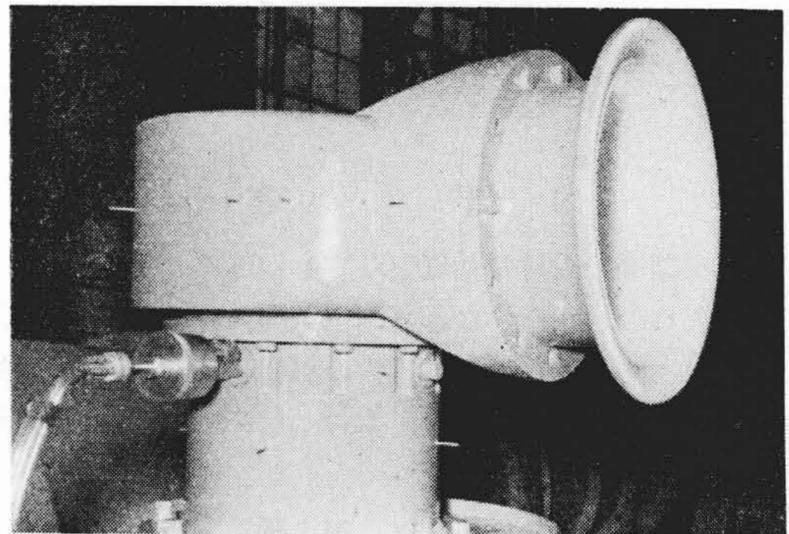
- D_a : 外径 [m]
- D_i : 内径 [m]
- C_m : 軸流速度 [$\frac{m}{s}$]
- ν : 動粘性係数 [$\frac{m^2}{s}$]

で, 臨界レイノルズ数より大きい。

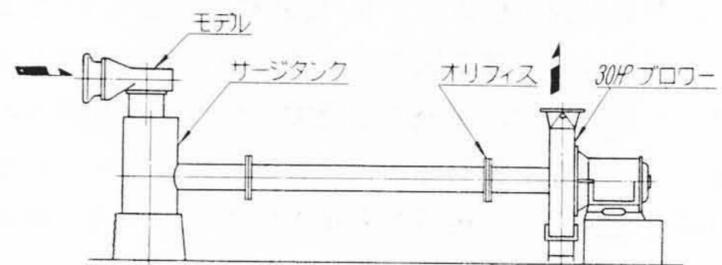
第3図に示されている番号 I, II …… VII, は検査面へ挿入する5孔矢頭ヨーメータ (arrow head type yaw



第5図 5孔ヨーメータ



第6図 実験装置



第7図 実験装置の配置図

meter) の設置箇所である。測定に用いたヨーメータは第5図に示すとおりで, ヘッドは検査面上を半径方向に自由にトラバースし, ヨーメータの軸のまわりに360度回転しうる構造になっており, 流入速度の円周方向の偏角は直接この回転角度で見出し, 各孔に表われる圧力から全圧, 静圧, 動圧, および半径方向の偏角を求めた。実験装置は第6図, および第7図に示すとおりである。模型の吸込口, サクションケースの入口フラジに相当する部分にベルマウスを取り付け, ここから直接大気を吸入し, 模型の出口はサージタンクに接続され, サージタンクとブロワの間の直管部分にオリフィスを挿入して, 模型を通る風量を測定した。

小形ブロワの仕様は下記のとおりである。

ターボブロワ	電動機
形式 260φ POB-MH	形式 EFO-KK
風量 $75 \frac{m^3}{min}$	電圧 200V

風 圧 1,100 mmAq 周波数 50~
 回転数 2,920 rpm 回転数 2,920 rpm
 温 度 20°C 出 力 30 HP

3. 実験値の整理方法

前記, 実験装置により得られた測定値から, 検査面における全圧と速度の分布状態, および入口から検査面までの損失を次に示すような方法によって整理した。

3.1 全圧係数

オリフィスで測定した流量を, そのときの大気状態に換算し, これを環状部の断面積で除した軸流速度から動圧を求め, ヨーメータで得た全圧とこの動圧との比を全圧係数とした。

$$\text{全圧係数} = \frac{H_t}{H_{d0}} \quad (-) \dots \dots \dots (2)$$

ここに

$$H_{d0} = \frac{\gamma_0 C_{m0}^2}{2g} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right)$$

$$C_{m0} = \frac{V_0}{A} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$H_t : \text{検査面の全圧} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \text{gauge} \right)$$

$$H_{d0} : \text{動圧} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right)$$

$$C_{m0} : \text{軸流速度} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\gamma_0 : \text{大気状態における空気比重} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$V_0 : \text{大気状態における流量} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$A : \text{環状部断面積} \quad (\text{m}^2)$$

