

NUMERISCHE STRÖMUNGS- UND WÄRMEÜBERGANGSSIMULATION IN EINEM KONISCHEN SPALT MIT ROTIERENDER INNENWAND UND AXIALER DURCHSTRÖMUNG

M. Hufnagel, T. Pychynski, F. Bleier, H.-J. Bauer

Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie
Kaiserstraße 12, 76131 Karlsruhe

ABSTRACT

Diese Arbeit behandelt die Erstellung, die Validierung und den Einsatz eines numerischen Modells zur Berechnung des konjugierten Wärmeübergangs in einem axial durchströmten Konusspalt mit rotierender Innenwand. Diese Strömungsart verhält sich ähnlich einer Taylor-Couette-Poiseuille-Strömung in Zylinderspalten. Ein Kühlkonzept für den Rotor sieht die Eindüsung von Luft durch in Umfangsrichtung angestellte Bohrungen in der Außenwand des Konusspalts vor. Das Hauptziel ist die Charakterisierung des Effekts des Vordralls der eingedüsten Kühlluft auf die lokale und globale Wärmeübertragung im Konusspalt. Die Validierung des Modells erfolgt anhand einer Nachrechnung eines experimentellen Referenzfalls aus der Literatur. An dem Validierungsfall wird gezeigt, dass die Aerodynamik und der Wärmeübergang in einer Taylor-Couette-Poiseuille-Strömung unter Verwendung einer RANS-Simulation in guter Näherung approximiert werden können. Im Rahmen einer Parameterstudie werden für den konischen Spalt zwei Variationen des Vordralls untersucht. Dabei wird bei sinkendem Vordrall neben einem erhöhten Wärmeübergang auch ein Anstieg der Fluidtemperatur beobachtet. Dies ist auf eine stärkere Reibungsaufheizung innerhalb des Fluids aufgrund höherer Relativgeschwindigkeiten zwischen eingedüster und bereits im System mitrotierender Luft zurückzuführen.

NOMENKLATUR

B	[-]	Leistungsverhältnis
P	[W]	Leistung
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
SR	[-]	Vordrallverhältnis
T	[K]	Temperatur
d	[m]	Durchmesser
\dot{m}	[g s ⁻¹]	Massenstrom
\dot{q}	[W m ⁻²]	Wärmestromdichte
u	[m s ⁻¹]	Geschwindigkeit
r	[m]	Radius
s	[m]	Spaltweite
y^+	[-]	dimensionsloser Wandabstand

Griechisch

α	[W m ⁻² K ⁻¹]	Wärmeübergangskoeffizient
λ	[kg m s ⁻³ K ⁻¹]	Wärmeleitfähigkeit
ρ	[kg m ⁻³]	Dichte
θ	[°]	Konuswinkel
φ	[°]	Bohrungswinkel
ω	[rad s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

a	Außenmaß
ax	Axialkomponente
B	Bohrung
ein	Eingangsgröße
f	Fluid
i	Innenmaß
jet	Heißluftstrahl
l	lokal
m	gemittelt
$norm$	normiert
R	Rotor
w	Wand
ϕ	Umfangskomponente

1. EINLEITUNG

Eine Möglichkeit zur Steigerung der Effizienz eines Kerntriebwerks ist die Anhebung des Verdichterdruckverhältnisses. Diese Maßnahme führt zu höheren Temperaturen am Verdichteraustritt. Besonders kritisch ist die Aufheizung des Verdichterantriebskonus, der mit den ihn umgebenden nichtrotierenden Bauteilen einen Konusspalt bildet [1]. Die Temperatur und die damit verbundene Wärmeausdehnung des Antriebskonus haben einen entscheidenden Einfluss auf die Spalthaltung im Hochdruckverdichter. Der Einfluss der schnell rotierenden Verdichterkonuswand führt in Kombination mit der überlagerten Axialströmung zu einem komplexen dreidimensionalen Strömungszustand in dem Konusspalt. Dieser verhält sich ähnlich einer Taylor-Couette-Poiseuille-Strömung in Zylinderspalten, welche durch das Auftreten einer wirbelbehafteten Sekundärströmung, den Taylorwirbeln, charakterisiert ist. Taylorwirbelstrukturen treten erst ab einer kritischen Drehzahl des Innenkörpers auf [2]. Die Strömung und der Wärmeübergang in konischen Taylor-Couette-Poiseuille-Systemen bei sehr hohen Drehzahlen wurden in der Vergangenheit noch nicht experimentell analysiert. Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) in Karlsruhe wird ein Versuchsstand zur Untersuchung eines Kühlkonzepts für den in Abbildung 1 dargestellten Verdichterantriebskonus entwickelt [3]. Das Konzept sieht die Eindüsung von Kühlluft durch Bohrungen in der Statorstruktur vor. Die Bohrungsmittelachsen sind dabei in Umfangsrichtung geneigt, um der eingeblasenen Luft einen Drall aufzuprägen (vgl. Abb. 2). Die Kühlluft kann am Innengehäuse des der Brennkammer vorgelagerten Diffusors entnommen werden. Dort herrschen aufgrund eines radialen Temperaturgradienten niedrigere Lufttemperaturen als im zu kühlenden Konusspalt.

