

タービン性能に及ぼす動静翼間距離の効果*

山田和豊^{*1}, 船崎健一^{*1}, 廣間和人^{*2}
堤雅徳^{*3}, 平野雄一郎^{*4}, 松尾淳^{*4}Effect of Axial Spacing Between Stator and Rotor
on Turbine PerformanceKazutoyo YAMADA^{*5}, Ken-ichi FUNAZAKI, Kazuto HIROMA,
Masanori TSUTSUMI, Yuichiro HIRANO and Atsushi MATSUO^{*5} Department of Mechanical Engineering, Iwate University,
4-3-5 Ueda, Morioka-shi, Iwate, 020-8551 Japan

Unsteady effect of rotor-stator interaction on turbine stage performance was investigated for two cases of axial spacings between stator and rotor, i.e. large and small axial spacings. Unsteady RANS simulations were performed to clarify several interesting features of the unsteady three-dimensional flow field in the turbine stage. Simulation results showed that the stator wake was convected from pressure side to suction side in the rotor. As a result, secondary flow was periodically generated by the wake passing through the rotor passage, and then the passage vortices in the rotor near the endwall were suppressed and fluctuated in the radial direction downstream of the rotor. It was found that turbine stage efficiency with the small gap was higher than that with the large gap because the wake entered the rotor before mixing.

Key Words: Turbomachinery, Unsteady Flow, Wake, Secondary Flow, Numeical Analysis, Rotor-Stator Interaction

1. 結 言

これまで、様々な種類のターボ機械に対して、損失低減を目的とした多くの実験的、数値的研究が行われてきた。その結果、ターボ機械内部の定常的な三次元流れ場の理解が進み、現在、ターボ機械は従来の設計法では更なる効率向上が困難なまでに進歩してきている。しかしながら、非定常流れ場についてはその詳細がまだ明らかにされていないため、性能に及ぼす非定常効果を定量的に評価することが難しく、現時点ではその効果は設計に取り入れられていない。主な非定常効果として、ポテンシャル干渉および後流干渉の動静翼列干渉がある。ポテンシャル干渉は、圧力場の時間変化による非粘性干渉であり、動翼と静翼の相対位置の時間変化によって引き起こされ、相互に影響し合う。後流干渉は、翼列内で発生する境界層、渦、剥離、二次流れと上流翼列からの後流が干渉することによ

り、流れ場に非定常性をもたらシエントロピー生成を引き起こす。その他として、渦放出、衝撃波と境界層の干渉、剥離、振動などによる非定常性がある。このような非定常効果は、損失生成の重要な要因と考えられており、現在、このような非定常効果に伴う損失発生メカニズムを明らかにすることが、ターボ機械の開発にとって残された重要な課題の一つとなっている。

近年、動静翼干渉に関する実験的・数値的研究が多く報告され、次第に後流干渉の非定常効果が明らかにされてきている⁽¹⁾⁽²⁾。後流による‘negative jet’の効果をもたらす付加的な損失について調べられている⁽³⁾⁽⁴⁾。また、翼列を通過する後流の二次元的な考察から、‘wake recovery’と呼ばれる可逆的な後流の減衰が見出され⁽⁵⁾、それを発展させた非定常損失のモデルがいくつか提案されている⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。総括すると、動静翼間距離を小さくすることで、翼列間での粘性効果による混合損失が減少し、より大きな‘wake recovery’の効果を得られる結果、より高い効率が期待できるとされる。しかし、これらにはポテンシャル干渉の効果は考慮されていない。遷音速圧縮機では、動静翼間距離が小さい場合、動翼前縁に発生した衝撃波が静翼と干渉

* 原稿受付 2005年7月11日。

^{*1} 正員, 岩手大学工学部(☎020-8551 盛岡市上田4-3-5)。^{*2} 岩手大学大学院工学研究科。^{*3} 正員, 三菱重工業(株)長崎研究所(☎851-0392 長崎市深堀町5-717-1)。^{*4} 三菱重工業(株)長崎研究所。

E-mail: yamada@iwate-u.ac.jp

して付加的な損失を引き起こし、効率が低下することが報告されている⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。

このように、動静翼干渉に伴う非正常損失の発生メカニズムが次第に明らかにされ、設計に有用なモデルも提案されてきている。しかしながら、二次流れが強い場合には、後流は境界層等と干渉しながら三次元的に輸送されるため、期待される‘wake recovery’効果は不明である。そこで、本研究では、比較的アスペクト比の小さい単段軸流蒸気タービンに対して非正常三次元 RANS シミュレーションを適用することにより、二次流れの強い場合における動静翼列干渉に伴う非正常損失の発生メカニズムを調査した。特に、後流干渉およびポテンシャル干渉が翼列内の三次元流れ場に及ぼす効果について動静翼間距離を変えて調査した。