3.2 角 度

流れの円周方向の偏角を α とし, 進行方向に対し右ねじの方向を正とし, その反対を負とした。測定結果によると, 流れの半径方向の偏角はほとんど零に等しいので, 流れはすべて半径方向の速度成分を有しないものとしてデータを整理した。

3.3 速度係数

ヨーメータで得た動圧から検査面における空気速度を算出し, これを平均速度で除した値を速度係数とした。

$$\text{速度係数} = \frac{C}{C_{\text{mean}}} \quad (-) \dots \dots \dots (3)$$

$$C_{\text{mean}} = \frac{\int C \cdot dA}{\int dA} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \dots \dots \dots (4)$$

ただし

$$C : \text{検査面における速度} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$C_{\text{mean}} : \text{断面 I, II, \dots, VII における速度の平均} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

3.4 損失係数

空気取入口より検査面までの損失を次式により無次元化した。

$$\zeta = \frac{\int H_t \cdot C \cdot dA}{\frac{\int C \cdot dA}{\gamma \cdot C_{\text{mean}}^2} \cdot 2g} \quad (-) \dots \dots \dots (5)$$

ただし

$$\gamma : \text{検査面における空気比重} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

4. 実験結果

4.1 流れの状態

検査面における流入角度 α , 速度係数 $\frac{C}{C_{\text{mean}}}$, および全圧係数 $\frac{H_t}{H_{d0}}$, の変化を半径方向に沿ってプロットしたのが第8図および第9図である。

4.1.1 実験番号 No. | -1 [第8図(a)]

渦室の形状は第3図(a)のように, 入口のサクシオンフランジ部分から奥へ進むにしたがって, 通路断面積が仕切板を含む面に対し, 対称を保ちながら減少し, 外壁の導入部分にはガイドリングがなく, 空気は検査面, すなわち翼列直前で急に絞られる形になっている。

α : 仕切板を含む平面にほぼ対称で, 曲りによる慣性力のため, 一般に入口より奥の方向にかたよっている。測定断面IVにおいては仕切板のために α は零に近いが, ほかの断面では複雑な変化をなしている。

$\frac{C}{C_{\text{mean}}}$: 全般的に, 半径方向の分布はボスの近くが速く, 外周部が遅く, 円周方向の分布は入口の近くが大きく, 奥の方が小さい。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: ボスの近くの損失がすこし大きい, 中間部の全圧は大気圧に近く, 全体としての損失はきわめて小さい。

4.1.2 実験番号 No. | -2-1 [第8図(b)]

第3図(b)のように, 面对称の渦室に軸対称のガイドリングを取り付けたもので, この目的は全円周から一様に空気を流入させると同時に, 翼列上流の混合, および加速の区間を長くしたものである。

α : III および V の断面で大きく, 最高値は V の断面で -19度になっているが, ほぼ面对称の変化をなしている。

$\frac{C}{C_{\text{mean}}}$: 速度分布の傾向は No. | -1, に似て半径方向の分布はボスの近くが速く, 外周部が遅く, 円周方向の分布は入口の近くが大きい。しかし, 入口部分, 断面

I, VIIの外壁部の速度が目だって減少し, ボスの近くの速度が大きくなっている点は No. I-1, と異なる。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: 一般に No. I-1, に比較して損失が増加しており, 外壁の近くの損失も大きくなっている。

4.1.3 実験番号 No. I-2-2 [第8図(c)]

第3図(c)のように, 面对称の渦室に面对称のガイドリングを取り付けたもので, 渦室の断面変化に応じて, ガイドリングの長さを変えたものである。

α : No. I-2-1, に比較して, 平均半径付近の角度変化は小さいが, 外壁部ではかえって大きくなっている。

$\frac{C}{C_{mean}}$: ボスの部分に比較して, 外壁の近くの速

度の減少が著しく, また境界層の発達が大きい。しかし, 円周方向の速度分布は一様化されている。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: ボスの近くの損失は No. I-2-1 と大差ないが, IV次外の断面では, 外壁に近づくとつれて損失が著しく増加している。

4.1.4 実験番号 No. I-3-1 [第8図(d)]

第3図(d)のように, 面对称の渦室に整流用の平板ガイドペーンを挿入したもので, ペーンの厚み1.5mm, 翼枚数12枚, コード16mm, 平均径におけるピッチ/コードは3.17である。

