

NUMERISCHE UNTERSUCHUNG DER INTERAKTION ZWISCHEN HAUPTSTRÖMUNG UND SPERRLUFT INNERHALB EINER NIEDERDRUCKTURBINE

W. Kurz, P. Schuler, K. Dullenkopf, H.-J. Bauer,
Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT),
Kaiserstr. 12, 76131 Karlsruhe, Deutschland

Zusammenfassung

Das Sekundärluftsystem in modernen Flugtriebwerken stellt Verdichterluft sowohl als Kühlluft für thermisch hoch beanspruchte Bauteile als auch als Sperrluft zur Abdichtung unterschiedlicher Komponenten bereit. Der Sperrluftausblasung durch den konstruktionsbedingten Spalt zwischen Leitrad und Laufradscheibe kommt aufgrund steigender Turbineneintrittstemperaturen auch in der Niederdruckturbine eine steigende Bedeutung zu. Die Sperrluft soll verhindern, dass das Heißgas der Hauptströmung ins Innere der Maschine gelangt. Dabei ist im Sinne einer Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung des Gesamttriebwerksystems eine gute Dichtwirkung bei geringem Sperrluftmassenstrom ebenso anzustreben wie eine möglichst verlustarme Vermischung der Sperrluft mit der Hauptströmung. Um die Interaktion der Sperrluft mit der Hauptströmung besser zu verstehen, wurde eine numerische Untersuchung für zwei Spaltkonfigurationen durchgeführt.

Die numerische Untersuchung umfasst eine ebene Schaufelpassage mit periodischen Rändern und einem sich unmittelbar stromauf des Staupunktes befindlichen Spalt. Die Schaufelgeometrie entspricht einer typischen Niederdruckturbinenlaufschaukel. Ein einfacher axialer Spalt und ein Verbunddichtspalt mit gegenseitiger Überlappung repräsentieren typische Spaltkonfigurationen und wurden daher für die Untersuchung des Geometrieinflusses gewählt. Ein modularer Aufbau des hexahedrischen Rechengitters ermöglicht einen flexiblen Austausch der Dichtspaltkonfigurationen und schließt den Einfluss eines geänderten Schaufelpassagengitters aus.

Die stationären Berechnungen wurden mit Hilfe des kommerziellen RANS-Lösers CFX 11 durchgeführt. Der Sperrluftmassenstrom wurde mit einer Umfangskomponente versehen und sein Anteil zwischen 0 und 1 % des Hauptmassenstroms variiert. Eine zunächst vorgenommene Rechnung einer Schaufelumströmung ohne Spalt dient der Validierung des Rechenmodells und liefert gleichzeitig den Referenzfall für die Fälle mit Dichtspalt.

Die Ergebnisse dieser Arbeit belegen den Zusammenhang zwischen Sperrluftmassenstrom und aerodynamischen Verlusten, die durch den Totaldruckverlustkoeffizienten ausgedrückt werden. Mit Hilfe geeigneter Visualisierungstechniken konnten Veränderungen in den typischen Wirbelstrukturen und der Grenzschichtdicke innerhalb der Schaufelpassage nachgewiesen werden. Diese Effekte resultieren im Fall des Axialspalts in einer schlechteren Sperrwirkung und in höheren Totaldruckverlusten. Allerdings wird die Bildung des Hufeisenwirbels am Staupunkt unterbunden. Die Verbundspaltgeometrie zeigt dagegen deutliche Vorteile bezüglich des Sperrverhaltens und des Totaldruckverlustes. Die Grenzschicht wird weniger angehoben, die Interaktion der Sperrluft mit der Hauptströmung fällt geringer aus. Die gewonnenen Erkenntnisse können in ein optimiertes Dichtspaltdesign zukünftiger Triebwerke einfließen.

1. EINLEITUNG

Ein Ansatz zur Steigerung von Wirkungsgrad und spezifischer Leistung in modernen Flugtriebwerken besteht in der Minimierung von Verlusten. Insbesondere aufgrund des immer größer werdenden Anteils an Verdichterluft, die dem thermodynamischen Kreisprozess für das Sekundärluftsystem entzogen wird, ist dessen effiziente Auslegung von großer Bedeutung. Beim Einsatz von Sekundärluft zur Abdichtung eines konstruktionsbedingten Spalts zwischen Stator und Rotor einer Niederdruckturbinenstufe wird diese über den Spalt in die Heißgasströmung ausgeblasen, um damit ein Eindringen von Heißgas ins Innere der Maschine zu verhindern. Dabei gilt es, neben einer hohen Dichteffektivität auch eine möglichst verlustarme Vermischung des Heißgases mit der Sperrluft zu gewährleisten. Bisherige Untersuchungen zielten vor allem auf eine Untersuchung der Dichteffektivität verschiedener Konfigurationen ab ([1], [2], [4]). Jedoch besteht trotz einer Vielzahl an

verwendeten Spalt- und Sperrgeometrien bisher noch kein Konsens über ein optimales Design. Insbesondere gibt es kaum Untersuchungen zur Entstehung der zusätzlichen Verluste durch die Sperrluftausblasung. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es daher, anhand numerischer Simulationsergebnisse den Heißgaseintritt besser zu verstehen und die für die zusätzlichen Verluste verantwortlichen Strömungsphänomene zu identifizieren.

1.1. Dichtspalte in Niederdruckturbinen

Die einfachste Form eines Dichtspalts, eine Lücke zwischen Stator und Rotor, kann nach Green und Turner [2] selbst bei hohen Sperrluftmassenströmen ein Eindringen von Heißgas nicht vollständig verhindern. Sie untersuchten den Einfluss verschiedener Sperrluftmassenströme auf die Sperreffektivität eines einfachen axialen Spalts. Sie konnten nachweisen, dass die Rotation des Schaufelgit-

ters nur sehr geringen Einfluss auf den Heißgaseintritt hatte. Dieser war dagegen stark von der apparativen Anordnung abhängig. Wenn das dem Leitgitter nachfolgende Laufgitter im Versuch tatsächlich vorhanden war, waren die Eintritte viel geringer als im Fall ohne Laufgitter. Das Laufschaufelgitter hatte auf die Asymmetrie der Leitschaufelnachlaufströmung einen glättenden Effekt. Allerdings konnte der Heißgaseintritt nicht vollständig vermieden werden. Green und Turner kamen daher zu dem Schluss, dass eine Steigerung der Dichteaktivität allein über eine Erhöhung des Sperrluftstroms nicht zielführend sein kann.

