

スワールブレーカによる旋回失速の アクティブコントロール

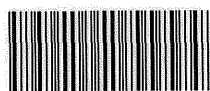
(0 6 5 5 5 0 5 4)

平成 6 年度～平成 8 年度科学研究費補助金（基盤研究（A）(2)）
研究成果報告書

平成 9 年 3 月

研究代表者 黒 川 淳 一
（横浜国立大学工学部教授）

横浜国立大学附属図書館



10303855

スワールブレーカによる旋回失速のアクティブコントロール

は し が き

羽根付きまたは羽根無しディフューザ内の旋回失速を受動的に制御し、抑制することを目的として、浅い放射状の溝を用いた新機構を提案し、その効果を実験的かつ理論的に調べている。その結果、ディフューザ壁面に設けた 3mm の深さの放射状の溝により、ほとんど全ての流量範囲で羽根無しおよび羽根付きディフューザの旋回失速を完全に抑制できることや、両側壁上に設けたわずか 1mm の深さの放射状の溝であっても、旋回失速を抑えることができることが明らかになった。

さらに理論的な考察を行い、放射状の溝がこのような強い効果をもたらす原因には、主流と溝内を通過した流れの混合による周方向速度の顕著な低下と、溝内の逆流による半径方向速度の顕著な増加の 2 つがあげられることを示した。

横浜国立大学附属図書館



10303855

研究組織

研究代表者： 黒川 淳一 (横浜国立大学工学部教授)
研究分担者： 松井 純 (横浜国立大学工学部助教授)
研究分担者： 北洞 貴也 (横浜国立大学工学部助手)
研究分担者： 山本 和義 ((株) 荏原総合研究所副所長)

研究経費

平成6年度	6,500千円
平成7年度	2,400千円
平成8年度	1,700千円
計	10,600千円

研究発表

(1) 学会誌等

松井・黒川・簗・広木・北洞、「半径比の大きなベーンレスディフューザにおける特異な旋回失速」日本機械学会論文集(B編)、61巻591号、p.3842-3847、1995年11月

(2) 口頭発表

松井・黒川・北洞・宮部、「スワールブレーカによる羽根無しディフューザの旋回失速の制御」日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集、No.96-9、p.91-92、1996年

松井・黒川・北洞・目黒、「旋回失速発生時の羽根なしディフューザ内流れ」日本機械学会第74期全国大会講演論文集、No.96-15、Vol.3、p.55-56、1996年

山下・黒川・松井・北洞、「平行壁羽根なしディフューザの旋回失速の特異な挙動」日本機械学会第74期通常総会講演論文集、No.97-1、Vol.3、1997年

研 究 成 果

1. 緒 言

羽根無しあるいは羽根付きディフューザ内の旋回失速は、ポンプや送風機、圧縮機の安定した運転範囲を狭めるだけでなく、軸受けにも深刻な損傷を与える⁽¹⁾。そのため、多くの研究が今までに行われ^{(2)~(5)}、この不安定現象を抑制するための方法が長い間探求されてきた⁽⁶⁾。しかしながらこれまでのところそれらの方法のほとんどが複雑なメカニズムを必要としているために、ターボ機械全体の効率が減少してしまっている。このため、旋回失速を抑制する単純な方法を確立することが、現在も強く望まれている。

本報告の研究者の 1 人は長い間軸スラストについて研究を行ってきた。これにより放射状の溝が旋回流の旋回強さを著しく低下させる効果を持つことを確認している⁽⁷⁾。放射状の溝は深さがわずか数ミリメートルととても浅くても、旋回強さを大幅に低下させることができる。それゆえに、羽根無しや羽根付きディフューザの中で旋回失速が起こる場合のように大きな周方向速度を持つ比較的小流量の状態では、このような機構はこの不安定現象を制御する 1 つの有力な方法になることを示唆している。

本研究は、羽根無しおよび羽根付きディフューザ内の旋回失速に与えるディフューザ壁面上に設けた放射状溝の効果を明らかにすることを目的としている。研究の初めの段階では、羽根無し平行壁ディフューザ内の旋回失速の基本的特性を実験的に解明する。また、次の段階では羽根無しおよび羽根付きディフューザ内の旋回失速の抑制に対する放射状溝の効果を実験的に明らかにし、最後に放射状溝を使うことによる旋回失速の抑制のメカニズムを理論的に示す。また、放射状溝が原因となり生じる水力損失の大きさも実験により確認している。

2. 実験装置及び方法

旋回失速の抑制に対する放射状の溝の有効性を示すために、2 種類の装置による試験を行なう。羽根無しディフューザによる試験および、羽根付きディフューザによる試験である。この 2 種類の平行壁ディフューザの実験装置を図 1(a)と 1(b)

に示す。両試験で用いた羽根車およびディフューザに関連する記号と寸法もそれぞれの図に示した。羽根車出口幅 b_2 は、ディフューザ幅 b と等しい。どちらの実験装置も遠心羽根車は可変速モータにより駆動され、流量を広範囲に変化させるために補助用送風機が上流に取り付けられている。

羽根付きディフューザの実験装置でのディフューザ羽根の配置を図 1(c)に示す。羽根は半径比 $R = r / r_1 = 1.10$ で羽根角 $\beta_v = 9^\circ$ に取り付けられている。羽根角 β_v が 16° より大きい場合には、全ての流量範囲で旋回失速が起こらないことを確認している。

羽根無しディフューザの試験に使われた放射状の溝の寸法は、幅が $w = 10\text{mm}$ で深さが $d = 1$ または 3mm であり、溝本数 n は 4 から 32 まで変化させている。溝の長さは $(r_o - r_i)$ に等しくしたもの他に、 50mm 、 70mm 、 125mm と短くした溝についても試みた。羽根付きディフューザの試験では、 $w = 5\text{mm}$ で $d = 3\text{mm}$ の 78 本の溝を使用した。どちらの試験でも羽根車の速度は、 3000rpm であり、相当レイノルズ数 $Re \equiv u_2 r_2 / \nu$ は 3.3×10^5 である。ここで u_2 は羽根車外端の周速であり、 ν は動粘度である。

3. 実験結果と検討

3.1 羽根無しディフューザ内の旋回失速の特性

羽根無しディフューザ内の半径比 $R = r / r_1 = 1.1$ の位置で測定された壁面圧力変動を図 2 に示す。流れ角 α は $\alpha = \tan^{-1}(\overline{v_r} / \overline{v_\theta})$ により定義される。ここで $\overline{v_r}$ と $\overline{v_\theta}$ はそれぞれメリディアン方向および周方向の断面平均速度成分である。

