軸流圧縮機の旋回失速初生に及ぼす動翼先端隙間の影響*

吉田進一^{*1}, 井上雅弘^{*2}, 九郎丸元雄^{*3}
堂免弘樹^{*4}, 古川雅人^{*2}

The Effect of Rotor Tip Clearance on Stall Inception in an Axial Compressor

Shinichi YOSHIDA, Masahiro INOUE^{*5}, Motoo KUROUMARU,
Hiroki DOUMEN and Masato FURUKAWA^{*5} Department of Mechanical Engineering Science, Kyushu University,
6-10-1 Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka, 812-8581 Japan

The effect of tip clearance on the transient process of rotating stall evolution in the axial compressor stage with three stator-rotor gaps was investigated experimentally by the pressure traces on the casing wall. The measurement of the pressure field on the casing wall covering the rotor and the velocity distribution behind the rotor with a slanted hot wire were performed near the stall point to clarify the effect of the rotor tip clearance on the flow field. In the case of small clearance, the stall evolution depends on the stator-rotor gap. However, in the case of large clearance, there is little difference of the stall evolution among three gaps. From the measurement of the pressure and velocity field near the stall point, it seems that breakdown of tip leakage vortex occurs in the case of large clearance for three different gaps. It is supported from the axial velocity distribution at the rotor exit. From the pressure field traces just before the stall, we can find the distinctive flow phenomenon like rotating instability which was found previously by März, et al. The tip vortex plays a very important role for stall inception.

Key Words: Fluid Machinery, Rotating Stall, Turbomachinery, Compressor, Cascade, Experimental Study, Fluctuating Pressure, Pressure Distribution

1. 緒言

動翼先端隙間から巻き上がる流れは、圧縮機性能に大きな影響を及ぼすことが知られ、特に翼先端隙間が失速形態に及ぼす影響については、Day⁽¹⁾, Silkowski⁽²⁾およびMcDougall⁽³⁾によって研究がなされている。最近、März⁽⁴⁾らが高スタガ角の低速単段軸流圧縮機において翼先端隙間を大きくしたとき、失速点近くで動翼の回転と異なる速度で旋回する擾乱(旋回擾乱)が現れることを報告している。

また数値計算の結果により翼先端隙間流れは旋回失速発生メカニズムに深く関与していることが明らかとなっている。すなわちHoyingら⁽⁵⁾はスパイク型失速初生時に翼端漏れ渦が動翼列の上流側へと吐き出されることを示し、古川ら⁽⁶⁾は軸流圧縮機の失速点近傍での異常流動現象は翼端漏れ渦の崩壊によるもの

であることを示している。このように漏れ渦と軸流圧縮機の失速形態とは非常に密接な関係があるが、いまだその詳細な関係は実験的に確認されていない。

ところで著者らは、多段圧縮機の間段を模擬した低速回転圧縮機試験装置において動翼とその前方の静翼との間隔を変えることにより、失速形態が変化することを明らかにした⁽⁷⁾。そこで、本研究ではこれら各々の静・動翼間隔について、翼先端隙間が失速形態に及ぼす影響を調査した。動翼前縁近傍のケーシング壁面に埋設した圧力センサから得られる圧力変動波形によって旋回失速成長過程を調べ、さらにその違いを詳細に調査するために失速点近傍における動翼ケーシング壁面の圧力分布測定、および定温度型単一傾斜熱線流速計を用いて動翼後方における内部流動測定を行い、失速形態の差違について考察した。

2. 実験装置及び計測方法

2・1 実験装置 本実験装置の試験部概略図を図1に示す。装置は圧縮機の間段を模擬するため、

* 原稿受付 2002年7月4日。

^{*1} 正員, 九州大学大学院工学府博士課程(〒812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1)。^{*2} 正員, 九州大学大学院工学府。^{*3} 正員, 九州大学大学院工学府。^{*4} 三菱自動車工業(株)(〒444-0908 岡崎市橋目町字中新切1)。

E-mail: ino@mech.kyushu-u.ac.jp

動翼と同一の流出角分布を有する入口案内翼, 前置静翼, 動翼, 後置静翼, および軸方向流出のための出口案内翼により構成されている. 動翼直径は449mm, 動翼と後置静翼を組み合わせた段落の設計圧力係数は0.43, 設計流量係数は0.5で, 動, 静翼の枚数はそれぞれ24, 22枚である. 動翼は静翼流出角一定の設計渦形式を有し, 平均半径での反動度は50%である. ケーシングは二重円筒式で, 内ケーシングを交換することにより, 翼先端隙間比 (隙間/翼先端弦長) を $\tau=1\%$ (隙間0.5mm) と3%(隙間1.5mm) に変化させた. また, それぞれについて前置静翼と動翼の軸方向距離を3通り変化させて実験を行った. この間隔を動翼先端の軸方向弦長で無次元化するとそれぞれ $\sigma=1.203$, 0.747および0.352となり, 以下ではこれらの値を小数2桁までとって表示する. 実験装置および動・静翼の詳細は文献(8)に記している.

