

琉球大学学術リポジトリ

二次元ディフューザの吸込みによる性能改善(第1報)

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2012-03-16 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 山里, 栄昭, Yamazato, Eisho メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/23808

二次元ディフューザの吸込みに よる性能改善(第1報)[†]

山 里 栄 昭

Performance of Wide-Angle Two-Dimensional Diffusers with Area Suction

Eisho YAMAZATO

Two-dimensional diffusers with an area ratio of 4:1, aspect ratio 4:1, and divergence angles of 30° and 60° were tested with area suction to evaluate the performance characteristics. For comparative purposes, a 10° two-dimensional diffuser without area suction was also tested.

The test, conducted with various extents of porous area and with suction quantities, indicated that the flow separation was not exactly eliminated by the use of area suction for both 30° and 60° diffusers.

However, the area suction was effective to improve the diffuser performance, and larger effect of suction was observed for smaller extents of porous area near the diffuser entrance.

1 緒 言

流体輸送, または流体機械の流路においては, しばしば流れの速度エネルギーを圧力をエネルギーに変換するディフューザを含む問題に直面する. ディフューザの性能にもっとも支配的な因子は広がり角と面積比である. 二次元ディフューザのエネルギー損失は与えられた入口状態に対して広がり角7°, 面積比4:1附近がもっともよいとされている.^{1), 2)} しかしかような広がり角の小さなものでは面積比が大きくなるとディフューザ壁面が長くなり, 空間の限られた場合などでは時として不都合になることがある. かような場合には広がり角の大きなディフューザが用いられる. しかし実際にはこのような広がり角の大きなディフューザでは, 流れの損失は大きくなるとともにはく離を伴った変動の大きい流れとなる.

吸込スリットを通して境界層の部分を吸込むことによって, ディフューザ内のはく離を防ぐ方法は, Ackeretの円すい形ディフューザの³⁾実験によってはじめてなされ, その効果のあることが示されている. またその後 Gratzler,⁴⁾ Holzhauser,⁵⁾ 古屋ら⁶⁾によって円すい形ディフューザの吸込みによる実験がなされ, 性能改善についてかなりの成果をあげている. しかし長方形断面ディフューザのうち特に広がり角の大きなものの性能に関するデータは少なく, 吸込みによる性能改善に関する研究も最近行なわれている古屋, 生井らのもの

[†] 受付: 1968年10月31日

* 琉球大学理工学部機械工学科

を除いてはほとんど見当らない。古屋^{7), 8)}らは長方形断面デューザで、入口直後スリットより吸込みを行ない、広がり角 $30^\circ \sim 90^\circ$ までのデューザではかなりの性能改善を図ることができる⁹⁾と報告している。また生井⁹⁾らは側壁の長さを一定にし、広がり角が $0^\circ \sim 52^\circ$ の範囲に変えられる長方形断面デューザを用いて種々の多孔壁よりなる側壁より境界層吸込みを行ない、吸込みの状態、吸込量を変えた場合、デューザ性能がどのように変わるかを実験的に調べている。

本研究は広がり角 30° と 60° の長方形断面デューザで、入口より巾 130mm の側壁に多孔壁を設けて、一様な吸込みを行ない、入口からの吸込面の巾および吸込量を変えてそれらの圧力回復率またはエネルギー損失係数におよぼす影響を調べ、もっとも有効な吸込面の巾および各吸込面における最適吸込量などについて検討したものである。また損失の比較的小さい広がり角 10° の吸込みなしのデューザの実験を行ない、吸込をもつ 30° および 60° のものと比較をした。

記号

- A : ダクトの断面積
 b : デューザ巾
 L : デューザ側壁の長さ
 P : 静圧
 Q : 吸込み前の主流量
 q : 吸込み流量
 U : 境界層外の速度
 u : 境界層内の速度
 v : 吸込室内の吸込み速度
 \bar{u} : ダクト断面内平均速度
 x : デューザ入口より後流へとの距離
 y : ダクト壁面よりの垂直距離
 2θ : デューザ広がり角
 C_p : 圧力係数, $P - P_1 / \frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2$
 η_p : 圧力回復効率
 ζ : エネルギー損失係数
 ρ : 空気の密度

添字 1, 2, s はそれぞれデューザ入口断面, 圧力回復終りの断面, 吸込み室内の状態を示す。

2. 圧力回復効率および損失係数

一般に圧力回復効率はデューザ内で得られる静圧の上昇とエネルギー損失がない場合の理想的な静圧上昇との比をもって表わされる。

$$\eta_p = \Delta P \text{ (実際)} / \Delta P \text{ (理想)} \dots\dots\dots(1)$$

いま、各断面内において圧力、速度の不平均を無視して断面内の平均値をとれば、吸込みなしのデューザの効率は、

$$\eta_p = p_2 - p_1 \Big/ \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 - \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) \dots\dots\dots (2)$$