α : IIIおよびVの断面のボスの近くで非常に大きく, ± 20 度に達し, No. I-1, よりかえって大きくなっている。

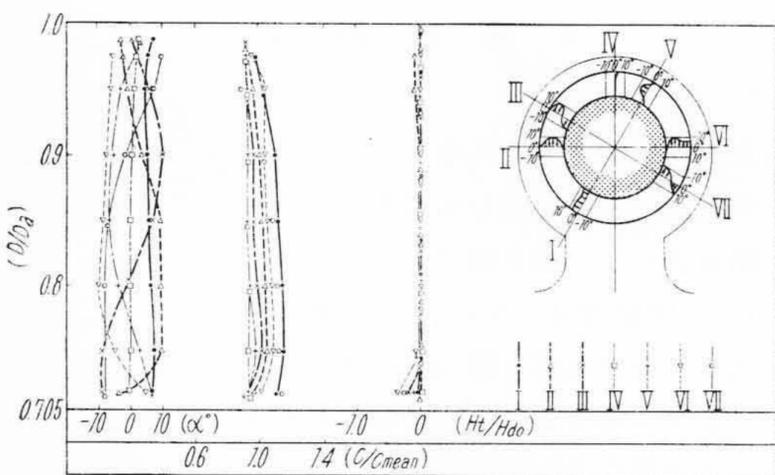
$\frac{C}{C_{mean}}$: 断面Vにおける速度がボスの近く以外で, 他の断面に比較して非常に小さい。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: 断面IIIおよびVの損失が他に比べて大きい。

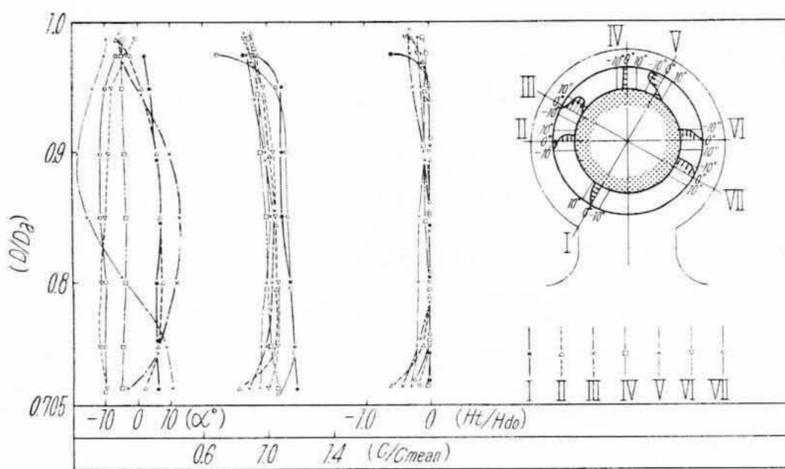
4.1.5 実験番号 No. I-3-2 [第8図(e)]

ガイドペーンの機能を増加させるためにピッチ/コードを小さくしたもので, 翼枚数24枚, コード20mm, 平均径におけるピッチ/コードは1.27である。

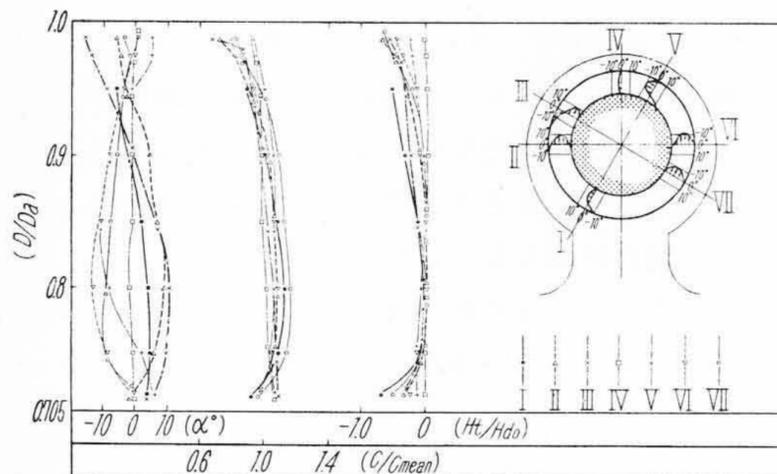
α : ピッチ/コードを小さくした割に角度は一樣になっていない。このことは, No. I-3-1, No. I-3-2, のガイドペーンの前縁が, 渦室内の空気が十分軸方向



