

日本機械学会論文集
Transactions of the Japan Society of
Mechanical Engineers

別 刷

68 卷 676 号 B 編

(平成14年12月)

社団法人 日本機械学会

Jグループによる広がり管内旋回流の抑制*

今村 博*¹, 黒川 淳 一*¹
松井 純*¹, 高村 修*²

Suppression of Swirling Flow in a Conical Diffuser by use of J-groove

Hiroshi IMAMURA*³, Junichi KUROKAWA,
Jun MATSUI and Osamu TAKAMURA^{*3} Faculty of Engineering, Yokohama National University, Department of Systems Design,
Division of Systems Research, 79-5 Tokiwadai, Hodogaya-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 240-8501 Japan

The purpose of the study is to examine the validity of J-groove in controlling and suppressing swirl flow in conical diffuser, for draft surge suppression in a Francis turbine which is caused by the swirling flow from runner outlet into a draft tube. "J-groove" composed of shallow grooves mounted parallel to the pressure gradient on the diffuser wall is a very simple passive device to suppress several anomalous phenomena in turbomachinery. The experimental study has been performed using conical diffuser of divergent angle 20 degree. The measured results of velocity distribution in the diffuser show that considerable reduction of swirl intensity is attained by use of J-grooves. Besides, the amplitude of pressure fluctuation caused by rotation of vortex core around the dead water region near the diffuser inlet is reduced by J-grooves.

Key Words: Fluid Machinery, Diffuser, Swirling Flow, Draft Surge, J-groove

1. 緒 言

フランスス水車を部分負荷運転すると、ランナ出口の旋回流のためにドラフトチューブ入口付近で逆流域を含む死水域周りに渦心がふれまわり、ドラフトサージと呼ばれる激しい一次元的な水圧脈動が現れる場合がある。この水圧脈動は電力揺動を引き起こすため、そのメカニズムの解明⁽¹⁾⁽²⁾や防止のための対策⁽³⁾などが研究されている。水車は大きいものではランナ直径が8mにもなり、旋回抑制用の十字格子などを取付けることは難しく、簡便な方法で旋回を抑制することが要望されている。

著者らは、ターボ機械のケーシング壁に圧力こう配と平行な方向のごく浅い溝(グループ)を設けることにより、平行壁ディフューザの旋回失速⁽⁴⁾⁽⁵⁾、斜流ポンプの揚程曲線右上がり不安定現象⁽⁶⁾を制御できることを示した。この浅溝をJグループと呼び、流体機械内部流れにおいて旋回流に起因するさまざまな異常流動現象を効果的に抑制しようと考えている。

本研究は、水車ドラフトサージに代表される広がり管に旋回流が流入した場合に生じる不安定現象に対して、Jグループによる抑制の可能性を検討することを目的としている。

西ら⁽¹⁾は、ドラフトチューブに生じる水圧脈動は流入する流体の旋回強さに依存し、ランナの有無とは無関係な固有の現象であることを解明している。そこで、著者らは装置を単純化して、両広がり角30°の円すいディフューザに流入する旋回流に対するJグループの抑制効果⁽⁷⁾を明らかにしたが、渦心のふれまわりに起因する不安定現象については、不明な点が多かった。

本論文では、ドラフトチューブに通常用いられている両広がり角20°のディフューザを用いて、Jグループの旋回流抑制効果を定量的に評価し、また、ディフューザに流入する旋回流に起因する渦心のふれまわりにより生ずる水圧脈動に対する効果も実験的に調べた。

2. おもな記号

C_p : 圧力回復係数 [式(2)]

C_r : 旋回抑制係数 [式(3)]

d : グループ深さ mm

f : 周波数 Hz

l : グループ長さ mm

* 原稿受付 2002年5月31日。

^{*1} 正員、横浜国立大学大学院(〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)。

^{*2} 学生員、横浜国立大学大学院。

E-mail: ima@post.me.ynu.ac.jp

- m : 旋回強さ [式(1)]
- N : グループ数
- p_s : 静圧 Pa
- R : 管半径 mm
- r : 半径方向座標
- S : 圧力脈動のパワースペクトル (m/s)²
- St : ストローハル数 [式(5)]
- V : 速度 m/s
- w : グループ幅 mm
- z : 軸方向座標
- σ_p : 圧力脈動の標準偏差
- ζ : 全圧損失係数 [式(4)]

