

Title	横断流送風機に関する研究
Author(s)	西原, 一嘉
Citation	大阪大学, 1974, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/557
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

横断流送風機に関する研究

昭和49年9月

西原一嘉

論文目録

大阪大学

報告番号・中巻1746号

氏名 西原一嘉

主論文 横断流送風機に関する研究

(主論文のうち印刷公表したもの)

なし

(主論文のうち未公表のもの)

1. 横断流送風機に関する研究

(第1報 ケーシング形状が送風機性能に及ぼす影響)

日本機械学会論文集

投稿中 (論文講演)

1. 横断流送風機に関する研究

(第2報 性能曲線と内部流動状態)

日本機械学会論文集

投稿中 (論文講演)

横断流送風機に関する研究

昭和49年9月

西原一嘉

目 次

第1章 序 論	1
1.1 横断流送風機の従来の研究および本研究の目的	1
1.1.1 横断流送風機の特長と問題点	1
1.1.2 従来の研究と残された問題点	3
1.1.3 本研究の目的	11
1.2 各章の概略	12
1.2.1 実験装置および測定方法(第2章)	12
1.2.2 ハウジングの各部形状が送風機の全圧性能 に及ぼす影響(第3章)	13
1.2.3 横断流送風機の内部流れ状態(第4章)	13
1.2.4 圧力-流量曲線と内部流れの挙動(第5章)	14
1.3 本研究で用いた記号	15
第2章 実験装置および測定方法	18
2.1 緒 言	18
2.2 実験装置	18
2.2.1 実験装置の構成	18
2.2.2 供試羽根車の形状	18
2.2.3 供試ハウジング (ケーシングと舌部の組合わせ)の形状	22
2.3 測定装置および測定方法	25
2.3.1 送風機の全圧性能の測定	25
2.3.2 3孔ピトー管による送風機の内部流れの測定	26
2.3.3 熱線プローブによる羽根車の翼間相対流れの測定	29
2.4 結 言	31
第3章 ハウジングの各部形状が送風機の全圧性能に及ぼす影響	32
3.1 緒 言	32
3.2 実験方法	32
3.3 羽根車の径による相似則の検討	33
3.4 舌部の影響	35

3.4.1	基本形ハウジングで舌部のすきまが一定の場合	35
3.4.2	舌部のすきまの影響	36
3.4.3	舌部の傾き角の影響	38
3.4.4	舌部先端部の有効長さの検討	39
3.5	吐出弧の大きさの影響	41
3.6	ケーシングの影響	42
3.6.1	基本形ハウジングで舌部のすきまが一定の場合	42
3.6.2	舌部のすきまの影響	44
3.6.3	一般形状のケーシングの場合の検討	46
3.7	結 言	48
第4章	横断流送風機の内部流れ状態	50
4.1	緒 言	50
4.2	実験方法	50
4.3	流れの羽根車幅方向の2次元性の検討	51
4.4	流れの区分	52
4.4.1	流線, 静圧分布, および全圧分布	52
4.4.2	測定円5, 6上の流速および圧力の分布	56
4.4.3	第2強制うず	59
4.5	流れの考察	59
4.5.1	翼間相対流れの熱線出力波形	59
4.5.2	測定円5, 6上の速度三角形	62
4.6	偏心うずの考察	64
4.6.1	偏心うず中の強制うずの大きさおよび 中心の全圧の計算	64
4.6.2	流量変化に伴う偏心うずの挙動	66
4.7	効率の検討	68
4.8	ピトー管の影響	71
4.9	結 言	73
第5章	圧力-流量曲線と内部流れの挙動	75
5.1	緒 言	75
5.2	実験方法	75

5.3	舌部あるいはケーシングの一方だけを用いた場合の流れ	76
5.3.1	測定円5上の全圧分布	76
5.3.2	翼間相対流れの熱線出力波形	79
5.4	舌部の傾き角を変えた場合の流れの挙動	80
5.4.1	測定円5上の全圧分布	80
5.4.2	翼間相対流れの熱線出力波形	82
5.5	舌部のすきまを変えた場合の流れの挙動	86
5.6	ケーシング形状を変えた場合の流れの挙動	87
5.6.1	基本形ハウジングの場合	88
5.6.2	一般の形状のハウジングの場合	89
5.7	結 言	92
第6章	結 論	94

謝 辞
文 献

第1章 序 論

- 1.1 横断流送風機の従来の研究および本研究の目的
- 1.1.1 横断流送風機の特長と問題点

横断流送風機 (Cross flow fan) (図1-1) は我が国では別名貫流フ

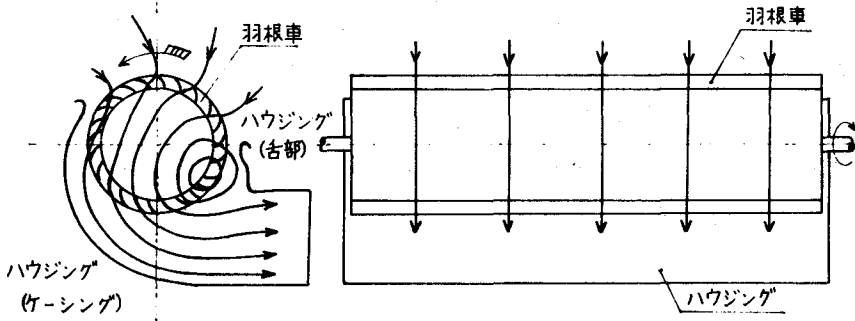


図1-1. 横断流送風機の構造 (Eck/Laing送風機)

ァン, 横流ファン, Tangential fan, Line flow fan と呼ばれ, 最近ではエアカーテン, ルームクーラ等の換気用, 空調用機器の分野で広く用いられるようになった新しい型の送風機で, 構造および作動原理は従来の軸流式や遠心式の場合とはまったく異なっている。その特長と問題点, 歴史的展望等については詳しく説明されているものがあるが^{(18), (19)} ここでは簡単にその概略についてふれておこう。

この送風機は1892年, フランス人モルティエ (Mortier) により発明され, 一時期は炭鉱の排気用送風機として使用されたこともあった。しかし, 今日家庭用小型送風機として急速に普及するようになったのは1950年代初めのドイツのエック (Eck)⁽¹⁾ とラインク (Laing)⁽⁴²⁾ による研究以後のことである。そして現在多くの国特にヨーロッパで実用化されているのは彼らの特許にもとづくものが大部分である。したがって図1-1にはその特徴のあるハウジング形状を代表として示した。

図1-1に示すように, 構造は多翼ファン (シロッコファン) と同様, 内外径比の大きい多数の前向きの円弧翼からなる環状翼列羽根車とそれをつつむハウジングすなわちケーシングと舌部 (もしくは風切り) とから成るが, シロッコファンとの本質的な違いは羽根車の両端面が閉じられていて, 羽根車の約半

数の羽根が大気に開放され、残り約半数の羽根がケーシングにつつまれていることである。このため流れの作動原理は従来のシロッコファンや軸流式や遠心式の送風機とはまったく異なり、羽根車幅方向については、ほぼ一樣な2次元流れと考えるべく、流れは羽根車の軸に垂直な面内を、半径方向に流入し、羽根車を横断する形で羽根車の翼列を2回通り抜けて、半径方向に流出し、長方形断面の出口から吐出される。流れの2次元性のために羽根幅をいくらでも大にできることは、シロッコファンとは決定的に異なる点である。

また図1-1に流線の概略を示すように、羽根車内周近傍の偏心した位置に中心を持つうずの発生が特徴的である。この偏心うずに代表される内部流れはきわめて微妙で、偏心うずは、ハウジングの形状の変化に応じ、またハウジングの形状が一定でも流量の変化に応じて、その時に定まる適当な安定位置にすみやかに移動し、同時に全体の流れの様子が大きく変化する。そして性能も変化する。これもまた他の型式の送風機とは大いに異なる点である。

上に述べたことに関連して、横断流送風機の主な特徴を列挙すれば、次のように要約できる。まずその長所としては

- (1) うずの発生により、うず周辺の流速が加速されることや、流れが翼列を2回通り抜けるため翼列は本質的には2段の役割をし、そのため流量係数 ϕ 、全圧（圧力）係数 ψ_t は他の型式の送風機よりも数倍も大きく、最大流量係数 $\phi_{\max} \doteq 1.5$ 、最大全圧係数 $\psi_{t, \max} \doteq 4$ の程度で、これらの係数に関しては、シロッコファンの約2倍の性能が出ると考えてよい。
- (2) はその構造上のすぐれた特質に基づくもので、特に羽根車幅をいくらでも大きくできることや、入口、出口の断面が長方形であること、装置をコンパクトにできること。正逆両用ファン⁽⁴⁵⁾など、まったく新しいデザインが考えられることは、空調設備に対しては最も適している。

しかし、その欠点としては、

- (1) 舌部がせまいすきまを介して設置されているため、騒音、特にその回転騒音がきわめて大きいことである。現在のところ、その比騒音レベル K ⁽¹⁹⁾は軸流送風機なみで、 $K=50\sim 55$ dBときわめて高い状態である。
- (2) はかなり大きい循環うずが中心を羽根車内周近くに偏心して翼列を横切って存在しているため、多くのエネルギー損失があり、そのため全圧効率 η_t は低く、最高でも $\eta_t \doteq 70\%$ 程度で、普通は $\eta_t \doteq 40\%$ 程度である。

(3) として、横断流送風機の性能は、前に述べたように、羽根車形状以外にハウジングの形状によっても大きく左右されることである。

しかし、以上の欠点は E_{ck} ⁽¹⁾ の指摘するように、小型送風機の場合のようにレイノルズ数の小さい領域ではほとんど問題にならず、むしろその長所が他の型式のファンに比してきわ立ったものになってくる。先のエック・ライニングの送風機は $Q_{max} \approx 1.0$, $\phi_{t,max} \approx 2.0$ 程度で、全圧性能はきわめて低いが、 $\eta_t \approx 60\%$ と効率は高く、騒音もあまり問題にならない。したがって1960年代以後は、我が国においても、冷暖房用機器の普及に伴ない、横断流送風機は多くのメーカーが注目するようになり、現在では冷暖房用ファンユニット、エアカーテン、サーキュレータ、換気扇、ヘヤードライヤー等の小型の家庭用機器の他に、電子計算機関係の冷却⁽⁸⁾、穀物取入れ用のコンバイン⁽³³⁾ など多くの分野で見られるようになった。しかし騒音面の欠点のため大型のものにはまだほとんど使われていない。

1.1.2. 従来の研究と残された問題点

a. 研究対象の分類

従来行なわれてきた横断流送風機の研究は、これを研究対象の面から分類すれば次の4種にまとめられる。

1) は羽根車のみを回転させた場合に生ずる非定常流れの研究である。すなわち羽根車のみを自由空間中で回転させても送風機とはならないが、非対称なハウジングを用いた場合と同様、偏心うずを持つ非対称な流れを生じる。ただし、この流れは全体として羽根の回転方向にゆっくりと回転する。

これについては、山藤⁽⁴³⁾、⁽⁴⁴⁾ は、羽根車の起動時から定常、回転に至る流れを可視化の方法で観察することにより、偏心うずの形成の過程、偏心うず形成限界、羽根車定常回転における非定常流れのフローパターン等を明らかにしている。

2) は、内部案内羽根を持つ横断流送風機の研究である。もともと発明者 Mortier の送風機 (図1-2) は羽根車内部に、軸および案内体を持ち、また羽根車周囲の大部分が非常にせまいすまの舌部およびケーシングにより包まれていることに大きな特徴があった。しかし、Spre-

nger (1938) は、水槽実験によって羽根車内部の偏心うずを発見し、そして内部案内体を除くと同時に内部の軸を除けば性能が向上することを見出した。また Eck⁽²⁾ と Laing⁽⁴²⁾ は、Mortier 送風機における舌部とケーシングのすきまを広げる方が渦は強く形成され、しかも羽根車から吐出された流れが再び吸込み側に逆流するのを防ぐ、いわゆる空気力学的シールとして使用できることを発見した。したがって横断流送風機では現在、羽根車内部には軸を設置することはないが、Laakso⁽³⁾ (1957) が直線の内部案内羽根を用いることにより、 $\psi_{t, \max} > 4$ の性能を得たと報告したことから、内部案内羽根を持つ横断流送風機の研究については、その後も、とくにソ連において続けられており、

Бычков & Коровкин⁽⁷⁾ (1962) は円弧状の数枚の内部案内羽根を用いることにより、 $\varphi \approx 1.5$ で $\psi_{t, \max} \approx 5.2$, $\eta_t = 50\%$ という驚異的な性能を得ている。そして Laakso の送風機と大体同じ形の送風機で実験したところ $\varphi = 0.55$ で $\psi_{t, \max} = 2.0$, $\eta_t = 32.5\%$ の低い性能しか得られず、Laakso の資料の正確さには、疑問があると述べている。村田・志水⁽²⁴⁾, ⁽³¹⁾ は内部案内装置がある場合の流れを理論および実験の両面から研究したが、実験では案内羽根は一枚の方がよく、また得られた性能は $\varphi = 0.5$ で $\psi_{t, \max} = 4$ であり、Бычков & Коровкин らの場合よりも低く、内部案内羽根についてかなり多くの問題点が残されている。

3) は、Eck⁽⁶⁾ (1960) により提案された揺動羽根を持つ横断流送風機の研究である。羽根の各々が異なった位相で揺動運動をする揺動羽根車の場合には、普通の横断流送風機の場合と違って、偏心渦は完全に羽根車の内部にあるので、偏心渦が翼列を横切ることがない。したがって効率が、かなり上昇する。また流れの任意の方向転換が可能となる。

鳥井・井手ら⁽³⁶⁾, ⁽³⁷⁾ は、揺動羽根を持つ横断流送風機の流れの機構を水槽実験により研究した。しかし揺動羽根については研究が始まったばかりで、不明な点が多く残されている。

4) は内部案内装置を持たない普通の形の横断流送風機の研究であり、Eck の研究に始まる最も基本的な方式の送風機を対象とするものである。ところで横断流送風機は、現在では家庭用小型送風機の代表的なものに

なっているが⁽¹⁵⁾、⁽²¹⁾ 実際の冷暖房用ファンユニットとして組み込まれる場合にはできるだけファンの寸法を小さくするとか、吸込流れの方向に無理な制約を与えるとがの種々の問題が生じてくる。そのために各メーカーにおいても研究が行なわれており、たとえば沢井・福永⁽²⁹⁾ は吸込口障壁の影響について研究し、ファン吸込側における羽根車への流入に至るまでの流線の変化は流れの変化をきたし、特性に及ぼす影響が大きく、ファンを格納する製品の外板を単純な吸込の抵抗として論じ得ないことを示した。また沢井・前川⁽⁴⁵⁾ は、収納面が制約された場合について正逆両用可能なクロス・フロー・ファンの構造について研究し、ハウジングの半径方向長さは、羽根車外径程度は必要であると述べている。Коровкин⁽²³⁾ もハウジングの出口ディフューザ部の長さ (l_{diff}) について調べているが、短いディフューザ ($l_{diff} = D_2$) をつけた場合には静圧係数の低下を生じるが、全圧係数は、ほとんど変化しないと述べている。またТурбин⁽³³⁾ は穀物取入れ用のコンバインとして横断流羽根車を用いる場合について、その作動に及ぼす吸込側の傾斜板の位置の影響について触れている。そして $l \geq 0.25 D_2$ の距離にある傾斜板は全圧係数と流量係数には、本質的な影響を与えないと述べている。さらに村田ら⁽²⁷⁾ は、吸込側にハウジングを持つ横断流送風機について研究しているが、その結論は、吸込側のハウジングはない方がよいということであった。

さて以上の各種横断流送風機のうち本論文の対象は(4)の内部案内装置を持たない、吸込側開放の横断流送風機に限ることとする。

b. 横断流送風機の各種性能曲線

前述のように横断流送風機は、遠心送風機などに比べると、きわめて複雑で羽根車の幾可学的な形状ばかりでなく、ハウジングの各部の形状をわずかに変更しても、空気力学的特性が著しく変わる。また性能曲線に大きな不安定領域 (φ の増加とともに ψ_t が大になる部分) を生ずる可能性がある。そこで良好な性能を得るための種々の型の送風機が考案されている。ここではその代表的なものについて述べる。まず第1は図1-1に示した特徴的な舌部を持つ Еск/Laing の送風機である。Ескは、ハウジングによって偏心うずを制御するという考えから各種の実験を行ない、図1-1

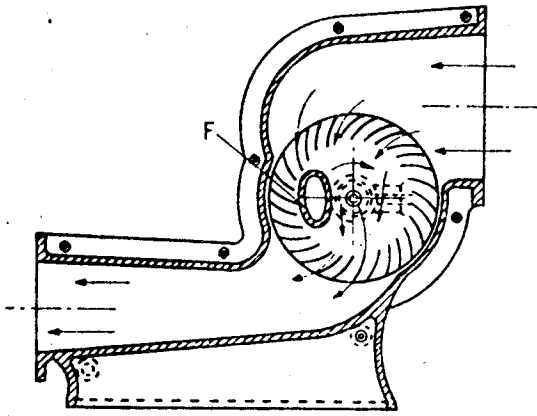


図 1-2. Mortier 送風機

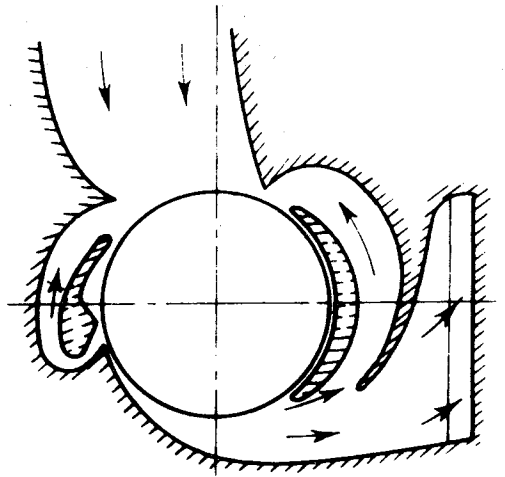


図 1-3. Coester 送風機

のハウジングを得たが、その性能曲線は、不安定領域を持ち、また性能も低い。

Coester⁽⁵⁾ は、Eck の考えをさらに進めて特殊なポケット状の舌部とケーシング (図 1-3) により循環うずを積極的に作り出すことを考え小流量高圧力の性能を持つ送風機を開発したが構造が複雑であるため実際にはあまり製作されていない。その後も高性能、安定性能の送風機が種々考案されている。安定な性能を持つ送風機としては図 1-4 の Dätwyler⁽⁹⁾ 図 1-5 の Zenkner^{(10), (28)} の送風機がある。

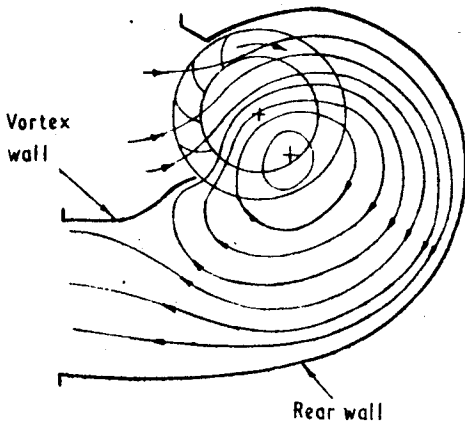


図 1-4. Dätwyler 送風機

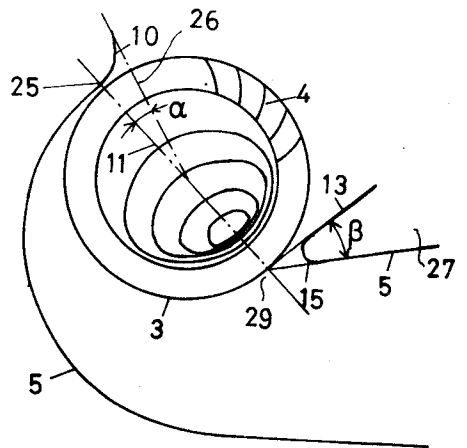


図 1-5. Zenkner 送風機

すなわち Dätwyler は、多段送風機として使うためには安定特性を得る必要があると考えた。そして図 1-4 に示すように直線もしくは S 字状の板状舌部と平均流速が 180° 曲げられるような吐出空間のきわめて広いスパイラルケーシングを用いれば、締切圧力の高い、いわゆる安定右下りの性能曲線が得られると報告している。また Zenkner は、図 1-5. に示すように、吸込弧と吐出弧をほぼ等しくし、くさび形状の舌部とかなり吐出空間の広いケーシングを用いれば、安定右下りでかつ高い性能の曲線が得られると報告している。

上述の Eck, Zenkner, Dätwyler の送風機によって図 1-6. に示すように、右上りから右下りまでの各種性能曲線が得られるが、村田・井家上⁽¹⁹⁾ は、同一の羽根車について、ハウジング形状を変化させることにより図 1-6 と同様の種々の性能曲線が得られることを示した。(図 1-7)

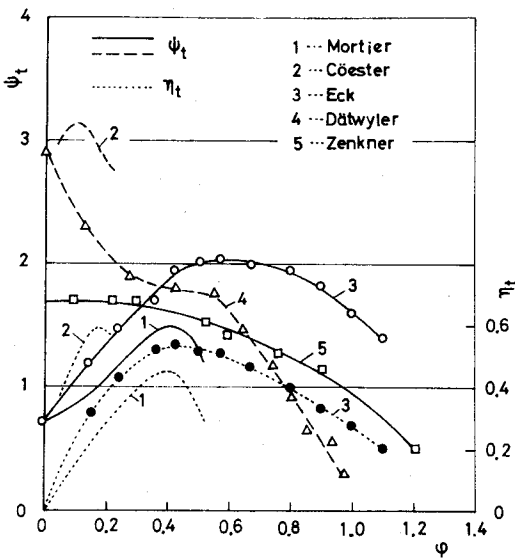


図 1-6. 各種送風機の性能曲線 (Eck (1), Coester (5) による)

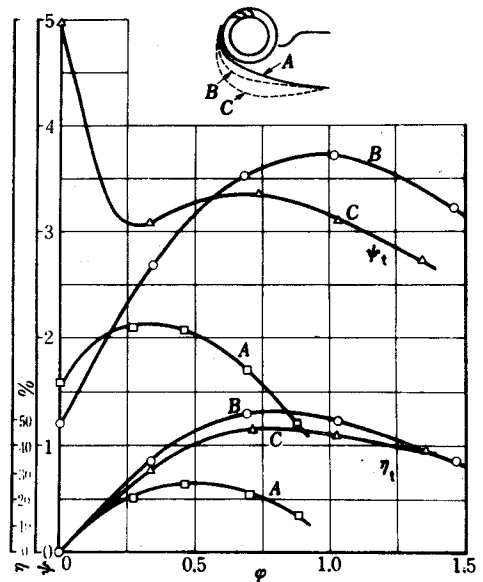


図 1-7. 横断流送風機の性能曲線 (村田・井家上⁽¹⁹⁾による)

c. 送風機の性能の問題点

なお送風機の性能としては、全圧、効率、騒音の 3 つの面を考えるべきであるが、各性能についての各部形状の影響は、異なると考えられる。効

率については一応参考までに測定されている場合が多く、現在、効率が低いけれども、これがどの程度上昇できるかという効率の限界について、あるいは大きい損失はどこで生じているかという損失の配分についてはほとんど研究されていない。また騒音については、現在では横断流送風機の大型化を妨げている最大の原因になっているため（さらに騒音の低減の可能性も大きい）最も解決を急がねばならぬ問題であるが、これについては村田・井家上⁽¹³⁾、⁽¹⁹⁾が若干の特徴を明らかにしただけで、他に研究例は見られない。

そして現在のところは主として全圧性能や安定性能が問題になっている。

d. 各部形状パラメータの影響

羽根車の性能に及ぼす影響は、きわめて大きく、設計の悪い羽根車はいかにハウジング形状を選んでも性能は、良くはならないが⁽¹⁹⁾、後述のように羽根車の形状パラメータの最適値の大体については、ほぼ定まっていると思われる。なお羽根車に関しては、羽根の形状を2円弧とか他の形で表わせば、また異なった性能が得られる可能性もあり、また1円弧の場合でも羽根車を大型にした場合、すなわち外径の影響とか、あるいはエアーカーテン等で幅比を非常に大きくした場合の流れの片寄りなどの問題が考えられるがこれらについての研究は、まだ行なわれていない。

一方ハウジングの影響は、羽根車の影響について大きい。すなわち、上記の最も一般的な羽根車についても、ハウジング形状によって性能が大幅に変化する。ハウジングの影響については、以前の論文は大部分 Eck のハウジングについて各部形状の最適値を調べたものであるが、これについては寸法の記載がなく、また性能も低いので重要ではない。村田・井家上⁽¹⁹⁾は図1-7に示した板状の舌部を用いて、舌部の位置、形状、ケーシングの大きさ、吐出弧と吸込弧の長さの比等により性能が大幅に変化することを示した。また生井ら⁽²⁶⁾、⁽³²⁾も板状舌部を持つハウジングについて2、3実験を行ない、舌部形状とケーシング形状の間には相関関係があること、すなわち吐出し側ケーシング形状は舌部形状に応じてそれぞれ最適の形状を選ぶ必要があり、現象はきわめて複雑であることを指摘した。しかし、生井らの用いた羽根車は、内径の小さいもので、内部うずが充分発達できず、このため ψ_t の値が小さい。また最近 Porter & Markland⁽³⁰⁾は、

種々の興味ある指摘を行なっている。まず Eck のハウジングに対し、そのポケット部を除き、単純な舌部にした方が性能が大幅に向上することを示し、さらにケーシングについても Dätwyler の型に注目し、さらに系統的な研究の必要性について述べている。

e. 横断流送風機の内部流れの測定

さて羽根車内部の流れについては Eck の型のハウジングについて Eck⁽¹⁾, Tramposch⁽⁸⁾ らの水槽実験があり、また Coester⁽⁵⁾ はピトー管を用いた空気実験により羽根車内、外周上の全圧分布を求め、前述したポケット部による流れの改善の効果を示した。そして偏心うずのコア部は、死水域と見なして無視し、羽根車内周上に中心を持つ自由うずのモデルを考えた。これは羽根車内部の流れの第 1 近似として用いられる。Irberg & Sadeh⁽¹⁴⁾ は、3 孔ピトー管を用いた空気実験により羽根車内部の流れを詳細に測定し、偏心うず中の強制うずの大きさおよび中心の位置を測定し、羽根車内部の流れは、自由うずに囲まれた強制うず、すなわち組合わせうず（ランキンうず）という主要部の流れと羽根の境界条件を満たすためのポテンシャル流れとの和から成るモデルを考えた。なお上述の流れの測定は羽根車幅の中央横断面内におけるものであるが、羽根車幅方向の流れについては Турбин⁽³³⁾ は送風機出口の速度場は、幅方向にはほぼ一様であるが高さ方向にはハウジング形状によって種々異なると報告している。しかし轟⁽¹⁶⁾ は、5 孔ピトー管を用いた空気実験により羽根車内部および外部の円周上で流れを測定し、そこでの速度三角形は回転数が変わっても相似であるが、流れは中央横断面以外は壁面に平行ではないと報告している。また小泉ら⁽³⁰⁾ は、大流量域における横断流送風機の特性の急変の現象を見出し、この現象は、横断流送風機に固有のものであることを示し、またその原因は、うずの崩壊によるものであると報告している。この問題については、さらに検討する必要があると思われる。

なお横断流送風機の内部流れについては、偏心うずの移動を考慮する必要がある。Preszler & Lajos⁽⁵²⁾ は、Eck 型のハウジングについて、 $\varphi = 0.85, 0.6, 0.25$ の各場合について羽根車内外の流れを詳細に測定して流線、等エネルギー（全圧）線を描き、羽根車内部のうず度、乱れ度の分布を測定している。しかし、Eck のハウジングではうずの移動がほとんど

ないので、あまり一般的ではない。村田・井家上⁽¹⁹⁾、⁽²²⁾は、水槽実験によりうずが羽根車の内周上を周方向に大きく移動する例を示し、また熱線プローブを翼間に取りつけた空気実験⁽²⁰⁾により、性能曲線に対するうずの移動について2、3の特徴を明らかにした。

しかし、性能曲線の形と流れとの関係については、定量的な測定には至らなかった。同様なことはPorter & Markland⁽³⁹⁾によっても実験されている。すなわち前述のようにDatwyler型のハウジングに注目し、性能を向上するためには、Eckのハウジングのようにうずを固定させるよりも周方向に自由に動けるようにすべきであると考えて、単純な直線状舌部と、らせん形ケーシングを用いた水槽実験により、その改善の効果を示している。

以上が性能おれび流れについての従来の実験的研究の概要である。

f. 横断流送風機の理論的研究

横断流送風機の流れの理論的研究としては、まずEck⁽¹⁾は、羽根車を直線翼列に置き換えて、羽根車入口、出口の速度三角形の考えにより、吸込側の流れの施回方向を考慮して、 $\psi_t = 4$ 程度の性能が得られるとしたが、これによると羽根角度の影響は、ないという結果になり、実験とは合わない。羽根車内部の流れをポテンシャル流れであると仮定し、環状翼列としてはじめて理論的に解析を行なったのは、Coester⁽⁵⁾である。彼は羽根車内部の流れは、円周上に中心を持つ自由うずにより表わされるとした。これは前述したように流れの第1近似として使われるが、これ以上の進展はない。Coesterのポテンシャル流れの仮定の下、さらに進んでポテンシャルうずが、羽根車内任意の位置にあるとして、羽根車の外周羽根角・内外径比また簡単な直線ケーシングを考慮してより総合的な解析を行なったのは、村田・井家上⁽¹¹⁾、⁽¹²⁾、⁽¹⁷⁾である。そしてうず位置をパラメータとした理論性能を求めている。これによると、うずが径方向に動くよりも周方向に動く方がより高い性能が得られることが示されるが、まだ実際の性能を予測するには至っていない。また解析にあたっては、うず中心の位置は初めから与えられたものとして扱い、うず中心がどのように移動し、ハウジング形状とどのような関係にあるかということは今後の課題として残した。

ポテンシャル流れの仮定を離れ，羽根車内部の流れは，組合わせうずすなわち自由うずと囲まれた強制うずと，羽根車内周上の境界条件を満たすように決められた周期ポテンシャル流れとの和として示したのは，Ilberg & Sadeh⁽¹⁴⁾であるが，周期ポテンシャルは1つの場合の実測値にありのように，フーリエ級数で求めたもので一般的ではない。また性能に関しては何ら言及していない。Lajos & Preszler⁽⁴⁷⁾，⁽⁵³⁾は，前述のように羽根車をうず分布で置き換え，流れはこのうず分布およびその流出うずによる流れと角をまわる流れとの3つの和より成るといふ流れのモデルを提案しているが，この場合には実際には存在している偏心うずが生じないという欠点があり，角をまわる流れの角度をどう与えるかということも問題である。

以上のように理論についても十分なものは得られていない。

1.1.3. 本研究の目的

前述のように現在横断流送機の研究は理論面での進展がないが，このためにはさらに十分な基礎的な実験研究が必要とされている。すなわち(1)ハウジング形状の性能に及ぼす影響を明らかにすること。(2)性能曲線の形と内部のうずの挙動との関係を明らかにすることがそれである。

したがって本論文では，ハウジング形状が送風機内の流れおよび送風機性能に及ぼす影響を実験的に明らかにする。

さてハウジング形状の性能に及ぼす影響を知るためには，2つのアプローチの方法が考えられる。1つは，数多くのハウジングについて性能を測定することにより，統計的な処理によってその間の法則性を知る方法である。このためには広範囲にわたる系統的な実験が必要であるが，従来はそれらの形状の多様性と影響の複雑さのために，系統的な実験は，ほとんど行なわれていない。すなわち従来の研究は，たまたま高性能を得たファンのハウジングの1つの形状について発表したものが多く，また寸法の記載に不明な点も多く，それらの資料を利用することができない。

他のアプローチの方法は，特徴的な性能を示すハウジングについて送風機の流れを詳細に測定し，流れの特徴を明らかにすることによってハウジングの影響を知る方法である。この方法は，困難であり現在のところあまりうまく行っ

ていない。しかし、ハウジング形状の変化による性能の変化は、送風機の内部流れの挙動（特に偏心うずの移動）とは密接に関連していると思われるので、送風機の内部流れの状態および内部流れの挙動についても十分研究しておく必要がある。したがって、本論文では研究は以下の3段階に分けて行なった。

すなわち(1)まずハウジング形状を系統的に変化させることにより種々の形の性能曲線を作り出し、何が最も主要なパラメータであり、そのパラメータは性能にどのように影響するかを明らかにする。そしてこれが、一般のハウジングについても十分適用性のあることを明らかにする。(第3章) (2)は、1つのハウジングについて内部流れの状態を種々考察する。すなわち流れの流入、流出の状態、内部流れの機構、全圧性能や効率性能などをピトー管により測定した全圧分布や熱線プローブにより得られる翼間相対流速の熱線出力波形を用いて種々の考察をする。そして羽根車内周上の全圧分布の形によって内部流れが十分把握できることを示す。(第4章) このようにして、流れの一般的な特性を明らかにした後、(3)は、この内部流れがハウジング形状を変化させたときにどのような挙動を示すかを研究する。すなわちハウジング形状の影響の流れの面からの考察である。具体的には(1)で明らかにした主要な形状パラメータを変化させることにより代表的な性能曲線を作り出し、この時の羽根車内周上の分圧分布の変化から内部流れの挙動を調べる。そして流れの測定から(1)の一般性への適用の根拠をさらに拡げる。(第5章)

なお、研究の対象とした横断流送風機は、吸込側が開放でかつ内部案内装置は持たない。また羽根車は、一円弧翼から成る板金製の羽根車であり、ハウジングも板金製で板状の舌部を持つハウジングである。

1.2 各章の概略

1.2.1 実験装置および測定方法(第2章)

本章では、空気実験における装置の構成、実験に用いた羽根車およびハウジングの形状と性能および流れの測定の方法について述べている。

ハウジングとしては、単一円弧(半径は羽根車の外径に等しい)と直線より成るハウジング(舌部も直線)(これを基本形ハウジングと名付ける。)とその他一般形状のハウジングを代表する数種のハウジングを用いている。基本形

ハウジングによって前述の Eck , Zenkner , Datwyler の代表的な性能曲線 , あるいは村田・井家上の得たような種々の形の性能曲線が得られる。流れの測定には外径 4ϕ の円筒型 3 孔ピトー管を用い , また適宜外径 1ϕ の円筒型単孔ピトー管を用いた。また羽根車幅の中央横断面内の翼間に熱線プローブを取りつけて , 翼間相対流れを測定したが , 本研究では , うずの中心位置と流れの変動の程度がわかればよいと考えて , 熱線の検定は行なわず , 同一設定条件における熱線出力のシンクロスコープ写真の比較により流れを考察した。

1.2.2. ハウジングの各部形状が送風機の全圧性能に及ぼす影響 (第3章)

本章ではまず羽根車直径による相似則を確認し , 次に基本形状のハウジングについて舌部 , ケーシングそれぞれの影響を調べ , またその結果をさらにくさび形舌部や折線形舌部あるいは一般の形状のケーシングを用いて種々検討した結果 , 主要な形状パラメータを導く過程を述べている。すなわち基本形ハウジングとくさび形舌部を持つハウジングとの比較から舌部の吸込側の傾き角が重要であることを示した後 , 吐出高さ一定で先端部が折線の舌部ですきまおよび傾き角を変化させた場合と , 基本形ハウジングの場合との比較から舌部のすきまおよび傾き角が主要な形状パラメータであることを示し , そしてこの主要パラメータに比べれば吐出高さの影響は , 小さいことを示した。また基本形ハウジングにおけるケーシングの巻き始めの位置の影響は , 小さいことを述べ , これと吐出高さの影響が小さいことの 2 点から , 吐出方向を基準としたある角度の位置で代表される部分のケーシングの大きさ , すなわち r ($\theta = 240^\circ$) が主要な形状パラメータであることを明らかにした。

1.2.3. 横断流送風機の内部流れ状態 (第4章)

本章では , まず羽根車幅方向の流れの 2 次元性を確認した後 , 羽根車幅中央横断面内における流れの測定結果から , 横断流送風機の内部流れ状態に関して種々の考察を考へた。すなわち , 1 つのハウジングを選んでまず全体の流れの流線 , 静圧分布 , 全圧分布 , 羽根車内 , 外周上の流速および圧力分布から内部流れはポテンシャル流れの領域 , 強制うずの領域およびその中間の領域に区分できることを示し , さらに羽根車内周上の全圧分布から一般には , 2 つの強制うずを考へるべきであることを述べた。次に翼間相対流の熱線出力波形や羽