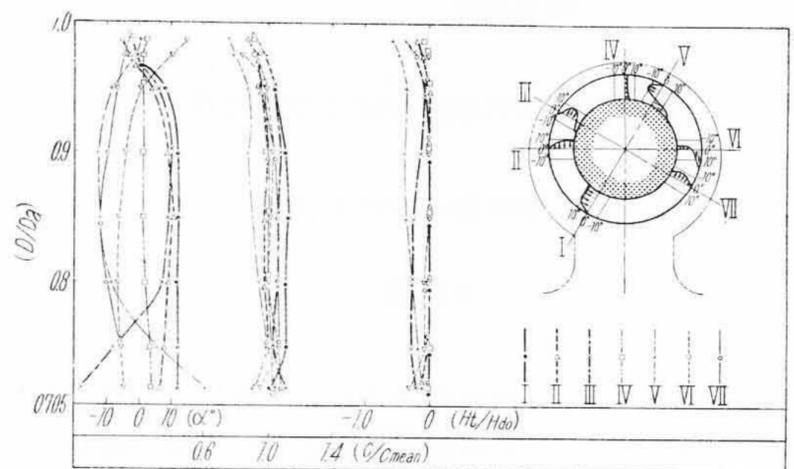
(a) No. I-1



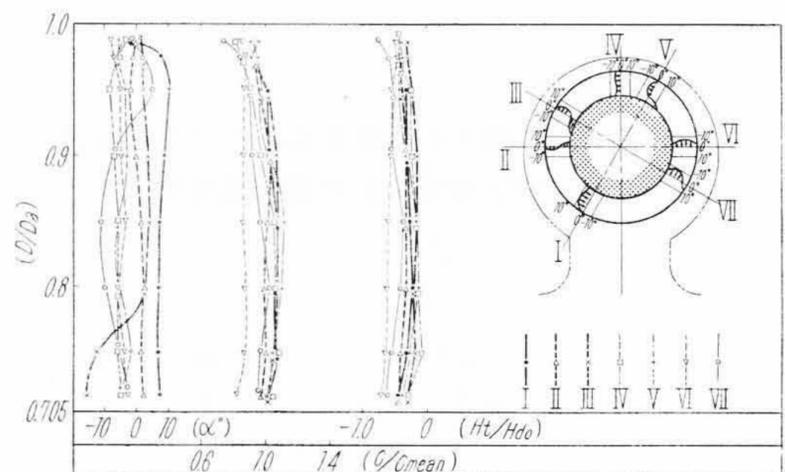
(b) No. I-2-1



(c) No. I-2-2

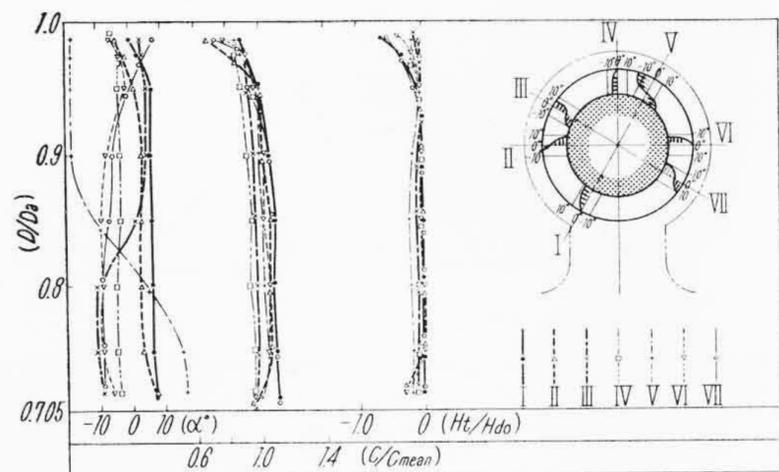


(d) No. I-3-1

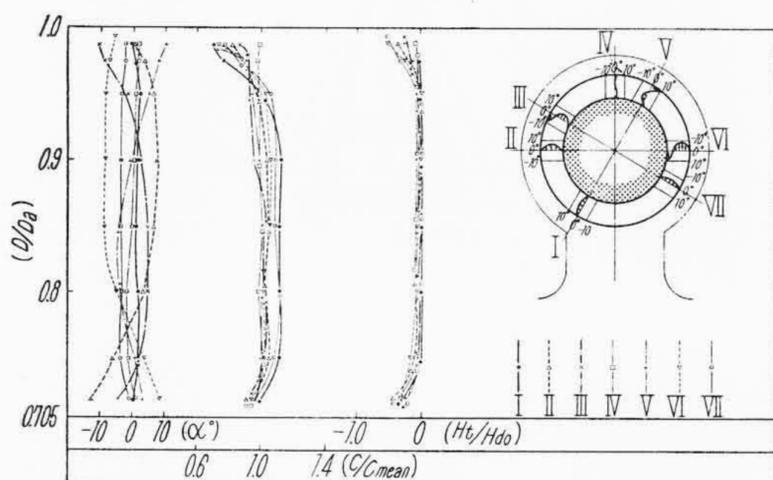


(e) No. I-3-2

第8図 全圧係数, 速度係数および流入角の分布



(a) No. II-1



(b) No. II-2

第9図 全圧係数，速度係数および流入角の分布

に曲っていない部分に食い込んでおり，局部的にガイドベーンに対する流入角度が大きく，剥離を発生しているためである。

$\frac{C}{C_{mean}}$: 円周方向の速度分布が，ガイドベーンのないものに比較して悪化している。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: 損失が非常に大きくなっている。

ガイドベーンを取り付けた場合，いずれも速度分布は悪くなっている。5孔ヨーメータのヘッドは，ガイドベーンのウエイクの中にはいらないよう，ガイドベーンの間中部に挿入されているが，ガイドベーンの剥離の広がりが大きく，ヘッドが伴流の中にはいるような断面もあり，ガイドベーンの効果はあらわれていない。

4.1.6 実験番号 No. II-1 [第9図(a)]

渦室の形状は第4図(a)に示すように，軸対称になっており，外壁の導入部にガイドリングがなく，検査面の直前で急に絞られる形になっている。

α : 断面Vの分布が非常に悪い。