となる。これはデیفューザ内の静圧の上昇とそれに伴う動圧の減少の割合を示したものである。吸込のある場合は、吸込みポンプ動力がこれに加算されなければならない。吸込みポンプ系を含むデیفューザ内でのエネルギー平衡式を求めると次のようになる。

$$Q \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 + p_1 \right) = (Q - q) \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 + p_2 \right) + q \left(\frac{1}{2} \rho v_s^2 + p_s \right) + \zeta \cdot Q \frac{1}{2} \rho \left(\bar{u}_1 - \bar{u}_2 \right)^2 \dots\dots\dots (3)$$

ここでエネルギー損失係数 ζ は全損失動力と吸込みなしの急拡大損失動力との比を用いて表わした。また \bar{u}_2 は吸込みのないときの回復点における速度である。吸込み室の動圧は静圧に比べて小さいのでそれを無視し、かつエネルギー損失のない場合の理想的な静圧の上昇を求めると、(3)式より、

$$p_2 - p_1 = \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 - \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right)$$

となる。従って(1)式より圧力回復率は次のようになる。

$$\eta_p = p_2 - p_1 \Big/ \left\{ \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 - \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) \right\} \dots\dots\dots (4)$$

デیفューザ入口と回復点における連続の関係を用いると、 $u_1 \cdot A_1 = Q$ 、 $u_2 \cdot A_2 = Q - q$ より $u_2 / u_1 = (1 - q/Q)(A_1/A_2)$ となるから(4)式は次のようになる。

$$\eta_p = p_2 - p_1 \Big/ \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{q}{Q} \right)^2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right\} + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) \right) \dots\dots\dots (5)$$

エネルギー損失係 ζ は(3)式と連続の関係式より次のように表わされる。

$$\zeta = \frac{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{q}{Q} \right)^2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right\} + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) - (p_2 - p_1)}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2} \dots\dots\dots (6)$$

η_p と ζ の関係は(5)、(6)式より $(p_2 - p_1)$ を消去することによって次の式で与えられる。

$$\eta_p = 1 - \zeta \frac{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{q}{Q} \right)^2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right\} + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right)} \dots\dots\dots (7)$$

$$\zeta = \frac{\left(1 - \eta_p \right) \left(\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{q}{Q} \right)^2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right\} + \frac{q}{Q} \left(p_2 - p_s + \frac{1}{2} \rho \bar{u}_2^2 \right) \right)}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2} \dots\dots\dots (8)$$

なお、吸込みのない場合は(7)、(8)式で $q = 0$ とすればそれぞれ次のような簡単な式になる。

$$\eta_p = 1 - \zeta \frac{\left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)}{\left(1 + \frac{A_1}{A_2} \right)} \dots\dots\dots (9)$$

$$\zeta = \frac{\left(1 - \eta_p\right) \left(1 + \frac{A_1}{A_2}\right)}{\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)} \dots\dots\dots (10)$$