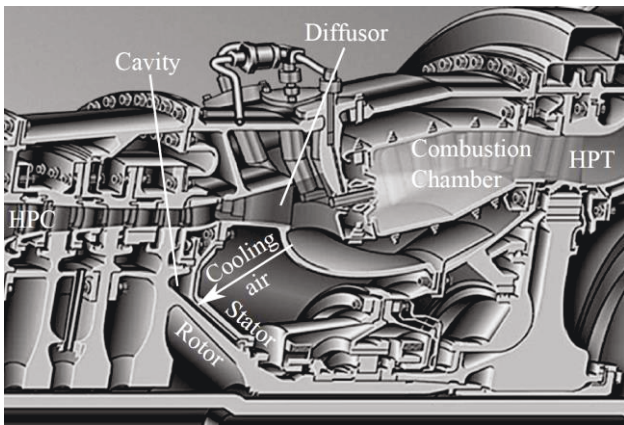


Abbildung 1: Lage des Verdichterantriebskonus im Triebwerk [3]

Entgegen dem realen Fall im Triebwerk wird im Versuchsstand aus konstruktiven Gründen der Konus durch die eingedüste Luft aufgeheizt. Die Umkehr des Wärmestroms ist nach [3] zulässig, da freie Konvektion an der Rotoroberfläche vernachlässigt werden kann. Gegenstand dieser Arbeit ist die numerische Analyse des Strömungsfelds im Versuchsstand mittels einer RANS-Simulation und die Berechnung des konjugierten Wärmeübergangs auf die Rotorstruktur. Das Hauptaugenmerk bei der numerischen Charakterisierung liegt auf dem Einfluss des Vordralls auf die Temperaturverhältnisse und Wärmeübergänge im Konusspalt. Weiterhin soll das Verhältnis der Rotorleistung und des über die Rotoroberfläche abgeführten Wärmestroms in Abhängigkeit des Vordralls untersucht werden.

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die Darstellung von instationären Taylorwirbeln mittels einer stationären RANS-Simulation erwartungsgemäß problematisch ist. Die Anzahl und Intensität der Wirbel sind abhängig von den verwendeten Turbulenzmodellen und den Einlass- bzw. Auslassrandbedingungen.

Gollub und Swinney [4] untersuchten die Taylorwirbelbildung in geschlossenen Zylinderspalten ohne Axialströmung. Sie konnten neben der ersten kritischen Drehzahl, ab der Taylorwirbel entstehen, eine zweite kritische Drehzahl feststellen, ab der die Taylorwirbel einer reinen chaotisch-turbulenten Strömung weichen. Wimmer [5] führte Experimente in geschlossenen Konusspalten mit rotierendem Innenkörper durch. Er stellte fest, dass die Anzahl und die Wellenlänge der sich ausbildenden Taylorwirbel stark von der Winkelbeschleunigung des Innenkonus beim Anfahren abhängen. Bei sehr hoher Anfahrbeschleunigung trat anstatt der Taylorwirbel eine sich abwärts bewegende, instationäre Helixstruktur auf.

Becker und Kaye [6] untersuchten die Einflüsse der Axial- und Zylinderrotationsgeschwindigkeiten auf die globale Wärmeübertragung in zylindrischen Taylor-Couette-Poiseuille-Systemen. Sie fanden heraus, dass der Wärmeübergang von der turbulenten Durchmischung dominiert wird und bei hohen Drehzahlen kein Effekt der Taylorwirbel festgestellt werden kann.

Kaye und Elgar [2] untersuchten die für die Taylorwirbelbildung kritischen Drehzahlen in Abhängigkeit einer überlagerten Axialströmung in Zylinderspalten. Die Axialströmung zeigte eine dämpfende Wirkung auf die Taylorwirbel. Bei hochturbulenter Axialströmung konnten keine Wirbel mehr festgestellt werden. Dieses Verhalten

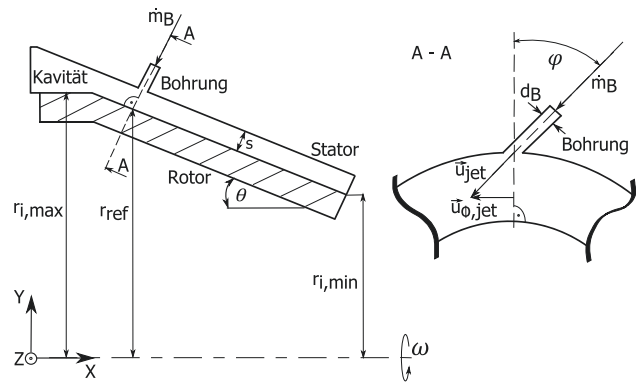


Abbildung 2: Lage des Verdichterantriebskonus im Triebwerk

Bohrungsdurchmesser	d_B	$4,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Konuswinkel	θ	35°
Maximaler Konusradius	$r_{i,max}$	$0,22 \text{ m}$
Minimaler Konusradius	$r_{i,min}$	$0,10 \text{ m}$
Referenzradius	r_{ref}	$0,21 \text{ m}$
Spaltweite	s	$0,006 \text{ m}$
Winkelgeschwindigkeit	ω	$1047,2 \text{ rad/s}$

Tabelle 1: Dimensionen des Konusspalts

konnte von Jakobi [7] ebenfalls an einem Zylinderspalt experimentell bestätigt werden.

Die Ergebnisse der Literaturrecherche zeigen, dass der Wärmeübergang in der in dieser Arbeit simulierten Strömung mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit von der chaotischen, turbulenten Mischungsbewegung dominiert wird und das Auftreten instationärer Sekundärströmungen (Taylorwirbel) bei der vorliegenden Winkelgeschwindigkeit unwahrscheinlich ist. Im Hinblick darauf ist eine stationäre RANS-Simulation zulässig.

