

遠心送風機のデフューザ内における圧力分布 に関する実験的研究(1) 静圧分布

MORITA, Tadataka / OKAMURA, Masashi / 岡村, 正志 / 森田,
忠孝

(出版者 / Publisher)

法政大学工学部

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

Bulletin of the Technical College of Hosei University / 法政大学工学部研
究集報

(巻 / Volume)

6

(開始ページ / Start Page)

27

(終了ページ / End Page)

45

(発行年 / Year)

1969-03

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00004248>

遠心送風機のデフューザ内における
圧力分布に関する実験的研究
(第一報)

— 静圧分布 —

教授 森田忠孝

大学院生 岡村正志

Experimentl Study on the Pressure Distribution
in the Diffuser of Centrifugal Blowers (1st Report)

— Static Pressure Distribution —

Tadataka Morita, *Professor*

Masashi Okamura, *Graduate student*

Abstract

The investigation of pressure distribution in the diffuser of centrifugal blowers is important as to the improvement of blower efficiency. The authors have made an experiment on the parallel wall diffuser of rather low specific speed blower and obtained following interesting results.

The radial static distribution in the diffuser is concentric for a certain flow quantity, while by other flow quantities the distribution deform from concentric circle, having peculiar distribution figure for each flow quantities, and these figures have close connection as to the position of the tange of spiral casing. From these results it is suggested that there is only one optimum flow quantity for the diffuser. In the further study if we can make it clear the relation between optimum flow quantity for impeller, spiral casing, and suction nozzle, one can expect the actual way for improvement of blower efficiency.

1. 緒 言

比較回転度の比較的小さい遠心送風機にとりつけた平行壁デフューザ内における圧力分布を実験的に研究した。その結果ある流量（均衡流量と呼ぶことにした）においては静圧がデフューザ

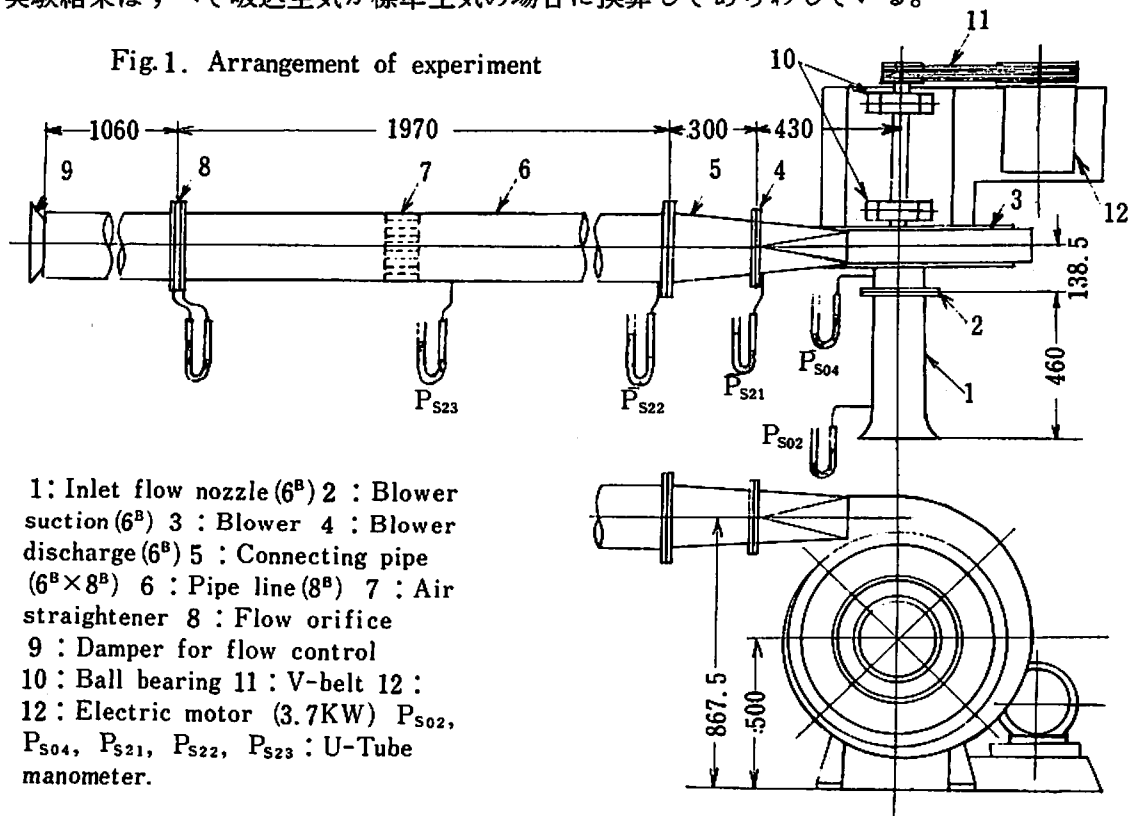
内において半径方向に対し同心的に増大するけれども、この流量よりも流量が大きい場合も、又少ない場合にも静圧上昇は同心円的にならず、それぞれの場合に対し特有の形状をもった圧力分布を示し、それは渦巻室の舌部の位置に密接な関連があるということが明らかになった。

引き続き行っている速度分布に関する研究とあいまって、上述の事実はデフューザの最高効率状態を知りうる手がかりになるものと期待できる。さらに進んで吸込管系、翼車から渦巻室及び吐出管系の研究を行うことによりこれらの各々の最高効率点との関係をも明らかにしたい希望もっている。

2. 実験装置及び実験方法

Fig. 1. のような実験装置を設計製作して実験をおこなった。実験用送風機本体の概要を Fig. 3. に、その主要寸法と仕様を Table 1. に、性能を Fig. 2. に示す。送風機本体は吐出管、渦巻室、デフューザ、羽根車、吸込管等に分解できるようになっている。デフューザは案内翼なし平行壁である。渦巻室は全断面において平均流速が一定であるとする設計法に基づいている。即ち、ポリュート面積をその断面の舌部からの角度に比例して増加させてある四角形の断面をした渦巻室である。

流量の測定はJIS, B8330—1962に基づいて吐出管に取付けた途中オリフイスを使用し、附屬的に吸込口に取付けた入口ノズルをも利用した。流量の調節は吐出管に取付けたダンパによって行なった。その他の一般的な性能の測定もこの規格に従って行なった。また回転数を厳密に一定に保つことは、特に行なっていないが関連のある実験値は、なるべく同時に求めるようにした。各々の実験結果はすべて吸込空気が標準空気の場合に換算してあらわしている。



2-1 Specifications

Type	Centrifugal type. Single suction, Single stage
Total pressure increase	510 mmAq
Suction capacity	19 m ³ /min
Speed of rotation	4620 r. p. m
Motor output	3.7 KW
Total efficiency	75 %

2-2 Impeller

Outlet diameter	360 mm ϕ
Inlet diameter	160 mm ϕ
Outlet width	17 mm
Inlet width	34 mm
Outlet blade angle	45°
Inlet blade angle	30°
Number of blades	14

2-3 Diffuser

Inlet diameter	370 mm ϕ
Outlet diameter	610 mm ϕ
Width	19 mm

Table 1. Specifications and main dimensions of the blower

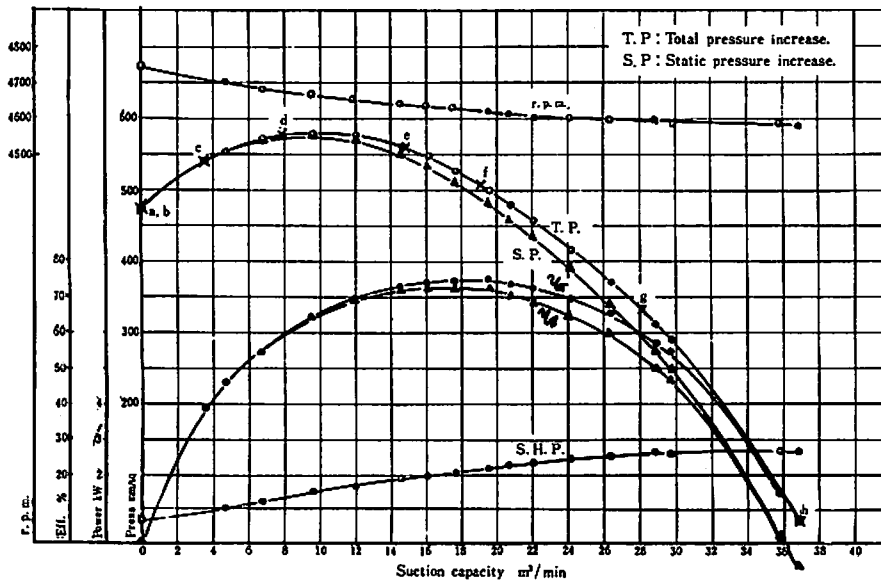


Fig.2. Performance curve (standard air.)