添字

- 0: 入口直管部
- n : 卓越成分
- z : 軸方向成分
- θ : 周方向成分

3. 実験装置および方法

3.1 実験装置および測定方法 円すいディフューザは、入口出口の断面積比が1:3.9の両広がり角20°の装置を用いた。送風機によって流路に送られた空気はハニカムで整流され、図1に示す測定部へ流入する。ディフューザ出口には長さ7.8R₀(R₀: 入口半径, 77.6 mm)の円筒直管を設け、その出口は大気に開放されている。旋回流は可変速モータに直結した図示の旋回羽根(羽枚数24, 羽根出口角40°)により与える。旋回強さを表す無次元数 m を、次式で定義する。

$$m = \int_r V_z V_\theta r^2 dr / R \int_r V_z^2 r dr \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 V_z , V_θ , r および R は、それぞれ軸方向、周方向速度、半径位置および管断面半径である。本実験では、旋回羽根の回転数を変化させることにより、入口基準面(ディフューザ入口上流1.6R₀の位置、 $z=0$ と定義する)における旋回強さ m_0 を $m_0=0\sim 1.7$ に

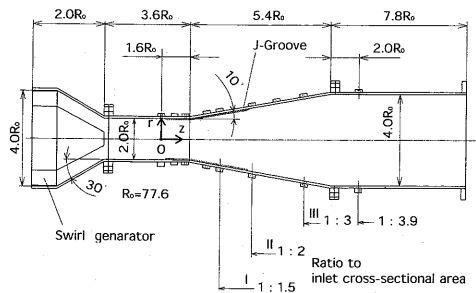


Fig. 1 Test section

変化させて実験を行った。 m_0 は速度分布の測定値から求めた。なお、 $m_0=1.7$ は実機で得られる強い旋回状態にほぼ対応する。レイノルズ数 Re は円すいディフューザ入口基準面の断面平均流速と直管直径 $2R_0$ で代表した場合、 $Re=1.4\sim 1.7\times 10^5$ である。

断面速度分布の測定には単孔ピトー管を用いた。これは $\phi 4$ mm のステンレスパイプに先端から20 mmの位置に $\phi 0.5$ mm の圧力測定孔を開けたもので、ステム軸を回転させることにより全圧、静圧および流れ角を求め、速度を算出した。速度分布の測定位置は図1に示すように、入口基準面($z/R_0=0$)と入口面積に対する断面積比が1:1.5, 1:2.0, 1:3.0の位置(それぞれを断面I, IIおよびIIIと呼ぶ)およびディフューザ出口から2.0R₀下流の断面を基本とし、その他の位置において適宜測定を行った。

壁面静圧は半導体圧力センサ(固有振動数6 kHz)により、サンプリング周波数1 kHzで測定した。また、壁面圧力は次式で定義する圧力回復係数 C_p を用いて表す。

$$C_p = (p_s - p_{s0}) / (\rho \bar{V}_{z0}^2 / 2) \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 p_s , p_{s0} および \bar{V}_{z0} はそれぞれ、壁面静圧、入口基準面の壁面静圧および断面平均軸方向速度である。

3.2 Jグループ Jグループのおもなメカニズム⁽⁴⁾は、(1)逆圧力こう配下のケーシング壁面にグループを設置すると、グループ内には強い逆流が誘起され、(2)旋回している主流がグループに入るときに角運動量を失い、(3)グループから流出して主流と混合するとき主流の角運動量を減少させる、の三点である。

本研究では、実験装置の制約上直接壁に溝を掘らないで、図2に示すような短冊形のゴム板を、 z 軸と平行に壁に張り付けることによりJグループを形成した。形状を表すパラメータとして幅 w [mm]、深さ d [mm]、長さ l [mm] および本数 N [本]のグループを、表1に示す形状で調べた。ここで、表1中の「位置」とはグループを設置した位置 z/R_0 を表し、また、幅 w はディフューザ下流に向けて広がるため、ディフューザ入口における値である。Jグループの形状は、両広がり角30°の円すいディフューザの実験⁽⁷⁾で、最も