$\frac{C}{C_{mean}}$: No. I-1, と似た傾向を示しているが，外壁の近くで速度が急に低下している部分がある。円周方向の速度分布は No. I-1, よりすこし改善されている。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: No. I-1, に比較して，III, IV, Vの断面

第2表 サクシヨンケースの損失係数

模型番号	ζ	模型番号	ζ
I-1	0.023	II-1	0.059
I-2-1	0.12	II-2	0.15
I-2-2	0.14		

の損失が増大している。

4.1.7 実験番号 No. II-2 [第9図(b)]

第4図(b)のように，軸対称の渦室に軸対称のガイドリングを取り付けたものである。

α : ガイドリングを取り付けない No. II-1 より良く，おおよそ±12度の範囲内で変化している。

$\frac{C}{C_{mean}}$: 境界層の発達著しく，特に外壁部での傾向が大きい。

$\frac{H_t}{H_{d0}}$: No. II-1 に比べて，ボスの近くの損失が大きい。

4.2 損失係数

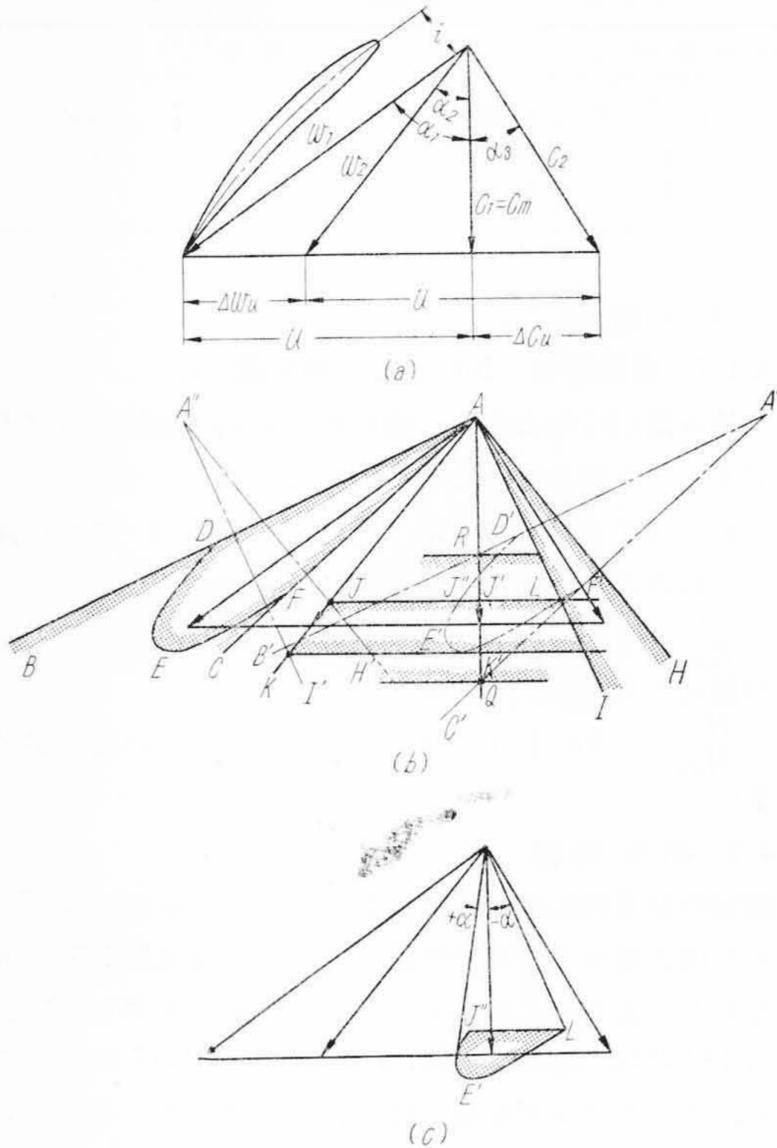
測定の結果得られた速度，および全圧の分布を式(5)により図式積分して求めた損失係数 ζ の値は第2表に示すとおりである。この表より，損失の最小は No. I-1, では0.023, 最大は No. II-2, では0.15になっており，ガイドリングを取り付けたものは，ガイドリングのないものに比べて， ζ の値がいずれも2倍以上になっている。ガイドベーンを挿入したものは，ウエイクの影響がかなりあり，正確な損失を算出し得ないので， ζ は記載してない。しかし，第8図(e)の $\frac{H_t}{H_{d0}}$ の分布状態から，No. I-3-2の損失が非常に大きいことは明白である。