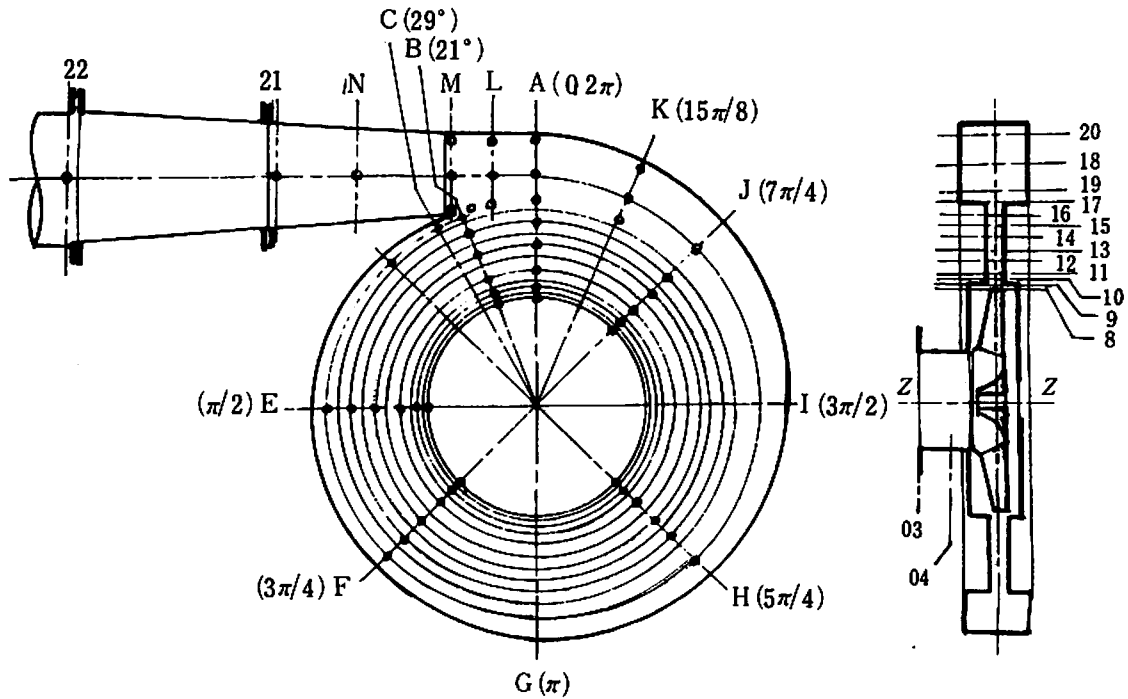


Fig. 3. Positions and notations of static pressure-holes

この論文では代表的な運転状態としてFig. 2. に示した性能曲線上 a, b, c, d, e, f, g, h, の8点の作動点を取り、それらの実験結果について論じた。作動点は Fig. 1. で送風機吐出口 (位置21) が全閉の場合であり、作動点 bはダンパ(9)が全閉の場合である。作動点 b~gはダンパによって流量調節を行なった場合である。作動点 hはFig. 1. で連結管出口 (位置22) で大気開放の場合である。これら8点の風量は、それぞれ0, 0, 3.6, 7.9, 15, 19.2, 28.1, 37 m^3/min であり、設計風量19 m^3/min に対して0, 0, 16.3, 41.6, 79, 101, 148, 195%に相当している。また全圧効率はそれぞれ0, 0, 38, 59, 73, 75, 67, 7%であり、設計点の全圧効率75%に対して0, 0, 50.7, 78.6, 97.4, 100, 89.4, 0.0934%に相当している。

測定位置の表示は次のような座標系を用いた。Fig. 3.で送風機のシャフトの中心線 \overline{ZZ} をZ軸とする円柱座標を用いた。そしてZ軸と直交する送風機半径をr座標にし送風機吐出口の軸心がr座標と直交する \overline{ZA} 線を円周角 $\varphi=0$ とし、渦巻の開いていく方向に φ を計る。このとき渦巻の舌部の先端は $\varphi=21^\circ$ のZB線上にあることになる。このような座標系において円周角 φ は角度又はアルファベット記号で、半径座標は数字記号で表示することにした。

2-1 静圧の測定

静圧の測定は、内壁面に直角に開けられ、精密に仕上げられた2.5mm ϕ の静圧測定孔を通し、すべてU字管マンオメータによった。静圧孔は送風機本体の表側 (吸込側) と裏側の両面に開けてある。両側の静圧を同時に測定し、両者の平均値をもって、その位置における静圧とした。しか

しながら, この実験で使用した送風機の流路幅のデフューザ等では表側と裏側の読みの間に特に取りあげるほどの差異は認められなかった。即ちZ方向には静圧が変わらないと考えてもさしつかえないから測定位置の表示は以下において, Z方向は特に考えないで円形座標 ($\varphi \times 2r$) で示すことにした。

このような座標系においてFig. 3. に示したように静圧の測定は円周角 φ がA (0.2π), B (21°), C (29°), D ($\pi/4$), F ($3\pi/2$), H ($5\pi/4$), J ($7\pi/4$), K ($15\pi/8$), 及び送風機咽部の記号L, M, N, 送風機吐出口の記号21, 連結管出口の記号22等について, また r 座標は直径で, 羽根車出口 $D_8=360$, デフューザ $D_{10}=376$, $D_{11}=390$, $D_{12}=430$, $D_{13}=470$, $D_{14}=510$, $D_{15}=550$, $D_{16}=590\text{mm}\phi$, 及び渦巻室断面の中心の記号18, 中心の内側の19, 外側の20等について行った。例えば表示 $F \times D_{12}$ は $\varphi=3\pi/2, 2r=430\text{mm}\phi$ の点を意味している。また表示 $M \times 18$ は, 咽部Mの位置の断面の中心点をあらわしている。このようにして, 静圧は羽根車出口の裏表合せ8個, デフューザの裏表合せ64個, 渦巻室表12個, 咽部表側8個, 裏側2個, 送風機吐出口裏表合せ2個, 連結管出口裏表合せ2個の合計98個の静圧測定孔について測定を行なった。

以下において使用した, おもな記号は次のとおりである。

P_{s0} = 吸込静圧 (標準空気)	γ_0 = 吸込空気の比重
P_{s03} = 送風機吸込口静圧	N = 送風機回転数
P_{s21} = 送風機吐出口静圧	η_T = 送風機全圧効率
P_{s22} = 吐出連結管出口静圧	η_s = 送風機静圧効率
Q_0 = 吸込流量	

3. 実験結果及び考察

運転状態(a), (b), (c), (d), (e), (f), (g), (h)における翼車出口直後, デフューザ, 渦巻室, 咽, 送風機吐出口及び連結管出口までの静圧分布の測定結果を半径 r をパラメータとして円周方向の静圧分布を示したのがFig. 4. である。また円周角 φ をパラメータとして半径方向の静圧分布を示したのがFig. 5. である。Fig. 5. ではD ($\pi/4$), F ($3\pi/4$), H ($5\pi/4$), J ($7\pi/4$) の四つの円周角に対して取りあげている。横軸は翼車出口 (D_8) からデフューザ出口 (D_{16}) までのみ直径比 D/D_8 によって, 半径方向の位置を示している。即ち, $D/D_8=1\sim 1.03$ に相当する破線は翼車出口からデフューザ入口まで, $D/D_8=1.03\sim 1.7$ に相当する実線はデフューザ入口からデフューザ出口までの静圧分布を示している。デフューザ出口から渦巻室, 咽, 吐出口まではグラフに記号を併記して位置を表示することにした。即ち, デフューザ出口から渦巻室, 咽部L18までの静圧分布はデフューザ出口に続く破線で示し, 咽部L18, M18, N18から送風機吐出口の記号21及び連結管出口の記号22までの静圧分布は×印を結んだ実線で示している。また, Fig. 4. とFig. 5. を利用してデフューザ内の静圧分布を等圧線として円形図表に記入したのがFig. 7. である。

3-1 デフューザ・渦巻室流路系の均衡流量 (q_3) の存在

Fig. 4. の運転状態(e)をみると、円周角 ϕ に関係なく同一半径上では静圧の値は一定になっている。即ち円周方向の静圧分布は ϕ 方向に一直線となって現われている。Fig. 5. の(e)をみると、静圧分布は ϕ に関係なく一曲線として現われ、半径方向に一様な静圧上昇が行なわれていることがわかる。Fig. 6. の(e)をみると、等圧線は同心円となって現われている。

このように、実験の結果、流量を全流量域にわたって変化させてみると、吸込流量 Q_0 が $15\text{m}^3/\text{min}$ の運転状態(e)においてのみ翼車出口直後、デフューザ、渦巻室、咽部、送風機吐出口（以後デフューザ、渦巻室流路系と呼ぶ。）にわたって、円周方向及び半径方向に一様な静圧分布が実現されている。このような状態にある吸込流量をデフューザ、渦巻室系の均衡流量 (q_3) と呼ぶことにすれば、次のことが言える。ある決った一台の送風機は唯一の均衡流量 q_3 を持っている。そして、それはデフューザ・渦巻室流路系に最も適合した流れを実現させるところの、その送風機個有の唯一の流量であると考えられる。

Fig. 2. あるいはTable 1. から送風機の設計点においては流量 $q = 19\text{m}^3/\text{min}$ 、送風機全圧効率 $\eta_T = 75\%$ であった。しかしながら、均衡流量 q_3 の作動点においては $q_3 = 15\text{m}^3/\text{min}$ 、 $\eta_T = 73\%$ である。この値は設計点に対して、それぞれ流量は79%、効率は97.4%に相当している。このように設計流量 q と均衡流量 q_3 とは必ずしも一致していない。これはデフューザ・渦巻室流路系の均衡流量 q_3 が、送風機吸込口流路系の均衡流量 q_1 及び翼車流路系の均衡流量 q_2 とが一致していないことによるものと考えられる。

引き続き行っている速度分布等に関する研究とあいまって上述の事実はデフューザの最高効率状態を知りうる手がかりになるものと期待できる。さらに進んで吸込管系、翼車から渦巻室及び吐出管系の研究とあいまって、これらの各々の最高効率点との関係が明らかになれば、 q_1 、 q_2 、 q_3 、及び q との関係が解明でき、送風機全体としての最高効率の状態を知りうるものと考えられる。

円周方向の静圧分布についてFig. 4. (e)をみると、均衡流量 q_3 の運転状態であるにもかかわらず、なお渦巻室及びデフューザの直径 D_{14} 位までの舌部附近は他より静圧が低い方に凹型に現われていることがわかる。これをFig. 6. (e)の等圧線でみると、舌部附近で少しときれた同心円となって現われている。このように舌部の静圧分布に及ぼす影響はかなり大きいと考えられる。

半径方向の静圧分布についてFig. 5. (e)をみると、翼車出口直後 (D_8) から、デフューザ入口 (D_{10}) までは大きな静圧上昇が行なわれ、 D_{10} から D_{11} のデフューザ入口部分は静圧上昇率は低く、 D_{11} 以降においてデフューザの静圧上昇の機能を発揮しだしていることがわかる。また、デフューザ出口 (D_{16}) から渦巻室 (18)、咽部 (L18, M18, N18)、及び送風機吐出口 (21) まではほぼ理想的な静圧分布となっていることがわかる。デフューザ入口部分の設計と流れに関して、かなり大きな重要性があると考えられる。なお渦巻室内の静圧は設計通り、 ϕ 方向に一定となっている。