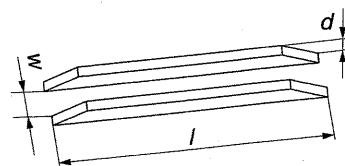


Fig. 2 Definition of J-groove

Table 1 Dimension of J-groove (in mm)

Type	width	depth	length	number	position
	w	d	l	N	z/R_0
A	19	2	116	20	0.5-2.0
D	19	4	156	20	0.3-2.3
E	29-39	4	156	20	4.0-6.0

旋回流抑制効果のあったものを参考にして決定した。

グループ内には主流の圧力こう配によって流れが誘起されるため、圧力こう配の強い所に設ければ旋回流抑制効果を大きくすることができる。著者らの以前の研究⁽⁷⁾では、グループをディフューザ壁の全長にわたって設けたが、入口直管部に強い旋回流が流入した場合、図3に示すように大きな圧力こう配が生じるため、この圧力こう配を利用する目的で、タイプA, Dは広がり開始部前後のこう配の最も大きな位置に設置した。この場合、グループ内の流れは主流と同じ順流となる。タイプEは広がり部後方の圧力回復部に設置したので、グループ内では逆流が誘起され、本研究ではタイプDと組合せて使用した。

4. 実験結果および考察

まず始めに、Jグループを設けない場合に旋回流がディフューザに流入するときの流れ場について示す。

4.1 圧力回復係数(Jグループなしの場合) 図3は壁にグループを設けていない場合の圧力回復係数 C_p である。横軸は軸方向位置 z を入口断面の半径 R_0 で無次元化している。

C_p は従来の研究⁽⁸⁾と同様、旋回がほとんどない場合 ($m_0=0.01$) 約0.6にまで回復する。また、弱い旋回 ($m_0=0.24$) があると回復率は向上するが、これは両広がり角 20° の場合、旋回によりはく離の発生が抑制されたためである⁽⁹⁾、フランスス水車の設計点におけるランナ出口の旋回強さは $m=0.2$ 程度とされている。

旋回が強くなると C_p が低下し、特に $m_0=1.70$ では出口断面で $C_p=-3.5$ にまで低下している。実機において最も問題となる不安定流は m が1.7付近で発生する。

旋回が強い場合、圧力こう配の絶対値は広がり部後半よりも、広がり開始部付近のほうが大きく、しかもこの圧力降下は広がり開始部 ($z/R_0=1.63$) よりやや上流から始まっている。直管に強い旋回流が流入しても、これほど大きな圧力降下が生じることはない⁽¹⁰⁾ ので、この部分では通常と異なる流動状態が生じている可能性がある。

4.2 速度分布(Jグループなしの場合) 図4に m_0 を3種類に変化させた場合の軸方向速度 V_z (白塗

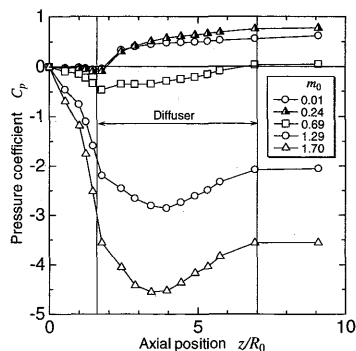


Fig. 3 Pressure distributions of conical diffuser for different swirl intensity without J-grooves