2. 供試タービン

本研究では、静翼列および動翼列で構成される単段軸流蒸気タービンを解析対象とした。本供試タービンは静翼列 44 枚、動翼列 98 枚から構成されるが、計算負荷の軽減のために静翼枚数を 44 枚から 49 枚へと変更し、周期境界を適用して静翼 1 流路と動翼 2 流路の計算を行った。ただし、ソリディティーおよびスロート面積が変化しないように、静翼を翼高さは変えず翼断面形状を相似縮小させた。静翼側を変更した理由としては、動翼を相似拡大した場合、動翼アスペクト比が低くなり二次流れの影響が強くなり過ぎるためである。したがって、静翼のアスペクト比が若干変化していることに注意を要する。また、本研究の目的である動静翼干渉の効果の調査のため、静翼列と動翼列の間の距離を変えて計算を実施している。本研究では、動静翼間距離が大きい 46% 動翼コード長（以後、動静翼間距離 L とする）および動静翼間距離が小さい 12% 動翼コード長（以後、動静翼間距離 S とする）の二種類が用いられた。なお、本供試タービン動翼はシュラウド付きであり、計算で翼端隙間の影響は考慮されていない。また、タービン内で衝撃波は発生しない。

3. 数値解析手法

3.1 計算スキーム Reynolds 平均を施した非正常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とした。乱流モデルには、 $k-\omega$ モデル⁽¹¹⁾を採用した。数値計算コードは、有限体積法を用いた緩和形陰の高解像度スキーム⁽¹²⁾⁽¹³⁾に準拠して構築された。非粘性・粘性流束および体積力は時間方向にすべて陰的に離散化され、空間上では六面体セルを用いた cell-centered 法

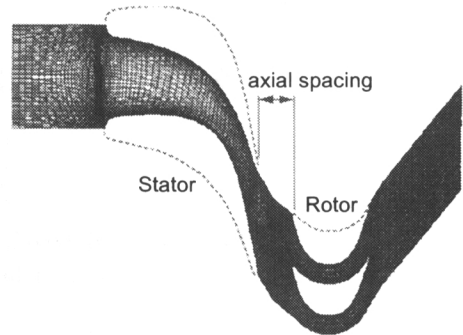


Fig. 1 Computational grid

による有限体積法に基づいて離散化された。人工粘性を小さくして境界層等を鮮明に捕らえるために、非粘性流束は Roe の近似リーマン解法を用いた TVD スキーム⁽¹⁴⁾と三次精度の MUSCL 法⁽¹⁵⁾を組み合わせた高解像度スキームにより評価された。粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に求められた。線形化されて得られた連立一次方程式は、近似因子化法によらず、Gauss-Seidel 形の点緩和法により解かれた。各時間ステップでニュートン反復 (3 回) を実行し、線形化および点緩和に伴う誤差を除去して時間精度を二次に保った。なお、動翼先端半径とタービン段上流の音速で定義される無次元時間刻みを 0.0005 とした。このとき、動翼の翼通過周期は無次元時間 0.216 に相当する。すなわち、約 430 ステップで動翼が 1 ピッチ回転する。

3.2 境界条件 本計算コードでは、境界の外側に仮想セルが設けてあり、その仮想セルに境界条件に対応した物理量が与えられる。流入境界に接した仮想セルには、タービン段上流の全圧および全温度を与えた。流出境界の仮想セルには、隣接した内部セルと同じ物理量値を外挿して与えるが、速度の大きさを拡大縮小することで全流量を規定した。流入および流出境界でもリーマン問題が解かれる結果、境界における非物理的な波の反射を抑制できる。壁面境界では、滑りなしの条件および断熱条件を満足するように物理量値を仮想セルに与えた。静翼および動翼のブロックが接合する境界では、それぞれの仮想セルが相手ブロック内の内部セルと重合しており、仮想セルに内部セルの物理量値を周方向に補間して与えることで動静翼のブロックが接合される。本計算コードは、本論文で対象としたタービンとは別のタービン段で動静翼列干渉に関する詳細な検証が行われ、その妥当性が確認された⁽¹⁶⁾。

3.3 計算格子 図 1 に本研究で使用した計算格子図を示す。静翼、動翼ともに H 形の構造格子を生成した。静翼では、同図に示すように、出口部での格子の歪みを回避するためにスロート部付近で格子を上流

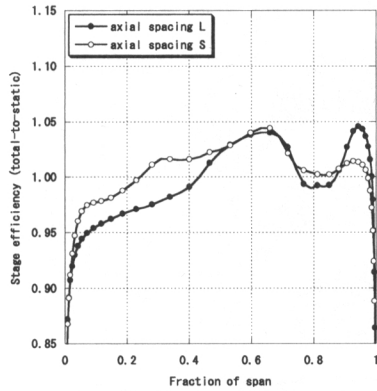


Fig. 2 Spanwise distribution of circumferentially averaged turbine stage efficiency

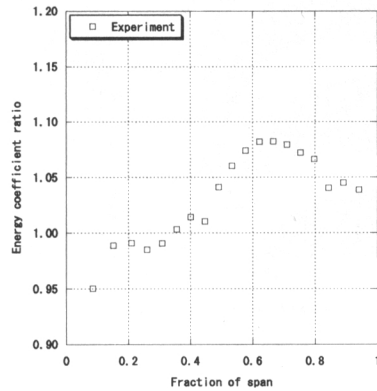


Fig. 3 Spanwise distribution of energy coefficient ratio for axial spacing L (experimental result)

