

動翼シュラウド漏れ流れ制御による蒸気タービンの段効率向上

Improvement of Steam Turbine Stage Efficiency by Controlling Rotor Shroud Leakage Flows

柴田 貴範^{*1}
SHIBATA Takanori福島 久剛^{*2}
FUKUSHIMA Hisataka瀬川 清^{*2}
SEGAWA Kiyoshi

ABSTRACT

Shroud leakage flow with large tangential velocity produces a significant aerodynamic loss due to the mixing with the main stream flow. In order to reduce the mixing loss, two distinct ideas of the rotor shroud exit cavity geometry were investigated using computational fluid dynamics (CFD) analyses and experimental tests. One idea is an axial fin from the shroud downstream casing to reduce the axial cavity gap, the other is a swirl breaker placed in the rotor shroud exit cavity to reduce the tangential velocity of leakage flow. Test results showed that the axial fin and the swirl breaker improved turbine stage efficiency by 0.2% and 0.7%, respectively. The swirl breaker is an effective way to improve steam turbine stage efficiency because it can effectively turn the rotor shroud leakage flow in the direction of the main blade passage flow.

Key words : Steam Turbine, Low Aspect Ratio Blade Row, Rotor Shroud Leakage Flow, Mixing Loss

1. 緒言

蒸気タービンは、主に火力・原子力発電に利用されており、世界総発電量の60%近くを担う主力原動機である⁽¹⁾。近年、地球温暖化防止や環境負荷低減の観点から発電プラントの更なる高効率化が求められており、蒸気タービンの効率改善は今なお重要課題の一つである。

蒸気タービン高・中圧段の内部損失は、(1)翼型損失 (Profile loss)、(2)二次流れ損失 (Secondary flow loss)、(3)漏れ流れ損失 (Leakage flow loss) に大別される。このうち、翼型損失と二次流れ損失は、翼に起因する損失であり、翼形状の改良により低減できる可能性がある。一方、漏れ流れ損失は、回転系と静止系の間のシール部に関与するもので、その損失の大小は、漏れ量だけでなく、漏れ流れと主流との合流の仕方（すなわちシール部やキャビティ部の形状）にも大きく影響を受けることが、近年明らかになりつつある。

この漏れ流れ損失に関して、2000年以降の欧州を中心に、シール形状の最適化や漏れ流れと主流の干渉形態の影響を調査する研究が精力的に行われてきた。その先駆的な解説としてDenton⁽²⁾は、翼端漏れ流れに起因するエントロピー生成が、主に漏れ流れと主流が混合する際に生じることを指摘している。さらに、漏れ流れの旋回速

度成分は、ラビリンスシール内部の混合過程ではあまり変化せず、流入した流れと同等な旋回速度成分がシール出口においても維持されることも指摘している。それゆえ、漏れ流れが有する旋回速度成分を、主流と混合する前に減少させることが、効率向上の観点から重要である。

漏れ流れの旋回速度を除去する試みとして、いくつかの研究例が開示されている。Wallisら⁽³⁾は、動翼シュラウドの漏れ流れ流路面に、旋回速度成分を除去して動力化するための補助翼を装着した。しかしながら、その補助翼装着により、シュラウドキャビティ部において主流の出入りが激しくなったため、有効な効率向上が得られなかったようである。さらに、シール部出口のケーシング側に、軸方向流出を強化するための整流板を設置した試験も実施した。この場合は、タービン効率の改善と動翼出口における旋回速度成分の低減を確認できたとしている。他方、Rosicら⁽⁴⁾は、シール部の出口キャビティ部に、入口翼角を静翼流出角に一致させ、出口翼角を軸方向に向けた湾曲ベーン（厚み一定の翼）を設置し、その効果を試験で確認した。最も効率が上がったのは、動翼1ピッチ当たりにベーン8枚を設置したケースで、下流の静翼への流入角が改善される効果も含めて0.4%の段効率向上が確認された。シュラウド漏れ流れの旋回速度成分の除去は、動翼下流での混合損失を低減できると同時に、段下流の静翼への流入角も一様に近づけるため、下流段静翼の二次流れの発達を抑える効果もある。

また、シール部に整流板などを入れないまでも、シュラウド前後のキャビティ形状を最適化する研究も、数多

原稿受付 2017年8月22日

査読完了 2018年6月13日

*1 三菱重工(株)

〒676-8686 高砂市荒井町新浜町2-1-1

*2 三菱パワーシステムズ(株)

く行われている。Pfauら⁽⁵⁾は、主流に再流入する漏れ流れの周方向非一様性や、主流流れがキャビティに逆流するのを防ぐため、非軸対称な形状をしたシュラウドやケーシング端面を提案している。特に、翼端漏れ流れ流路の出口側形状に着目した研究として、Rosicら⁽⁶⁾は、流れ解析による形状サーベイの結果として、従来よりも損失低減効果の大きい出口キャビティ形状を提案している。また、Barmpaliasら⁽⁷⁾は、特に入口キャビティの体積や軸方向ギャップの影響を調査し、ギャップを狭めることは段効率の向上につながり、少なくともTroidal渦の発生が消えるまでは段効率向上に寄与できるとしている。

本研究でも、シュラウド漏れ流れの巡回速度の除去に着目し、Wallisら⁽³⁾やRosicら⁽⁴⁾の補助翼やベーンよりも簡便な構造の巡回速度除去デバイス（巡回防止板）を考案、その効果の流れ解析と空気タービン試験で評価した。本報では、それらの結果について報告する。

主な記号

C_0 : 断熱熱落差等価速度 [m/s]

$$C_0 = \sqrt{2(h_1 - h_{3ss})}$$

C_x : 動翼根元軸コード長 [m]