3. 実験装置および実験方法

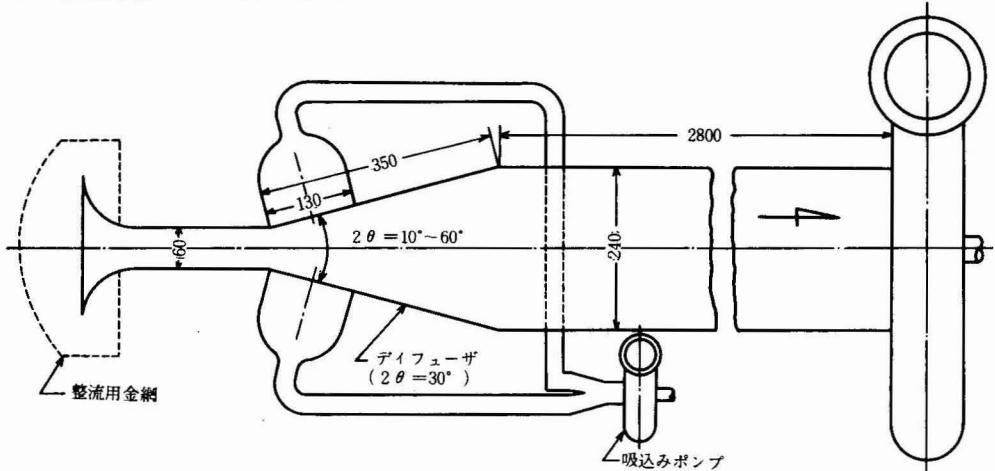


Fig. 1. Schematic view of test apparatus

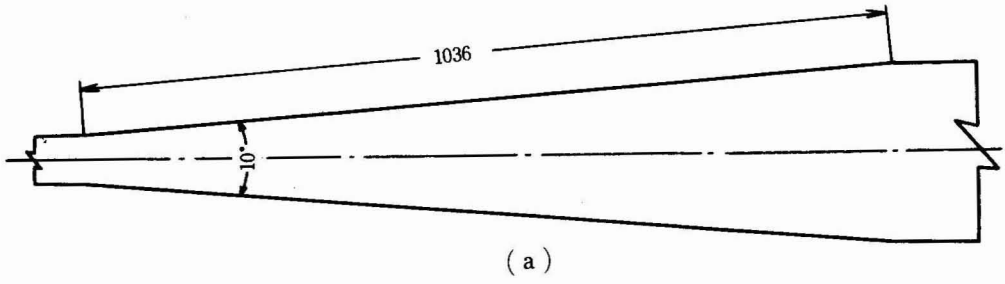
図1は実験装置の概略を示したもので、下流にあるシロッコファンによって主流を吸込んで大気へ排出するようになっている。デیفューザを含む長方形断面ダクトは、上流に巾60mm、長さ600mmの助走区間、次いで与えられた広がり角をもつデیفューザ、その後巾240mm、長さ2,800mmの下流ダクトより成っている。デیفューザおよびダクトの左右下面はデコラ板、上流はアクリルの透明な板を用いて内部の流れの観察ができるようにしてある。

実験に用いたデیفューザは面積比4:1、アスペクト比4:1で広がり角10°, 30°, 60°のものである。

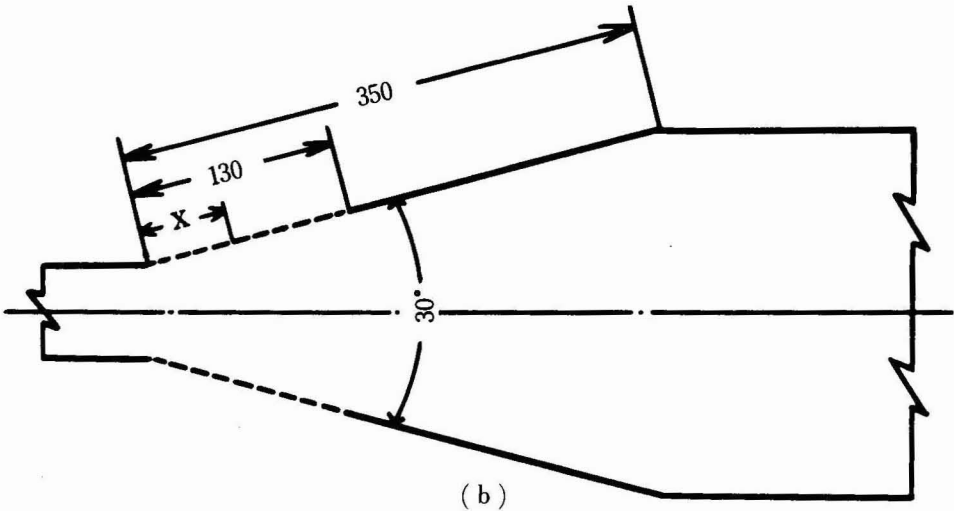
図2はこれらデیفューザの詳細を示したもので、側壁の巾130mmの部分が金網(120メッシュ)を張りつめた吸込面になっている。

実験はデیفューザ入口平均速度を一定にし、入口からの吸込面の巾および吸込量を変化させて行なった。デイスューザ入口主流量は上流135mmのところの助走区間内にとりつけたピトー管の上ラバースによる速度分布より求めたものである。また吸込量も同じく吸込管内の速度分布より求めてある。吸込量の調節は吸込ポンプに接続されたスライダックスおよび吸込管に取り付けたバルブによってなされた。