側と下流側に分割した。動静翼間距離 L では、上流側に流れ方向 110 セル、ピッチ方向 69 セル、下流側に流れ方向 44 セル、ピッチ方向 138 セルを設定し、スパン方向にはともに 89 セルを設けた。動翼格子は、1 流路につき、流れ方向、ピッチ方向、スパン方向にそれぞれ 160 セル、69 セル、89 セルを設定した。動静翼間距離 S の計算格子では、動静翼間距離が小さいために、静翼下流側ブロックの流れ方向のセル数を 24 セルとしている。セル総数は、静翼で約 120 万セル、動翼 1 流路につきで約 100 万セルであり、静翼 1 流路および動翼 2 流路で合計した計算領域全体のセル数は約 320 万セルとなる。なお、滑りなしの断熱条件を適用して壁での粘性流束を評価するために、壁面上の最小格子幅は 5×10^{-6} ($y^+ < 1$) とした。

4. 結果および考察

4.1 時間平均流れ はじめに、時間平均流れの結果から、動静翼間距離がタービン段の段落性能に及ぼす影響について考察する。本節で示す時間平均流れ

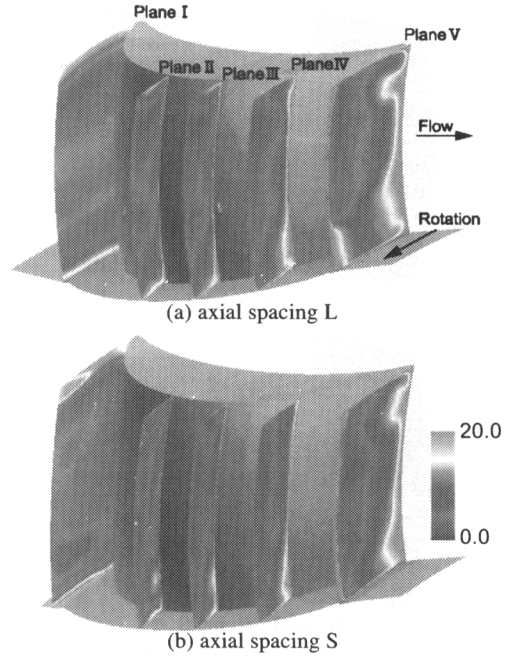


Fig. 4 Time-averaged entropy distributions on cross flow planes in the rotor passage

場は、流れ場が周期的な様相を呈するまで計算を行った後、動翼が静翼 1 ピッチ分回転するのに要する時間にわたって平均化して得られたものである。図 2 は、動静翼間距離 L と動静翼間距離 S の温度効率の周方向平均分布を比較している。温度効率は、次式で定義される。

$$\eta_{t-s} = \frac{1 - T_{03}/T_{01}}{1 - (p_3/p_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (1)$$

ここで、 p は圧力、 T は温度、 κ は比熱比を表す。また、添え字の 0 は全圧または全温度であることを表し、1 は静翼列上流、3 は動翼列下流の値であることをそれぞれ表している。なお、同図は周方向に流量による重み付け平均して得られており、動静翼間距離 L の効率を 1 としている。動静翼間距離 S において、ハブからスパン中央付近にかけて効率が向上していること、またケーシング側動翼流路渦に伴う効率の低下が小さくなっていることがわかる。その結果、タービン段全体の効率は動静翼間距離 S で高くなっている。同様に、実験においても、動静翼間距離 S で高い効率が得られた。しかし、その効率向上の割合は計算結果に比べて大きかった。図 3 に実験で得られた動静翼間距離 L におけるエネルギー係数の半径分布を示す。エネルギー係数は、次のように定義される。

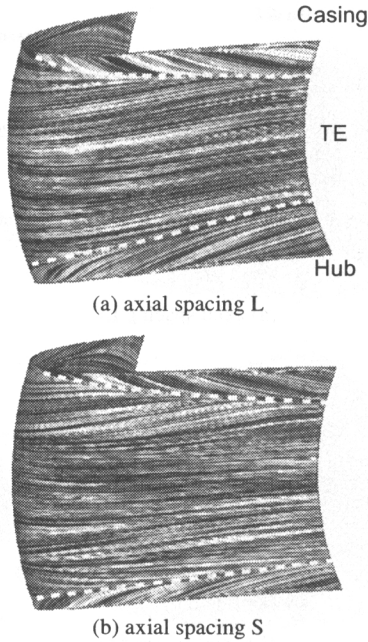


Fig. 5 Limiting streamlines on the blade suction surface of rotor

$$\phi = \frac{1 - (p_3/p_{03})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - (p_3/p_{02})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2)$$