Bohn et al. [1] verglichen den Einfluss der Spaltgeometrie auf den Heißgaseintritt. Die erste Konfiguration war ein einfacher Axialspalt zwischen einer flachen Statorscheibe und einer flachen Rotorscheibe. Bei der zweiten Konfiguration war auf der Statorseite unterhalb der Nabe ein gewisses Hohlvolumen. Dadurch konnte die Dichteaktivität bereits etwas gesteigert werden. Auch sie stellten fest, dass der Gaseintritt mit höheren Sperrluftmassenströmen reduziert, aber nicht ganz verhindert werden kann. Des Weiteren konnten sie eine Abhängigkeit zwischen Hauptströmungsgeschwindigkeit und Heißgaseintritt feststellen. Dieser nimmt für steigende Reynoldszahlen der Hauptströmung zu, da dadurch die Druckasymmetrien in der Hauptströmung größer werden. Mithilfe von CFD-Berechnungen untersuchten sie außerdem die Strömungsphänomene in einem einfachen Axialspalt. Sie konnten im Spalt einen quer zur Hauptströmungsrichtung ausgebildeten Wirbel ausmachen, der den Gaseintritt reduziert, mit steigendem Sperrluftstrom jedoch im Durchmesser abnimmt.

Roy et al. [4] untersuchten den Gaseintritt zwischen Laufschaufelrotor und Leitschaufelstator. Die Spaltdichtung war bereits komplexer als in den bisherigen Fällen in Form zweier radial gegeneinander versetzter, sich axial überlappender Schneiden ausgeführt. Der Heißgaseintritt war immer noch vorhanden und sie konnten zeigen, dass dieser an der Statorseite, das heißt an der stromab liegenden Seite des Spalts am größten ist. Außerdem schlugen sie eine numerische Untersuchung der komplexen Strömungsphänomene vor, die experimentell schwer zu isolieren seien.

1.2. Sekundärströmungen in Turbinenschaufelpassagen

Strömungsmechanische Verluste entstehen durch Dissipation kinetischer Energie, also durch einen Zuwachs an Entropie in der Strömung. Diese Dissipation findet im Fall einer Schaufelumströmung außer in der Grenzschicht vor allem in den Sekundärströmungen statt. Sekundärströmungen entstehen an Strömungshindernissen und durch Druckdifferenzen innerhalb der Hauptströmung meist in Form von stationären Wirbeln. Eine Änderung der Schaufel- oder der Seitenwandgeometrie ändert somit das Verlustverhalten und den Wärmeübergang der Strömung. Da die Energiedissipation vom Verhältnis von sekundärer zu gesamter kinetischer Energie [5] abhängt, trägt eine Minimierung der Sekundärströmungen direkt zu einer Minimierung der Verluste und zu einer Erhöhung des Wirkungsgrads einer Turbine bei. In Sieverding [6] und Simon und Piggush [7] ist das grundlegende Verständnis zu den Sekundärströmungen zusammengefasst, welches zusam-

men mit der Darstellung nach Wang et al. [9] in BILD 1 der Interpretation der Berechnungsergebnisse dient. Die Entstehung der Sekundärströmungen lassen sich auf zwei wesentliche Effekte zurückführen: 1) Die ankommende Grenzschicht rollt sich am Staupunkt der Schaufel zu einem Hufeisenwirbel auf. 2) Der durch die Strömungsumlenkung entstehende Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite zweier benachbarter Schaufeln versetzt die Grenzschicht in der Passage in Rotation. Durch diese Rotation wandert der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels auf die Saugseite der Nachbarschaufel. Dort folgt dieser dann als *passage vortex* bezeichnete Wirbel der Rotation entlang der Schaufeloberfläche zur Schaufelmitte. Er nimmt dabei an Intensität zu, bis er die Schaufelpassage verlässt. Nach Austritt aus der Schaufelpassage entsteht durch die Rotation des *passage vortex* ein entgegengerichteter Nachlaufwirbel. Zusätzlich entstehen in Bereichen lokal geringer Reynoldszahlen zwischen Seitenwand und Schaufel so genannte Eckwirbel.

Bei der Diskussion der Ergebnisse werden die Sekundärströmungen in den Simulationen mit und ohne Dichtspalt identifiziert. Im Vergleich mit den diskutierten typischen Sekundärströmungen lässt sich das numerische Modell validieren. Abweichungen lassen sich dann direkt auf die Dichtspalte und die Sperrluft zurückführen.

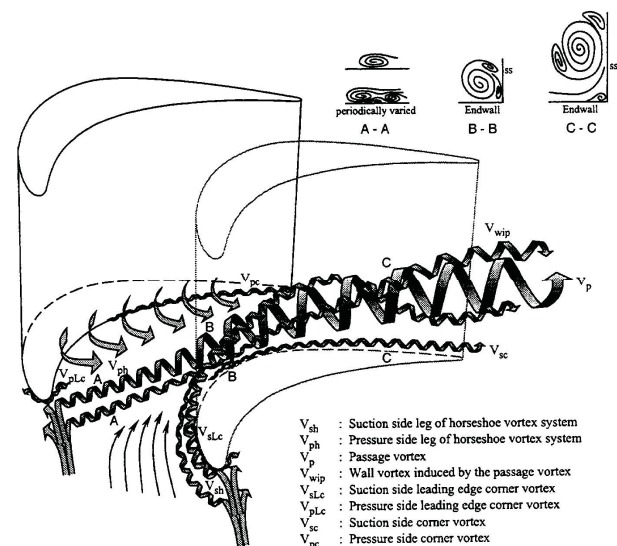


BILD 1. Sekundärströmungsmodell nach Wang et al. [9]

2. NUMERISCHE MODELLIERUNG

Die durchgeführten CFD-Berechnungen ergänzen experimentelle Messungen, die im Moment am Institut für Thermische Strömungsmaschinen im Rahmen des europäischen MAGPI-Projekts durchgeführt werden. Um den Effekt verschiedener Dichtspaltgeometrien und Sperrluftmassenströme auf das Strömungsfeld der Hauptströmung unabhängig von anderen Einflüssen wie dem stromauf liegenden Leitrad, der Rotation des Läufers oder einer konturierten Schaufelgeometrie untersuchen zu können, wurde eine statische, ebene Schaufelkaskade modelliert. Die Schaufelgeometrie wurde von ITP zur Verfügung gestellt und entspricht einer typischen Niederdruckturbinenschaufel. Eine schematische Darstellung der Schaufelpas-

sage ist in BILD 2 gegeben; in TAB 1 sind die charakteristischen Schaufelparameter zusammengefasst. Um einen möglichst großen Effekt einer geänderten Spaltgeometrie zu erhalten, wurde ein einfacher Axialspalt (BILD 3) und ein komplexer Verbundspalt mit gegenseitiger axialer Überlappung (BILD 4) ausgewählt.