2・2 計測法 実験は動翼回転数1300rpmで行った. 測定は圧力センサによる圧力変動測定, 及び熱線による内部流動測定とも周期的多点抽出法⁽⁹⁾により動翼の回転に同期してデータをサンプリングし, 測定点は周方向に600点とした.

ケーシング壁面圧力変動の測定では, 高応答圧力センサ(Kulite XCS-062)を動翼前縁より4.1mm上流の壁面に周方向に8カ所埋設し, 流量調整用補助送風機の回転数制御により失速点近傍で流量を徐々に減じて圧力波形の時系列データを取得する. その際, 圧力波形に翼通過周波数の1/4のローパスフィルターをかけ, その出力によって失速の初生を検知し, 失速検知後は補助送風機の回転数を一定に保つように制御している.

一方, 壁面圧力分布測定では, $\sigma=1.20$ に対しては図2で示すように圧力センサを動翼前縁29.1mm上流から5mm間隔で軸方向に16カ所埋設して計測を行い, $\sigma=0.35$ に対しては動翼前縁4.1mm上流から5mm間隔で軸方向に14カ所埋設し, 計測を行った.

単一傾斜熱線流速計を用いた動翼下流の速度場計測では, 図2で示すように動翼後縁から8mm後方において動翼後縁と平行に半径方向にトラバースさせ, ハブ及びケーシング壁面近傍を密に17点測定を行った. 各測定点において, 熱線プローブ軸を -54° から 162° まで17通り回転させて積算数512の平均出力を求め, 有効な15方向の出力平均値を取って熱線の検定曲線から得られた測定方程式を最小二乗法で解き, 速度ベクトルを求めた.

Fig.1 A schematic view of test section.

Fig.2 A schematic view of measuring location.

3. 圧力-流量特性

図3(1)に動翼と後置静翼を組み合わせた圧縮機段落の圧力-流量特性を $\tau=1\%$ と3%の $\sigma=1.20$ に対して示す. $\tau=3\%$ の場合 $\tau=1\%$ と比較して全体的に圧力上昇が低く, 最高圧力上昇点近傍では, $\tau=1\%$ の場合に左上がりの勾配であるのに対し, $\tau=3\%$ ではわずかながら左下がりの勾配の領域が見られる. また, 失速による圧力および流量ジャンプの開始点は $\tau=3\%$ の方が早く, $\tau=1\%$ の場合には大きなジャンプ(点A→B)が始めにみられるが, $\tau=3\%$ の場合にはこのジャンプ(点a→b)が小さい.

前置静翼と動翼の間隔が小さい $\sigma=0.75$ および0.35でも $\sigma=1.20$ と同様な傾向が見られる. 図3(2)及び3(3)に示すように, いずれの場合も $\sigma=1.20$ と同様にこの流量域での圧力上昇が $\tau=3\%$ の方が $\tau=1\%$ より低く, 圧力・流量ジャンプの開始点は早い. また $\tau=3\%$ の場合には失速検知後の圧力・流量のジャンプはほとんどなく, 図の点cまで流量ジャンプ無しに運転することができ

Fig.3 Pressure-rise characteristics of compressor stage

4. 旋回失速セルの成長過程

4・1 $\sigma=1.20$ における圧力波形の成長過程

4・1・1 翼先端隙間 $\tau=1\%$ 動翼前縁から上流4.1mmの圧力センサーにより、図3(1)のアルファベット記号で示した各流量域で測定した圧力波形を図4に示す。図中の細線で示された波形は生データであり、太線は翼通過周波数を除くためのローパスフィルタを通した波形である。横軸の目盛は動翼一回転に相当する。