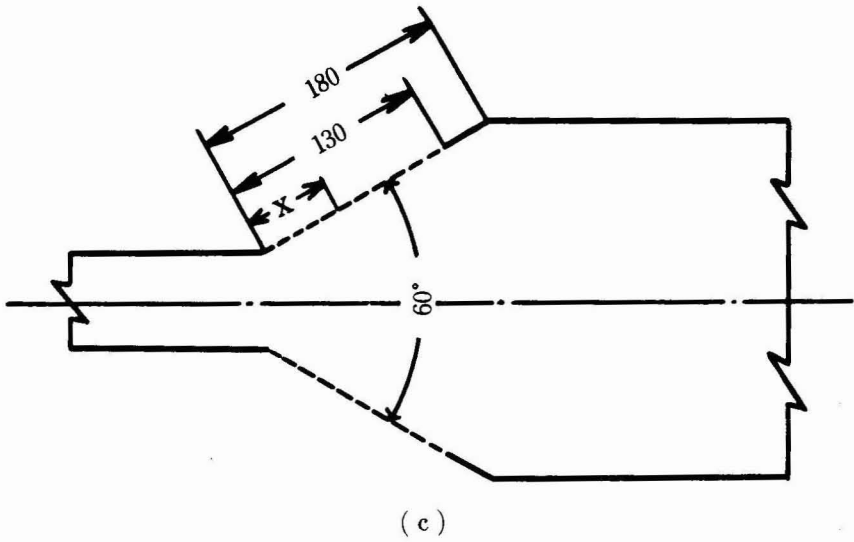
静圧はデیفューザを含むダクトの上下平行面の中心線上にそれぞれ44個の静圧タップをつけて、それらを多管マンメータで測定した。



(a)



(b)



(c)

Fig. 2. Diffuser details

4. 実験結果と考察

4.1 静圧分布

図3は広がり角 10° , 30° , 60° のディフューザについて、吸込みのない場合の静圧分布を示したものである。広がり角 10° のディフューザでは出口付近でほぼ圧力回復がなされているが、広がり角 30° , 60° のディフューザでは出口部分ではほとんど静圧の上昇がみられず、下流ダクト内ではじめて圧力の回復がなされている。すなわち、ディフューザ後方 $x/b_0=10$ 附近から始めて圧力の上昇がみられる。このことは広がり角の大きなディフューザ内の流れでは入口から $x/b_0=10$ までは両壁面から完全にはく離しているものと思われる。また広がり角が大きくなるにつれて下流ダクト内での回復点も後流の方へ移っている。

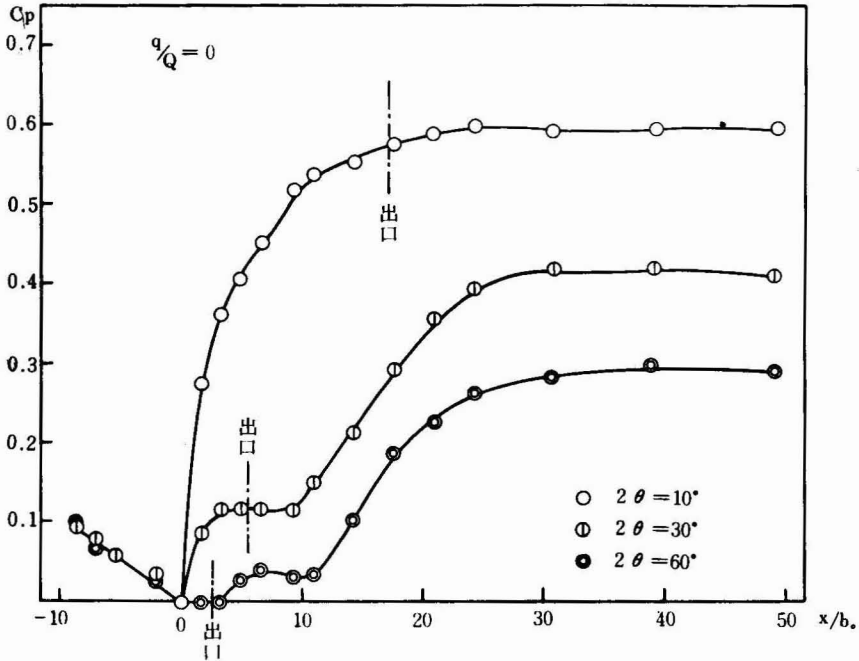
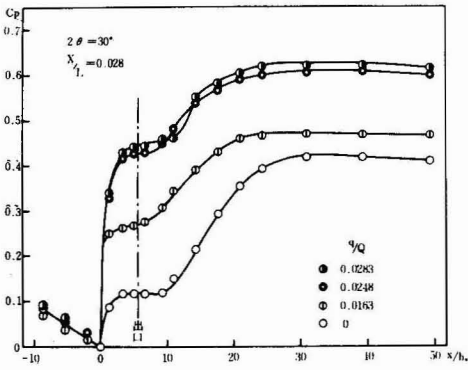
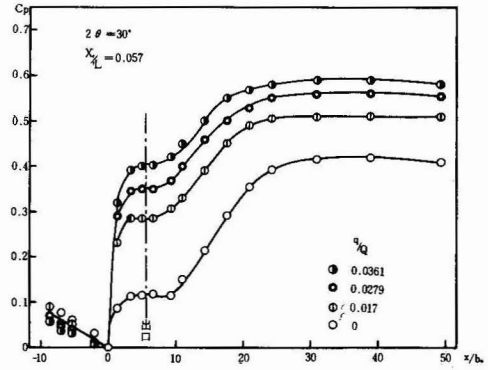