Aufgrund der gewählten Kaskadengeometrie reicht es aus, eine einzige Schaufel innerhalb eines Kontrollvolumens mit periodischen Rändern zu modellieren. Die Breite des Kontrollvolumens entspricht genau der Teilung der Schaufelkaskade. BILD 6 zeigt das modellierte Volumen, das aus einem Einlauf, der Schaufelpassage und dem Auslauf besteht. Die auf der Länge der Saugseite und der Austrittsgeschwindigkeit basierende Reynoldszahl ist mit $Re = 5,9 \times 10^5$ typisch für eine Niederdruckturbinenstufe. Der Ursprung des kartesischen Koordinatensystems befindet sich an der Schaufelvorderkante. Alle Geometrieangaben sind auf die axiale Schaufellänge C_x bezogen.

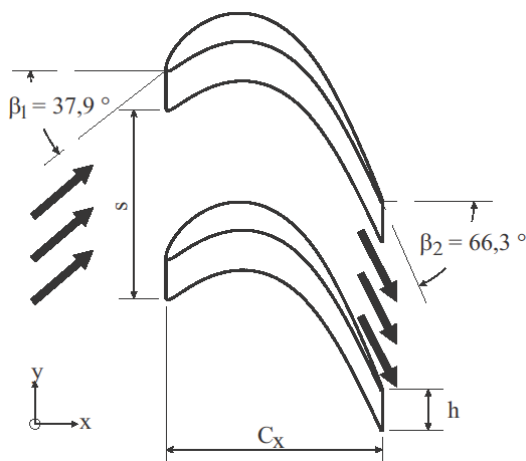


BILD 2. Schema der Schaufelkaskade

Teilung	s	=	0,884 C_x
Schaufelhöhe	h	=	1,33 C_x
Länge Saugseite	l_s	=	1,64 C_x
Einlasswinkel	β_1	=	37,9 C_x
Auslasswinkel	β_2	=	66,3 C_x

TAB 1. Schaufelabmessungen

Alle hier vorgestellten Simulationen wurden mit dem kommerziellen Finite-Volumen-Löser CFX-11.0 auf hexahedralen Gittern durchgeführt. Die Transportgleichungen wurden mithilfe des CFX „High Resolution“ Schemas diskretisiert. Parallele Berechnungen wurden mit dem MeTiS multi-level weighted k-way Algorithmus für die Partitionierung und mit HP MPI für den Datentransfer durchgeführt. Der automatische Zeitschritt lag in der Größenordnung von $6 \cdot 10^4$. Die durchschnittliche Rechenzeit betrug 15 CPU-Stunden pro Simulation.

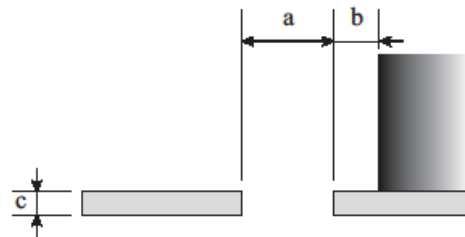


BILD 3. Axialspalt; Hauptströmung von links nach rechts

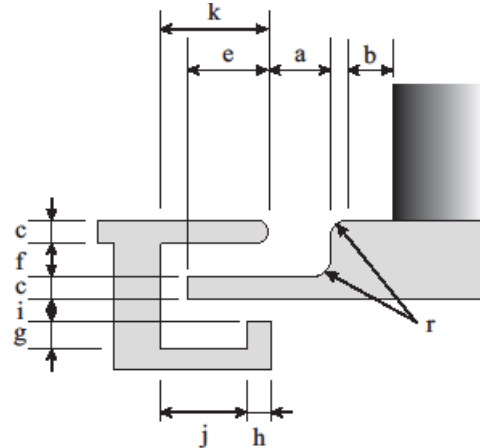


BILD 4. Verbundspalt; Hauptströmung von links nach rechts

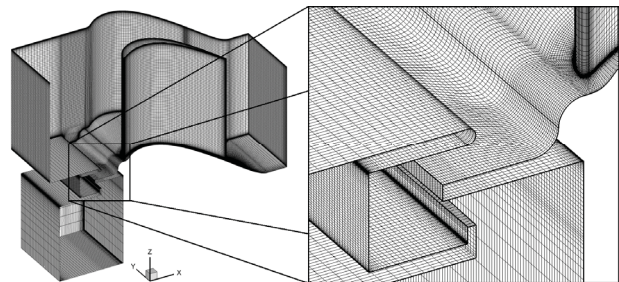


BILD 5. Vernetztes Kontrollvolumen: Schaufelpassage und Verbunddichtspalt

2.1. Kontrollvolumen und Rechengitter

Das Kontrollvolumen der Schaufelpassage ist unabhängig von den verschiedenen Dichtspalten vernetzt. Dieses Vorgehen erlaubt es, die Gittergenerierung für jede Geometrie unabhängig zu optimieren. Somit ist ausgeschlossen, dass Änderungen in der Schaufelvernetzung einen Einfluss auf das Ergebnis haben. Ein Aussparung im Schaufelgitter vor dem Staupunkt (siehe BILD 6, links) dient als Schnittstelle für die Verbindung der beiden Gitter. Eine genaue Definition der Gitterpunktverteilung an dieser Schnittstelle gewährleistet eine hohe Qualität des zusammengefügt Gitters. Die Einlaufflänge wurde auf $l_{ein} = 1 C_x$ festgelegt, damit sich eine ausreichend entwickelte Grenzschicht bis zur Schaufelvorderkante ausbilden kann. Der Auslauf muss groß genug sein, um Rezirkulationen im