2. SETUP

Die simulierte Geometrie besteht aus einem mit der Winkelgeschwindigkeit ω um die X-Achse rotierenden Konus, dessen Außenseite durch aufgeheizte Luft aufgewärmt wird. Der prinzipielle Aufbau ist in Abbildung 2 verdeutlicht. Die zugehörigen Dimensionen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Heißluft wird durch einen Bohrungskranz entlang des vollen Konusumfangs im Bereich nahe dem größten Radius eingedüst. Der Bohrungskranz besteht dabei aus 30 gleichmäßig über den Konusumfang verteilten Bohrlochern. Die 30 Bohrungen im Bohrungskranz sind in Konus-Umfangsrichtung um den Winkel φ geneigt, wodurch der eingedüsten Luft ein Drall aufgeprägt wird. Das Swirl-Ratio (Vordrallverhältnis)

$$SR = \frac{|\mathbf{u}_{\varphi,jet}|}{\omega \cdot r_{ref}} \quad (1)$$

ist das Verhältnis der Umfangskomponente

$$|\mathbf{u}_{\varphi,jet}| = \sin(\varphi) \cdot |\mathbf{u}_{jet}| = \sin(\varphi) \cdot \frac{4 \cdot \dot{m}_B}{\rho \cdot \pi \cdot d_B^2} \quad (2)$$

der über den Bohrungsdurchmesser gemittelten Strahlggeschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit des Rotors an einem Referenzradius r_{ref} . Im Rahmen der numerischen Parameterstudie wird das Vordrallverhältnis in zwei Stufen durch den Bohrungsanstellungswinkel φ bei konstantem Bohrungsdurchmesser variiert. Die Innenseite des Rotorkonus wird im Experiment im Gegenstrom gekühlt. Dies wird im Rahmen der CFD-Studie anhand einer linearen Temperaturverteilung an der Rotorunterseite modelliert.

Um die Elementanzahl des Rechengitters und damit die Rechenzeit in einem akzeptablen Rahmen zu halten, wurde das Strömungsgebiet nicht in vollem Umfang nachgebildet, sondern unter Ausnutzung der Rotationssymmetrie nur ein Teilausschnitt der Geometrie betrachtet. Die äquidistante Verteilung der 30 Bohrungen in Umfangsrichtung ergibt einen kleinstmöglichen Ausschnitt von 12° , was der Modellierung von genau einem Bohrloch entspricht.

Um das geometrisch vereinfachte Modell sowie das verwendete Turbulenzmodell und die Rechenetzdichte zu validieren, folgt eine Nachrechnung eines Referenzexperiments im nächsten Abschnitt. Zur Lösung der stationären, kompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen wurde der kommerzielle CFD-Code ANSYS Fluent 14 benutzt.

Validierung des Setups

Das numerische Modell wird anhand der experimentellen Daten von Pfitzer und Beer [8] validiert. Das nachgerechnete Experiment bestand aus dem in [8] beschriebenen konzentrischen Ringspalt mit axialer Durchströmung und unabhängig voneinander rotierenden Innen- und Außenzylindern. Das Strömungsmedium war Luft. Der Außenzylinder wurde beheizt. Der Strömungszustand in der Referenzgeometrie ist vergleichbar mit dem der zu untersuchenden Konusspaltgeometrie.

Die zur Nachrechnung verwendeten Turbulenzmodelle sind das $k-\omega$ -SST-Modell und das Reynoldsspannungsmodell (RSM), welche beide in der Vergangenheit erfolgreich zur Simulation von drallbehafteten Strömungen angewandt wurden [9, 10]. Um die Temperaturgrenzschicht möglichst gut abzubilden, wurde eine Grenzschichtauflösung von $y^+ = 1$ gewählt. Mittels eines Abgleichs der Ergebnisse zweier verschiedenen feiner Rechenetze mit einer jeweiligen Zellenanzahl von $1,3 \cdot 10^6$ und $4,5 \cdot 10^6$ konnte die Netzunabhängigkeit gezeigt werden. Der Zylinderspalt wurde mittels eines 12° -Sektormodells und unter Verwendung periodischer Randbedingungen nachgebildet.

Die Auswertung der numerischen Daten erfolgte in dimensionierter Form, indem die dimensionslose Axial- und Umfangsgeschwindigkeit sowie die Fluidtemperatur

$$u_{ax,norm} = \frac{u_{ax}}{u_{ax,m}}; u_{\phi,norm} = \frac{u_{\phi}}{u_{ax,m}}; T_{norm} = \frac{(T(x) - T_{ein})\lambda_f}{\dot{q}_w 2r_i (1 - \frac{r_i}{r_a})} \quad (3)$$

über den dimensionslosen Radius

$$r^* = \frac{r - r_i}{r_a - r_i} \quad (4)$$

aufgetragen werden.