根車内，外周上の速度三角形と前述の流線との対応から羽根車の各部について流れの流入，流出の状態を考察した。さらに羽根車内周あるいは，うず中心を通る直径上の流速や圧力の分布から強制うずの強さ，大きさを求める簡単な式を導き，これを用いて流量変化に伴う偏心うずの挙動を考察した。

さらに羽根車内，外周上の流れの測定結果から送風機の全圧性能や羽根車の効率を求める計算方式を確立し，以上の諸式から羽根車の各部についての局所全圧効率や羽根車の全圧効率を計算して，効率の問題について若干のアプローチを試みた。このように流れの測定結果から性能，効率を求める場合には，正しい測定が必要であるが，流れの測定中にピトー管をある位置に設置した場合，流れが急激に変化し，性能が大幅に低下する現象が判明した。そしてこのピトー管の影響を生じさせないように1φの単孔ピトー管を3孔ピトー管として用いる方法についても考察した。

本章の結果として羽根車内周上の全圧分布によって内部流れ状態を把握できることがわかった。

1.2.4. 圧力-流量曲線と内部流れの挙動(第5章)

本章ではハウジングの主要な形状パラメータを変化させた場合について，羽根車内周上の全圧分布を用いて，圧力-流量曲線の形と内部流れの挙動との関係を明らかにし，第3章で得られた結果の一般性の根拠をさらに広げた。すなわちまず舌部のみ用いた場合にも安定した流れが生じることに着目した。この場合，舌部の傾き角によって熱線の出力波形の形には，それぞれ特徴のあることを示した。次にハウジングの完備した場合について舌部の傾き角を変化させた場合の羽根車内周上の全圧分布と翼間相対流の熱線出力波形とを舌部のみ用いた場合のそれらと比較することにより，舌部傾き角の影響を流れの面から解明した。そして流れの面から考えて，性能曲線は， $\phi < 0.3 \sim 0.4$ の小流量域と $\phi > 0.3 \sim 0.4$ の中，大流量域に分けて考えねばならないことを示した。さらに舌部のすきまを変化させた場合やケーシング形状を変化させた場合についての流れから，中大流量域では普通の大サイズのハウジングでは舌部の影響がかなり支配的であること，また小流量域では吐出弧とケーシングの大サイズの両者が性能および流れに影響することを示した。さらにその影響の仕方についても調べた。

なおケーシング形状の影響については基本形状のハウジングの場合と別の2つの設計方式による一般形状のハウジングの場合との流れの比較から第3章の結果の一般性の確認を行なった。

結果として、流れの面から考えれば舌部とケーシングのいずれを変化させても得られる性能曲線の形と内部流動状態の間には、一定の関係のあることがわかった。

1.3 記号

本研究で用いたおもな記号は、次のとおりである。

D : 直径 (mm)

D_1, D_2 : 羽根車の内径および外径 (mm)

h : ケーシングの吐出高さ (mm)

L : 羽根車幅 (mm)

n : 羽根車の回転数 (rpm)

p : 圧力 ($mmAq$ or Kg/m^2)

p_s, p_t, p_v : 静圧, 全圧および動圧 ($mmAq$), $p_v = \frac{\rho}{2} v^2$

$(p_t)_0$: 強制うず中心における全圧 (静圧でもある) ($mmAq$) (図4-16)

$(p_t)_1$: ポテンシャル流れ領域における全圧 ($mmAq$) (図4-16)

Δp_t : 1つの流線上で羽根が与える全圧上昇 ($mmAq$)

$(\Delta p_t)_{th}$: 1つの流線上で羽根が与える理論全圧上昇 ($mmAq$)

Q : 送風機の吐出流量 (m^3/s)

q : 羽根車幅中央単位幅当りの送風機の吐出流量 (m^2/s)

R : ケーシング円弧部の曲率半径 (mm) (図2-8)

R' : 円形うずの円の半径 (mm) (図4-15)

R'/f : 強制うずの境界における R' (mm) (図4-15)

r : 半径方向の座標 (mm) (図2-16)

r_1, r_2 : 羽根車の内半径および外半径 (mm)

r_5, r_6 : 測定円5および6の半径 (mm) (図4-19)

r_A : 偏心うず中心の座標 r (mm)

r_K : 測定円の半径 (mm) (図2-16)

- r ($\theta=240^\circ$) : $\theta=240^\circ$ におけるケーシングの大きさ r (mm) (図2-9)
- w : $2\pi rn/60$ (m/s)
- w_1, w_2 : 羽根車の内周および外周上の周速度 (m/s)
- w_5, w_6 : 測定円5および6上で考えた速度 w (m/s)
- v : 流速 (m/s)
- v_f : 強制うずの境界における流速 v (m/s) (図4-15)
- v_r, v_θ : 流速 v の r, θ 方向の成分 (m/s)
- w : 羽根車に対する相対流速 (m/s)
- α : 単一円弧ケーシングのすきま最小の位置とケーシング先端間の部分が羽根車中心に対してなす角 (度) (図3-18)
- β_1, β_2 : 羽根車内周および外周羽根角 (度) (図2-7)
- β'_1, β'_2 : 羽根車内周および外周上における流れの相対流入あるいは相対流出角 (度) (図4-12)
- Γ : 円形うずの円上で考えた循環 (m^2/s) (図4-15)
- γ : 空気の比重量 (Kg/m^3)
- δ_2 : 舌部を構成する平面がその先端における羽根車の周方向となす角 (度) (図2-8)
- δ'_2 : 舌部を構成する吸込側平面がその先端における羽根車の周方向となす角 (度) (図3-11)
- $(\delta_2)_{opt}$: 1つのケーシングについて δ_2 を変化させた場合の δ_2 の最適値 (度)
- ϵ_1, ϵ_2 : ケーシングおよび舌部の先端部の最小のすきま (mm)
- η : 羽根車の局所全圧効率 (羽根車幅中央横断面内) [式(4-23)]
- η' : 羽根車の全圧効率 (羽根車幅中央横断面内) [式(4-27)]
- η_t : 送風機的全圧効率 [式(2-7)]
- η'_t : 送風機的全圧効率 (羽根車幅中央横断面内, ハウジング吐出口) [式(4-31)]
- η''_t : 送風機的全圧効率 (羽根車幅中央横断面内, 測定円6上) [式(4-33)]
- Θ : ケーシング円弧部のすきま最小の位置までの中心角 (度) (図2-8)

θ : 吐出方向を基準として羽根車の回転方向に測った角 (度)
(図 2-16)

θ_2 : ケーシングのすきま最小の位置を基準とした場合の舌部先端の
取りつけ角 (度) , $\theta_2 = \delta_2 + \Theta$ (図 2-8)

θ_A : 偏心うず中心の角 θ (図 2-16)

θ_C : ケーシング先端の角 θ (図 2-16)

θ_D : 吸込と吐出の変換点の角 θ (図 2-18)

θ_d : $\theta = 270^\circ$ を基準とした場合の舌部先端の取りつけ角 (度) ,
直線状舌部の場合は $\theta_d = \delta_2$ (図 2-8)

θ_M : 循環うずの境界の測定内 5 あるいは 6 上での角 θ (度) (図 4-4)

θ_V : 舌部先端とうず中心のなす角 (度)

$$\theta_V = \theta_Z - \theta_A \quad (\text{図 2-16})$$

θ_Z : 舌部先端の角 θ (度) (図 2-16)

ρ : 空気の比質量 ($\text{Kg s}^2/\text{m}^4$)

φ : 送風機の流量係数 [式 (2-1)]

φ' : 羽根車幅中央単位幅当りの送風機の流量係数 [式 (4-30)]

Ψ : 流れ関数 (m^2/s)

ϕ_t : 送風機の全圧係数 [式 (2-1)]

$\phi_t (\varphi=0.6)$: $\varphi = 0.6$ における ϕ_t

$\phi_t (\varphi=0)$: $\varphi = 0$ における ϕ_t

$\phi_{\text{open}}, \phi_{\text{close}}$: ダンパ全開時および全閉時の ϕ (図 1-7)

$\phi_{\text{max}}, \phi_{\text{min}}$: $\phi_t - \varphi$ 曲線のダンパ全閉時を除く部分での極大値および極小
値

ω : 羽根車の回転角速度 ($1/\text{s}$)

ω_f : 強制うずの角速度 ($1/\text{s}$)

添字 * : 無次元量, たとえば $v^* = v/u_2$, $p^* = p/\frac{\rho}{2} u_2^2$

第2章 実験装置および測定方法

2.1 緒言

横断流送風機の吐出流れは、羽根車の幅方向にはほぼ一様な流れであるが、高さ方向については一様でない。そして高さ方向の静圧分布が一定になるまでにもかなりの距離を要する。したがってどこまでがハウジングで、どこからダクトであるかがはっきりしていない。しかしこの問題についての規約はないので、本論文では、羽根車中心から $1.5 \sim 2.0 D_2$ の位置をハウジング出口と考えこの位置における性能を JIS B 8330 に準じて測定した。

なお本研究では、ハウジング形状を種々変化させるので吐出高さが種々変化する。さらに、これらの取りつけ取りはずしを迅速に行なうために種々の工夫が必要である。その他ピトー管による流れの測定では、羽根車を片持ちにする必要がある。また熱線による翼間相対流の測定の際にはまた別の測定装置が必要である。これらについても種々の考案を行なった。

2.2 実験装置

2.2.1 実験装置の構成

横断流送風機の実験装置の概略を図2-1に示した。実験装置は、羽根車と

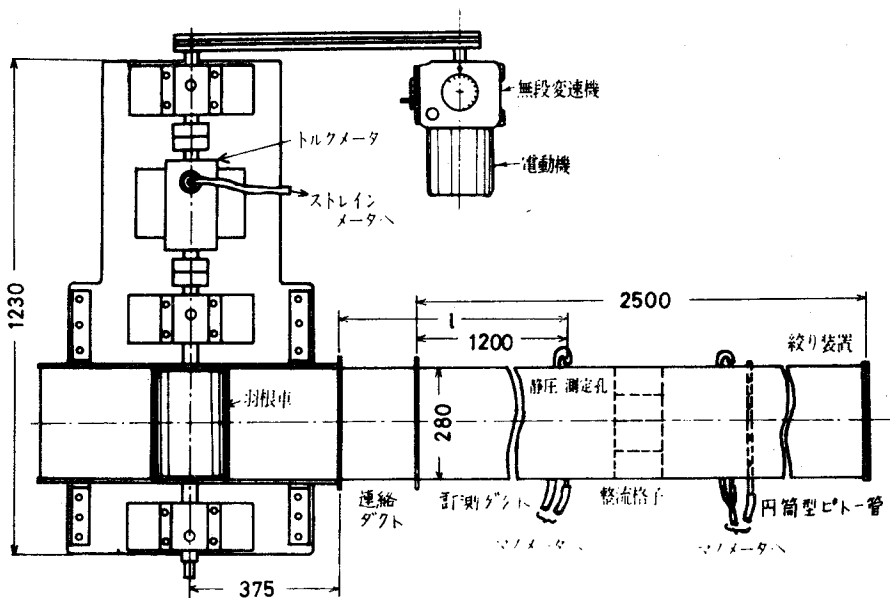


図2-1. 実験装置の概略

それを包むハウジング（舌部およびケーシングの組み合わせ）・連絡ダクト，計測ダクトより構成されている。ここでピトー管による流線測定と熱線による翼間相対流の測定がいずれも可能なように側板の部分は，種々な目的に用いることができる構造になっている。

すなわち流線測定の場合は，羽根車を片持ちにする必要があるため，羽根車の自由端となる側のベアリングボックスは，取りはずし可能である。（図2-2）また，翼間相対流測定の際には，回転する翼に取りつけた熱線プローブのリード線を導くためにベアリングボックスのかわりに水銀接点のスリップ・リング（スイスVibrometer社製）を取りつける。

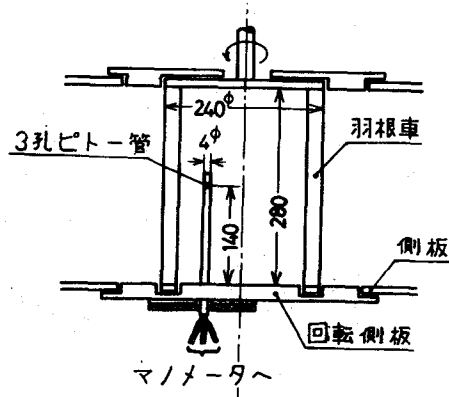


図2-2. 3孔ピトー管による流線測定

（図2-3）そして羽根車の自由端は，羽根の形の切り込みを入れたアクリ

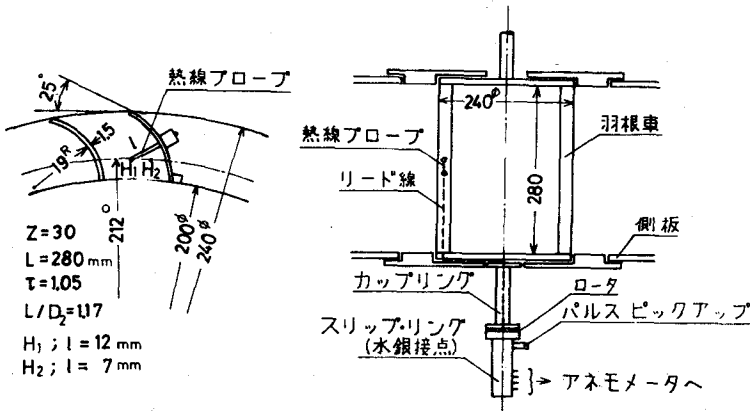
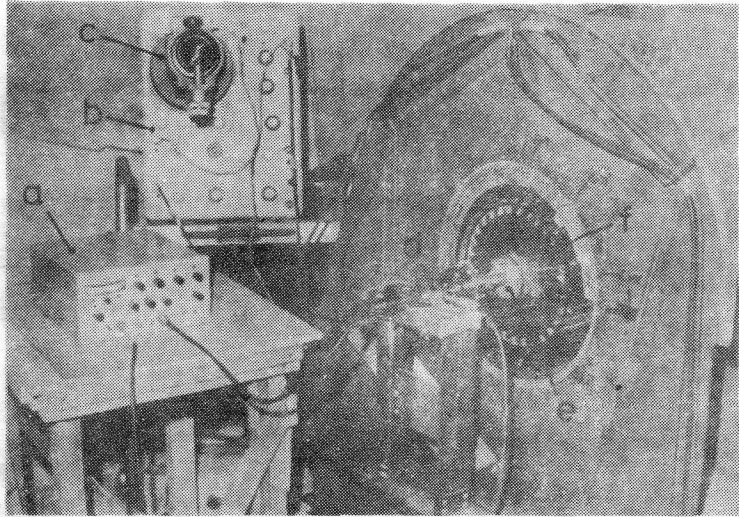


図2-3. 熱線プローブによる翼間相対流の測定

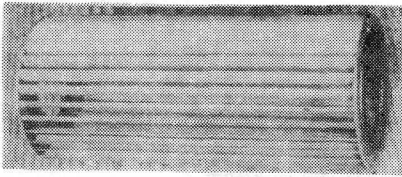
ル板（厚さ10mm）をはめ込み，これとスリップ・リングのロータとをフレキシブルなカップリングで連結する。（図2-4）

実験に用いた羽根車は，板金製で幅 $L = 280\text{mm}$ で外径が $D_2 = 120\text{mm}$ と $D_2 = 240\text{mm}$ の2種である。（図2-5） $D_2 = 120\text{mm}$ の羽根車は，羽根車の両端で支持されるが， $D_2 = 240\text{mm}$ の羽根車は，片持ち支持で，羽根の自由端は

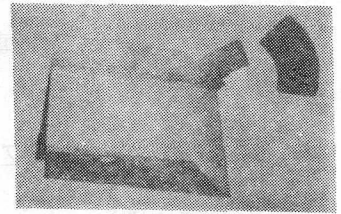


- a. 熱線風速計 b. シンクロスコープ c. 接写装置
 d. スリップリング e. カップリング f. アクリル板

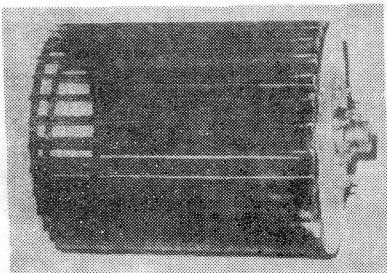
図 2 - 4. 翼間相対流れ測定装置写真



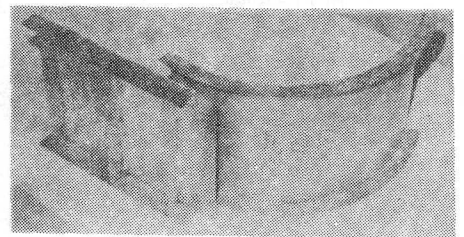
(a) $D_2 = 120\text{mm}$, $L = 280\text{mm}$



(a) 直線舌部



(b) $D = 240\text{mm}$, $L = 280\text{mm}$



(b) ケーシング (直線部
および円弧部)

図 2 - 5. 羽根車写真

図 2 - 6. 基本形ハウジング写真

鋼のリングで固定している。

ただし、いずれの場合も羽根車の軸方向すきまは0になるような構造にしてある(図2-2参照)。

すなわち、羽根の幅は側板間隔に等しい。なお実際の実験の際には、 $D_2 = 120\text{mm}$ ではハウジングは上側吸込みで、 $D_2 = 240\text{mm}$ では下側吸込であるがこの場合底板と羽根車との間隔は D_2 以上あり影響はまったくなかったため⁽³³⁾、ハウジングはすべて上側吸込として描いている。図2-6には実験に用いたハウジングの一例を示す。これは円弧と直線から成る最も単純な形状のハウジングの場合である。なおハウジングはすべて厚さ0.4~0.5mmのブリキ板で出来ている。実験では各種ハウジングを用いるため迅速に取りつけ、および取りはずしの必要がある。このため両側の側板の内側に位置決めのためのブリキ板を固定しておき、それにハウジング形状をあらかじめ描いておき、その位置にハウジングの構成要素をガムテープ、ビス等で固定する。舌部のすきまの設定にはさらにすきまジグを用いることに、より正確を期した。また側板は、図2-4の写真のように一部羽根車軸のまわりに回転できる回転側板から成っている。

回転側板にピトー管を取りつければ、羽根車の30mm外部の領域内では、任意の角度における流れの測定が可能である。なおピトー管の支持には、ユニオンジョイントを利用した。

2.2.2 供試羽根車の形状

横断流送風機の羽根車の形状は、シロッコファンのそれとよく似ている。すなわち、内外径比の大きい、多数の前向きの円弧翼から成っている。内部案内装置によってモーメントが与えられない場合には、内周羽根角 β_1 は、理論的には 90° が最適であり⁽¹⁹⁾大部分はこの値が採用されているが、実際にはすべりがあるため、これと異なってくる。羽根車の形状パラメータの最適値について比較的くわしく研究したものにТурбин⁽³³⁾、Preszler & Lajos⁽⁴⁶⁾らの研究がある。これらの結果をまとめると、内周羽根角 $\beta_1 = 90^\circ \sim 97^\circ$ 、外周羽根角 $\beta_2 = 22^\circ \sim 30^\circ$ である。(ただし羽根角としては図2-7に示すように羽根車の内、外周において羽根に引いた半径方向外向きの接線と羽根車の周方向とのなす角で定義する。)また内外径比 $D_1/D_2 = 0.80 \sim 0.86$ 、羽根数 Z の最適値は、節弦比(pitch chord ratio) $\tau = \frac{p}{c} = \frac{\pi D_2}{Zc}$ (p は翼列のピ

ッチ, c は翼弦長)によって整理することができ⁽⁵⁴⁾, $\tau = 0.94 \sim 1.0$ である, ただし D_1/D_2 の値については上記の値よりもかなり広い範囲にとっても, 性能はそれほど低下しないようである。

また羽根車幅 L については КОРОВКИН ⁽²³⁾

の研究があり, 幅比 $L/D_2 > 1.0 \sim 1.5$ であれば L による性能の低下はなくなると報告されている。そこで本研究では図 2-7 に示すように, 上の条件をすべて満たす形状・寸法であり, 羽根車外径の異なる 2 種類の羽根車を用いて実験を行なった。いずれの羽根車も $L = 280 \text{ mm}$, $Z = 30$, $\beta_1 = 90^\circ$, $\beta_2 = 25^\circ$ の圆弧翼羽根車で幾可学的形状は, ほぼ相似である。なお羽根車の回転数 n については, 性能の相似則は, ほぼ

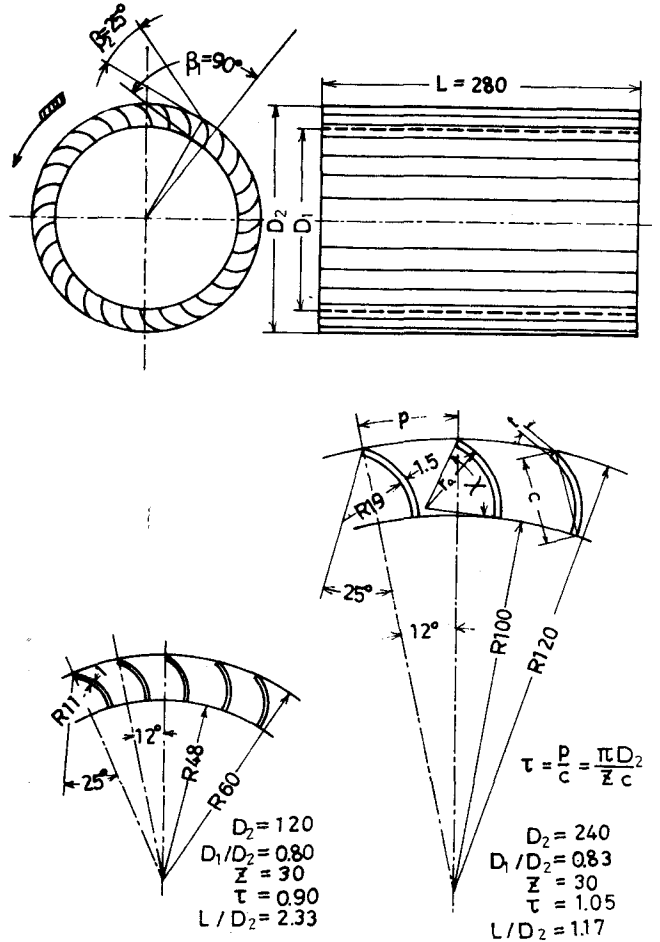


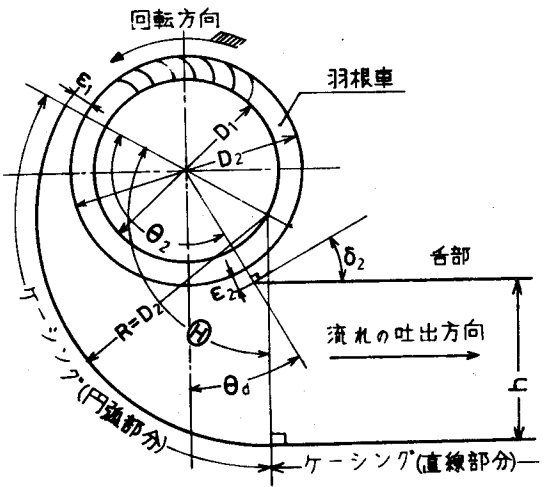
図 2-7 供試羽根車の形状・寸法

成立すると考えてよいので⁽¹⁴⁾, ⁽¹⁶⁾ $D_2 = 120 \text{ mm}$ の羽根車については $n = 1200 \text{ rpm}$, $D_2 = 240 \text{ mm}$ については $n = 600 \text{ rpm}$ で実験した。

2.2.3 供試ハウジング(ケーシングと舌部の組合わせ)の形状

前述のように舌部としては直線舌部を用いることは実際的にも十分意義があると考えられ, またケーシング形状もできるだけ単純でしかも高い全圧性能が得られ, しかも種々の性能曲線の得られるものが望ましい。本論文ではハウジ

シング製作の経験上、図2-8に示すように単一円弧と直線より成る最も簡単な形状のハウジング（これを基本形ハウジングと呼ぶ）を用いて実験し、性能に及ぼす主要な形状パラメータの影響を明らかにし、さらに後述のような種々の形状のハウジングを用いて、その結果の一般性を検討する。



さて図2-8のハウジングでは、
 (1)円弧部分の半径Rは羽根車の外径D₂に等しく、(2)円弧の中心の位置

図2-8 ハウジング形状の単純化

は羽根車内周上にあり、(3)ケーシングの直線部分と舌部は平行であり、また(4)ケーシングはすきま最小の位置から巻き始めるようにしている。

吐出方向を基準にすると、図2-9に示すようにケーシングの円弧部分の中心角 θ だけを変化させることによって種々の形状のケーシングを作ることができる。たとえば図2-10に示すように舌部先端を $\theta_2 = 150^\circ$ の位置に固定して、

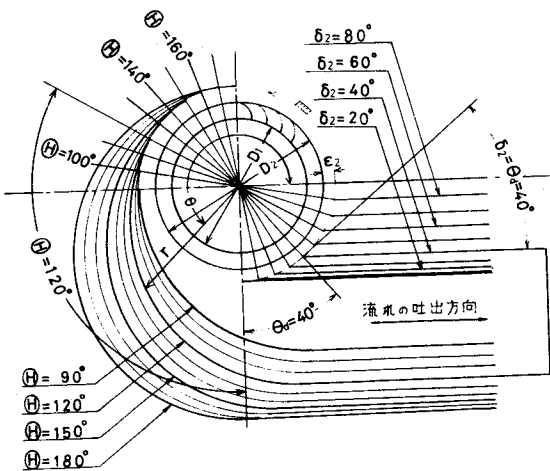


図2-9 基本形ハウジングの組合わせ

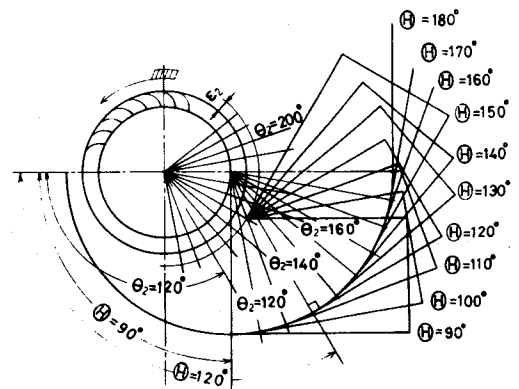


図2-10 ケーシングの θ の変化

θ を $90^\circ \sim 150^\circ$ まで変化させると、条件(3)によって δ_2 も $60^\circ \sim 0^\circ$ まで変化し、舌部の方向とともに吐出方向が変化することになる。これを吐出方向を基準にすると、図 2-9 の $\theta = 90^\circ \sim 150^\circ$ のケーシングと $\delta_2 = 60^\circ \sim 0^\circ$ の舌部の組合わせが得られる。ただし θ を変えた場合には、ケーシングの巻き始めの位置が変化することと吐出高さ h が変化することは一般の形状のハウジングを代表させるためには問題であるが、これについては後に検討する。図 2-9 のハウジングの組合わせにおいて、 $\theta = 90^\circ \sim 180^\circ$ 、 $\delta_2 = 0^\circ \sim 90^\circ$ の範囲で実験を行なった。ここで図 2-8 のハウジングの条件は、製作の経験上定めたものであるが、図 1-1 の Eck⁽²⁾、図 1-4 の Dätwyler⁽⁹⁾ のいずれの図も、ケーシング曲線部の曲率および中心位置はほぼ上述の条件に近い。すなわち $\theta = 80^\circ \sim 90^\circ$ 、 $\delta_2 = 40^\circ$ 程度にすれば Eck のハウジングに近く、 $\theta = 180^\circ$ 、 $\delta_2 = 45^\circ$ 程度にすれば図 1-4 の Dätwyler⁽⁹⁾ のハウジングに近い。また $\theta = 140^\circ$ 、 $\delta_2 = 40^\circ$ 程度にすれば図 1-5 の Zenkner⁽²⁸⁾ のハウジングを大略近似できる。すなわち図 2-8 のハウジングは代表的なすべての型を含んでいることになり、この型のハウジングは基本的には図 1-6 や図 1-7 の全圧曲線のすべての形式を引き出すのに適している。

なおケーシングのすきま ε_1 と舌部のすきま ε_2 の影響については騒音特性の面から 2.3 の実験が行なわれている。(12)、(13)、(46) すなわち、まず ε_1 については $\varepsilon_1/D_2 = 2 \sim 10\%$ の広い範囲にわたり実験を行なっているが、ファンの全圧性能はほとんど変化せず、 ε_1 が小さいと比騒音レベルだけ増加するので $\varepsilon_1/D_2 = 8 \sim 10\%$ が推奨されている。そこで本論文では (1)(2) の条件からわかるように $\varepsilon_1 = (D_2 - D_1)/2$ となり、 ε_1 の値は一定である。すなわち $D_2 = 120\text{mm}$ に対しては $\varepsilon_1 = 12\text{mm}$ ($\varepsilon_1/D_2 = 10\%$)、 $D_2 = 240\text{mm}$ に対しては $\varepsilon_1 = 20\text{mm}$ ($\varepsilon_1/D_2 = 8.3\%$) とした。

また ε_2 についても板状舌部を用いた場合 $\varepsilon_2/D_2 = 3 \sim 6\%$ にすれば ψ_t にそれほど影響を与えず騒音を低下できることが示され、また Eck の型のハウジングの場合には $\varepsilon_2/D_2 = 4 \sim 5\%$ で最もよい結果が得られている。

このように舌部すきま ε_2 については騒音対策の面から 2.3 調べられているが、性能曲線全体に及ぼす効果については見落としがある。また他の研究においても舌部のすきまの寸法を明記したものは少ない。

本研究では後述のように舌部のすきま ε_2 が性能に及ぼす影響はきわめて大

きく、 ε_2 を小さくすると高性能で安定に作動するいわゆる右下りの性能曲線が得られることを見出した。

そこで次章では $\varepsilon_2/D_2 = 1.25 \sim 7.5\%$ の範囲で変化させて性能曲線の形に及ぼす、すきまの影響を調べている。

2.3 測定装置および測定方法

2.3.1 送風機の全圧性能の測定

次に性能の測定方法について述べる。図 2-1 で計測ダクトの横断面は長方形で、幅は $B = 280\text{mm}$ である。本研究では 2 種類の羽根車について各種のハウジングを用いるため、送風機の吐出の高さ h はいろいろに変化する。これと計測ダクトをつなぐために連絡ダクトを用いるが、これはそのつど、拡がり、せぼまりの損失が無視できる程度のテーパで用いるのが望ましい。このため計測ダクトの高さ H は $80 \sim 280\text{mm}$ まで 40mm ごとに 6 段階の値を取り得るようにし、送風機の吐出高さ h に応じて、これに近い適当なダクト高さ H を選び、また適当な長さの連絡ダクトを用いることによって上記の目的を達し得るようにした。ダクト断面積を変えると静圧性能は変わるが、本研究では全圧性能を問題にしているので、上述のような実験方法を選んだ。

流速測定は、ダクト断面積 A を幅方向に 4 等分、高さ方向には 40mm ごとに等分し、 N 個に等分割された小断面積 $A = 70\text{mm} \times 40\text{mm}$ の中央の位置に、全圧測定用の 4ϕ の円筒型単孔ピトー管（受圧孔 1ϕ ）をトラバースし、同じ断面における壁面の静圧との差より、各小断面積の中央の点における動圧 $(p_v)_i$ 、これより流速 v_i を求め、これを小断面積内の平均値として、これらの値を各小断面を通る流量によって重みづけ平均して、断面内の平均動圧 \tilde{p}_v 、平均流速 \tilde{v} を求めた。また送風機吐出口における静圧 \tilde{p}_s は、静圧測定孔における測定値 p_s にダクトの摩擦損失分を加えた。

以上の測定から送風機吐出口における無次元性能すなわち流量係数 ϕ 、全圧係数 ϕ_t 、静圧係数 ϕ_s が求められる。すなわち

$$\phi = \frac{Q}{D_2 L u_2}, \phi_t = \frac{\tilde{p}_t}{\frac{\rho}{2} u_2^2}, \phi_s = \frac{\tilde{p}_s}{\frac{\rho}{2} u_2^2} \quad (2-1)$$

$$Q = A \tilde{v} = \sum_{i=1}^N A_i v_i = \frac{A}{N} \sum_{i=1}^N v_i \quad (2-2)$$

$$\tilde{p}_t = \tilde{p}_s + \tilde{p}_v = p_s + \left(1 + \lambda \frac{l}{d_e}\right) \tilde{p}_v \quad (2-3)$$

$$\tilde{p}_v = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^N (p_v)_i \cdot A_i v_i = \frac{\sum_{i=1}^N (p_v)_i \cdot v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \quad (2-4)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \cdot d_e = \frac{2HB}{H+B}, \quad R_e = \frac{v d_e}{\nu} \quad (2-5)$$

$$\lambda = 0.0032 + 0.221 \cdot R_e^{-0.237} \quad (R_e > 10^5)$$

$$= 0.3164 R_e^{-\frac{1}{4}} \quad (2320 < R_e < 10^5) \quad (2-6)$$

$$= 64/R_e \quad (R_e < 2320)$$

ここで u_2 : 羽根車の外周速度 (m/s)

ρ, ν : 空気の比質量 ($\frac{Kg s^2}{m^4}$) . および動粘性係数 (m^2/s)

R_e : レイノルズ数

λ : ダクトの摩擦損失係数

l : 送風機吐出口と静圧測定孔の距離 (m)

H, B, d_e : ダクトの高さ, 幅および相当管径 (m)

である。また効率の考察のために全圧効率 η_t も一部測定した。

すなわちあらかじめ検定してあるトルクピックアップを用いて羽根車の正味の軸トルク T (Kg m) を測定すると, η_t は

$$\eta_t = Q \cdot \tilde{p}_t / \left(\frac{2\pi n T}{60} \right) \quad (2-7)$$

で計算される。なお本研究の目的は各形状パラメータによる性能の大幅な変化を知ることが主であるので, 上述の測定法で十分であると考えらる。

2.3.2 3孔ピット管による送風機の内部流れの測定

流線測定は図2-11に示すように羽根車幅中央横断面内で外径 4ϕ の円筒型3孔ピット管により行なった。図2-12に流線測定孔の位置を示す。測定孔を

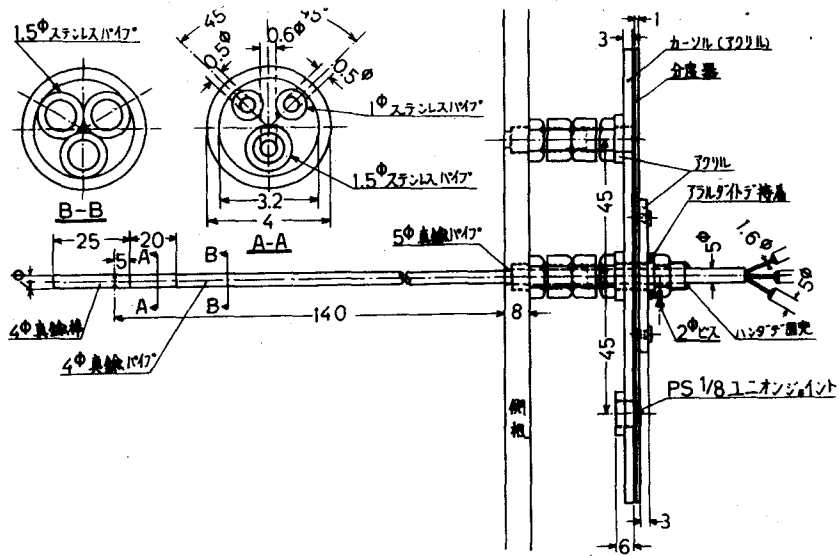


図 2-11 円筒型 3 孔ピトー管

通る円を測定円，測定孔を通る半径の角度を測定角と名づける。たとえば測定円 5 は半径 $r_K = 0.094m$ の円で，測定角 θ は $\theta = 40^\circ$ の場合を示す。測定円 5，6 は羽根車内，外周に近いので，この測定円上の測定値を近似的に羽根内，外周上の値として用いた。測定円 1～8 はピトー管を取りつけたまま側板を自由に回転できるので任意の測定角で測定できる。