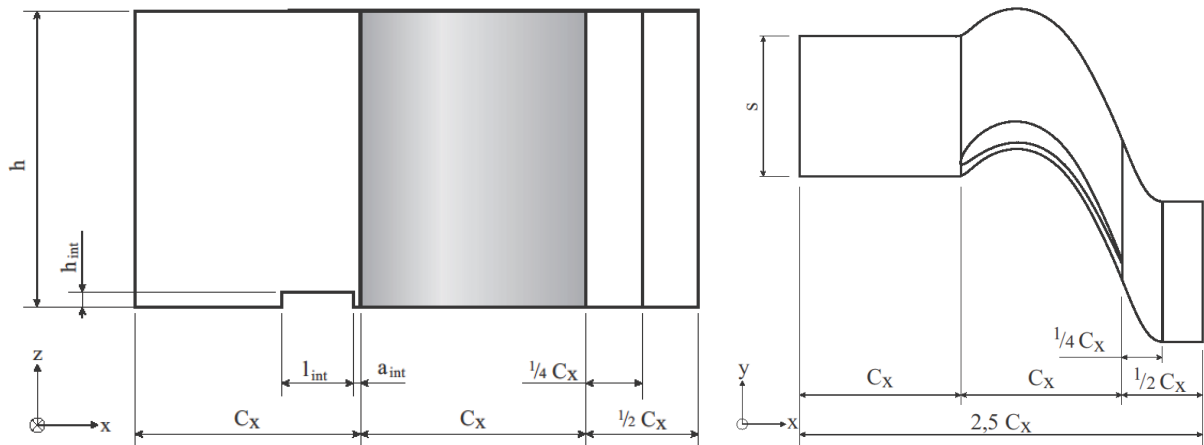


BILD 6. Kontrollvolumen; Hauptströmung von links nach rechts

Gitter	Zellenanzahl	Sperrluftstrom	Einlass-RB Hauptströmung	Einlass-RB Sperrluftstrom
Schaufelkanal	$\approx 3,3 \cdot 10^6$	–	$P_{\text{tot},1}$, T, Einströmrichtung	–
mit Axialspalt	$\approx 3,7 \cdot 10^6$	0,0; 0,5; 1,0 %		m' , T, Einströmrichtung
mit Verbundspalt	$\approx 4,1 \cdot 10^6$			

TAB 2. Überblick über die Gitter und Randbedingungen (RB)

Nachlauf der Schaufel aufzulösen. Eine Länge von $l_{aus} = \frac{1}{2} C_x$ war hierfür ausreichend. Da die erwarteten Effekte vor allem auf Störungen der Grenzschicht zurückzuführen sind, wurde diese vollständig aufgelöst. Dies erfordert einen y+-Wert an der Wand von ungefähr 1. Eine Gitterunabhängigkeitsstudie zeigte, dass die Auflösung der Grenzschicht einen weitaus größeren Einfluss auf die errechneten aerodynamischen Verluste hat als die Gesamtzahl der Gitterzellen. BILD 5 zeigt ein zusammengefügtes Gitter aus dem Schaufelgitter und dem Verbundspaltgitter. Die axiale Auflösung beträgt 73 Zellen, die vertikale Auflösung 126 Zellen. Je nach verwendetem Dichtspalt ergaben sich Gesamtgittergrößen zwischen 3,3 und 4,1 Millionen Zellen.

2.2. Turbulenzmodell und Randbedingungen

Die aufgrund der hohen Reynoldszahl getroffene Annahme einer vollturbulenten Strömung erlaubt die Rechnung mit Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS), zu deren Schließung Menters [3] $k-\omega$ -SST Turbulenzmodell gewählt wurde. Dieses Turbulenzmodell wurde speziell für Tragflügelumströmungen entworfen und bildet schaufeltypische Sekundärströmungsphänomene wie den Hufeisenwirbel am Staupunkt sehr gut ab.

Alle Wände wurden als schlupffrei, adiabat und hydraulisch glatt angenommen. Totaldruck und Richtung der Hauptströmung bilden die Eingangsrandbedingung, die eine ideale Anströmung der Schaufel gewährleistet. Die Ausgangsrandbedingung ist ein gleichförmiger, statischer Druck, so dass sich ein konstantes Druckverhältnis von $\Pi = 1,033$ ergibt. Die Dichtspalte wurden mit jeweils drei Sperrluftmassenströmen von 0,0, 0,5 und 1,0 % bezogen

auf den Hauptmassenstrom beaufschlagt. Die Einlassrichtung der Sperrluft wurde mit 45° bezüglich der z-Achse vorgegeben. TAB 2 gibt einen Überblick über die wichtigsten Parameter der Simulationen.

3. ERGEBNISSE UND DISKUSSION

Eine Berechnung der Schaufelströmung ohne Dichtspalt dient als Referenzfall gegenüber den Simulationen mit Dichtspalten. Dazu wird ein passend vernetzter Quader in die Schnittstelle eingesetzt. Als globaler Referenzwert dient der Totaldruckverlustkoeffizient. Im berechneten Strömungsfeld werden die charakteristischen Sekundärströmungen der Schaufelströmung identifiziert. Im Vergleich mit den bekannten Sekundärströmungsmodellen wird das gewählte numerische Modell validiert. Im Anschluss daran werden die Konfigurationen mit den beiden Dichtspalten diskutiert. Die zusätzlichen Totaldruckverluste lassen sich auf Veränderungen in den Sekundärströmungen und Störungen der Grenzschicht zurückführen.

3.1. Ohne Dichtspalt

Der Totaldruckverlustkoeffizient ζ ist ein dimensionsloses Maß für die Gesamtheit der aerodynamischen Verluste. Für die Berechnung von ζ an einer axialen Position x werden flächengemittelte Drücke verwendet:

$$(1) \quad \zeta = (p_{tot,1} - p_{tot,x}) / (p_{dyn,2})$$

Der Index 1 kennzeichnet den Eintritt ins Kontrollvolumen, der Index 2 den Austritt. Die Simulation der ungestörten Schaufelströmung ohne Dichtspalt ergab einen Totaldruckverlustkoeffizienten von $\zeta = 5,45 \%$.

Die charakteristischen Sekundärströmungen innerhalb einer Schaufelpassage bestehen aus stationären Wirbeln, zu deren Identifizierung das so genannte Q-Kriterium angewendet wurde. Dieses basiert auf der Betrachtung der Eigenwerte P , Q und R des lokalen Geschwindigkeitsgradiententensors $\partial v_i / \partial x_j = \nabla v$ [8]. Der zweite Eigenwert

$$(2) \quad Q = \frac{1}{4} (W^2 - S^2),$$

der sich aus dem Quadrat der Formänderungsgeschwindigkeit S und dem Quadrat des Wirbeltensors W zusammensetzt, liefert ein lokales, skalaris Kriterium für Wirbelstrukturen. Für $Q > 0$ dominiert Rotation, was der Definition eines Wirbels entspricht. BILD 7 und BILD 8 zeigen die Isoflächen $Q = 2$ für die Schaufelströmung. Die Farbe kennzeichnet die Ausdehnung in z-Richtung. Die Beschriftung der Wirbel ist analog zu derjenigen von Wang et al. in BILD 1. Deutlich zu erkennen ist der Hufeisenwirbel, dessen saugseitiger Ast V_{sh} sich in der beschleunigten Strömung auflöst. Der druckseitige Ast V_{sp} wandert aufgrund des Kräfteungleichgewichts in der Grenzschicht zur Saugseite der nächsten Schaufel, ohne seine Ausdehnung nennenswert zu verändern. Ab der Schaufel bewegt sich der Wirbel in z-Richtung (in BILD 7 auf den Betrachter zu) und gewinnt an Stärke. Nach der Hinterkante ist der sich bildende Nachlaufwirbel V_{wip} analog zur Darstellung in BILD 1 zu identifizieren. Alle wesentlichen Wirbelphänomene werden also simuliert. Einzig der druckseitige Eckwirbel V_c bleibt im Gegensatz zu der Darstellung von Wang et al. nicht in der Ecke, sondern bewegt sich ab $x/C_x \approx 1/2$ ein wenig zur Saugseite.

