ベーンレスディフューザの旋回失速の能動制御*

吉田 義樹^{*1}, 立石 智裕^{*1}
鶴崎 展^{*2}, 辻本 良信^{*1}

Active Control of Vaneless Diffuser Rotating Stalls

Yoshiki YOSHIDA, Tomohiro TATEISHI,
Hiromu TSURUSAKI and Yoshinobu TSUJIMOTO

Experiments were carried out to study the feasibility of active stabilization of vaneless diffuser rotating stalls. Pressure fluctuation at the diffuser inlet was monitored and used to control the rotating stall. A. C. control flow, which is produced by a loud speaker, was introduced into the diffuser at the diffuser inlet. It is shown that the rotating stall can be suppressed when the phase of the control flow has certain relation with the phase of the rotating stall. By considering the energy flux due to the A. C. control flow, it is shown that the rotating stall is suppressed when the control flow is in the phase such that the energy is subtracted out from the diffuser flow. Discussions are made on the relations between the energy flux and the amplitude of the pressure fluctuation due to rotating stall.

Key Words: Rotating Stall, Stability, Self-excited Vibration, Active Control, Vaneless Diffuser

1. 緒 言

遠心圧縮機のベーンレスディフューザに発生する旋回失速は、大きな圧力変動を伴うばかりでなく、場合によっては旋回失速に起因する流体力が軸を加振し、低周波振動を引き起こす場合もある⁽¹⁾。このため旋回失速の発生限界の予測⁽²⁾⁽³⁾や、発生点を小流量側にずらすための多くの研究がなされてきている⁽⁴⁾。

また旋回失速の発生機構については、Jansen⁽⁵⁾は二次元ポテンシャル流れの線形安定解析より内向き流れが不安定になることを示し、壁面境界層内逆流と関連付けている。また Abdelhamid⁽⁶⁾や Moore⁽⁷⁾は線形化したオイラー式を積分することにより外向き流れでも不安定が生じ得るとしている。辻本⁽⁸⁾らは羽根車からの流出渦を考慮した解析により、流出渦がディフューザ内で特定の配列をなすとき、外向き流れでも不安定が生じることを示し文献(6)、(7)と等価な結果を得ている。実験的には旋回失速の初生流量が逆流流量に近いことは調べられているが、前述の不安定が実験で

見られるような強い安定した旋回失速の主因となり得るのか、またこのような不安定が何とバランスして振幅が決まるのかなど、発生機構そのものを十分説明するに至っていない。

一方、ターボ機械においても最近、アクティブ制御により、サージや旋回失速の不安定現象を改善しようとする試みがなされつつあり、Paduand⁽⁹⁾らは前置静翼をサーボモータでアクティブ制御することにより、軸流圧縮機の旋回失速の発生限界を改善している。しかし、遠心圧縮機のベーンレスディフューザにおいては、静的な機構によって旋回失速を抑制したもの⁽¹⁰⁾はあるが、能動的にこれを制御した例は今まで見あたらない。

本研究ではベーンレスディフューザの旋回失速を対象として、これに能動制御を加えることにより、その抑制効果を調べるとともに、旋回失速の特性を、エネルギー収支の面から明らかにすることを目的としている。

実験は簡単な二次元モデルの遠心羽根車とベーンレスディフューザを用いて、旋回失速のセルの旋回周波数の圧力信号をインプットとして、位相と利得を調整し、スピーカを用いて制御流をベーンレスディフューザ入口にフィードバックさせる方法で行った。位相お

* 平成3年11月17日 関西支部第250回講演会において講演、原稿受付 平成4年3月23日。

^{*1} 正員、大阪大学基礎工学部 (〒560 豊中市待兼山町1-1)。

^{*2} 正員、福山大学工学部 (〒729-02 福山市東村町字三蔵985)。

よび利得を変化させることにより、制御流がする仕事と旋回失速の抑制効果とを関連付けて検討していく。

2. 記 号

A. R : 振幅比

E : 制御流のする仕事 [式(1)]

G : 利得

L : 羽根車の空気動力

n : 旋回失速セル数

p : 静圧

q : 制御流流量

r : 半径

T : 周期

t : 時間

u : 羽根車出口周速

Δv : 変動速度

β : 羽根角

θ : 位相角

ρ : 密度

ϕ : 流量係数 (羽根車出口における径方向速度/羽根車出口周速)