3 孔ピトー管は図 2-11 に示すように先端部は中実の真鍮棒に 0.4～

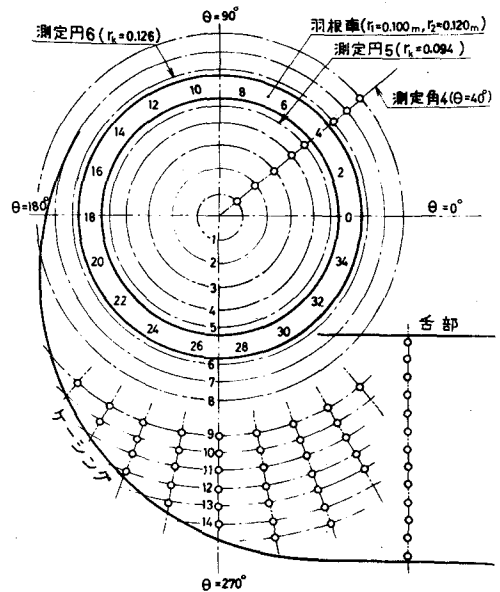


図 2-12 流線測定孔の位置

0.5φ の測定孔を半径の方向に約 45° の間隔で設け，これを軸方向に導いている。そして羽根車の回転方向に受圧孔 1，2，3 と名付け，そこでの圧力を p_1 ， p_2 ， p_3 とし，別の検定用風洞でピトー管の方向係数 ξ ，動圧係数 ξ_d ，静圧係数 ξ_s を $\Delta\theta$ の関数として検定しておく (図 2-13)。

$$\text{ここで } \xi = \frac{p_1 - p_3}{2p_2 - p_1 - p_3} = -\frac{(p_2 - p_1) - (p_2 - p_3)}{(p_2 - p_1) + (p_2 - p_3)} \quad (2-8)$$

$$\xi_d = \frac{p_v}{2p_2 - p_1 - p_3} = \frac{p_v}{(p_2 - p_1) + (p_2 - p_3)} \quad (2-9)$$

$$\xi_s = \frac{p_2 - p_s}{p_v} \quad (2-10)$$

である。図2-13に示すように円筒型ピット管では上の係数は速度により変わらない。したがって実際の流れの測定の際には、測定値 $(p_2 - p_1), (p_2 - p_3), p_2$ の値より ξ を求めれば、検定曲線より、 ξ_d, ξ_s が求められる。これより流速 v , 静圧 p_s , 全圧 p_t が求められる(ただし p_1, p_2, p_3 がアルコール柱で測定される時は水柱に直しておく)(図2-14)。

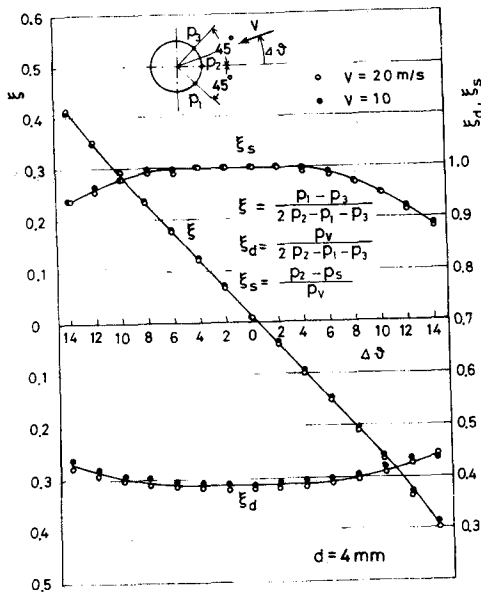


図2-13 3孔ピット管の検定曲線

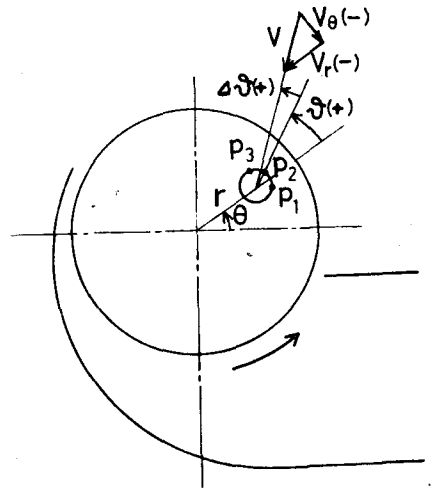


図2-14 3孔ピット管による流れの測定

$$\text{すなわち } p_v = \xi_d (2p_2 - p_1 - p_3) \quad (2-11)$$

$$p_s = p - \xi_s p_v \quad (2-12)$$

$$p_t = p_v + p_s \quad (2-13)$$

$$v = \sqrt{2p_v / \rho} \quad (2-14)$$

$$v_r = -v \cos(\vartheta + \Delta\vartheta) \quad (2-15)$$

$$v_{\theta} = -v \sin(\vartheta + \Delta\vartheta) \quad (2-16)$$

ただし v_r , v_{θ} は速度の径方向および周方向成分であり , $v_{\theta} > 0$ は羽根車の回転方向 , $v_r > 0$ は流出を意味する。なお流れの測定の際には後述のピトー管の影響をなくすため , この時は外径 1ϕ の単孔ピトー管 (受圧孔 0.4ϕ) を $\pm 45^{\circ}$ 回転させることにより 3 つの圧力 p_1 , p_2 , p_3 を測定し , これを 3 孔ピトー管と同様に扱えば流速 v , 静圧 p_s , 全圧 p_t が正確に求められる。すなわちこの場合にも図 2-13 と同様の検定曲線 (図 2-15) が得られる。

また幅方向の流れの 2 次元性を検討する場合にも 1ϕ の単孔ピトー管により流れを測定した。ただしこの時は軸方向に多くの受圧孔を設けておき , 幅方向任意の位置の受圧孔だけを開放にして , 他をふさいでおけば各位置における流れの測定がまったく同一の条件下に行なえる。すなわちこの場合にはピトー管その入に伴う流れへの影響をまったく同じ条件にすることができる。

2.3.3 熱線プローブによる羽根車の翼間相対流れの測定

翼間相対流れの測定の際には図 2-3 に示す装置と取り換えて行なう。一枚の翼は取りはずし可能として , 熱線プローブの取り付けが便利なようにした。プローブの先端は翼間通路幅のほぼ中央の位置 H_1 および翼の腹側の位置 H_2 の 2 ヶ所で羽根幅の中央に 30 mm 離して取りつけた。それぞれを H_1 , H_2 プローブと呼ぶ。熱線プローブからのリード線は図 2-4 の写真で示すように羽根車の自由端にはめ込まれたアクリル樹脂板に沿って配線され , カップリングの中空軸中を通して水銀接点のロータ端子に接続される。水銀接点の端子からのリード線は熱線風速計 (DISA 55D01) のプローブ端子に接続される。そして熱線風速計の出力電圧はシンクロスコープに入れられ , スクリーン上の出力波形は接写装置によって写真撮影される。なおトリガリング (掃引) を行なわな

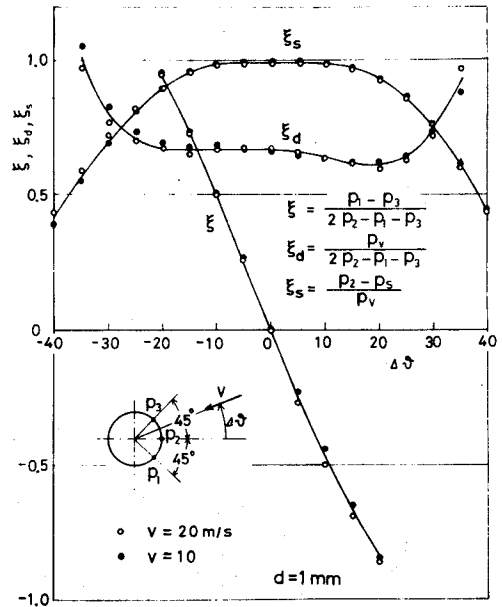


図2-15 1φ円筒型単孔ピトー管の検定曲線

ければ熱線波形の観察は不可能である。このトリガリングは水銀接点に付属しているパルスピックアップの出力電圧をシンクロスコープのトリガ入力端子に入れることによって行なわれる。図2-16は流線測定における記号の説明図である。

図に示すようにH₁プローブでは熱線のシンクロスコープ信号波形はパルスピックアップにより常に148°の位置より掃引を開始するようにしている。すなわち水銀接点ロータには6個の突起が設けられており、これらが回転してピックアップの磁界を切るために、ピックアップの端子間には、周期60°の正弦波状の電圧が生じる。この6個の突起のうち1個は他の5個よりも高いため、羽根車一回転について

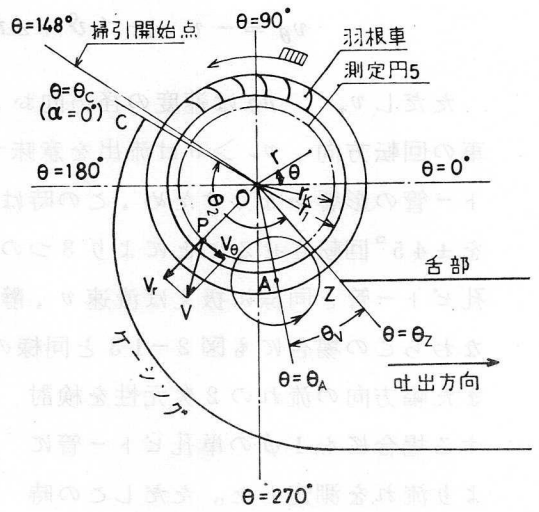


図2-16 流線測定における記号の説明

一度だけ波形の振幅が約2割大きくなる(図2-17)。

この大きな正弦波の山か谷で掃引を開始させることができる。

すなわちこの山か谷に対応するロータの位置は水銀接点の回転部分と固定部分にしるされている2つのマークを合わせることによって知ることができる。

羽根車回転数が $n = 600 \text{ rpm}$ の場合には1回転に要する時間は 0.1 sec であるから、sweep time を1目盛

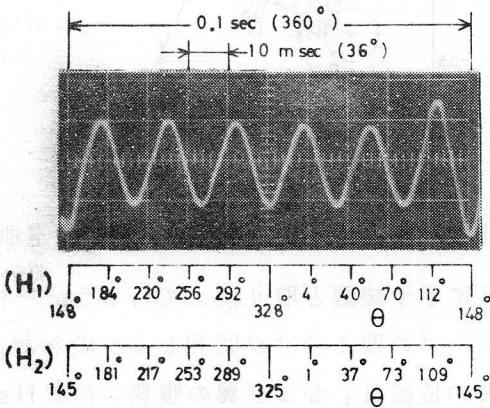


図2-17 トリガ波形

10msecにとれば10目盛のスクリーン上にはちょうど一周分の熱線波形が写し出される(図2-18)。

さて熱線出力電圧Eと風速vの間には一般にKingの式 $E^2 = a v + b$ (a, bは定数)の関係が成り立つから、縦軸のEは風速には比例しない。しかし本

研究では流れの乱れの程度については定性的な変化を知ればよいので、熱線の検定は行わず、同一設定条件における出力波形の比較から流れの変化を考察する。

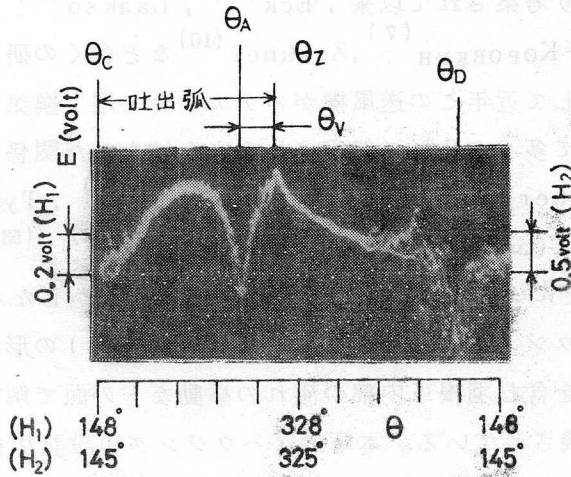


図 2-18 熱線出力波形の一例

2.4 結 言

本研究ではハウジング形状をできるだけ単純化して変化する要因を少なくしたことに特徴を有する。これにより、はじめてハウジング形状を系統的に変えることが可能となった。また流れの測定はピトー管と熱線の両方の手段を用いたが、前者により時間平均の流れを、後者により時間変動の流れを測定できる。

第3章 ハウジングの各部形状が送風機の全圧性能に及ぼす影響

3.1 緒 言

前述のように横断流送風機 (Cross flow fan) (図1-1) はMortier (1892) により考案されて以来, Eck⁽¹⁾, Laakso⁽³⁾, Coester⁽⁵⁾, Бычков⁽⁷⁾ およびКоровкин⁽⁷⁾, Zenkner⁽¹⁰⁾ など多くの研究者により研究が行なわれた。そして近年この送風機がエアカーテン用, 換気用, 空調用などの小型送風機として多くの分野で使用されるようになった関係でその後も研究が盛んであり, Ilberg & Sadeh⁽¹⁴⁾, Коровкин⁽²³⁾, Турбин⁽³³⁾, Porter & Markland⁽³⁹⁾, Preszler & Lajos^{(52), (53)}, Ikegami & Murata⁽¹⁷⁾ などによって研究が行なわれている。しかしながら送風機の各部形状, とくにハウジング (舌部とケーシングより成る) の形状が性能に及ぼす影響, 偏心うずを含む羽根車内部の流れの挙動などの面で解明しなければならぬ問題が多数残されている。本章ではハウジングの設計法を確立することを目標として, 内部案内装置を持たない横断流送風機 (吸込側開放) についてハウジング形状が性能に及ぼす影響を明らかにした。

一般に舌部の位置形状およびケーシングの形状を変化させると, 横断流送風機の性能は大きく変化し, 図1-6あるいは図1-7に示したように右上りから右下りまでの種々の形の性能曲線が得られる。しかしその数量的関係は従来明らかでなかった。本論文ではまず, 断面形状が図2-8に示すように単一円弧と直線より成る最も簡単な形状のハウジング (基本形ハウジング) を用いて実験し, さらにくさび形舌部や折線形舌部を持つハウジングあるいは一般の形状のハウジングについても種々検討した結果, 全圧性能に及ぼす主要な形状パラメータの影響を明らかにした。

3.2 実験方法

実験装置は図2-1, 羽根車は図2-7に示した $D_2=120\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$ の2種類用い, ハウジングは主として図2-9に示した基本形ハウジングを用いた。また羽根車の回転数は $D_2=120\text{mm}$ に対しては $n=1200\text{rpm}$, $D_2=240\text{mm}$ に対しては $n=600\text{rpm}$ である。図2-9の基本形状ハウジングにおいては $\sigma_2=0^\circ\sim90^\circ$, $\theta=90^\circ\sim180^\circ$, $\varepsilon_1/D_2=10\%$ ($D_2=120\text{mm}$), あるいは 8.3% ($D_2=240\text{mm}$) 一定で $\varepsilon_2/D_2=1.25\sim7.5\%$ の範囲で変化させ

た。

ハウジング出口における流量係数 ϕ ，全圧係数 ψ_t の定義は式(2-1)のとおり，その他の記号は1.3節のとおりである。

なお舌部のすきま ε_2 の値が性能に及ぼす影響は次のようにして実験した。後述のように図2-7の2つの羽根車について性能の相似則が成り立つことが確認できるので，まず $D_2=120\text{mm}$ ， $\varepsilon_2=9\text{mm}$ ($\varepsilon_2/D_2=7.5\%$)の場合について， ε_2 以外の形状パラメータが性能に及ぼす影響を調べ，さらに $D_2=240\text{mm}$ の羽根車については $\varepsilon_2=3\sim 18\text{mm}$ ($\varepsilon_2/D_2=1.25\sim 7.5\%$)の範囲に変化させて， $D_2=120\text{mm}$ の場合に得られた結果が， ε_2 によりどのように影響されるかを調べた。

3.3 羽根車の径による相似則の検討

羽根車の径を極端に小さくすると ϕ ， ψ_t が小さくなることは経験上知られている。したがって羽根車の径を変えても性能があまり変化しない羽根車直径の範囲で実験することが望ましい。

そこで図2-7の2種の羽根車の，直径 D_2 による性能の相似則について検討した。実験は図2-9の基本形ハウジングで $\theta=90^\circ$ ， 120° ， 150° の3種のケーシングについて，舌部は $\varepsilon_2/D_2=7.5\%$ で $\delta_2=0^\circ\sim 90^\circ$ と変えて行なった。図3-1に $\theta=90^\circ$ で $\delta_2=50^\circ$ ， 70° ， 90° と変化した場合の性能曲線を示した。なお $D_2=120\text{mm}$ の場合には大流量域において性能が急激に低下している部分が見られる。これについて考えてみる。本研究では性能測定は図2-1からもわかるように計測ダクト入口における値を計算しているので，連絡ダクトの拡がり

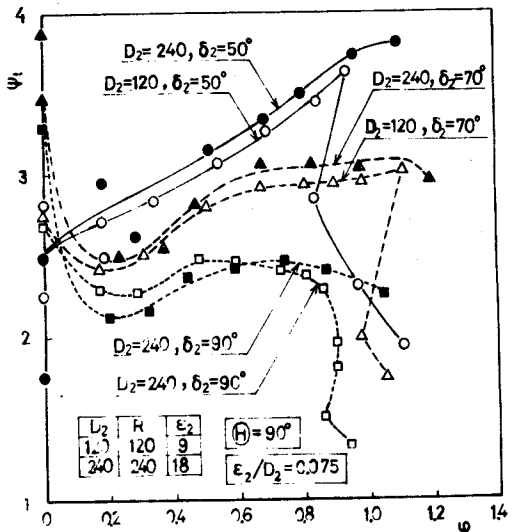


図3-1. 2種類の羽根車の性能曲線の比較

が大きい場合には拡がり損失による性能の低下が考えられるが，前述のようにこれはそれほど大きくならないように考慮している。性能の急落の前後には音

が変化するので、これによって流れがまったく異なることが確認された。すなわち性能急落前に回転音が高く、毛糸の観察では舌部先端部の流れは舌部に沿って流れていたが、性能急落後は回転音がほとんどなくなり、うず音が大きく舌部先端部で強い逆流が生じる。そして流れの変動が大きい。したがってこの現象は小泉ら⁽³⁰⁾により報告された。大流量域における性能の急落の現象と同じものと思われる。いずれにせよ、性能急落の前後では流れはまったく異なっているので、 $D_2=120\text{mm}$ で性能の低下した部分と $D_2=240\text{mm}$ で性能が低下していない部分とを単に比較して相似則について論じることはできない。そして $D_2=240\text{mm}$ では性能の急落が生じなかったけれども、 $D_2=120\text{mm}$ の場合にもダクトの抵抗が少し増すだけで性能の急落部はなくなるので、この部分は送風機の性能を論じる場合には除外して考えるべきで、本質的な事柄ではないと思われる。したがって性能の急落部を除外して考えたときには、 D_2 の違いによる性能の差は小さいと言える。

なおこの現象が生じるのは δ_2 あるいは θ が小さい場合に生じやすかったことから、うずの安定性に大きな関連性があると思われるが、本研究における装置ではダンバ開放以上の流量が得られないので研究の対象外とした。しかし本研究によって、小泉らの言うように羽根取付角によってこの現象が影響される他にハウジング形状によってもこの

現象が影響されることが明らかとなった。 $\theta=120^\circ, 150^\circ$ の場合にも図3-1と同様の結果が得られた。

図3-2には $\varphi=0.6$ の時の ψ_t の値を示し、 $\theta=90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ の場合の D_2 による性能の比較を示した。ただし横軸は δ_2 の代わりに $\theta_2=\delta_2+\theta$ で表わしてある。図3-2から、舌部とケーシングの性能に及ぼす影響は羽根車の形状パラメータによってほとんど影響を受けないことがわかる。

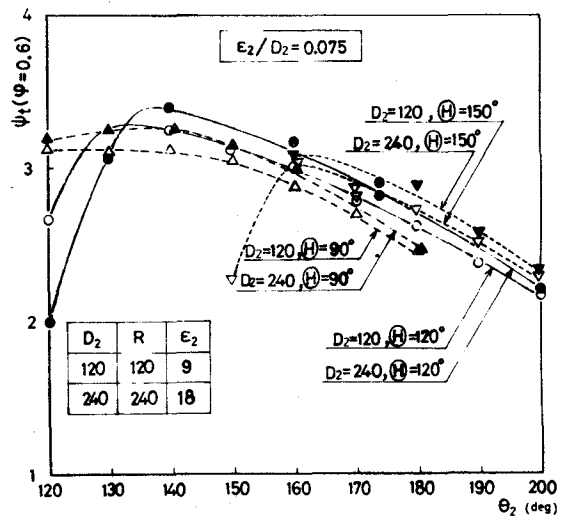


図3-2 羽根車径による相似則の検討

すなわち D_2 を変えた場合の性能の相似則は上記の D_2 の範囲内では十分成

立していると結論できる。

なお図3-1は羽根車直径の影響を表わしていると同時に L/D_2 の影響も表わしていると考えることができる。すなわち羽根車の直径、幅比の両者の影響がすべての流量係数の範囲で、大きさが等しく正負が逆の作用をすることは考えられないので、性能曲線がほぼ重なるということは小流量域も含めて、 L/D_2 の影響も受けていないと結論することができる。

3.4 舌部の影響

3.4.1 基本形ハウジングで舌部のすきまが一定の場合

本節では図2-9に示す基本形ハウジングで $D_2=120\text{mm}$ 、 $\epsilon_2=9\text{mm}$ ($\epsilon_2/D_2=7.5\%$) の場合について舌部の影響を調べた。

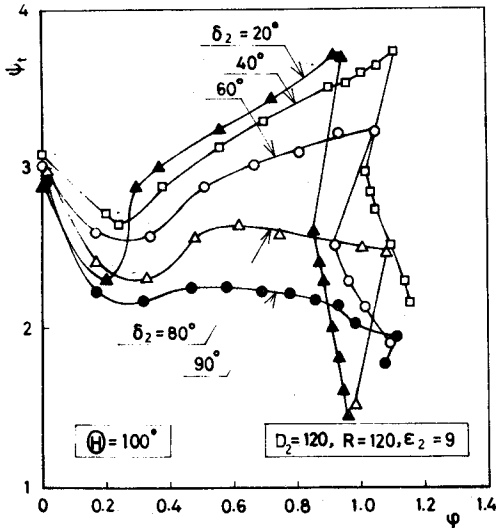


図3-3 実験例 ($\theta=100^\circ$ の場合)

図2-9でケーシング一定で舌部位置を変化させて性能を測定した結果の一例 ($\theta=100^\circ$ の場合) を図3-3に示した。図で $\varphi=0$ の時の ψ_t はほとんど変化なく、 $\varphi=0.3\sim 0.9$ の範囲の中流量域では性能曲線はほぼ直線的で、その傾きは σ_2 が大きくなるほど小さくなっている。 $\varphi>0.9$ の範囲の性能曲線で、ほぼ垂直的な低下の部分は前述の大流量域における性能の急落の現象でありこの部分は除外することができる。

さてどの性能曲線を見ても $\varphi=0\sim 0.3$ の小流量域、 $\varphi=0.3\sim 0.9$ の中流量域および $\varphi>0.9$ の大流量域と分けた場合、それぞれの領域では別な要因に支配されているようであり、また中流量域の直線部を $\varphi=0$ のところまで延長した点の ψ_t はほぼ2.5近傍であることなどを考慮すると、 $\varphi=0.6$ および $\varphi=0$ の時の ψ_t の値の変化によって、全体の $\psi_t - \varphi$ 曲線の変化を予測することができると思われる。図3-4、図3-5には $\varphi=0.6$ および $\varphi=0$ の時の ψ_t に及ぼす θ および δ_2 の影響を示した。図3-5から θ が一定の場合、小流量域 ($\varphi=0$ で代表) の ψ_t の値は $\delta_2>20^\circ\sim 30^\circ$ では δ_2 が変化してもあまり

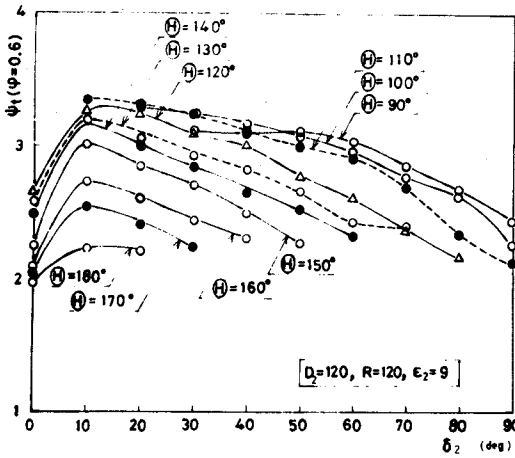


図3-4 δ_2 の影響 ($\varphi=0.6$)

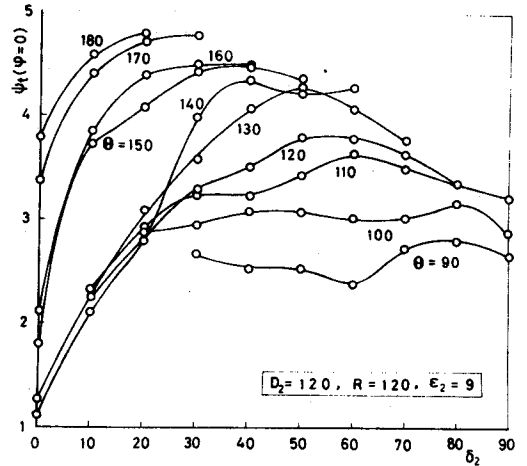


図3-5 δ_2 の影響 ($\varphi=0$)

変化しないことがわかる。また図3-4より中流量域 ($\varphi=0.6$ で代表)の ϕ_t の値は δ_2 により変化し、 $\delta_2=10^\circ \sim 20^\circ$ 近傍で δ_2 の最適値が存在することがわかる。

なお図2-9の場合には δ_2 と h がいっしょに変化するので、上述の ϕ_t の変化は δ_2 と h のいずれの影響によるかはわからない。

この δ_2 と h の影響の分離については後で検討する。

3.4.2 舌部のすきまの影響

本項では図2-9のハウジングで ϵ_2 = 一定の場合に得られた前節の結果が、 ϵ_2 を変化することによりどのように影響されるかを $\theta=120^\circ$ の場合について検討した。実験は $D_2=240\text{mm}$ の羽根車を用い、 $\epsilon_2=3 \sim 18\text{mm}$ ($\epsilon_2/D_2=1.25 \sim 7.5\%$)の範囲で行なった。実験の結果 δ_2 によって ϵ_2 の性能に及ぼす影響が異なることがわかった。たとえば図3-6、図3-7に $\delta_2=20^\circ$ と $\delta_2=40^\circ$ について ϵ_2 を変化させた場合の性能曲線を示したが、 $\delta_2=40^\circ$ の場合には ϵ_2 が小さいほど ϕ_t が高い。とくに $\varphi=0.3$ 近傍の ϕ_t の増加が著しい。しかし $\delta_2=20^\circ$ の場合には ϵ_2 を小さくすると ϕ_t が逆に低くなる。さて、この場合にも $\varphi=0.6$ および $\varphi=0$ の時の ϕ_t によって性能の高低を予測できると考えられるので、図3-8、図3-9には $\phi_t(\varphi=0.6)$ および $\phi_t(\varphi=0)$ の ϵ_2 による変化を示した。これらの図から δ_2 の値によって ϵ_2 の ϕ_t に及ぼす影響

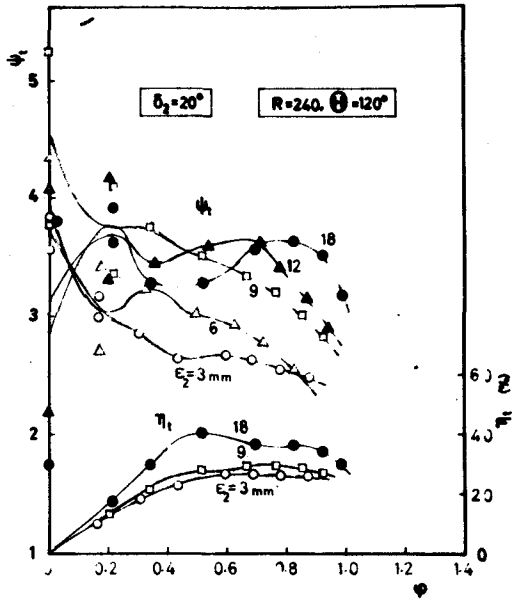


図3-6 ϵ_2 と性能曲線 ($\delta_2=20^\circ$)

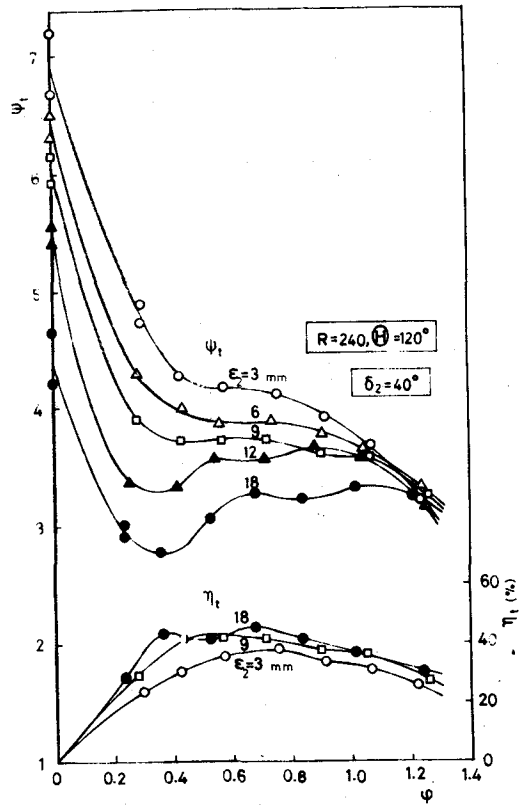


図3-7 ϵ_2 と性能曲線 ($\delta_2=40^\circ$)

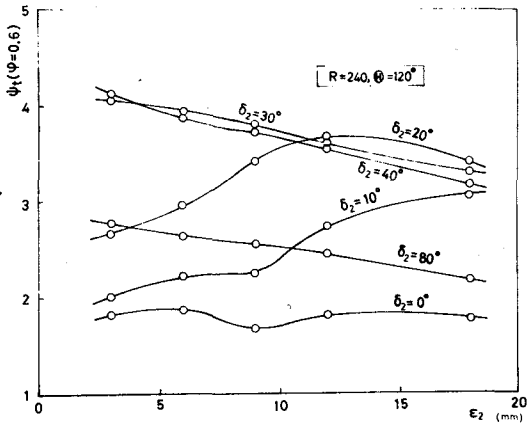


図3-8 ϵ_2 の影響 ($\varphi=0.6$)

が異なることがわかる。すなわち図3-8に中流量域の ψ_t の値を示したが $\delta_2 < 20^\circ$ では ϵ_2 を小さくしても ψ_t は高くなり、 $\delta_2 > 30^\circ$ では ϵ_2 を小さくすると ψ_t が高くなる。 $\delta_2 = 80^\circ$ の場合も、 $\delta_2 = 30^\circ$ の場合と同様の傾向があるが、全体的に ψ_t は低くなっている。図3-9に $\psi_t (\varphi=0)$ を

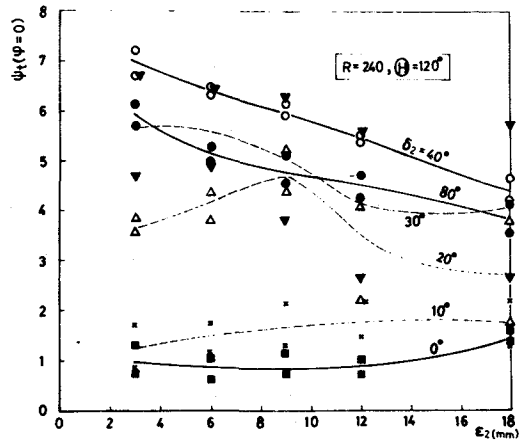
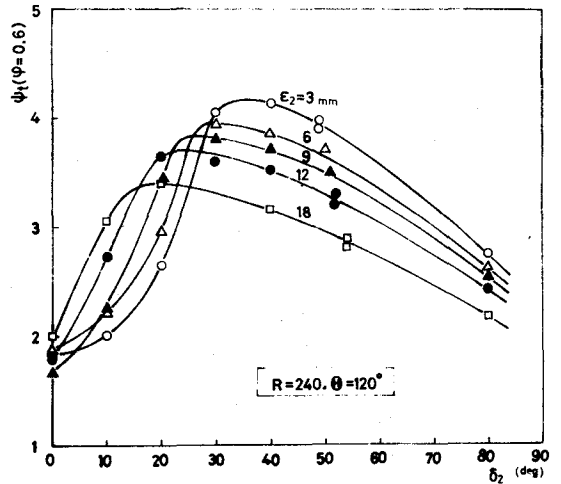


図3-9 ϵ_2 の影響 ($\varphi=0$)

示したが、この場合にも図3-8の場合とほぼ同様の傾向がある。図3-10には ψ_t ($\varphi=0.6$)の値の δ_2 による変化を示したが、図より各 ε_2 に応じて最適の δ_2 (これを $(\delta_2)_{opt}$ とする)が異なることがわかる。すなわち、 $\varepsilon_2=18mm$ ($\varepsilon_2/D_2=7.5\%$)では前節と同様 $(\delta_2)_{opt}=10^\circ\sim 20^\circ$ であるが、 $\varepsilon_2=3mm$ ($\varepsilon_2/D_2=1.25\%$)では $(\delta_2)_{opt}=30^\circ\sim 40^\circ$ である。そして全体的に $(\delta_2)_{opt}=10^\circ\sim 40^\circ$ であることが注目される。



3.4.3 舌部の傾き角の影響

本項では舌部が性能に及ぼす影響として、舌部の吸込側と吐出側のいずれが大きいかを検討した。図2-9で $D_2=120mm$, $\theta=120^\circ$ の同一のケーシングに対し、 $\varepsilon_2=9mm$ ($\varepsilon_2/D_2=7.5\%$)の直線舌部にさらに舌部を一枚加えてくさび形状として(図3-11)、吸

図3-10 ε_2 と δ_2 の影響 ($\varphi=0.6$)

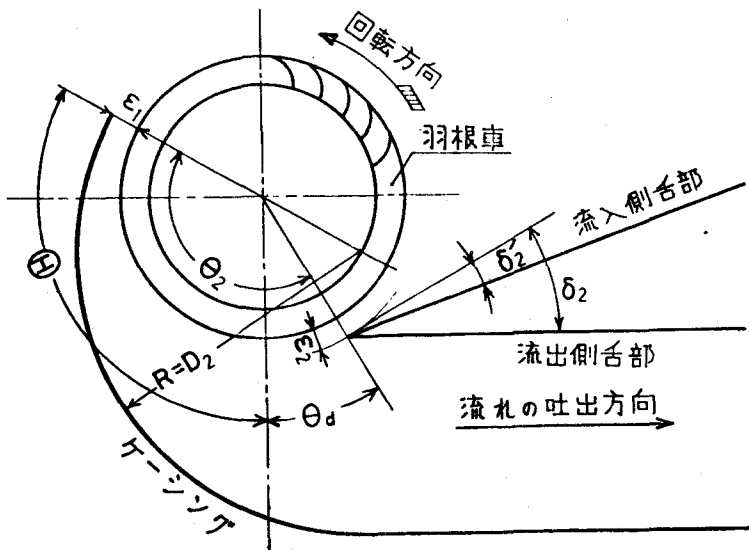


図3-11 くさび形舌部

込側の傾き角 δ_2' を種々変化させた。ただし $\delta_2 = 60^\circ, 40^\circ, 20^\circ$ の場合について (したがって3種の異なる h について) 行なった。図3-12は $\delta_2 = 60^\circ$ で δ_2' を変化させた場合の性能曲線を示す。ただし $\delta_2' = \delta_2$ となるのはくさび形舌部が一枚に重なった場合を表わしている。図3-12から、くさび形舌部の場合にも、

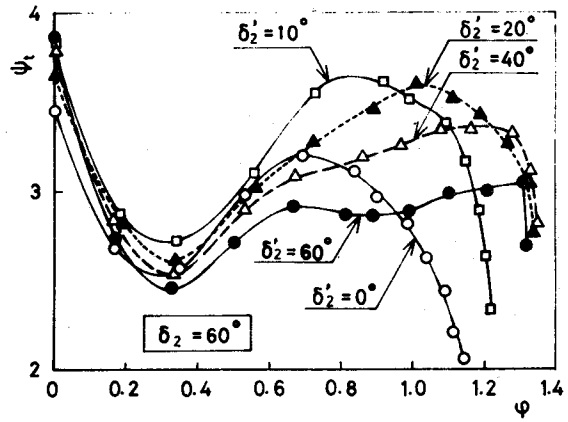


図3-12 δ_2' と性能曲線 ($\delta_2 = 60^\circ$)

θ が一定の場合には締切時の ψ_t は δ_2' が変化してもほぼ一定であるが、これは図3-5の場合の結果と一致している。そして大流量域における ψ_t は δ_2' によって大きく変化している。図3-13に、大流量域の性能を代表させて、 ϕ