流入流量を絞ることにより流れ角 α が低下すると、流量係数が $\phi \equiv Q / 2 \pi r_2 b_2 u_2 = 0.33$ に相当する流れ角 α が約 26° のあたりから圧力が周期的に変動し始める。ここで Q は流量である。この振動は図 2(b)に示すように、明確な正弦波変動にまで成長する。周方向に位置が異なる 3 つの点で測定された圧力データから、これはディフューザ内に 2 つのセル（失速域）が存在する旋回失速であることが明らかになった。流量がさらに低下すると、図 2(c)と(d)に示されるように周波数と振幅は共に増加してゆき、振動は正弦波からより高い倍音の波がのった三角波に変化する。2 セルの振動の振幅は $\alpha = 15^\circ$ 付近の流れ角で最大値を示し、さらに α が小さくなると減少してゆく。図 2(e)や(f)に示されるように、 $\alpha =$

12°のあたりで2セルの振動に別のとても低い周波数の振動がのりはじめる。位相の測定から、この振動は1セルによる旋回失速であることが明らかにされた。

流量をさらに減少させると、図2(f)や(g)に示すように1セルの振動が卓越するようになり、2セルの振動の約2倍に達する振幅の大きな圧力変動に成長する。2セルの振動の振幅が徐々に減少し消滅してゆく間にも、1セルの振動の周波数は $\alpha = 3^\circ$ になるまで流れ角の減少と共に増加するが、図2(h)では振幅が減少している。 $\alpha < 2^\circ$ の範囲では図2(i)で示すように、旋回失速は消える。

上述した本報告での旋回失速の挙動は過去に報告されているものとは大きく異なっている^{(1)~(6)}。この違いをより明確に示すために、無次元振幅および無次元周波数を計算し、図3(a)と(b)に示す。ここで、無次元周波数 Ω を次式のように定義する⁽⁹⁾。

$$\Omega = 2 \pi r_o^2 f / (v_{\theta i} r_i m) \quad (1)$$

ここで f と m はそれぞれ周波数およびセル数であり、 $v_{\theta i}$ はディフューザ入口での周方向速度である。

図3(a)は1セルと2セルの旋回失速が共存している範囲で最も大きな圧力変動が生じることを表しており、その範囲は3000rpmの場合 $5^\circ < \alpha < 13^\circ$ である。

従来の報告による結果^{(1)~(6)}では、無次元周波数 Ω は α と共に僅かに変化するかわしないか程度であり、 $\Omega = 1.1 \sim 1.2$ の値をとっている。しかし、図3(b)では α と共に Ω が大きく変化していることが示されている。 Ω は $\Omega = (2 \pi r_o f / m) / (v_{\theta i} r_o / r_i)$ と書き表すことができ、この分子 $2 \pi r_o f / m$ はディフューザ出口での1セル毎の失速伝搬速度であり、分母 $v_{\theta i} r_o / r_i$ はディフューザ出口での周方向流速である。これにより、従来の結果では、 Ω の値がほぼ一定となることから、失速の伝搬速度が主にディフューザ出口における流れ特性に依存していることが分かる。

これに反して、本研究の結果では失速伝搬速度がディフューザ出口流れによるよりもむしろ流れ角 α 、すなわちディフューザ入口側の流れの挙動によって大きく影響を受けていることを示している。ただし、従来の研究に用いられているほとんどすべてのディフューザは、半径比が $r_o / r_i < 2.0$ で、本報告のディフューザ $r_o / r_i = 4.78$ よりも小さいことが判明している。Jansen⁽⁹⁾や辻本⁽³⁾は、壁面近くの逆流が、旋回失速の要因であると述べている。小径のディフューザの場合は、この逆流領域は α の減少と共にディフューザ出口まですぐに広がり、その後 α が減少し

ても、旋回失速は変わらぬ挙動を示すと考えられる。これに対し大径のディフューザの場合には壁面付近の逆流領域はディフューザ出口まで広がりやすく、旋回失速が α の低下と共にいくつかの異なるパターンを示すと思われる。それゆえに、本報のディフューザは従来の研究によるものよりも全般的な旋回失速の挙動が得られる。

3.2放射状の溝による羽根無しディフューザ内の旋回失速の抑制

羽根無しディフューザ内の旋回失速を抑制する目的で、いくつかの種類の放射状溝を試みる。放射状の溝は片側の側壁か両側の側壁に取り付けられ、その効果を放射状溝が原因となる水力損失と共に実験的に明らかにする。

測定を行うに際し、初めに深さ $d = 3\text{mm}$ と広さ $w = 10\text{mm}$ を保ったまま溝の本数 n を増やしていった。4 本から本数が増加するとともに、壁面圧力変動の強さは目立って低下し、旋回失速の流量範囲も大きく低下する。しかし $n = 32$ になるまで全ての流量範囲で失速が完全に抑えられることはなかった。1 例として $R = 1.1$ で測定された壁面圧力変動を図 4 で溝無しの場合と比較している。これは図 2(g)の $\alpha = 8.4^\circ$ に相当し、最も大きい圧力変動が現れる場合である。周期的な圧力変動が放射状の溝によって完全に抑えられていることが、はっきりと見てとれる。

他の数種類の溝寸法についても調べ、全ての流量範囲で旋回失速を完全に抑えることができる溝寸法は、片側壁に $32(\text{本}) \times 3\text{mm}(\text{深さ}) \times 10\text{mm}(\text{幅})$ であるか、両側壁に $32(\text{本}) \times 1\text{mm}(\text{深さ}) \times 10\text{mm}(\text{幅})$ であることを明らかにした。これらよりも大きな寸法では、全ての流量範囲で完全に旋回失速を抑えられることが確認されている。

これらの溝を用いた場合の $R = 1.1$ での断面速度分布形状を図 5(a)と(b)で比較する。ここで、 z は上壁からの距離である。図 5(b)に示されるように、半径方向速度 v_r の変化は壁面近くに限定されているにもかかわらず、浅い溝の影響による周方向速度 V_θ の減少は驚くほど大きいことが図 5(a)から分かる。

長さの短い溝についても試験し、それらも旋回失速を大幅に抑えられるという結果が得られた。例えば、一方の壁に長さが 50mm で $32 \text{ 本} \times 3^\circ \times 10^\circ$ の溝は $\alpha < 26^\circ$ から $\alpha < 7^\circ$ に旋回失速の発生範囲をせばめ、その振幅の強さを半分に減少させた。それらは完全には旋回失速を抑えられないが、かなり効果的である。

放射状の溝を用いると、溝がディフューザ内流れの周方向速度を減少させるた

めに、必ずターボ機械の全体性能の低下を伴う。しかしながら周方向速度の低下は摩擦損失も減少させるため、ディフューザ性能は逆に改善される。全水力損失の増加量を明らかにするために、羽根車の上流と $R = 1.1$ の出口で全圧を測定した。この際、ディフューザ出口における全圧は大気圧である。

最も効果的であった溝寸法の場合についてのみ、羽根車入口との全圧差を、 $R = 1.1$ については図 6(a)に、ディフューザ出口については 6(b)に示す。図 6(a)と 6(b)の比較から、溝による水力損失は羽根車出口から僅かの間におよそ $0.2 \times \rho u^2/2$ にのぼっていることが分かる(図 6(a))。しかしおよそ $0.1 \times \rho u^2/2$ は、その後のディフューザ流路内で回復している(図 6(b))ために、溝による全損失の増加は $\rho u^2/2$ の約 10%であるということになる。また、 ϕ が 0.12 付近の最も大きく圧力が変動する運転範囲では、全圧損失は $\rho u^2/2$ の 5%程度の最小値を示していることが注目される。