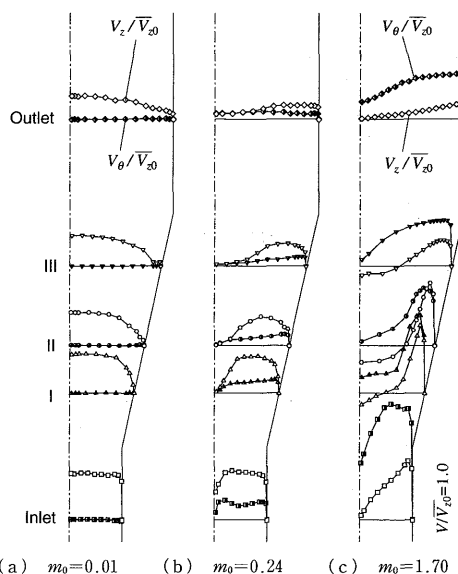


Fig. 4 Axial (white symbols) and tangential (black symbols) velocity distributions for each swirl intensity without J-grooves

り記号)および周方向速度 V_θ (黒塗り記号)の分布を示す。いずれも入口断面平均軸方向速度 \bar{V}_{z0} で無次元化してある。

旋回流が流入した場合 [図4(b), (c)], 旋回による管中心付近での圧力降下とディフューザ出口に向かう圧力上昇により、管中心に逆流域を含む死水域が形成され、主流は管の外側壁面に押しつけられ増速する。これは旋回強さが強いほど顕著になる。図4(c)の軸方向速度分布によると、この逆流域は広がり開始部よりさらに上流まで伸びていると考えられ、このため上流直管部では流路が狭まり主流の軸方向速度が増

加し、図3で示されたような壁面静圧の急激な降下をもたらしたと考えられる。

周方向速度については、弱い旋回を与えた場合 [図4(a), (b)] 最大速度はやや壁面により、旋回を強くすると [図4(c)] さらに壁面側に偏る。

$m_0=1.70$ において、各断面で中心軸上の周方向速度が零となっておらず、特に断面Iでは死水域で周方向速度がほぼ一定となっているが、これは旋回による不安定で時々刻々変化する逆流域に、ピトー管を挿入したことによる渦心のずれの影響等が考えられる。

以上、円すいディフューザに旋回流が流入した場合の流れ場を示した。4.3節ではJグループを設けた場合のグループが流れ場に与える影響について検討する。

4.3 速度場に対するJグループの影響 図5に旋回強さ $m_0=1.70$ におけるグループなし(白抜き記号)およびタイプD(黒塗り記号)のグループを設けた場合の速度分布の比較を示す。

グループの有無による顕著な差異は、グループ通過直後の断面Iで、壁面近傍の軸方向速度が増加し [図5(a)], 周方向速度が急減少している点 [図5(b)] である。これは、流れ方向の順圧力こう配(図3)によって引き起こされるグループ内の旋回のない流れが主流中に吹出して混合することにより、壁面近くの主流

の旋回を抑制することを示している。また、管壁付近の軸方向速度の増加に伴い、中心付近の逆流域がグループなしの場合と比べて多少大きくなっている。さらに下流にいくに従い、壁面近傍の流れは主流と混合し、断面IIより下流では、軸方向速度はグループなしの場合とほぼ等しい分布となっている。

次に、グループのタイプA, DおよびタイプD+Eが出口流れに与える影響について検討する。図6は $m_0=1.70$ の場合のディフューザ入口および出口断面における速度分布である。

図6(a)によると、グループによって入口速度分布に多少の差異が見られるが、これはゴム板を管壁に張り付けることによりグループを形成しているため、管路抵抗が各場合で異なることに起因している。その旋回強さにも、グループなしの場合の $m_0=1.70$ に対して、タイプA, DおよびタイプD+Eではそれぞれ $m_0=1.76, 1.71, 1.69$ とばらつきがある。

図6(b)によれば周方向速度成分は、グループを設けることにより減少し、特にタイプD+Eでは、最大値で約40%減少している。ディフューザ入口にのみグループを設けるタイプDよりも出口近くにもグループを設けたタイプD+Eのほうが、出口における旋