G : 出口キャビティ軸方向間隙 [m]

h : 比エンタルピー [J/kg]

$\dot{m}$: 質量流量 [kg/s]

s : 比エントロピー [J/kg/K]

T : 温度 [K]

U : 周速 [m/s]

U/C_0 : 速度比（根元） [-]

V : 流速 [m/s]

η : 効率 [-]

添え字

l : 漏れ流れ成分

m : 主流成分

ss : 静エネルギー等エントロピー過程

z : 軸方向成分

θ : 周方向成分

1 : 静翼入口

2 : 静翼出口

3 : 動翼出口

2. 動翼シュラウド漏れ流れ

2.1 シュラウド漏れ流れ流路

蒸気タービンに限らず、すべてのターボ機械は、回転系と静止系の間に両者の接触を避けるための間隙が存在している。軸端部やシュラウド部などでは、その間隙を通過する漏れ流れを最小化するためのシール機構を備えている。そのシール機構として、複数のフィンと膨張室が備わったラビリンスシールを用いることが一般的であ

る。ラビリンスシールは、シール機構がない場合に比べて漏れ量削減が可能だが、有限なフィン先端間隙の存在により、漏れ量が完全に零になることはない。このような漏れ流れは、単にその流れの持つエネルギーが有効利用されないことが問題だけでなく、主流に再流入する際に更なる付随的な損失が発生するという点でも問題である。

動翼端部の漏れ流れ流路の一例を図1に示す。蒸気タービンの高・中圧段では、漏れ流れ損失と翼振動の観点から、動翼端部にシュラウドをつけるのが一般的である。そのシュラウドと対向するケーシング面には、漏れ流れを抑制するためのシールフィンが複数設置されている。また、シュラウドの径方向厚みに応じて、シュラウド前後キャビティの径方向深さが確保されている。さらに、起動時におけるロータとケーシングの軸方向の熱伸び差を考慮して、キャビティ部分の軸方向間隙が確保されている。これらのことから標準的な蒸気タービンでは、他のターボ機械よりも大きなシュラウドキャビティが翼端近傍に存在することになり、漏れ流れそのものによる損失だけでなく、キャビティが存在することによる損失も、他のターボ機械に比べ顕著になりやすい。

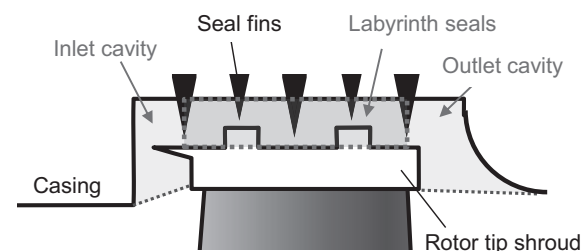


Fig. 1 Rotor shroud seal and cavity arrangement

2.2 漏れ流れによる損失の発生メカニズム

本研究で着目している漏れ流れ損失を、その発生メカニズムの観点から区別する。一つ目はバイパス損失である。これは漏れ流れが動翼部をバイパスすることに起因する損失で、その大きさは漏れ量の大小に依存する。二つ目は主流と漏れ流れの混合損失である。これはバイパスした漏れ流れが主流に再流入する際に生じる損失で、その大きさは、漏れ量の大小のみならず、漏れ流れと主流の混合形態（両者の流速差や流れ方向の違い）にも依存する。三つ目は後段翼列の干渉損失である。この損失は、漏れ流れが下流静翼と干渉することに起因する損失で、漏れ流れの流れ角と下流翼の入口翼角が異なるほど損失が増加する。本研究では、これらの損失のうち特に混合損失に着目し、損失低減の可能性を検討した。

混合損失の発生メカニズムについて詳述する。図2に示すように、動翼の上流から来た流れは大半が動翼部に流入するが、一部はシュラウド外周の漏れ流れ流路へと流れ込む。この漏れ流れは、動翼部をバイパスするため、転向することなく動翼下流へと流れていく。その結果、

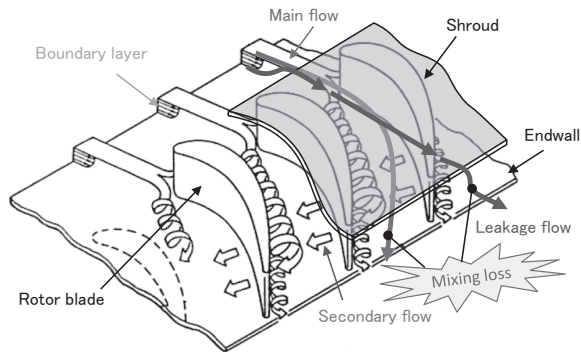


Fig. 2 Schematic illustration of the rotor shroud leakage flow
(Modified figure based on Langston⁽⁸⁾)

漏れ流れ流路の出口において、漏れ流れは主流と大きな速度ベクトルの違いを持って、合流することになる。この速度ベクトルの違いが混合損失の主要因である。

上記のような混合損失についてDenton⁽²⁾は、単一のシールフィンのみを有した漏れ流路流れに関して、次のような混合損失モデルを導出している。すなわち、流れを非圧縮で近似し、相対系における漏れ流れ (l) と主流 (m) の全温が等しいことに着目すると、動翼出口において主流と漏れ流れの混合に起因するエントロピー生成 Δs は、次式で表される：

$$T\Delta s = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_m} \left[V_\theta^2 \left(1 - \frac{V_{\theta l}}{V_{\theta m}} \right) + V_z^2 \left(1 - \frac{V_{zl}}{V_{zm}} \right) \right] \dots\dots\dots (1)$$

ここで $\dot{m}$, V_θ , V_z は、それぞれ質量流量、周方向速度、軸方向速度であり、 l , m の添え字はそれぞれ漏れ流れと主流の速度成分を表している。この式から、漏れ流れに起因する混合損失は、漏れ量だけでなく、漏れ流れと主流の流速差に比例して増加することが理解できる。