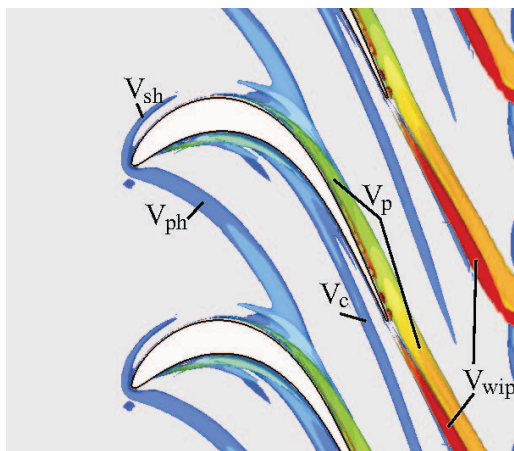


BILD 7. Sekundärströmungen ohne Dichtspalt: Isoflächen $Q = 2$, X-Y-Ebene

Wie bereits in Abschnitt 1.2 erwähnt, spielt die Grenzschicht bei der Entstehung der Sekundärströmungen eine entscheidende Rolle. Daher wurde die Grenzschichtentwicklung über der gesamten Seitenwand mithilfe von Konturlinien gleicher Grenzschichtdicke abgebildet. Die Definition der Grenzschichtdicke erfolgt im Allgemeinen über den Wandabstand δ , für den die Geschwindigkeit einen gewissen Anteil γ , üblicherweise 99%, der Freistromgeschwindigkeit v_∞ beträgt:

$$(3) \quad v(z = \delta) = \gamma v_\infty$$

Die Geschwindigkeit im Abstand $z = 1/10 h$ wurde als Freistromgeschwindigkeit gewählt. Aus Gründen der besseren

Visualisierung ist die Grenzschicht in BILD 9 für $\gamma = 0,9$ dargestellt. Für die Analyse der Sekundärströmungen ist diese Vorgehensweise jedoch genauso zielführend, da in diesen Bereichen mit relativ zur Hauptströmung geringeren Geschwindigkeiten das Ungleichgewicht zwischen Zentrifugal- und Druckkräften für die Bildung der Sekundärströmungen maßgeblich verantwortlich ist. Das natürliche Anwachsen der Grenzschicht bei der Überströmung einer ebenen Platte lässt sich stromauf (links) der Schaufeln gut erkennen. Nach dem Eintritt in den Schaufelkanal ist ein durch den druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels hervorgerufenen Anwachsens der Grenzschicht zu erkennen. Stromab davon bildet sich die neue Grenzschicht, die ebenfalls wieder langsam anwächst.

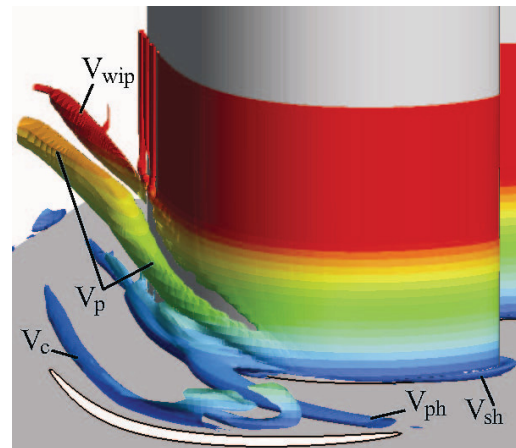


BILD 8. Sekundärströmungen ohne Dichtspalt: Isoflächen $Q = 2$, Blick auf die Saugseite

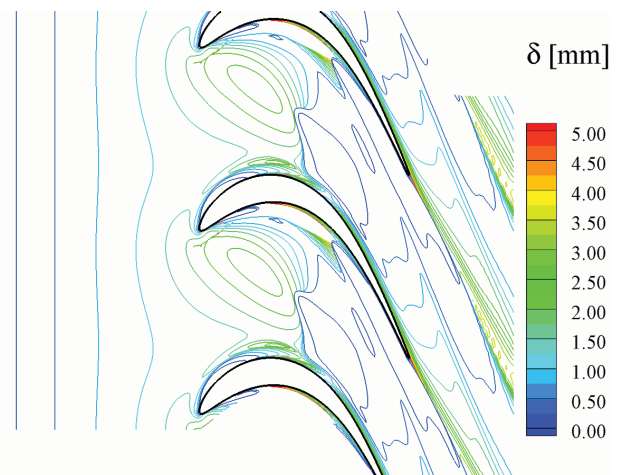


BILD 9. Konturen gleicher Grenzschichtdicke für die Kaskadenströmung ohne Dichtspalt

3.2. Mit Dichtspalten

Es wurden zwei Dichtspaltkonfigurationen, ein einfacher Axialspalt und ein Verbundspalt mit gegenseitiger axialer Überlappung, für Sperrluftmassenströme von 0,0, 0,5 und 1,0 % bezogen auf den Hauptmassenstrom untersucht. BILD 10 fasst die bei $1/4 C_x$ nach der Schaufel (BILD 6) gemittelten Totaldruckverlustkoeffizienten zusammen. Wie zu erwarten, bewirkt eine Erhöhung des Sperrluftmassenstroms eine dazu proportionale Steigerung der aerodynamischen Verluste. Die Geometrie des Verbundspalts be-

wirkt in allen Fällen geringere Verluste. Beide Geometrien stören jedoch die Aerodynamik der Schaufelströmung derart, dass selbst bei Abwesenheit einer Sperrluftströmung (0,0 %) zusätzliche Verluste auftreten.