ここで、添え字の2は静翼列下流であることを表す。なお、エネルギー係数はその流量平均値で無次元化されている。実験と計算でタービンの作動条件が多少異なるため直接結果を比較することはできないが、最大値を示す位置やハブ側に大きな損失領域が見られるなどの点で、図2に示した計算の効率分布は実験結果と定性的に一致していることがわかる。したがって、本計算結果はタービン段内の流れ場を定性的には再現できているといえる。ただし、この実験結果には、ハブ隙間からの漏れ流れの影響が含まれることに注意を要する。ハブ隙間からの漏れは、動翼列内のハブ側流路渦を増強して、損失の要因となっていると考えられる。このことが計算結果の定量的な不一致の要因の一つとして考えられる。これについては、今後更なる調査を要するが、前述のように計算結果は定性的に実験と一致しており、またここでは動静翼干渉による非定常効果に着目しているため、これ以上議論しない。図4に、動翼列内における横断面上のエントロピー分布を示す。同図において、横断面Plane I～Plane Vは、それぞれ動翼前縁から0%、40%、60%、80%、100%コードに位置する。動静翼間距離Lでは、ハブ側およびケーシング側流路渦に伴うエントロピーが、動静翼間距離S

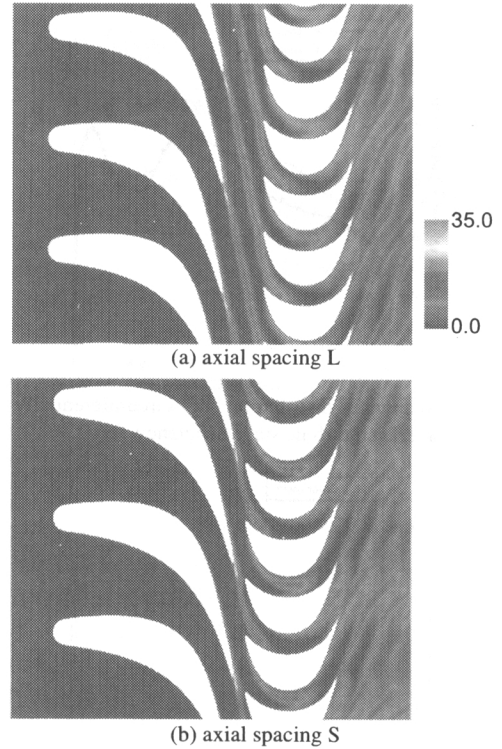


Fig. 6 Instantaneous entropy distributions at midspan

と比較して高くなっている。これは、図2で示した温度効率の分布とよく対応している。Plane Iにおいて、静翼流路渦による高エントロピー領域を確認できるが、動静翼間距離Lでは動静翼間距離Sに比べて静翼流路渦がハブ側に移流されていることがわかる。これに伴って、動静翼間距離Lでは、Plane Vにおいて高エントロピー領域がハブ側にみられる。ハブ側に集積した低エネルギー流体は、動翼列内でより大きな二次流れを引き起こし、ハブ側流路渦の成長を促進していると考えられる。図5に動翼負圧面上の限界流線の様子を示す。ハブ側の二次流れに伴う剥離線は、動静翼間距離Sでは動翼出口で10%スパン程度の高さに位置しているのに対し、動静翼間距離Lでは25%スパン付近にまで及んでいる。このことから、動静翼間距離Lでは、ハブ側流路渦が動静翼間距離Sに比べ大きく成長していることがわかる。一方、ケーシング側剥離領域については、動静翼間距離によって大きな差異はみられない。

以上述べたように、動静翼間距離Lでは、ハブ側に低エネルギー流体が集積しており、これに伴ってハブ側の圧力面から負圧面に向かう二次流れが増強されている。ハブ側における低エネルギー流体の集積は、次

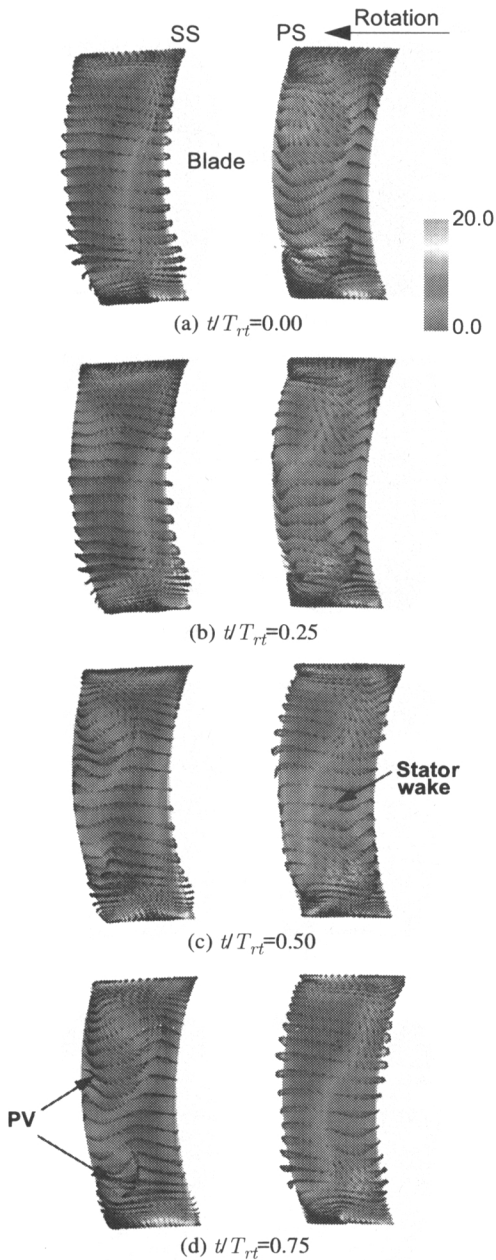


Fig. 7 Entropy distributions and secondary flow vectors of fluctuation velocity on crossflow plane at 25% chord (axial spacing L)