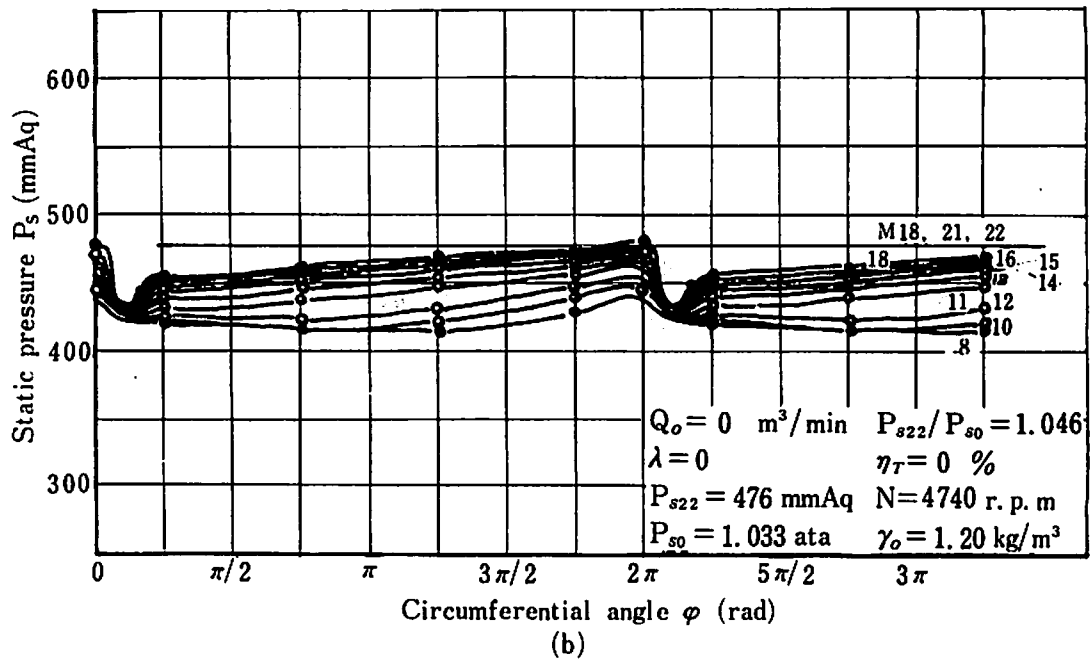
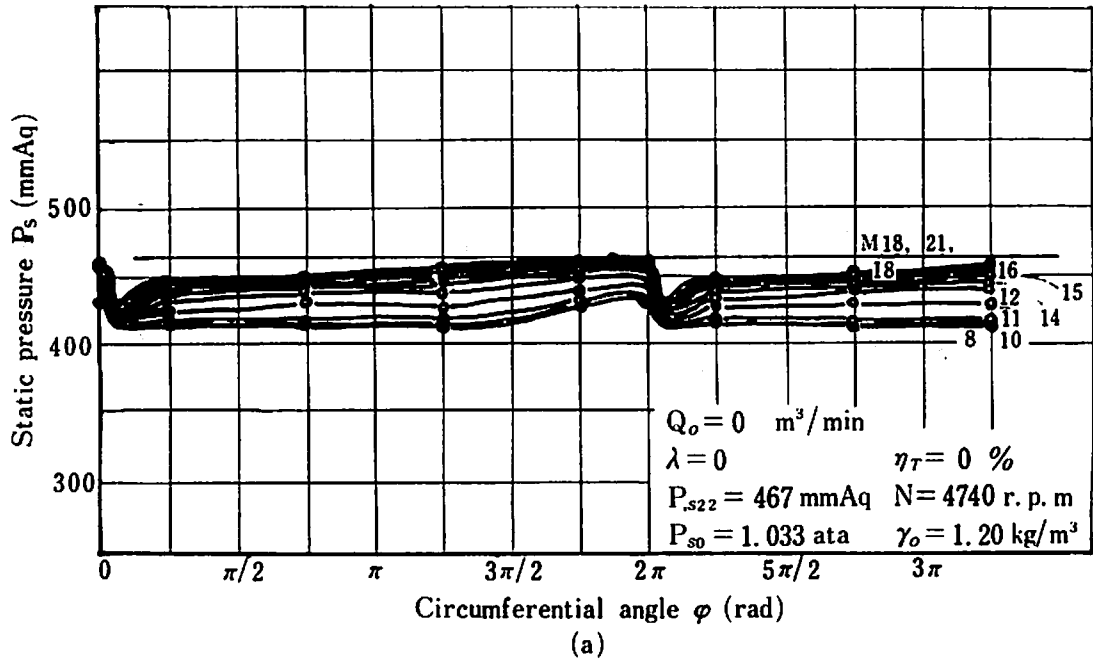
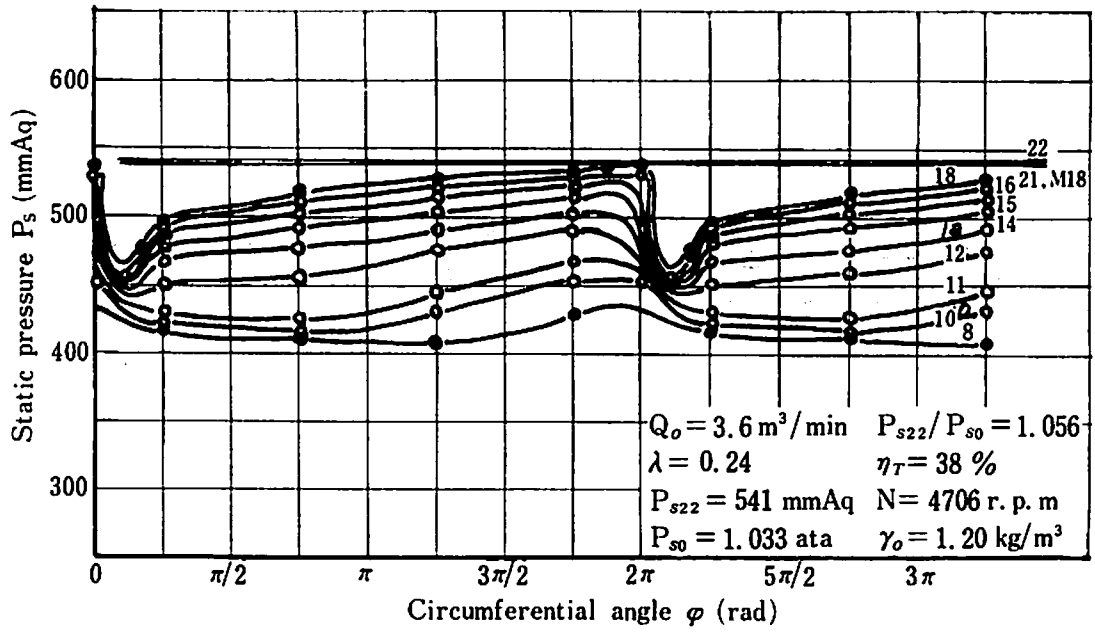
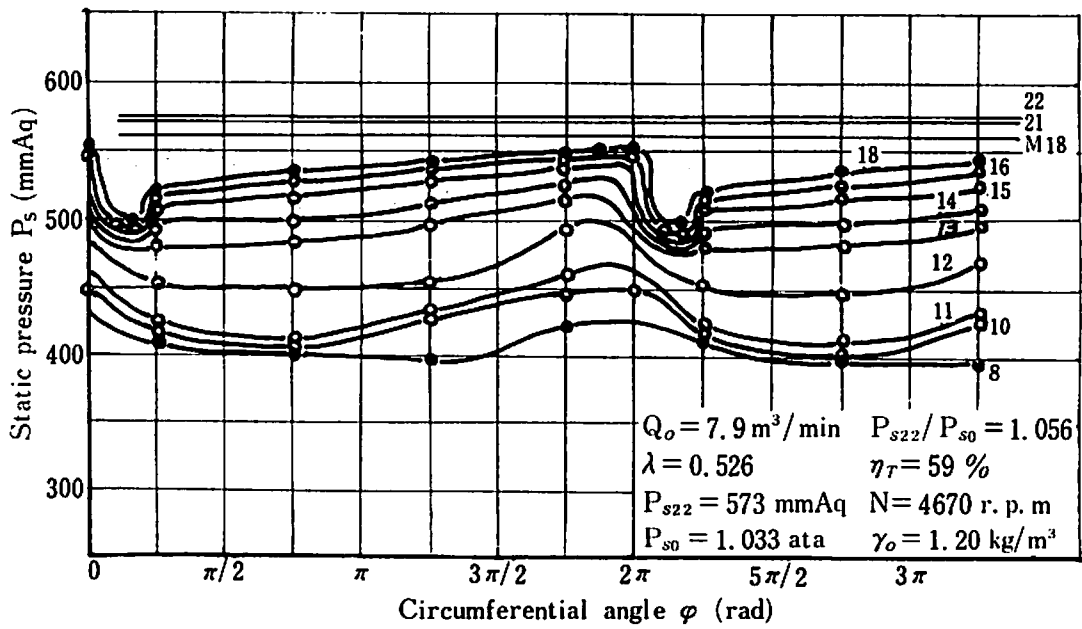


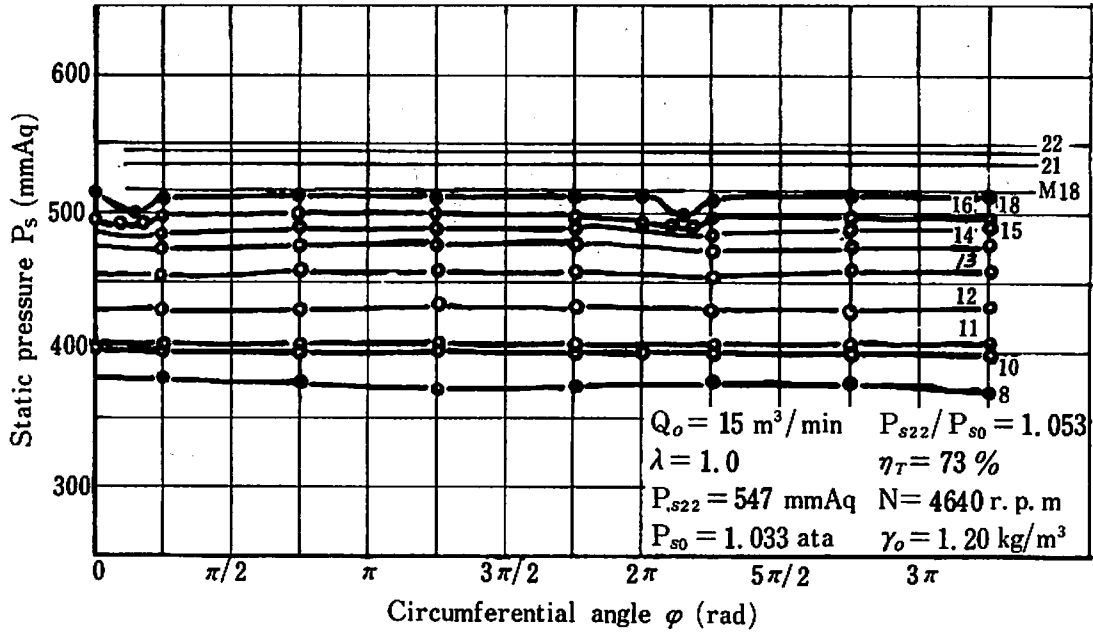
Fig. 4. Circumferential static pressure distribution around the impeller outlet, diffuser and spiral casing for various flow quantities.