設計点から徐々に流量を絞ると図3(1)の点Aで一つのスパイク型の小スケール擾乱が発生し、その後、その数を増やしながら流量は点Bまで自然に減少する。そして、区間B-Cでは同じ波形が持続する小スケール多重セル型の旋回失速状態(マイルド失速)となる⁽¹⁰⁾。この時の失速セルの数は5個で安定している。さらに点Cまで流量を絞ると流量は再び自然に減少しはじめ、それとともに図4(3)のように小スケール擾乱が上下に大きく揺動しながら一つの大スケール旋回失速セルへと成長し、点Dに至ってディープ失速状態となる。

4・1・2 翼先端隙間 $\tau=3\%$ 図5に $\sigma=1.20$ の

$\tau=3\%$ の場合について図3の小文字のアルファベット記号で示した各流量域に対応する圧力波形を示す。この場合は流量を徐々に絞ると点a近傍で図6(1)のように小スケール擾乱が時折発生するのが確認され始める。しかし、 $\tau=1\%$ の場合のようにその数が増えることもなく、減衰して消滅し、その後もこのような発生と消滅を繰り返す状態が観察される。また流量は自然に減少することなく、ほぼ一定の値をとり、さらにこの点aよりも高い流量で同様な小スケール擾乱が時折

Fig.4 Pressure trace at each flow-rate coefficient ($\sigma=1.20$, $\tau=1\%$) Fig.5 Pressure trace at each flow-rate coefficient ($\sigma=1.20$, $\tau=3\%$)

発生する場合も存在するため、擾乱が発生し始める点、すなわち失速点を決定するのは困難である。

これより流量を絞るにつれて、小スケール擾乱の数は増え、点bに至ると周方向全体に広がる。この間、こ

れら一つ一つの擾乱は非常に不安定で成長と減衰を繰り返し、数を特定することはできない。

さらに流量を絞ると次第に小スケール擾乱は安定し始め、点cに至ると7個の小スケール擾乱が安定して旋回するマイルド失速状態となる。

さらに流量を絞ると $\tau=1\%$ とほぼ同様な変化過程を経て大スケール失速セルが形成され、ディープ失速状態へ至る(図省略)。

4・2 $\alpha=0.75$ における成長過程

4・2・1 翼先端隙間 $\tau=1\%$

$\tau=1\%$ の場合には失速初生は $\alpha=1.20$ の場合と同様、点Aで小スケール擾乱が一つ発生して流量の減少とともにその数が増加してゆくが、 $\alpha=1.20$ のBC区間のように大きく発達してマイルド失速状態に落ち着くことはなく、成長と減衰を繰り返して図6に示すような波形を形成し、その後、動翼20回転ほどで大スケール失速セルが現れ図4(3)に示すように連続的にディープ失速状態へと移行する。

4・2・2 翼先端隙間 $\tau=3\%$

$\tau=3\%$ の場合には傾向は $\alpha=1.20$ の $\tau=3\%$ とほぼ同一で(図5(1)参照)、点a近傍で小スケール擾乱が発生と消滅を繰り返す状態が観察され、さらに点bまで絞ると小スケール擾乱が全周へと広がる。この場合も点aより高い流量で時折擾乱が発生する場合も確認されるため、失速点を明確に決定することができない。さらに点cまで絞ると図7に示すように小スケール擾乱は約10個となり比較的安定して旋回する。但し、 $\tau=3\%$ の $\alpha=1.20$ の場合と比較すると(図5参照)、圧力波形は図7に示すように不均一であり、小スケール擾乱の数も不安定で変動するのが確認されている。

さらに流量を絞ると $\alpha=0.75$ の $\tau=1\%$ の場合と同様な過程を経てディープ失速へと至る。

4・3 $\alpha=0.35$ における成長過程

4・3・1 翼先端隙間 $\tau=1\%$

図8に $\alpha=0.35$ の $\tau=1\%$ の場合の圧力波形を示す。この場合はこれまでの他の失速形態とは異なり、図3(3)のAで失速初生時にモデル型の大スケール変動が発生し、これが次第に強くなりながら連続的に大スケール失速セルが形成され、ディープ失速へと至る。

4・3・2 翼先端隙間 $\tau=3\%$

図9に $\alpha=0.35$ の $\tau=3\%$ の場合の圧力波形を示す。他の静翼-動翼間距離における $\tau=3\%$ の場合と傾向は類似しており、点a付

Fig.6 Pressure trace at $\phi = 0.336$ ($\sigma = 0.75$, $\tau = 1\%$)

Fig.7 Pressure trace at $\phi = 0.310$ ($\sigma = 0.75$, $\tau = 3\%$)