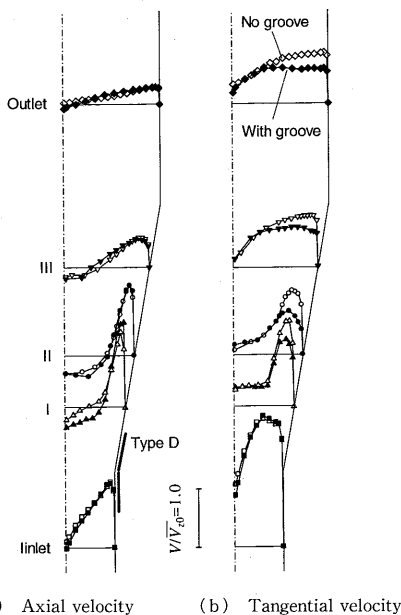
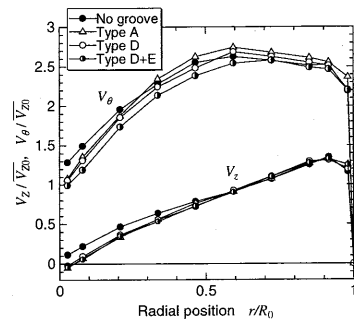
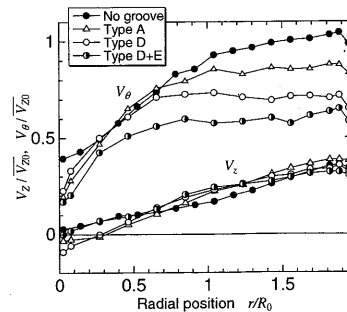


Fig. 5 Comparison of non-dimensional velocity distributions in case of $m_0=1.70$ with D type J-groove (black symbols) and without grooves (white symbols)



(a) Inlet of diffuser



(b) Outlet of diffuser

Fig. 6 Comparison of velocity distribution for different types of groove in case of $m_0=1.70$

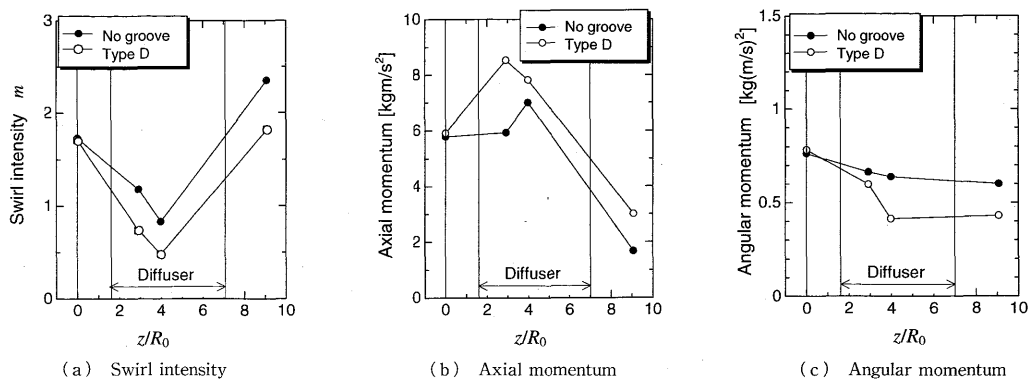


Fig. 7 Variation of swirl intensity and momentum in axial direction

回の抑制効果は高い。また、軸方向速度 V_z は、タイプ A, D ではディフューザ出口にも中心部で逆流が生じているが、タイプ D+E ではグループなしと同様に逆流は発生していない。

4.4 旋回強さに対する J グループの効果 図 7 はタイプ D を用いたときの $m_0=1.70$ における断面速度分布から求めた (a) 旋回強さ、(b) 軸方向運動量および (c) 角運動量の軸方向変化を示す。

図 7(a) から、旋回強さ m は各軸方向位置においてグループがない場合と比べて一様に減少しているのがわかる。旋回強さ m の分母にあたる軸方向運動量は、図 7(b) より、グループを設けることにより増加するが、角運動量は図 7(c) よりグループのため減少している。すなわち旋回のないグループ内の流れが主流と混合することにより主流の角運動量が減少する J グループのメカニズムが確認された。同時に、旋回強さの減少は軸方向運動量の減少と角運動量の増加の両方が寄与していることがわかる。なお、軸方向運動量はディフューザの前半で急増加するのに対して、角運動量はグループ出口からディフューザ後半にかけて急低下しており、このことから、J グループの効果は、まず外周部の軸方向速度を高めるが、旋回を落とすにはある程度の長さが必要であることがわかる。