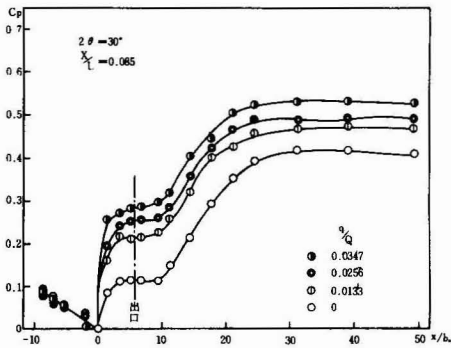
Fig. 3. Variation of static pressure coefficients with divergence angle for diffusers without area suction.



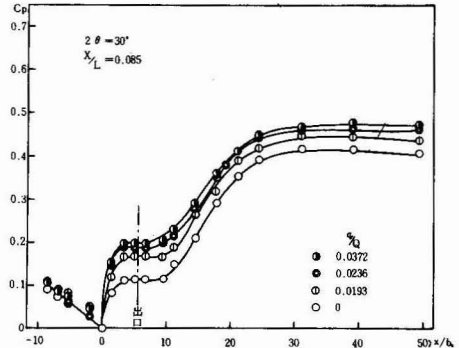
(a)



(b)



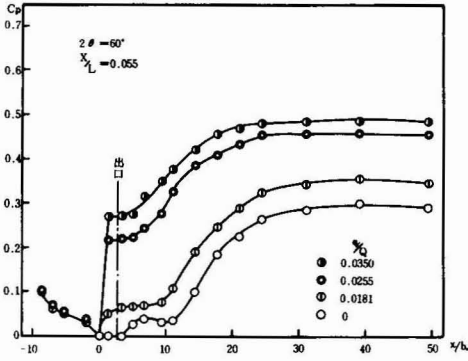
(c)



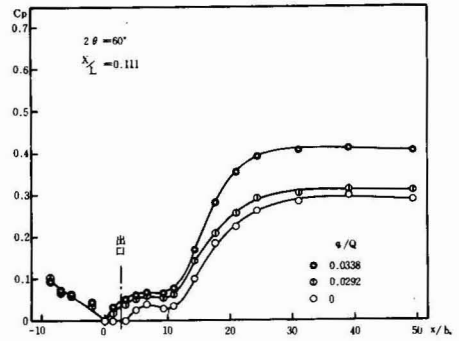
(d)

Fig. 4. Effect of area suction on the longitudinal static pressure coefficients along the 30° diffuser

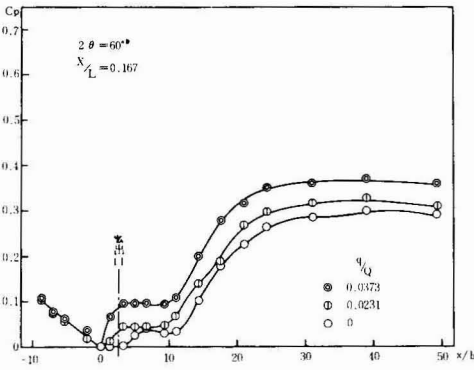
図4は広がり角30°のデフューザについて吸込を行なった場合の静圧分布を入口からの吸込面の広さに対して示したものである。いずれの吸込面の場合も、吹込量が大きくなるにつれて静圧も上昇しているが、圧力上昇中横軸に平行となる領域が消えずに残っている。これはここではく離の領域が残っているものと考えられる。このことは筆者らが先に行なった入口スリットからの吸込による実験での流れの写真からも明らかにされている。入口からの吸込面の広さに関しては、吸込面の巾を10mm, 20mm, 30mm, 70mm(図にはデフューザ側壁の長さとの比で示してある)と変えて測定した結果を図4(a)~(d)に示してある。図から分るようにいずれの吸込面に対しても吸込みによる静圧上昇の効果は現われているが、吸込み巾の一番小さい場合が吸込みによる効果はもっとも大きく吸込面の巾が広くなるに従ってその効果も小さくなっている。