5. 実験結果の考察

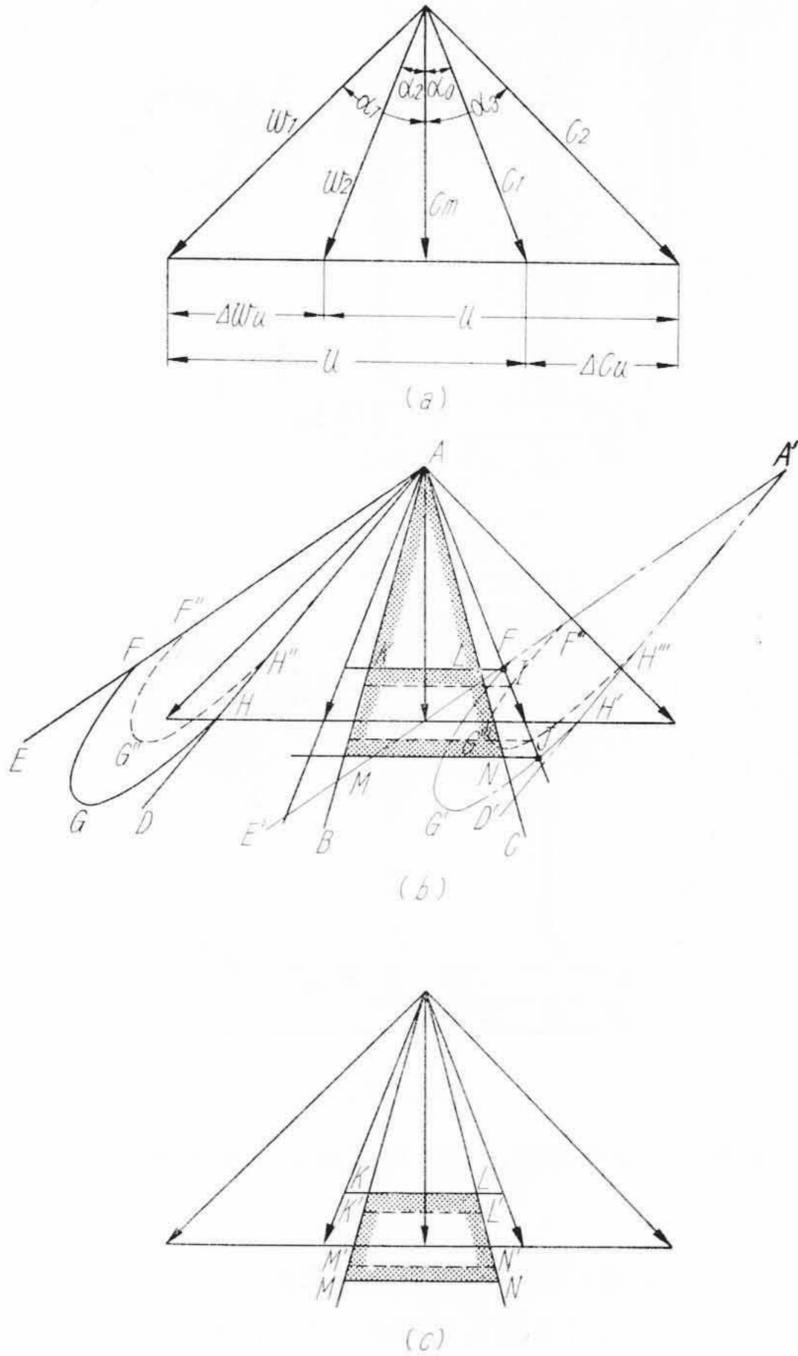
5.1 検査面における速度分布

吸入空気が翼列の直前で90度曲げられるようなサクシヨンケースでは，渦室に仕切板が挿入されている場合，検査面における速度分布は，半径方向および円周方向に沿って複雑な変化をなしているが，仕切板を含む面に対してほぼ対称になっている⁽¹⁾。また速度は全般的に，入口フランジに近い部分が大きく，奥に進むにつれて小さくなっており，この傾向は面対称の渦室を有するものの方が大きい。翼列への流入速度を一様にするためには，曲りの慣性力を小さくするよう，渦室をできるだけ大きくし，渦室内の圧力を均一化して，翼列の直前で急に絞ることが好ましい。サクシヨンケースの形状としては，面対称の渦室の場合は No. I-1, 軸対称の渦室では No. II-2 が比較的良好である。

翼列の上流にガイドベーンを挿入する場合は，流れがほぼ一様になった部分におかないと逆効果になる恐れがあり，そのピッチ/コードは剥離を生じないように，流入角度の最もかたよった部分を考慮して決定する必要が



第10図 後置静翼式軸流圧縮機の許容流入速度線図



第11図 50%反動度式軸流圧縮機の許容流入速度線図

ある。

5.2 許容流入速度

翼列への流入速度が一様でない場合、その変化の許容限界を知る必要がある。流入速度の限界条件として、動、静翼に対する正、および負の失速角と、動翼に対する臨界マッハ数 M_{cr} を考える。失速角は翼列風洞実験から求まり、また M_{cr} は翼面の圧力分布から、Kármán-Tsien の理論式⁽²⁾⁽³⁾により算出できる。実際には M_{cr} よりかなり大きい領域でも運転可能であるが、ここでは一応安全側にとって検討する。

5.2.1 後置静翼形翼列配置

後置静翼形速度三角形は第10図(a)のごとく示される。ここに w_1, w_2 は動翼入口、および出口の相対速度、 C_1, C_2 はその絶対速度、 C_m は軸流速度、 i はインシデンスである。