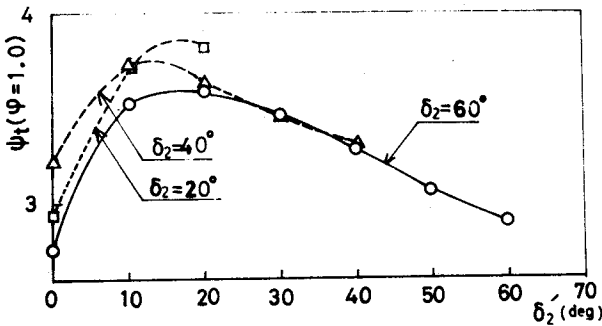


図3-13 δ_2' の影響 ($\phi = 1.0$)

$= 1.0$ の時の ψ_t の δ_2' による変化を示したが、その様子は δ_2 によってあまり変わらず $\delta_2' = 10^\circ \sim 20^\circ$ で ψ_t は最大となる。図3-4と図3-3を比較してわかることは直線舌部の場合の $\psi_t - \delta_2$ の関係とくさび形舌部の場合の ψ_t

$-\delta_2'$ の関係がほぼ同じであることから、舌部として吸込側の傾き角が重要であり、したがってまた図2-9の直線舌部の傾き角 δ_2 は主として吸込側の傾き角を表わしていると考えられる。

3.4.4 舌部先端部の有効長さの検討

前項では舌部の吸込側の傾き角が重要なことを示したが、本項では舌部先端部の有効に働く部分の長さはどれくらいであるかを調べ、また h の影響と δ_2 の影響をまったく独立に調べるために、図3-14の折線形舌部について検討した。すなわち図2-9の $D_2 = 240\text{mm}$ 、 $\theta = 120^\circ$ のケーシングで、 $h =$ 一定の直線舌部の先端部を長さ l だけ折り曲げて、この部分のすきま ϵ_2 と傾き角

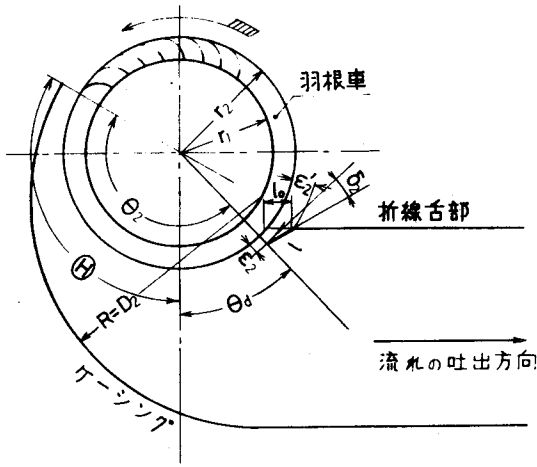


図 3-14 折線形舌部

δ_2 を変化させた。ただし $l=20, 30\text{mm}$ ($l/D_2=8.3, 12.5\%$) の 2 種について、折れ曲がり部の位置を $l_0=10, 20, 30\text{mm}$ の 3 箇所で行った。その詳細を図 3-15 に示す。また折線形舌部による性能の測定結果の一例を図 3-16 に示した。これは $l=30\text{mm}$, $l_0=20\text{mm}$ で ε_2, δ_2 を変化させたものである。各 l について、 ψ_t ($\varphi=0.6$) の δ_2 による変化を図 3-17 に示した。

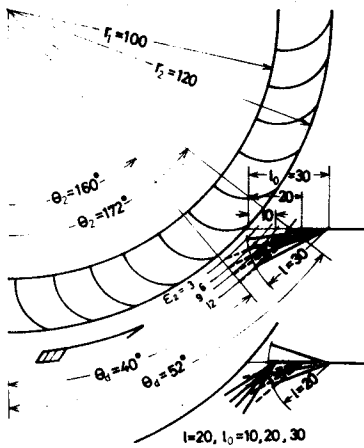


図 3-15 折線形舌部の詳細

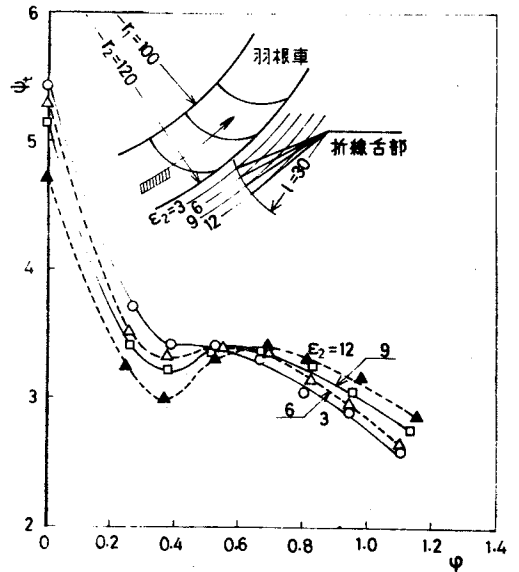


図 3-16 性能曲線

($l=30, l_0=20$)

ただし折線形舌部のすきま ε_2 が折れ曲がり部のすきま ε_2' よりも大きくなるような場合もしくは折線部が吸込側に折れ曲がるような場合は除外した。なお図 3-14 で、長さ l の折線部を吐出の方向に向ければすべて直線舌部になってしまう、 l の区別はなくなる。したがって図 3-17 で直線舌部の場合の

ψ_t はすべての l について共通である。そして図3-17において、 l を変えても実験値は一本の曲線上にのることから、 $l > 20$ mm では l の影響はないことがわかる。また図3-10と図3-17の場合を比較すると、 $\psi_t - \delta_2$ の関係はよく類似している。

さて $\theta = 120^\circ$ の同一のケーシングに対して、図3-10は図2-9の直線舌部で、各 ϵ_2 について δ_2 と h をいっしょに変化させることにより得られたもので、図3-17は、図3-14の折線形舌部で h を一定として

δ_2 だけを変化して得られたものである。このことからケーシングが同一の場合、中流量域における性能は舌部先端部のごくわずかの部分の ϵ_2 と δ_2 によりほぼ決定されてしまい、 h の影響はきわめて小さいと考えられる。なお本項では $\psi_t (\varphi=0)$ の値についてはふれていないが、これは図3-5に示すように $\delta_2 > 30^\circ$ のときには $\psi_t (\varphi=0)$ の値は δ_2 に無関係に一定であり、本項では δ_2 と h の分離や l の影響を調べるのが目的であり、これらの値が $\psi_t (\varphi=0)$ の値に及ぼす影響は大きくないからである。

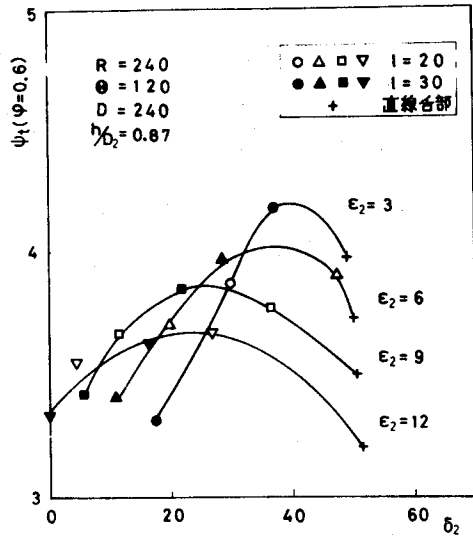


図3-17 折線舌部の ϵ_2, δ_2 の影響
($\varphi=0.6$)

3.5 吐出弧の大きさの影響

図2-9ではケーシングはすきま最小の位置から巻き始めるようにしているが、本節では図3-18に示すように $\theta = 120^\circ$ の場合について、その円弧部をさらに角 α だけ延長し、 α を変化させることによりケーシングの巻き始めの部分の影響を調べた。ただし舌部は $\epsilon_2 / D_2 = 7.5\%$ 、 $\delta_2 = 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ の場合について検討した。ここ

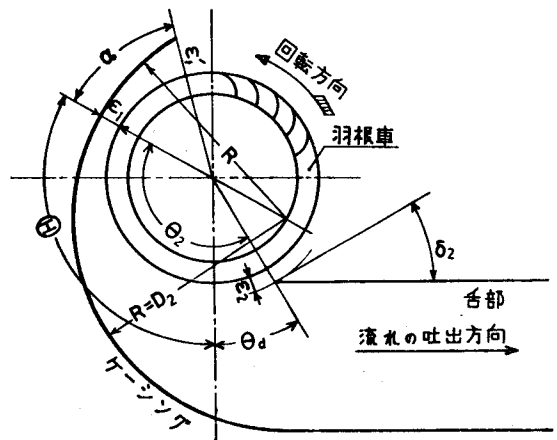


図3-18 ケーシングの α

で α を変化させるとケーシングの先端のすきま ϵ_1' が変化するので、 $(\theta_2 + \alpha)$ は厳密な意味での吐出弧の大きさとは言えないが、前述のようにケーシングのすきまの影響は小さいので、 $(\theta_2 + \alpha)$ によって吐出弧の大きさを示すことができると考えられる。図3-19に $\delta_2 = 60^\circ$ で α を変化させた場合の性能曲線を示す。 α により大流量域の性能が若干変化し、 $\alpha = 30^\circ$ で最も高い。 $\delta_2 = 40^\circ, 20^\circ$ の場合にも同様の傾向がある。大流量域の性能を代表させて、 $\varphi = 1.0$ および $\varphi = 1.2$ の場合の ψ_t の α による変化を $(\theta_2 + \alpha)$ の形で図3-20に示した。図で δ_2 の違った各曲線の左端の点は $\alpha = 0^\circ$ の場合である。 $(\theta_2 + \alpha)$ を変えても ψ_t はあまり変化しないが、いずれの場合にも $\theta_2 + \alpha = 220^\circ$ 近傍で ψ_t は最も高い。

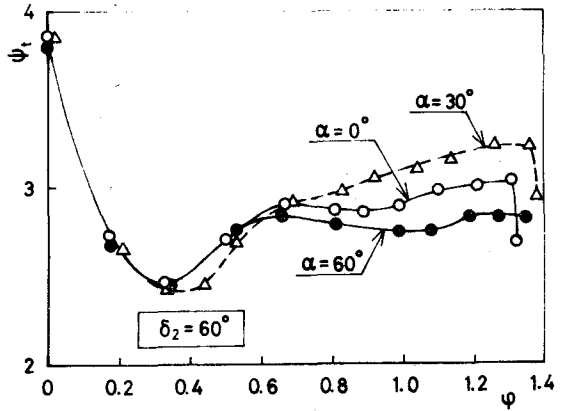


図3-19 α の影響 ($\delta_2 = 60^\circ$)

3.6 ケーシングの影響

3.6.1 基本形ハウジングで舌部のすきまが一定の場合

本項では図2-9のハウジングについて、 $D_2 = 120\text{mm}$ 、 $\epsilon_2/D_2 = 7.5\%$ の場合についてケーシング形状の影響を調べた。図3-21にケーシング形状を変化させた場合の性能曲線の一例($\delta_2 = 10^\circ$ の場合)を示した。図3-21からわかるように舌部を一定にしてケーシングの大きさ θ を変化させると性能曲線の形状が大きく変化し、右上りから右下り傾向の性能曲線が連続的に得られる。

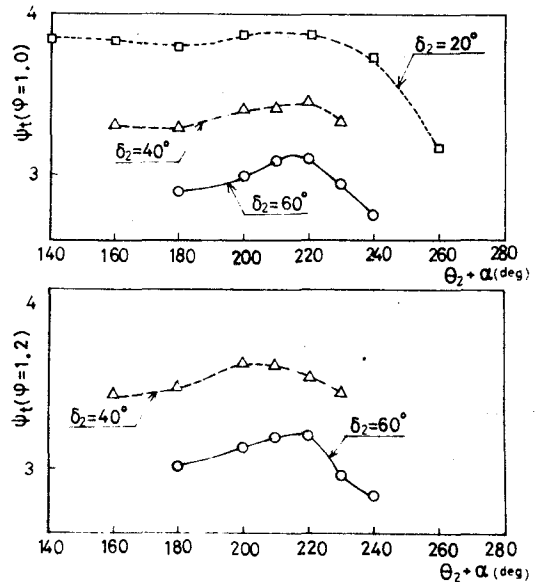


図3-20 吐出弧の影響
($\varphi = 1.0, 1.2$)

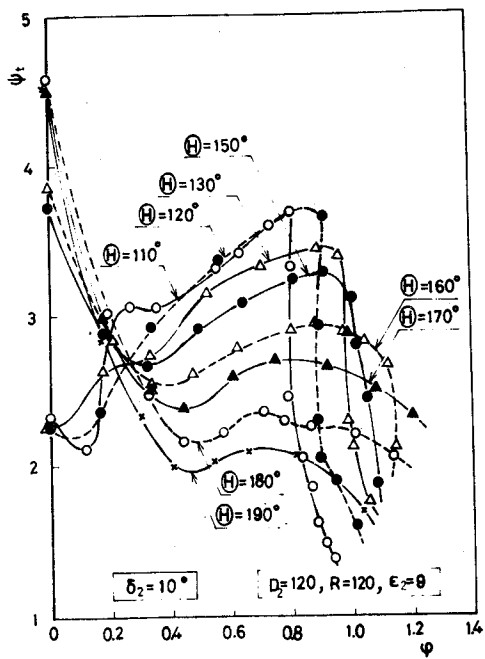


図3-21 性能曲線 ($\delta_2 = 10^\circ$)

ケーシングの影響としては、 $\theta = 180^\circ \sim 300^\circ$ における r の大きさが問題になると考えられる。後述のように、この範囲の r の大きさはその中間たとえば $\theta = 240^\circ$ における r によって代表させることができる。

しかし図2-9のケーシングでは $r(\theta = 240^\circ)$

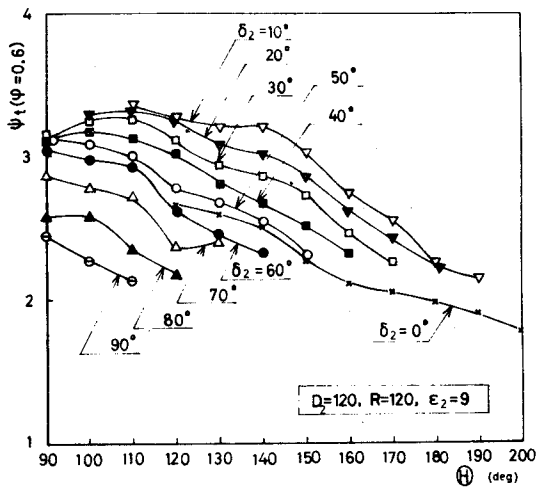


図3-23 θ の影響 ($\phi = 0.6$)

すなわち θ が小さいと右上りの性能曲線が得られ、 θ が大きいと右下りの性能曲線が得られる。この傾向は他の δ_2 についても変わらなかった。ただし δ_2 が大きくなると性能曲線は全般的に右下り傾向になる。

さて3.4で図2-9の $\theta =$ 一定のケーシングの場合には、中流量域の性能は吐出高さ h にはほぼ無関係に舌部先端部の ϵ_2 、 δ_2 により定められ、また3-5でケーシングの巻き始めの部分の影響は小さいことを示した。以上のことから、図2-9の

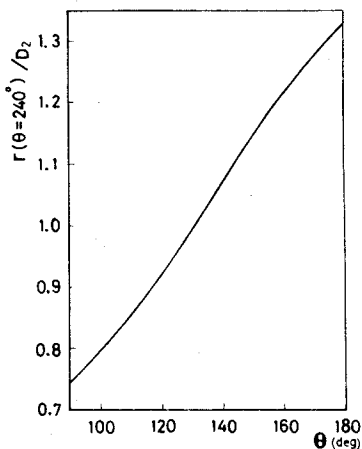


図3-22 $r(\theta = 240^\circ)$ と θ の関係

と θ の間には図3-22に示すように、ほぼ直線的な関係があるので、 $r(\theta = 240^\circ)$ の代わりに θ そのまま、 $\theta = 180^\circ \sim 300^\circ$ の r を代表

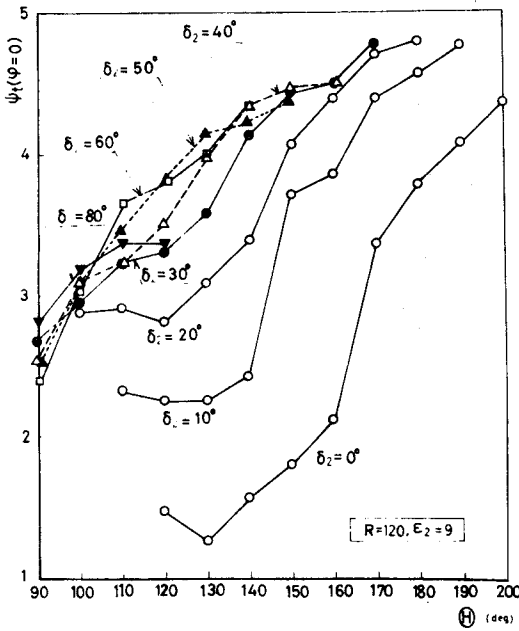


図3-24 θ の影響 ($\varphi = 0$)

すなわち $\delta_2 > 30^\circ$ では θ がきまれば締切時の ψ_t がほぼ定まる。このことはすでに図3-5の場合にも述べている。

3.6.2 舌部すきまの影響

本項では、図2-9のハウジングで $\varepsilon_2 =$ 一定の場合に得られたハウジング形状の影響が ε_2 によりどのように変化するかを $\theta = 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ の場合について検討した。 $\delta_2 = 40^\circ$ で θ を変化させた場合の性能曲線を図3-25, 図3-26に示した。ただし $\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ ($\varepsilon_2/D_2 = 7.5\%$) および $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ ($\varepsilon_2/D_2 = 1.25\%$) の場合である。これらの図から $\varphi = 0.3 \sim 0.9$ の中流量域の性能曲線は $\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ では右下り傾向であるが、 $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ では、大流量域の

させることができる。図3-23, 図3-24には δ_2 のいろいろな場合に対し、 ψ_t ($\varphi = 0.6$) および ψ_t ($\varphi = 0$) の θ による変化を示した。図3-23で、一般に ψ_t は θ が大きくなると減少するという傾向があるが $\delta_2 = 10^\circ \sim 50^\circ$ の範囲では $\theta = 90^\circ \sim 120^\circ$ の間は ψ_t はほぼ一定である。すなわちこの範囲では θ の影響は小さく、ケーシング形状の大きさにはかなりの幅が許される。また図3-24で、 ψ_t は一般に θ とともに増加する傾向があるが、 $\delta_2 > 30^\circ$ の場合には δ_2 による差異は小さい。

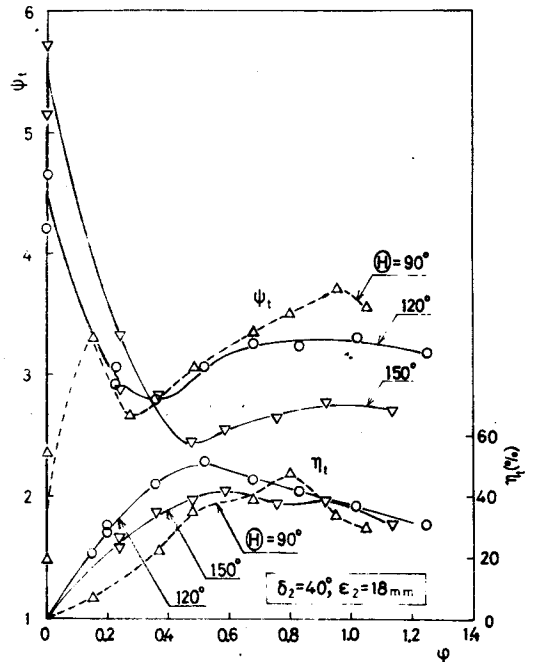


図3-25 θ と性能曲線

($\delta_2 = 40^\circ, \varepsilon_2 = 18\text{mm}$)

ψ_t はあまり変わらず, とくに小流量域の ψ_t が高くなることにより, 性能曲線は右下り傾向に変化していることがわかる。この傾向は θ によって差異がない。

図 3-27, 図 3-28 には ψ_t ($\varphi=0.6$) および ψ_t ($\varphi=0$) の θ による変化を示した。 θ は前述のように $\theta=180^\circ \sim 300^\circ$ におけるケーシングの大きさ r を代表する。図 3-7 で ψ_t ($\varphi=0.6$) で代表される中流量域の ψ_t は θ が大きくなると減少する傾向がある。この傾向は ε_2 の大小には関係しないが, ε_2 が小さいと ψ_t の高い値で成立する。また図 3-28 で小流量域の性能を代表する縮切時の ψ_t は θ とともに増加し,

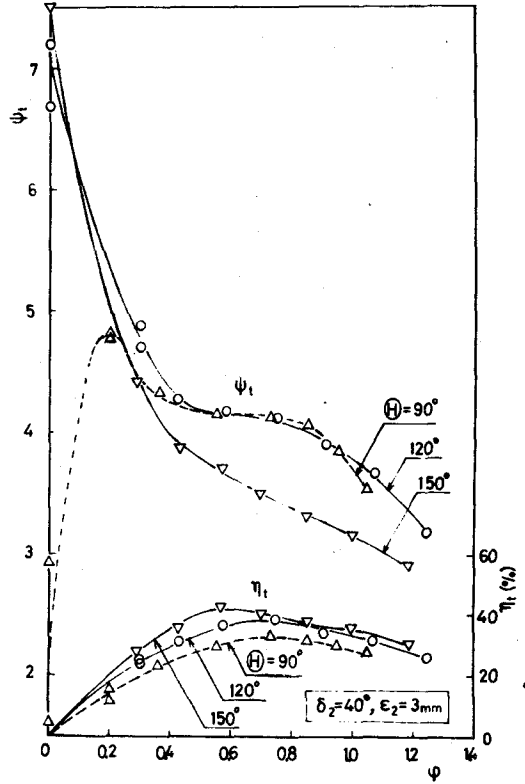


図 3-26 θ と性能曲線

($\delta_2 = 40^\circ, \varepsilon_2 = 3 \text{ mm}$)

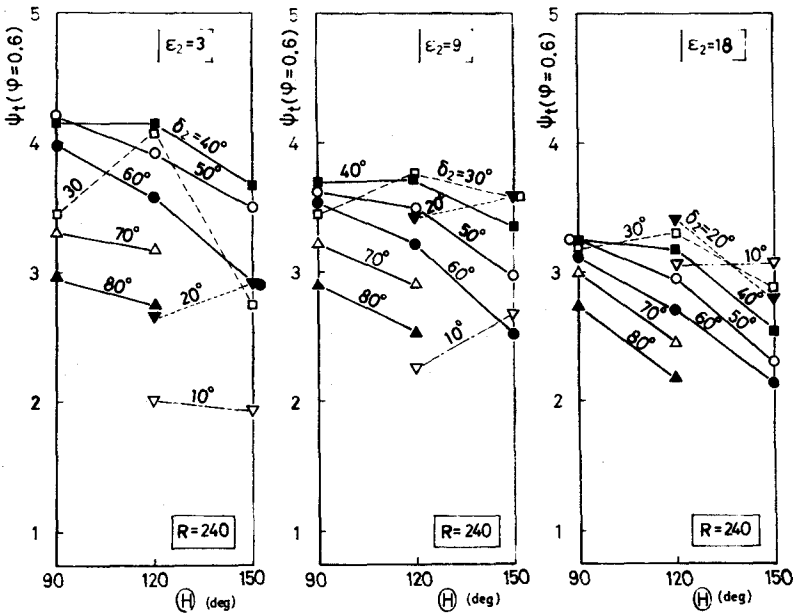


図 3-27 θ の影響 ($\varphi=0.6$)

また $\delta_2 > 30^\circ$ では δ_2 による差異がほとんどなくなる。この傾向も ε_2 の大小には関係しない。ただし、この場合にも ε_2 を小さくすると ψ_t の値は高くなる。

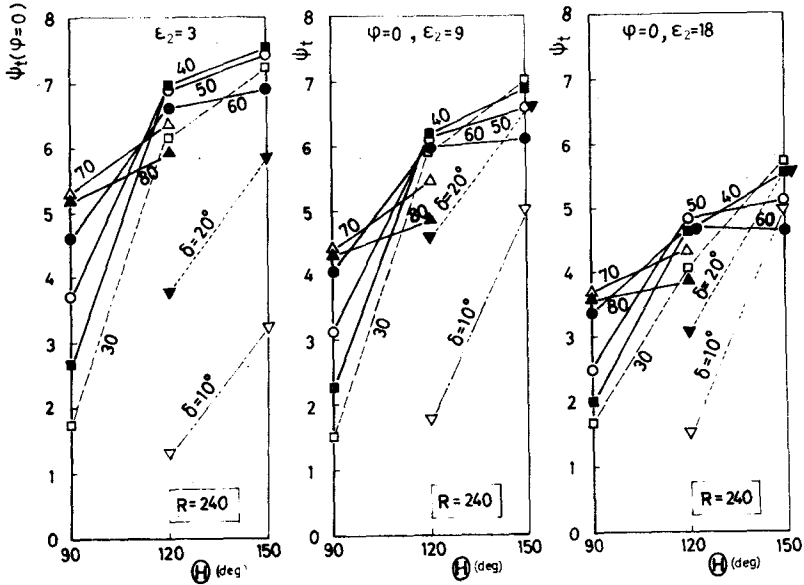


図 3-28 θ の影響 ($\varphi = 0$)

3.6.3 一般形状のケーシングの場合の検討

ここでは一般の形状のケーシングとして、図 1-7 のケーシング(図 3-29)と、これとほぼ同一の舌部を持つ図 3-30、図 3-31 のケーシングを用いた。いずれも舌部は直線ではなく、S 字形板状舌部であり、吐出弧および吐出高さ h が一定で、ケーシングの曲線部の大きさだけが変化する。この場合と、吐出弧と吐出高さがいっしょに変化する図 2-9 の場合とを比較することにより、一

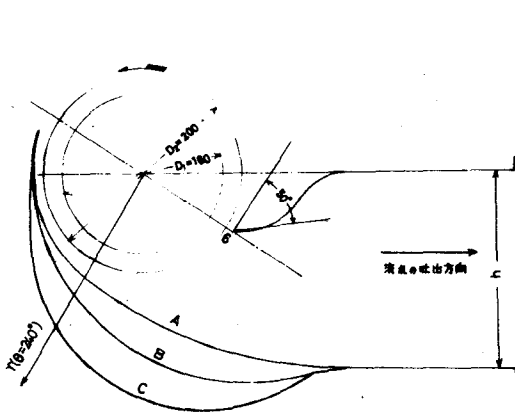


図 3-29 ケーシング(図 1-7)

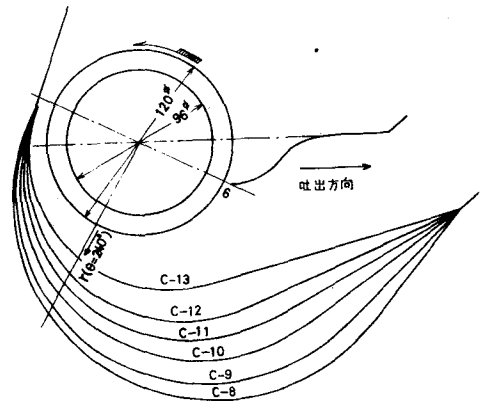


図 3-30 C-8~C-13 ケーシング

一般の形状のケーシングの影響がどの程度予測できるかを調べた。図3-32は図3-30に対応する性能曲線である。図3-29, 図3-30, 図3-31の場合には $r(\theta=240^\circ)$ によってケーシングの大きさを代表させた。図3-33にはこれらのケーシングの $r(\theta=240^\circ)/D_2$ に対する $\psi_t(\varphi=0.6)$, $\psi_t(\varphi=0)$ の変化を示した。図3-29のS字形舌部の傾き角を 50° と見なして, 図3-33には比較のため, 図2-9のハウジングで $\varepsilon_2/D_2=7.5\%$, $\delta_2=50^\circ$ として $\theta=90^\circ \sim 180^\circ$ と変化させた場合の $\psi_t(\varphi=0.6)$ と $\psi_t(\varphi=0)$ と $r(\theta=240^\circ)/D_2$ との関係を示した。図3-33より, 一般の形状のケーシングに対しても, $r(\theta=240^\circ)/D_2$ を大きくして行くと中流量域の

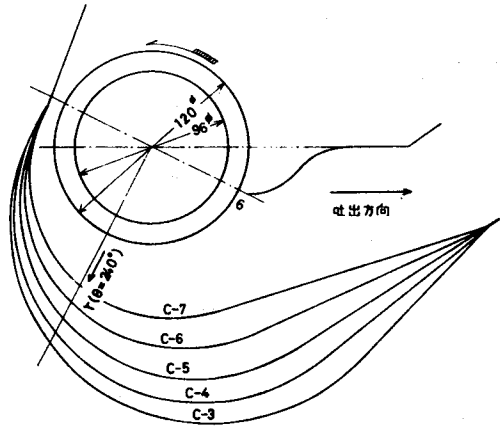


図3-31 C-3~C-7 ケーシング

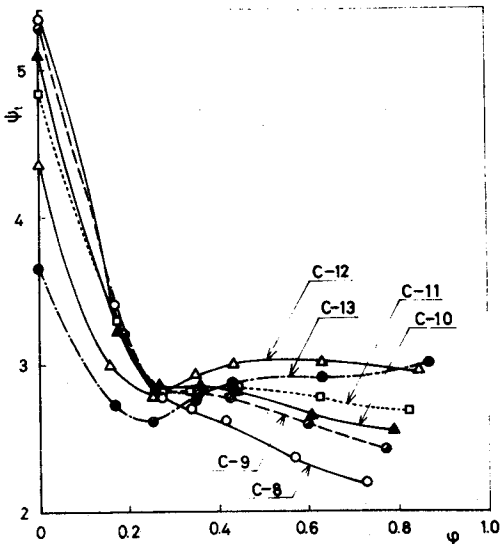


図3-32 性能曲線 (図3-30)

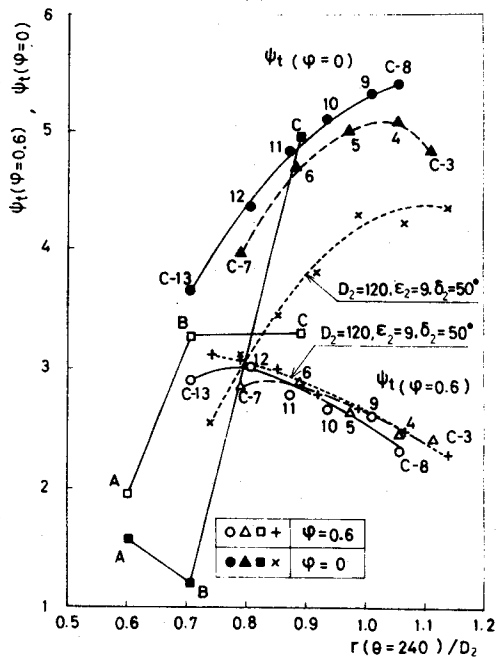


図3-33 $\psi_t - r(\theta=240^\circ)/D_2$
 (一般のケーシングの場合)

ϕ_t が減少し、小流量域の ϕ_t が増加する傾向がある。この傾向は前節の図3-27, 図3-28の場合とよく似ている。

図3-29では $\varepsilon_2/D_2=3\%$ ($\varepsilon_2=6\text{mm}$) , 図3-30, 図3-31では $\varepsilon_2/D_2=5\%$ ($\varepsilon_2=6\text{mm}$) と、 ε_2/D_2 が若干異なることを考慮すれば、図3-33における実線と点線の差異はそれほど大きくない。したがって一般のケーシングの場合も、図2-9のケーシングの場合に得られた結果より、性能を予測し得ることになる。なお第5章では内部流れの面からこの一般性の根拠をさらに広げている。

3 7 結 言

内部案内装置を持たない横断流送風機について、ハウジング形状が性能に及ぼす影響を数的に明らかにするため、主として単一円弧と直線より成る最も簡単な形状のハウジングについて、その形状パラメータを種々変化させて性能を測定し、またくさび形舌部や折線形舌部を持つハウジングあるいは一般の形状のハウジングについても種々検討した結果、次の結論を得た。

- (1) 横断流送風機の性能を決定するハウジングの主要な形状パラメータは、舌部先端部の無次元のすきま ε_2/D_2 、舌部の吸込側の傾き角 δ_2 および吐出方向を基準として羽根車の回転方向 $\theta=240^\circ$ の付近におけるケーシングの無次元の大きさ $r(\theta=240^\circ)/D_2$ である。
- (2) ケーシングの巻き始めの位置や吐出高さ h の影響は、(1)に述べた主要な形状パラメータの影響に比べればきわめて小さい。
- (3) ε_2 が性能に及ぼす影響はきわめて大きく、とくに高性能で安定な右下りの性能曲線を得るためには、 ε_2 をなるべく小さくする必要がある。ただし実際の設計に当っては、本研究では検討をしていない騒音性能に対する影響を考えなくてはならないであろう。
- (4) ケーシングが一定で ε_2/D_2 が一定の場合には、舌部先端の位置、傾き角度を変化しても $\delta_2 > 20^\circ \sim 30^\circ$ では小流量域の性能はあまり変化しないが、中流量域の性能は h には無関係に δ_2 によりほぼ決定される。そして δ_2 には最適値 $(\delta_2)_{opt}$ がある。
- (5) $(\delta_2)_{opt}$ は ε_2/D_2 により若干異なる。すなわち $\varepsilon_2/D_2=7.5\%$ では $(\delta_2)_{opt}=10^\circ \sim 20^\circ$ であるが、 $\varepsilon_2/D_2=1.25\%$ では $(\delta_2)_{opt}=30^\circ \sim 40^\circ$ と変化する。全体的には $(\delta_2)_{opt}=10^\circ \sim 40^\circ$ である。

- (6) $\varepsilon_2/D_2 = \text{一定}$ の場合、 $(\delta_2)_{\text{opt}}$ における圧力係数 ψ_t の値はケーシング形状が変われば変化するが、 $(\delta_2)_{\text{opt}}$ の値はどのケーシングについてもほぼ同じである。
- (7) ケーシングの巻き始めの部分を少々変化させても、性能に及ぼす影響はあまり大きくないが、吐出弧の大きさは約 220° が最適である。
- (8) 舌部が同一(ε_2/D_2 も一定)で、ケーシングの r ($\theta = 240^\circ$)を変化させると右上りから右下りまでの種々の形の性能曲線が連続的に得られる。すなわち r ($\theta = 240^\circ$)が小さいと右上りの、 r が大きいと右下りの性能曲線が得られる傾向がある。
- (9) $\varepsilon_2/D_2 = \text{一定}$ の場合、舌部の δ_2 が変化しても(8)の傾向は変わらない。ただ δ_2 が大きいほど性能曲線は全体的に高い ψ_t において表われる。
- (10) 上の(8)、(9)の傾向は ε_2/D_2 の大小には無関係である。ただし ε_2/D_2 が小さいと、この傾向は全体的に高い ψ_t において表われる。

第 4 章 横断流送風機の内部流れ状態

4.1 緒 言

前章では横断流送風機の各部形状が全圧性能に及ぼす影響を明らかにした。本章では送風機の内部流れ状態について種々の考察を行なった。

横断流送風機の内部の流れについては Eck⁽¹⁾, Coester⁽⁵⁾, 轟⁽¹⁶⁾, 村田・井家上^{(12),(17),(20)}らの研究があるが, それ以後の研究としては Ilberg & Sadeh⁽¹⁴⁾による組合せうずを用いた内部流れの表示, Porter & Markland⁽³⁹⁾による Dätwyler 型のケーシングに関するうずの周方向移動の測定, Lajos & Preszler⁽⁵²⁾によるうず度分布の測定などが注目される。これらの研究において, 羽根車内部の流れは偏心うずにより代表され, そして偏心うずは近似的に組合せうず(ランキンうず)からなる機構が一般に認められている。本研究においても基本的にはこの機構を前提としている。しかし従来の研究ではその偏心うず中の強制うずの大きさやうずの強さおよびうず中心の移動について系統的に調べたものはなく, さらに偏心うずの機構そのものについてもなお不明な点が多く, 現在のところ, 流れのより実際的なモデルは得られていない。偏心うずの移動に代表される内部流れの挙動と性能との関係については別に章を設け(第 5 章), 本章では最も代表的なハウジングを選んで, その流線, 静圧分布, 全圧分布の様子を把握し, さらに羽根車内周上の全圧分布や翼間相対流の熱線出力波形を用いて, 流れの流入, 流出の状態や偏心うずの挙動について考察する。さらに偏心うず中の強制うずの強さ, 大きさや, 羽根車の効率・性能を計算する手法を確立し, その効率や性能についても 2, 3 の考察を試みた。

