ベーンディフューザに発生する交互翼失速と旋回失速* (第1報, 羽根車とディフューザの間隔の影響)

佐野 岳 志^{*1}, 中村 裕 樹^{*2}
吉田 義 樹^{*3}, 辻本 良 信^{*3}

Alternate Blade Stall and Rotating Stall in Vaned Diffuser (1st Report, Effects of Impeller/Diffuser Clearance)

Takeshi SANO, Yuki NAKAMURA,
Yoshiki YOSHIDA^{*4} and Yoshinobu TSUJIMOTO

^{*4} Osaka University, Graduate School of Engineering Science, Division of Mechanical Science,
1-3, Machikaneyama, Toyonaka, Osaka, 560-8531 Japan

Flow instability in a vaned diffuser with even number of blades was examined experimentally and analytically. In experiments, alternate blade stall, asymmetric stall, and two types of rotating stall (backward/forward) were observed depending on the impeller/diffuser clearance. For narrow clearance with strong impeller/diffuser interaction, the alternate blade stall and backward rotating stall mainly occurred. As increasing the clearance, the forward rotating stall also occurred, and the onset shifted toward the high flow rate corresponding to the pressure performance in the vaned diffuser. Simple 2D stability analysis showed that the clearance between the impeller and diffuser affects the speed and direction of stall propagation, and the gradient of the pressure performance in the vaned diffuser affects the onset of the rotating stall.

Key Words: Alternate Blade Stall, Rotating Stall, Vaned Diffuser, Centrifugal Impeller, Pump

1. 緒 言

偶数枚数の翼をもつ羽根車において、渦流が流路交互に発生する現象⁽¹⁾やインデューサの交互翼キャビテーション⁽²⁾のように、翼交互に流れの形態が異なる異常流動現象が観察されている。一方、設計流量の70%程度の流量で、ベーンディフューザ付き遠心ポンプの揚程曲線が不連続になる例が、Hergt ら⁽³⁾によって報告されている。これはディフューザ入口での逆流がハブ側に比べてシュラウド側に強く現れ、翼スパン方向に不均一な流れとなることがその原因である。

しかし、偶数枚数の翼をもつディフューザで流路交互に流れの形態が異なる現象は、著者らの知る限り報告されていない。また、ベーンディフューザの内部流れを扱った研究^{(4)~(6)}は多いが、旋回失速に関する研究は比較的少ない⁽⁷⁾。

本研究では、ベーンディフューザと遠心羽根車で構成される低比速度ポンプの縮小モデルを用い、ディ

フューザに発生する交互翼失速と旋回失速を実験的に調べた。さらに、羽根車とディフューザの間隔がこれらの失速に与える影響を調べるために、羽根車の外径を順次切削し羽根車とディフューザの間の羽根なし領域を増加させて実験を行った。また、ディフューザの圧力特性が、旋回失速の発生と密接に関係することが報告されており⁽⁸⁾、本実験で観察された交互翼失速と旋回失速をディフューザの圧力特性と関連付けて考察した。最後に、これらの実験で得られた結果と二次元線形解析⁽⁹⁾の結果を比較、検討する。

2. 記 号

b : 羽根高さ
 D : 直径
 D_3/D_2 : ディフューザ入口径/羽根車出口径
 j : 虚数単位
 N : セル数
 P : 圧力測定孔
 p : 圧力
 Δp : 変動圧力
 Q : 流量
 T : 旋回失速の圧力パターンの旋回周期
 u : 羽根車出口周速