今回の動翼仕様では、相対系での周方向速度 V_θ が軸方向速度 V_z の約3倍に相当するため、軸方向よりも周方向の流速差を小さくする方が損失低減にとって効果的である。つまり、主流と混合する前に、漏れ流れの旋回速度成分を除去することが高効率化に寄与する。さらに、このことは下流静翼への流入角度分布の改善にも繋がるため、後段干渉損失の低減にも役立つ可能性もある。

3. 供試対象

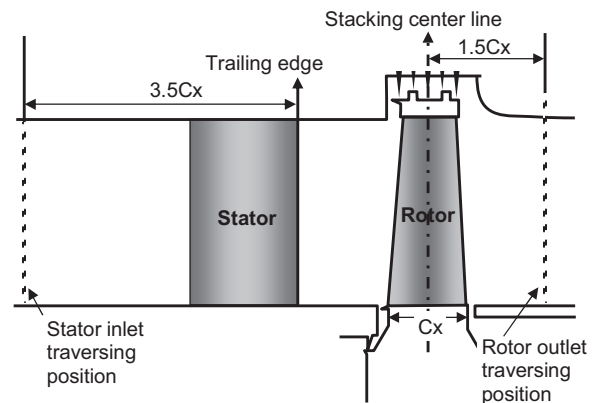
3.1 供試翼

今回の検討対象であるタービン翼の代表仕様および設計条件を表1に示す。設計点における翼根元の反動度は中間反動度に相当し、翼のスパン方向の速度分布である渦形式は、自由渦である。

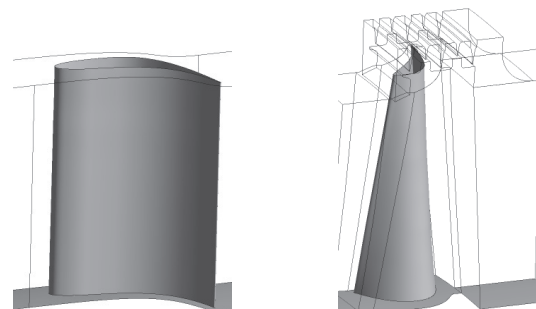
試験における子午面形状および翼形状を図3に示す。静翼は単一翼素断面の翼で、スパン方向の速度三角形の変化に応じ、スロート・ピッチ比 s/t が変化した形になっている。静翼および動翼のアスペクト比 (= 翼長/軸コード長) は、それぞれ2.0および2.6で、静動翼ともに比較的大きいアスペクト比を有している。このため、ハ

Table 1 Turbine representative specification

Mass flow rate	kg/s	10.4
Inlet total pressure	kPa	166
Inlet total temperature	K	363
Outlet static pressure	kPa	127
Rotational speed	rpm	4150
Vortex design	-	Free vortex
Velocity ratio (Root), U/C_0	-	0.56



(a) Meridional shape (base shroud cavity case)



(b) Stator blade shape

(c) Rotor blade shape

Fig. 3 Tested blade geometries

ブ、シュラウド端壁部の二次流れは互いに干渉することがなく、はっきりした主流部が形成されることが、過去の実験結果から判明している⁽⁹⁾。

3.2 キャビティ形状

試験に使用した3種のキャビティ形状を図4に示す。今回、形状変更したのは動翼下流のケーシング形状のみで、静翼と動翼の形状は完全に同一である。キャビティ形状の作り込みは流れ解析を用いて行い、シュラウド下流キャビティへの主流の入り込み防止や漏れ流れの旋回除去に配慮してサーベイを行った。最終的に採用した形状が図4である。

図4(a)は、従来の標準的な動翼下流キャビティで、本検討のベース形状とすることができる。動翼から出た主流がスムーズにケーシング部に流入するよう、ケーシング入口部の形状は大きな円弧で構成されている。しかし、軸方向間隙は軸コード長の約1/3と大きく、動翼下流に比較的大きいキャビティ領域を有している。

これに対し図4(b)は、ケーシング流入部に軸方向突起を設けた改良案で、突起により動翼主流がキャビティへ流入するのを防ぐと同時に、突起の内周面に傾斜をつけて動翼を出た直後の主流がスムーズにケーシング面に沿って流れることを意図している。また、動翼シュラウドの後端とケーシングの突起先端の軸方向間隔はベースよりも狭いので、主流がキャビティ部分を通る際の剪断層の発達も抑制されるであろう。よって本案により、軸方向間隔を狭めた効果とケーシング流入部の形状を変更した効果の両方を把握することができる。

さらに図4(b)の突起の外周側キャビティ内に、周方向等間隔に板状のリブを挿入した案が図4(c)である。リブの存在により、漏れ流れの持つ周方向速度の低減を企図している。本研究では、このリブを旋回防止板と呼ぶこととする。今回、旋回防止板の設置枚数は動翼と同一で、動翼1ピッチ当たり1枚の旋回防止板を配置した。この枚数は、Rosicらのキャビティベン⁽⁴⁾の1ピッチ8枚と比べると明らかに少なく、形状も簡素である。