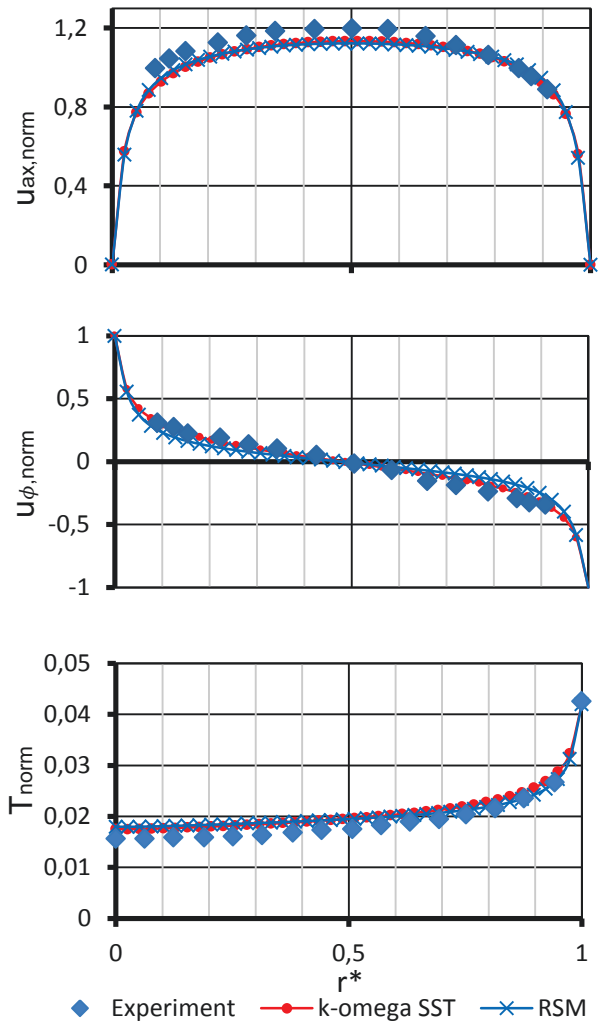


Abbildung 3: Validierungsergebnisse

Wie in Abbildung 3 zu erkennen ist, konnten die experimentellen Geschwindigkeitsprofile mit dem $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell besser angenähert werden. Vor allem das mit dem $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell errechnete Umfangsgeschwindigkeitsprofil wies entgegen der Erwartungen eine größere Ähnlichkeit mit den experimentellen Daten auf. Es ist mit ca. 3% Abweichung eine deutliche Diskrepanz der berechneten und gemessenen Axialgeschwindigkeiten in der Spaltmitte zu erkennen. Im oberen Spaltbereich ($r^*=0,7$ bis $r^*=1$) wurde das Axialgeschwindigkeitsprofil von beiden Turbulenzmodellen sehr gut dargestellt. Das Temperaturfeld konnte mit dem Reynolds-Spannungsmodell im Bereich von $r^*=0,7$ bis ca. $r^*=0,9$ besser approximiert werden. Der Temperaturgradient direkt an der Wand wurde von beiden Turbulenzmodellen in sehr guter Näherung nachempfunden. Aufgrund der um den Faktor von ca. ein Drittel kürzeren Rechenzeiten und der als gut eingestufteten Berechnungsergebnisse wurde das $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell für alle weiteren Berechnungen verwendet. Aus den Ergebnissen des Validierungsfalles lässt sich schlussfolgern, dass die Verwendung eines 12° -Modells mit periodischen Randbedingungen zulässig ist und der Fluent-Code in der Lage ist, die Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder in Taylor-Couette-Poiseuille-Strömungen in guter Näherung vorrauszusagen.

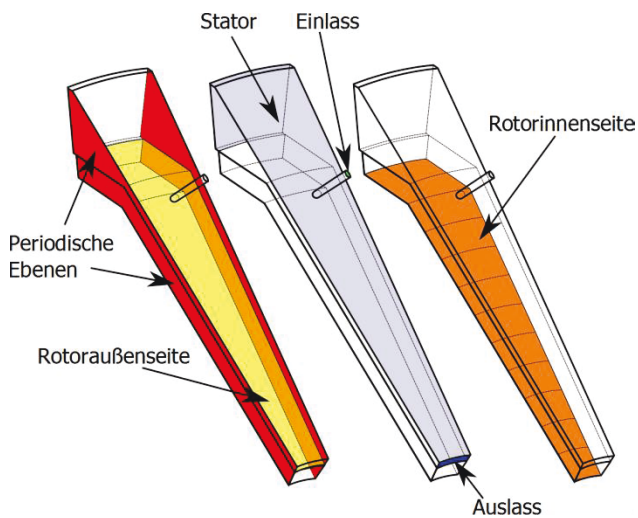


Abbildung 4: Randbedingungen des Konusspaltmodells

Randbedingungen und Solversetup

Die Randbedingungen des CFD-Modells des Konusspalts sind in Abbildung 4 und Tabelle 2 dargestellt. Allen nichtrotierenden Wänden wurde mit $T = 400K$ die statische Temperatur der eingedüsten Luft zugewiesen. Der Temperaturverlauf an der unteren Rotorseite wurde in zehn Inkrementen zu niedrigen Radien hin abfallend linear modelliert, um die Gegenstromkühlung im Experiment zu berücksichtigen.

Die Einstellungen des Löses wurden gleich der in der Validierungsrechnung verwendeten Konfiguration gewählt. Die Lösung wird anhand eines druckbasierten Löses unter Benutzung des SIMPLE-Algorithmus berechnet. Die Diskretisierungsmethode des Druckfelds erfolgte nach zweiter Ordnung, die restlichen Strömungsgrößen wurden anhand eines Schemas dritter Ordnung diskretisiert (third-order MUSCLE). Die Luft wurde als Ideales Gas mit konstanter Viskosität und isobarer Wärmekapazität modelliert. Die Konvergenzkriterien für die RMS-Residuen waren 1×10^{-6} für die Energiegleichung und 1×10^{-4} für alle anderen Erhaltungsgleichungen.

Rechennetze

Eine hinreichende Gitterunabhängigkeit der Lösung konnte anhand eines Abgleichs zweier strukturierter Netze mit unterschiedlicher Zellanzahl gezeigt werden. Die Netze wurden mit dem Programm ANSYS ICEM erstellt. Die verwendeten Rechengitter setzen sich aus einem Rotor-, Spalt- und Bohrungsgitter zusammen, die mittels Gitterschnittstellen miteinander verbunden sind. Die Grenzschicht an der rotierenden Wand wird mit einem dimensionslosen Wandabstand von $y^+ = 1$ vollständig aufgelöst, um den Temperaturgradienten genau zu erfassen.