ψ : 圧力係数 $= p/\rho u^2$

$\Delta\psi$: 圧力変動係数 $= \Delta p/\rho u^2$

ω : 圧力変動の角振動数

Ω : 羽根車の回転角速度

添 字

1: 羽根車入口

2: 羽根車出口

3: ディフューザ入口

4: ディフューザ出口

a : 空気室

d : ディフューザ

3. 実験装置と測定方法

3.1 実験装置 図1に実験装置の概略図を示す。試験流体は空気であり、流れは流量測定用ノズル①、流量調整用ブースタファン②と流量制御バルブ③、そして整流装置④を通過し、内径 $d=40$ mm のパイプを通過して羽根車⑤に導かれ、ペーンレスディフューザ⑥を通過して大気へ出る。整流装置は羽根車の上流 $4.06d$ に、入口圧力 p_1 の測定孔は羽根車入口から $2.22d$ 上流に設けられている。

ペーンレスディフューザ⑥の上下壁の内側には、後で述べる能動制御のための空気室⑦が設けてあり、ペーンレスディフューザ入口部分の壁の一部は多孔板となっていて、空気室とディフューザの間に自由に空気

が出入りできる構造となっている。一方制御を行うために、外部にはスピーカ⑨(直径 300 mm)が設けてあり、このスピーカ前面を密閉室として硬質ビニールチューブ⑩で空気室と接続している。したがってスピーカを駆動すると、流体は前述の多孔板を通過してディフューザと空気室の間を出入りすることになる。この流れを制御流と呼ぶ。なお羽根車の回転数はモータ⑧の軸に取付けた光電式のピックアップからデジタルカウンタで読取った。試験回転数は本試験を通して 3000 ± 10 rpm に調整した。

3.2 羽根車 羽根車は羽根角 $\beta=20^\circ$ 、内外径比 $r_1/r_2=0.5$ の二次元対数らせん羽根であり、その形状と主要諸元を図2、表1に示す。なお羽根車とケーシングのすきまは、漏れ流れを極力少なくするため 0.05 mm 以下に調整した。

3.3 ディフューザ ディフューザは内外径比

表 1 羽根車の主要諸元

Inlet radius	r_1 [mm]	25
Outlet radius	r_2 [mm]	50
Impeller width	b [mm]	10
Vane angle	β [°]	20
Number of vanes	Z	7

図 1 実験装置概略図

図 2 羽根車

$r_4/r_3=1.80$ であり、その主要諸元を表 2 に示す。図 3 に示すようにペーンレスディフューザ上下壁内側には、 60° ごとに独立した扇形の空気室(深さ 5 mm)がある。そして図 3(a)に示すように旋回失速のセル数が 3 個の場合には、等間隔に 3 個の空気室を、旋回失速のセル数が 2 個の場合には図 3(b)に示すように、等間隔に 2 個の空気室をスピーカと接続して用いることにした。この場合他の空気室とディフューザとは完全に遮断されている。

制御に使用する空気室のディフューザ側壁面は、半径位置 $r/r_2=1.11\sim 1.31$ の扇形の部分が先に述べたように孔径 0.55 mm、ピッチ 1.1 mm(開孔比 23%)の多孔板で構成されており、この孔から制御流が出入りする。また上側のディフューザの壁面上 $r/r_2=1.04$ の位置には 30° ごとに 12 個の圧力測定孔を設けてあり、羽根車出口の静圧 p_2 はこの中の 90° ごと 4 孔の平均

表 2 ディフューザの主要諸元

Inlet radius	r_3 [mm]	50.5
Outlet radius	r_4 [mm]	91
Diffuser width	b [mm]	12

図 3 ディフューザ構造図

圧力を傾斜管マノメータを用いて計測した。またセル数 n と旋回速度比 $\omega/n\Omega$ の決定のためには、圧力変換器でこのうち 2 箇所の孔を用いて圧力変動を測定した。

3・4 制御方法と測定方法 図 4 は能動制御系と測定系を示している。まず制御系について述べる。ディフューザの入口 $r/r_2=1.04$ に設置された圧力孔で測定したディフューザの圧力変動 p_d を圧力変換器で電気信号に変換し、DC アンプで増幅する。バンドパスフィルタで旋回失速の周波数を含む $1\sim 30$ Hz の信号を取り出して、ディレイ装置を通すことにより遅れ時間を設定した。その信号をアンプで増幅し、スピーカを駆動して作った制御流を、空気室から多孔板を通してディフューザ内に出し入れして旋回失速を制御した。制御に使用する複数の空気室には、1 個のスピーカから同じ長さのビニールチューブで、位相を同一として制御流を送っている。