羽根車出口における全圧は羽根車の比速度にも依存するので、一般的な結論を推測することは難しいが、 $0.05 \times \rho U^2/2$ の全圧損失は最も深刻な圧力変動を抑制するための代償であると言える。

3.3 羽根付きディフューザ内の旋回失速の抑制

羽根付きディフューザを用いた実験では、流量を減少させてゆくと流量係数が $\phi = 0.020$ のあたりで旋回失速が始まり、圧力変動は羽根付きディフューザの旋回失速に特徴的な三角波を示した。流量をさらに減少させても、圧力変動の強さはほとんど変化を示さず、周波数はわずかに増加するだけであった。図 7(a)には、 $\phi = 0.014$ の場合に羽根間流路中央の $R = 1.1$ の位置で測定された特徴的な変動波形が示されている。

旋回失速を抑えるために、図 1(c)で示された、 $n = 78$ 本で $d = 3\text{mm}$ 、 $w = 5\text{mm}$ の放射状の溝を両側壁に設ける。羽根車出口とディフューザ羽根入口の間の領域がとてもしまいので、溝の数は羽根無しディフューザの場合よりも大幅に増加している。溝の効果を図 7(b)に示す。旋回失速が抑制されており、周期的な圧力変動が見られなくなっている。

溝の掘られた壁面の使用には、水力損失の増加が必然的に伴う。そこで溝無し壁の場合 (□) と溝付き壁の場合 (△)、羽根無しディフューザの場合 (●) の全圧変化を図 8 で比較する。羽根無しディフューザでは旋回失速が全流量範囲で起こり、羽根による圧力回復作用もないため摩擦損失も増え、3 種の間で全流量

範囲にわたって全圧が最も小さい。溝のない羽根付きディフューザの場合には、 $\phi = 0.020$ あたりの旋回失速の始まりによって低流量側で全圧が急低下する。溝のある羽根付きディフューザでは、極低流量域を除く全流量範囲にわたって全圧は羽根付きディフューザと羽根無しディフューザの中間の値をとり、溝が原因の水力損失は $\rho u^2/2$ のおよそ 8% になっている。その際の旋回失速は図 8 で示されるように、全圧が低下する $\phi < 0.005$ の非常に低い流量範囲を除いて、全ての流量範囲の上で完全に抑えることができた。

4 放射状の溝による旋回失速抑制作用

4.1 理論的考察

旋回失速が抑制される理由を明らかにするために、放射状の溝の効果を理論的に考察する。放射状の溝を設けることによる平均的な流れ特性の変化を明らかにすることを解析の目的とする。そのため以下では溝の付いた平行壁羽根無しディフューザ内の定常非圧縮性流れを解析している。

一般的に、旋回失速は半径方向速度 v_r が周方向速度 v_θ よりとても小さくなる低い流量範囲で起こる。放射状の溝をもつ羽根無しディフューザ内で $v_r \ll v_\theta$ の仮定の下では、図 9 に示される記号を用いて、角運動量、運動量および連続の式が以下のように書ける。

$$d/dr [2 \pi \rho r^2 b \overline{v_r v_\theta}] - \rho r \overline{v_\theta} (dQ_\theta / dr) = -4 \pi r^2 \tau_\theta \quad (2)$$

$$dp/dr = \rho \overline{v_\theta}^2 / r \quad (3)$$

$$2 \pi r b \overline{v_r} = Q \quad (4)$$

ここで記号上の 1 本線は上壁 $z = 0$ から下壁 $z = b$ までの断面平均値を示し、2 本線は流量平均値を示す。 Q_θ は溝内流れの流量である。運動量の式(3)において、積分 $\int v_\theta^2 dz$ は $(\int v_\theta dz)^2$ で近似した。なお、この近似による誤差は最高で 2% であることを確認している。式(2)の左辺の第 2 項は、溝に入り込む流れによって生じる角運動量欠損を表す。もし溝内流れが主流に入り込むならば、この項は 0 と置くべきである。

流速歪係数 K' ($\equiv v_\theta / v_{\theta \max}$) を導入すれば⁽⁸⁾、式(2)の中のせん断応力の周方向成

分 τ_θ は以下のように表現できる。

$$\begin{aligned}\tau_\theta &= C_f \rho V_{\max} V_{\theta \max} / 2 = C_f \rho (\overline{V_\theta} / K')^2 / 2 \cos \alpha \\ C_f &= 0.049 (\nu K' \sin \alpha / r V_\theta)^{0.184} / (\cos \alpha)^{0.816}\end{aligned}\quad (5)$$

流速歪係数 K' は、 $b_2 = b_3$ の場合には、次のように表される⁽⁸⁾。

$$K' = \overline{V_\theta} / V_{\theta \max} = 0.88K, \quad K \equiv \overline{V_\theta} / \overline{V_\theta} = 0.812 / \phi^{0.114} \quad (6)$$

一般的に、溝内流れは、半径方向圧力勾配により力を受けるため、中心に向かって流れる。そのため溝の中の力のつりあい式は以下のように表される。

$$Adp = \tau_\theta s dr, \quad \tau_\theta = 0.108 \rho (Q_G/A)^2 (\nu A / Q_G d)^{0.25} \quad (7)$$

ここで、 A と s はそれぞれ溝の断面積と、濡れ面長さである。 τ_θ は壁面せん断応力であって、Blasius に従って、上式により表された。

式(2)に式(3)~(7)を取り入れることにより、次の無次元化式が得られる。

$$\{\phi + a(V_\theta^2/R)^{4/7}\} R dV_\theta / dR = -V_\theta \{\phi + a(V_\theta^2/R)^{4/7}\} - b(\sin \alpha)^{0.184} (RV_\theta / \cos \alpha)^{1.816} \quad (8)$$

ここで、 $V_\theta = \overline{V_\theta} / u_2$ で $R = r / r_2$ であり、 a と b は次のように表せられる。

$$\begin{aligned}a &= 0.568 \text{Re}^{1/7} (D^{12/7} W^{11/7} n) / (D+W)^{4/7} B_2 K^{8/7} \\ b &= 0.049 / \text{Re}^{0.184} K^{0.186} B_2\end{aligned}$$

ここで $D \equiv d / r_2$ で $W \equiv w / r_2$ 、 $B_2 \equiv b_2 / r_2$ である。溝が無いのであれば、 α は 0 になり、式(8)は解析的に解かれ、

$$V_\theta = V_{\theta 2} \{1 + 0.0400 (\sin \alpha_2 / \text{Re})^{0.184} V_{\theta 2}^{0.816} (R-1) / \phi B_2 (K' \cos \alpha_2)^{1.816}\} / R \quad (9)$$