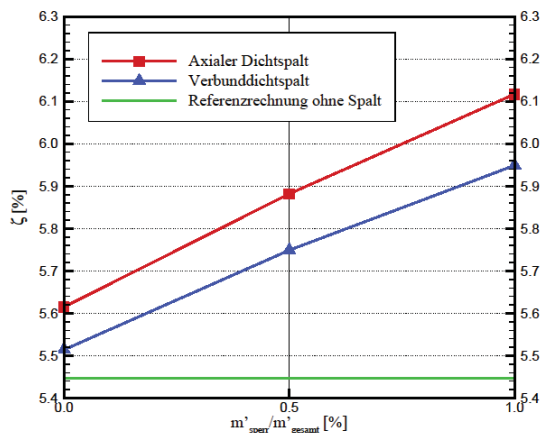


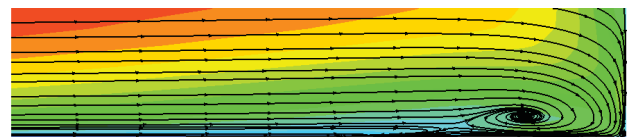
BILD 10. Totaldruckverlustkoeffizienten für die durchgeführten Simulationen

Erklärungen für die zusätzlichen Verluste lassen sich anhand einer Betrachtung der Sekundärströmungen finden. Analog zu BILD 7 sind in BILD 12 und BILD 13 die mit dem Q-Kriterium identifizierten Sekundärströmungen für die Fälle mit den beiden Dichtspalten und je 1% Sperrluftmassenstrom dargestellt. Für beide Geometrien bildet sich ein deutlich größerer *passage vortex* aus, der einen ebenfalls größeren Nachlaufwirbel verursacht. Allerdings entsteht der *passage vortex* nicht wie bei der klassischen Schaufelumströmung aus dem Hufeisenwirbel. Da die ankommende Grenzschicht in den Dichtspalt eindringt, kann sich kein signifikanter Hufeisenwirbel mehr bilden, wie sich am BILD 11 gut erkennen lässt. Die Verzögerung der Strömung am Staupunkt führt zu einem lokalen Druckanstieg, der bei einer normalen Schaufelumströmung (BILD 11a)) für die Bildung des Hufeisenwirbels verantwortlich ist. Aufgrund der fehlenden Seitenwand im Bereich eines Spalts wird die Grenzschicht jedoch nicht aufgestaut, sondern taucht in den Spalt hinein ab. Auf der kurzen Distanz zwischen Spalt und Schaufelvorderkante bildet sich dann eine neue Grenzschicht, die jedoch wesentlich niedriger ist. Ein Aufrollen am Staupunkt erzeugt daher einen deutlich kleineren Hufeisenwirbel, da dessen radiale Ausdehnung nicht größer als die Höhe der Grenzschicht sein kann.

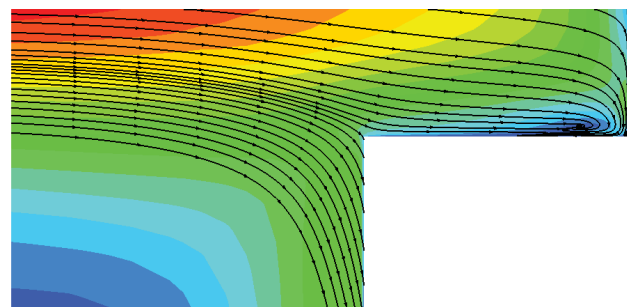
Die scharfe Kante der Axialspaltgeometrie bewirkt dabei ein viel stärkeres Abtauchen der Grenzschicht, als dies bei der Verbundspaltgeometrie der Fall ist. Trotz dieses positiven Aspekts entstehen durch den *passage vortex* starke Verluste. In BILD 12 sind die Wirbelstrukturen wesentlich deutlicher ausgeprägt als in BILD 13. Kurz nach Eintritt in die Schaufelpassage bildet sich eine komplexe Wirbelstruktur, die auf eine starke Interaktion von Sperrluft und Hauptströmung schließen lassen. Die abgerundeten Kanten des Verbundspalts scheinen diese starke Wirbelbildung zu unterbinden. Der *passage vortex* ist weniger stark ausgeprägt. Die gemeinsame Darstellung von Totaldrücken und Wirbelkonturen in BILD 14 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Totaldruckverlusten und Sekundärströmungen. Dabei spielt neben der räumlichen Aus-

dehnung der Wirbelstrukturen auch die Stärke der Wirbelrotation eine Rolle, da die Verluste durch den Axialspalt bei ähnlichem Wirbeldurchmesser deutlich größer sind.

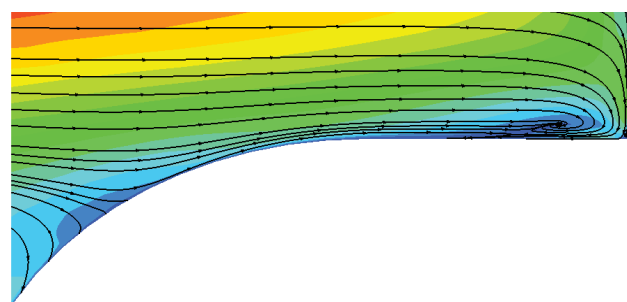
Die Veränderung der Wirbelstrukturen ist auf eine Veränderung der gesamten Grenzschicht stromab des Spalts zurückzuführen. Die ankommende Grenzschicht verschwindet vor Eintritt in die Schaufelpassage über dem Spalt. In diesem Bereich findet ein Austausch zwischen dem relativ langsamen Heißgas der Grenzschicht und austretender Sperrluft statt. Da die Sperrluft a priori keinen Impuls in axialer Richtung besitzt, vergrößert sich ab dem Spalt das Gebiet mit impulsarmem Fluid. Dieses Phänomen lässt sich analog zu BILD 9 mit einer Berechnung der Grenzschichtdicke darstellen. In BILD 15 und BILD 16 ist die Grenzschichtdicken bzw. die Höhe der Schicht mit im Vergleich zur Freistromgeschwindigkeit niedrigeren Geschwindigkeiten über der unteren Seitenwand dargestellt. Das Gas innerhalb dieser Schicht gerät am Eintritt in die Schaufelpassage unter den Einfluss des Ungleichgewichts von Zentripetal- und Druckkräften, wird dadurch in Rotation versetzt und bildet somit den neuen *passage vortex*. Mit zunehmendem Sperrluftmassenstrom erhöht sich die Schicht niedriger Geschwindigkeiten die für die zusätzlichen Verluste verantwortlich sind.