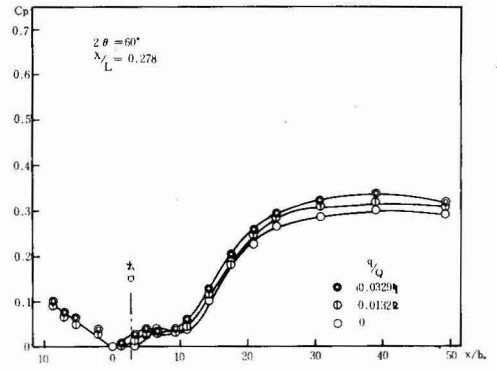
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 5. Effect of area suction on the longitudinal static pressure coefficients along the 60° diffuser

広がり角60°については、吸込面の巾を入口より 10mm, 20mm, 30mm, 50mmにした場合の結果を図5 (a) ~ (d) に示してある。 これらも広がり角 30°の場合と同じくいずれの場合も吸込みによる圧力の上昇はみられるが、吸込面の巾の一番小さいものを除いてはその効果は余り認められない。 結局、広がり角30°および60°の場合についても入口からの吸込面の巾の小さい場合が吸込みによる静圧上昇の効果は大きい。 特に広がり角60°の場合はそれが顕著に現われている。

4.2 ディフューザの性能

ディフューザの性能を比較するために、図6と図7に圧力回復効率および損失係数を吸込量に対して示してある。広がり角 30° においては、入口からの吸込面の巾 10mm のときがもっとも効率が高く、吸込量が約2%で吸込効果がほぼ完了している。しかし入口からの吸込面の巾が増すにつれて吸込みによる効果は小さく効率のその面で最大となるときの吸込量も次第に大きくなっている。広がり角 60° の場合は静圧分布のところでも考察したようにディフューザの入口からの吸込面の巾 10mm のとき以外は吸込みによって性能を改善することは期待できない。

図7はディフューザの性能を損失係数でまとめたもので、圧力回復効率の場合と同様な結果を示している。

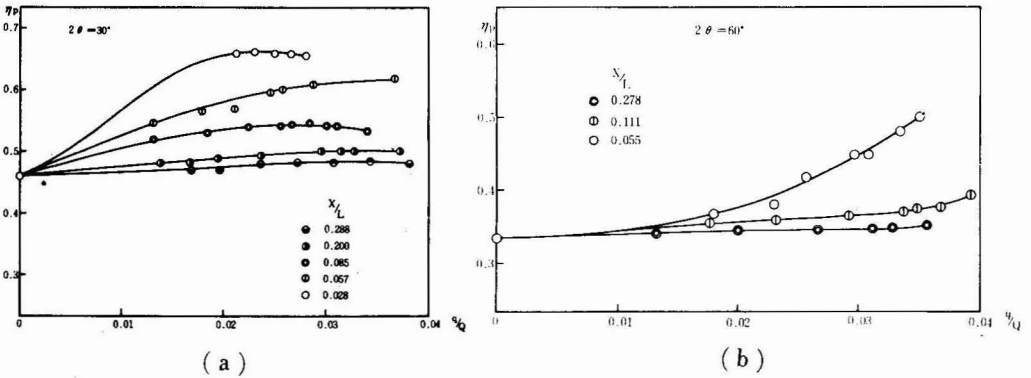


Fig. 6. Variation of pressure efficiency with suction flow rate for various extents of porous area

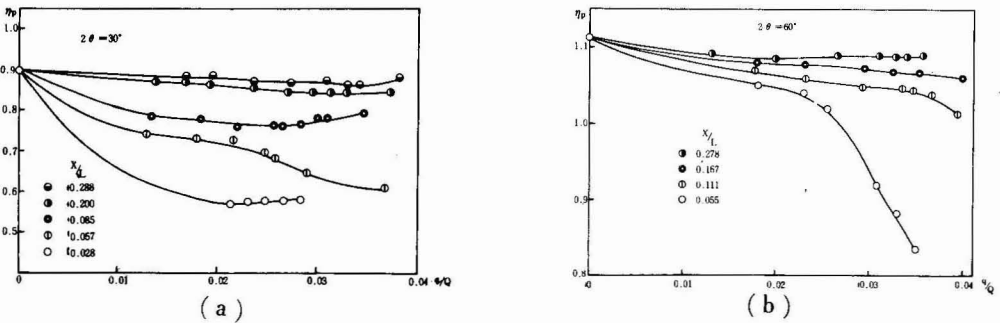


Fig. 7. Variation of loss coefficients with suction flow rate for various extents of porous area