制御流の流量を直接測定することはできないので、空気室のほぼ中央 $r/r_2=1.44$ に圧力孔を設け圧力変換器で空気室の圧力 p_a を測定した。これとディフューザの圧力 p_d との圧力差から、あらかじめ静的に検定した流量係数を用いて制御流流量を準静的に算出した。

また以下に述べる、ディフューザの圧力変動 p_d と空気室の圧力変動 p_a の位相は、注目する旋回失速の圧力変動周波数について、両者を同一周方向位置で測定した場合の位相差を言うことにする。実際の測定においては、ディフューザの圧力変動の測定は、制御流の影響を避けるためにセル数 2 個のときには空気室の圧力変動測定位置より旋回失速の旋回方向下流側に 105° 、セル数 3 個の場合には同じく 45° 下流側に変換器を設置して測定を行った。したがって位相は旋回失速の変動周波数と旋回速度をもとに、先に定義した関係になるように換算して示す。

図 4 制御、計測システム図

4. 実験結果および考察

4・1 制御なしの場合 まず制御をかける前に、ディフューザの壁をふさいだ状態と、制御はかけないが、ディフューザと空気室の壁の一部を先に述べた多孔板とした状態で、静圧性能と旋回失速を調べた。

図5に空気室がない場合の羽根車出口(p_2-p_1)とディフューザ出口(p_4-p_1)の静圧性能を示す。次に既報(11)と同様にディフューザ入口の圧力測定孔2箇所の圧力変動を同時に測定し、応答関数で調べた旋回失速の結果を図6に示す。セル数3個が $\phi=0.11$ 付近から、さらに低流量で $\phi=0.0$ までセル数2個の旋回失速が発生している。旋回速度比は $\omega/n\Omega=0.1\sim0.15$ であり、低流量になるにしたがって大きくなる。このときのディフューザ入口($r/r_2=1.04$)の圧力変動スペクトルとディフューザ出口で熱線流速計で測定した速度変動のスペクトルを図7に示す。いずれも旋回失速の変動周波数のものが他に比べて卓越していることがわかる。これらはディフューザに起因する旋回失速⁽¹¹⁾であり

本実験では羽根車に起因する旋回失速は観測されなかった。

次にこれらの旋回失速周波数成分の変動速度場を、熱線流速計で計測した⁽¹²⁾。計測はディフューザ高さの中央で行い、1計測点について128回の平均化処理を行った。流量係数 $\phi=0.0, 0.09$ における旋回失速の変動速度ベクトルを図8に示す。いずれも旋回失速が発生している様子がわかる。

次に制御はしないが、空気室を3個[図3(a)]とし、ディフューザと空気室の間の一部に多孔板を設けた場合の静圧性能と旋回速度比を先の場合と比較して図5, 6に示す。両者とも空気室をふさいだ場合とほとんど差がない。同様に旋回失速の変動周波数の圧力振幅値を比較したものを、図9に示すが、空気室を付けた場合には若干振幅値が小さくなっている。このことについては4・3節で述べる。また4・2節で述べる制御をかけた場合の性能は、この状態と比較する。

4・2 制御した場合 旋回失速が発生している全領域で制御効果は認められたが、ここではセル数3個

図5 静圧性能(制御なし)

図6 旋回速度比

図7 旋回失速の変動スペクトル(制御なし)

図8 旋回失速周波数の変動速度ベクトル(制御なし)

については $\phi=0.09$ で、またセル数 2 個については $\phi=0.0$ で制御した場合の結果について述べる。また制御流はディフューザ上下壁同時に、もしくは上、下壁いずれから出し入れしても、ほぼ同じ結果が得られたので、以下にはディフューザ下壁から出し入れした場合についてのみ記す。