のように説明される。軸方向からみた流出角が大きい場合、静翼を流出した流れが強い旋回流となり、結果として半径方向に圧力勾配が生じる。後流は主流に比べて回転速度が小さいため、後流内の低エネルギー流体はこの圧力勾配によって半径内向きに輸送される。また、静翼列を流出して動翼列に流入するまでに流体

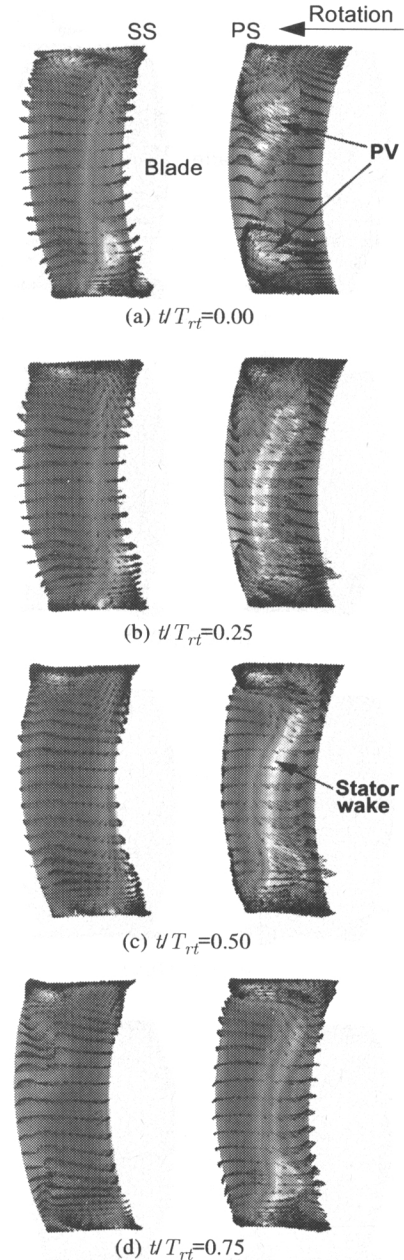


Fig. 8 Entropy distributions and secondary flow vectors of fluctuation velocity on crossflow plane at 25% chord (axial spacing S)

が実際に移流する距離は軸方向の動静翼間距離に比べて非常に大きい。したがって、動静翼間距離の拡大は、静翼後流内の低エネルギー流体がハブ側に集積し、損失を増加させることに大きく影響する。さらに、ハブ側に集積された低エネルギー流体は、より強い二次流

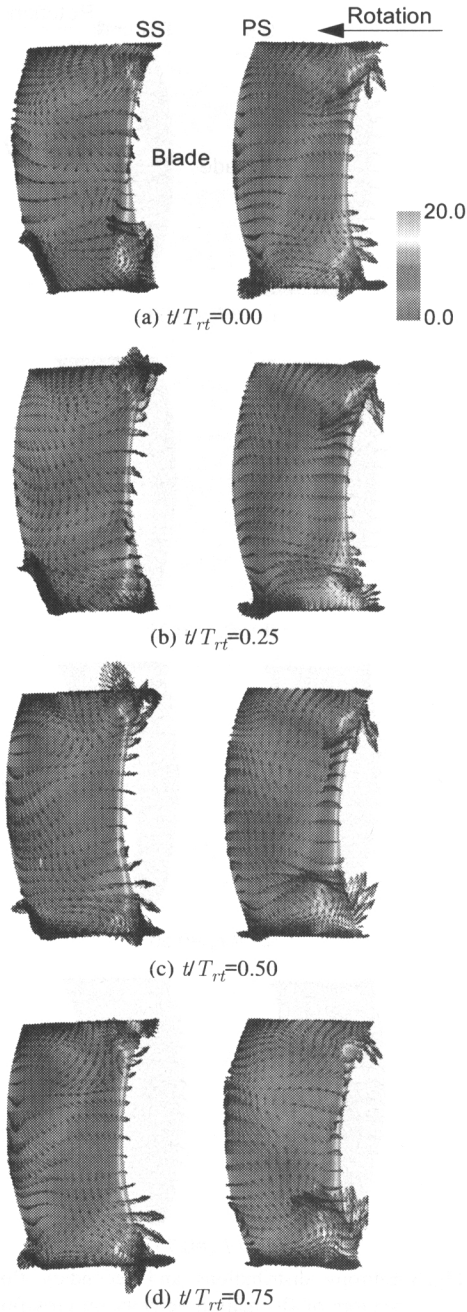


Fig. 9 Entropy distributions and secondary flow vectors of fluctuation velocity on crossflow plane at 80% chord (axial spacing L)