4.2 実験方法

4φの円筒形 3 孔ピトー管による流れの測定および熱線プローブによる翼間相対流の測定は羽根車幅中央の横断面内で行なった。

なお後述のように 4φピトー管が流れに影響を及ぼす場合には 1φの円筒型単孔ピトー管を用いることによりできるだけ正しい測定を行なう。また流れの幅方向 2 次元性の検討の際には, 5 孔ピトー管を幅方向に挿入する方式では, 挿入する支柱の長さに比例して, 流れに対する抵抗が変化し流れが変化する。

したがって各断面の測定に当っては羽根のほぼ全幅にわたる1φの円筒型単孔ピトー管を設置する。これより流れに対し同一の抵抗条件の下に羽根幅方向の流れの違いを知ることができる。

実験は $D_2=240\text{mm}$ の羽根車について行なった。ハウジングは図3-14の折線形舌部が直線となった $\epsilon_2=3\text{mm}$ の場合を選んだ(図4-3)

流线測定における記号の説明は図2-16のとおりであり、熱線は図2-3に示すように翼間通路の中央(H_1)と腹側(H_2)の2種用いている。また熱線による翼間相対流の測定については同一設定条件におけるシンクロスコープの出力波形そのままの比較によって種々の考察をする。そして熱線波形写真は時間的な変化を知るため5回の掃引(羽根車5回転分)波形を重ねた。

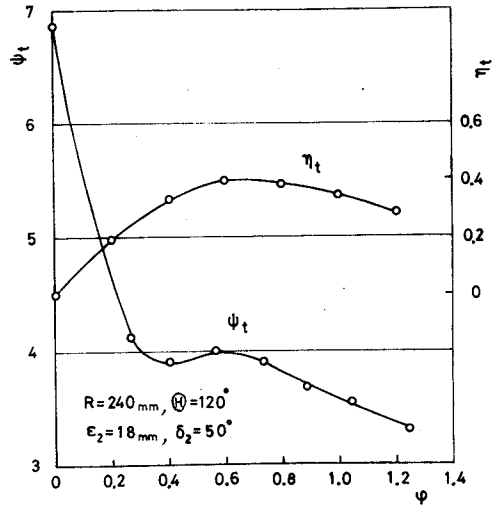


図4-3 性能および効率曲線 (直線舌部)

4.3 流れの羽根車幅方向の2次元性の検討

$L/D_2 > 1.0 \sim 1.5$ であれば羽根車幅比による性能の低下はない⁽²³⁾ことは、本研究の羽根車の場合にも言えるが(図3-2), その幅方向の流れは端面の影響があるため完全には2次元ではない。

轟⁽¹⁶⁾も羽根幅中央以外は流れは2次元ではないと報告している。しかし羽根幅方向の流れの2次元性が羽根幅の何割の部分で成立しているかあるいはその2次元性の流量による変化はどの程度であるかについては明らかでないので本節では図2-9の基本形ハウジングで $\theta=120^\circ$, $\epsilon_2=3\text{mm}$, $\delta_2=40^\circ$ の場合について羽根車中心および吐出口中央における測定位置(図2-12)において流れの2次元性を検討した。ただし流れの測定には前述の1φの円筒型単孔ピトー管を用いた。3次元流れの測定に対しては本来は5孔ピトー管を用いるべきであるが、5孔ピトー管では測定位置に応じて流れ中のピトー管の支柱の長さが増減し、流れに及ぼす影響は同一ではない。また2次元性の範囲は羽根幅方向の全圧分布により十分知ることができるので上記の方法を用いた。

図4-1, 図4-2に吐出口中央および羽根車中心における, 全圧 p_t および
 流路高さ方向の流れ角 ψ の羽根幅方向の分布を示した(基準の方向を $\psi = 0$ と

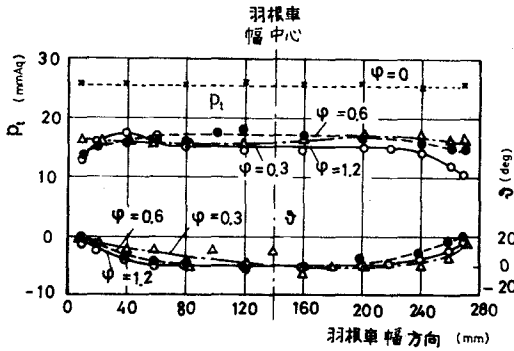


図4-1 流れの2次元性
 (吐出口中央)

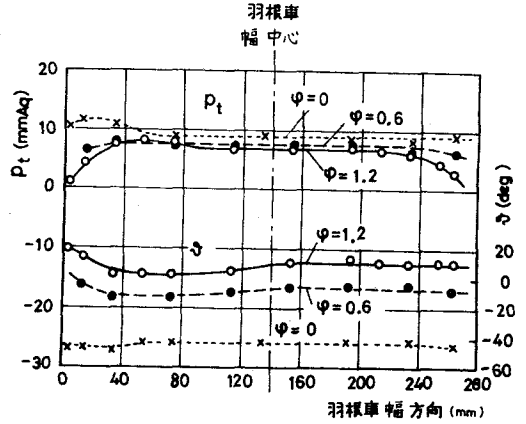


図4-2 流れの2次元性
 (羽根車中心)

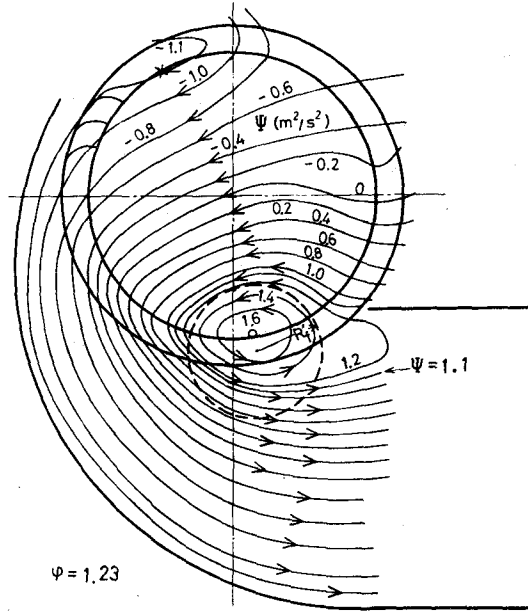
する)。なお $\phi = 0$ の場合吐出口中央は死水域の中にあるので ψ の値はないが
 羽根車中心では強い循環流れが存在し, ψ の値も存在する。これらの図から,
 ϕ が小さいほど2次元性の範囲は広いが, すべての ϕ について両端より 40 mm
 程度の羽根幅中央部では流れに対する2次元性が保たれていると言える。した
 がって以下の流れの測定は羽根車幅中央横断面内に限ることとする。

4.4 流れの区分

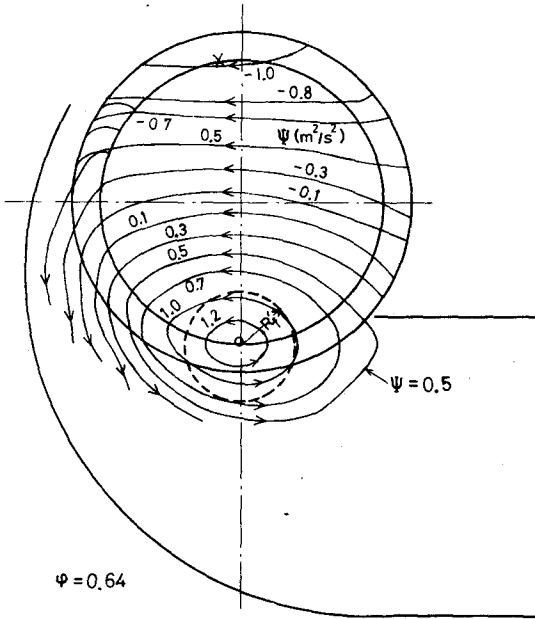
本章の以下の部分は, 図4-3に示す $\theta = 120^\circ$, $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$, $\delta_2 = 50^\circ$ の
 直線舌部を持つハウジングについての流れの測定結果の考察である。

4.4.1 流線, 静圧分布および全圧分布

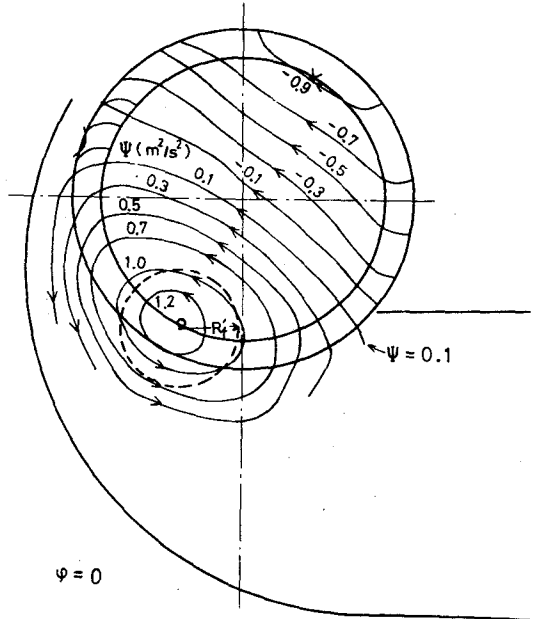
内部流れの模様を明らかにするため, まず流量の変化に伴い周方向に
 移動する場合の流線を図4-4に示した。これは図4-3の性能曲線の $\phi =$
 1.23 (ダンパ全開時), $\phi = 0.64$, $\phi = 0$ (ダンパ全閉時) の各場合である。
 図4-5, 図4-6には $\phi = 1.23$, $\phi = 0$ の場合の静圧および全圧分布を示
 した。等圧力線は図2-12の測定円上あるいは測定角上の圧力の等しい点の位
 置を結んだ等高線として容易に求められる。



(a) $\varphi = 1.23$

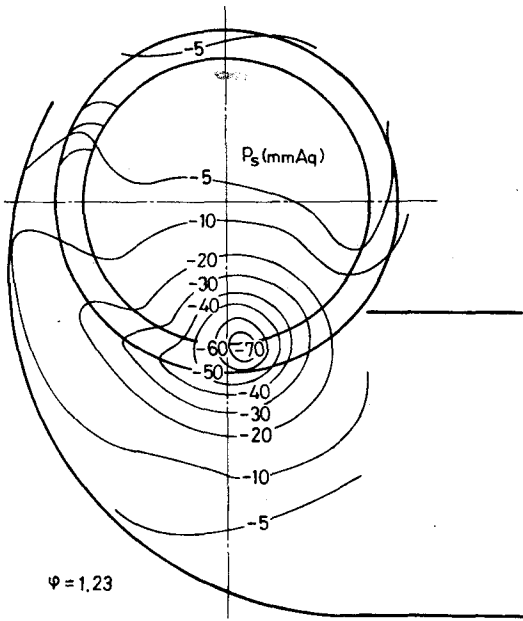


(b) $\varphi = 0.64$

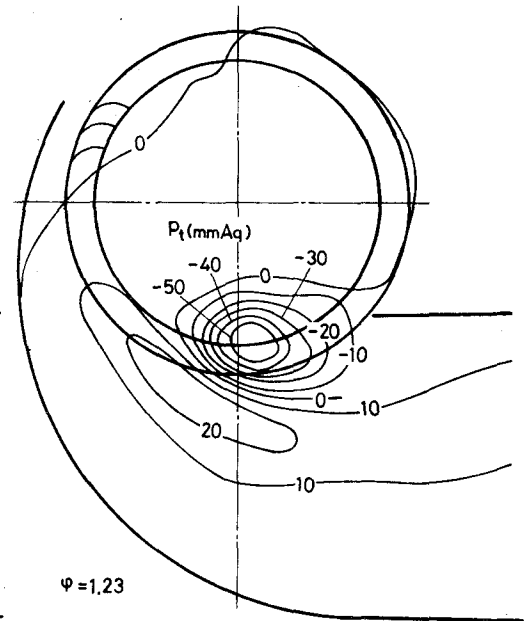


(c) $\varphi = 0$

図 4 - 4 流線 [流れ関数 ψ (m^2/s) の値を示す]



$\varphi = 1.23$

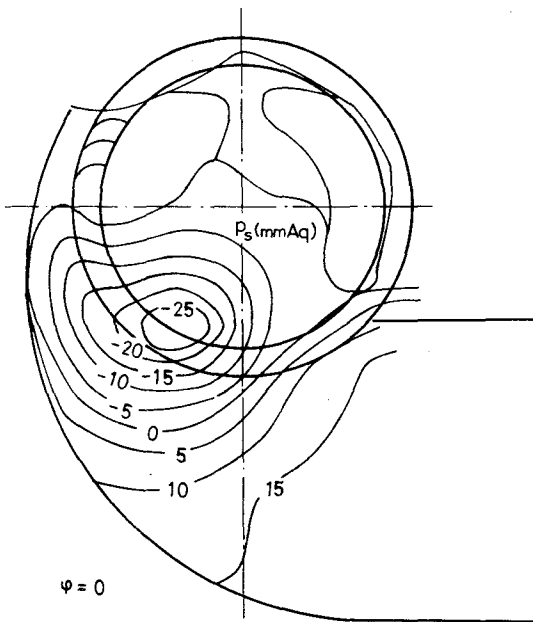


$\varphi = 1.23$

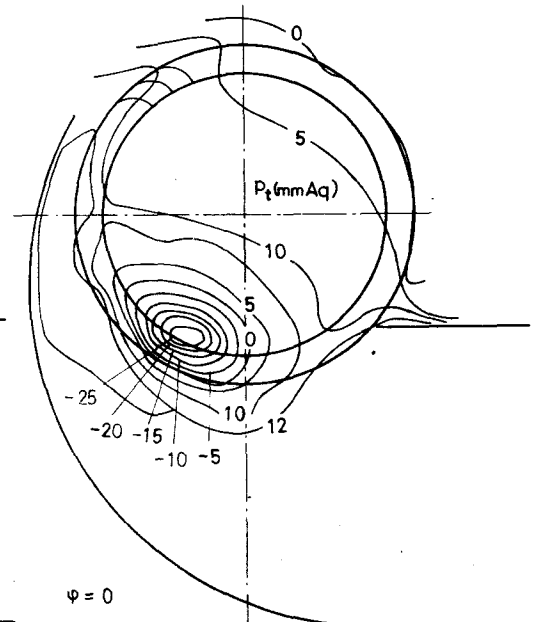
(a) 静圧 p_s (mmAq)

(b) 全圧 p_t (mmAq)

図 4 - 5 静圧および全圧分布 ($\varphi = 1.23$)



$\varphi = 0$



$\varphi = 0$

(a) 静圧 p_s (mmAq)

(b) 全圧 p_t (mmAq)

図 4 - 6 静圧および全圧分布 ($\varphi = 0$)

図4-4の流線は流れ関数 Ψ ＝一定の等高線である（羽根車中心を通る流線を $\Psi = 0$ としている）ここで流れ関数 Ψ は測定角上の v_θ の分布から求めた。すなわち

$$v_\theta = \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad \therefore \Psi = - \int_0^r v_\theta dr \quad (4-1)$$

である。すなわち流線は測定角上の単位幅当りの通過流量である。流線を流れ関数で表わしておけば、ある2点間を通過する単位幅当りの流量は流れ関数の差として容易に求められる。したがって2つの流線a, b上の流れ関数を $\Psi(a)$, $\Psi(b)$ とすると流線間の単位幅当り通過流量 q (m^2/s)は

$$q = \Psi(b) - \Psi(a) \quad (4-2)$$

で求められる。たとえば図4-4(a)の流線では $\Psi = 1.1$ 内の流線は水槽実験の場合には明瞭に見出される偏心うずすなわち循環する流れである。そして $\Psi(b) = 1.1$ と $\Psi(a) = -1.1$ の流線間の流れがハウジングから吐出される流れである。したがってこの時の流量係数 $\varphi' = \frac{q}{D_2 u_2} = \frac{2.2 m^2/s}{0.240 m \times 7.54 m/s} = 1.22$ となり、計測ダクトによる実測値 $\varphi = 1.23$ とほぼ一致する。図4-4(b)の場合には $\Psi \geq 0.5$ が循環うず、 $-0.7 \leq \Psi \leq 0.5$ が吐出流れ、 $\Psi \leq -0.7$ がハウジング外への逆流であり、この時は $\Psi(b) = 0.5$, $\Psi(a) = -0.7$ で $\varphi' = 0.66$ となり実測値 $\varphi = 0.64$ とよく一致する。図4-4(c)では $\Psi \geq 0.1$ の循環流れと $\Psi \leq -0.1$ の逆流流れとはっきりと分かれる。もちろん $\varphi' = \varphi = 0$ である。(a), (b), (c)いずれの場合でも舌部先端が吸込と吐出の仕切板としての役割を果たしている。またうずはほぼ羽根車内周近傍にある。

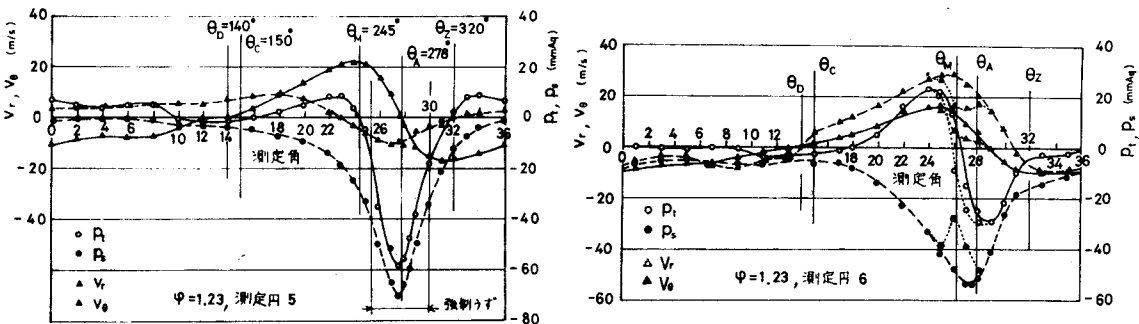
さて図4-4(a)にもどって、○と×印は後述の測定円5上の v , p 分布で $v_r = 0$ あるいは p_t が最小となる θ を示すために羽根車内周上にとった点である。○印はもちろんうず中心であり、×印はケーシング先端付近における流れの流入と流出の変換点に相当する。なおうず中心近傍では流線は円に近い。図4-5(a)の静圧分布は図4-4(a)の流線の形とあまり対応していない。すなわち p_s は羽根車内に入るにつれて負となり、うず中心で最小である。そして羽根車外へ吐出されるにつれて増加して行く。そしてこの場合 $p_s = -20 \text{ mmAq}$ の程度までは円形に近い。ハウジング内でのゆがみはあるが、静圧分布に関してはほぼ円形と見なしてよく、この分布から直接流線の形を想像することはできない。しかし図4-5(b)の全圧分布は流線の形とよく対応している。すなわち $p_t \leq$

-40mm A \dot{q} ぐらゐは等高線は円形に近い。うずの半径が羽根車の内,外半径差程度の範囲では流線も静圧,全圧分布も円形に近く,この範囲は確実に円形の強制うずであると考えられる。また羽根車内で $p_t = 0$ の等高線間の領域は図4-4(a)の吐出流れの流線にほぼ対応している。もちろん吐出流れの部分は羽根車外では $p_t = 0$ であり,吸込側翼列でほぼ一定の全圧を与えられ,吐出側翼列でさらに全圧を与えられる様子がわかる。図4-4の流線の作図はかなりの手数を要するが,図4-5(b)の全圧分布は容易に求められる。そして全圧分布によって流れの様子が知れるのはきわめてつごうがよい。図4-6の $\varphi = 0$ の場合の流線,静圧分布,全圧分布の関係についても図4-5と同様のことが言える。

すなわち要約すると流れは一般に偏心うず(循環うず)部分,吐出流の部分,逆流の部分に区分され,舌部先端が吸込と吐出しの境界となっている。そして全圧分布によればもつともよく全体の流れを把握することができる。

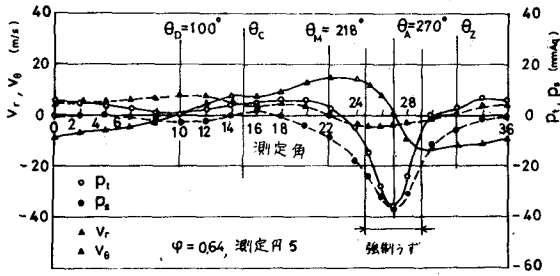
4.4.2 測定円5,6上の流速および圧力の分布

前節の流線,静圧分布および全圧分布をさらに量的に表現するため,図4-7,図4-8,図4-9には図4-4(a),(b),(c)の各 φ に対応する測定円5,6上の静圧および全圧分布,速度の径方向,周方向の分布を示した($\theta_z, \theta_A, \theta_C$ については図2-17を参照のこと)。 θ_D は図4-4の×印で示すように測定円上で $v_r = 0$ となる θ であるが,測定円5,6上であまり変化がない。 θ_M は図4-4の循環うずの境界の測定円5あるいは6上での角を示す。すなわち

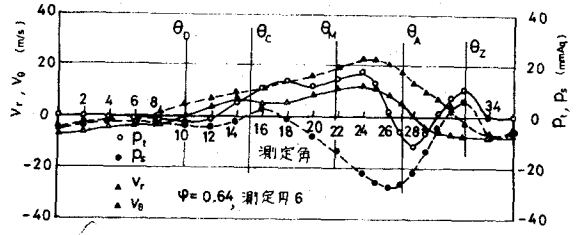


(a) 測定円5上(羽根車内周近傍) (b) 測定円6上(羽根車外周近傍)

図4-7 測定円5,6上の流速および圧力の分布($\varphi = 1.23$)

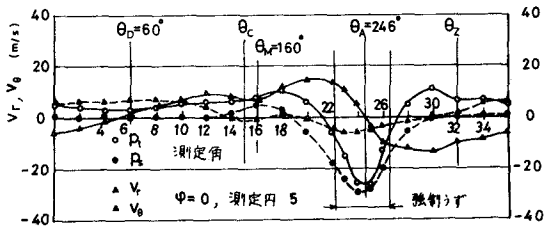


(a) 測定円 5 上

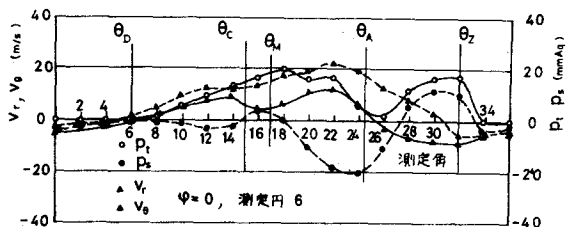


(b) 測定円 6 上

図 4-8 測定円 5, 6 上の流速および圧力の分布 ($\varphi=0.64$)



(a) 測定円 5 上



(b) 測定円 6 上

図 4-9 測定円 5, 6 上の流速および圧力の分布 ($\varphi=0$)

$\theta_M \sim \theta_Z$ が循環うず部に当るが、流線が曲げられるため測定円 5, 6 上ではそれぞれ異なる。

なお図 4-7 (b) の測定円 6 上の点線で示したのはピット管により流れが変化した場合である。これについては後述する。さて前項では、全圧分布によって流れの全体が把握されると述べたが、本項においてもこのことが確認できる。すなわち p_t 分布がわかれば p_s , v_r , v_θ 分布は予測できる。すなわちこれら 4 つの分布はよく対応しているからである。とくに測定円 5 上の p_t 分布によりポテンシャル部、うず部などの流れの区分を最もよく知ることができる。測定円 5 上の各量の分布の対応を図 4-7 (a) について説明しよう。図で $v_r > 0$ は流出、 $v_r < 0$ は流入を示し、また $v_\theta > 0$ は羽根車の回転と周方向、 $v_\theta < 0$ は回転と逆方向を示す。羽根車の与えるヘッド差が小さく全圧がほぼ一定の場合にはこの領域をポテンシャル流れと見なせるが、 p_t 分布がくぼむ場合は、この部分に強制うずを考えれば説明できる。ただしポテンシャル領域と強

制りず領域がはっきりと分かれるわけではないので、ここでは $p_t > 0$ で p_t がほぼ一定の領域をポテンシャル流れの領域と考える。ポテンシャル流れの内側が大体循環りずの領域である。図4-17にはうず中心断面上の v_θ 、 p_t 分布と後述の式で求めた理論的な強制うずの大きさを示しているが、図4-7(a)の測定円5上ではほぼ $p_t = 0$ 近くに当る。また図4-17で v_θ が直線的に変化する部分は純粹な意味での強制うずの領域である。この領域は図4-7(a)の p_t 分布では $p_t < 0$ のかなりせまい範囲に当る。強制うずをこのような意味に限れば、ポテンシャル流れの領域と強制うずの間の中間の領域はかなり広いと言いうことができる。以上の流れの区分については図4-8の $\varphi = 0.64$ および図4-9の $\varphi = 0$ の場合にもほぼ同様である。ただし $\varphi = 0$ の場合にはポテンシャル流れの領域と循環りずの領域は一致しない。

この場合吐出側翼列ではすべて循環りずの中に入ってしまう、羽根車から吐出された全圧の高い部分が羽根車内へ逆流し循環するため羽根車内での p_t も高くなると考えられる。次に v_r, v_θ, p_s, p_t の対応について述べる。羽根車内周上の全圧分布の最も典型的な分布は図4-10のような形である。この場合は無次元の $v_r^*, v_\theta^*, p_t^*, p_s^*$ で示した。図4-10は後述のように、ケーシングをつけずに舌部 ($\varepsilon_2 = 18\text{mm}, \sigma_2 = 30^\circ$) のみを用いた場合であるが、後述のように安定した流れが測定できた。 p_t 分布では図4-7(a)よりも図4-8(a)の分布の方により近い。さてこの時の羽根車では $u_1/u_2 = r_1/r_2 = 0.833$ であるが、図4-10のポテンシャル流れの領域 ($\theta = 0^\circ \sim 200^\circ$) では $v_\theta^* = 0.833$ に近いので、 v_θ

$\approx u_1$ となり、流れは羽根にほぼ無衝突に流入(流出)していると考えられる。また $v_\theta^* = 0$ の点と v_r^* の極大、極小の点に対応し $v_r^* = 0$ の点と v_θ^*, p_s, p_t の極大、極小の点がほぼ対応している。

次に問題を簡単化して、吸込側翼列において径方向流入を仮定すれば、(さらに羽根流入直前の全圧 = 0 と仮定すれば)、速度三角形から、

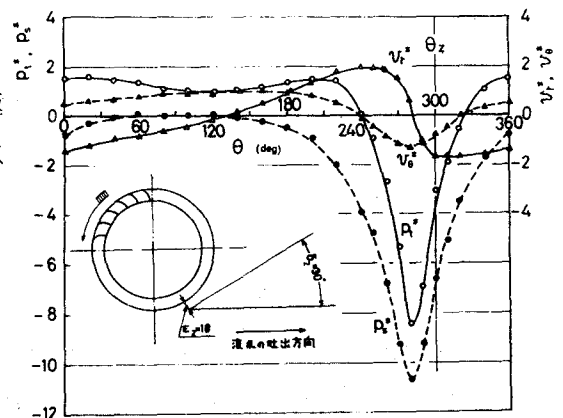


図4-10 測定円5上の $p_t^*, p_s^*, v_r^*, v_\theta^*$ の代表例

$$p_t = \rho u_1 v_\theta \quad (v_\theta \text{ は羽根車内周における値})$$

の全圧が与えられる。したがって v_θ^* と p_t^* の分布はまったく一体的となり、さらに p_s 、 p_t は前述のように強制うず中心において、ともに最小となり、うず中心を離れるとともに増加して行くので、 p_s 、 p_t の分布もほぼ一体的と考えられる。したがって定性的には v_θ^* 、 p_s^* 、 p_t^* の3つの分布は常に一体的である。

$v_\theta^* < 0$ の部分は強制うずより説明される。すなわち強制うずが測定円にかかる部分ではうずの速度は風速と逆になるからである。

以上のことから結局、羽根車内周上(測定円5上)の全圧分布によって流れの全体が把握されることになる。

4.4.3 第2強制うず

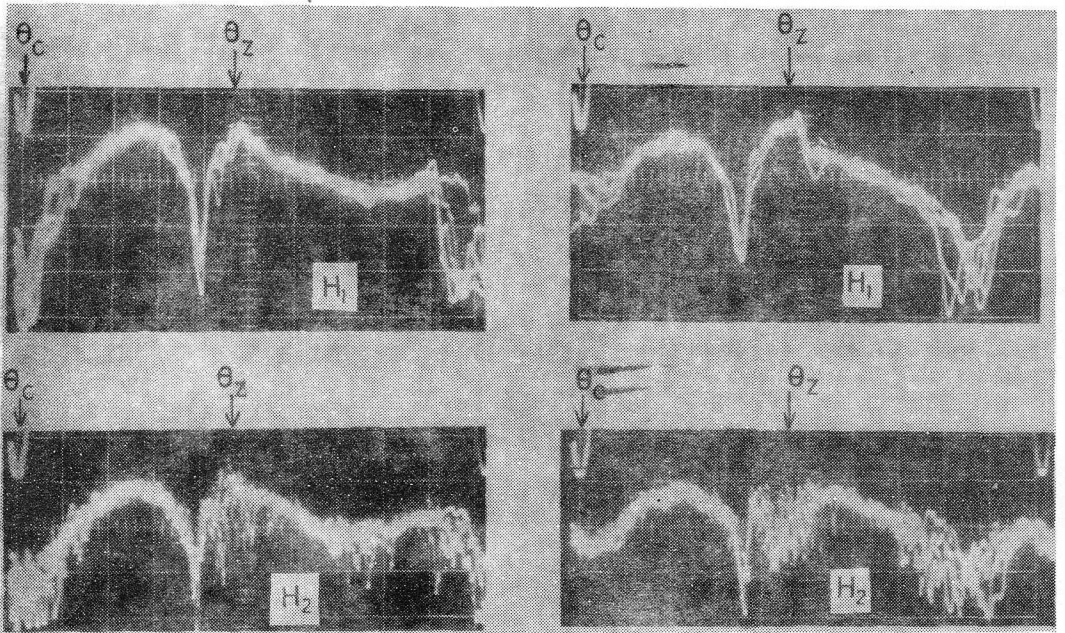
図4-10で p_t はほぼ一定のポテンシャル流れの領域も $v_r = 0$ の付近にわずかのくぼみが見られ、同時に v_θ^* が少し盛り上がっている。

これに対しては、この位置に弱い強制うずがあると考えれば説明できる。なぜならば、この時強制うずの回転方向は羽根車の回転方向と逆と考えられるので、この弱い強制うずにかかる部分での測定円5上ではうずの速度は周速の方向と一致するためである。ポテンシャル領域のくぼみは図4-7、図4-8、図4-9でも認められるが、最も典型的な分布は次章図5-12のダンバ全開時($\varphi = 1.40$)の場合に見られる。 p_t 分布からは明らかに2つの強制うずを考えなければならない。したがってこれを第2強制うずと呼ぶ。すなわち一般的には羽根車内部の流れとしてポテンシャル流れの領域と2つの強制うずの領域と2つの中間の領域を考えるべきと思われる。しかし第2強制うずは水槽実験では観察されず、また後述の熱線波形での大きな乱れと失速の状態から、この部分は消滅生成する小さなうずの集まりあるいは翼の死水域の部分と考えられる。図2-9の基本形ハウジングでの実験では δ_2 あるいは θ が大きい場合のダンバ全開時に現われやすい。

4.5 流れの考察

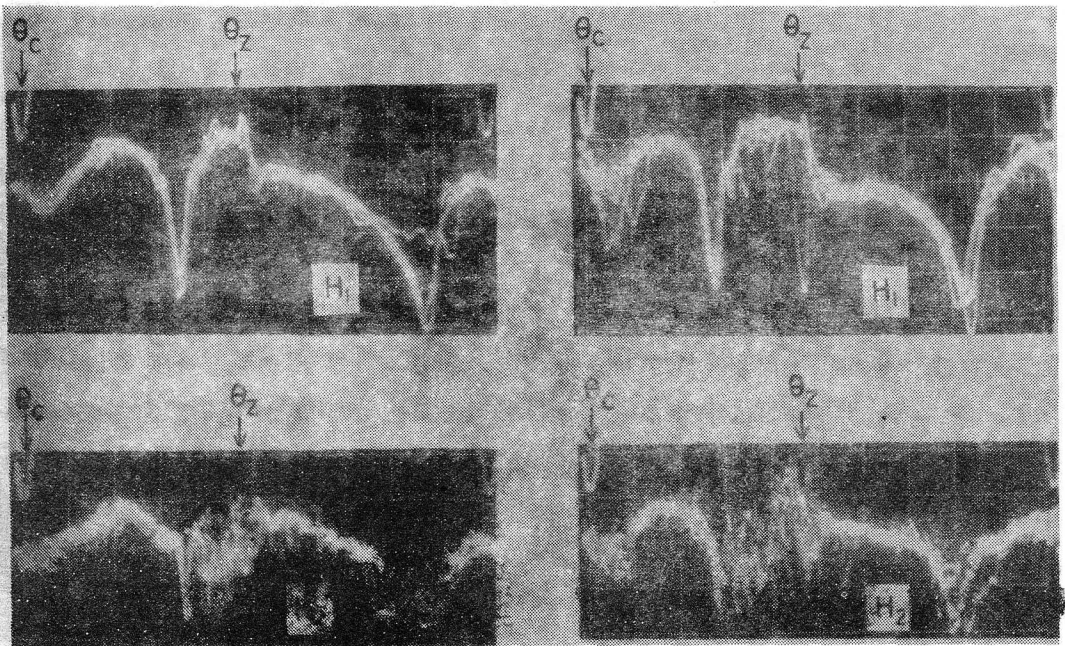
4.5.1 翼間相対流の熱線出力波形

本項では、翼間相対流の熱線出力波形を用いて流れの変動を考察する。図4



(i) $\varphi = 1.25 (\psi_{open})$

(ii) $\varphi = 0.57 (\psi_{max})$



(iii) $\varphi = 0.41 (\psi_{min})$

(iv) $\varphi = 0 (\psi_{close})$

図4-11 翼間相対流の熱線出力波形 ($\varepsilon_2 = 3 \text{ mm}$, $\delta_2 = 50^\circ$)

- 11 には図 4-3 の性能曲線についての波形を示した。H₁, H₂ で翼間中央および翼腹側の熱線プローブを表わしている，縦軸は出力電圧，横軸は周方向の角度 θ である。掃引開始位置は H₁ プローブでは $\theta=148^\circ$ ，H₂ プローブでは $\theta=145^\circ$ である。図は 5 回の掃引を重ねたものであり，熱線の検定をしなくても，波形からうずの中心の位置や大きさなどの測定を簡単に行なうことができる。また 5 回の波形の時間的順序はわからないけれども，波形が時間的にそれほどの変動をしていないことがわかる。さて H₁, H₂ の位置は図 2-3 に示すように羽根車内周上に近いので，吐出側の翼列では翼間入口での速度を感じるのだから，翼のはくりによる乱れは感じにくい。その反面吸込側の翼列では翼間出口での速度を感じるためはくりの影響は大きく出る。したがって吸込側翼列で H₁, H₂ の波形がともに乱れていない場合は，はくりは生じていないと考えられる。H₁, H₂ の波形から流れの変動の様子がわかる。図 4-4(a) には $\phi=1.23$ の場合について示した。すなわち $\theta=328^\circ\sim350^\circ$ では乱れの無い流入であり， $\theta=65^\circ$ で吸込領域における速度の谷間があり， $\theta=110^\circ$ で吸込流れが終り， $\theta=110^\circ\sim170^\circ$ では流れは完全に失速している。 $\theta=170^\circ\sim193^\circ$ では失速あるいは非失速と変動する。 $\theta\geq 193^\circ$ で強い吐出流があり，循環うずの境界の $\theta=243^\circ$ 付近では最大流速に達し， $\theta=258^\circ$ まで強い吐出流がある。 $\theta=294^\circ\sim320^\circ$ ではうずの吸込側であるが波形に変動がある。すなわち，この部分では H₁ による流速は速いが，H₂ による流速は失速してかつ変動している。

したがって，この部分は衝突によるはくりの変動が生じていると思われる。波形では $\theta=278^\circ\sim294^\circ$ のうず核の部分には H₁, H₂ いずれも乱れがないが，この部分は翼間内での逆流に相当するものであると思われる。また波形の乱れのあるうず核周辺のうず部では羽根からいったん吐出された流れが再び流入してくる流れに相当すると思われる。全般的にポテンシャル流れの部分では流入，流出の流れの乱れはないが， θ_D 部分では各翼間で流れの失速があり，その失速位置も変動している。循環うずの部分ではうず核を除いて激しい衝突があると考えられる。このように熱線波形，特に H₁ の波形によって流れの変動を知ることができる。