Die Grenzschichtauflösung der beiden Netze war identisch. Variiert wurden die Knotenpunktverteilung in Umfangsrichtung sowie die Zellwachstumsrate. Resultierend daraus ergaben sich zwei Rechennetze, von denen das größere Netz 1 aus 1.19×10^7 Zellen und das feinere Netz 2 aus 1.55×10^7 Zellen besteht. Eine weitere Vergrößerung führte zu schlechter Gitterqualität und Konvergenzproblemen. Eine weitere Erhöhung der Zellanzahl resultierte in einem nicht praktikablen Rechenaufwand. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse der beiden Rechennetze ist in Abbildung 5 dargestellt. Die

Begrenzungsfläche	Randbedingung
Periodische Ebenen	Periodizität
Stator	Haftbedingung, statisch, Temperatur-RB
Rotoraußenseite	Rotierend, thermisch gekoppelt
Rotorinnenseite	statisch, Temperatur-RB
Einlass	Massenstromvorgabe
Auslass	Druckvorgabe

Tabelle 2: Randbedingungen

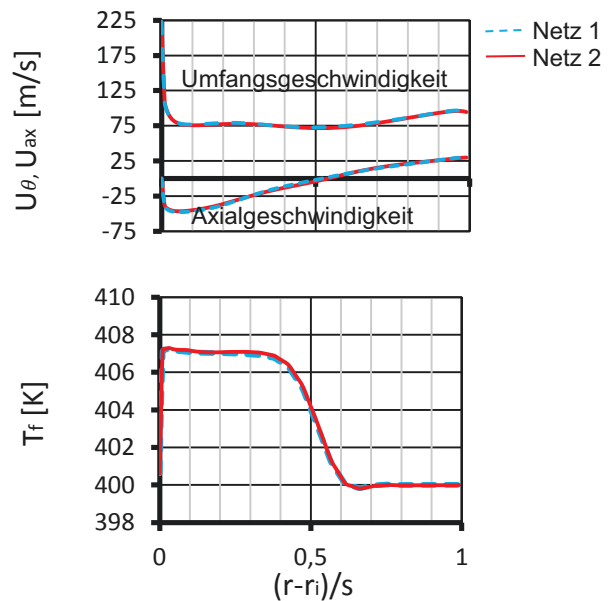


Abbildung 5: Netzunabhängigkeitsstudie anhand der radialen Verläufe der Geschwindigkeiten und Temperatur auf der Mittelebene unter der Bohrung bei r_{ref}

netzbezogenen mittleren Abweichungen der Axial- und Umfangsgeschwindigkeiten unter der Einlassbohrung stellen sich mit $\Delta u_{ax} = 1,2 \text{ m/s}$ beziehungsweise $\Delta u_{\theta} = 0,9 \text{ m/s}$ dar. Die mittlere Abweichung der Fluidtemperatur T_f an dieser Stelle ergibt sich zu $\Delta T = 0,9K$. Die Abweichungen für Δu_{θ} und ΔT betragen weniger als 1% der jeweiligen Absolutgeschwindigkeiten und Temperaturen. In Hinblick auf die Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie und die kürzere Rechenzeit wurde Netz 1 für alle weiteren Berechnungen verwendet.

3. ERGEBNISSE UND DISKUSSION

Die Diskussion der aerodynamischen und thermodynamischen Phänomene erfolgt anhand der Betrachtung der Strömungsgrößen auf zwei Radialebenen. Die Auswerteebenen sind in Abbildung 6 dargestellt und werden nachfolgend als Ebene 1 bzw. Ebene 2 bezeichnet. Die angegebenen Axialgeschwindigkeiten sind gleich der X-Komponente der Absolutgeschwindigkeit im angegebenen Koordinatensystem.