れを動翼列内ハブ側で引き起こし、ハブ側流路渦を増強して高損失を発生させると考えられる。

4・2 非定常流れ

4・2・1 後流干渉 図6に、ミッドスパン断面における瞬時のエントロピー分布を示す。同図からわか

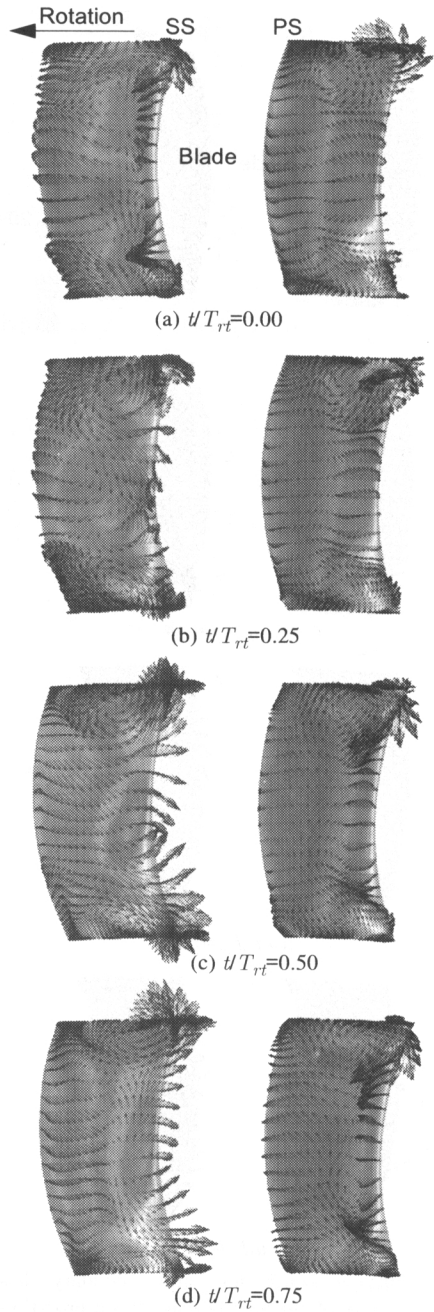


Fig.10 Entropy distributions and secondary flow vectors of fluctuation velocity on crossflow plane at 80% chord (axial spacing S)

るように、動静翼間距離 L では、動翼列内の静翼後流は、動静翼間距離 S に比べて拡散が進んでいる。静翼後流は、動翼前縁によって分断され、大きく流れ方向に伸張されている。その後、動翼列内を移流するとともに、圧力面と負圧面の間の圧力勾配によって動翼出

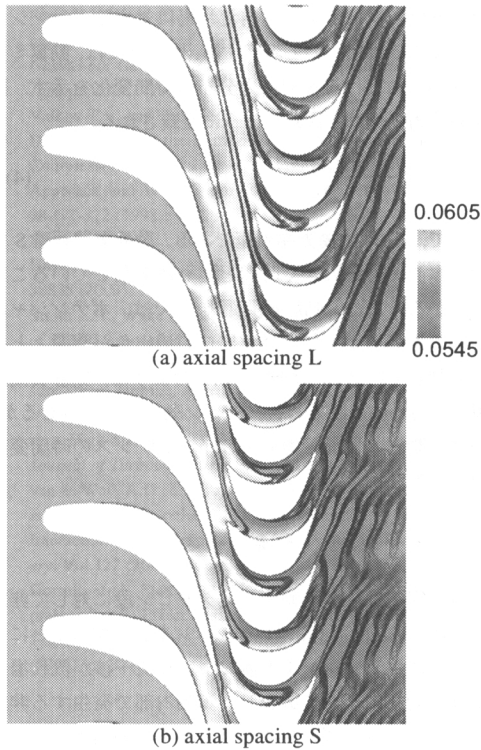


Fig. 11 Instantaneous pressure distributions at midspan

口付近までに翼負面に運ばれ集積している。このように、二次元的な断面でみた場合にも、後流は複雑な変形を受け輸送されているため、'wake recovery' の効果は明確でない。

図7から図10に、動翼列における横断面内のエントロピーおよび速度変動ベクトルの時間変化を示す。同図には、動翼2流路分が示されている。また、 T_{rt} は動翼1ピッチ分の回転に要する時間を表す。速度変動ベクトルは、瞬時流れと時間平均流れとの速度ベクトルの差であり、横断面上に投影されて示されている。まず、図7および図8に示した20%コードにおける横断面内のエントロピーおよび速度変動ベクトルを比較する。動静翼間距離Lをみると、静翼後流内に二次流れが誘起され、後流内の低エネルギー流体は半径内向きに輸送されるとともに、圧力面側から負圧面側に運ばれていることがわかる。また、拡散が進んでいるが、20%スパンおよび60%スパン付近に静翼流路渦を確認できる。一方、動静翼間距離Sでは、静翼後流内のエントロピー値が大きく、静翼流路渦を20%スパンおよび60~70%スパン付近にはっきりと認識できる。これは、動静翼間距離Lに比べて動静翼間距離が小さいために、静翼の後流および流路渦が拡散する前に動翼列内に流入していることを表わしている。したがって、静翼後