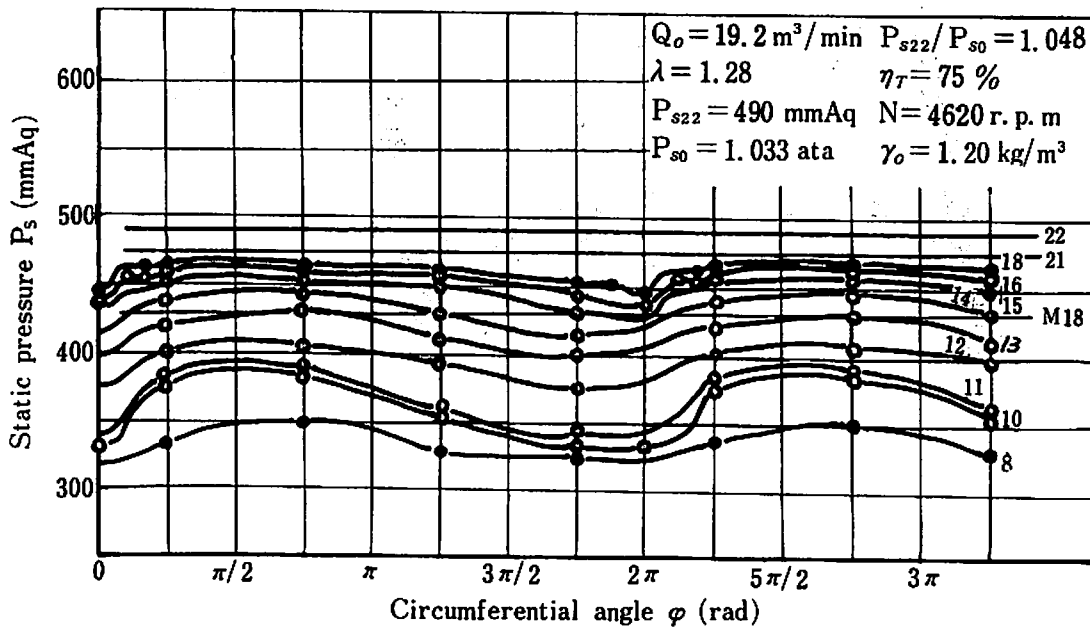
(c)



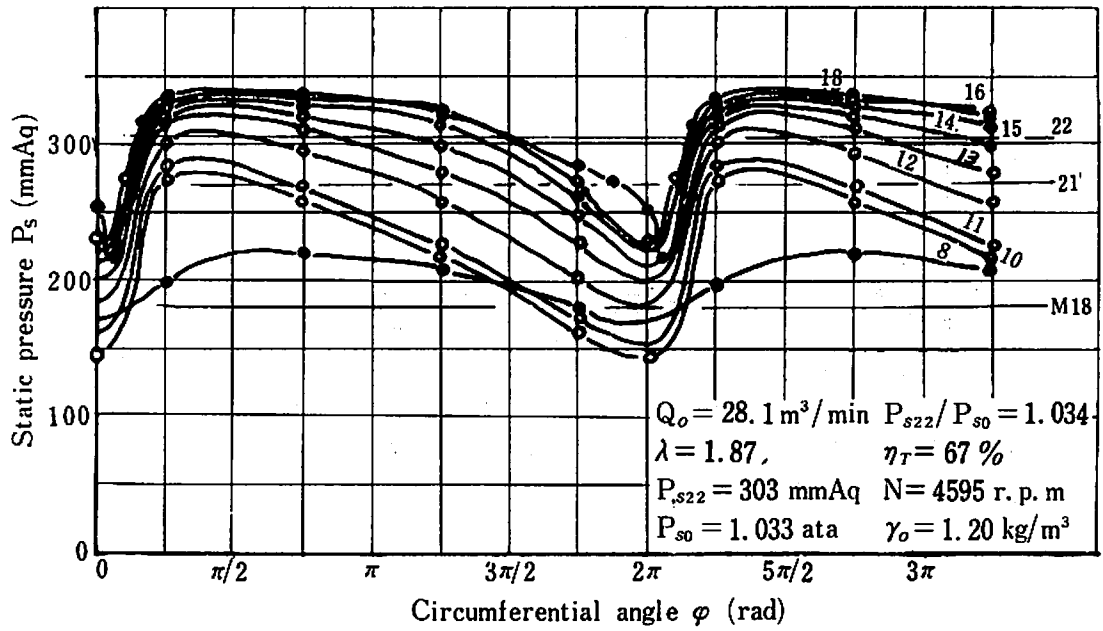
(d)



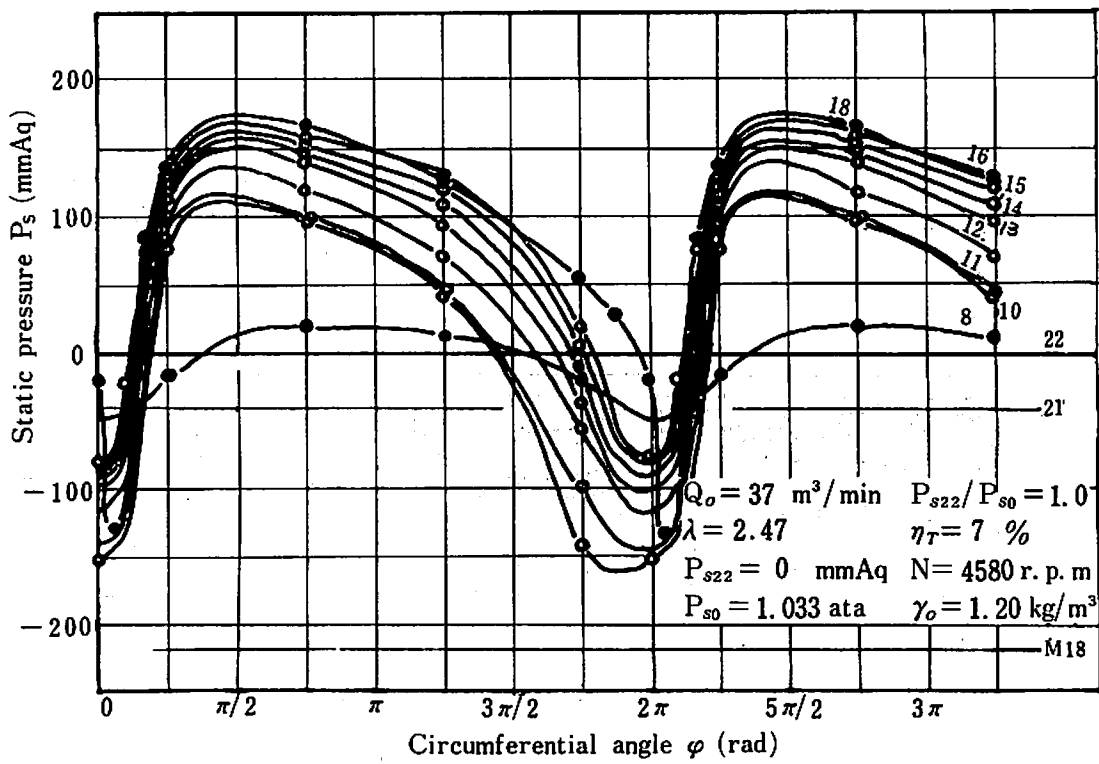
(e)



(f)



(g)



(h)