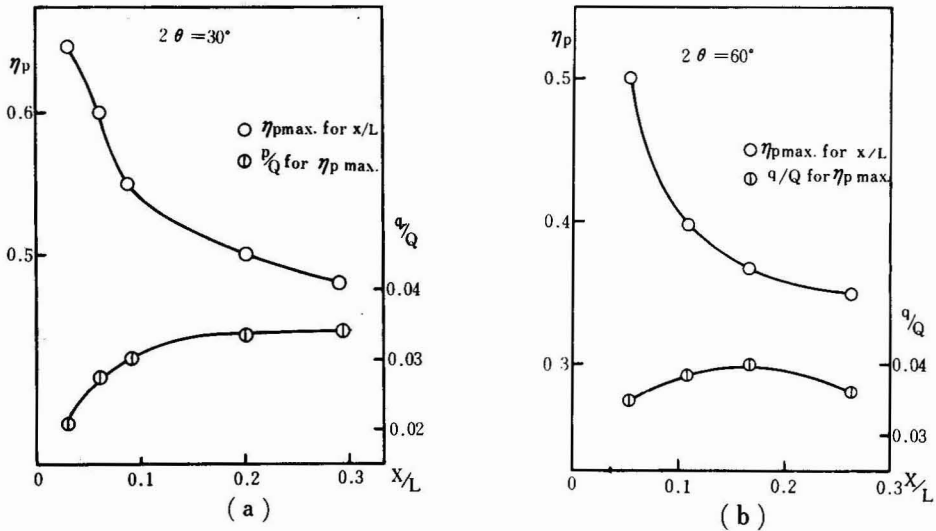


Fig. 8. Effect of extents of porous area on maximum pressure efficiency and suction flow rate to give maximum pressure efficiency

図8はもっとも有効な吸込面の巾を定めるためにそれぞれの吸込面における最大の圧力回復効率およびそのときの吸込量を前述の結果から求めて示したものである。図8(a)は広がり角 30° の場合で、入口からの吸込面の巾 10mm において最大の圧力回復効率に対して最小の吸込量の値を示している。そして吸込面の巾が大きくなるにつれて効率は減少し、吸込量も大きくなっている。広がり角 60° の場合も図8(b)に示すように吸込面の巾 10mm のときに最大の効率を示し、そのときの吸込量も最小となっている。しかし一方入口からの吸込面の巾が大きくなるにつれて効率は次第に減少しているが、吸込量は吸込面の巾が 30mm のところまではわずかながら増大し、これより吸込面が広くなると再び減少している。このことは吸込みによる静圧分布や圧力回復効率曲線からも分るように吸込巾 50mm 以上のものでは吸込みによる圧力回復効率の改善がほとんどなされていないことから分る。

かように圧力回復効率の最大になる最小の吸込量を最適吸込量とすれば、広がり角 30° の場合は約2%、 60° の場合は3.5%となり、広がり角が大きくなるにつれて最適吸込量も増大している。

4.3 入口および圧力回復断面における速度

図10(a)はデューザ入口助走区間における境界層の速度分布を示したものである。広がり角 10° の場合は吸込みなし、広がり角 30° では吸込のある場合の4つの異なる吸込面の巾に対し、また広がり角 60° については吸込みのある場合の一つの吸込巾に対して示してある。図から分るようにこれら助走区間における速度分布は広がり角、吸込面の巾、吸込量などにほとんど影響されていない。また図10(b)に示したように圧力回復断面(入口より下流へ 1755mm)における速度分布も入口速度の場合と同様な結果になっている。これは