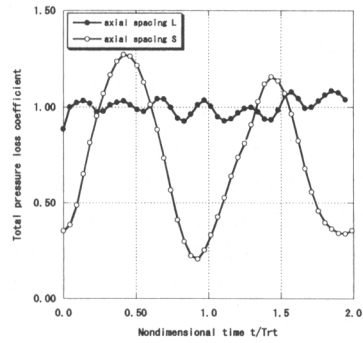
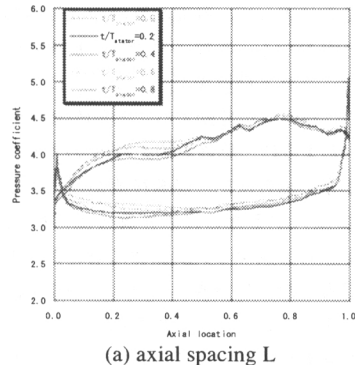
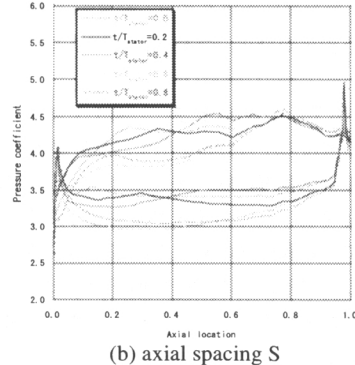


Fig.12 Time variation of total pressure loss coefficient downstream of stator



(a) axial spacing L



(b) axial spacing S

Fig. 13 Pressure distributions on rotor blade surface at midspan

流内の圧力面側から負圧面側に向かう二次流れが強くなっている。次に、図9および図10から80%コードにおける横断面内のエントロピーおよび速度変動ベクトルを比較する。速度変動ベクトルをみると、動静翼間距離Lに比べて動静翼間距離Sで、二次流れが強いことがわかる。これには、動静翼間距離Sにおいて、静翼後流内の圧力面側から負圧面側に向かう二次流れが強くなったことが関係している。図10をみると、動静翼間距離Sでは、 $t/T_{rt}=0.25$ および $t/T_{rt}=0.50$ において、左側流路の負圧面側端壁付近に、動翼流路渦と

は逆巻きの速度変動ベクトルを確認できる。本来、同図の右側流路にみられるように、端壁側に生じる二次流れによって流路渦が形成される結果、ハブ側で反時計回りケーシング側で時計回りの二次流れベクトルがみられる。しかしながら、端壁側に生じる二次流れに比べ、前述した静翼後流内の二次流れが強いために、負圧面側端壁付近に動翼流路渦とは逆巻きの流れが誘起されている。一方、動静翼間距離 L では、動静翼間距離 S の場合と同様な流れを確認できるが、静翼後流内に誘起された二次流れの効果は小さいことがわかる。したがって、静翼後流内に誘起された二次流れの強い動静翼間距離 S では、静翼後流が周期的に動翼列内を通過することによって、動翼流路渦の成長が抑制されていることがわかる。動翼下流では、動翼列内に周期的に引き起こされる静翼後流の二次流れによって、動翼流路渦の半径位置が変動することが確認された。

以上述べたように、動静翼間距離 S のように動静翼間距離が小さい場合には、静翼後流が拡散する以前に動翼列内に流入するために、静翼後流内の低エネルギー流体が圧力面側から負圧面側に輸送されることによって生じる二次流れが強くなる。その結果、動翼列内端壁側に生じている二次流れを抑制するほどに強い二次流れが静翼後流によって周期的に誘起される。したがって、動静翼間距離 S では、動翼流路渦が弱まり、これに伴う損失が減少した結果、効率が高くなったといえる。

4.2.2 ポテンシャル干渉 図 1 1 にミッドパンにおける瞬時の圧力分布を示す。動静翼間距離 S では、静翼後縁と動翼前縁の接近に伴い、静翼後縁および動翼前縁付近に高圧力領域が発生していることがわかる。特に、動翼前縁の高圧力領域が静翼負圧面境界層に干渉している。図 1 2 に静翼下流における全圧損失係数の時間変化を示す。全圧損失係数は、次のように定義される。

$$C_p = \frac{P_{01} - P_{02}}{\rho v_2^2 / 2} \quad (3)$$

ここで、 v は静翼出口流速である。また、添え字の 1 は静翼列上流、2 は静翼列下流の値であることをそれぞれ表している。なお、動静翼間距離 L の時間平均値を 1 として表示している。動静翼間距離 S では、動静翼間距離 L に比べて、全圧損失係数の時間変動は大きい、その時間平均値は小さくなっていることがわかる。動静翼間距離 S では、ポテンシャル干渉の影響によって周期的に静翼後縁付近の圧力が高くなるため、静翼の翼面境界層が厚くなり損失が増加することが予想されるが、それとは反対に損失が低減されるという結果が