図 10 にアンプのボリュームを一定にしたまま空気室の圧力変動の位相を変えていった場合の、ディフューザ入口での圧力変動のスペクトルとディフューザ出口での速度変動のスペクトルの変化を示す。前述のように位相は旋回失速の圧力変動周波数成分について、ディフューザの圧力変動 p_d に対する空気室の圧力変動 p_a の位相 θ を言う。位相 $\theta=0^\circ$ 付近では圧力変動、速度変動ともに旋回失速の周波数のピーク値は増大するのに対して、 $\theta=-180^\circ\sim-240^\circ$ ではピーク値は減少している。このように旋回失速の変動が抑制されている場合のディフューザ内の変動速度ベクトルを、4・1 節と同様にして計測したものを図 11 に示す。本制御法は圧力変動をインプットとしてフィードバックするものであるが、図 11 に示すように速度場においても流れ場全体で旋回失速特有の速度変動のパターンは消滅している。これは制御時には単に非制御時の流れ場に制御によるじょう乱が線形的に重畳され、変動分が相殺されたものでなく、制御により流れ場自体が変化したことを表している。図 12 にはこのような制御効果が顕著な場合の、各流量に対する圧力変動のスペクトルと、そのときの静圧性能を示すが、いずれの流量においても、制御は有効に作用している。しかし静圧性能は制御なしの場合とほとんど差がなく、旋回失速による圧力損失を改善するまでには至っていない。

このように旋回失速による卓越した圧力変動、速度変動は本制御法により抑制されているが、図 9 に示す

ように旋回失速を含む 1~50 Hz の周波数バンドで圧力変動のオーバオール値を見た場合、制御のあり、なしでさほど差がない。これは本実験では、図 10 からわかるように制御下では旋回失速の周波数以外の広帯域周波数成分がかえって増大しているためであり、ディフューザの失速自体は、完全には抑制されていないことを示している。

次に位相と利得を変えて、圧力変動のピーク値の制御効果(振幅比 $A.R$ で示す)を調べたものを図 13 に示す。ここで利得 G とは、旋回失速の変動周波数と同じ周波数の空気室圧力の振幅ピーク値をディフューザ

(a) 圧力変動 ($\phi=0.09$)

(b) 速度変動 ($\phi=0.09$)

図 10 位相 θ を変化させた場合の変動スペクトル

図 9 圧力変動振幅値の比較

→ $v/u_2=0.1$

(a) $\phi=0.0$

→ $v/u_2=0.1$

(b) $\phi=0.09$

図 11 旋回失速周波数の変動速度ベクトル(制御あり)

の振幅ピーク値で除して dB 表示したものを言う [$G = 20 \log_{10}(p_a/p_d)$]. また振幅比 $A.R$ は制御した場合のディフューザの圧力変動の振幅ピーク値を, 制御しない場合のそれで除したものを言う [$A.R = p_d(\text{制御あり})/p_d(\text{制御なし})$]. 図 13 より位相については $-120 \sim -240^\circ$ の範囲が, 利得については高いほうが抑制効果大きい, 利得が 0 dB 以下であっても抑制効果

が認められることが興味深い。

4.3 制御流のなす仕事からの考察 4.2 節の実験結果より制御原理について考察する。本制御法では, スピーカを駆動することにより, 空気室から多孔板を通してディフューザ内に制御流が出入りする。この制御流がディフューザの流体にする仕事

$$E = \frac{1}{T} \int_0^T p_d(t) \times q(t) dt \dots\dots\dots (1)$$

を考える。

ここで q は, 測定されるディフューザ圧力 p_d と空気室圧力 p_a の圧力差と, 静的に検定された多孔板の流量係数より準静的に算出する。またディフューザ圧力と流量の位相差は, 熱線流速計で多孔板から流入流出する流速と圧力差の位相差を測定し, これを用いて補正した。図 13 に示すハッチングの範囲は上述の計算方法で位相差 θ と利得 G から計算される $E > 0$ となる範囲を示している。これを見ると実際に制御をかけた場合の計測点は, 限界線 ($E=0$) を境に抑制側と増大側にほぼ区分けできている。同様に実験で位相と利得を変えた場合の p_d と p_a の測定値から上述の方法でおのおのについて E を計算し, 振幅比 $A.R$ との関係を図 14 に表す。図 14 より E が負の場合, つまり制御流がディフューザの圧力変動に対して仕事をされる側にある場合は抑制側, 逆に仕事をする側にある場合は, 圧力振幅の増大側にあることがわかる。

いまここで, 旋回失速を一種の自励振動と考えると, 旋回失速に対して供給されるエネルギーと, 旋回失速によって消散するエネルギーが振幅の関数であり, 非制御時にはこれらがバランスするよう振幅が決まる ($A.R=1.0, E=0.0$)。しかし制御をかけることにより制御流が新たに流動系からエネルギーを抽出すると, 供給されるエネルギーはこの分だけ減少したことと同じになり, これに見合ったエネルギー消散量を与える

(a) 静圧性能

(b) 圧力変動

(c) 速度変動

図 12 静圧性能および圧力変動スペクトル(制御あり)