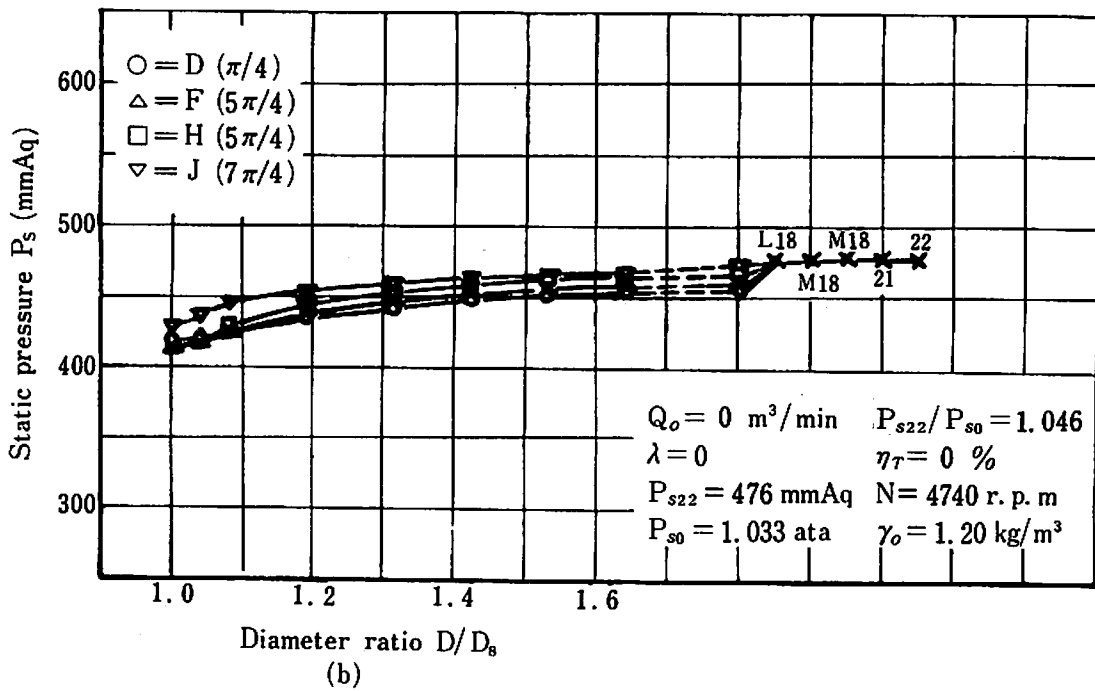
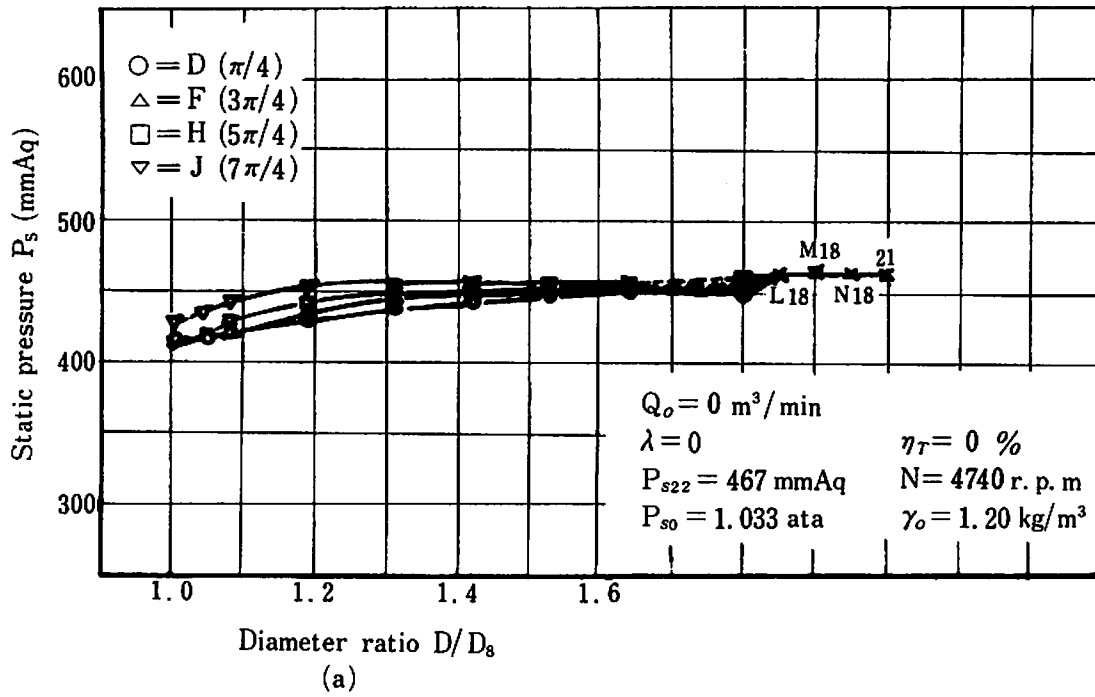
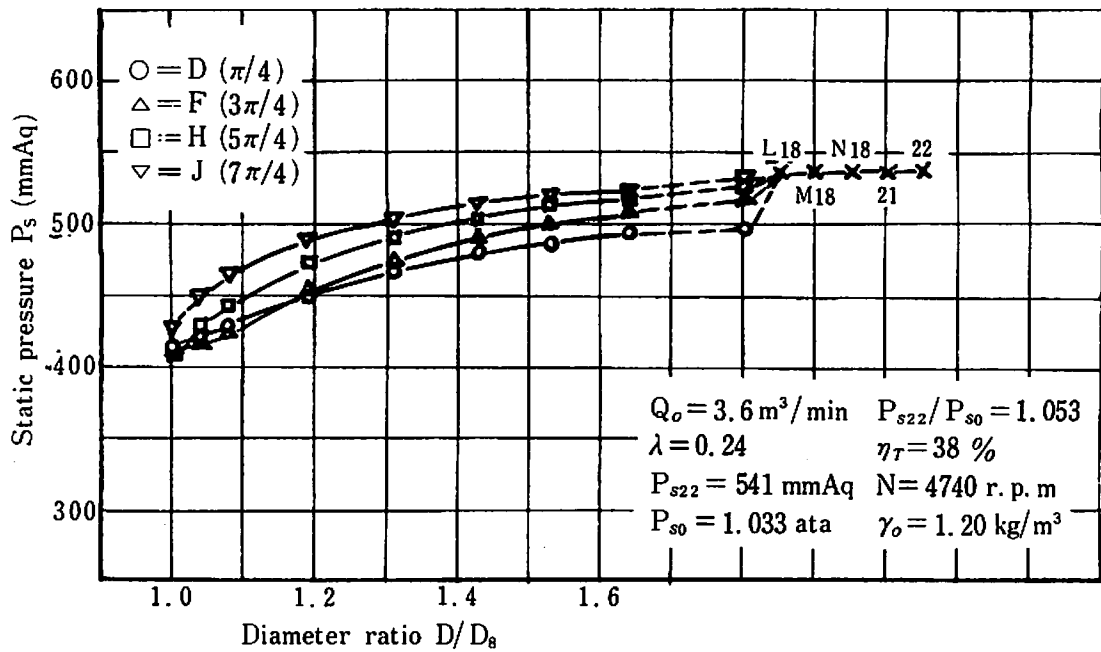
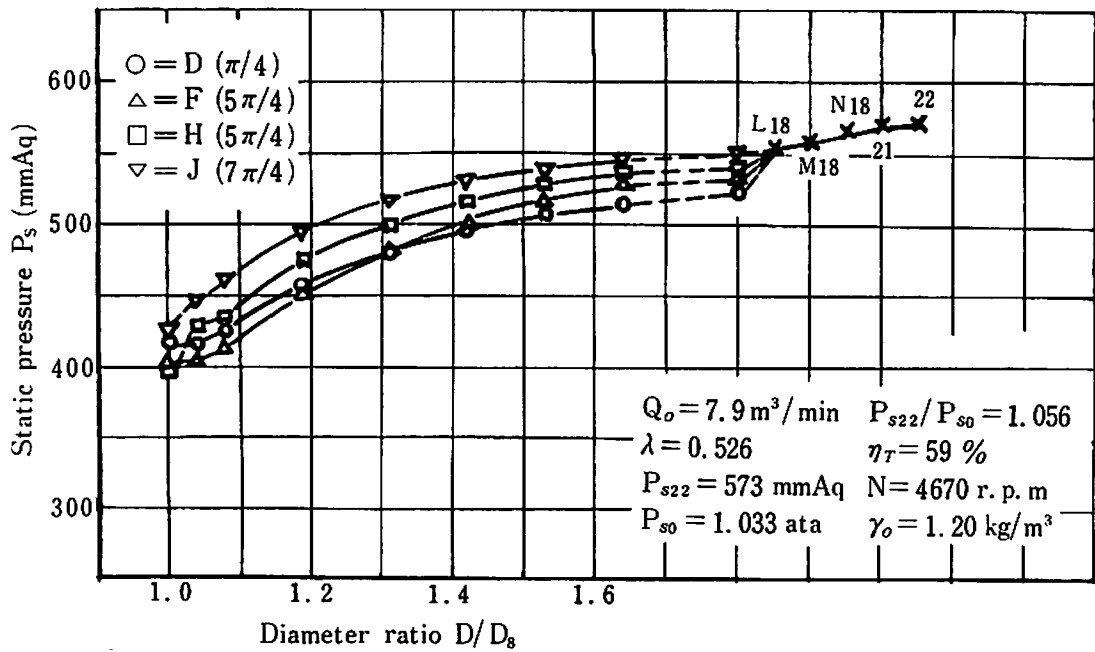


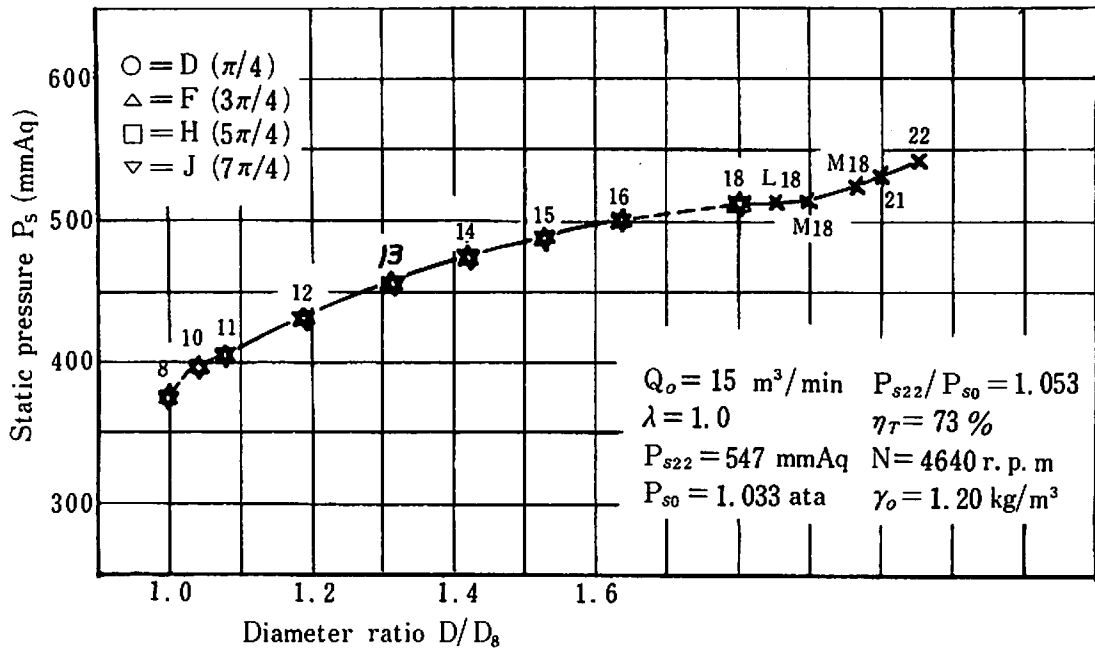
Fig. 5. Radial static pressure distribution in the diffuser and spiral casing for various flow quantities.



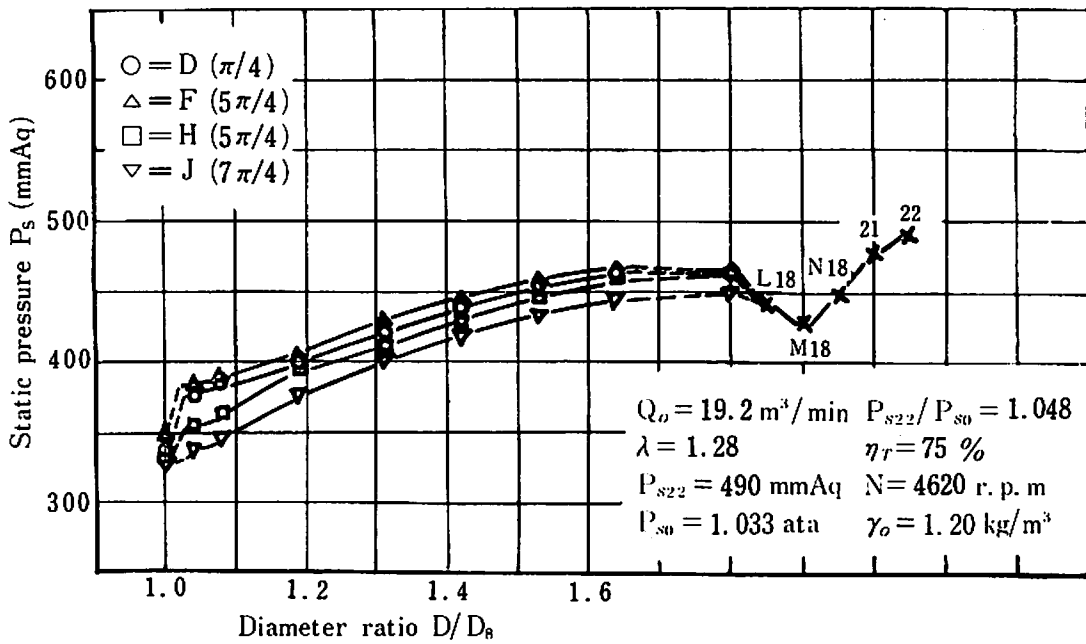
(c)