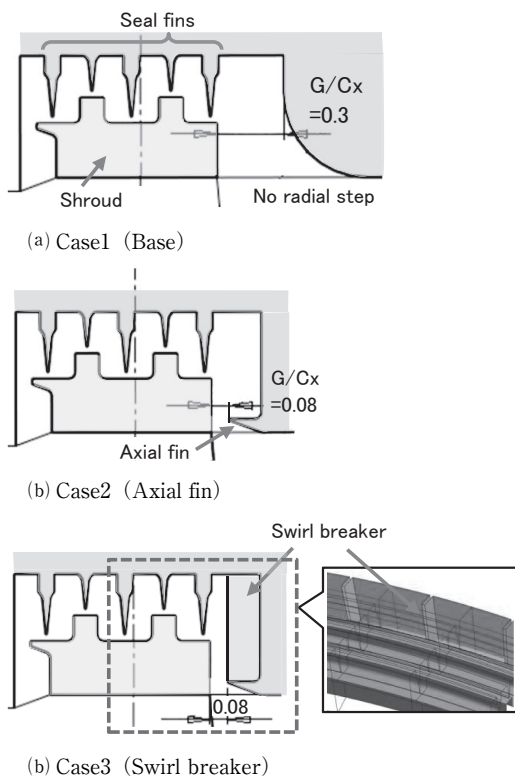


Fig. 4 Tested shroud cavity geometries

4. 流れ解析

4.1 流れ解析手法

流れ解析は、漏れ流れ流路も含む単段体系で行った。解析体系の一例として、軸方向突起（Case2）を適用した場合の解析体系を図5に示す。より現実に近い試験状況を模擬するため、シュラウドシール部だけでなく、ハブ側漏れ流路に繋がるロータ軸封部（図示省略）も、計算領域に加えて解析した。

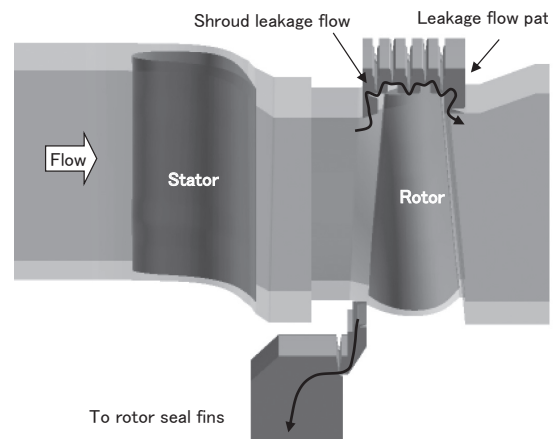


Fig. 5 Computational domain

解析に用いた計算格子について説明する。二次流れの巻き上がりなど、細かな流動も詳細に捕えるため、トータル1700万点の計算格子を利用した。シュラウドシール部（図6参照）には、160万点の計算格子を配置し、ラビリンス流路内の複雑な流動現象も捕捉できるように配慮した。翼間格子の生成には、ANSYS® TurboGrid™を用いたが、シュラウドシール部や軸封部の格子生成にはANSYS® ICEM CFD™を利用した。いずれの領域もHexa格子で分割し、壁近傍には格子を寄せて境界層の捕捉に配慮した。



Fig. 6 Computational grid for a shroud leakage flow passage

流れ解析は、ANSYS® CFX®を用いて行った。解析手法の詳細を表2に纏める。乱流モデルとしてはShear Stress Transportモデルを用い、Gamma Theta Modelを用いて乱流遷移も評価した。作動流体は理想気体として取扱い、その粘性係数は、空気に関するSutherlandの式を用いて算出した。試験条件に合わせた境界条件を用い、入口で全圧、全温、流れ角を、出口で静圧を与えて解析した。

実測結果を基に、流れ解析の精度を検証した。図7は、ベースのキャビティ形状（Case1）に対する、実測（EFD）と解析結果（CFD）の比較である。代表的な結果として、段効率と動翼出口における絶対流出角の分布を示した。本図から分かるように、解析結果は実測と良く一致しており、流れ場の定性的な傾向を十分に捉えて

Table 2 Numerical models

Item	Numerical model
Turbulence model	Shear Stress Transport
Equation of state	Ideal gas
Transition model	Gamma Theta model
Viscosity	Sutherland's formula

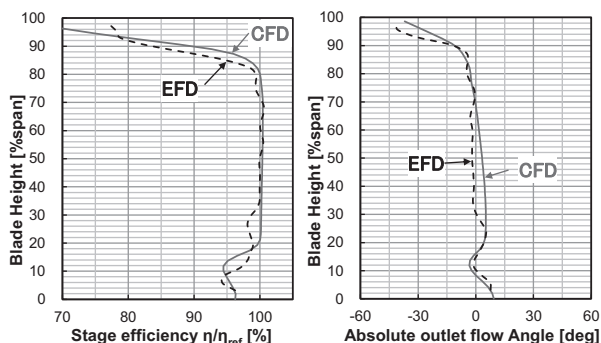
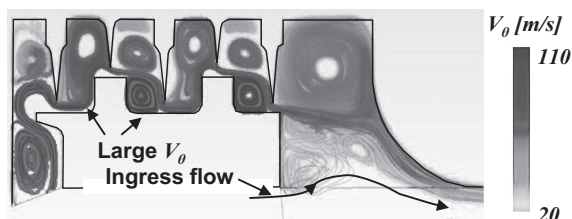


Fig. 7 Comparison of experimental results (EFD) with computational ones (CFD)

いる。しかし厳密に言えば、今回着目しているシュラウド側の近傍（翼高さ80%以上の領域）の流れ分布に関しては、定性的な傾向は捉えられているものの、定量的な一致は十分ではない。実測に比べると、解析では流れの影響が外周側に限定され、翼の内周側には到達しにくい傾向にあるようである。

このときのシュラウド近傍の流線を図8に示す。本図からわかるように、シュラウドの下流端には、主流が巻き込まれる逆流域が発生している。このような逆流現象は、現実には非定常性の強い流れと推測されるが、解析では実用的な時間で評価する観点から、乱流モデルを用いた定常解析を行った。このため、現実よりも大きい乱流粘性が生じ、逆流域の非定常性を減衰させ、シュラウド後流の影響が実際よりも局所的なものになったと考えられる。このような現象を、より高精度に捕えるためには、LESなどの非定常乱流解析を行う必要があるが、日常的な設計検討に用いるレベルの計算機の能力では非実用的な手法と考えている。