* 原稿受付 2000年3月13日。

^{*1} 大阪大学大学院 (☎ 560-6531 豊中市待兼山町1-3)。

^{*2} 三菱重工業(株)高砂研究所 (☎ 676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

^{*3} 正員, 大阪大学大学院基礎工学研究科。

E-mail: yoshida@me.es.osaka-u.ac.jp

Fig. 1 Test pump, 7 bladed impeller and 8 bladed vaned diffuser with return vane

v : 速度

$$\phi: \text{流量係数} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}$$

$$\phi: \text{圧力係数} = \frac{p_d - p_{1t}}{\rho u_2^2}$$

$$\phi_s: \text{静圧係数} = \frac{p_2 - p_{1t}}{\rho u_2^2}$$

$$\phi_d: \text{ディフューザ圧力係数} = \frac{p_{3t} - p_4}{\rho v_{\theta 3}^2}$$

$$\Delta\phi: \text{変動圧力係数} = \frac{\Delta p}{\rho u_2^2}$$

Ω : 軸回転角速度

Ω_s : 失速セルの伝ば角速度

Ω_s/Ω : 失速セルの伝ば速度比

添字

1, 2, 3, 4: 半径方向位置

d : 吐出しタンク

r : 半径方向

t : 全圧

θ : 周方向

3. 実験装置および実験方法

実験に用いたポンプを図1に示す。ポンプは7枚羽根の遠心羽根車と、リターンベーンとディフューザベーンが一体となった8枚羽根のベンドディフューザから構成される低比速度ポンプの縮小モデルで、設計流量は $\phi=0.077$ である。作動流体は空気であり、実験回転数は3000 rpmである。その主要諸元を表1に示す。図2に実験装置の全体図を示す。装置はオープンループであり、流量は装置出口のノズル(JIS Z 8762)で計測した。実験装置全体のヘルムホルツ周波数は、計算では10 Hzである。羽根車出口 P_2 ($P_{21} \sim P_{28}$: $D=154.0$ mm), ディフューザ入口 P_3 ($P_{31} \sim P_{38}$: $D=165.8$ mm), およびリターンベーン出口 P_4 ($P_{41} \sim P_{48}$: $D=125.0$ mm)の各流路中央に、圧力測定孔を8点ずつ設けた。添字の十位は位置を、一位は

Table 1 Principal dimensions of test impeller and diffuser

	Impeller	Diffuser
Inlet diameter (mm)	$D_1=62.6$	$D_3=155.2$
Outlet diameter (mm)	$D_2=150.0, 147.8, 144.4, 141.1$	$D_{\max}=196.8$ (Maximum diameter)
Channel height (mm)	$b_2=14.3$ (Outlet)	$b_3=15.4$ (Inlet)
Vane angle (deg)	$\beta_2=22.5$	$\alpha_3=11.5$
Number of vanes	7	8

Fig. 2 Test facility. Pressure taps P_2 , P_3 , and P_4 are located on the casing shroud

流路番号を表す。これらはすべてディフューザケーシングのシュラウド壁に設けてある。また、ポンプ出口の吐出しタンク(0.074 3 m³)にも測定孔 P_d を設けた。これらの測定孔に対し、定常、および非定常圧力を測定した。また、油膜法、およびタフト法によってディフューザ流路内の流れの可視化を行った。

4. 実験結果と考察

4.1 交互翼失速と旋回失速 図3(a)に $D_2=150.0$ mmの羽根車の場合の圧力特性曲線 ϕ , ϕ_s を示す。ディフューザ入口径と羽根車出口径の比は $D_3/D_2=1.035$ である。 $\phi=0.06$ (設計流量の約80%)でポンプ出口圧力 ϕ のこう配が変化し、 $\phi=0.06$ から $\phi=0.04$ の範囲では、羽根車出口の静圧を表す8本の曲線 ϕ_s が上下に2分している。 $\phi=0.054$ の各流路ごとの圧力分布を図4(b)に示す。図4(b)の半径方向軸は、8流路の圧力の平均値からの偏差を表す。8流路のうち流路2, 4, 6, 8の圧力が低く、流路1, 3, 5, 7の圧力が高くなっており、翼交互にディフューザ入口の圧力が異なっていることがわかる。以降、この状態を交互翼失速(A. B. S.; Alternate Blade Stall)と呼ぶ。これに対して $\phi=0.04 \sim \phi=0.06$ より低流量、および高流量では、図4(a) $\phi=0.032$, (c) $\phi=0.065$