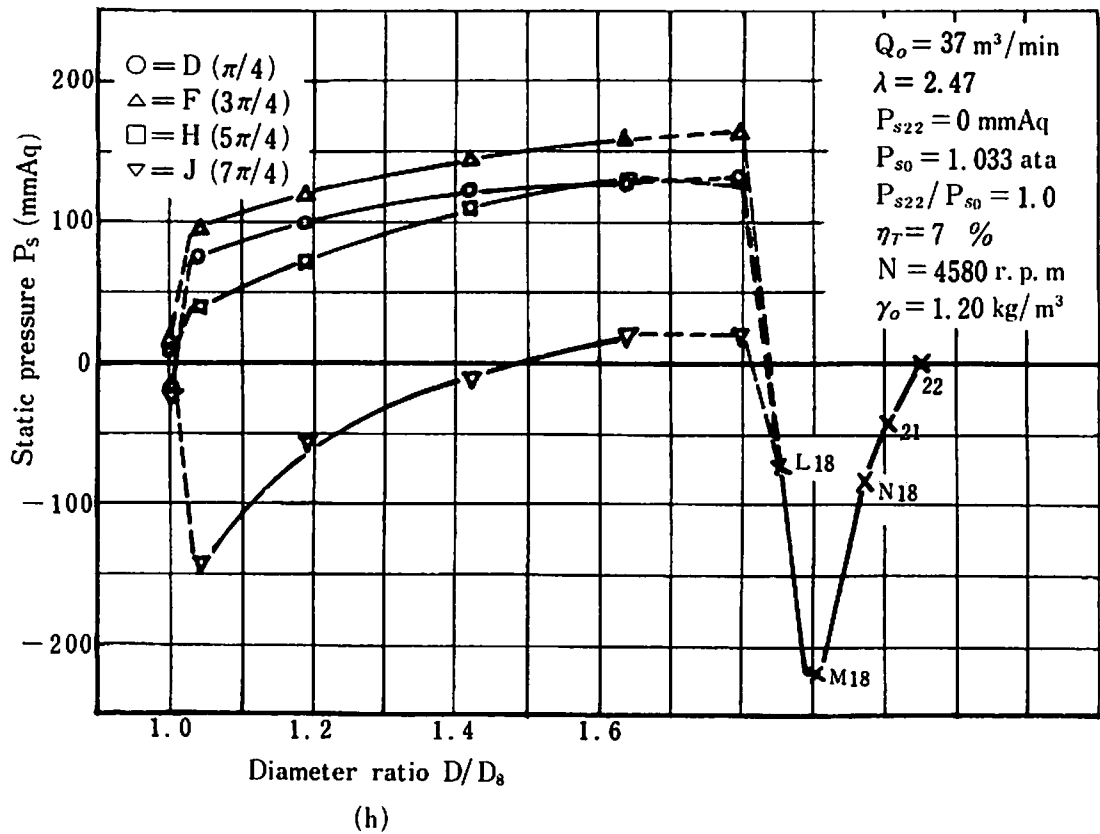
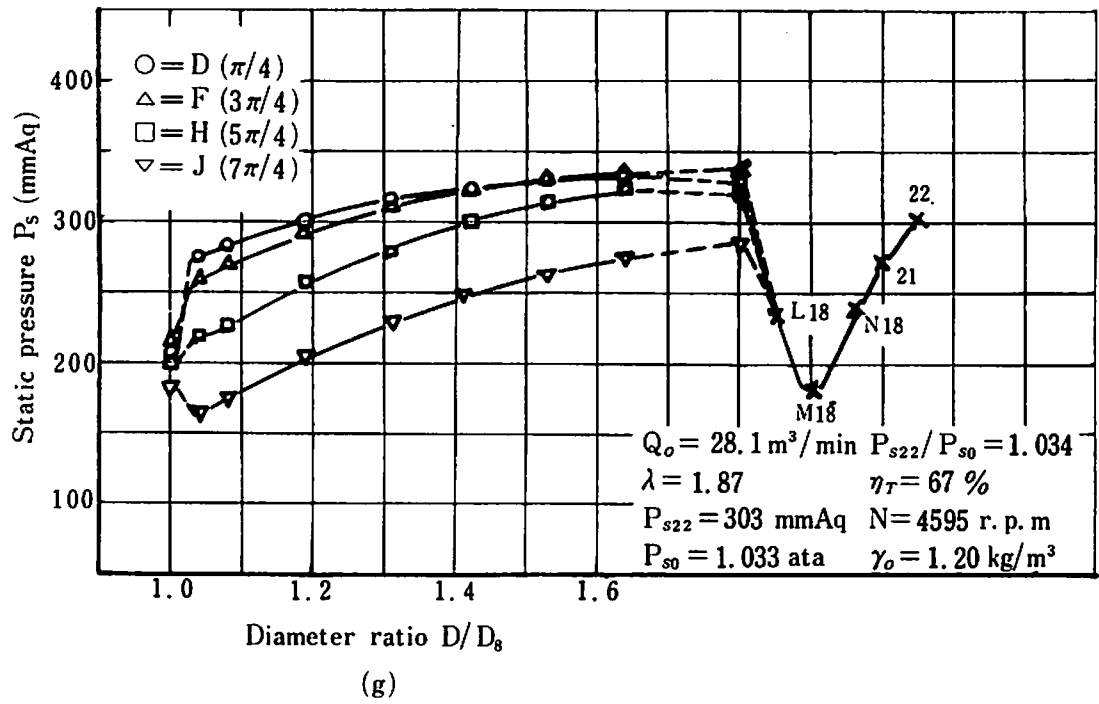
(d)



(e)



(f)



3-2 q_3 よりも過小流量域における静圧分布

Fig. 4. において q_3 に対する流量の割合 λ がそれぞれ 0, 0, 0.24, 0.526, である運転状態(a), (b), (c), (d), をみると, 円周方向の静圧分布は φ に対して一様にならないで, ゆがんでいる。舌部附近は, その影響のために, 大きな凹型をなしている。まず翼車出口直後では $H (5\pi/4)$ で最小値を示し, 以後 φ と共に増大してゆき $A (2\pi)$ 附近で最大値を示し, 以後 φ と共に減少する傾向を示している (Fig. 7-1)。デフューザ内では $D_9 \sim D_{11}$ までは $F (3\pi/4)$ 附近で最小値を示し, φ と共に増大してゆき, $A (2\pi)$ 附近で最大値を示し, 以後 φ と共に急減少する傾向を示している。(Fig. 7-2)。 $D_{11} \sim D_{16}$ では $C (3\pi/18)$ で凹型の最小値を示し, 以後 φ と共に増大し, $A (2\pi)$ 附近で最大値となり, 以後急激に減少する傾向を示している (Fig. 7-3)。渦巻室(記号18)では, D_{16} とほぼ同じ傾向をもっているが, 最小点の位置が一層舌部の方に近づいている (Fig. 7-4)。

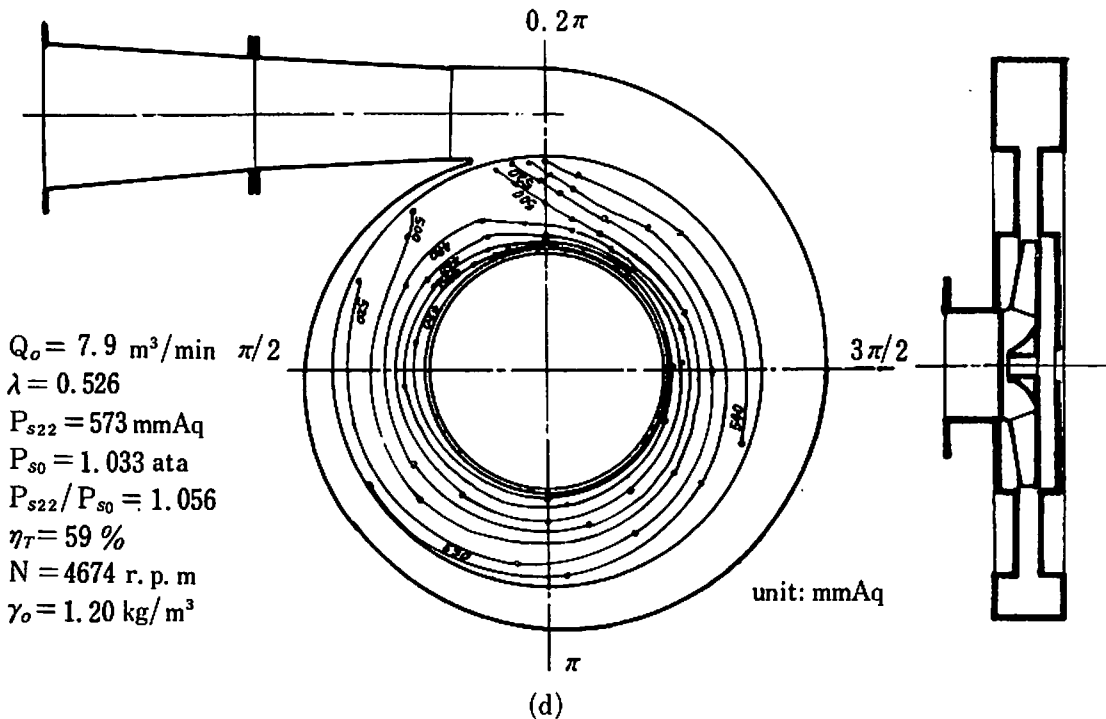


Fig. 6. Equi-static pressure distribution curves in the diffuser for various flow quantities.