Fig.8 Pressure trace between A and D ($\phi = 0.341 \sim 0.293$) ($\sigma = 0.35$, $\tau = 1\%$)

(1-1) Pressure trace at point b ($\phi = 0.341$)

(1-2) Pressure trace at point b ($\phi = 0.341$)

(2) Pressure trace at point c ($\phi = 0.326$)

Fig.9 Pressure trace at each flow-rate coefficient ($\sigma = 0.35$, $\tau = 3\%$)

近で小スケール擾乱が発生と消滅を繰り返す状態となり、これまでと同様な理由から失速点を決定するのは困難である。また、 $\tau=1\%$ の時のように失速前にモデル型の大スケール変動は確認されなかった。

その後流量を絞るにつれて次第に小スケール擾乱の数が増加し、点bまで流量を絞ると図9(1-1)のように全周へ広がる。しかし、場合によっては図9(1-2)に示すような小スケール擾乱が密集した領域と翼が正常に作動した領域とに分かれた状態も観察される。

この状態から僅かに流量を絞ると、図9(1-2)の状態がさらに発達して大スケール失速セルが形成され、ディープ失速状態へと至る。但し、非常に希な場合にはさらに低い流量域で図9(2)のようにセル数13個のマイルド失速状態が観察されることがあった。しかし $\alpha=0.75$ の $\tau=3\%$ の時と同様、小スケールの圧力波形はかなり不均一で、一つ一つのセルが不安定である。

以上、要約すると、 $\tau=1\%$ の場合には前報⁷⁾で詳述したように静翼と動翼の間隔によって旋回失速の成長過程は著しく異なる。この結果はGong⁽¹¹⁾らの擾乱を翼力欠損で表した翼力欠損モデルによる安定解析結果と一致する。すなわち、静翼-動翼の間隔が大きい場合には、小スケール擾乱が発生しやすいが、静翼-動翼の間隔が小さい場合には小スケール擾乱の発達が抑制され、大スケール擾乱が先に発達する。一方、

$\tau=3\%$ の場合には、静翼－動翼の間隔によって失速の成長過程はほとんど変化せず、その挙動はSilkowski⁽²⁾が4段軸流圧縮機において後段の3段の失速を静翼のスタガ角を増加させることによって意図的に遅らせたときに、初段の動翼で見られる旋回失速の成長過程と類似している。

5. 失速点近傍における翼先端隙間の変化による流れ場への影響

失速形態に及ぼす翼先端隙間の影響をさらに詳細に調査するために、失速直前の流れ場においてケーシング壁面の圧力分布測定、および熱線流速計を用いた動翼下流における内部流動測定を行った。以下に $\sigma=1.20$ を中心にその結果を示す。

図10に周方向の各測定点において512点分のデータをアンサンブル平均した圧力分布図を示す。図では設計点($\phi=0.50$)および失速直前の流量($\phi=0.34$)に対する圧力分布図が描かれている。ここで圧力は次式で無次元化されている。

$$C_p = (\bar{P}_w - P_{01}) / (\rho u_t^2 / 2)$$

ここで $\bar{P}_w$: 壁面圧力, P_{01} : 吸込全圧, ρ : 密度,

u_t : 動翼先端周速, $-$: 平均値,

図中ではこの無次元値を右方のグレースケールバーで表示している。 $\tau=1\%$ と $\tau=3\%$ を比較すると、 $\tau=3\%$ の場合は設計点および失速直前においても、翼背面から圧力の谷が下流にのびているのが観察されるが、 $\tau=1\%$ では設計点でわずかに見られる程度である。圧力の谷は翼端漏れ渦の巻き上がりによるため⁽¹²⁾、 $\tau=3\%$ では $\tau=1\%$ と比較して翼端漏れ渦が強く巻き上がっていることが推測される。圧力の谷が明確な $\tau=3\%$ では流量減少とともに漏れ渦の中心の始まる点が翼前縁付近へと移動し、同時に漏れ渦中心の軌跡も

次第に周方向へと傾いている。さらに設計点に比べ、失速直前では圧力の谷が浅くなり、翼間流路後半部においては消滅している。一方 $\tau=1\%$ では失速点近傍の $\phi=0.34$ においては翼負圧面最小圧力点近傍でわずかに圧力の谷が存在する程度で、漏れ渦はたとえ生成されても翼間流路内で成長することなく、拡散しながら流出するものと思われる。