4.5.2 測定円5, 6上の速度三角形

ここでは測定円5, 6上の速度三角形から羽根車内, 外周上の流れの流入, 流出の状態を考察する。図4-12に図4-4(a)の $\varphi=1.23$ の場合の羽根車内, 外周上の速度三角形を示した。吸込側では $v_r < 0$, 吐出側では $v_r > 0$ である。 v, u, w はそれぞれ絶対速度, 羽根の周速および羽根に対する相対速度を表わす。羽根車内, 外周上における相対流入(流出)角を β'_1, β'_2 で表わす。 $\beta'_1=90^\circ, \beta'_2=25^\circ$ であれば相対流は羽根に無衝突の流出入をしていることになる。さて w, β' は v_r, v_θ を用いて次式で計算される。すなわち

$$w = v_r / \sin \beta', \quad \tan \beta' = v_r / (v_\theta - u_1) \quad (4-3)$$

v_r, v_θ は羽根車内, 外周上の値を用いるべきであるが, 図4-12には測定円5, 6上の値で代用した。多少の誤差は入るが流れの様子を知るには十分である。図4-13には $\varphi=1.23$ の場合の w の値を示した。 w の分布は図4-7

の v_r の分布とほぼ同様となることがわかる。

図4-14には各 φ についての β' の値を示した。

図4-14(a)の β'_1 の分布では $\theta=100^\circ \sim 150^\circ$ および $\theta=260^\circ \sim 300^\circ$ のうず部を除けば吸込側翼列では, $\beta'_1=75^\circ$ であり, 吐出側翼列では $\beta'_1=$

$100^\circ \sim 120^\circ$ であり羽根によって流れが十分に曲げられずヘッドが十分に与えられないことを示している。ま

た外周上でも吐出側翼列では $\beta'_2=40^\circ$ で, この場合にも羽根による曲げが十分に与えられていない。 β'_1, β'_2 の全体として図4-4(a)のポテンシャル流れの部分では $\pm 15^\circ$ の範囲内であるが全圧にそれほど低下はない。しかし

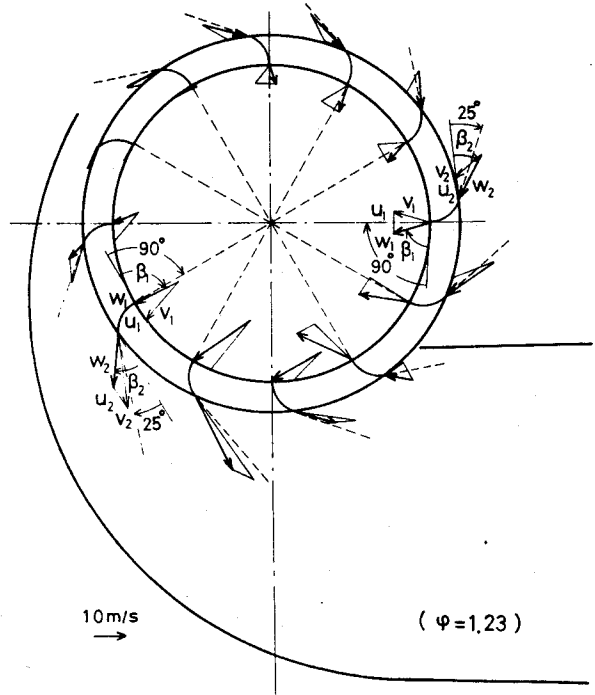


図4-12 羽根車内, 外周上速度三角形 ($\varphi=1.23$)

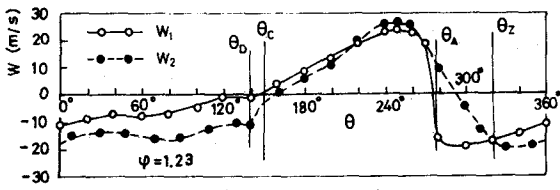
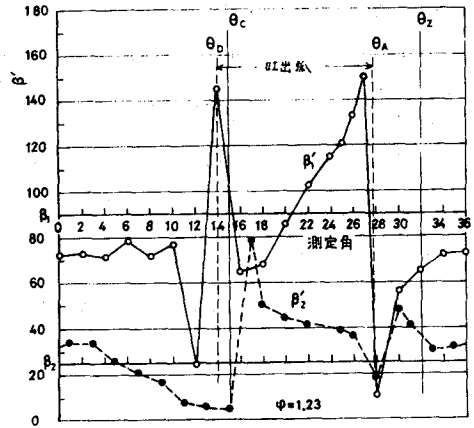
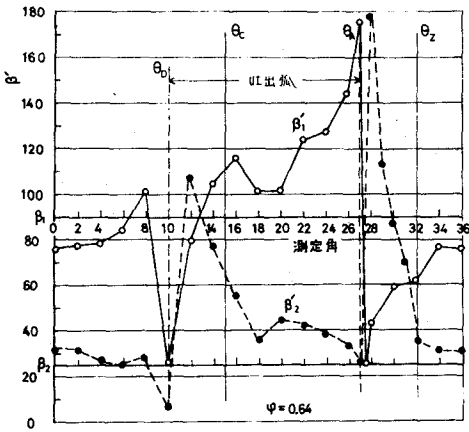


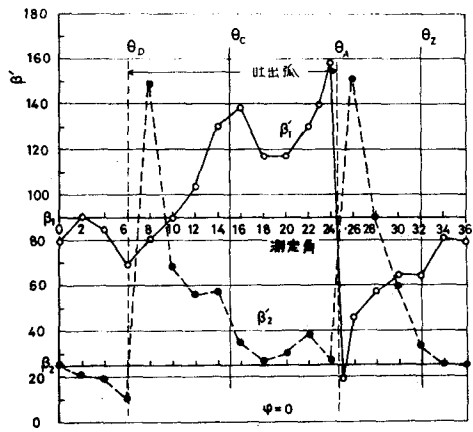
図 4-13 羽根車内，外周上の
相対速度 ($\varphi=1.23$)



(a) $\varphi = 1.23$



(b) $\varphi = 0.64$



(c) $\varphi = 0$

図 4-14 羽根車内，外周上の相対流入（流出）角 ($\varepsilon_2=3, \sigma_2=49^\circ$)

ず部では激しい衝突が起っていることを示している。図 4-14(b), (c) の場合にも (a) の場合とほぼ同様であるが，吐出側翼列での β'_1 は φ の減少とともに増加している。すなわちこの部分の衝突による損失が増加することを示している。

4.6 偏心うずの考察

4.6.1 偏心うず中の強制うずの大きさおよび中心全圧の計算

前述のように、羽根車内部の流れの機構としては一般的には2つの強制うずを考えるべきであるが、基本的には1つの強制うずで十分である。(図4-15) さらに簡単にして図4-16のような組合わせうずを考えることができる。そして円形のうずを仮定すれば、その大きさ r_f 、循環 Γ_f を推定することができる。すなわち図4-16で流線が円の場合には運動方程式は

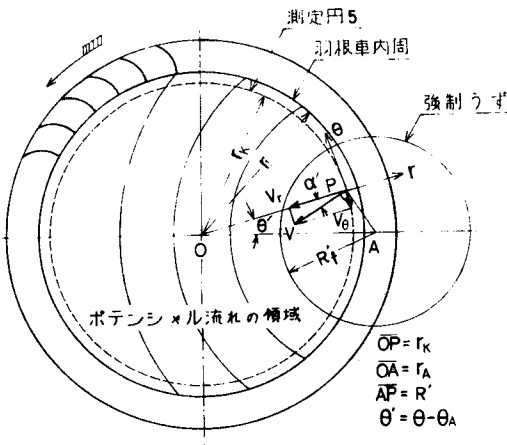


図4-15 組合わせうず各部の記号

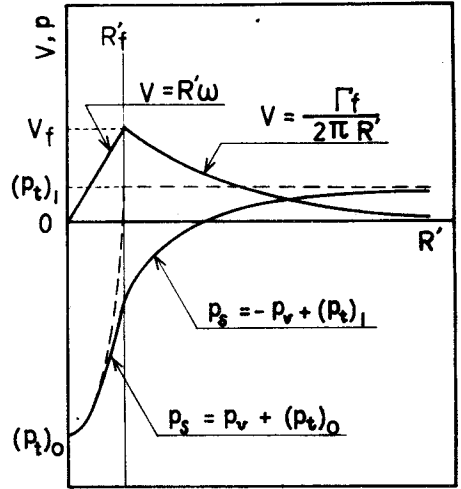


図4-16 組合わせうずの v, p_s, p_t 分布

$$\frac{dp_s}{dR'} = \rho \frac{v^2}{R'} \quad (4-4)$$

で、強制うずの場合には

$$v = R' \omega_f \quad (\omega_f \text{は強制うずの角速度}) \quad (4-5)$$

であるので

$$\frac{dp_s}{dr} = \rho R' \omega_f^2 \quad (4-6)$$

$R'=0$ で $p_s = (p_t)_0$ として積分すると

$$\begin{aligned} p_s &= \frac{\rho}{2} R'^2 \omega_f^2 + (p_t)_0 = \frac{\rho}{2} v^2 + (p_t)_0 \\ &= p_v + (p_t)_0 \end{aligned} \quad (4-7)$$

となる。すなわち強制うず内の各点について常に

$$v/R' = \omega_f, p_s - p_v = (p_t)_0 = \text{const} \quad (4-8)$$

が成り立つ。上式より強制うず内の v, p の値から強制うずの角速度 ω_f および中心における全圧 $(p_t)_0$ が推定できる。次に自由うずの場合には

$$v = \frac{\Gamma_f}{2\pi R'} \quad (\Gamma_f = \text{const}) \quad (4-9)$$

であるので、 $R' = \infty$ で $p = (p_t)_1$ として式(4-4)を積分すると

$$p_s = -p_v + (p_t)_1 \quad (4-10)$$

となる。すなわち自由うず内の各点については

$$p_s + p_v = p_t = (p_t)_1 = \text{const} \quad (4-11)$$

である。 p_t の分布が図4-16に示すほど簡単な分布をしていない場合には、便宜上強制うずのまわりの p_t の最大の値を $(p_t)_1$ とおくことにする。また図4-16で強制うずと自由うずの境界 $R' = R_f'$ における圧力の連続から

$$\begin{aligned} (p_s)_f &= (p_v)_f + (p_t)_0 && \text{(強制うず)} \\ &= -(p_v)_f + (p_t)_1 && \text{(自由うず)} \end{aligned} \quad (4-12)$$

これより

$$\begin{aligned} 2(p_v)_f &= (p_t)_1 - (p_t)_0 \\ \therefore v_f &= \sqrt{\frac{(p_t)_1 - (p_t)_0}{\rho}} \end{aligned} \quad (4-13)$$

また強制うずの大きさ R_f' と循環 Γ_f は

$$R_f' = v_f / \omega_f', \Gamma_f = 2\pi R_f' v_f \quad (4-14)$$

上式より v_f, R_f', Γ_f を計算することができる。

次に強制うずの部分の測定円上の v_r, v_θ, p_s, p_t 分布を考える。 $\theta' = \theta - \theta_A$ と、うず中心に座標をうつすと、図4-15の円形うずの場合には図形の関係から

$$v_r = -\frac{v}{R'} r_A \sin\theta', v_\theta = -\frac{v}{R'} (r_A \cos\theta' - r_K) \quad (4-15)$$

$$R' = \sqrt{r_A'^2 + r_K^2 - 2r_A r_K \sin \theta'} \quad (4-16)$$

となり，上述の諸式から v_r ， v_θ ， p_t ， p_s の測定円上の分布を計算できる。強制うず上では，さらに簡単になる。すなわち $v = R' \omega_f$ であるので式(4-15)は

$$v_r = -\omega_f \cdot r_A \sin \theta' \quad (4-17)$$

$$v_\theta = -\omega_f (r_A \cos \theta' - r_K) \quad (4-18)$$

$\theta' \neq 0$ では $\sin \theta' \cong \theta'$ となり v_r 分布は直線に近い。 v_r 分布の傾きから円形の強制うずの角速度 ω_f とうず位置 r_A が求められる。すなわち上の2式より

$$\left(\frac{d v_r}{d \theta'} \right)_{\theta'=0} = -\omega_f \cdot r_A \quad (4-19)$$

$$(v_{\theta'})_{\theta'=0} = -\omega_f (r_A - r_K) \quad (4-20)$$

これより

$$\omega_f = \frac{1}{r_K} \left\{ (v_{\theta'})_{\theta'=0} - \left(\frac{d v_r}{d \theta'} \right)_{\theta'=0} \right\} \quad (4-21)$$

$$r_K = \frac{-r_K \left(\frac{d v_r}{d \theta'} \right)_{\theta'=0}}{(v_{\theta'})_{\theta'=0} - \left(\frac{d v_r}{d \theta'} \right)_{\theta'=0}} \quad (4-22)$$

ω_f と r_A は式(4-21)(4-22)を用いれば測定円5上の v_r ， v_θ 分布により求められ式(4-8)，(4-13)，(4-14)を用いれば $\theta' = 0$ の測定角上の v_θ 分布の方法でも求められる。うずが円形でないため上式の2つの方法で計算した ω_f ， r_A ， r_f ， Γ_f などが異なってくるが，その大体の値を知ることができる。

4.6.2 流量変化に伴う偏心うずの挙動

前項で導いた諸式から図4-4の各 φ についての偏心うずの挙動を調べるため，まず図4-17に $\varphi = 1.23$ の場合についてうず中心断面上の v_θ ， p_t ，

p_s 分布を示した (v_r はほぼ 0 に近いので省略)。うず中心は羽根車内周上もしくは羽根の内部にあるが、うず中心の全圧 (= 静圧) は式 (4-8) により推定した。 v_θ 分布で強制うずの部分ははっきりしないが、平均的に直線と見なして ω_f , R_f' , Γ_f を求める。図 4-18 には $\varphi=0.64$, $\varphi=0$ の場合のうず中

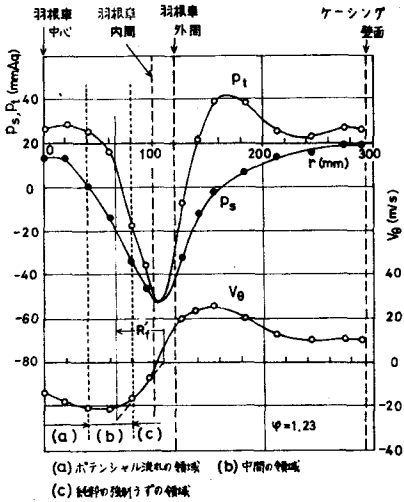


図 4-17 うず中心断面上の v , p 分布

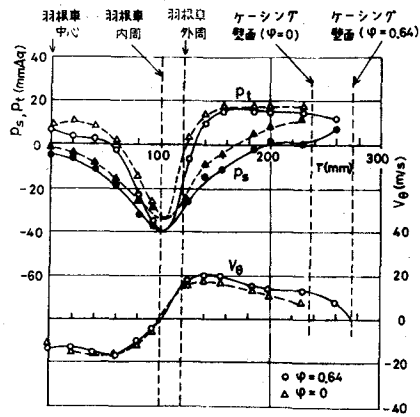


図 4-18 うず中心断面上の v_θ , p_t 分布

心断面上の v_θ と p_t の分布を示した。図 4-17 で破線によって強制うずの理論的な大きさを示しているが、 v_f は実際の v_θ の最大速度に近く、強制うずの大きさも妥当なものである。羽根車内で $p_t < 0$ の範囲が大略強制うずの大きさを表わすと考えてよい。測定角上の v_θ と p_t の分布からも羽根車内の領域を区分できる。すなわちポテンシャル流れの領域では p_t はほぼ一定であり、強制うずの領域では、 v_θ 分布はほぼ直線的である。すなわちこの場合の強制うずとして純粋な意味における強制うずを考えている。このように区分すると中間の領域はかなり広いことになる。図 4-18 の場合にもほぼ同様なことが言える。表 4-1 には、各 φ について強制うずの角速度 ω_f 強さ Γ_f 大きさ Γ_f' の値を示した。実際にはうず流線は円形ではないので、径方向および周方向速度分布より求めた値は異なるが大体の検討はつく。ここでダンパ全開時では $\Gamma \doteq 2\Gamma_{th}$ で、その他の場合は $\Gamma \doteq \Gamma_{th}$ であるのが注目される。

うずの大きさは $R_f' = 30 \sim 50 \text{ mm}$ の範囲である。とくに $\varphi = 0$ の場合可言えることであるが循環うずの大きさと強制うずの大きさは、一般には一致しない。

表 4-1 強制うずの角速度, 大きさ, 強さの比較

φ	径方向速度分布より計算				周方向速度分布より計算		
	V_f (m/s)	ω_f (1/s)	R'_f (m)	Γ_f (m ² /s)	ω_f (1/s)	R'_f (m)	Γ_f (m ² /s)
1.23	25.9	547	0.0472	7.67	547	0.0473	7.68
0.64	19.0	488	0.0389	4.64	593	0.0320	3.82
0	18.6	523	0.0355	4.14	454	0.0409	4.77

なお図 4-4 の性能曲線は右下り安定曲線を示す場合で, この場合には, うずの大きさはあまり変わらないが, 後述の右上り不安定曲線の場合には $\varphi = 0$ のうずは, きわめて大きく吐出弧の全範囲が強制うずの中にはいって $p_t < 0$ となる。

4.7 効率の検討

横断流送風機の効率は低い, なぜ効率が低いのか, その効率の配分はどうかといった問題がある。ここでは効率の問題について 1 つのアプローチを試みた。まず図 4-4(a), (b) について羽根車の局所全圧効率, すなわち各流線上で羽根車により与えられる全圧効率を求める。図 4-19 には, 測定円 5, 6 上の全圧分布と速度三角形から羽根車の局所全圧効率を計算する場合の記号を示した。局所全圧効率 η は各流線について羽根車により与えられる実際の全圧上昇 Δp_t とオイラーヘッドにより与えられるべき理論全圧上昇 $(\Delta p_t)_{th}$ との比で与えられる。

すなわち

$$\eta = \Delta p_t / (\Delta p_t)_{th} \quad (4-23)$$

ここで羽根前後の値に添字 s と d を用いると

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= (p_t)_d - (p_t)_s = (p_t)_5 - (p_t)_6 \\ &\quad \text{(吸込側翼列)} \\ &= (p_t)_6 - (p_t)_5 \\ &\quad \text{(吐出側翼列)} \end{aligned} \quad (4-24)$$

ただし $(p_t)_5, (p_t)_6$ は各流線の測定円 5, 6 上での全圧である。

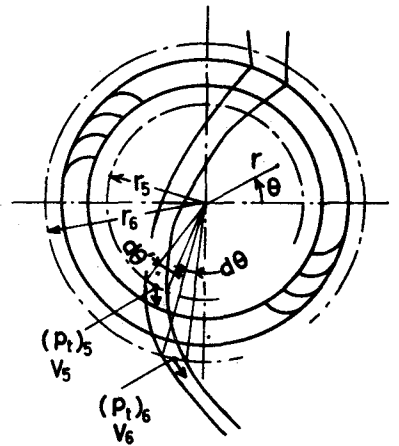


図 4-19 羽根車の局所全圧効率の計算記号

また $(\Delta p_t)_{th}$ は流体の単位量当りの運動量モーメントの差 M から次のようにして求められる。すなわち、羽根車の回転の角速度を ω とすると、まず

$$M = \frac{1}{g} [(v_\theta r)_d - (v_\theta r)_s] \quad (4-25)$$

(g : 重力加速度)

$$\begin{aligned} \therefore (\Delta p_t)_{th} &= r M \omega = \rho [(u v_\theta)_d - (u v_\theta)_s] \\ &= \rho [(u v_\theta)_5 - (u v_\theta)_6] \quad (\text{吸込側翼列}) \\ &= \rho [(u v_\theta)_6 - (u v_\theta)_5] \quad (\text{吐出側翼列}) \end{aligned} \quad (4-26)$$

ただし r は空気の比重量で、 $(u v_\theta)_5$ 、 $(u v_\theta)_6$ はそれぞれ測定円 5、6 上の $u v_\theta$ ($u = \frac{2\pi r n}{60}$ とする) である。図 4-20 には上式で求めた η を示し

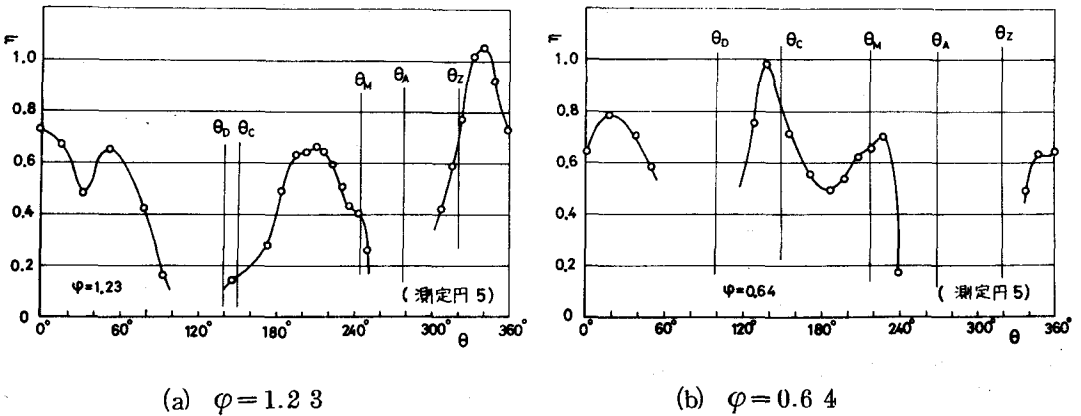


図 4-20 羽根車の局所全圧効率

た。ただし横軸は流線の測定円 5 上での角度を表わす ($\theta_z, \theta_A, \theta_M, \theta_C, \theta_D$ は図 4-7 を参照のこと)。 $\varphi = 1.23$ の場合舌部近傍の吸込側で η は 100% 近くなることはあるが、それ以外の部分では η は低く吐出流れの領域でも $\eta = 50 \sim 70\%$ 程度であり、あまり良好とは言えない。

循環うず部および変換点 θ_D 近傍では η はとくに低く、羽根車の全圧効率はさらに低下するものと思われる。次に羽根車の全圧効率 η' を求める。横断流送風機の与えるヘッドは (遠心羽根車の場合と異なり) 各流線ごとに異なりしたが、これららの平均値により示される。すなわち式 (4-24)、式 (4-26) に

測定円上を通過する流量を掛けて重みづけ平均をしなければならない。実際には羽根車内部では内部案内羽根がないので運動量モーメントの総和は0であり、またエネルギーの増減もないと考えれば、羽根車により与えられる全エネルギーの実際値 E と理論値 E_{th} は測定円 6 上の運動量モーメントの総和あるいはエネルギー流量の総和として求められる。すなわち

$$\eta_t' = \frac{E}{E_{th}} \quad (4-27)$$

$$E = \oint_6 \Delta p_t (r u_r) d\theta = r_6 \oint_6 (v_r p_t) d\theta \quad (4-28)$$

$$E_{th} = \oint_6 (\Delta p_t)_{th} (r v_r) d\theta = \rho u_6 r_6 \oint_6 (v_r v_\theta) d\theta \quad (4-29)$$

ただし添字 6 で測定円 6 上の値を示す。図 4-21, 図 4-22 には, 測定円

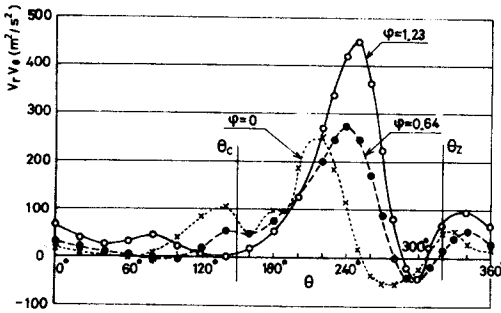


図 4-21 測定円 6 上のモーメント
($v_r v_\theta$ で代表) の分布

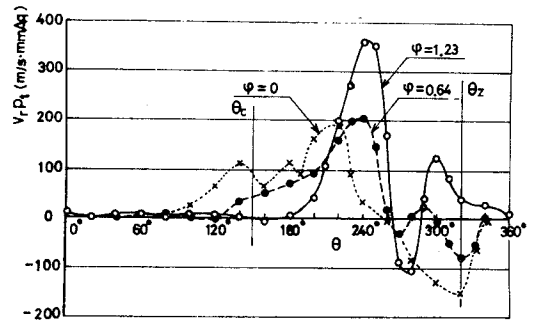


図 4-22 測定円 6 上のエネルギー流量
($v_r p_t$ で代表) の分布

6 上の運動量モーメント ($v_r v_\theta$ で代表) およびエネルギー流量 ($v_r p_t$ で代表) の分布を示した。 $v_r v_\theta$ 、 $v_r p_t$ のいずれも吸込側翼列における値は小さく吐出側翼列における値が圧倒的に多いことがわかる。

なお流線測定の結果得られる上述の諸氏から羽根車幅中央横断面内における送風機の全圧効率 η_t' 、 η_t'' を計算することができる。ただし η_t' 、 η_t'' はそれぞれ式 (4-28) と同様の積分を図 2-12 のハウジング吐出口における測

定断面 I 上あるいは測定円 6 上で行なって求めた E' , E'' を式 (4-29) の E_{th} で割って求めたものである。すなわち測定断面 I については

$$E' = \int_I (p_v v) dh \quad (4-30)$$

$$\eta_t' = E' / E \quad (4-31)$$

また測定円 6 上では流線 a, b 間の流れがハウジング内に吐出されるとすれば

$$E'' = \int_a^D (p_t r v_r)_6 d\theta = r \int_a^D (v_r p_t)_5 d\theta \quad (4-32)$$

$$\eta_t'' = E'' / E \quad (4-33)$$

表 4-2 に η' , η_t' , η_t の値を示した。ただし η_t は式 (2-7) で求めた送風機の全圧効率である。

表 4-2 効率の計算値および実測値の比較

φ	η'	η_t'	η_t
1.23	0.48	0.32	0.30
0.64	0.52	0.46	0.40

η_t' が η_t に近いことは送風機内の流れが羽根車幅方向についてほぼ 2 次元あるいは流線測定によっても η_t の値が計算できることを示している。また羽根車の全圧効率 η' が 50% に近い値であることがわかる。なお η' と η_t' の差はケーシング内での損失と考えるべきであるが、これについてはさらに系統的な精度のよい測定が必要と思われる。

4.8 ピトー管の影響

横断流送風機では測定中のピトー管により流れが変化して性能が急落することがあるので、測定に当っては注意が必要である。

すなわち 4φ の円筒型 3 孔ピトー管による流線測定の際には羽根車内部ではほとんど影響はないが、羽根車外部で羽根車近くの吐出流の速い部分にピトー

管を設置すると性能が著しく低下することがあった。図4-23は図2-12の測定円(6-270)(測定円6上 $\theta=270^\circ$ の位置)に4 ϕ のピトー管を置いた場合の図4-3の性能曲線の低下を示した。ダイパ全開時付近で性能が低下している。図4-24には、ダンパ全開時におけるピトー管の外径の影響を示した。ピ

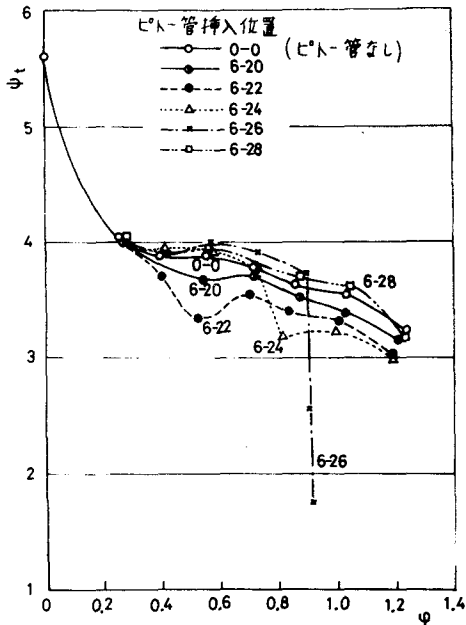


図4-23 ピトー管による性能の低下

トー管を挿入しない場合の性能は $\phi=1.23$

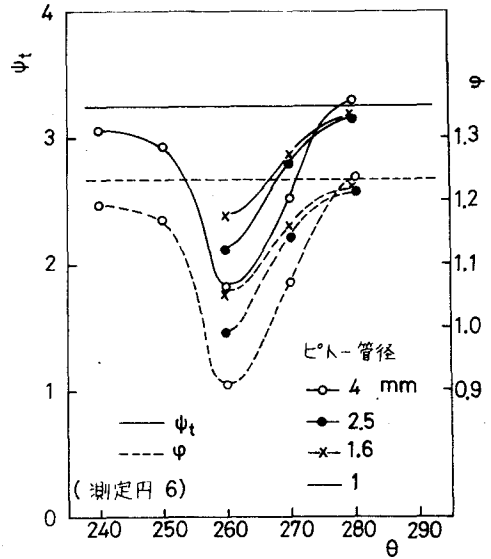


図4-24 ピトー管の外径の影響

$\phi_t = 3.25$ であるが、4 ϕ のピトー管では $\phi = 0.91$ 、 $\phi_t = 1.82$ と ϕ 、 ϕ_t ともに低下する。しかし1 ϕ のピトー管では性能の低下はない。したがって4 ϕ のピトー管による流線測定中に、このように性能が低下する時は(この時は音によってもわかる。すなわち回転音が消失し、うず音が大きくなる。そして流れの変動が大きい。)、外径1 ϕ (受圧孔0.4 ϕ)の単孔ピトー管(ステンレス製)を $\pm 45^\circ$ 振らせて、3孔ピトー管と同様に扱って流線を測定し直すことができる。図4-4(b)には1 ϕ のピトー管による修正を示した。このように、この現象はピトー管のある位置、ある流量で生ずる。図4-25には、ピトー管の影響の大きい位置を示した。(a),(b),(c)はピトー管のない場合のうず位置($\phi = 1.23$ 0.64 . 0)およびこの場合のピトー管の影響する位置を示した。 $\phi = 0$ の場合に壁面に全幅にわたって16 ϕ 程度のパイプを置いてこの現象を特に大きく生じさせると、測定(d)に示すように、うずが大きく移動し、流れが大きく変化し

ていた。(図4-26) これは単にピトー管の抵抗によるものではなく横断流送風機のうずの不安定さに起因していると思われる。

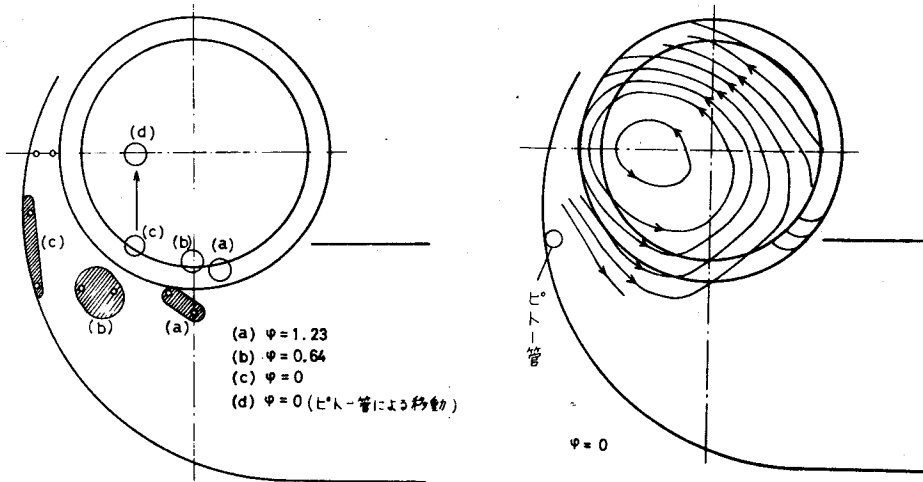


図4-25 ピトー管の影響の生ずる位置 図4-26 ピトー管による流線の変化

この現象は前述の大流量域における性能の急変の現象ともよく似ているが、その関係は明らかでない。この現象は、うずの不安定さの解明に役立つと思われるが、深く立入らないことにした。

4.9 結 言

本章ではピトー管による送風機の内部流れの測定および熱線による翼間相対流れの測定の2つの方法により、横断流送風機の内部流れの状態について種々考察を行なった。

結果は次のとおりである。

- (1) 本論文の羽根車については、すべての ϕ について、羽根幅中央部では流れに対する2次元性がほぼ保たれている。
- (2) 羽根車内周上の全圧分布と翼間相対流の熱線出力波形を用いて、全体の流れおよびその変動の様子が把握できる。
- (3) 羽根車の内部の流れの機構としては一般的にけ、ポテンシャル流れの領域と2つの強制うずの領域とその中間の領域を考えるべきものと思われる。
- (4) 測定円5上の全圧分布では $p_t < 0$ の範囲が大略の循環うずの範囲である。純粋な意味での強制うずの範囲は $p_t < 0$ のかなりせまい範囲に相当する。

- (5) 第2強制うずは実際には小さなうずの集まりあるいは死水域の部分と考えられる。
- (6) 速度三角形から考えて、ポテンシャル流れの部分でも羽根による曲げが十分与えられていない。また、うず部分では激しい衝突が起っていると考えられる。
- (7) 周方向あるいは径方向の流速分布から組合わせうずの大きさ、強さ、中心の全圧を計算する簡単な式を導いた。これによると、うずの大きさは大略 $R'_f = 30 \sim 50 \text{ mm}$ ($D_2 = 240 \text{ mm}$ の場合) 程度であり、強さはダンパ全開時には $\Gamma_f = 2\Gamma_{th}$ に近いが、他は $\Gamma_f = \Gamma_{th}$ に近い。(ただし $\Gamma_{th} = 2\pi r_1 u_1$)
- (8) 流れの測定値から羽根車の局所全圧効率 η および羽根車の全圧効率 η' を求める簡単な式を導き効率の問題への1つのアプローチを試みた。
これによるとポテンシャル流れ部においても $\eta = 50 \sim 70\%$ であまり良くない。
- (9) 横断流送風機では流れがピトー管により大きく影響され性能が急落する現象が生じる。これはうずの不安定性に起因していると思われる。
- (10) 1ϕ の単孔ピトー管を3孔ピトー管と同様に扱うことにより流れを正しく測定できる。

第5章 圧力-流量曲線と内部流れの挙動

5.1 緒 言

第3章では横断流送風機のケーシングおよび舌部の形状が圧力-流量曲線に及ぼす影響を明らかにし、第4章では偏心うずで代表される横断流送風機の内部流れの状態について種々の考察を行なった。本章では圧力-流量曲線の形と偏心うずを含む羽根車内部の流れの挙動との関係を述べている。

偏心うずの移動を取り扱ったものとしては村田・井家上⁽²⁰⁾、Porter & Markland⁽³⁹⁾などの研究がある。これによると偏心うずの位置は流量の変化に伴ない移動し、またその移動経路はハウジングの形状により異なる。そして性能曲線の形とも密接な関連性のあることが指摘されている。しかし従来の研究はいずれも内部流れを圧力-流量曲線の形と関連づけていないか、あるいは特定の形状の圧力-流量曲線の場合についてのみ研究を行っており、系統的に圧力-流量曲線と内部流れの関係を研究したものはないように思われる。すでに第3章で種々の形の圧力-流量曲線を扱い、また舌部の傾き角 δ_2 、舌部のすきま ϵ_2 、ケーシングの大きさ θ あるいは r ($\theta = 240^\circ$)が主要な形状パラメータであることを示し、また第4章では測定円5上の全圧分布あるいは翼間相対流の熱線出力波形(H_1 プローブ)により、全体の流れ状態を把握できることを示した。本章では上記主要形状パラメータを変化させた場合について流れを測定し、全圧分布あるいは熱線波形を用いて圧力-流量曲線の形と内部流れの挙動との関係を調べた。ここで内部流れの測定には前章で示した2つの方法を用いている。すなわち羽根車幅の中央横断面内における羽根車内周上(測定円5で代用)の全圧分布のピトー管による測定と翼間相対流の熱線(H_1 プローブ)による測定である。前者により流量変化に伴う偏心うず中の強制うずの大きさ、強さ、中心における全圧および中心の移動経路などを、後者により翼間相対流の乱れとその時間的変動などを知らることができる。

5.2 実験方法

前章で示したように横断流送風機の流れは羽根車内周上の全圧分布によって把握できる。また偏心うずの挙動としてはうず中心の移動がとくに目立ち、うずの強さ Γ_f や大きさ R_f /角速度 ω_f などの変化はあまり目立たないので、偏心