が求まる。

放射状の溝の効果は、式(9)から数値的に決定できるが、その計算には $R = 1.0$ における入口境界値 $V_{\theta 2}$ が必要となる。この境界値 $V_{\theta 2}$ は、溝無しの場合に $R = 1.1$ で測定された結果から求めた以下の経験式を与えることによって式(9)から決定される。

$$\alpha_3 = 78.3 \phi \quad (R = 1.10) \quad (10)$$

ディフューザ壁上に溝が設けてある場合、溝内の流れは溝に沿って内側へ流れ、主流と混合し、境界値の急低下をもたらす。ここで、主流と溝流れは図 9 に示される狭い領域 $\angle r$ の間で混合し、すぐに一様になると仮定する。この狭い対象領域の中の角運動量のつりあいから $R = 1 + \angle r/r_2$ での境界値 $V_{\theta 3} (\equiv \overline{v_{\theta 3}}/u_2)$ が決まり、角運動量のつりあい式は以下のように表される。

$$\rho r_2 \overline{v_{\theta 2}} Q = \rho r_3 \overline{v_{\theta 3}} (Q + Q_{\theta 2}) + 2 \int 2 \pi r^2 \tau_{\theta} dr \quad (11)$$

4.2 羽根無しディフューザにおける実験結果と理論の比較と検討

図 5(a)の中ですでに示しているように、放射状の溝の効果により主流の周方向速度は著しく低下する。解析の妥当性を検証するために、周方向速度 $\overline{v_{\theta}}$ の測定値との比較を $R = 1.1$ の位置については図 10(a)に、 $R = 1.64$ については図 10(b)に示す。溝無しの場合(●)と両壁に深さ 1mm の溝を掘った場合(□)そして上壁にのみ 3mm の深さのものを掘った(△)場合の 3 種類について示した。

図 10(a)はディフューザ入口近くの $\overline{v_{\theta}}$ が全流量範囲にわたってわずか 1mm の深さの溝によって著しく低下しているということと、溝の効果は ϕ の減少とともに増えるということを示している。しかし、図 10(b)から $\overline{v_{\theta}}$ の減少は $R = 1.64$ では比較的小さい。本解析結果は、深さ 3mm の溝の場合に測定されたデータと一致し、良い予測が行われていることが分かる。しかし、解析では 1mm の深さの溝ではよい結果が得られておらず、実験では両側壁上に 1mm の深さの溝を設けたものにも片側壁の上に 3mm の深さの溝を設けたものと同程度の効果が得られていることが注目される。これは平均流れを基にしている解析では考慮されていない、壁面近くの半径方向速度の急激な上昇が原因であると思われる。

浅い溝によって旋回失速が抑制される機構を検討するために、流れ角 α の変化を $R = 1.1$ の場合について図 11(a)に、 $R = 1.64$ について図 11(b)に示す。 α は全て

の流量範囲にわたって一様にかつ大幅に増加している。また、この増加は局所的にではなく、ディフューザ全域にわたって見られる。さらにこれから、全ての流量範囲にわたって旋回失速を完全に抑制するには $R = 1.1$ での平均流れ角がおおよそ $7.5 \sim 8.5^\circ$ 増加する必要があることが分かる。もし α の増加が周方向速度の減少によってのみ引き起こされているとすると、それは図 11 に示される値よりもより小さくなるであろう。この違いは法線方向速度 v_r も大きく増えているためであると思われる。これをより明確に示すために、 $R = 1.10$ での流量比の解析結果 Q_a/Q を、図 12 に示す。驚くべきことに、3mm の深さの浅い溝内を通過する流量が、低流量域では主流の少なくとも 40%にものぼっている。図 5(b)に示すように、 v_r の増加が壁の近くに限定されるのであれば、壁近くの流れ角はより大きくなる。

溝により旋回失速が抑制される機構を詳細に明らかにするために、主流と溝内流れの混合による影響を、式(11)を考慮しない理論により分析した。これから 3mm の深さの溝の場合には、 $R = 1.1$ で全ての流量範囲にわたって α の増加は $3.5 \sim 4^\circ$ になり、 α の全増加量の半分となった。

以上から、放射状の溝の強い効果は、次の 2 つの機構によって生じると結論付けられる。その 1 つは、主流と溝内流れの混合によるディフューザ入口での周方向速度の顕著な減少であり、もう 1 つは溝の中の逆流による半径方向速度の顕著な増加である。両者の効果は流れ角を増加させる上で貢献度は同程度である。たとえ溝が $d = 1\text{mm}$ のようにとても浅かったとしても、流れ角の増加は壁面付近で非常に大きく、全流量範囲にわたって旋回失速を抑えることができる。

5. 結論

羽根無しおよび羽根付きディフューザ内の旋回失速を抑制する目的で、放射状の溝を利用した新しい機構を提案し、その有効性を実験的、理論的に確認して、大径のディフューザ内の旋回失速の特性を特定した。以下に結論の要約を示す。

(1) とても簡単な放射状の溝であっても、流れ角を減少させる効果は著しい。片側壁に $32 \text{ 本} \times 3^\circ \times 10''$ 、あるいは両壁に $32 \text{ 本} \times 1^\circ \times 10''$ の寸法の溝を使用することによって、全ての流量範囲で羽根無しディフューザ内の旋回失速は完全に抑制される。 $78 \times 3^\circ \times 5''$ の長さの短い溝を使うことによって、羽根付きディフューザ内の旋回失速もまた極低流量域を除くほぼ全流量範囲で完全に抑制できる。

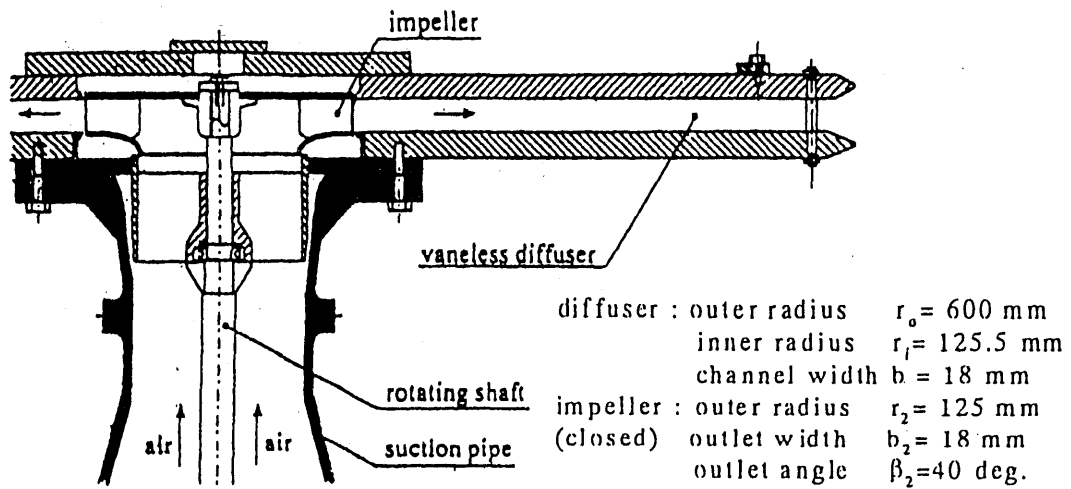
(2) 放射状の溝による旋回失速の抑制作用を理論により明らかにした。すなわち、主流と溝を通過した流れの混合によるディフューザ入口における半径方向速度の顕著な低下と、溝内の逆流による半径方向速度の顕著な増加による、2つの作用である。両者の効果は流れ角の増加に対して同程度の作用を及ぼす。流れ角の増加は特に壁面近くで大きいので、両壁面に設けた浅い溝は片側の壁にのみ設けたより深い溝とほぼ同程度の有効性がある。