本研究では、定常解析であっても少なくとも流れ角分布の定性的な傾向は捕捉可能であると考え、実測で観測された効率変化の分析に本定常解析を利用した。

Fig. 8 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case1 ($U/C_0=0.56$)

5. 空気タービン試験

5.1 試験設備の概要

本研究で用いた空気タービン設備について概説する。同設備は、供試対象であるタービン本体に加えて、高圧空気源としての遠心二段圧縮機と、タービン出力を消費する電気動力計とからなる。遠心圧縮機の仕様は、吐出圧力300kPa、最大風量50000m³/h (Normal) で、消費電力は2700kWである。

試験における空気タービンの運転方法について説明する。圧縮機は吐出圧を保持した状態で運転され、その下流の放風弁と圧力調整弁により、所定のタービン流量および入口圧を実現する。また、タービン軸に直結された電気動力計には速度調整機能があり、タービン回転数が一定となるように制御することができる。試験の際、圧縮機とタービンの軸振動、軸受温度は常に監視されており、回転系としての信頼性を保持した運用が可能である。

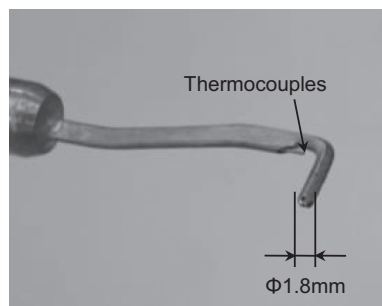


Fig. 9 Five-hole probe for traversing a rotor outlet flow

5.2 計測手法

タービン性能の算出に関わる代表的な計測項目を中心に説明する。

タービンへ流入する空気流量はオリフィス流量計で測定し、測定誤差を抑えるため十分な直管長さを有する配管部分に設置した。

段性能の把握は5孔ピトー管で行い、静翼入口と動翼出口の2ヶ所（図3(a)参照）におけるトラバース計測で評価した。5孔ピトー管の先端近傍には熱電対も設置されており、圧力と同時に温度も計測可能である（図9）。また、5孔ピトー管の特性は事前の較正試験で把握しているため、全圧・全温以外にマッハ数や流れ角なども評価可能である。トラバースで得られた全温・全圧分布を基に次式により段効率を評価し、性能良否を判断した。

$$\eta = \frac{h_{01} - h_3}{h_{01} - h_{3ss}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

今回は動翼シュラウドの漏れ流れの挙動に着目しているため、出口キャビティ近傍の局所流れを詳細に捉える必要がある。そのため、動翼下流のトラバース計測には、先に示した小型のピトー管（直径φ1.8 mm）を用い、計測データの空間分解能を高めるよう配慮した。

6. 結果および考察

6.1 段性能に与えるキャビティ形状の影響

試験で得られた性能計測結果を基に、各キャビティ形状が段性能に与える影響を評価した。図10は、各キャビティ形状に対する段性能の比較で、縦軸は段効率 η 、横軸は翼の根元で評価した速度比 U/C_0 である。本図から、軸方向突起を設けたCase2は、ベース形状のCase1よりも、全速度比域において効率が0.2%向上することが分かる。流れ解析によると、Case2の漏れ量の主流流量比は、ベース差+0.01%でほとんど変化しないため、効率改善の主要因は漏れ流れと主流の混合損失の違いと言える。流れ場の詳細は後述するが、キャビティの軸方向距離を狭め、主流のケーシング流路面へのスムーズな流入を促進することで、有意な段効率改善につながった。この改善量は、翼形状の改良で得られる効果と比べても遜色ないため、蒸気タービンの性能改善のためには、翼形状のみならず、キャビティ形状にも配慮した設計が重要であると言える。

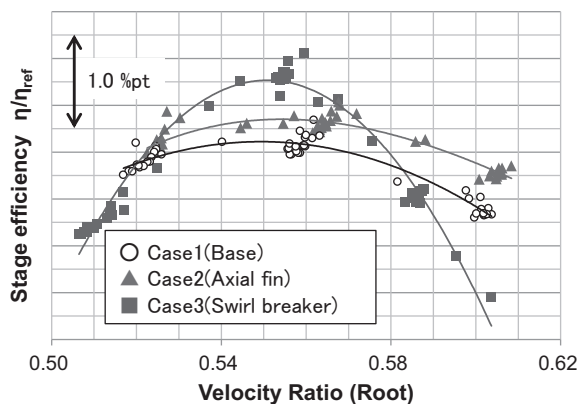


Fig. 10 Overall stage performance for three shroud cavity cases

さらに旋回防止板を設けたCase3は、Case1よりもピーク性能付近で段効率が0.7%向上し、設計速度比0.56近傍で顕著な性能改善効果が確認された。しかしその一方で、設計速度比から離れた領域では効率が低下（例えば $U/C_0=0.60$ 付近では0.8%程度低下）した。Case3は、速度比に対してやや急峻な特性を有しているが、これには後述するように、旋回防止板の旋回除去効果が大きいことが関与している。

なお、図10から分かるように、各試作形状の効率値はバラつきを有している。このバラつきは、運転条件の微小な変動や試験日、計測時間帯の違いから生じるものであり、完全に取り除くことはできない。本研究では、計測回数が多く、かつ実機において重要視される設計速度比付近（ $=0.55 \sim 0.57$ ）の性能について、効率値のバラつきを統計学的に処理し、各キャビティ形状による効率向上量を評価した。