a) Ohne Dichtspalt



b) Axialspalt



c) Verbundspalt

BILD 11. Grenzschicht (von links) vor dem Staupunkt der Schaufel (rechts); Größe der Ausschnitte a) $0,027 C_x \times 0,13 C_x$ b) und c) $0,06 C_x \times 0,13 C_x$, je 1% Sperrluft

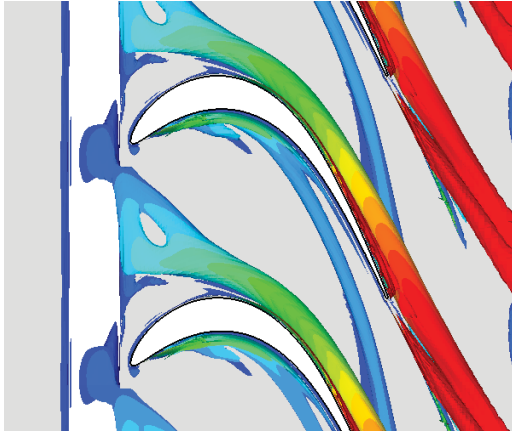


BILD 12. Sekundärströmungen beim Axialspalt: Isoflächen $Q = 2$, X-Y-Ebene, 1% Sperrluft

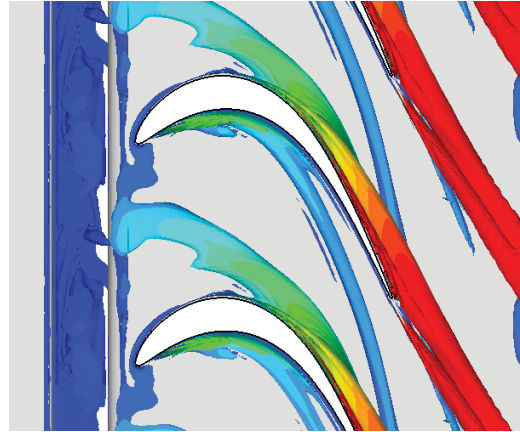
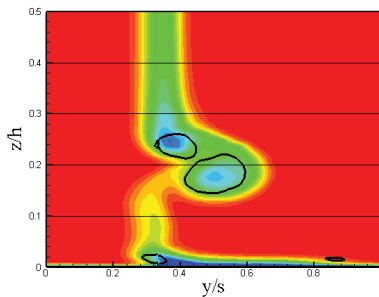
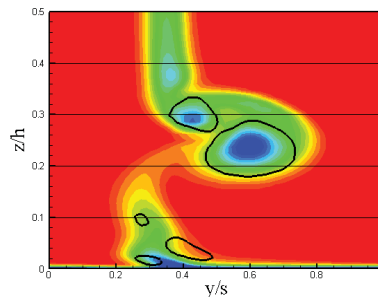


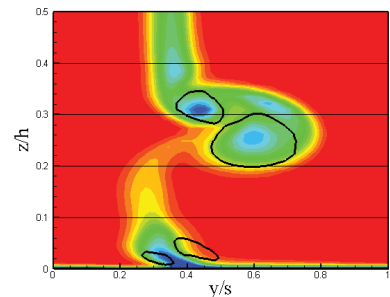
BILD 13. Sekundärströmungen beim Verbundspalt: Isoflächen $Q = 2$, X-Y-Ebene, 1% Sperrluft



(a) ohne Spalt



(b) Axialspalt, 1% Sperrluft



(c) Verbundspalt, 1% Sperrluft

BILD 14. Totaldruck p_{tot} und Isokurven $Q = 2$; $1/4 C_x$ stromab der Hinterkante

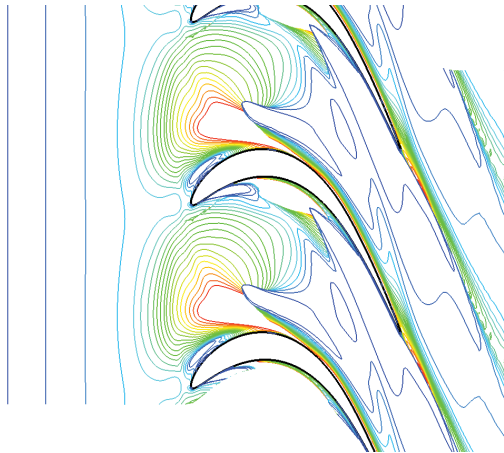


BILD 15. Konturen gleicher Grenzschichtdicke für die Kaskade mit Axialspalt, 1% Sperrluft

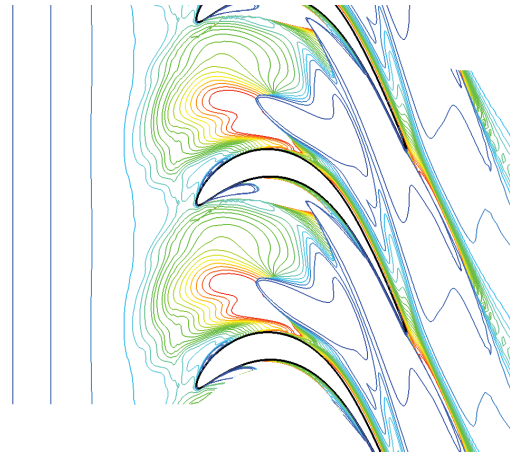


BILD 16. Konturen gleicher Grenzschichtdicke für die Kaskade mit Verbundspalt, 1% Sperrluft