(3) 旋回失速による最も大きな圧力変動を抑制するには、 $7.5 \sim 8.5^\circ$ の流れ角の増加が必要である。しかし、放射状の溝は、全ての流量範囲で一様に流れ角を増加させる。これは羽根無しディフューザ内で $\rho u^2/2$ の約 $5 \sim 10\%$ 、羽根付きディフューザにおいて $\rho u^2/2$ の約 8% の水力損失の増加を引き起こす。

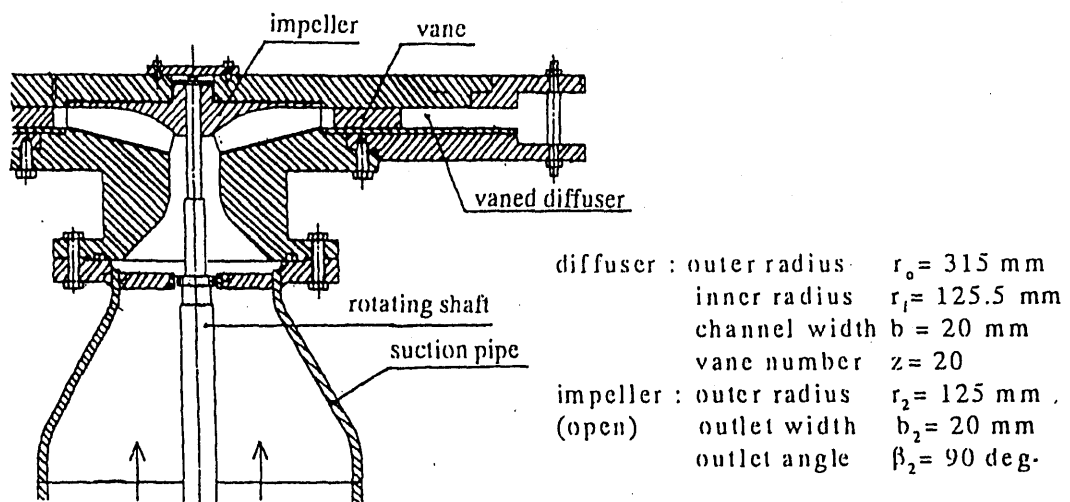
(4) 内外径比の大きな羽根無しディフューザ内の旋回失速は、壁面近くで引き起こされた逆流の領域がディフューザ出口へ広がりにくいために、流れ角に依存する多くの異なる流動状態を示す。逆に、小径のディフューザ内では旋回失速の流動状態は流れ角が変化してもほとんど差がない。

参考文献

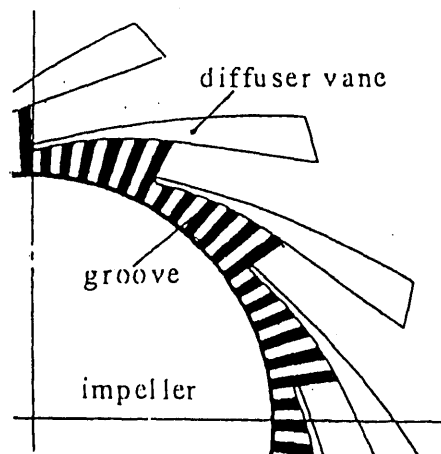
- (1) Gleitzer,E.M., The Stability of Pumping System, Trans. ASME, Ser.I,Vol.103(1981), p.193
- (2) Jansen,W., Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser, Trans. ASME, Jr. Basic Engineering, Vol.86, No.4 (1964),pp.750-758
- (3) Senoo,Y. and Kinoshita,Y., Limits of Rotating Stall and Stall in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressors, ASME Paper No.78-GT-19,(Apr.1978)
- (4) 霧崎,羽根無しディフューザの旋回失速に対するディフューザの幾何学的寸法の影響、日本機械学会論文集(B編)Vol.59、No.566,(1993)、 pp.3133-3139。
- (5) 渡辺・有賀、遠心羽根無しディフューザにおける旋回失速発生過程、日本機械学会論文集(B編)Vol.59、No.565,(1993)、 pp.2848-2853。
- (6) 吉田、他 3 名、遠心羽根車-ベーン付きディフューザ系に生じる旋回失速(第 1 報、実験)、日本機械学会論文集(B編)Vol.56、No.530,(1990)、 pp.2991-3006。
- (7) Kurokawa,J., Kamijo,K. and Shimura,T., Axial Thrust Behavior in LOX-Pump of Rocket Engine, AIAA, Jr.Propulsion and Power, Vol.10 No.2 (1994)、 pp.244-250.(9)
- (8) Kurokawa,J., and Hode,S., Prediction of Outlet Flow Characteristics of Centrifugal Impellers (1stRep.), Bulletin JSME, Vol.28,No.241(1985),pp.1423-1429