うずとしてはとくに中心位置 θ_v ，中心における全圧(p_t)₀(式(4-13)より v_f が求められる)の2つの量を選んだ。

ここで流線測定における記号は図2-16のとおりであり，また熱線波形における記号も図2-18のとおりである。本研究では舌部あるいはケーシングの一方のみ用いた場合の全圧分布と熱線波形に着目した。

5.3 舌部あるいはケーシングの一方だけを用いた場合の流れ

舌部あるいはケーシングの一方のみを用いた場合にも安定な流れが測定された。これについては $E_{ck}^{(1)}$ も測定例をあげているが，吐出側の速度分布の例を示しているだけで，舌部とケーシングを組み合わせた場合の性能とどう関係するかについては，まったく触れていない。しかし後述のように，全圧分布の測定値から得たうず中心の位置 θ_v ，全圧(p_t)₀の値から，あるいは翼間相対流の熱線波形から，舌部とケーシングを組み合わせた場合の中一大流量域($\varphi > 0.3 \sim 0.4$)における流れは舌部のみを用いた場合の流れに近いことを示した。

5.3.1 測定円5上の全圧分布

図5-1の $\varepsilon_2 = 18 \text{ mm}$ ， $\delta_2 = 30^\circ$ の舌部のみを用いた場合あるいはその吐出側に(a)または(b)の抵抗板を置いた場合の測定円5上の p_t 分布を図5-2に示した。抵抗板はダンパ開度を変化させた場合の送風機の流れと対比するために設

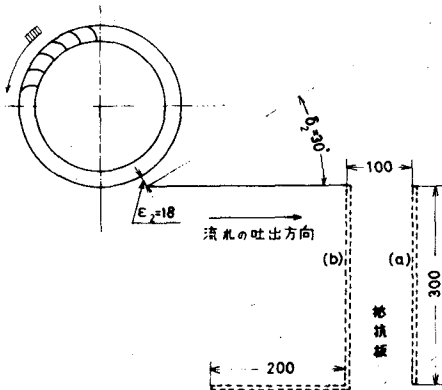


図5-1 抵抗板(舌部のみ使用の場合)

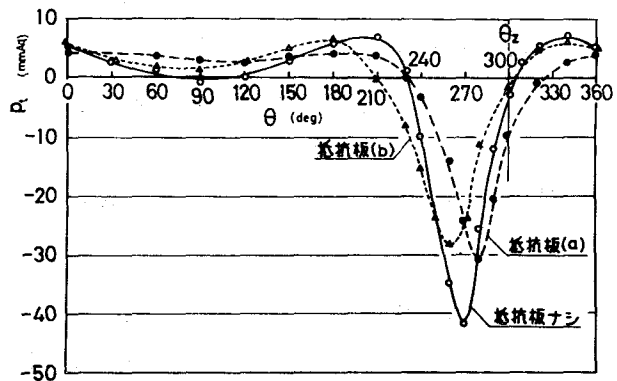


図5-2 p_t 分布(図5-1の場合)

置した。抵抗板のない場合では $\theta = \theta_D (= 90^\circ)$ 付近の p_t のくぼみが大きい。(a)の場合ではうず中心は舌部側にもっとも近づき、 θ_D における p_t のくぼみが取れ、 p_t が一定の領域が増す。(b)の場合ではうず中心から再び離れる。図5-5に示すように、 $\delta_2 = 20^\circ \sim 60^\circ$ と変えても同様の傾向が見られる。すなわち抵抗板によるうず中心の θ_v は(a), (b)に対して $30^\circ, 20^\circ, 40^\circ$ と変化する。一方図5-3に示すように $\theta = 90^\circ$ のケーシングのみを用いた場合には、図の実線と破線で示す2つの安定状態の間を変動するのが観測された。2つの状態は音あるいは流れによって、はっきりと区別できるので、それぞれの状態が出現するのを待って、すばやく流れを測定した。実線の場合には強い吐出流れがあるが、破線の場合には羽根車内すべての範囲で $p_t < 0$ となり吐出流れはほとんどない。 $\theta = 120^\circ$ のケーシングのみを用いた場合にも流れの変動は激しく、この場合には図5-3の実線のような吐出流れの強い状態は得られなかった。 $\theta = 180^\circ$ のケーシングのみを用いる場合には安定な流れを測定でき、図5-4に示すように抵抗板によりうず位置が変化する。図5-5には $\varepsilon_2 = 1.8 \text{ mm}$ と $\varepsilon_2 = 4.5 \text{ mm}$ ($\sigma_2 = 20^\circ, 60^\circ$ では $\varepsilon_2 = 3 \text{ mm}$ の場合も示す) の場合の、 $-(p_t)_0, \theta_v, r_A$ を示した (r_A はうず中心の半径位置)。図5-5から δ_2 を変化させても、 ε_2 が一定の場合には抵抗板によるうず中心の移動の様子が

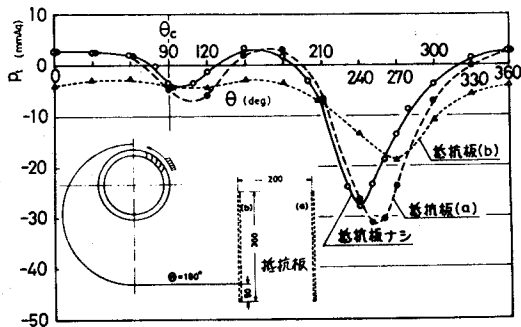
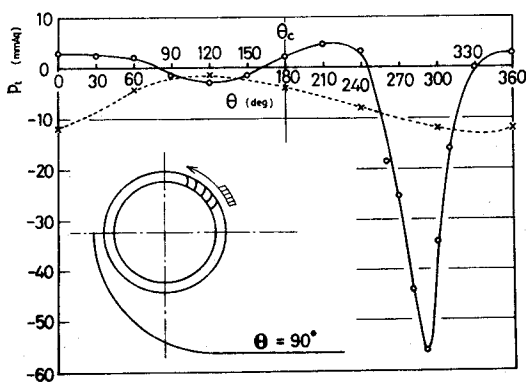


図5-3 p_t 分布 (ケーシング $\theta = 90^\circ$ のみ用いた場合)

図5-4 抵抗板の影響 (ケーシング $\theta = 180^\circ$ のみ用いた場合)

ほとんど同様であること、またすきま ε_2 が小さいほど θ_v が大きいことがわかる。そして $-(p_t)_0$ の分布が $\varepsilon_2 = 18 \text{ mm}$ では $\delta_2 = 20^\circ \sim 40^\circ$, $\varepsilon_2 = 4.5 \text{ mm}$ では $\delta_2 = 40^\circ \sim 50^\circ$ でピークを示すことは第3章で述べたように $(\delta_2)_{opt}$ のすきまによる変化の場合とよく似ている。このことから、また後述のように中、大流量域の流れがこの場合の流れに近いことから、第3章で、 $\varepsilon_2 = 3 \text{ mm}$, $\delta_2 < 30^\circ$ において ψ_t が低いのは $r_A - \delta_2$ 曲線からわかるように、うずが羽根車の内側に移動して $-(p_t)_0$ が小さくなるためと考えられる。

図5-6には強制うずの R_f' , Γ_f の値を示した。うず流線が円からはずれるため、周方向および半径方向の速度分布から前述の計算方式で求めた値が多

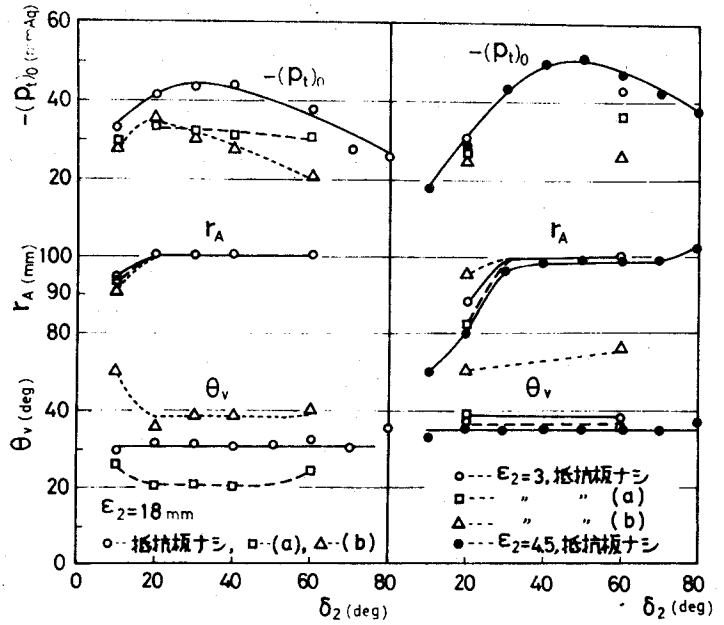


図5-5 舌部のみ用いた場合の $-(p_t)_0, r_A, \theta_v$

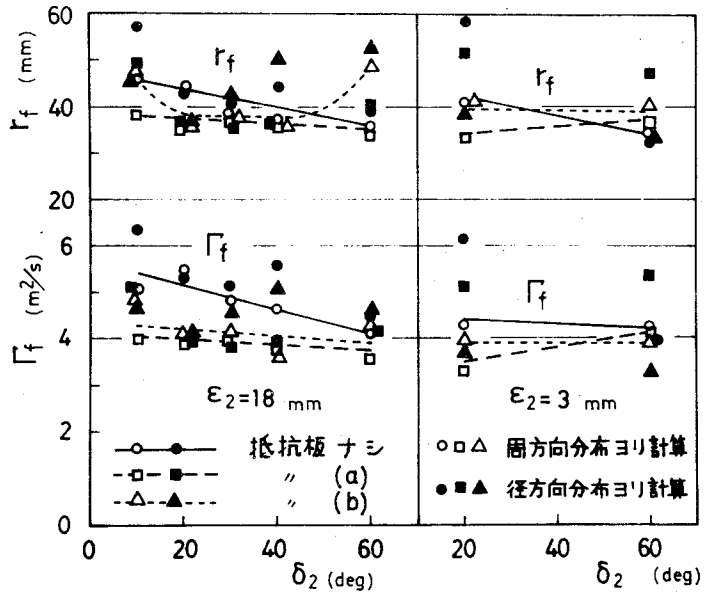
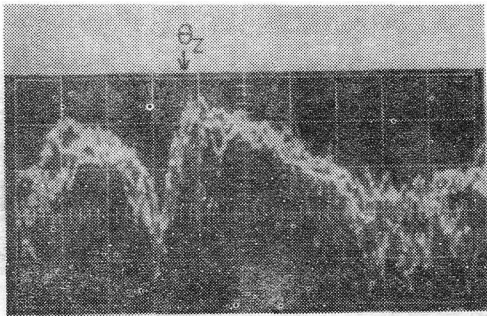


図5-6 舌部のみ用いた場合の r_f, Γ_f

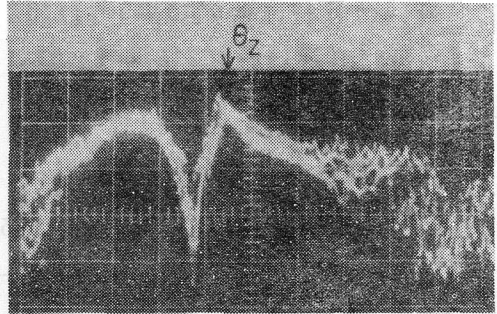
少異なるが、 $\epsilon_2 = 18\text{mm}$ で抵抗板のない場合を除いて、すべての場合に Γ_f の値はポテンシャルうずが羽根車内部にあるとした場合の羽根車内周上の循環 $\Gamma_{th} = 2\pi r_1 u_1 = 3.98 (m^2/s)$ に近く、また $\epsilon_2 = 18\text{mm}$ で抵抗板のない場合だけ、 $\Gamma_f = 5 \sim 6 (m^2/s)$ になっているが、 δ_2 による相異はあまりないので、内部流れの比較には適していない。

5.3.2 翼間相対流の熱線出力波形

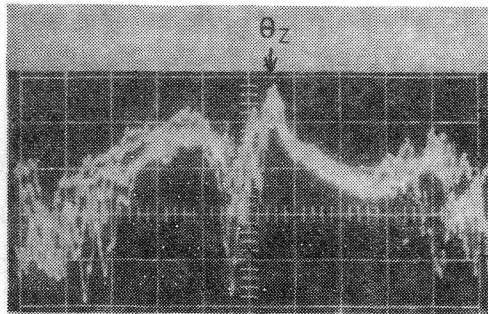
図5-7に $\epsilon_2 = 18\text{mm}$ 、 $\delta_2 = 10^\circ$ 、 40° 、 75° の舌部のみ用いた場合の翼間相対流の熱線出力波形（掃引5回）を示す。各 δ_2 について特徴的な波形が得られるが、この場合と舌部、ケーシングを組み合わせた場合の熱線出力波形との比較について後述する。



(a) $\delta_2 = 10^\circ$



(b) $\delta_2 = 40^\circ$



(c) $\delta_2 = 75^\circ$

図5-7 熱線波形（舌部のみ使用の場合）

5.4 舌部の傾き角を変えた場合の流れの挙動

ここでは図5-8に示すように、 $\theta = 120^\circ$ のケーシングを用い、 δ_2 を、

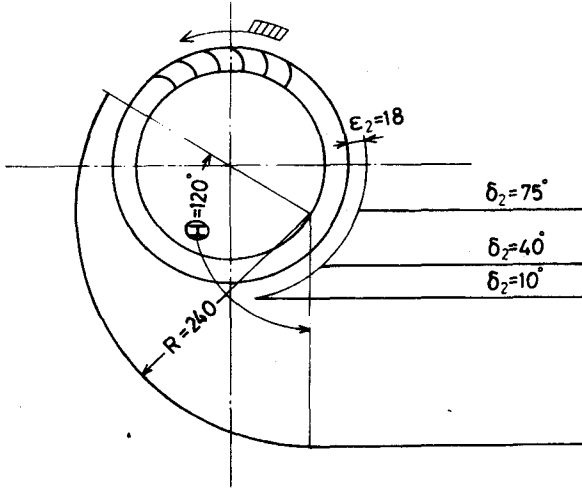


図5-8 舌部 $\delta_2 = 10^\circ, 40^\circ, 75^\circ$ (ケーシング $\theta = 120^\circ$)

$10^\circ, 40^\circ, 75^\circ$ ($\epsilon_2 = 18\text{mm}$) を変化させて得られる $\varphi - \psi_t$ 曲線についてダンパ全開時、圧力係数が極大および極小時、ダンパ全閉時の各状態に対して p_t 分布と熱線波形を求め、性能曲線の形と内部流動状態との対応を調べた。この場合各 δ_2 について φ を変化させても $r_A \approx r_1$ で、うずは羽根車内周近傍にあり、また Γ_f の値も表4-1の値とほぼ同様の変化をし、 δ_2 による r_A, Γ_f の値の相異はほとんどみられないので以下記述は省略した。

5.4.1 測定円5上の全圧分布

図5-9には $\delta_2 = 10^\circ, 40^\circ, 75^\circ$ について、流量変化に伴う $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ の変化を、図5-10~図5-12には各 δ_2 に対する p_t 分布の変化を示した。図5-9より性能曲線と内部流れ状態がよく対応していることがわかる。すなわち δ_2 のすべての場合について、うず中心は $\psi_{\text{open}} \rightarrow \psi_{\text{max}}$ で舌部に近づき、 $\psi_{\text{max}} \rightarrow \psi_{\text{min}}$ で再び遠ざかり、 $\psi_{\text{min}} \rightarrow \psi_{\text{close}}$ で大幅に遠ざかる。 $(\delta_2 = 10^\circ$ のように性能曲線が右上りの場合には $\varphi = 0$ で ψ_{min} と考える)。そして中、大流量域 ($\varphi > 0.3 \sim 0.4$) ではうずの移動は少ないが、小流量域 ($\varphi < 0.3 \sim 0.4$) ではうずは大幅に移動している。

また $\delta_2 = 10^\circ, 40^\circ, 75^\circ$ の順に θ_v の値は高く、 $-(p_t)_0$ の値は低い。

さて $\delta_2 = 10^\circ$ と $\delta_2 = 40^\circ, 75^\circ$ では性能および流れに大きな差異がある。すなわち $\varphi = 0$ の場合には図5-10 ($\delta_2 = 10^\circ$) において $\theta_c \leq \theta \leq \theta_2$ すなわち吐出弧の全範囲で $p_t < 0$ となり、また $-(p_t)_0$ は低い。一方図5-12 ($\delta_2 = 75^\circ$) の場合には $p_t < 0$ の範囲はせまく、また $-(p_t)_0$ は ψ_{min} の場合よりも高い。なおいずれの場合にもうず中心は吐出弧のほぼ中央にある。

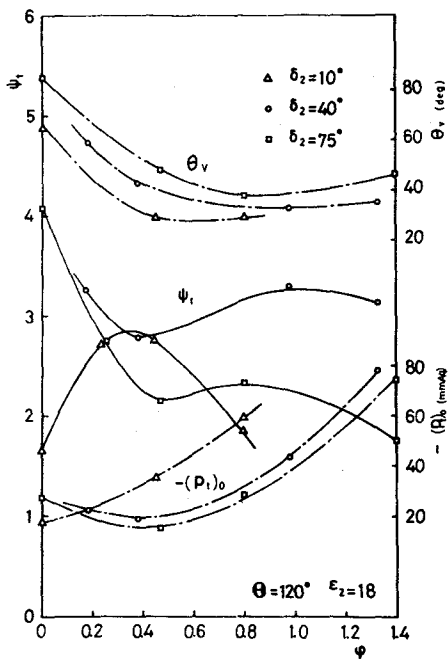


図5-9 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ と ψ の関係 (図5-8の場合)

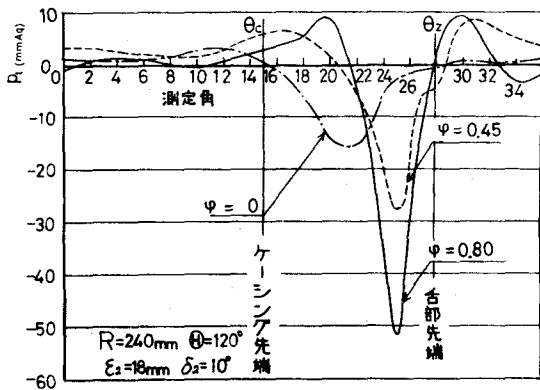


図5-10 流量変化にともなう p_t 分布の変化 ($\delta_2 = 10^\circ$ の場合)

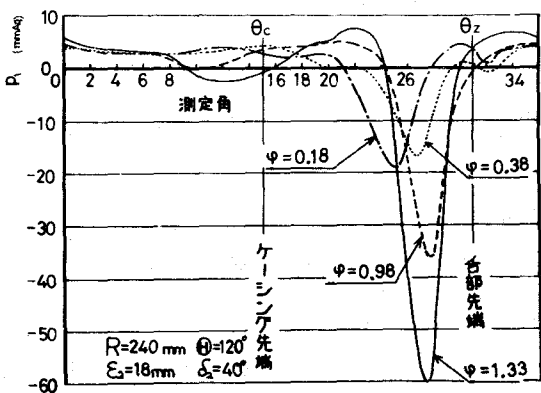


図5-11 流量変化にともなう p_t 分布の変化 ($\delta_2 = 40^\circ$ の場合)

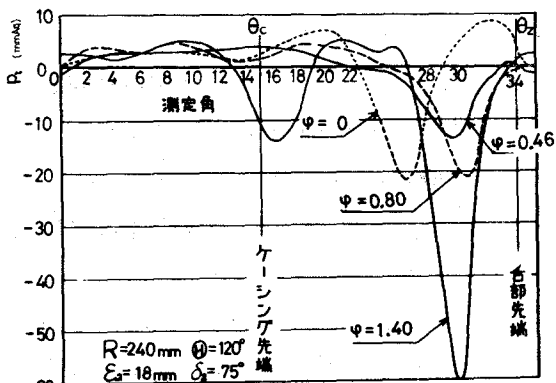


図5-12 流量変化にともなう p_t 分布の変化 ($\delta_2 = 75^\circ$ の場合)

なお図5-12の p_t 分布から、2つの強制うずが存在することがわかる。

第4章で述べたように θ_A における偏心うずを第1うず、 θ_D におけるうずを第2うずと呼ぶことにする。一般に第2うずは弱く、内部流れに及ぼす影響も

第1うずより弱い。

図5-13には $\varphi = 0, 0.3, 0.6, 0.9$ の各場合について、 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ の δ_2 による変化を示した。図5-13から φ が一定の場合には θ_v は δ_2 にほぼ比例的に増加しているが、この問題については後に検討する。そして大流量($\varphi > 0.6$)では $\theta_v - \delta_2$ 直線の傾きが小さくなり、そして δ_2 と無関係に $35^\circ \sim 40^\circ$ 前後の値に近づくことがわかる。これは図5-5の抵抗板(b)の場合($\varepsilon_2 = 18\text{mm}$)の $\theta_v - \delta_2$ の関係(ただしこの場合には $\varphi = \text{一定}$ という条件はない)とよく類似している。

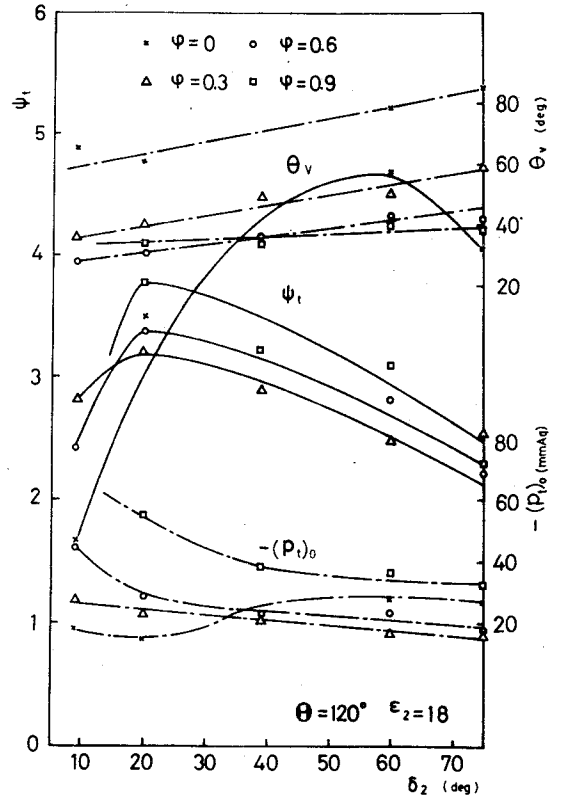
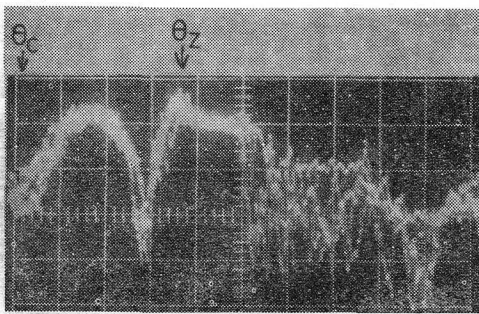


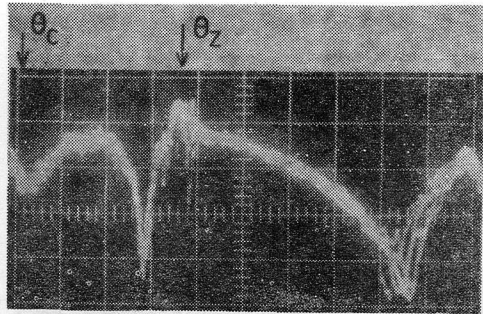
図5-13 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ と δ_2 の関係 ($\varphi = \text{一定}$)

5.4.2 翼間相対流の熱線出力波形

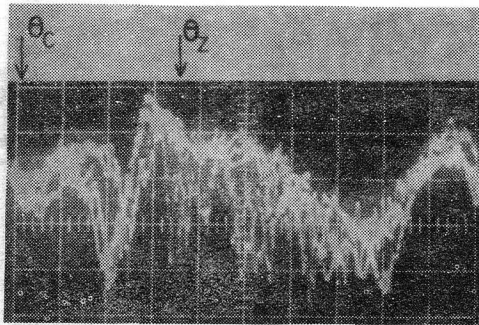
次に前項と同様に $\psi_{\text{open}}, \psi_{\text{max}}, \psi_{\text{min}}, \psi_{\text{close}}$ の各状態の熱線出力波形から流れを時間的変動の面から調べた。 $\delta_2 = 10^\circ, 40^\circ, 75^\circ$ の場合の熱線波形の変化を図5-14~16に示す。図5-14($\delta_2 = 10^\circ$)の場合、 ψ_{open} では $\theta \geq \theta_z$ の吸込側の部分の波形の乱れが激しいが、 ψ_{max} では波形の乱れはなくなる。そして $\varphi = 0.234$ で吸込側の乱れが再び激しくなり、 ψ_{close} では乱れは吸込側の全範囲に及ぶ。この時は θ_D の部分は時間的にかなりの変動があり、また吸込領域でも波形の落ち込みすなわち失速状態がありその位置は時間的に変動する。図5-15($\delta_2 = 40^\circ$)の場合、 ψ_{min} ではうず核の部分の吸込側にまで乱れは及んでいるが、 ψ_{close} ではうずが大幅に舌部から離れる。図5-16($\delta_2 = 75^\circ$)の場合には、この傾向がさらに顕著になる。図5-14~16の δ_2 のすべての場合について、 $\varphi > 0.3 \sim 0.4$ における出力波形(特に ψ_{max} の場合)は図5-7の各 δ_2 に対する熱線波形とほぼ重ね合わせることができる。また前節の図5-9において ψ_{max} の状態での、



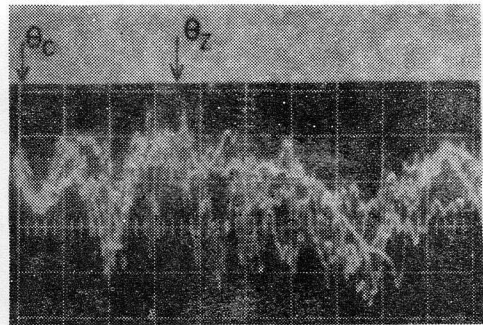
(a) $\varphi = 0.80 (\psi_{\text{open}})$



(b) $\varphi = 0.45 (\psi_{\text{max}})$



(c) $\varphi = 0.23$



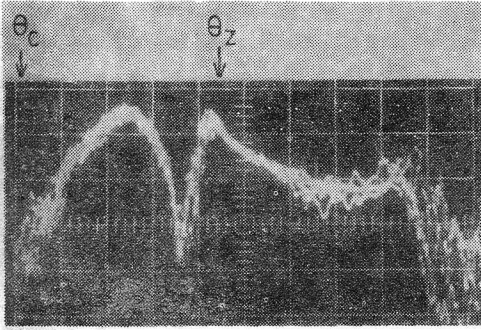
(d) $\varphi = 0 (\psi_{\text{close}})$

図 5-14 流量変化に伴う熱線波形の変化

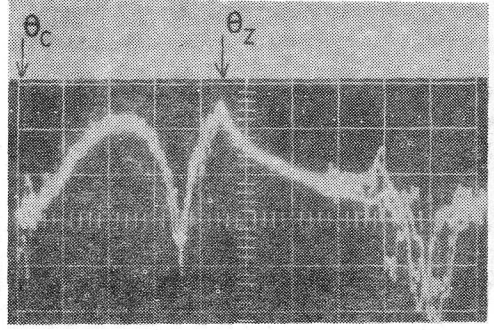
(図 5-9 の $\delta_2 = 10^\circ$ の場合)

$(p_t)_0$ の値は δ_2 のすべての場合に $30^\circ \sim 45^\circ$ となり, 図 5-5 の舌部のみ用いた場合 ($\varepsilon_2 = 18 \text{ mm}$) の値に近い。以上のことから中・大流量域では舌部の影響がきわめて大きいと考えられる。また図 5-14~16 で ψ_{close} における熱線波形の形が舌部のみの場合とまったく異なることなどから $\varphi < 0.3 \sim 0.4$ の小流量域は中・大流量域とは分けて考えるべきものと思われる。そして小流量域では舌部とケーシングの両方の影響を受けている。これについては後に検討する。

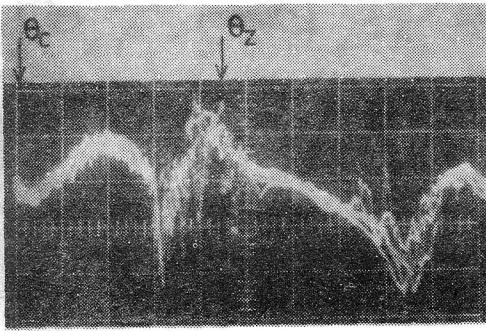
ここで小流量域における ψ_t の値が大きい $\delta_2 = 40^\circ, 75^\circ$ の場合は, 図 5-15, 16 の ψ_{close} の状態における波形からもわかるように, 流れは図 5-17 のように舌部先端とケーシング先端を境として完全に分かれた形となる。



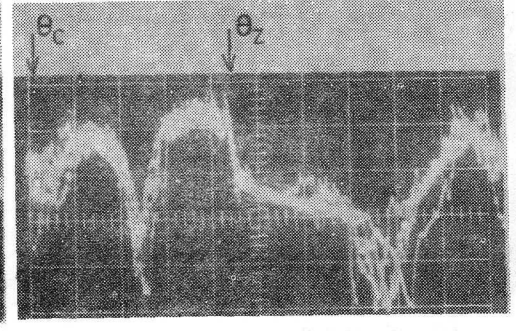
(a) $\varphi = 1.33 (\psi_{open})$



(b) $\varphi = 0.98 (\psi_{max})$



(c) $\varphi = 0.38 (\psi_{min})$

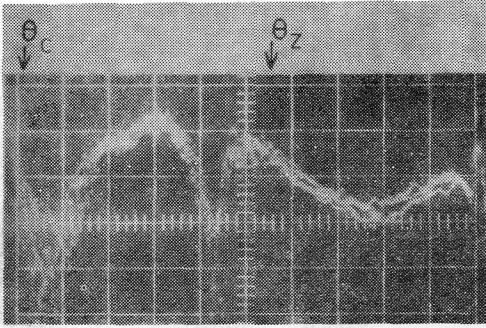


(d) $\varphi = 0 (\psi_{close})$

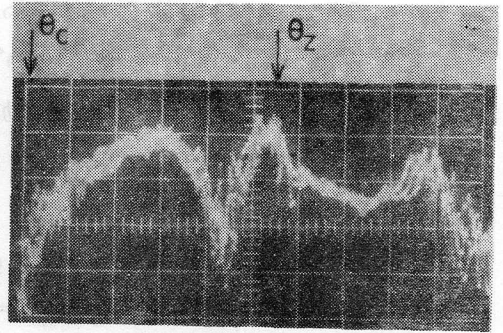
図 5-15 流量変化にともなう熱線波形の変化

(図 5-9 の $\delta_2 = 40^\circ$ の場合)

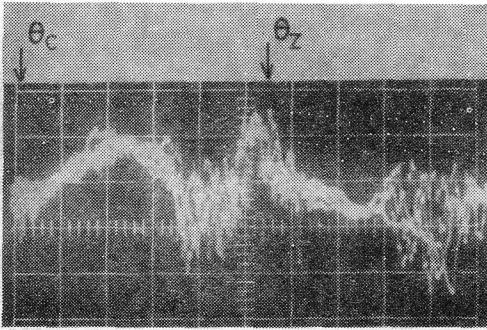
また $\delta_2 = 75^\circ$ の場合には第 2 うず (図 5-18) により全圧損失を生じ、このため図 5-9 のように中・大流量域で ψ_t の値が低くなるためと思われる。



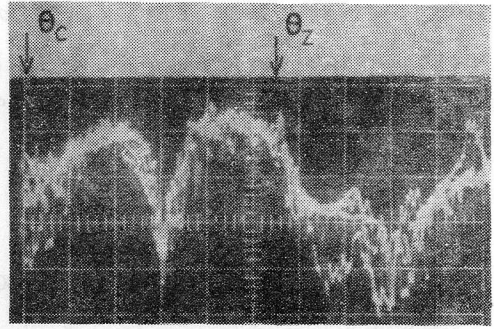
(a) $\varphi = 1.40 (\psi_{open})$



(b) $\varphi = 0.80 (\psi_{max})$



(c) $\varphi = 0.47 (\psi_{min})$



(d) $\varphi = 0 (\psi_{close})$

図5-16 流量変化にともなう熱線波形の変化 (図5-9の $\delta_2 = 75^\circ$ の場合)

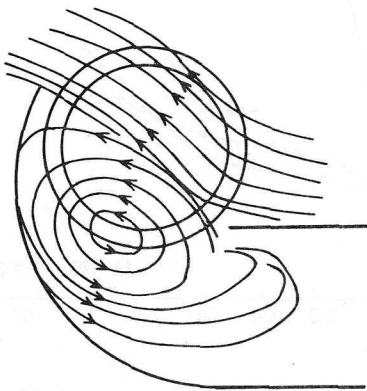


図5-17 ダンパ全閉時の流線
($\delta_2 = 40^\circ$)

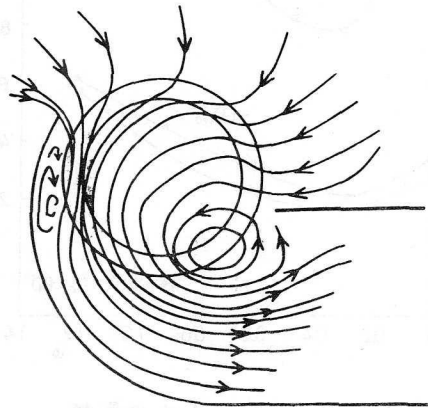


図5-18 ダンパ全開時の流線
($\delta_2 = 75^\circ$)

5.5 舌部のすきまを変えた場合の流れの挙動

第3章では $\delta_2 < 30^\circ$ と $\delta_2 > 30^\circ$ に対し ε_2 の性能に及ぼす影響が異なることを示した。このことを内部流動状態から考察するため本節では $\theta = 120^\circ$ のケーシングについて、 $\delta_2 = 60^\circ$ および 20° の場合の ε_2 と内部流動状態の関係を調べた。

$\delta_2 = 60^\circ, 20^\circ$ における $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ の φ による変化を図5-19 20に示した。いずれの場合も $\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ では $\psi_{\text{open}} \rightarrow \psi_{\text{max}}$ でうず中心が一度舌部に近づくが、 $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ ではこの傾向はほとんどないかあるいはむしろ離れる傾向がある。 $\delta_2 = 60^\circ$ の場合(図5-19)は $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ の場合の方が、 $\theta_v, -(p_t)_0$ の値が大きく、 ψ_t の値も大きい。ところが $\delta_2 = 20^\circ$ の場合(図5-20)では、 $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ の方が $\theta_v, -(p_t)_0$ の値が大きいが、 ψ_t の値は逆に小さくなっていて、 $\delta_2 = 60^\circ$ の場合と違っている。

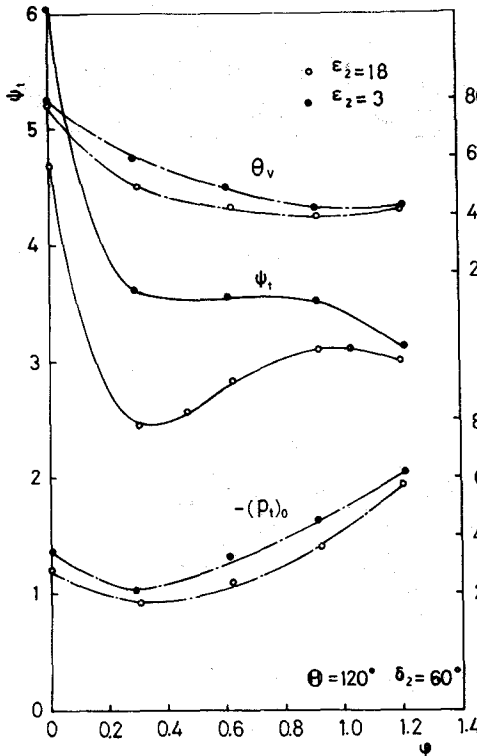


図5-19 舌部すきまの影響
($\delta_2 = 60^\circ$)