Fig. 3 Pressure performance for $D_3/D_2=1.035$. (a) Total pressure performance ψ and static pressure performance ψ_s , (b) Diffuser pressure performance ψ_d

Fig. 4 Pressure pattern of P_2 for $D_3/D_2=1.035$. (a) $\phi=0.032$, (b) $\phi=0.054$, (c) $\phi=0.065$. Radial axis represents the deviation from mean value of 8 channels. In case of (b), pressure pattern shows an alternate blade stall

に示すように、流路ごとに違いは見られなかった。また、交互翼失速状態から少し流量を減少させると、振幅は小さいものの周期的な圧力変動が観察された。流路間で圧力変動の位相差が存在し、周波数分析の結果、これは羽根車回転方向と逆方向に旋回する後まわりの旋回失速(B. R. S.; Backward Rotating Stall)であり、セル数は3、伝ば速度比は $\Omega_s/\Omega = -0.008$ であった。旋回失速の状態からさらに流量を減少させると、低周波数の圧力変動が大きくなるが、卓越した周波数や流路間の位相差は見られなくなり、旋回失速による変動圧力の振幅は $\phi=0.035$ 付近でノイズレベル以下となった。

図3(b)に、ディフューザの圧力特性 ϕ_d を示す。 ϕ_d は次式で計算したものである⁽⁸⁾。

$$\phi_d \equiv \frac{p_{3t} - p_4}{\rho v_{\theta 3}^2}$$

ただし、 P_3 の全圧と P_2 の全圧が等しいと仮定し

Fig. 5 Location of pressure taps in channel 1 and channel 2. There are 18 pressure taps on each channel, respectively

Fig. 6 Pressure contour of channel 1 and channel 2 for $D_3/D_2=1.035$. (a) $\phi=0.063$, (b) $\phi=0.053$, (c) $\phi=0.032$. Alternate blade stall occurs at $\phi=0.053$, the pressure in channel 1 is higher than that in channel 2

$$\phi_d \approx \frac{p_2 + \frac{1}{2} \rho (v_{\theta 2}^2 + v_{r 2}^2) - p_4}{\rho \left(\frac{r_2}{r_3} v_{\theta 2} \right)^2}$$

として、 $v_{\theta 2}$ の値には、有限枚数の遠心羽根車の特異点解析から得られた値を用い、他の値には実験値を用いた。また、リターンベーン出口 P_4 の静圧は、ディフューザ最大外径部付近の静圧とほぼ等しく、交互翼失速の状態にあっても流路ごとに差はなく8流路で一定であった。吉田ら⁽⁸⁾は二次元線形解析からディフューザ圧力特性 ϕ_d が右下がりこう配となる領域が、ディフューザの旋回失速の発生領域であり、こう配が零となる流量が旋回失速の発生点となることを報告している。交互翼失速が発生している場合は流路ごとの圧力に高低があるため、このこう配を確認することは難しいが、8流路を平均して考えると、交互翼失速の

発生域では ϕ_d のこの配はほぼ零となっており、解析の旋回失速の発生点との対応が見られる。

また、交互翼失速の三次元性を調べるために、ディフューザ流路のハブ側にも測定孔を設け同様な圧力計測を行ったが、シュラウド側とまったく同じ結果が得られた。このことから、今回観察された交互翼失速は Hergt ら⁽³⁾ が観察した、翼スパン方向に不均一な流動現象とは異なるものであり、ディフューザ入口の流れは二次元的であると考えられる。さらに、流量の増加、減少に対するヒステリシスを調べたが、交互翼失速や旋回失速の発生する流量に差は見られなかった。また、交互翼失速はつねに流路1, 3, 5, 7の圧力が高くなるのではなく、その反対の(流路2, 4, 6, 8の圧が高い)場合も確認されており、装置の製作誤差が交互翼失速の発生原因ではないことがわかっている。