(a) 羽根無しディフューザ実験装置



(b) 羽根付きディフューザ実験装置



(c) ディフューザ羽根と放射溝形状

図1 実験装置

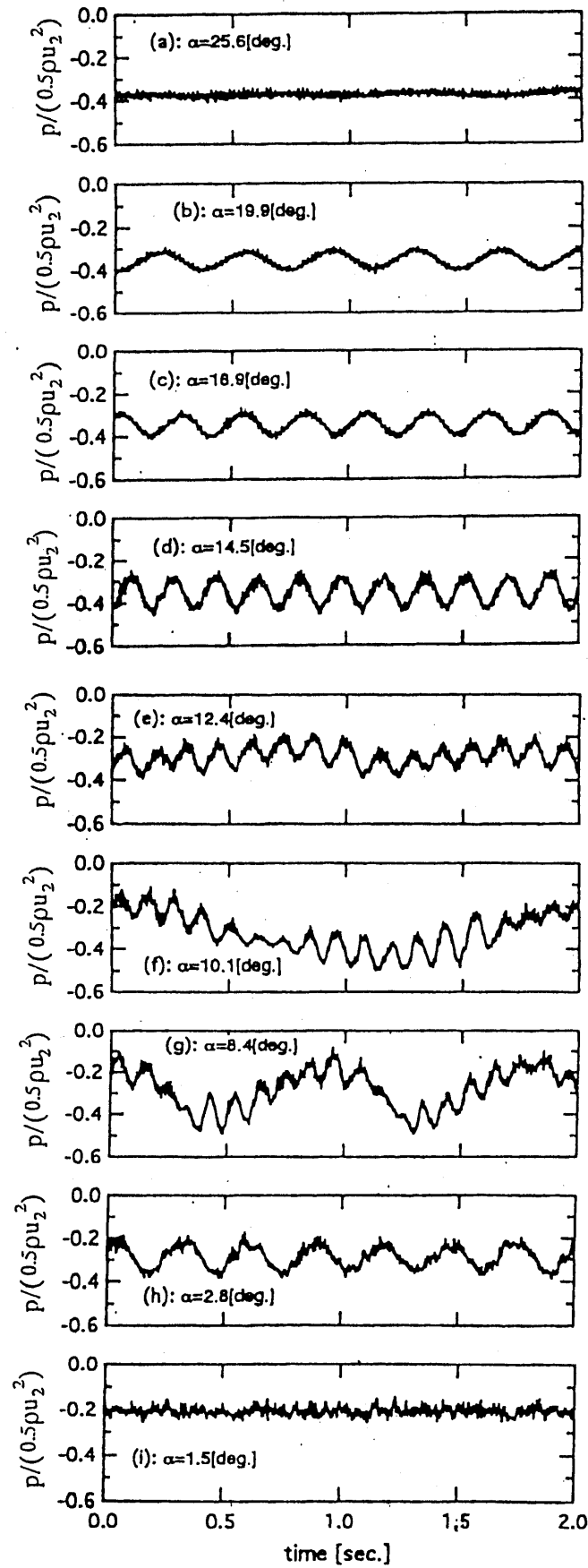
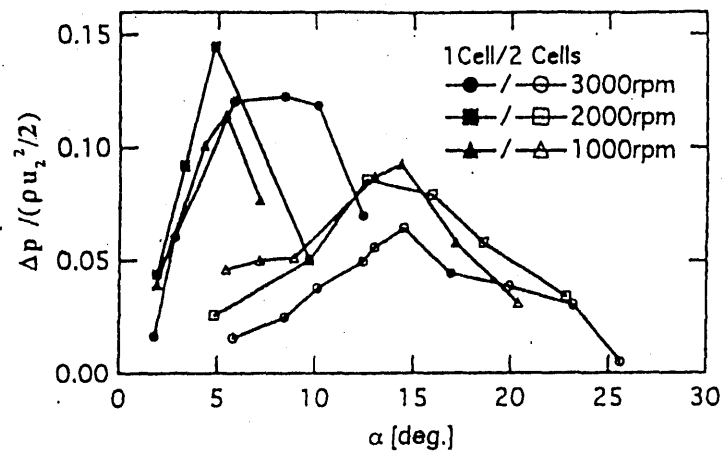
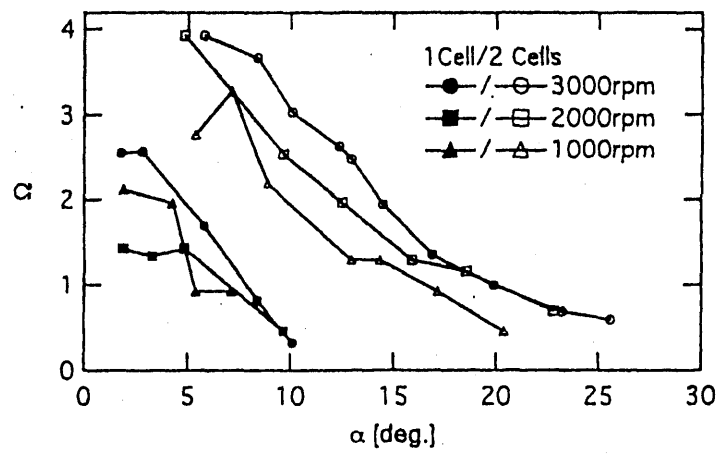


図2 羽根無しディフューザ内の $R = 1.1$ における測定圧力波形



(a) 無次元圧力振幅



(b) 無次元周波数

図3 大径羽根無しディフューザ内の旋回失速による壁面圧力変動特性
(半径比 $r_o/r_i = 4.78$)

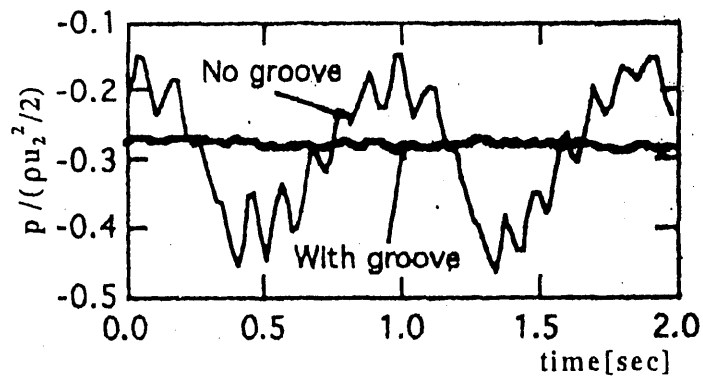


図4 羽根無しディフューザ内の旋回失速抑制に対する放射状溝の効果
(溝: $32^{\circ} \times 3^d \times 10^w$)