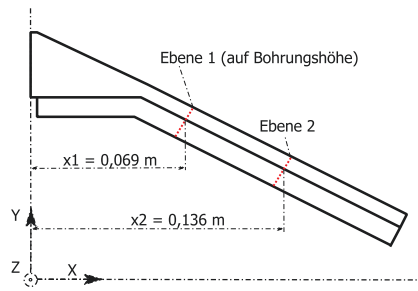


Abbildung 6: Auswerteebenen

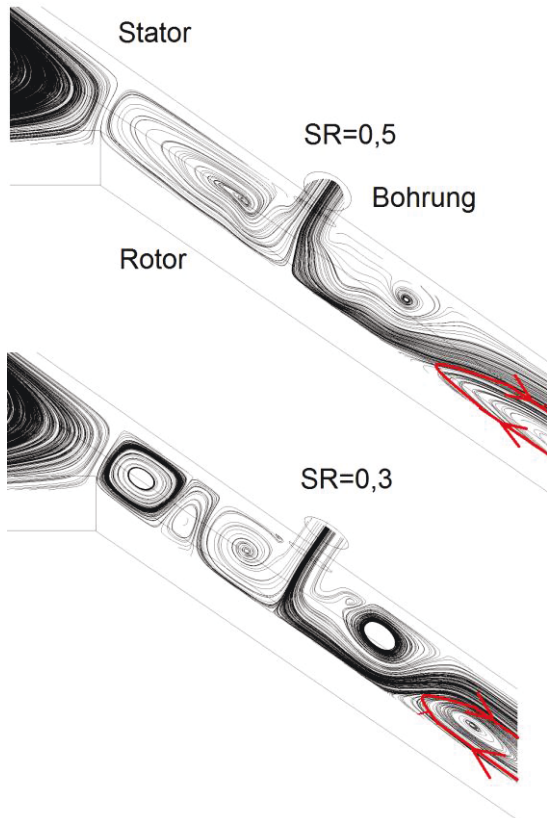
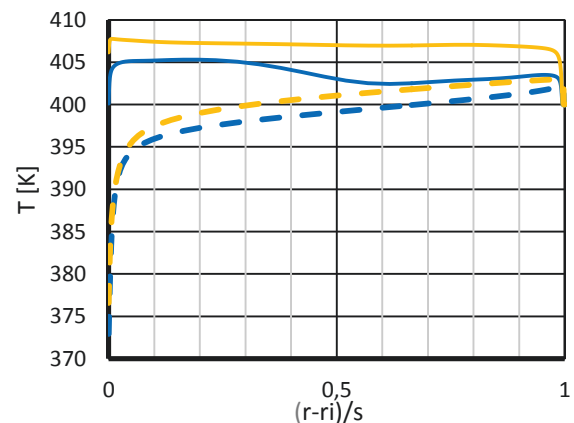
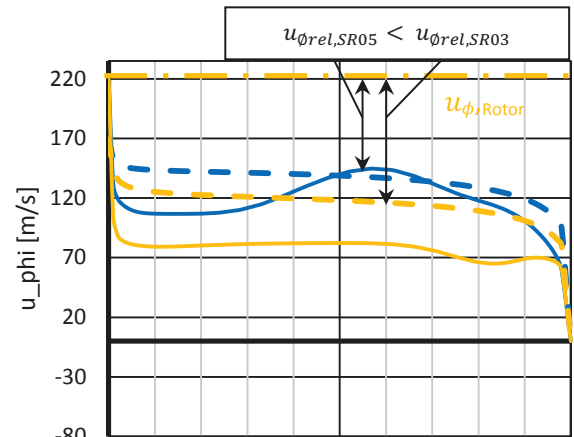
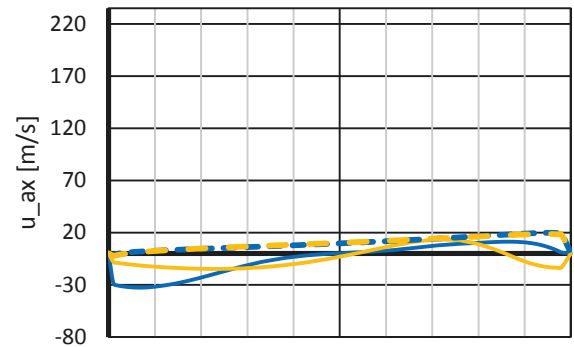


Abbildung 7: Längsschnitt durch die Eindüsenbohrung mit darauf projizierten Stromlinien

Aerodynamik

Bei beiden Variationen des Vordralls weist das Bild des Geschwindigkeitsfelds qualitativ ähnliche Charakteristiken auf. In Abbildung 7 sind die Stromlinien der Mittelebene der Testfälle für $SR = 0,3$ und $SR = 0,5$ dargestellt. Spaltauf- und spaltabwärts des Bohrlochs, durch welches die Heißluft eingedüst wird, bilden sich durch eine Ablösung an der scharfen Bohrungskante erwartungsgemäß stehende Wirbelschleppen aus, durch die zwei Totwassergebiete entstehen. Der rotierende Innenkonus hat eine Förderwirkung auf das Fluid, wodurch sich an der Rotorwand eine schwache, spaltaufwärts strömende Axialströmung ausbildet. Die spaltaufwärts gerichtete Axialströmung endet, sobald das Fluid in den Einflussbereich des oben beschriebenen Wirbelschleppensystems gerät, was in Abbildung 7 mit roten Pfeilen angedeutet ist. Hier wird das Fluid um 180° umgelenkt und verbindet sich mit der weitaus stärkeren, am Stator hinabströmenden Axialströmung.

An Vorzeichenwechseln der Axialkomponente u_{ax} auf



— SR=0,5 Ebene 1 — SR=0,3 Ebene 1
 - - SR=0,5 Ebene 2 - - SR=0,3 Ebene 2

Abbildung 8: Radiale Profile der Strömungsgrößen in den Schnittpunkten der periodischen Ebenen mit den Auswerteebenen 1 und 2

Ebene 1 in Abbildung 8 ist der auf die Eindüsung zurückzuführende, stark wirbelbehaftete Charakter des Strömungsregimes in Bohrungsumgebung zu erkennen. Es ist zu beobachten, dass das Vordrallverhältnis fernab der Bohrungsumgebung keinen Einfluss auf die Axialgeschwindigkeit hat. An den schwach negativen Verläufen von u_{ax} am Rotor auf Ebene 2 lässt sich die bereits beschriebene Förderwirkung des Rotors erkennen. Wie die radialen Verläufe der Strömungsgrößen auf dieser Ebene erkennen lassen, homogenisiert sich dort das Strömungsfeld in Umfangsrichtung. Den lokalen Umfangsgeschwindigkeitsdifferenzen zwischen $SR = 0,5$ und $SR = 0,3$ stehen in umgekehrtem Maße die lokalen Temperaturdifferenzen gegenüber. Daran ist der Einfluss von SR auf die Reibungsaufheizung im Fluid ersichtlich.

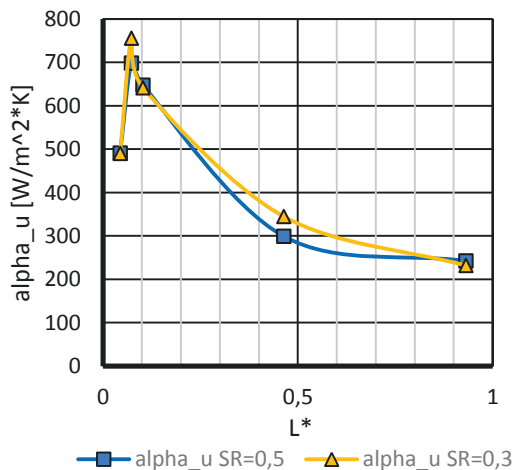


Abbildung 9: Verläufe von α_u entlang der normierten axialen Laufkoordinate L^*

Aufgrund der geringeren Relativgeschwindigkeit $u_{\phi_{rel}}$ zwischen Fluid und Rotor im Fall von $SR = 0,5$ wird im oberen Konusbereich erwartungsgemäß weniger kinetische Energie in Wärme dissipiert. Dies resultiert in niedrigeren Fluidtemperaturen im Spalt. Die Lufttemperatur im Freistrombereich ist mit $SR = 0,3$ im Schnitt ca. 4 K höher als mit $SR = 0,5$.