得られた。次に、動翼列内流れ場に対するポテンシャル干渉の効果について考察する。図 1 3 には、動翼ミッドパンにおける翼面圧力分布の時間変化を示す。同図の圧力係数は、次式のように定義される。

$$C_p = \frac{P_{01} - P_{wall}}{\rho U_t^2 / 2} \quad (4)$$

ここで、 U_t は動翼先端周速である。動静翼間距離 S では、翼面圧力が大きく時間とともに変動していることがわかる。また、動静翼間距離 S では、ポテンシャル干渉の影響によって、静翼出口の流出角が時間とともに変動している（図省略）。以上のように、動静翼間距離を小さくすることは、タービン効率を向上させるが、同時に動翼の翼面圧力およびインシデンスの時間変動を引き起こす。

5. 結 言

本研究では、単段軸流蒸気タービン段に対して非定常三次元 RANS シミュレーションを適用することにより、主にポテンシャル干渉および後流干渉が流れ場に及ぼす効果について調査し、翼列内部で発生する非定常損失のメカニズム解明を試みた。その結果、以下のような知見が得られた。

- 1) 動静翼間距離が大きい場合、後流内の低エネルギー流体が旋回流に伴う半径方向の圧力勾配によってハブ側へ輸送されるため、ハブ側に高損失が発生する。これは動静翼間距離を小さい場合にはみられない。
- 2) 静翼後流内の低エネルギー流体は圧力面側から負圧面側に輸送される結果、動翼列内のハブ側およびケーシング側に生じる二次流れと反対の二次流れを誘起する。
- 3) 2) の効果によって、動翼列内のハブ側およびケーシング側において、二次流れおよび流路渦の成長が抑制され、これらに伴う損失が低減される。
- 4) 減衰した静翼後流は 2) の効果が小さい。したがって、動静翼間距離が小さい場合に、高い効率が得られた。
- 5) ポテンシャル干渉の効果によって、静翼下流の全圧損失が低減される。また、ポテンシャル干渉は、動翼のインシデンスおよび翼負荷の時間変動を引き起こしている。

文 献

- (1) Pullan, G., Secondary Flows and Loss Caused by Blade Row Interaction in a Turbine Stage, ASME Paper GT2004-53743 (2004).

- (2) Funazaki, K. et al., Effect of Wake Interaction on Aerodynamic Performance of Turbine Cascade (in Japanese), *Nihon Gasuta-bin Gakkaishi (Journal of the Gas Turbine Society of Japan)*, Vol.27 (1999).
- (3) Valkov T.V. and Tan C.S., Effect of Upstream Rotor Vortical Disturbances on the Time-Average Performance of Axial Compressor Stators: Part1- Framework of Technical Approach and Wake-Stator Blade Interaction, ASME Paper 98-GT-312 (1998).
- (4) Moczala, M. et al., Numerical Investigation of Losses Due to Unsteady Effects in Axial Turbines, ASME Paper 2003-GT-38838 (2003).
- (5) Smith L.H., Wake Dispersion in Turbomachines, *Transaction of ASME, Journal of Basic Engineering*, (1966).
- (6) Chaluvadi, V.S.P. et al., Blade Row Interaction in a High Pressure Steam Turbine, ASME Paper 2002-GT-30574 (2002).
- (7) Van Zante, D.E., et al., Wake Recovery Performance Benefit in a High-Speed Axial Compressor, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.124 (2002), pp.275-284.
- (8) van de Wall, A.G., et al., A Transport Model for the Deterministic Stresses Associated With Turbomachinery Blade Row Interactions, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.122 (2000), pp.593-603.
- (9) Gorrell, et al., Stator-Rotor Interactions in a Transonic Compressor Part 1: Effect of Blade-Row Spacing on Performance, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.125 (2003), pp.328-335.
- (10) Gorrell, et al., Stator-Rotor Interactions in a Transonic Compressor Part 2: Description of a Loss-Producing Mechanism, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.125 (2003), pp.336-345.
- (11) Wilcox, D.C., Reassessment of the Scale-Determining Equation of Advanced Turbulence Models, *AIAA Journal*, Vol.26, No.11 (1988), pp.1299-1310.
- (12) Furukawa, M. et al., Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iteration, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.114, No.3 (1992), pp.599-606.
- (13) Furukawa, M. et al., A Zonal Approach for Navier-Stokes Computations of Compressible Cascade Flow Fields Using a TVD Finite Volume Methods, *Transaction of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.113 (1991), pp.573-582.
- (14) Chakravarthy, S. R., The Versatility and Reliability of Euler Solvers Based on High-Accuracy TVD Formulations, AIAA Paper, No. 86-0243 (1986).
- (15) Anderson, W. K. et al., Comparison of Finite Volume Flux Vector Splittings for the Euler Equations, *AIAA Journal*, Vol.24, No.9 (1986), pp.1453-1460.
- (16) Hiroma, K., Unsteady Three-Dimensional Flow Analysis of Rotor/Stator Interaction in a Turbine Stage (in Japanese), master's thesis, (2005).