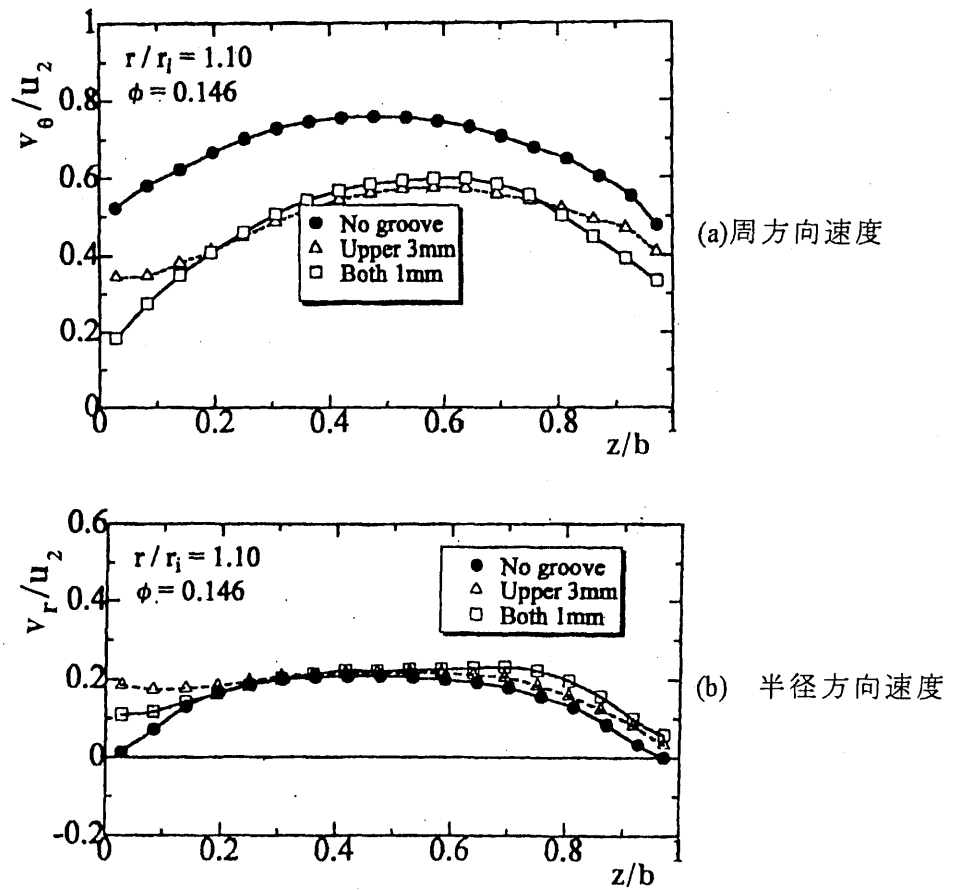
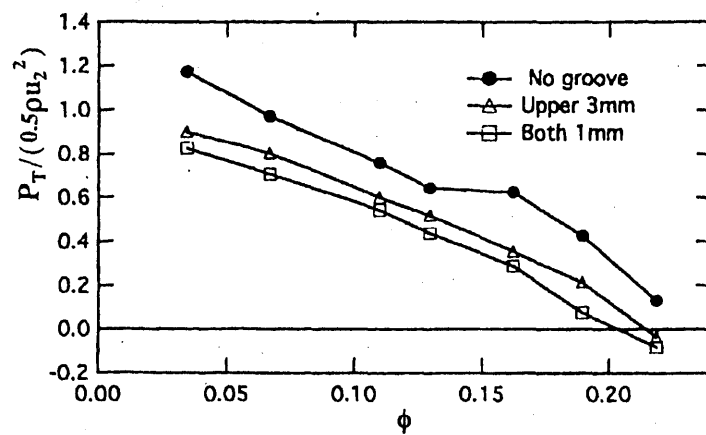
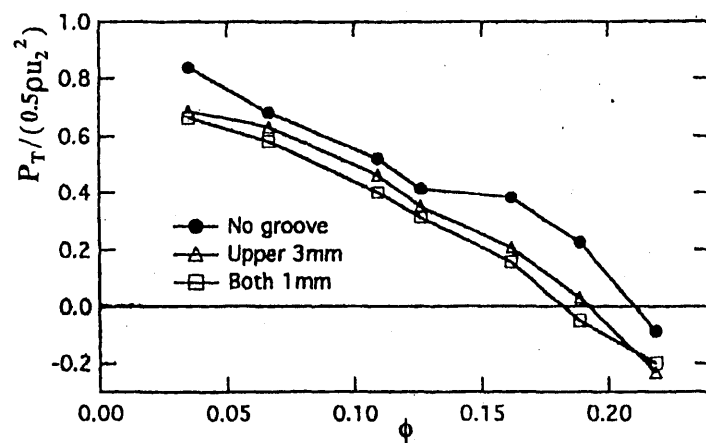


図5 $\phi = 0.146$ の場合に $R = 1.1$ で測定された速度分布



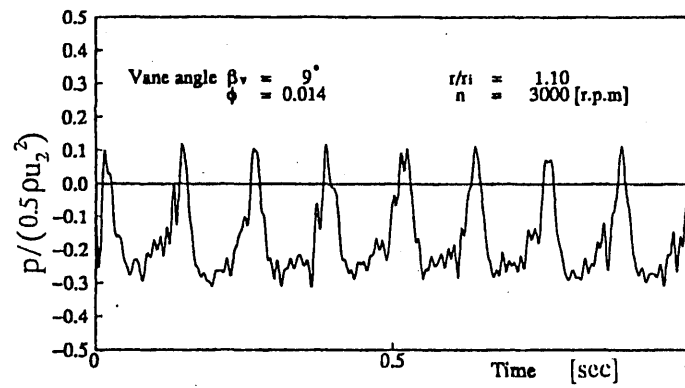
(a) $R = 1.1$



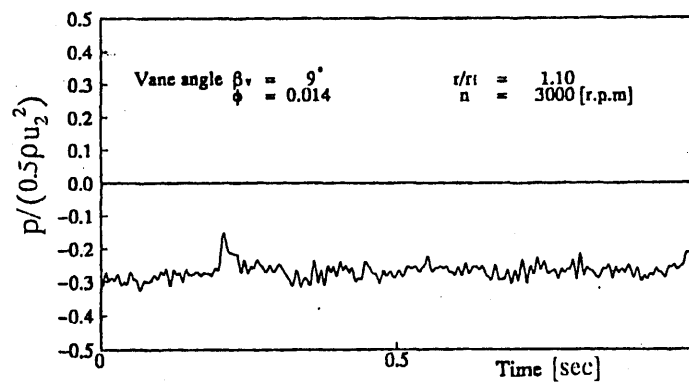
(b) $R = 3.78$

(ディフューザ出口)

図6 羽根車と羽根無しディフューザ出口の全圧



(a) 溝の無い場合



(b) 溝の有る場合(溝:両側壁上に $78^\circ \times 3^d \times 5^w$)