図11には動翼後縁から8mm下流における断面上で熱線流速計により測定した各流量における二次流れベクトル線図を示す。二次流れベクトルは、設計流れに垂直な成分として定義されている。縦軸は動翼のスパン方向を示しており、半径 r を動翼先端半径 r_t で無次元化して表示し、0.7がハブ面、1.0が動翼先端に対応する。一方、横軸は周方向であり、翼間流路2ピッチ分が表示されている。各図の右上には動翼先端周速 u_t の0.2倍の大きさが表示されている。速度ベクトルは見た目の煩雑さを避けるために測定点1個おきに表示している。設計流量 $\phi=0.50$ での両図を比べてみると、圧力分布図から推測されたように $\tau=1\%$ ではほとんど漏れ渦は観察されない。一方で $\tau=3\%$ では漏れ渦が強く巻き上がっているのが分かる。しかし失速直前の流量 $\phi=0.34$ では $\tau=1\%$ に対しては圧力分布図からも推測されたように、漏れ流れが弱いので漏れ渦が発達せず、動翼下流では漏れ渦の存在は確認されない。一方 $\tau=3\%$ に対しては漏れ渦が翼間流路後半部まで存在しているにも関わらず、ケーシング壁面近傍では、比較的均一な動翼回転方向と逆方向の二次流れが観察されるのみで、漏れ渦の存在が全く確認されない。

図12に図10のデータに対する圧力変動(分散値)を失速直前の流量 $\phi=0.34$ に対して示している。ここで変動値は次式で無次元化されている。

$$C'_p = \overline{P'^2} / (\rho u_t^2 / 2)$$

Fig. 10 Ensemble averaged pressure distribution at the casing wall for $\sigma=1.20$.

ここで P は各測定点で得られた圧力の平均との偏差である。図中ではこの無次元値を右方のグレースケールバーで表示している。 $\tau=1\%$ では翼負圧面前縁近傍で変動値が大きくなっており、前縁剥離の兆候を示している。一方、 $\tau=3\%$ では翼流路の中央付近から隣接翼の正圧面に渡って変動値が大きくなっている。これまでのアンサンブル平均圧力分布図、二次流れベクトルなどと併せて考慮すると、 $\tau=3\%$ に対しては、古川ら⁽⁶⁾の数値計算により示された、非定常のスパイラル型の渦崩壊が生じているものと思われる。この傾向が特に

強く生じるのが $\sigma=0.35$ の場合で、図13にその変動値を示す。 $\tau=1\%$ と $\tau=3\%$ では大きく流動現象が異なることを示している。

図14に軸流速度の周方向平均値を示す。横軸はハブからの距離を翼流路高さで除した値を表示しており、0.0がハブ、1.0がケーシングである。この図より $\tau=3\%$ では $\tau=1\%$ に比べて翼先端側でブロック効果が大いことが明らかである。これらの実験結果は、古川ら⁽⁶⁾の数値シミュレーションで、漏れ渦崩壊に伴って時間平均流れ場の漏れ渦が膨張し、翼先端流れに大

Fig.11 Secondary flow vectors at the rotor exit for $\sigma=1.20$.

Fig.12 Standard deviation distribution of casing pressure for $\sigma=1.20$.

Fig.13 Standard deviation distribution of casing pressure for $\sigma=0.35$.

きなブロック効果が生じる結果と一致しており、 $\tau=3\%$ で渦崩壊が生じていることを裏付けている。

6. 翼先端隙間の変化による失速初生への影響

動翼前縁4.1mm上流のケーシング壁面に周方向に等間隔に埋設した8個の圧力センサから得られた失速初生時(図3(1)のAおよびb点)の圧力波形図を図15に示す。 $\tau=1\%$ では擾乱が一つ発生し、動翼回転速度の約77%の速度で旋回しながら発達してゆく。一方、 $\tau=3\%$ では擾乱によって形成される波形も $\tau=1\%$ と比較すると非常に小さく、動翼回転速度の約71%の速度で旋回しながら、その後消滅する。

図16に $\tau=1\%$ および 3% の小スケール擾乱発生直前における壁面圧力分布図を示す。これはデータをサンプリングした時間に沿って表示させた(動翼のみに同期させた)等圧線図であり、矢印の方向に時間は経過する。表示法は先の図10と同様の無次元値をグレースケールで示している。