第10図(b)において、 $\overline{AB}, \overline{AC}$ 、および $\overline{AH}, \overline{AI}$ は動、静翼に対する正、および負の失速限界を、 \overline{DEF} は動翼に対する M_{cr} に相当する相対速度の限界をあらわしたものである。したがって、動翼については \overline{ADEF} で囲まれた領域、静翼については $\angle HAI$ 内に、それぞれの流入速度がはいっておれば、翼は正常に作動する。これらの条件を最初の翼列への流入速度 C_1 の限界条件になおすと、

サクシヨンケースの検査面における速度分布の限界条件になる。すなわち、動翼に関しては、周速ベクトル U を引いた $\overline{A'D'E'F'}$ の領域で示される。

静翼に関しては、 $\overline{AH}, \overline{AI}$ に U を加えた $\angle H'A''I'$ の間に w_2 がはいる必要があり、簡単のために、動翼への流入角 α_1 が変化しても、流出角 α_2 は変化しないものと仮定すれば、 $\overline{A''H'}, \overline{A''I'}$ と w_2 の交点 J, K 間に w_2 がはさまれることになり、これは結局入口の軸流速度 C_m が $\overline{J'K'}$ 間になければならぬことを意味する。さらに2段自動翼に対しては、速度三角形が1段目と同一の場合、静翼と同様の方法により、 $\overline{Q, R}$ 間に C_m がはいらなければならぬことがわかる。したがって、サクシヨンケースの検査面の速度分布は第10図(c)に示されるように $\overline{J''E'L}$ で囲まれた領域内にベクトルの尖端が入っていることが望ましいという結果になる。

5.2.2 前置静翼形翼列配置

一例として、50%反動度の場合を考え、比較のため、

$C_m, u, \Delta w_u$ をそれぞれ第10図と同一にした速度三角形を描けば第11図のごとくなる。ただし、前置静翼は増速翼列のため、失速角は普通段の減速翼列よりやや大きくなる。後置静翼形の場合と同様の方法により、前置静翼形の流入速度の限界条件は第11図(c)で示された、 $KMNL$ で囲まれた領域になる。