4.2 交互翼失速の流れの状態 次に、交互翼失

Fig. 7 Flow visualization of channel 1 and channel 2 for $D_3/D_2=1.035$, at $\phi=0.053$, corresponding to Fig. 6(b). Two arrows in this figure represent the flow direction which were observed with tafts

速のディフューザ流路内の流れを調べるために、図5に示すように流路1と流路2のケーシングシュラウド壁面に半径方向に6点、周方向に3点(流路中央, 負圧面側, 圧力面側), 合計18点の圧力測定孔を加えた。図6に、交互翼失速($\phi=0.053$)と、それよりも高流量側($\phi=0.063$), および低流量側($\phi=0.032$)でのディフューザ流路の圧力等高線を示す。 $\phi=0.063$ では、等高線は流路に対してほぼ垂直であり、正常なディフューザ効果が見られるのに対し、 $\phi=0.032$ では圧力面側前縁付近で等高線が密集しており、この領域での圧力上昇が大きくなっていることがわかる。これは流量の減少とともに入射角が増大するため、ディフューザ入口部の負荷が大きくなるためである。しかし、これらの流量では、旋回失速や交互翼失速は発生していない。これに対して交互翼失速の発生している $\phi=0.053$ では、圧力の低い流路2では、上記の2流量の特徴が混在している。等高線は流路にほぼ垂直であるが、圧力面前縁付近に $\phi=0.032$ ほどではないが、局所的な圧力上昇が見られる。これに対し、圧力の高い

Fig. 8 Clearance between impeller and diffuser

Fig. 9 Pressure performance ϕ , ψ_s , and ϕ_d for (a) $D_3/D_2=1.050$, (b) $D_3/D_2=1.075$, (c) $D_3/D_2=1.100$

流路1は、スロート部にS字形に曲がった等高線が見られる。翼圧力面側の圧力は流路1, 流路2ともにほとんど差はないが、負圧面側, および流路中央付近での流路2の圧力は、流路1に比べて低くなっている。

次に、 $\phi=0.053$ での油膜法による流れの可視化の結果を図7に示す。この写真は、ケーシングシュラウド面を示しており、写真中に示した矢印の向きは、タフトによって観察した流れの方向を表している。油膜の模様、および矢印から流路1と流路2では違った流れが確認できる。圧力の高い流路1では、スロート部下流に油膜が厚く残っている。この領域は圧力等高線がS字形に曲がって間隔が広い、圧力の高い領域に対応している。また、タフトはこの領域を避けるように羽根車の方向を向いていた。一方、圧力の低い流路2ではスロート部下流まで油膜が流れた模様が残っており、タフトの向きを考慮に入れるとこの流路では、流路1に比べて正常な流れとなっていた。

これらの結果から判断すると、流量が減少するとディフューザの入射角が増大し失速するが、すべての翼が失速するのではなく、少なくとも一つの翼がはじめに失速し、この翼をはさむ2流路で流れの方向や圧力分布に差が生じる。圧力の高くなった流路では羽根車方向に逆流が生じ、逆流した流量が隣の流路に回り込むために、隣の流路では翼負圧面前縁付近の圧力が減少し、さらに流量が増加するためにディフューザ性能が回復する。このため、隣り合う流路で流れの形態に

差ができるようになり、羽根枚数が偶数の場合これが2流路1組となって全周にわたって発生するのが交互翼失速であると考えられる。

4・3 羽根車とディフューザの間隔の影響

4・3・1 間隔の増加方法 次に、羽根車とディフューザの間隔が交互翼失速に与える影響を調べた。図8に示すようにGap A(0.5 mm)はそのまま、羽根車の翼出口端を切削することによりGap B(2.6~7.1 mm)のみを変化させ、ディフューザ入口径と羽根車外径の比(D_3/D_2)を1.050, 1.075, 1.100に変えて実験を行った。おのおの場合の羽根車とディフューザの圧力特性を図9に示す。