$\tau=1\%$ では、翼漏れ渦による低圧域は翼前縁付近に限られるが、 $\tau=3\%$ では翼間付近までのびている。注目すべきは $\tau=1\%$ では各翼間流路で圧力分布の変化がほとんど見られないが、 $\tau=3\%$ では翼正圧面側の前縁付近に低圧力域が存在する。古川ら⁽⁶⁾の数値解析結果より推測すれば、これは漏れ渦崩壊に起因する現象であると思われる。

図17には各々の翼先端隙間に対する失速初生時における壁面圧力分布を示している。圧力分布の表示法は図16と同じであるが、図の上部に参照用に失速検知用センサから得られた圧力変動波形を示している。図17-1の $\tau=1\%$ のPで示した圧力分布を見ると、中央の翼の負圧面前縁で流れの増速を示す低圧力領域が消滅しており、翼が前縁剥離を起こしたことを示している。そして一回転後のQ図では失速セルが大きく成長している。一方、図17-2の $\tau=3\%$ におけるP図を見ると、中央の翼流路が低圧力域によって全体が覆われている。Q図で示す一回転後の失速セルを見ても $\tau=1\%$ とは異なり、大きく発達していない。5章での議論も合わせて考えると、これは古川ら⁽⁶⁾が指摘した、漏れ渦の崩壊に起因した三次元剥離では無いかと思われる。このように、 $\tau=1\%$ と 3% では失速初生形態は大きく異なる。

Fig.14 Spanwise distribution of axial velocity at the rotor exit.

Fig.15 Pressure traces at 8 circumferential positions for $\sigma=1.20$.

Fig.16 Pressure field traces on the casing wall just before stall for $\sigma=1.20$.

Fig.17 Pressure field traces on the casing at stall inception for $\sigma=1.20$

7. 結 論

低速回転の圧縮機段落試験装置において動翼とその前方の静翼の間隔を変化させた3ケースのそれぞれについて動翼先端隙間を変化させ、それぞれの失速初生形態についてその違いを調査した。ケーシング壁面に埋設した圧力センサーから得られた圧力変動波形と、圧力分布図、および熱線流速計を用いた動翼下流の速度場計測から以下の結論を得た。

- (1) 翼先端隙間が小さい場合、前方の静翼後縁との間隔により失速成長過程における圧力波形が著しく異なるが、翼先端隙間が大きい場合は静翼と動翼の間隔による変化はほとんどない。
- (2) 翼先端隙間が小さい場合、静翼と動翼の間隔によって擾乱の成長過程が変化する様子は翼力欠損モデルによる安定解析結果⁽¹¹⁾と定性的に一致する。またケーシング壁面圧力分布及び動翼下流の速度分布計測より、 $\sigma=1.20$ の擾乱の初生は前縁剥離によるものと推測される。
- (3) 翼先端隙間が大きい場合、失速点近傍におけるケーシング壁面圧力分布及び動翼下流の速度分布計測結果は、古川ら⁽⁶⁾の数値解析による漏れ渦崩壊現象と類似しており、失速初生が渦崩壊に起因するため、失速

の成長過程が、静翼と動翼の間隔によってほとんど変化しなかったものと思われる。

- (4) 翼先端隙間が大きい場合、動翼前方の静翼を動翼に近づけるほど安定して旋回する擾乱の数は増加した。

文 献

- (1) Day, I.J., 1993, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.115, pp. 1-9.
- (2) Silkowski, P. D., 1995, GTL Report, No. 221, Gas Turbine Laboratory, Massachusetts Institute of Technology.
- (3) McDougall, N.M., 1990, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.112, pp. 116-125.
- (4) März, J., 2001, ASME Paper, 2001-GT-536.
- (5) Hoying, D. A., ほか 3 名, 1999, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp. 735-742.
- (6) 古川, ほか 3 名, 2000, 日本機械学会論文集, B 編, 66 巻 644 号, pp1029-1037.
- (7) 吉田, ほか 3 名, 2002, 日本機械学会論文集, B 編, 68 巻 665 号, pp108-114.
- (8) 井上, ほか 5 名, 1998, 流体工学部門講演会講演論文集, No.98-15, pp. 211-212.
- (9) 九郎丸, ほか 4 名, 1982, 日本機械学会論文集, B 編, 48 巻 427 号, pp. 408-415.
- (10) 井上, ほか 4 名, 1999, 日本機械学会論文集, B 編, 65 巻 640 号, pp. 4021-4026.
- (11) Gong, Y., ほか 3 名, 1999, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp. 726-734.
- (12) 井上, ほか 3 名, 1988, 日本機械学会論文集, B 編, 54 巻 498 号, pp. 435-441.