6.2 効率改善効果の分析

スパン方向の流れ場分布を基に、前節で述べたキャビティ形状変化による効率改善効果を分析する。

図11は、同じ速度比におけるベース形状（Case1）と軸方向突起（Case2）のフローパターンの違いである。流出角の正方向の定義は、図12に示す。図11(a)の段効率分布を見ると、軸方向突起の追設により、外周側に近い領域の効率が向上していることが分かる。図11(b)はCase1に対するCase2の段効率差で、本図からも外周側の領域の効率改善が明確である。動翼出口における絶対系周方向速度の違いを図11(c)に示す。若干ではあるが、軸方向突起の追設により、外周側近傍の旋回速度が抑制されていることが見て取れる。

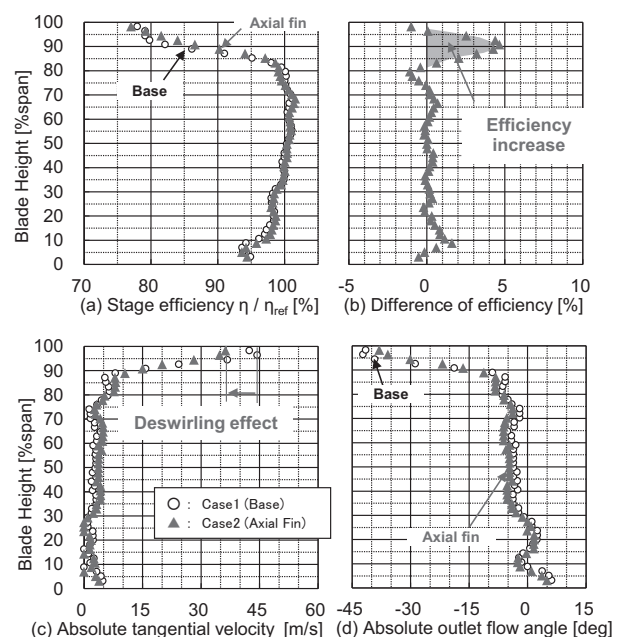


Fig. 11 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case2 ($U/C_0=0.56$)

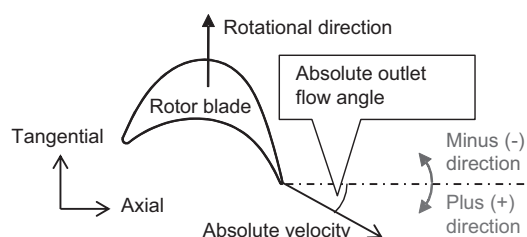


Fig. 12 Definition of the absolute outlet flow angle

流れ解析の結果を図13に示す。軸方向突起の追設は、主流がキャビティ内へ流入するのを防ぐと同時に、キャビティ近傍における安定的な渦流れ①～③の形成に役立っている。これらの渦流れのうちの①と③は、シュラウド漏れ流れの主流と、旋回速度の小さいケーシング壁面近傍の境界層流れとの間で運動量交換を促進し、若干ではあるが漏れ流れの旋回速度を低減する効果がある。

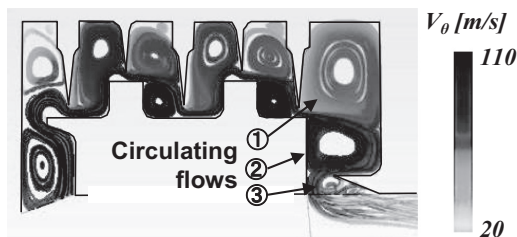


Fig. 13 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case2 ($U/C_0=0.56$)

他方、渦流れ②は、高周速で回転するシュラウドの境界層流れと運動量交換するため、漏れ流れ主流の旋回速度を増強する効果がある。これら背反する効果の結果、漏れ流れは僅かではあるが、旋回速度が減少する方向に変化したのであろう。漏れ流れの旋回速度成分の減少は、図13右端の流線の色が図8よりも淡くなっていることから明らかである。結局、軸方向突起の追設は、主流のキャビティへの流入防止と、下流のケーシング流路面へのスムーズな流入促進、および漏れ流れの旋回速度除去により、混合損失を低減したものと考えている。

さらに、旋回防止板を設けたケースを、以下に分析する。図14に、同じ速度比におけるベース形状と旋回防止板を設けたケースの比較を示す。図14(a)の段効率分布から旋回防止板の設置により、翼の外周側の段効率が向上していることが見て取れる。このときの動翼出口における周方向速度の違いを図14(c)に示す。旋回防止板の設置により、外周側の周方向速度が大幅に減少している。この周方向速度の除去効果は、単なる軸方向突起よりも明らかに大きく、翼先端近傍において30deg近くも絶対流出角が小さくなっている（図14(d)）。これにより、翼の外周側の段効率が顕著に改善し（図14(b)）、漏れ流れと

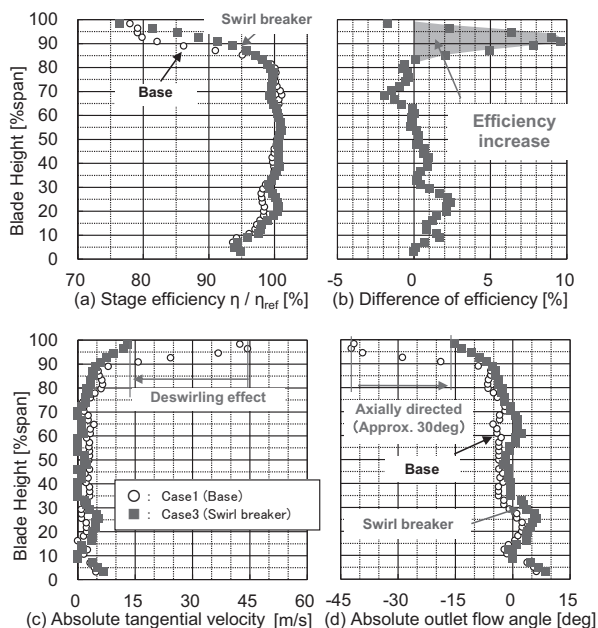


Fig. 14 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0=0.56$)