4・3・2 $D_3/D_2=1.050$ の場合[図9(a)] 交互翼失速の発生範囲は $D_3/D_2=1.035$ のときに比べて若干小さくなり、 $\phi=0.06$ から $\phi=0.045$ までとなる。また $\phi=0.045\sim0.040$ では、図10に示すように、流路ごとの圧力は非対称な分布となっており、これを非対称失速(A. S.: Asymmetric Stall)と呼ぶ。この状態でも、圧力の高い P_{23} の隣の流路 P_{22} と P_{24} では静圧が低くなっており、交互翼失速のように全周にわたって翼交互に圧力が高低を繰返さないものの、部分的に交互翼失速と同様の圧力パターンが見られた。さらに流量を減少させると振幅は小さいが後まわりの旋回失速が現れ、セル数は3, 伝ば速度比は -0.008 であった。 $D_3/D_2=1.035$ の場合と同様に旋回失速による圧力変動はおおよそ $\phi=0.035$ 付近でノイズレベル以下となった。

4・3・3 $D_3/D_2=1.075$ の場合[図9(b)] 交互翼失速は発生しなくなるが、ディフューザの圧力特性のこう配がほぼ零の $\phi=0.050$ 付近で非対称失速が発生し、そこから少しでも流量を減少させると、 $D_3/D_2=1.035$, および $D_3/D_2=1.050$ の場合よりも振幅が大きく、安定して旋回する後まわりの旋回失速が現れる。図11に、時間ごとの圧力パターンを示す。図11より、圧力パターンは羽根車と逆方向に旋回しており、この

Fig. 10 Pressure pattern of P_2 at $\phi=0.045$, for $D_3/D_2=1.050$, showing an asymmetric stall

Fig. 11 Pressure pattern of P_2 at $\phi=0.050$, for $D_3/D_2=1.075$. This pressure pattern rotates in the opposite direction of impeller rotation

旋回失速は後まわりで、失速セル数2, 伝ば速度比は -0.007 であることがわかる。さらに低流量($\phi=0.02$)でディフューザ圧力特性の右下がりこう配が強くなるところで、ポンプ出口圧力が低下しているが、ここでも旋回失速が発生しており、この旋回失速は、

Fig. 12 Cross spectrum between P_{21} and P_{22} for, $D_3/D_2=1.100$, showing F. R. S. and B. R. S. The amplitude around 11 Hz without phase difference is close to the calculated Helmholtz resonance frequency 10 Hz

従来観察されている前まわりの旋回失速であった。

4.3.4 $D_3/D_2=1.100$ の場合 [図9(c)] この場合も交互翼失速は発生しなかった。 P_{21} と P_{22} で計測した圧力変動のクロススペクトルを図12に示す。図12からわかるように、広い流量範囲で旋回失速の卓越した周波数成分が見られる。図12の低流量域($\phi=0.02$ 付近)で見られる11 Hzの圧力変動は、流路ごとの位相差がなく、実験装置のヘルムホルツ共鳴周波数の10 Hzに近いことから、音響的な圧力変動と考えている。ディフューザ圧力特性の右下がりこう配が強くなる $\phi=0.03$ 付近で、ポンプ出口圧力が低下するが、ここで非対称失速が起これ、ここを境に旋回失速の振幅は急変する。高流量側は振幅が小さい後まわりの旋回失速で失速セル数は3, 伝ば速度比は約 -0.008 で

Table 2 Various stalls in each diameter ratio. N =number of stall cells, Ω_s/Ω =propagation speed ratio