図 13 利得 G , 位相 θ を変えた場合の制御効果 ($\phi=0.09$)

振幅まで圧力変動は小さくなる。図 14 の $A.R < 1.0$ の E の傾向が示すように、この場合わずかなエネルギーをとることで振幅は大きく変わり得る。また $A.R=0$ から 1.0 まで E は非常に小さい負の値であるが、 $A.R=1.0$ からは $A.R$ が増大するために必要な E は正側に急増している。このことから旋回失速に供給されるエネルギーと、旋回失速によって消散するエネルギーのバランスには振幅の依存性が極めて高く、バランス点付近では、振幅の増大に対して消散するエネルギーが急増すると考えられる。したがって、本制御法で制御をかけて、振幅が小さいところに落ち着くと、これを持続させるために必要な制御流がなす負の仕事は極めて小さく、実験では羽根車の空気動力 L の約 0.1% 以下であった。

以上の考察により、本制御法では制御流がディフューザの圧力変動に対してなす仕事が負になる位相と利得のときに旋回失速は抑制され、これは制御流が旋回失速のエネルギーの消散量を増加させているためであるとみなすことができる。

また、図 13 の結果が示すように利得が 0 dB 以下であっても抑制側にあり、このことは空気室のみでスピーカを駆動しない場合でも、旋回失速の圧力変動のピーク値が若干小さくなっていたこと、図 9 と対応している。つまり適当な容積があつて、位相を調整できれば旋回失速を抑制できることを意味しており、パッシブコントロールの可能性をも示唆している⁽¹³⁾。

5. 結 論

ペーンレスディフューザの旋回失速の圧力信号をスピーカを用いて、ディフューザ入口に出入りする制御流にフィードバックする能動制御の実験を行った。その抑制効果をエネルギー収支の面から検討した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 能動制御を加えることにより、旋回失速の卓越した周波数成分の圧力振幅を、1/10 以下に抑制することができた。またディフューザ内全体で、速度の変動成分についてもこの周波数成分の変動は抑制されている。

(2) しかし圧力変動をオーバオール値で見た場合、制御あり、なしの場合でその差は小さく、ディフューザの失速自体を完全に抑制するまでには至っていない。

(3) 制御流とディフューザの圧力変動の位相関係より、制御流がディフューザの圧力変動に対して、負

図 14 制御流のなす仕事 E と振幅比 $A.R$ の関係 ($\phi=0.09$)

の仕事をするときに、旋回失速を抑制する効果が現れ、逆に正の場合には旋回失速の圧力変動を増大させることがわかった。

(4) 制御流がなす仕事と、旋回失速の圧力変動の増減関係から、旋回失速に供給されるエネルギーと旋回失速によって消散されるエネルギーは振幅に対する依存性が高く、バランス点付近では消散するエネルギーが振幅の増大とともに急増することがわかった。

(5) このため制御が有効に作用し振幅が小さくなると、これを持続するのに必要な制御流がなす負の仕事は非常に少なくてすみ、羽根車の空気動力の約 0.1% 以下であった。

本研究は平成 2 年度科学研究費によるものである。研究遂行上、卒研究生として実験に労を惜しまぬ協力をいただいた大久保義行氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Kaneki, T. and Eino, T., *Hitachi Rev.*, **28**-6(1979), 327.
- (2) 霧崎・今市・三宅, 機論, **52**-480, B(1986), 2930.
- (3) Kinoshita, Y. and Seno, Y., *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **107**-2(1985), 514.
- (4) 西田・ほか 3 名, 機論, **54**-499, B(1988), 589.
- (5) Jansen, W., *Trans. ASME, J. Basic. Eng.*, **86**-4(1964), 750.
- (6) Abdelhamid, A. N., *ASME Paper*, 80-GT-184(1980).
- (7) Moore, F. K., *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **111**(1989), 442.
- (8) 辻本・Acosta・Brennen, 機論, **52**-483, B(1986), 3747.
- (9) Paduand, J., ほか 3 名, *ASME Paper*, 91-GT-88(1991).
- (10) Abdelhamid, A. N., *Can. Aeronaut. Space J.*, **29**-4(1983), 336.
- (11) 吉田・ほか 3 名, 機論, **56**-530, B(1990), 2991.
- (12) 霧崎・今市・鍛冶野, ターボ機械, **12**-6(1984), 323.
- (13) Amann, C. A., Nordenson, G. E. and Skellenger, G. D., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **97**(1975), 329.