J グループの旋回流抑制効果を定量的に評価するために以下の基準化を行う。

$$C_r = 1 - \frac{(m_{out}/m_0)_{with-groove}}{(m_{out}/m_0)_{no-groove}} \dots\dots\dots (3)$$

m_{out} は出口断面における旋回強さである。 $C_r=1$ は旋回が完全に抑制されたことを示す。図 8 に m_0 に対する C_r を示す。グループにより旋回強さは 20~40% 減少し、旋回が強いほどその効果は大きい。特にタイプ D+E が最も効果があり、最大で約 40% の抑制を達成していることがわかる。

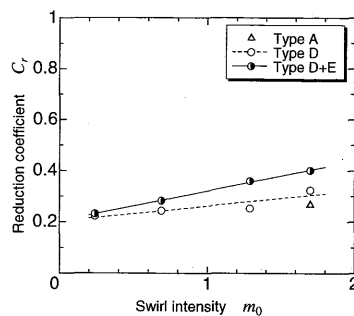


Fig. 8 Comparison of swirl reduction coefficient C_r

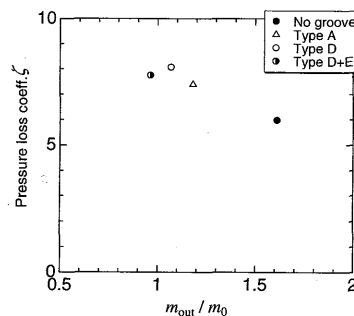


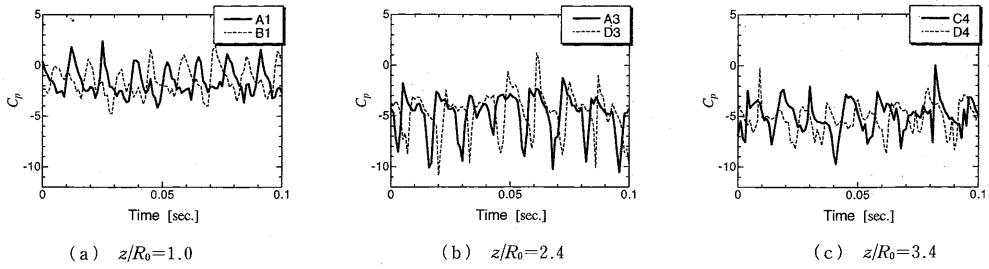
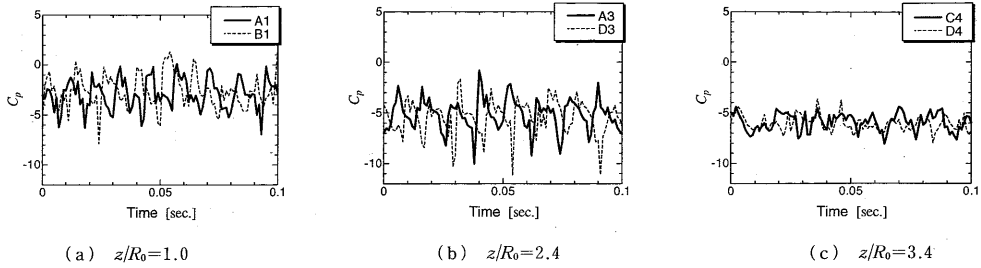
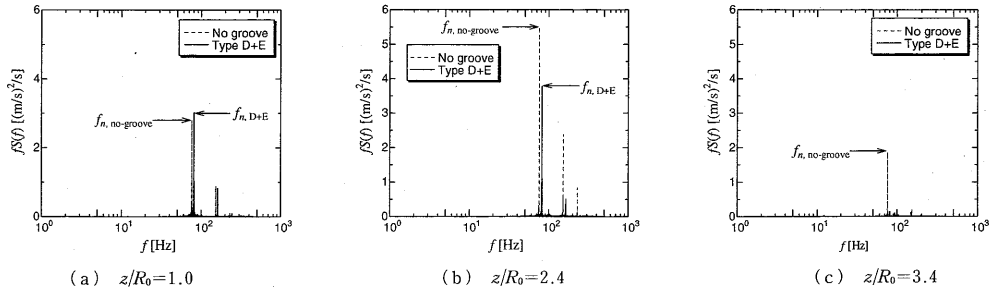
Fig. 9 Comparison of total pressure loss in case of $m_0=1.70$