	$\phi < 0.03$	$\phi > 0.03$
$D_3/D_2=1.035$	N/A	A.B.S. ($N=4, \Omega_s/\Omega=0$) B.R.S. ($N=3, \Omega_s/\Omega=-0.008$)
$D_3/D_2=1.050$	N/A	A.B.S. ($N=4, \Omega_s/\Omega=0$) A.S. ($N=1, \Omega_s/\Omega=0$) B.R.S. ($N=3, \Omega_s/\Omega=-0.008$)
$D_3/D_2=1.075$	F.R.S. ($N, \Omega_s/\Omega$: Unknown)	B.R.S. ($N=2, \Omega_s/\Omega=-0.007$)
$D_3/D_2=1.100$	F.R.S. ($N=2$ or $3, \Omega_s/\Omega=0.008 \sim 0.02$)	B.R.S. ($N=3, \Omega_s/\Omega=-0.008$)

Fig. 13 Comparison between stability analyses and experiments. (a) $D_3/D_2=1.035$, (b) $D_3/D_2=1.075$, (c) $D_3/D_2=1.100$

あり、低流量側は振幅の大きい前まわりの旋回失速で失速セル数は2と3の2種類があり、伝ば速度比は0.008から0.02であった。

$D_3/D_2=1.035\sim1.100$ で観察された失速をまとめて表2に示す。交互翼失速は D_3/D_2 が小さく、ディフューザの圧力特性のこう配が零付近で発生する。また旋回失速は大きく分けて2種類に分類される。一つはすべての場合において発生した、 $\phi=0.03$ 以上での後まわりの旋回失速であり、ディフューザ圧力特性のこう配が零、または零付近の緩やかな負こう配となる領域で発生し、振幅は比較的小さい。もう一つの旋回失速は、 $D_3/D_2=1.075$ と $D_3/D_2=1.100$ において $\phi=0.03$ 以下で見られた振幅の大きい前まわりの旋回失速であり、ディフューザ圧力特性の右下がりこう配が強くなるところで発生している。また、前まわりの旋回失速が発生すると、ポンプ出口の圧力 ϕ は急激に低下し、圧力特性曲線は不連続となる。

5. 解析結果との比較

5.1 解析方法 実験で観察された後まわりの旋回失速が、解析でも存在するかどうかを調べるために、二次元線形安定解析を行った。解析方法は、辻本ら⁽⁹⁾ がふれまわり流体力の解析で用いた羽根数無限大のアクチュエータディスク理論を用い、解析におけるディフューザ出口/入口径比には実験でのディフューザ最大外径/入口径 $=1.268$ を仮定した。羽根車入口、出口、ディフューザ入口、および羽根なし領域での非定常速度を $\exp[j(\Omega_s t - N\theta)]$ の形に仮定し、羽根車、およびディフューザ内での損失として、流量の二乗に比例する流動損失と無衝突流入角からのずれに起因する衝突損失を仮定した。これら二つの損失係数を定めれば、羽根車、およびディフューザ圧力特性曲線が流量に関する二次曲線として決定される。また、オイラーヘッドには、滑りを考慮して羽根枚数7枚の特異点解析から得られた値を用いた。これらから非定常速度の複素振幅が求まるが、この振幅の発散を旋回失速の発生と考えた。

5.2 解析結果 図13の下二段に、解析に用いた特性曲線と実験の特性曲線を比較する。破線で示した実験の羽根車、およびディフューザの特性曲線は8流路の平均値をプロットし、二次曲線でカーブフィットしている。実験の特性曲線からは、 D_3/D_2 の拡大とともに、ディフューザ圧力特性曲線の極小点 ($d\phi_a/d\phi=0$) は高流量側に移動し、低流量側で右下がりこう配が強くなっていることがわかる。つまり、低流量側には不安定領域が存在し、その領域が D_3/D_2 の増加とともに