Wärmeübertragung

Die Analyse der Wärmeübertragung vom Strömungsmedium auf die Rotorstruktur erfolgt anhand der Auswertung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, die gemäß

$$\alpha_l = \frac{-\lambda_f \cdot \left(\frac{\delta T}{dy}\right)_{fw}}{(T_{t,f, \text{ein}} - T_w)} \quad (5)$$

berechnet werden. Als Referenztemperatur wird die Totaltemperatur am Bohrungseintritt mit $T_{t,f, \text{ein}} = 412 \text{ K}$ verwendet.

Der Gradient $\left(\frac{\delta T}{dy}\right)_{fw}$ wird aus dem linearen Verlauf der Temperaturgrenzschicht über zwei Zellhöhen direkt an der Rotorwand berechnet. Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten werden anhand zweier Datenpunkte in Umfangsrichtung gemäß

$$\alpha_u = \frac{\alpha_{l,0^\circ} + \alpha_{l,6^\circ}}{2} \quad (6)$$

gemittelt. Wobei $\alpha_{l,0^\circ}$ und $\alpha_{l,6^\circ}$ die Wärmeübergangskoeffizienten auf der periodischen Ebene (vgl. Abb. 4) beziehungsweise auf der mittleren Längsschnittebene darstellen. Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist die Bewertung des Verhältnisses der Rotorleistung am Fluid P_R und des über die Rotoroberfläche abgeführten Wärmestroms \dot{Q}_R . Das Leistungsverhältnis wird gemäß

$$B_R = \frac{|\dot{Q}_R - P_R|}{\dot{Q}_R} \quad (7)$$

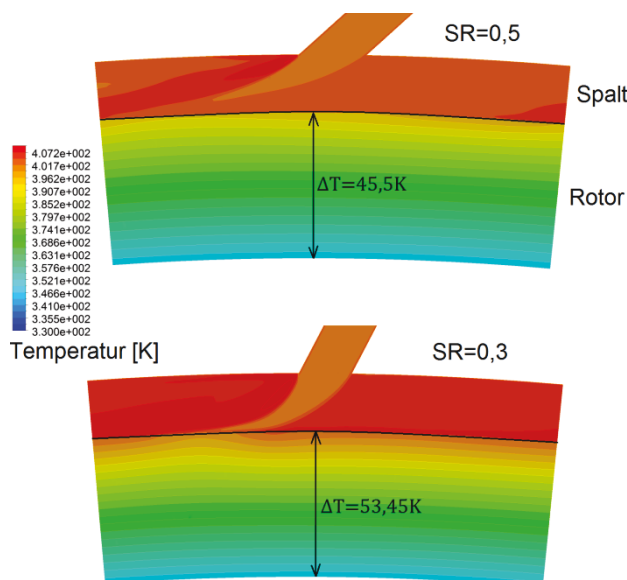


Abbildung 10: Temperaturverteilung auf Ebene 1

	SR 0,5	SR 0,3
$\dot{q}_{m,R} \left[\frac{W}{m^2}\right]$	15066	16634
$T_{w,m,R} [K]$	379,27	383,33
B_R	0,35	0,165
$\dot{Q}_R [W]$	142,85	157,72
$P_R [W]$	92,93	131,72

Tabelle 3: globale Wärmeübergangsdaten

berechnet. Die Rotorleistung am Fluid P_R wird mit dem durch Wandschubspannungen in Umfangsrichtung verursachten, resultierenden Moment M_x um die Drehachse X und der Rotorwinkelgeschwindigkeit ω gebildet. Je höher das Leistungsverhältnis B_R , desto weniger Energie wird vom Rotor auf das Fluid pro über die Rotoroberfläche abgegebene Wärmemenge übertragen. Bei einem niedrigen B_R bringt der Rotor verhältnismäßig viel Energie in das Fluid ein.

Abbildung 9 zeigt die axialen Verläufe von α_u entlang der normierten Laufkoordinate an der Rotoroberfläche im Konusspalt L^* . Bei niedrigerem Vordrall liegen höhere Wärmeübergangskoeffizienten vor, da in diesem Fall der konvektive Wärmeübergang durch die größere Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten von Rotorwand und Fluid begünstigt wird. Bei beiden Testfällen treten die höchsten Relativgeschwindigkeiten im Bereich der Lufterdüsung auf, was sich in einem Maximum der Wärmeübergangskoeffizienten an dieser Stelle äußert. In Abbildung 10 sind die lokalen statischen Temperaturverteilungen im Fluid und in der Rotorstruktur auf Ebene 1. Die Rotoroberfläche ist dabei durch eine schwarze Linie markiert. Wie dort zu erkennen ist, liegen bei niedrigerem Vordrall höhere statische Fluidtemperaturen und Wandtemperaturen im Spalt vor, was die treibende Temperaturdifferenz vergrößert. Die Änderung der Fluidtemperatur im Spalt ergibt sich aus

dem Zusammenspiel folgender, teils entgegengesetzt wirkender Effekte. Eine Temperaturerhöhung resultiert aus der Dissipation der von Rotor und Eindüsung zugeführten kinetischen Energie sowie der Verzögerung der Absolutgeschwindigkeit. Dem gegenüber steht die Wärmeabfuhr über die Rotor- und Statoroberflächen.