第10図(c)と第11図(c)を比較すれば明らかなように、 $C_m, u, \Delta w_u$ が同じであれば、前置静翼形の方が後置静翼形より許容流入速度の領域が大きい。しかし、動翼入口のマッハ数 M を同一にすれば、前置静翼の限界条件は $K'M'N'L'$ となり、後置静翼形と大差がなくなる。

5.2.3 回転翼列に対する考察

流入速度の限界条件として、翼列実験から求めた失速角と M_{cr} を考えたが、実際の軸流圧縮機では、これらの限界をこえて使用される場合が多い。その理由は、正規の運転状態で、流入速度が一様でなく、動翼の流入相対速度が局部的に失速角をこえても、翼全体が失速するわけではなく、また流れが非定常であるため、局部的な失速自体も発生しにくいものと推定される。さらに、 M_{cr} の限界に対しては、翼の流入速度が M_{cr} をこえると衝撃波を発生するが、これによって段効率が急に低下するようなことはないからである⁽⁴⁾⁽⁵⁾。NACA, 65系の翼を用いた単段回転翼試験によると、ポス比 $\psi^*=0.8$, ロータの平均径における $M=0.34\sim 0.77$ の間で、断熱効率 $\eta_{ad}=0.93\sim 0.89$, $M=0.91$ で $\eta_{ad}=0.75$ の結果を得たことが報告されている⁽⁶⁾。第2図に示すような、後置静翼形、 C_4 翼を用いた軸流圧縮機で、筆者らが行った3段までの実験結果によると、 $\psi^*=0.7$, ロータの外径における $M=0.78$ (翼

列実験にする $M_{cr, \max}=0.77$) で、最高段効率 0.93 を得た。したがって、翼列実験のデータのみで流入速度の限界を決定することは安全にすぎるが、この限界をどこまで広げうるかは、個々の場合に依りて慎重に検討する必要がある。

6. 結 言

以上、軸流圧縮機のサクシヨンケースの模型による、翼列への流入速度の実験結果を述べ、翼列に及ぼす影響について検討した。サクシヨンケースの検査面における速度分布を完全に一様にするには非常に困難であり、また許容流入速度の限界については問題点を拾い上げた程度で、いずれについても今後の研究にまつところが多い。本研究について終始懇切な指導を賜った東京大学岡崎教授、航空技術研究所山内正男氏、松木正勝氏、塩入淳平氏、日立製作所川崎工場伊藤茂氏、ならびに宮野正四氏に対し、ここに謹んで感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) 和田勇：機学会 圧縮機および送風機部門講演会前刷 第633回 31 (昭32-5)
- (2) Von Kármán: Collected works of Theodore von Kármán IV, 127 (1956)
- (3) A. S. Shapiro: The dynamics and thermodynamics of Compressible fluid flow, I, 336, The Ronald Press Co, New York. (1953)
- (4) E. Aguet: Sulzer Tech. Rev. 37, No. 3, 6 (1955)
- (5) 影山芳郎：機学誌 61 471 392 (昭33-4)
- (6) C.H. Voit, D.C. Guentert, J.F. Dugan: NACA RM E 50 D 26 18 (1950)



特許と新案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その4)

(第20頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工場別	氏 名	登録年月日
実用新案	482587	遠心力開閉器の接触片支持装置	多賀工場	萩野谷 忠 昭	33.10. 1
"	482859	遠心分離機潤滑装置	多賀工場	川崎 光 彦	33.10. 8
"	482863	行列自動運行ホイスト自走安全装置	多賀工場	横内 直 中	"
"	482865	管 継 ぎ 手	多賀工場	佐藤 忠 吉	"
"	482867	管 継 ぎ 手	多賀工場	花田 五佐雄	"
"	482873	ベ ル ト 緊 張 装 置	多賀工場	佐藤 忠 吉	"
"	482875	井 戸 ポ ン プ の 取 付 台	多賀工場	花田 五佐雄	"
"	482875	井 戸 ポ ン プ の 取 付 台	多賀工場	川崎 光 彦	"
"	482875	井 戸 ポ ン プ の 取 付 台	多賀工場	横江 邦 治	"
"	482875	井 戸 ポ ン プ の 取 付 台	多賀工場	大津 卓 郎	"
"	482875	井 戸 ポ ン プ の 取 付 台	多賀工場	武田 政次郎	"
実用新案	482878	予備フューズを取り付けたフューズカバー	多賀工場	萩野谷 忠 昭	33.10. 8

(第69頁へ続く)