に高流量側に拡大している。

解析に用いた各特性曲線を実線で示す。本解析では不安定現象の発生と特性曲線のこう配が関連付けられているので、解析における特性曲線のこう配ができるだけ実験結果に一致するように、それぞれの D_3/D_2 における羽根車とディフューザの損失係数を決定した。解析に用いるディフューザの特性曲線を、流動損失と衝突損失で実験のディフューザ特性に定量的に一致させるのは困難であったが、図13中に示すように不安定領域でのこう配や、こう配が零となる流量を極力一致させた特性曲線を用いて解析した。図13の最上段に、実験での旋回失速の発生領域と伝ば速度比、解析での中立安定点と伝ば速度比を比較して示す。プロットした中立安定点より低流量側が不安定領域である。図13から、羽根車とディフューザの間隔が小さい場合は、伝ば速度比の絶対値は大きいですが、解析においても後まわりの旋回失速が発生することがわかる。 $D_3/D_2=1.035$ の場合は、解析結果の旋回失速はすべて後まわりであるが、 D_3/D_2 を広げると旋回失速の伝ば速度比は負から正へと変わり、その絶対値が小さくなっている。これは、羽根なし領域が増加することにより、ディフューザと羽根車の干渉が小さくなり、ディフューザ単独の旋回失速が発生しやすくなるためと考えられる。実験では、 D_3/D_2 の拡大とともに、前まわりの旋回失速が発生するようになるが、解析結果にも同様な傾向が見られ、解析の中立安定点は実験の旋回失速の発生点とほぼ一致している。

本実験で発生した旋回失速はいずれの場合も伝ば速度比が小さく、羽根車単独のものと思われるような、伝ば速度比が1に近い旋回失速は確認されなかった。これは、羽根車出口の静圧特性 ϕ_s に、明確な右上がりこう配が存在しないためと考えられる。また、伝ば速度比が小さいのは実験で用いたディフューザがリターンペーンと一体化しているために、ディフューザの慣性長さが長くなっていることがその一因と考えられる。

6. 結 言

D_3/D_2 の拡大とともにディフューザの圧力特性 ϕ_a が変化し、これに伴い発生する失速も変化した。交互翼失速は羽根車とディフューザの干渉が強く (D_3/D_2 が小)、 ϕ_a のこう配が零付近で発生した。また、本実験で観察された旋回失速は2種類に分類される。一つは $\phi=0.03$ 以上での、圧力振幅の比較的小さな後まわりの旋回失速であり、 ϕ_a のこう配が零、または零付近の緩やかな負こう配となる領域で発生する。もう一つ

は羽根車とディフューザの干渉が弱い場合 (D_3/D_2 が大), 低流量域の ϕ_d の右下がりこう配が強くなる付近で発生する, 圧力振幅の大きな前まわりの旋回失速である. 交互翼失速を含めたすべての失速は, ϕ_d の極小点付近で初生し, 右下がりこう配領域で発生していた.

以上より, 本実験で観察されたペーンドディフューザの不安定現象に対しては, 羽根車とディフューザの間隔が重要な役割を果たし, その程度によってディフューザの圧力特性が変化し, 従来から知られている旋回失速のほかに, 種々の現象が現れることがわかった.

本研究で可視化実験を行う際, 九州共立大学の宇野美津夫博士から可視化に関するご助言をいただいた.

ここに謝意を表する.

文 献

- (1) 宮江伸一・西田正人, 機講論, No. 723-2 (1972), 85-88.
- (2) Acosta, A. J., *Proc. 2nd Symp., Naval Hydrodyn.*, (1958), 533-557.
- (3) Hergt, P. and Starke, J., *Proc. 2nd Pump Symp.*, Houston., (1985), 67-75.
- (4) 高谷任人・ほか4名, 第23回ターボ機械講演会論文集, (1989), 93-98.
- (5) Nohmi, M. and Goto, A., *ASME, FEDSM 89-4857* (1998).
- (6) Eiese, K., ほか4名, *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **119** (1999), 968-977.
- (7) Sinha, M., ほか2名, *ASME, FEDSM 00-11241* (2000).
- (8) 吉田義樹・ほか3名, 機論, **56**-530, B (1990), 2991-2998.
- (9) 辻本良信・ほか2名, 機論, **54**-505, B (1988), 2266-2274.