In Tabelle 3 ist zu erkennen, dass bei niedrigerem Vordrall ($SR=0,3$) ein kleineres Leistungsverhältnis B_R vorliegt. Obwohl die Wärmeübergangskoeffizienten höher sind, ist das Verhältnis aus Energiezu- und Abfuhr am Rotor in diesem Fall ungünstiger. Obwohl bei geringerem Vordrall mehr Energie durch den Rotor zugeführt wird, wird das Fluid auf eine geringere Umfangsgeschwindigkeit beschleunigt (vgl. Abb. 8). Gleichzeitig liegen die statischen Temperaturen bei $SR=0,3$ höher. Daraus lässt sich schließen, dass bei sinkendem Vordrall der in Wärme dissipierende Anteil der Rotorarbeit steigt. Der Einfluss des Swirl-Ratios auf die Fluidaufheizung ist vor allem im oberen Spaltbereich dominant. Die mittlere Rotorwandtemperatur $T_{w,m,R}$ liegt bei niedrigerem Vordrall um ca. 4K höher. Am Spaltauslass sind die Temperaturfelder homogener. Der Einfluss des Vordralls auf die Wärmeübertragung schwindet also spaltabwärts.

4. SCHLUSSFOLGERUNG

Es wurde eine stationäre RANS-Simulation mit konjugierter Wärmeübertragung in einem konischen Spalt mit rotierender Innenwand und axialer Durchströmung durchgeführt. Die Heißluft eindüsung erfolgt über in Umfangsrichtung angestellte Bohrungen, wodurch der Heißluft ein Vordrall aufgeprägt wird. Die Ergebnisse der numerischen Berechnungen ergaben, dass das Strömungsregime in der Eindüsungsumgebung im oberen Spaltbereich hochturbulent und von stehenden Wirbelschleppen geprägt ist. Der Einfluss des Vordralls zeigt sich vor allem in der oberen Spalthälfte. Es konnte festgestellt werden, dass die Fluidtemperatur mit sinkendem Vordrall steigt, was auf eine erhöhte Freisetzung von Dissipationswärme schließen lässt. Die Analyse der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ergab, dass diese bei geringerem Vordrall höher sind, was auf die größeren Relativgeschwindigkeiten zurückzuführen ist. Die Untersuchung des Verhältnisses aus Rotorarbeit zu Wärmeübergang und der lokalen Temperaturverteilungen zeigte, dass bei niedrigem Vordrall deutlich mehr Dissipationswärme pro über den Rotor abgeführten Wärmestrom freigesetzt wird. Dies spiegelt sich unter anderem in der höheren Rotortemperatur bei niedrigerem Vordrall wieder.

Das Vordrallverhältnis (SR) wurde in dieser Arbeit über den Bohrungsanstellungswinkel variiert. Es ist zu prüfen, ob die Art der Vordrall-Variation (Anstellungswinkel, Bohrungsdurchmesser, Massenstrom) bei gleichem Vordrallverhältnis einen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Neben dem Vordrall sind in zukünftigen numerischen Berechnungen noch die Parameter Massenstrom und Spaltbreite zu variieren. Eine Large-Eddy-Simulation könnte detailliertere Informationen über das Strömungsfeld und die auftretenden Wirbelstrukturen liefern. Die Netzunabhängigkeit wurde zwar bezüglich der Gesamtelementanzahl, nicht jedoch bezüglich weiterer möglicher Blockingstrategien untersucht. So ist zum Beispiel denkbar, das Rechnernetz in der Eindüsungsumgebung feiner aufzufächern, um die dort auftretenden Zellvolumensprünge zu vermeiden. Es ist weiterhin zu überprüfen, ob die gewählte

Grenzschichtauflösung zu Gunsten des Zellseitenverhältnisses gröber gestaltet werden kann. Schlussendlich sind die experimentellen Daten des Prüfstandes abzuwarten und den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen gegenüberzustellen.

LITERATUR

- [1] v. d. Bank, R., Donnerhack, S., Rae, A., Cazalens, M., Lundbladh, A., Dietz, M., 2014, "LEMCOTEC- Improving the Core-engine Thermal Efficiency", ASME Turbo Expo 2014 GT2014-25040
- [2] Kaye, J., Elgar, E.C., 1958, "Modes of adiabatic and diabatic fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder", Trans. ASME 80, pp. 753-765
- [3] Bleier, F., Hufnagel, M., Pychynski, T., Bauer, H.-J., 2014, "Numerical Conjugate Heat Transfer Study of a Cooled Compressor Rear Cone", ASME Turbo Expo 2014 GT2014-26289
- [4] Gollub, J.P., Swinney, H.L., 1975, "Onset of turbulence in a rotating fluid", Physical Review Letters 35, pp. 927
- [5] Wimmer, M., 1995, "An experimental investigation of Taylor vortex flow between conical cylinders", J. Fluid Mech., vol.292, pp. 205-227
- [6] Becker, K.M., Kaye, J., 1962, "Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder", Journal of Heat Transfer
- [7] Jakobi, R., 1996, „Untersuchung von Ringspaltströmungen mit Taylor-Wirbeln und axialer Durchströmung“, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, KIT
- [8] Pfitzer, H., Beer, H., 1992, "Heat transfer in an annulus between independently rotating tubes with turbulent axial flow", Int. Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 35, No.3, pp. 623-633
- [9] Lewis, P., Wilson, M., Lock, G., and Owen, M. J., 2006, "Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-Swirl Systems". In Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, ASME
- [10] Beretta, G. P., and Malfa, E., 2003. "Flow and Heat Transfer in Cavities Between Rotor and Stator Disks", International Journal of Heat and Mass Transfer, 46(15), pp. 2715–2726.