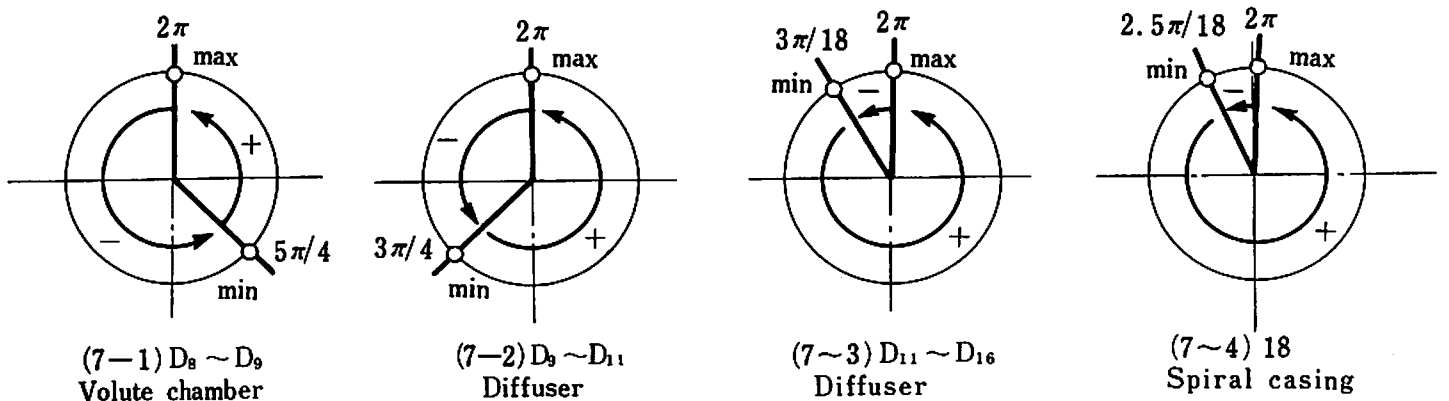
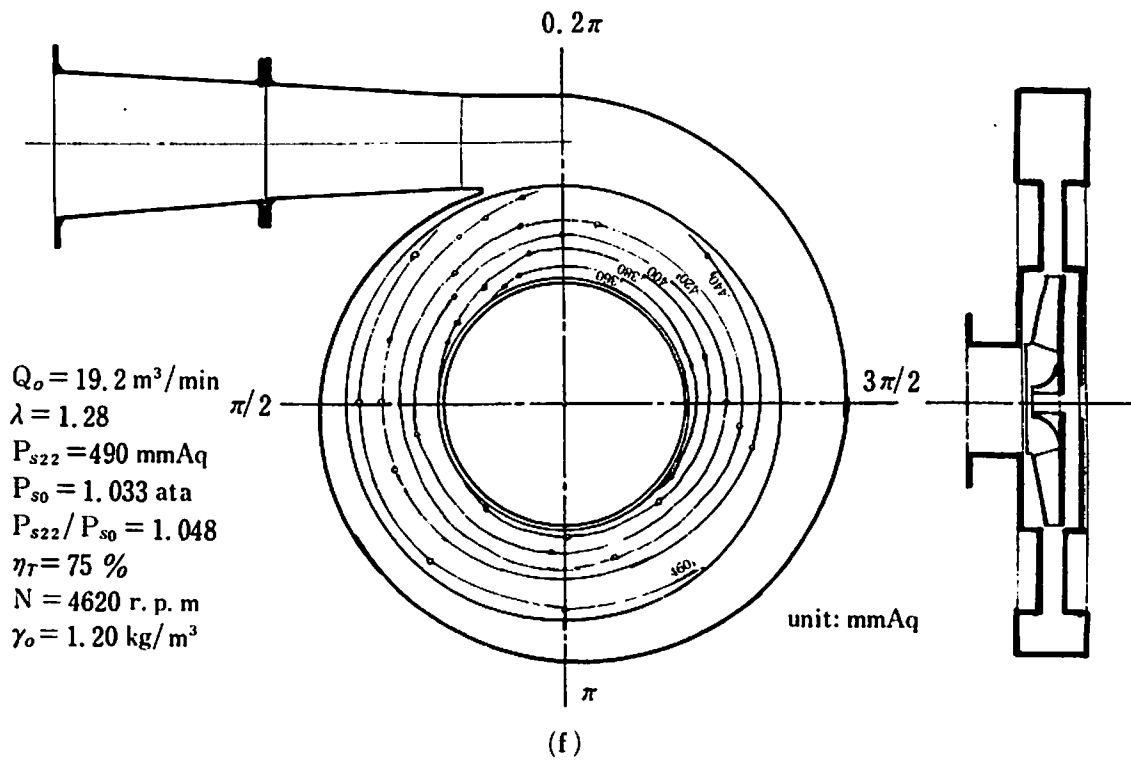
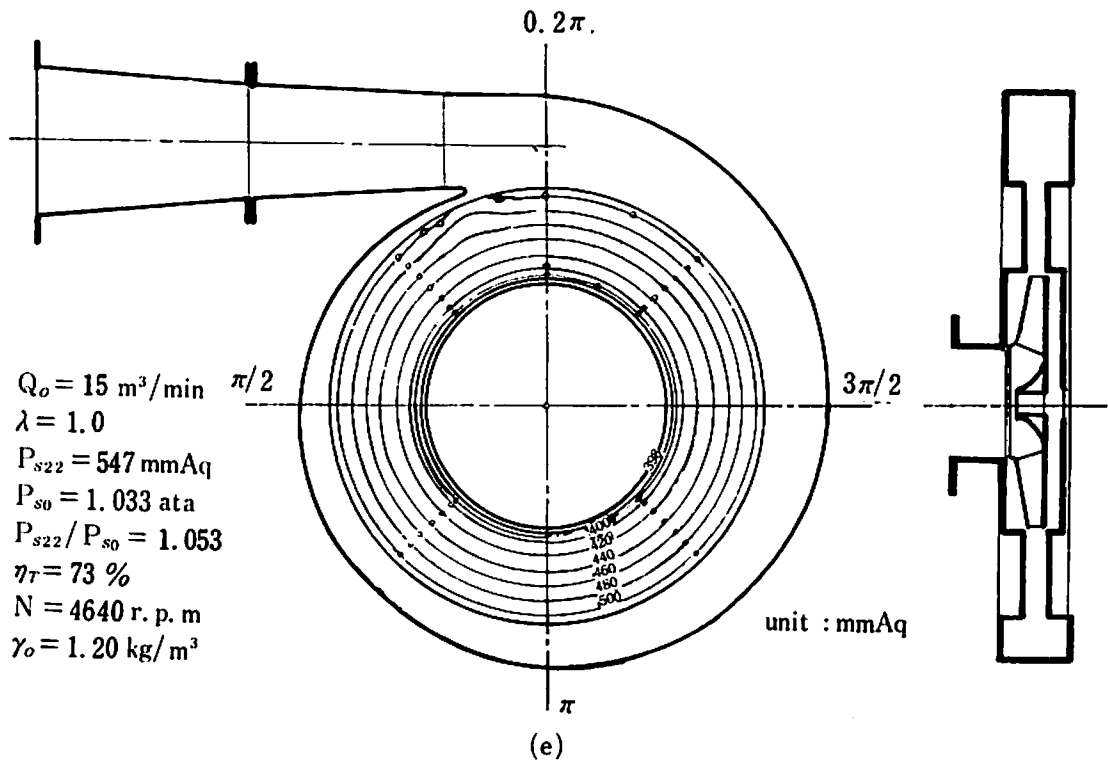
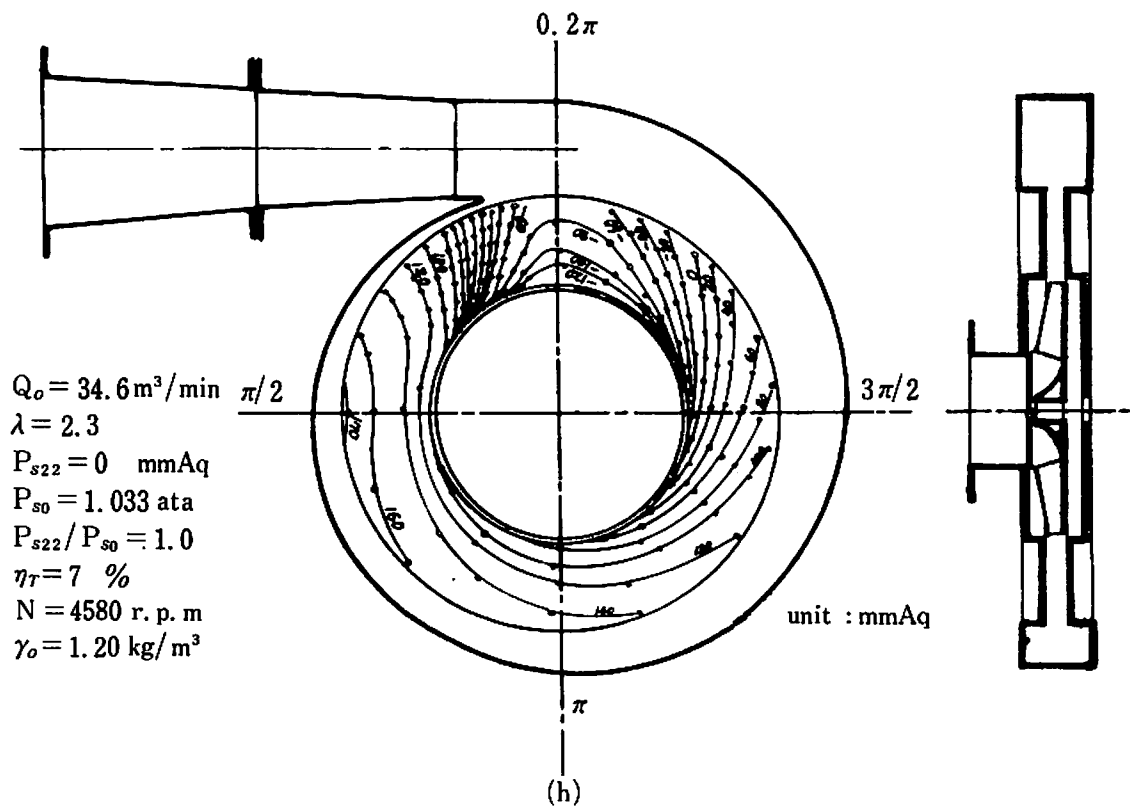
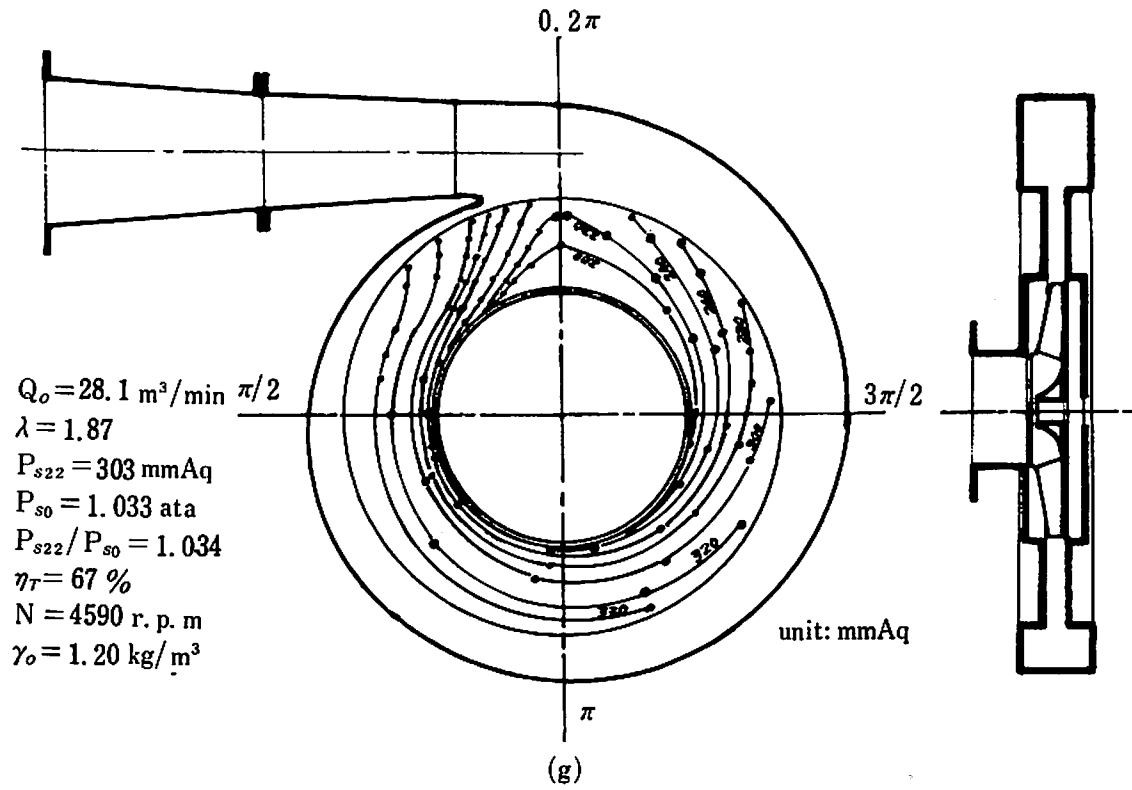