4.5 損失に対する J グループの影響 J グループを設けることによる損失について評価する。図 9 に $m_0=1.70$ のときのタイプ A, D およびタイプ D+E に対して、次式で表す全圧損失係数 ζ の比較を示す。

$$\zeta = (P_{tin} - P_{tout}) / 0.5 \rho \bar{V}_{z0}^2 \dots\dots\dots (4)$$

P_{tin} および P_{tout} はそれぞれディフューザ入口および出口断面の流量平均全圧である。また、図 9 中横軸はディフューザ出口および入口断面の旋回強さ m_{out} と m_0 の比である。

m_{out} はグループにより減少するが、 ζ はグループな

Fig. 10 Pressure fluctuation on the diffuser wall at each position without J-grooves in case of $m_0=1.70$ Fig. 11 Pressure fluctuation on the diffuser wall at each position with D+E type J-grooves in case of $m_0=1.70$ Fig. 12 Comparison of power spectrum of pressure fluctuation in case of $m_0=1.70$ (arrows show the prevailing frequency f_n)

しと比べて、約30%程度増加する。なお、入口旋回流強さが小さい場合、ディフューザ出口における圧力回復係数は、グループありとなしの場合で差はほとんどなく、グループによる全圧損失はグループなしの値に近づく。全圧損失は式(4)で定義されるが、 $P_{t,out}$ は実際には回収できないエネルギーであり、実用上は $P_{t,out}=0$ (大気圧)とした取扱いが合理的と考えられる。

4.6 圧力脈動に対するJグループの影響 図10および図11は、それぞれグループなしの場合とタイプD+Eの場合の $m_0=1.70$ における、壁面静圧の時間変動を圧力回復係数 C_p で表したものであり、軸方向の3箇所における測定結果である。図11中のA1とB1およびC4とD4はそれぞれ周方向に 180° 、A3とD3は 90° 離れた2箇所を測定位置を表している。ディフューザの入口前後の $z/R_0=1.0$ (直管部)およ

び2.4(ディフューザ部)ではグループの有無にかかわらず周期的な変動が見られる。これは西ら⁽¹¹⁾により報告されている死水域周りのらせん渦のふれまわりと同様な現象であり、渦心の低圧部が壁面近くを通過することにより周期的な圧力低下が生じ、周方向位置で位相がずれる。また、この圧力脈動は上流直管部にも見られることから、らせん渦のふれまわりは、直管部から生じていると考えられる。

さらに下流である $z/R_0=3.4$ はグループ出口後あたり、グループなしの場合 [図10(c)], 上流側と同様な圧力脈動が生じているのに対し、グループを取付けた場合 [図11(c)], 圧力脈動は減少し周期的な変動は見られなくなっている。

図12は、図10および図11で示した圧力脈動データをFFTによって周波数解析を行った結果である。

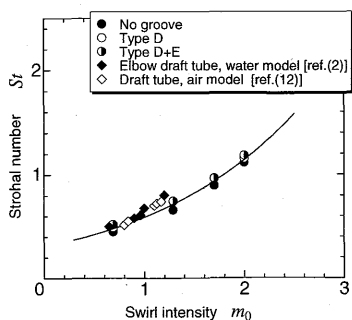


Fig. 13 Comparison of Strohahl number S_t for various inlet swirl intensity m_0

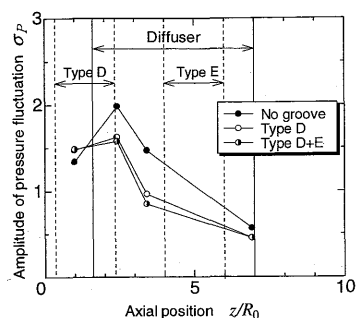


Fig. 14 Comparison of amplitude of pressure fluctuation at each axial position

図12中の矢印は卓越周波数 f_n である。図12(a), (b)によると、ディフューザの入口近くでは、後述の渦心のふれまわりによる $82 \text{ Hz} (=f_n)$ の周波数が卓越している。しかし、図12(c)のグループ直後では f_n は顕在化しない。これはこの位置ではらせん渦のふれまわりが生じていないことを意味する。