主流の混合損失の低減が大幅な段効率の改善につながった。さらに、多段の状況下においては、図14(c)の流れ角の一樣化が下流翼のインシデンス損失改善にもつながり、更なる効率改善効果を期待できる。混合損失低減と流れ角の整流効果により、旋回防止板は蒸気タービンの効率改善の非常に有効な手段となり得る。

流れ解析結果を基に、旋回防止板の効果を説明する。図15は、旋回防止板を設けた際のシュラウド近傍の流れ場である。ここでも濃淡は周方向速度を表している。図13、15との比較により、漏れ流れの持つ旋回速度がキャビティ内部で急速に減速されていることが分かる。今回設置した旋回防止板は、動翼枚数と同数で、類似の研究例であるRosicら⁽⁴⁾のペーン設置数（1ピッチ当たり8枚）に比べると明らかに小さい。今回、強い渦流れが形成されているキャビティ部分に旋回防止板を設置することで、強い旋回速度を持つ漏れ流れと、旋回が除去されたキャビティ内部流れの混合が促進され、大きな旋回速度除去効果が得られたと考えている。

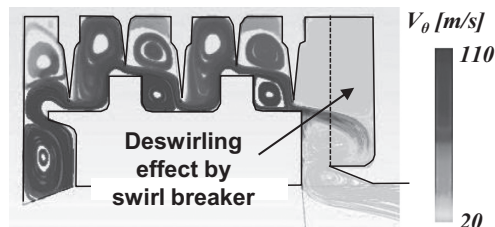


Fig. 15 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case3 ($U/C_0=0.56$)

流れ解析の定量的な予測精度を把握するため、ベース形状に対する旋回防止板の段効率および流れ角の違いを、解析と実測とで比較した。その結果を図16に示す。流れ解析は定性的には実測を再現しているものの、解析の方が効率改善効果を過小評価している。これは、4.2節でも述べたが、漏れ流れと主流の混合プロセスが本来非定常的なものであり、今回の乱流モデルを用いた定常解析では、混合領域が過小に評価され、損失の定量的な予測が難しかったと考えている。一方、流れ角の変化につ

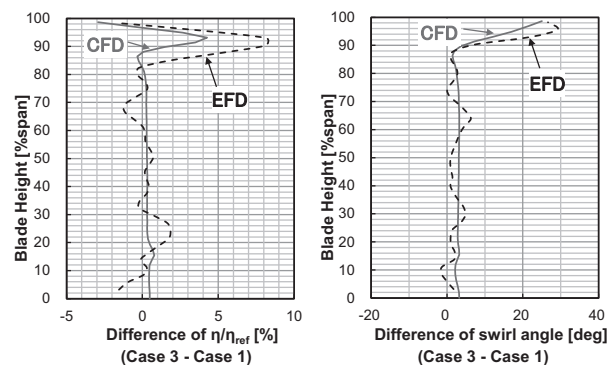


Fig. 16 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0=0.56$)

いては、少なくとも最大値に関し、解析と実測とで定量的にも良い一致を示した。よって、定常解析であっても、フローパターンについては予測が可能と考えている。今後、流れ解析を用いて更なるキャビティ形状の最適化を行う場合、流れ角の変化に着目して改良効果を確認することが、改良良否の判断の一つの目安になるであろう。

前節で述べたように、旋回防止板の設置は設計速度比近傍で大きな効率改善効果を生み出したものの、設計速度比から離れた運転条件では段効率の低下につながった。この要因を大速度比側の試験結果を基に分析する。

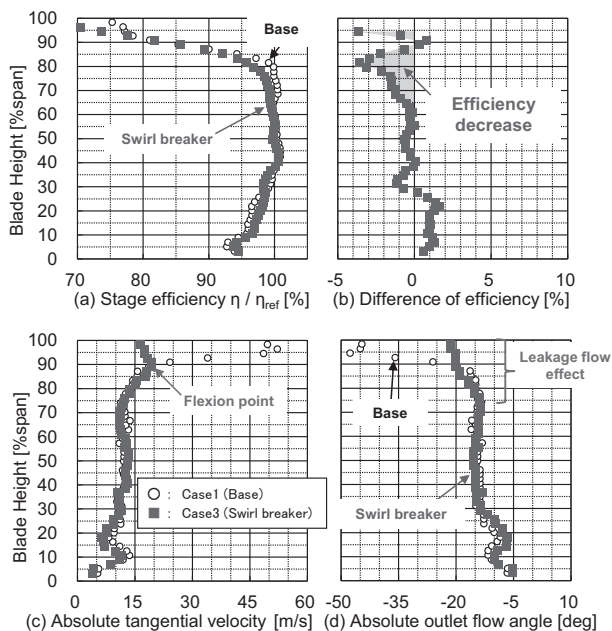


Fig. 17 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0 = 0.60$)

図17(a)の効率分布を見ると、ベースケースと旋回防止板とで、翼高さ65～90%付近の効率分布は同等だが、翼高さ90%よりも外周側と65～90%付近で、旋回防止板の方が効率が低めになっている。このことは、図17(b)の段効率差にも表れており、旋回防止板による外周側フローパターンの変化が段効率低下につながった。