Fig. 7. Position of maximum and minimum static pressure. (+ : compression - : expansion)





このように、特に渦巻室とデフューザの外部になるにつれて、舌部附近からA (2π) 附近まで、過少流量のために流動空気は φ と共に圧縮されている。

Fig. 5. の運転状態 (a), (b), (c), (d) をみると、半径方向の静圧分布は φ によって異なった分布をしていることがわかる。過少流量でもデフューザ内の半径方向の静圧上昇は遂行されているが、 λ の値が小さくなるに従って翼車出口 (D_8) からデフューザ内の入口寄り附近でのみ有効に遂行されデフューザ内の出口寄り附近では、非常に悪くなっている。即ち、過少流量ではデフューザは大きすぎることになる。また、デフューザ出口から渦巻室へは運転状態 (e) の場合よりも、上昇みの傾向にある。A (2π) から咽部を経て送風機吐出口へ向う静圧分布は一様であるが、A (0) から渦巻室の舌部へと向う静圧分布は、急激に減少している。

Fig. 6. の運転状態 (d) の等圧線分布をみると、過少流量になると、等圧線は同心円を保つことが出来なくなり、F ($3\pi/4$) の半径方向に偏心していき、やがて、舌部附近の外周の方から形がくずれてゆく。

運転状態 (b) は吐出管のダンパを完全に全閉した $\lambda = 0$ の場合であるが、送風機内部では實際上、流動が行なわれデフューザ内部ではなお静圧上昇が行なわれていることが Fig. 4. 及び Fig. 5. の (b) からわかる。このような運転状態にあるときは、周期的な空気の吸込と吐出が吸込口で行われているようである。運転状態 (a) は送風機吐出口 (記号21) で全閉にした $\lambda = 0$ の場合である。このときも同様にデフューザ内部では静圧上昇が行なわれているが、運転状態 (b) の場合よりも少なくなっていることが Fig. 4. 及び Fig. 5. の (a) からわかる。

3-3 q_3 よりも過大流量域における静圧分布

Fig. 4. において q_3 に対する流量の割合 λ が、それぞれ 1.28, 1.87, 2.47 である運転状態 (f), (g), (h) をみると、円周方向の静圧分布は λ の値が大きくなると共に、 φ に対して一様性を欠き過少流量の場合とほぼ反対方向にゆがんでくる。全体的にみると、E ($\pi/2$) 附近で最大値を示し、以後 φ と共に減少し、A (2π) で最小値を示し、以後急激に増大する傾向を示している。まず翼車出口直後 (D_8) 附近では、 $\frac{11.5\pi}{18}$ 附近で最大値を示し、以後 φ と共に減少し、A (2π) で最大値を示し、以後増大する傾向を示している (Fig. 8-1)。

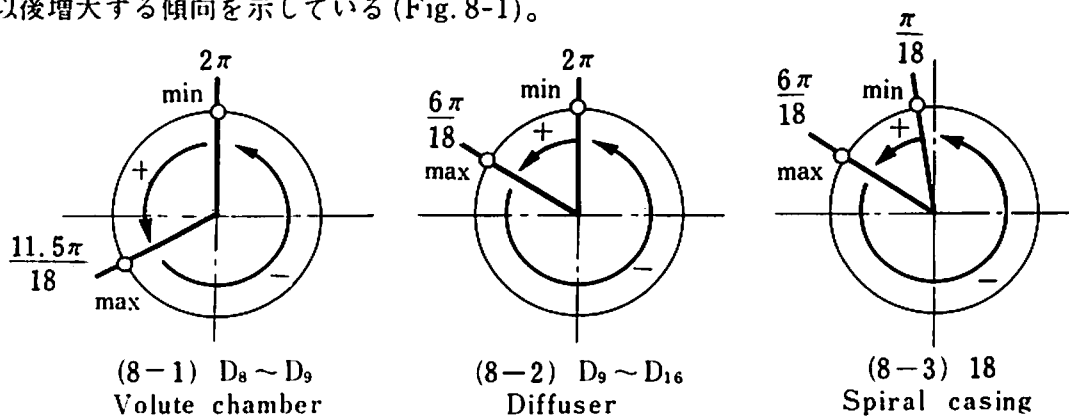


Fig. 8. Position of maximum and minimum static pressure. (+ : compression - : expansion)

デフューザでは $\frac{6\pi}{18}$ で最大値を示し、以後 φ と共に減少し、 $A(2\pi)$ で最小値を示し、以後急激に増大する傾向にある (Fig. 8-2)。また渦巻室は $\frac{6\pi}{18}$ で最大値を示し、以後 φ と共に減少し、舌部の $\frac{\pi}{18}$ 付近で最少値を示し、以後 φ と共に急激に増大する傾向を示している。(Fig. 8-3)。このように渦巻室及びデフューザ内では $E(\pi/2)$ 付近から $A(2\pi)$ 付近まで過大流量のために流動空気は φ と共に膨張が行なわれている。

Fig. 5. の運転状態 (f), (g), (h) をみると、半径方向の静圧分布は φ によって異なった分布をしていることがわかる。過大流量でもデフューザ内の半径方向の静圧上昇は遂行されているが、 λ の値が大きくなるに従ってデフューザの入口寄り附近のみならず、デフューザの出口寄り附近でも有効に遂行されてくることわかる。即ち、過大流量ではデフューザは小さすぎることになる。またデフューザ出口から渦巻室へは運転状態 (e) の場合よりも下降ぎみの傾向にある。 $A(2\pi)$ から咽部を経て送風機吐出口へ向う静圧分布は一様ならず、 λ の値が (f), (g), (h) と大きくなるにつれて、渦巻室で φ と共に減少し続けた静圧は、 $A18$ から咽部 $L18$ にかけて、さらに急激に減少し、 $M18$ で最少値を示す。以後送風機吐出口へ向って急激に上昇する傾向を示している。 λ の値が大きくなっていくと、ある λ の値以後においてはデフューザから渦巻室にかけて上昇した静圧は咽部で急に低下するが、送風機吐出口では最早、その減少した静圧の全部を回復することができないうで、結局、送風機吐出口の静圧はデフューザ及び渦巻室内の静圧より、相当低圧のままである。

Fig. 6. の運転状態 (f), (g), (h) をみると、等圧線は同心円を保つことができなくなり、 $J(7\pi/4)$ の半径方向に偏心してゆき、やがては、 $A(2\pi)$ 付近の外周の方から形がくずれてゆく。この偏心の仕方はちょうど過少流量の場合と逆の方向に生じている。偏心の仕方の概念図を Fig. 9. に示した。

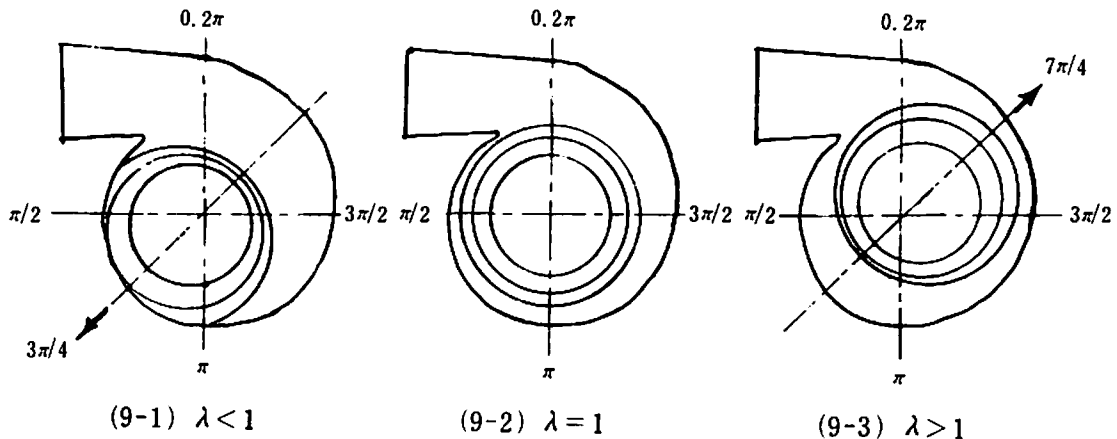


Fig. 9. Relation between equi-static pressure distribution curves and eccentric for various flow quantities.

なお、本論文は静圧分布について述べたが速度分布及び全圧分布等を合せ考えることによって流れが一層明瞭となるが、後の機会の報告にすずった。終りに実験に御協力を賜った流体実験室の新屋氏に感謝致します。