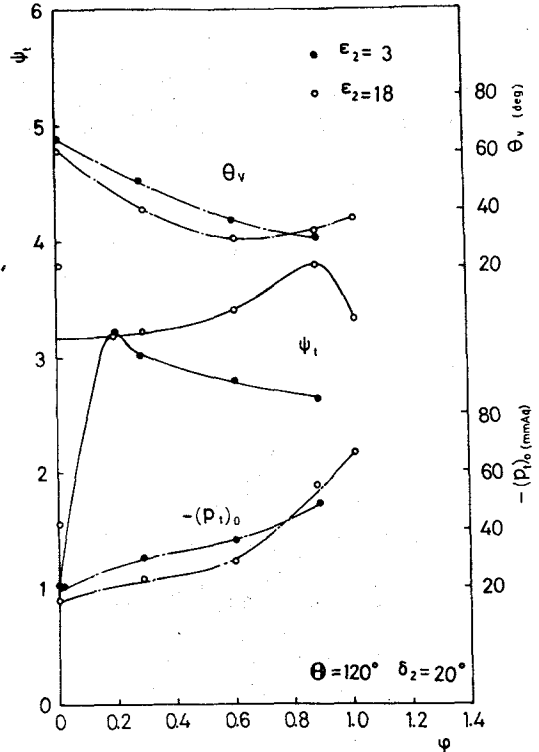
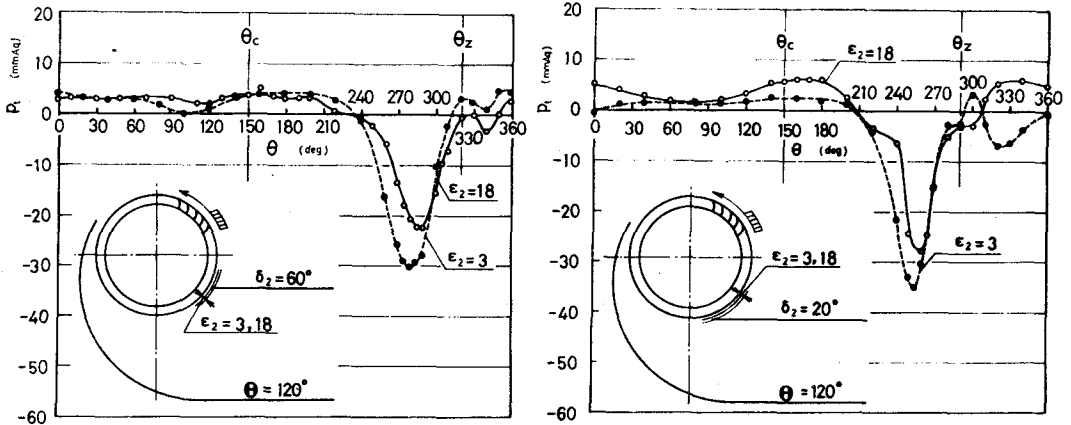


図5-20 舌部すきまの影響
($\delta_2 = 20^\circ$)

さて δ_2 により ε_2 の影響が異なる理由を調べるためには、 θ_v 、 $-(p_t)_0$ の値だけではなく、全体の流れを検討しなければならない。図 5-21 には、 $\delta_2 = 60^\circ$ 、 20° の場合について、 $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ 、 18mm における $\varphi = 0.6$ の時の p_t 分布を示した。いずれの場合にも $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ の方が $-(p_t)_0$ が大きくなっている。



(a) $\delta_2 = 60^\circ$

(b) $\delta_2 = 20^\circ$

図 5-21 p_t 分布によるすきまの影響の比較 ($\varphi = 0.6$)

しかし、 $\delta_2 = 20^\circ$ の場合には $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$ では $\theta > \theta_z$ の舌部近くの吸込側で p_t 分布が落込み、したがって吐出側の p_t も低く、このことが $\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ の場合よりも性能が低下する原因であろうと考えられる。なお図 5-19、20 いずれの場合にも θ_v が高いほど $-(p_t)_0$ が高い。 δ_2 を変化させた場合 (図 5-9) には θ_v が低いほど $-(p_t)_0$ が高いが、上述のように ε_2 を変えた場合には傾向が異なる。すなわち舌部のすきまの影響は他のケーシングパラメータの影響とは様子が異なるように思われる。

5.6 ケーシング形状を変えた場合の流れの挙動

本節ではケーシング形状が圧力-流量曲線に及ぼす影響を内部流動状態との関連から調べる。すなわち 5.6.1 では第 3 章で述べた基本形状ハウジングで舌部の ε_2 、 δ_2 を一定としてケーシングの大きさ θ を変化させた場合の性能と内部流動との関係を調べ、これを 5.4 の舌部を変化させた場合と比較する。次に

5.6.2において別の2つの設計方式によるケーシングについて、5.6.1で述べた結果の一般性の確認を行なった。

5.6.1 基本形ハウジングの場合

第3章で述べたように舌部の ε_2, δ_2 を一定としてケーシングの θ を変化させると種々の形の圧力-流量曲線が得られるが、 $(\delta_2)_{opt} = 10^\circ \sim 20^\circ$ の時に、 θ による性能の変化が一番大きく、 δ_2 が $(\delta_2)_{opt}$ よりも大きくなると圧力-流量曲線は全体的に右下りとなる傾向があった。したがって本項では $\varepsilon_2 = 18\text{mm}, \delta_2 = 20^\circ$ の舌部について $\theta = 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ と変化させた場合の性能曲線と内部流動状態の関係を調べた。このときの $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ の φ による変化を図5-22に示す。図5-22で θ が小さいほど $\theta_v - \varphi$ 曲線は低く、小流量域を除き、 $-(p_t)_0 - \varphi$ 曲線は高い。これを整理し直して $\varphi = 0, 0.3, 0.6, 0.9$ の時の $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ の θ による変化を図5-23

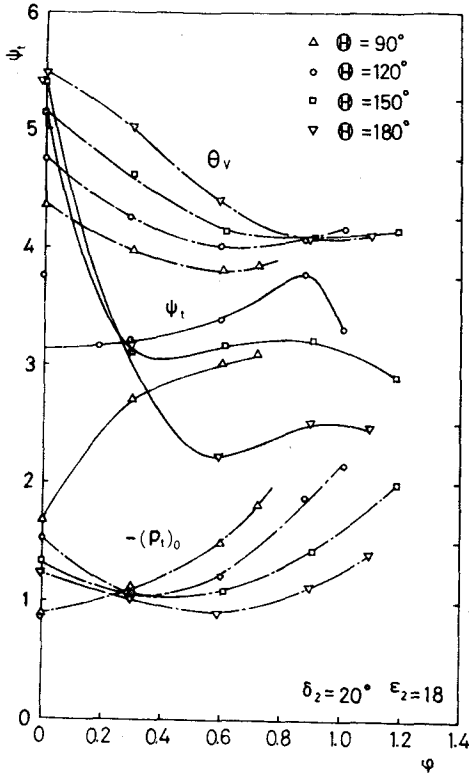


図5-22 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ と φ の関係 (ケーシングの影響)

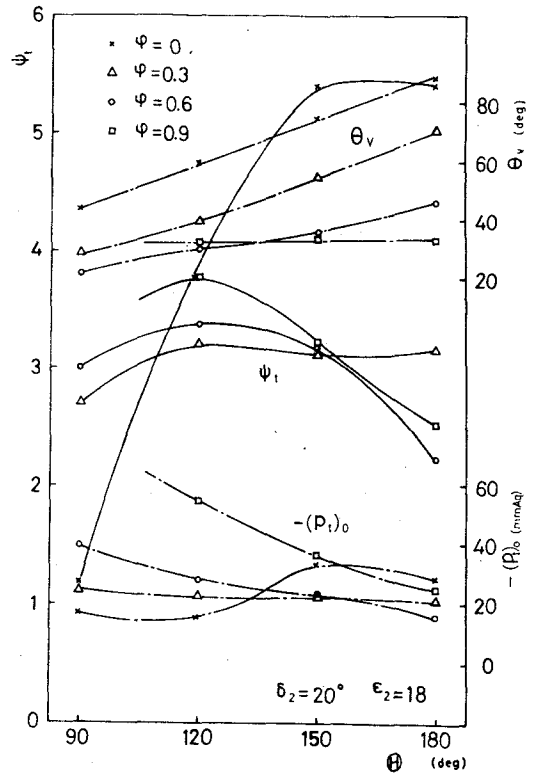


図5-23 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$ と θ の関係 ($\varphi = \text{一定}$)

に示す。図5-23で、 φ = 一定では $\theta_v - \theta$ 曲線はほぼ直線的に増加している。そして $\theta_v - \theta$ 曲線の傾きは φ の大きいほど小さく、 $\varphi = 0.9$ の場合には $\theta_v - \theta$ 曲線は平坦になり、 θ_v は θ に無関係に 35° 前後の値に近づいている。上述の結果は5.4節の図5-13の場合とよく似ている。

さてうずの移動については吐出弧 θ_2 の影響が大きい。すなわち $\varphi \geq 0.9$ の大流量域では δ_2 、 θ に無関係に $\theta_v = 35^\circ \sim 40^\circ$ となり、 $\varphi = 0$ では $\theta_v / \theta_2 = \frac{1}{2}$ となる。すなわち $\varphi = 0$ では、うずは吐出弧のほぼ中央で、うずはこの範囲を移動するから、 θ_2 が大きいほど、 θ_v の変化は大きい。以上のことから図5-13、図5-23は次のことを意味していることがわかる。すなわち θ や δ_2 が大きいと θ_2 が大きく、 θ_v の変化は大きく、大流量域における $-(p_t)_0$ は低く、小流量域における $-(p_t)_0$ は高く、性能曲線は右下り傾向を示す。また θ_2 が小さいと、 θ_v の移動は小さく、大流量域における $-(p_t)_0$ は高く、小流量域における $-(p_t)_0$ は低く、性能曲線の形は右上り傾向を示すと考えられる。

5.6.2 一般の形状のハウジングの場合

第3章で、性能に及ぼすケーシングの r ($\theta = 240^\circ$) の影響が大きく、吐出高さ h の影響は少ないことを示したが、これを流れの面からも考察するために、

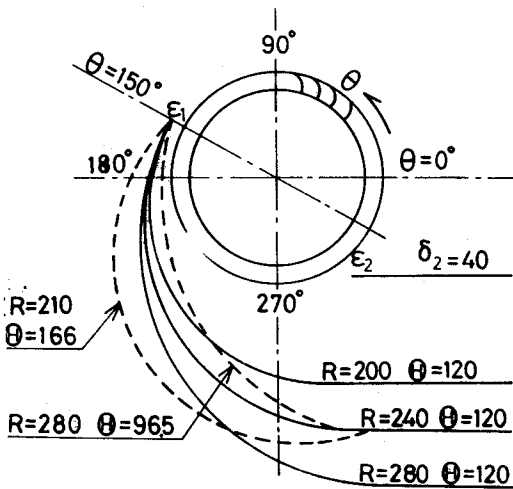


図5-24 ケーシング (h と r (240°) が変わる場合)

図5-24に示すように舌部 $\epsilon_2 = 18$ mm、 $\delta_2 = 40^\circ$ 、ケーシング $\theta = 120^\circ$ のハウジングを基準として、1つは主として吐出高さ h を変化させた $R = 200$ 、 $\theta = 120^\circ$ と $R = 280$ 、 $\theta = 120^\circ$ のケーシングと他は主として r ($\theta = 240^\circ$) を変化させた。 $R = 210$ 、 $\theta = 160^\circ$ と $R = 280$ 、 $\theta = 96.5^\circ$ の2系列の設計のケーシングを用いて測定を行なった。

各ケーシングに対する θ_v 、 ϕ_t 、 $-(p_t)_0$ と φ の関係を図5-25に示す。図5-25で、 $\theta = 120^\circ$ の主

として吐出高さ h が変化する系統(実線で示した)のすべてのケーシングについては $\psi_t - \phi$ 曲線, $\theta_v - \phi$ 曲線は変わっていない。すなわち吐出高さ h を少々変化させても性能に及ぼす影響の少ないことは流れの面からも確認できる。一方 $r(\theta = 240^\circ)$ だけを大きく変化させた $R = 280, \theta = 96.5^\circ$ と $R = 210, \theta = 166^\circ$ のケーシングでは ψ_t 曲線は第3章で述べたように大幅に変わり, それぞれ図5-9の $\delta_2 = 10^\circ, \delta_2 = 75^\circ$ の場合と同じ形の性能曲線であり, また内部流動も同じようになる。すなわち中・大流量域では $r(\theta = 240^\circ)$ が小さいと θ_v は低く, $-(p_t)_0$ が高く, 右下り傾向の性能を示すが, $r(\theta = 240^\circ)$ が大きいと θ_v は高く $-(p_t)_0$ が低く右下り傾向の性能を示す。また小流量域では $r(\theta = 240^\circ)$ が大きいと $-(p_t)_0$ は ψ_{\min} における値よりも高くなり, ψ_{close} も高いが, $r(\theta = 240^\circ)$ が小さいと $-(p_t)_0$ は ψ_{\min} における値よりも低く, ψ_{close} も低い。

これを前項の θ_2 の影響と比べた場合, 次のことが言える。すなわち中・大流量域ではケーシングの大きさがある範囲内ではその影響は小さく舌部の影響が支配的であるが, ケーシングが極端に大きいか, あるいは小さい場合には舌部の影響をあまり受けない。これは基準の吐出方向が変化するためと思われる。しかし θ_v が小さいと, $-(p_t)_0$ が高く, ψ_t が高いという, 性能曲線と内部流れとの関係は同じ傾向となる。また小流量域では舌部とケーシングの両方の影響を受けるが, 前項で述べた θ_2 の影響, 本項で述べた $r(\theta = 240^\circ)$ の影響から考えて, 吐出弧の大きさ θ_2 と $r(\theta = 240^\circ)$ の両者が性能および流れ

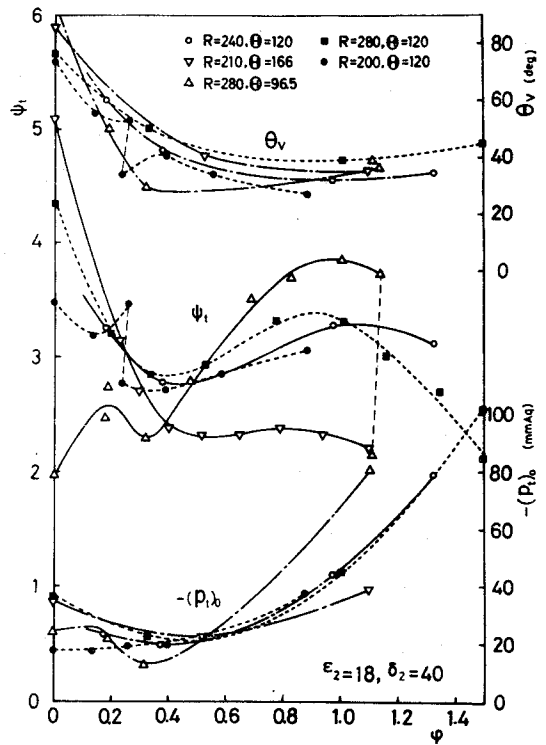
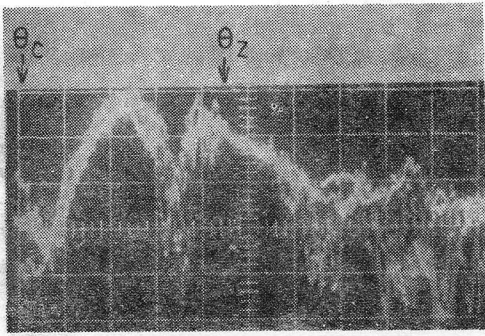
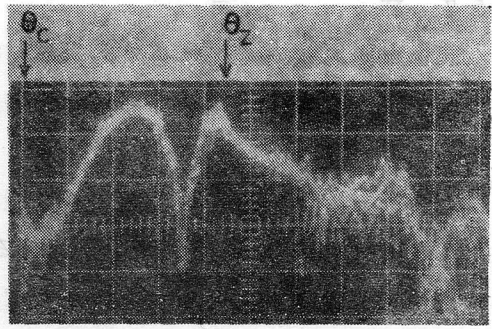


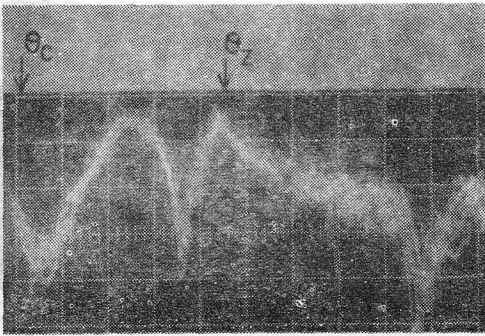
図5-25 $\theta_v, \psi_t, -(p_t)_0$
(図5-24の場合)



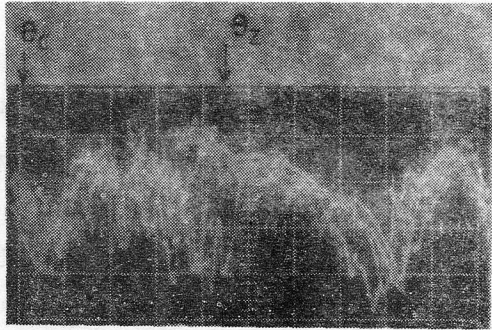
(a) $\varphi = 1.11$



(b) $\varphi = 1.14$



(c) $\varphi = 1.01$ (ψ_{\max})



(d) $\varphi = 0$ (ψ_{close})

図5-26 熱線波形 ($R=280\text{mm}$, $\theta=96.5^\circ$, $\varepsilon_2=18\text{mm}$, $\delta_2=40^\circ$)

に影響すると思われる。すなわち、いずれか一方が小さいと全閉時の $-(pt)_0$ が低く ψ_{close} も低い。またいずれかが大きいと $-(pt)_0$ は ψ_{min} における場合よりも高くなり ψ_{close} も高い。

上述のことは熱線波形からも確認できる。たとえば $r(\theta=240^\circ)$ の大きい場合 ($R=210$, $\theta=166^\circ$) の締切時には図5-16の場合と同様の特徴的な波形が見られるが、図5-26に示すように $r(\theta=240^\circ)$ の小さい場合 ($R=280$, $\theta=96.5^\circ$) には図5-14の場合と同様、波形の乱れが激しく、はっきりしたうず核は認められない。なお図5-26のダンパ全開時に見られる性能の不連続時には波形の乱れが観測される。また h の小さい $R=200$, $\theta=120^\circ$ の場合には、小流量域においても性能の不連続が見られるが、この場合の熱線波形ではうず核内吸込側の乱れが見られた。

5.7 結 言

羽根車内周上の全圧分布と翼間相対流の熱線出力波形を併用して、性能曲線の形と、流量変化に伴う内部流れの挙動との関連性を調べた結果次の結論を得た。

- (1) 内部流動状態から考えて、性能曲線は $\phi < 0.3 \sim 0.4$ の小流量域、 $\phi > 0.3 \sim 0.4$ の中・大流量域に 2 分できる。2 つの領域では流れのパターンはまったく異なる。そして小流量域では舌部とケーシングの両方の影響を受け、吐出弧とケーシングの大きさ r ($\theta = 240^\circ$) の双方ともに影響する。中・大流量域では舌部の影響が支配的である。
- (2) 小流量域での流れのパターンは ψ_{close} が高い場合と低い場合の 2 つに分けて考察できる。すなわち ψ_{close} が低く性能曲線が右上り部を持つ場合には (r ($\theta = 240^\circ$), θ_2 が小) 熱線波形の乱れは吸込側の全範囲に及び $-(p_t)_0$ は低い。 ψ_{close} が高く性能曲線が右下り部を持つ場合 (r ($\theta = 240^\circ$), θ_2 が小) には流れは舌部先端とケーシング先端を境として完全に分かれた形となり熱線波形は特徴のある形となる。
- (3) 中・大流量域の流れのパターンは舌部のみ用いた場合のそれに近い。しかしケーシングが極端に大きいかまたは小さい場合には舌部の影響があらわれない。ただしこの場合にも性能と流れとの間には一定の関係がある。
- (4) 性能曲線の $\psi_{open} \rightarrow \psi_{max} \rightarrow \psi_{min} \rightarrow \psi_{close}$ の状態の変化とうずの移動経路や熱線出力波形の乱れの変化とは密接な関係がある。うず移動については $\phi > 0.3 \sim 0.4$ ではうず中心の移動は小さいが $\phi < 0.3 \sim 0.4$ では舌部から大幅に離れる。

そして舌部のすきまの広い場合 ($\varepsilon_2 = 18\text{mm}$) には $\psi_{open} \rightarrow \psi_{max}$ でうずが舌部に一度近づくが、せまい場合 ($\varepsilon_2 = 3\text{mm}$) ではうず位置は変わらず、場合によってはむしろ離れる傾向がある。

- (5) 舌部のすきまが一定の場合、うず中心は大流量時には舌部やケーシングに無関係にほぼ一定の位置にある。 ($\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ では $\theta_v = 35^\circ \sim 40^\circ$)。そしてダンパ全閉時には吐出弧のほぼ中央に移動する。
- (6) 舌部やケーシングの性能に及ぼす影響は偏心うず部ばかりでなく、その周辺部の流れも考えなければならない。たとえば $\theta = 120^\circ$, $\varepsilon_2 = 3\text{mm}$, $\delta_2 = 20^\circ$ のような場合は、舌部近くの吸込側における p_t 分布の落ち込

みによって性能が低下する。

- (7) $\phi > 0.3 \sim 0.4$ ですきまが一定の場合には θ_v が小さいほど $-(p_t)_0$ は高いが、すきまだけを変化させる場合には θ_v が大きいほど $-(p_t)_0$ は高い。このようなことからすきまの影響と他のパラメータの影響とは傾向が異なるように思われる。

第6章 結 論

横断流送風機は、他の型式の送風機に比して、多くの特長を持つため、最近では、空調の多くの分野で使用されるようになった。

また研究の面では、 E_{ck} 、村田・井家上はじめ多くの研究者により研究が行なわれてきた。

しかしながら、送風機の各部形状、とくにハウジングの形状が性能に及ぼす影響の法則性、偏心うずを含む羽根車内部の流れの挙動などの面で解明しなければならぬ問題が、多数残されている。

本論文ではハウジングの設計法を確立することを目標として、内部案内装置を持たない送風機について、ハウジングの各部形状が、全圧性能および送風機内の流れに及ぼす影響を実験的に明らかにした。すなわち

- (1) まず最も簡単な形状のハウジングを用いることにより系統的な実験を行ない、全圧性能に影響を及ぼす主要な形状パラメータを明らかにし、この結果がさらに一般の形状のハウジングについても適用できることを示した。(第3章)
- (2) 次に送風機の流れの測定により、流れは羽根車内周上の全圧分布あるいは翼間相対流の熱線波形により把握できること、偏心うずは、その中心の位置 θ_v と中心の全圧(p_t)₀により代表できることを示した。(第4章)
- (3) そして(1)で明らかにされた主要な形状パラメータを変化させることにより代表的な圧力-流量曲線(全圧性能)を作り出し、(2)で明らかにした羽根車内周上の全圧分布などを用いて、圧力-流量曲線の形と流量変化に伴う流れの挙動との関係を明らかにした。(第5章)

以上の実験の結果、得られたおもな結論は、つぎのとおりである。まず第3章ハウジングの形状が性能に及ぼす影響、に関しては次のとおりである。

- (1) 横断流送風機の性能を決定するハウジングの主要な形状パラメータは、舌部先端部の無次元のすきま ε_2/D_2 および舌部の吸込側の傾き角 δ_2 と吐出方向を基準として、羽根車の回転方向に測った角度 240° の付近におけるケーシングの無次元の大きさ r/D_2 である。
- (2) ケーシングの巻き始めの位置や吐出高さ h の影響は、(1)に述べた主要形状パラメータの影響に比べれば、きわめて小さい。

- (3) 舌部のすきま ε_2 が性能に及ぼす影響は、きわめて大きく、とくに高性能で安定な右下りの性能曲線を得るためには、 ε_2 をなるべく小さくする必要がある。ただし実際の設計に当っては、本研究では検討をしていない騒音性能に対する影響を考えなくてはならないであろう。
- (4) ケーシングが一定で ε_2/D_2 が一定の場合には、舌部先端の位置、傾き角度を変化しても $\delta_2 > 20^\circ \sim 30^\circ$ では締切時の性能は、あまり変化しないが、中流量域の性能は、 h には無関係に δ_2 によりほぼ決定される。そして δ_2 には最適値 $(\delta_2)_{opt}$ がある。
- (5) 舌部が一定で $\varepsilon_2 = \text{一定}$ の場合、ケーシングの r ($\theta = 240^\circ$) を変化させると、右上りから右下りまでの種々の形の性能曲線が、連続的に得られる。すなわち r ($\theta = 240^\circ$) が小さいと右上りの、 r ($\theta = 240^\circ$) が大きいと右下りの性能曲線が得られる傾向がある。

次に第4章横断流送風機の内部流れ状態および第5章圧力一流曲線と内部流れの挙動に関しては次のとおりである。

- (6) 羽根車内周上の全圧 p_t の分布から横断流送風機の流れの模様を知ることができる。しかし偏心うずは、その中心の位置 θ_v 、全圧 $(p_t)_0$ によって代表させることができる。
- (7) δ_2 あるいは θ が大きい場合の全圧分布では、2つの強制うずがあらわれる。第2の強制うずはケーシング端に生ずるが、流れに及ぼす影響は小さく、しかもその位置は時間的にかなりの変動がある。
- (8) 内部流動状態から考えて、性能曲線は $\varphi < 0.3 \sim 0.4$ の小流量域、 $\varphi > 0.3 \sim 0.4$ の中・大流量域に2分できる。2つの領域では流れのパターンはまったく異なる。そして小流量域では舌部とケーシングの両方の影響を受け、吐出弧とケーシングの大きさ r ($\theta = 240^\circ$) の双方ともに影響する。中・大流量域では舌部の影響が支配的である。
- (9) 小流量域での流れのパターンは、 ψ_t が高い場合と低い場合の2つに分けて考察できる。すなわち ψ_t が低く性能曲線が右上り部を持つ場合〔 r ($\theta = 240^\circ$), θ_2 が小〕には、熱線波形の乱れは吸込側の全範囲に及び、 $-(p_t)_0$ は低い。 ψ_t が高く性能曲線が右下り部を持つ場合〔 r ($\theta = 240^\circ$), θ_2 が大〕には、流れは舌部先端とケーシング先端を境として完全に分かれた形となり熱線波形は、特徴のある形となる。

- (10) 中・大流量域の流れのパターンは、舌部のみ用いた場合のそれに近い。しかしケーシングが極端に大きいかまたは小さい場合には、舌部の影響があらわれな。これは吐出方向が変化したためと思われる。ただしこの場合にも性能と流れとの間には一定の関係がある。
- (11) 性能曲線のダンパ全開時、圧力係数が極大および極小時、ダンパ全閉時の各状態を全圧係数 ψ_0 、 ψ_{\max} 、 ψ_{\min} 、 ψ_c とすると、 $\psi_{\text{open}} \rightarrow \psi_{\max} \rightarrow \psi_{\min} \rightarrow \psi_{\text{close}}$ の性能の変化と、うずの移動経路や熱線波形の乱れの変化とは密接な関係がある。うず移動については $\phi > 0.3 \sim 0.4$ では、舌部から大幅に離れる。そして舌部のすきまの広い場合 ($\varepsilon_2 = 18\text{mm}$) には、 $\psi_{\text{open}} \rightarrow \psi_{\max}$ でうずが舌部に一度近づくが、せまい場合 ($\varepsilon_2 = 3\text{mm}$) には、うず位置は変わらず、場合によってはむしろ離れる傾向がある。
- (12) 舌部のすきまが一定の場合、うず中心は大流量時には舌部やケーシングに無関係にほぼ一定の位置にある。 ($\varepsilon_2 = 18\text{mm}$ では $\theta_v \doteq 35^\circ \sim 40^\circ$) そしてダンパ全閉時には吐出弧のほぼ中央の位置に移動する。

謝

辞

本研究は昭和43年4月から6ケ年余りにわたり、大阪大学工学部機械工学科村田研究室（水力実験室）において行なったものであります。

その間、村田 暹 教授からは、終始懇切丁寧なご指導を賜りました。ここに謹んで深甚の謝意を表します。

また、ご多忙の中、懇切な校閲を賜りました大阪大学工学部の近江宗一教授、小笠原光信教授、大阪大学基礎工学部の今市憲作教授に深く謝意を表します。

また山本金属プレス工業所の山本輝雄氏には多大のご助言、ご協力をいただき、水力実験室の諸氏ならびに浅野幸治、辻 正幸、富士原秀和、真鍋庸二、木村良一、君塚雅憲、藤井義夫、田川茂太郎、広川幸夫の各氏にも実験、計算の際、多大なご支援をいただきました。ここに併せて厚く謝意を表します。

文 献

- (1) Eck, B., Ventilatoren 5. Aufl., (1972), Springer.
- (2) Eck, B. : Cross-Flow Blower , UK Patent 757543 . (1956).
- (3) Laakso, H. : Querstromventilatoren mit Druckkennwerten $\psi > 4$, Heiz.-Luft.-Haustech., 8-12 (1957), 324
- (4) De Fries, J.R. : 66 Jahre Querstromventilator, VDI - Berichte, Bd.38 (1959), 75 .
- (5) Goester, R. : Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen, Mitteil. Instit. Aerodynamik ETH, Zurich, Nr.28 (1959), Leeman.
- (6) Eck, B. : Das Schwingschaufelrad, ein neues Schaufelrad für Gebläse und Pumpen , Chemie - Ingenieur Technik, Nr.2 (1960) .
- (7) Бычков, А.Г. и Коровкин, А.Г. : О Диаметральных Вентиляторах , Промышленная Аэродинамика , Вып.24 (1962) 110.
- (8) Tramposch, H. : Cross Flow Fan, ASME Paper , №64-WA/FE-26 (1964) .
- (9) Dätwyler, G. : Improvements in or relating to Transverse Flow Fans , U.K. Patent 988 712, (1965) .
- (10) Zenkner, K. : Das hochstabile Querstromgebläse, Maschinenmarkt , Nr.27 (1965) . 27 .
- (11) 村田・井家上 : 横断流送風機の研究 (第1報) , 機講論 (関西支部) , (1965-3) , 33
- (12) 村田・井家上 : 横断流送風機の研究 (第2報) , 機講論 (関西支部) , (1965-3) , 37 .
- (13) 村田・小川・趙・井家上・浜本・榎 : 横断流送風機の騒音について , 機講論 (関西支部第217回) , 1965 , 39 .
- (14) Ilberg, H. & Sadeh , W.Z. : Flow Theory and Performance of Tangential Fans , Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol 180 Pt

1 №19 (1965~66), 481.

- (15) ラインフローファン(タンジェンシャルファン)について, 冷凍, 41-463(昭41), 46.
- (16) 轟: クロスフローファンの性能について, 熊本大学工学部研究報告, 15-2(昭41), 36.
- (17) Ikegami, H. & Murata, S.: A Study of Cross Flow Fan Pt 1. A theoretical analysis, Technology Report of Osaka Univ., 16-731(1966), 557.
- (18) 村田・井家上: 横断流送風機の特長と問題点(1), 機械の研究, 18-2(1966), 245.
- (19) 村田・井家上: 横断流送風機の特長と問題点(2), 機械の研究, 18-3(1966), 386.
- (20) 村田・井家上: 横断流送風機の研究(第4報), 機講論(関西支部), (1966-3), 5.
- (21) 藤江・石沢: 家庭電気用小型送風機, 機誌, 69-564(昭41-1), 99.
- (22) 村田・小川・井家上・浜本・榎: 横断流送風機の水槽実験, 機講論(関西支部学生員卒業研究), (1966-3), 96.
- (23) Коровкин, А. Г.: Характеристика диаметральных вентиляторов цаги с различной шириной колеса, Промышленная Аэродинамика, 28(1966), 214.
- (24) 村田・小川・志水: 内部案内装置を持つ横断流送風機の研究(第1報), 機講論(関西支部), (1967-3), 4.
- (25) 生井・田籠・内藤・加来: 貫流送風機の特性に関する研究 第1報 仕切部形状と羽根角度が性能に及ぼす影響, 機講論, №170(1967-4), 227.
- (26) 生井・田籠・内藤・加来: 貫流送風機の特性に関する研究 第2報 ケーシング形状と翼数および出口部案内羽根の影響, 機講論, №184(1967-10), 73.
- (27) 村田・小川・井手・志水・松田・神尾: 吸込ケーシングを持つ横断流送風機の研究, 機講論, №184(1967-10), 77.
- (28) Zenkner, K.: Transverse - Flow Fan, British Patent

1066598, (1967)

- (29) 沢井・福永：クロスフローファン吸込口の障壁の影響について，冷凍，43-494(昭43)，24。
- (30) 小泉・鈴木：大流量域における横流ファン特性の急変，機講論，№202(1968-9)，13。
- (31) 村田・小川・志水・木下・西原：内部案内装置を持つ横断流送風機の研究(第2報)，機講論(関西支部)，(1968-3)，45。
- (32) 生井・田籠・内藤：貫流送風機の特性に関する研究 第3報 ケーシング形状が性能および翼車付近の流れに及ぼす影響，機講論，№196(1968-8)，127。
- (33) Турбин, Б. Г. : Вентиляторы Сельскохозяйственных Машин Теория и Технологический Расчет, (1968), Машиностроение。
- (34) 山藤・大橋：貫流羽根車の非定常流れについて，機講論(東京第792回)(1969-9)，127。
- (35) 村田・小川・西原・浅野・山本：横断流送風機のケーシング形状が性能に及ぼす影響について(第1報)，機講論(関西支部)，(1969-3)，20。
- (36) 鳥居・井手・東条：揺動羽根を持った横断流羽根車の水槽実験，機講論(関西支部)，(1970-3)，50。
- (37) Torii, O., Ide, M., Tojo, C. : A Study of Cross Flow Fan with Swinging Vanes, Bulletin of University of Osaka Prefecture Series A, 19-1(1970)，1。
- (38) 細田・埋橋・関根：小型送風機の特性，冷凍，45-517(1970)，21。
- (39) Porter, A. M. & Markland, E. : A Study of the Cross Flow Fan, J. Mech. Eng. Sci., 12-6(1970)，421。
- (40) 村田・西原・山本：横断流送風機のケーシング形状が性格に及ぼす影響について(第2報)，機講論(関西支部)，(1970-3)，12。
- (41) 村田・西原・山本・富士原・辻・真鍋：横断流送風機のケーシング形状が性能に及ぼす影響について(第3報)，機講論(関西支部)，(昭46-6)，69。
- (42) ライニング・エック・ルーディン：クロスフロー型流体機械，

特許公報 昭46-30226, (1971-9).

- (43) 山藤：貫流羽根車の流れの研究（第1報：モアレ縞による偏心渦形成過程の観察），機講論，№713-2（1971-3），57.
- (44) 山藤：貫流羽根車の流れの研究（第2報：羽根車定常回転における流れ）機講論，№710-8（1971-8），197.
- (45) 沢井・前川：正逆両用クロスフローファンの特性，冷凍，47-532（昭47-2），1.
- (46) Preszler, L. & Lajos, T. : Experiments for the Development of the Tangential Flow Fan, Proceedings of the Fourth Conference on Fluid Machinery, Budapest, (1972), 1071.
- (47) Lajos, T. & Preszler, L. : Calculative Method for Sizing the Tangential Flow Fan, Proceedings of the Fourth Conference on Fluid Machinery, Budapest, (1972), 731.
- (48) 山藤：貫流羽根車の流れの研究（第3報：偏心渦の旋回速度について），機講論，№723-2（1972-3），89.
- (49) 山藤：貫流羽根車の流れの研究（第4報：流れの理論），機講論（関西支部），（1973-3），8.
- (50) 山藤：貫流羽根車の流れの研究（第5報：単純なケーシングをつけた場合の流れの解析），第7回空気調和・冷凍連合講演会講論，（1973-4），13.
- (51) 村田・西原・田川・広川：横断流送風機のケーシング形状が性能に及ぼす影響について（第4報），機講論（関西支部），（1973-11），128.
- (52) Lajos, T. & Preszler, L. : Zur Theorie des Querstromgebläses Teil 1. Bauarten, Betriebseigenschaften, Strömungsbild, Geschwindigkeitfelder, HLH, 24-5（1973-5），134.
- (53) Lajos, T. & Preszler, L. : Zur Theorie des Querströmgebläses Teil 2, Bestimmung der Schaufelzirkulation und Strömungsfeldes und Vergleich der Versuchsergebnisse mit der Theorie. HLH 24-6（1973-6），189.
- (54) Коровкин, А. Г. : Диаметральные Вентиляторы цаги Без Направляющих Аппаратов, Промышленная Аэродинамика, Выпуск 29, (1973), Машиностроение, 186.
- (55) 村田・西原：横断流送風機に関する研究（第1報 ケーシング形状が送風

- 機性能に及ぼす影響), 機講論(論文講演), №744-5(1974-3), 58.
- (56) 村田・西原: 横断流送風機に関する研究(第2報 性能曲線と内部流動状態), 機講論(論文講演), №740-9, (1974-8), 75.

(注) 機講論: 日本機械学会講演論文集
機誌: 日本機械学会誌