回復点がディフューザ出口よりかなり後方ダクト内になっているために吸込みの影響がなくなりほぼ均一な流れになっているためだと思われる。

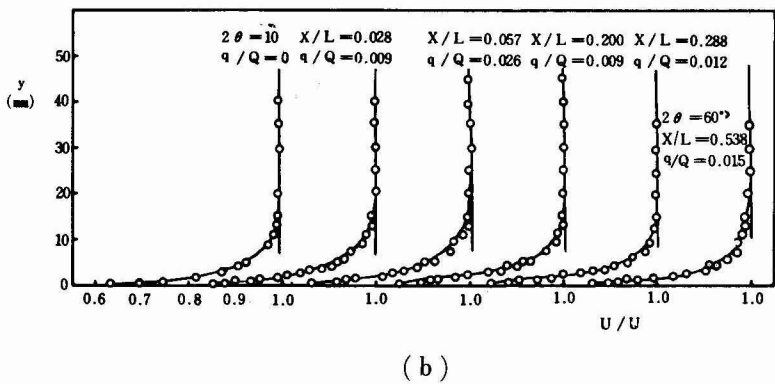
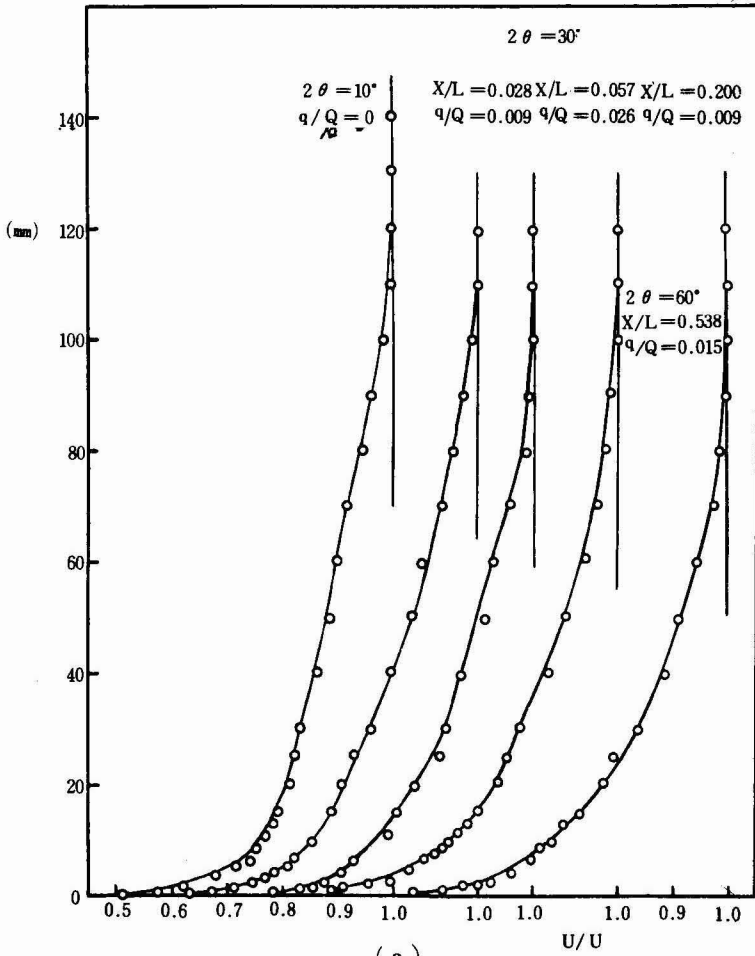


Fig. 9. Velocity distributions at diffuser entrance

6. 結 論

面積比4:1, アスペクト比4:1, 広がり角30°と60°をもつ二次元的に広がる長方形断面デیفューザについて入口に設けた多孔壁側面の巾をいろいろかえて一様な吸込みを行なった場合の有効な吸込面の巾および吸込量の性能におよぼす影響を調べた結果, 次のことが明らかにされた.

1) 多孔壁面からの一様な吸込みによる性能改善はスリット吸込による場合と同様に非常に有効である.

2) もっとも有効な吸込面の巾は広がり角30°および60°のいずれの場合も入口から10mmの巾のものであり, 入口からの吸込面の巾が大きくなるにつれてその効果は減少している. 特に広がり角60°の場合はそれがけん著に現われている.

3) 圧力回復効率の最大になる最小の吸込量は広がり角30°で約2%, 60°で3.5%であり, 広がり角が大きくなるほど最適吸込量も大きくなっている. このことはスリットによる吸込みの場合も同様である.

最後に, 本研究は筆者がさきに名古屋大学で行なった研究の一連のもので, ここに終始御指導いただいた古屋善正教授, 藤本哲夫助教授に心から感謝の意を表します. また実験に協力してくれた親川兼勇君(当時研究生)および卒業研究として参加し協力してくれた学生諸君に謝意を表します.

文 献

- 1) S.J. Kline, D.E. Abbott and R. W. Fox, *Trans. ASME*, ser. D, **81** (1959), 321.
- 2) E.C. Reid, *NACA TN* 2898, (1953).
- 3) J. Ackert, *VDI-Z*, **70** (1926), 1153.
- 4) L. B. Gratzler and R. H. Smith, *Rep. No. 300, Aero. Lab., Univ. of Washington*, (1948).
- 5) C. A. Halzhauser and L.P. Hall, *NACA TN* 3793, (1956).
- 6) 古屋・佐藤・樺田, 日本機械学会論文集, **3**—224 (昭40), 553.
- 7) 古屋・山里・西浦, 日本機械学会東海支部第16期総会学術講演会前刷集, (1967), 61.
- 8) 古屋・藤本・山里・都築, 日本機械学会東海支部第17期総会学術講演会前刷集, (1968), 9.
- 9) 生井・井上・九郎丸・上原, 日本機械学会講演論文集 No. 176, (1967).