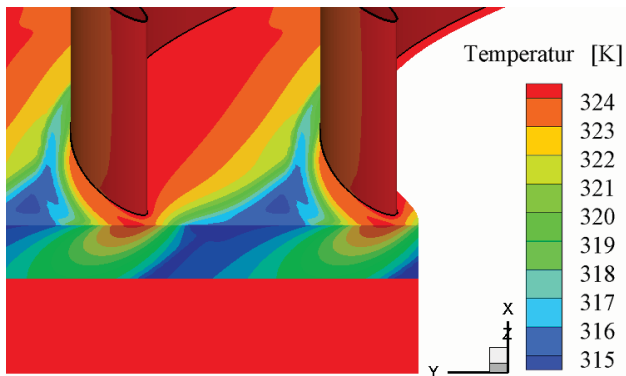


BILD 17. Temp.verteilung Axialspalt, 1% Sperrluft

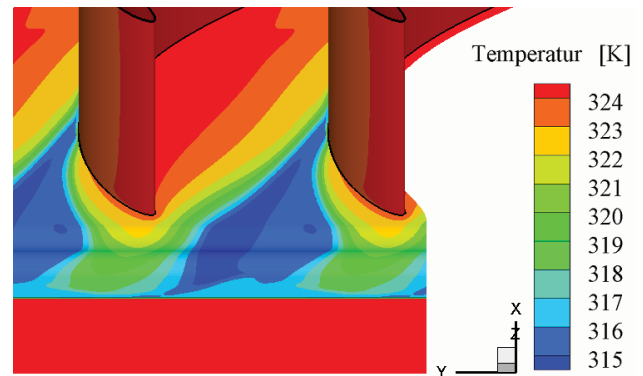


BILD 18. Temp.verteilung Verbundspalt, 1% Sperrluft

Im Fall ohne Sperrluft entsteht aus der Luft, die vor der Schaufelvorderkante in den Spalt abtaucht, bei Wiederaustritt zwischen zwei Schaufeln die gleiche, wenn auch schwächere Struktur. Der positive Effekt der Verminderung des Hufeisenwirbels wird also durch die Bildung eines neuen Wirbels aus der Sperrluft überkompensiert. Durch die starke Interaktion zwischen Sperrluft und Hauptströmung bildet sich nach dem Durchgang des *passage vortex* die neue Grenzschicht langsamer.

3.3. Kühlwirkung der Sperrluft

Die im Vergleich zur Hauptströmung kühlere Sperrluft wird idealerweise auch gleichzeitig zur Kühlung der Seitenwand bzw. der Schaufeloberfläche eingesetzt. Um die Kühlwirkung der Sperrluft zu analysieren, sind in BILD 17 und BILD 18 die Oberflächentemperaturen auf der Seitenwand und im Dichtspalt dargestellt. Eine Kühlung der Oberfläche tritt in beiden Fällen nur zwischen den Schaufeln auf. Dabei ist die gekühlte Fläche im Fall des Verbundspalts aufgrund der gleichmäßigeren Ausströmung deutlich größer. Die Überlappung hindert außerdem das Heißgas daran, tief in den Spalt einzudringen. Die Temperatur der Seitenwand am Staupunkt ist deutlich niedriger, was darauf schließen lässt, dass weniger Heißgas vor dem Staupunkt in den Spalt strömt als im Fall des Axialspalts.

4. ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit wurde die Interaktion der Sperrluft mit der Hauptströmung einer Niederdruckturbinenstufe numerisch untersucht. Es wurden zwei Dichtspaltgeometrien bei jeweils drei verschiedenen Sperrluftströmen simuliert. Neben dem Vergleich der Totaldruckverluste galt ein besonderes Augenmerk der Veränderung der charakteristischen Sekundärströmungen innerhalb der dem Spalt nachfolgenden Turbinenschaufelkaskade. Dazu wurden die Strömungsfelder mit einer Referenzrechnung einer Kaskadenströmung ohne Spalt verglichen. Mit Hilfe der Visualisierung der stationären Sekundärwirbel und anhand der Veränderung der Grenzschichtdicken an der Seitenwand konnten Erklärungen für die zusätzlichen Verluste gefunden werden. Als dafür verantwortlicher Effekt wurde eine veränderte Sekundärströmungsstruktur ausgemacht. Aufgrund des sich unmittelbar vor der Schaufelvorderkante befindlichen Spaltes wird die Bildung des Hufeisenwirbels an dieser Stelle weitestgehend unterbunden. Aus der im Vergleich zur Hauptströmung relativ langsam ausströmenden Sperrluft bildet sich jedoch trotzdem ein *passage vortex*, dessen Ausdehnung mit wachsendem Sperrluftmassenstrom zunimmt. Proportional zum Sperrluftanteil nehmen die Verluste zu. Dabei spielen auch Geometrieparameter eine wichtige Rolle. So entstehen bei Sperrluftausblasung durch eine einfache Spaltgeometrie grundsätzlich größere Verluste als durch eine komplexer aufgebaute Verbundspaltgeometrie. Dies liegt vermutlich an der abgerundeten Kante zwischen Spalt und Seitenwand, die eine zwischen den Schaufeln gleichmäßigere Ausströmung der Sperrluft aus dem Spalt ermöglicht und damit die Hauptströmung weniger stört. Diese These wird auch durch die Betrachtung der Kühlwirkung der Verbundspaltkonfiguration gestützt. Die durch die Sperrluft gekühlte Fläche ist jedoch bei beiden Spaltgeometrien begrenzt, da die Sperrluft hauptsächlich im *passage vortex* aufgeht. Die entstehenden Sekundärströmungen verhindern also,

dass die Sperrluft länger an der Seitenwand bleibt und diese kühlen kann.

5. DANKSAGUNG

Die Untersuchung wurde von der Europäischen Kommission im Rahmen des 6. Rahmenprogramms, *Research Projekt Main Annulus Gas Path Interactions (MAGPI)*, AST5-CT-2006-030874 gefördert. Die Autoren bedanken uns herzlich für die finanzielle Unterstützung.

6. LITERATUR

- [1] Bohn, D., Rudzinski, B., Sürken, N. und Gärtner, W. (1999): Influence of Rim Seal Geometry on Hot Gas Ingestion into the Upstream Cavity of an Axial Turbine Stage. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Indianapolis, Indiana, June 7-10, 1999.
- [2] Green, T. und Turner, A. B. (1992): Ingestion into the Upstream Wheel-space of an Axial Turbine Stage. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cologne, June 1-4, 1992.
- [3] Menter, F. R. (1994): Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA-Journal, Vol. 32, No. 8, Page 1598-1605.
- [4] Roy, R. P., Feng, J., Narzary, D. und Paolillo, R. E. (2005): Experiment on Gas Ingestion Through Axial-Flow Turbine Rim Seals. Journal of Engineering of Gas Turbines and Power. Vol. 127, July 2005, pp. 573-582.
- [5] Petermann, Hartwig und Pfeleiderer, Carl (2005): Strömungsmaschinen 7. Springer.
- [6] Sieverding, C. H. (1985): Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, April 1985, Page 248-257.
- [7] Simon, T. W. und Piggush, J. D. (2006): Turbine Endwall Aerodynamics and Heat Transfer. AIAA; Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, No. 2, March-April.
- [8] von Terzi D. A., Sandberg, R. D. und Fasel, H. F. (2009): Identification of large coherent structures in supersonic axisymmetric wakes. Comput Fluids. Doi: 10.1016/j.compfluid.2009.01.007.
- [9] Wang, H. P., Olson, S. J., Goldstein, R. J. und Eckert, E. R. G. (1997): Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. Journal of Turbomachinery, Vol. 119, January 1997, Page 1-8.