f_n から、次式で定義されるストローハル数 S_t を求め、図13に示す。

$$S_t = 2R_0 f_n / \sqrt{V_{z0}} \dots\dots\dots (5)$$

S_t と m_0 の関係は西ら^{(2),(12)} が示したもの(図13中の◆および◇)と同一の曲線上に載ることから、 f_n はらせん渦心に起因した圧力脈動といえ、グループの有無による差は小さいことがわかる。

図14は $m_0=1.70$ の場合の圧力脈動の標準偏差 σ_P を示した図である。グループなしの場合、ディフューザ入口直後の $z/R_0=2.4$ 付近で最大の圧力脈動が発生していることがわかる。また、ディフューザ入口上流側を除いて、グループなしと比べてグループありの場合 σ_P は20~40%程度減少することがわかる。グループありの場合にディフューザ入口上流で σ_P が多少増

加するのは、死水域が上流側に延びたことで、渦心のふれまわり開始点がより上流側にさかのぼったことが原因であろう。

5. 結 言

広がり管に旋回流が流入した場合に生じる不安定現象に対して、Jグループによる抑制効果を検討した。両広がり角 20° の円すいディフューザを用いて実験的に調べた結果、以下の結論を得た。

(1) グループを設けることによりディフューザ内で旋回強さは減少し、ディフューザ出口において最大で40%抑制された。また、ディフューザに流入する旋回強さが強いほど抑制効果は大きい。

(2) 渦心のふれまわりによる圧力脈動はディフューザ上流から現れ、圧力脈動の標準偏差はディフューザ入口で最大値を取るが、Jグループを設けることで、20~40%程度抑えることができる。

(3) 強い旋回流がディフューザに流入した場合、入口直管部からディフューザ前半部にかけて非常に大きな圧力こう配が生じる。これは管中央部に生ずる逆流域を含む死水域が入口直管部にまでさかのぼるためと考えられる。

最後に本研究を進めるのにあたりご協力いただいた、梶谷彰氏(現: ジャットコトランステクノロジー)および磯田敬氏(現: ヤマハ発動機)の両氏に深く感謝する。

文 献

- (1) 西道弘・久保田喬・ほか2名, 機論, 48-431, B (1982), 1238-1246.
- (2) 西道弘・松永成徳・ほか3名, 機論, 49-444, B (1983), 1592-1601.
- (3) Grein H., Proc. 10th IAHR Symp. (Tokyo), 1 (1982), 527-539.
- (4) 黒川淳一・ほか4名, 機論, 64-620, B (1998), 1135-1141.
- (5) Saha Sankar, L. and Kurokwa J., ほか2名, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 123 (2001), 507-515.
- (6) 黒川淳一・Saha Sankar, L. ほか2名, 機論, 66-642, B (2000), 460-467.
- (7) Kurokwa, J. and Kajigaya, A., ほか2名, Suppression of Swirl in a Conical Diffuser By Use of J-Groove, Proc. 20th IAHR Symp. CD-ROM, (2000), 1-10.
- (8) 日本機械学会編, 技術資料管路・ダクトの流体抵抗, (1979), 57.
- (9) 妹尾泰利・武居宣勝・永田徹三, 機論, 43-369 (1977), 1803-1810.
- (10) 大滝勉・黒川淳一, 機論, 58-550, B (1992), 1668-1673.
- (11) 西道弘・松永成徳・ほか3名, 機論, 51-467, B (1985), 2406-2413.
- (12) Cassidy, J. J., USBOR Rep., No. REC-OCE-69-5 (1969).