図7 羽根付きディフューザ内の旋回失速による壁面圧力変動の比較

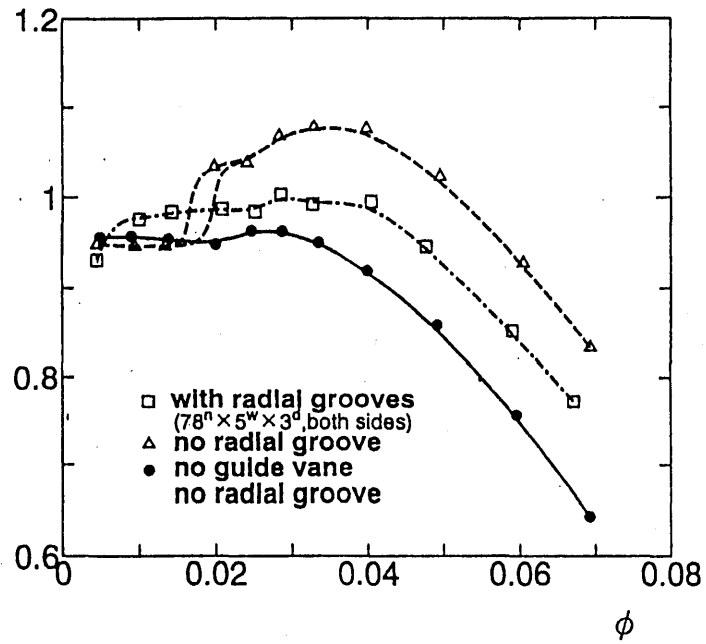


図 8 羽根車入口と羽根付きディフューザ出口の間の全圧差

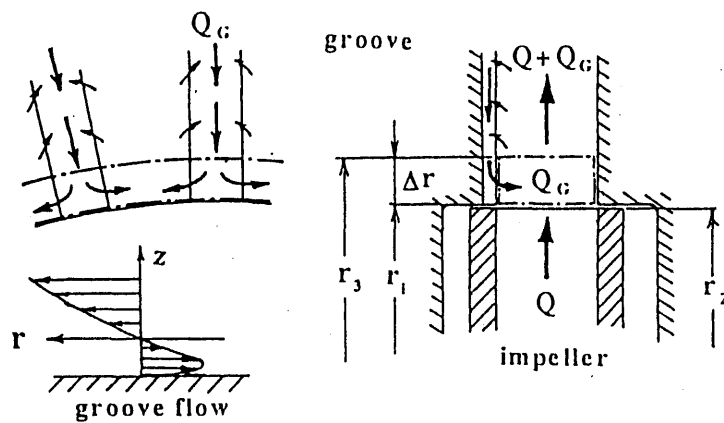
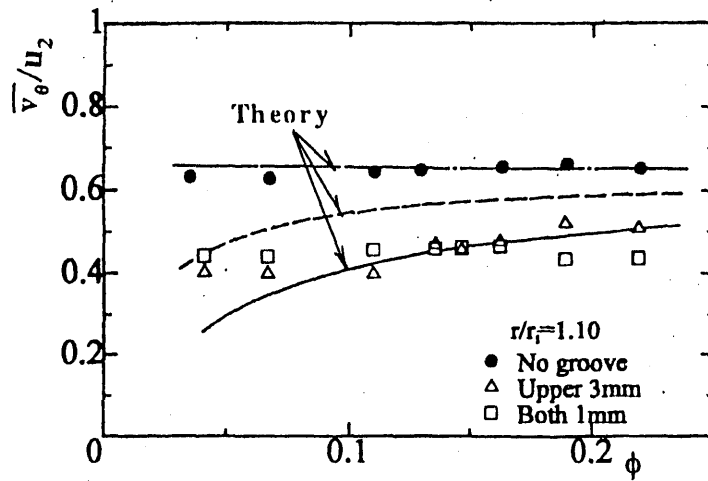
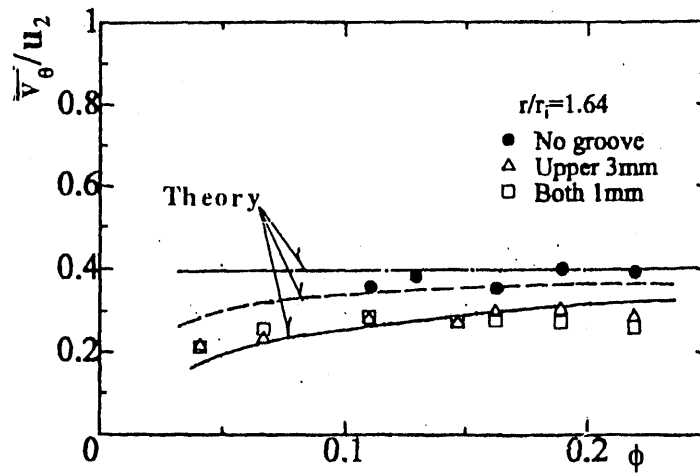


図 9 放射状の溝をもつ羽根無しディフューザの入口近くの流れ

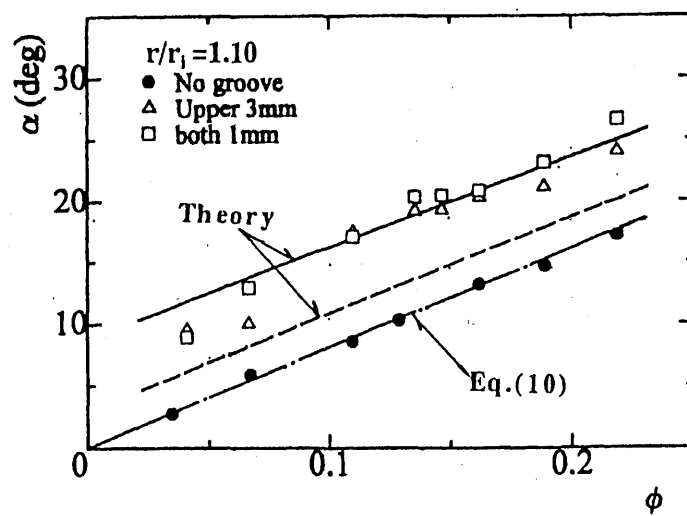


(a) $R = 1.10$

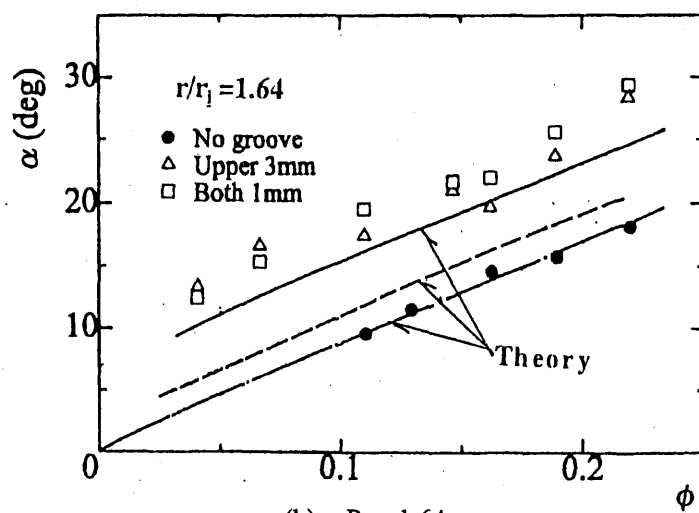


(b) $R = 1.64$

図 10 流量係数 ϕ の変化に対する周方向速度 V_θ の予測値と測定値との比較



(a) $R = 1.1$



(b) $R = 1.64$

図 11 流れ角 α の理論値と測定値の比較

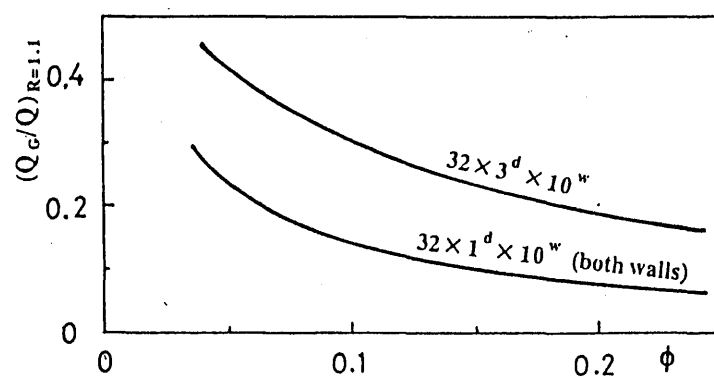


図 12 $R = 1.1$ における溝流れと主流の流量比