速度比が大きくなった場合の流れ角の変化を説明する。流量と圧力比を維持したまま、速度比を大きくした場合、速度比が大きくなるにつれて主流の絶対流出角がマイナス側（動翼転向不足の方向）へと変化する。他方、流れ流れは、旋回防止板により常に周方向速度が抑えられた形となるため、主流の流れ角との差が小さくなる。その結果、動翼出口の流れ角分布は一様な方向に近づくことになる（図17(d)）。このときの絶対流出角分布を詳細に見ると、翼高さ75%付近から翼先端側に向かって流れ角が変化しており、ベースよりも流れ流れの影響範囲が拡大していることが分かる。また、旋回速度分布（図17(c)）については、外周端部の旋回速度が主流部よりも小さくなりすぎて、翼高さ90%付近に変曲点を持つような

分布となっていることが分かる。

流れ流れの影響範囲が拡大した理由を、図18に基づき説明する。本図は、動翼下流側から見たベースケース（Case 1）のフローパターンの模式図である。この場合、流れ流れは、動翼シュラウド側二次流れと対向する方向に流れるため、二次流れの巻き上がりを抑制する効果がある。他方、旋回防止板のCase 3では、その流れ流れの旋回速度成分が小さくなっているため、二次流れが動翼を出た後も巻き上がりを継続し、スパン方向に損失領域が拡大したものと、実験結果に基づき推察している。

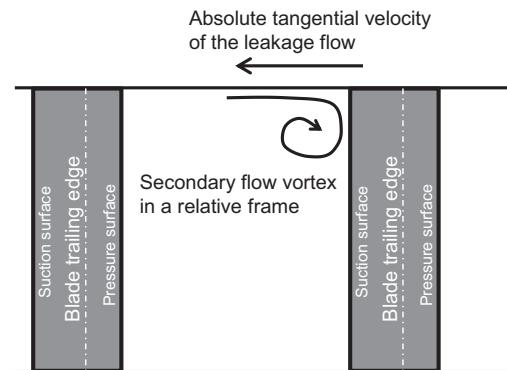


Fig. 18 Schematic illustration of rotor secondary flow and shroud leakage flow for Case1 from axial upstream direction

上記フローパターンの変化と損失との関係は、以下のようである。図14(c)と図17(c)におけるCase 1の旋回速度分布を比較して分かるように、高速度比条件では、流れ流れも含め、設計条件よりも旋回速度が大きくなる。この旋回速度の大きくなった流れ流れを、旋回防止板により旋回速度を大きく減速させたため、流れ流れ自身の損失が増加し、翼高さ90%以上の高損失領域として現れた。さらに、旋回防止板により流れ流れの旋回速度成分が弱まった効果により、動翼二次流れの巻き上がりが促され、翼高さ65～90%付近の損失増加に繋がった。このように高速度比条件で軸方向流出からずれた主流に対し、旋回防止板により流れ流れの旋回速度成分を大きく減速させ過ぎたことが流れ流れの損失増加を招き、また二次流れの成長も促進させ、段性能の劣化につながったと考えている。

以上のように、旋回防止板は、主流の旋回速度の大小に関わらず流れ流れの旋回速度成分を常に小さく抑えることができるため、軸方向流出の段への適用が有効である。旋回防止板の適用により、段効率が速度比に対して急峻な特性になるものの、蒸気タービン実機の運転時においては速度比がほとんど変化しないため、軸方向流出の設計段に適用すれば、旋回防止板は非常に有効な効率向上策になり得る。

7. 結言

動翼のシュラウド漏れ流れと主流の混合損失に着目し、流れ解析と要素試験を用いて、動翼下流のキャビティ形状が段性能に与える影響を評価した。それにより、以下の結論を得た。

- (1) 軸方向突起を設けることは、主流のキャビティへの漏れ込みを防ぐだけでなく、動翼先端漏れ流れの旋回速度成分の除去にも繋がり、段効率が0.2%改善した。
- (2) さらにキャビティ内部に旋回防止板を設けることで、漏れ流れの旋回速度を大幅に除去することができ、設計点における段効率が0.7%改善した。
- (3) しかし設計速度比から離れた運転点では、主流が軸方向流出からずれるため、旋回防止板を設置した方が漏れ流れと主流の混合損失が増加し、段効率が低下する。

参考文献

- (1) 田沼唯士, “世界の電力需要動向と蒸気タービン”, ターボ機械, Vol. 40, No. 5 (2012), pp. 2-8.
- (2) Denton, J. D., “Loss Mechanisms in Turbomachines”, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, No.4 (1993), pp. 621-656.
- (3) Wallis, A. M., Denton, J. D. and Demargne, A. J., “The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspect Ratio”, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, No. 2 (2001), pp. 334-341.
- (4) Rosic, B and Denton, J. D., “The Control of Shroud Leakage Loss by Reducing Circumferential Mixing”, ASME GT2006-90946 (2006).
- (5) Pfau, A., Kalfas, A.I. and Abhari, R.S., “Making Use of Labyrinth Interaction Flow”, ASME GT2004-53797 (2004).
- (6) Rosic, B, Denton, J. D., Curtis, E. M. and Perterson, A. T., “The Influence of Shroud and Cavity Geometry on Turbine Performance - An Experimental and Computational Study, Part 2: Exit Cavity Geometry”, ASME GT2007-27770 (2007).
- (7) Barmpalias, K. G., Kalfas, A. I., Abhari, R. S., Hirano, T., Shibukawa, N. and Sasaki, T., “Design considerations for axial steam turbine rotor inlet cavity volume and length scale”, ASME GT2011-45127 (2011).
- (8) Langston, L. S., “Crossflows in a Turbine Cascade”, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 102, No. 4 (1980), pp. 866-874.
- (9) Segawa, K., Shikano, Y., Tsubouchi, K. and Shibashita, N., “Development of a Highly Loaded Rotor Blade for Steam Turbines”, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, Vol. 45, No. 4 (2002), pp. 881-890.