

S.Moser, J.Woisetschläger, H.Jericha (2000) *Kühlung transsonischer Turbinenschaufeln mittels unterexpandierter Kühlfilme / Transonic turbine stage cooling by underexpanded cooling films*, in *Gasturbinen für kombinierte Gas-Dampfturbinenanlagen*, VDI-Bericht 1566, pp 125-138

Kühlung transsonischer Turbinenstufen mittels unterexpandierter Kühlfilme

Transonic Turbine Stage Cooling by Underexpanded Cooling Films

Dipl. Ing. **S. Moser**, Doz. Dr. J. Woisetschläger,
Dipl. Ing. **N. Mayrhofer**, Univ. Prof. Dr. **H. Jericha**

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Inffeldgasse 25, A-8010 Graz, Österreich

EINLEITUNG

Ein maßgebliches Entwicklungsziel von Gasturbinen ist die Steigerung des Prozessdruckes und damit der maximalen Prozesstemperatur zur Senkung des Brennstoffverbrauchs. Da die dabei angestrebten Temperaturen weit über den zulässigen Materialtemperaturen liegen, müssen moderne Hochtemperaturschaufeln durch spezielle Kühlfilme vor der heißen Hauptströmung geschützt werden, wobei insbesondere im Bereich der



Abb.1: Schlierenvisualisierung des transsonischen Kühlstrahls an der Schaufelnase

Schaufelnase vor allem Druckschwankungen den Kühlfilm negativ beeinflussen, ihn sogar von der zu schützenden Schaufeloberfläche abheben können. Am Institut für Thermische Turbomaschinen der TU-Graz wurde daher eine spezielle Technik entwickelt, bei der der Kühlfilm überkritisch aus Schlitzen austritt, sich dabei an die Kontur

der Schaufel anlegt und daher äußerst resistent gegen Druckschwankungen ist, wie sie z. B. durch Verdichtungsstöße der sich davor befindlichen Leitschaufeln hervorgerufen werden. Die Schlierenvisualisierung in Abb. 1 demonstriert das Anliegeverhalten des Kühlstrahls an der Schaufelnase. Die Anwendung dieser Kühlmethode in einer Gasturbine in einem Kombiprozess wurde in der Arbeit /1/ behandelt. Im Rahmen dieser hier präsentierten Untersuchung wurden in einem Prüfstand Messungen der adiabaten Kühlungseffizienz an einer ebenen Platte durchgeführt. Für diesen Zweck wurde vorerst die Strömung auf konstante Druckverläufe und Geschwindigkeit überprüft. Dazu wurden sowohl die statischen Drücke entlang der Platte gemessen als auch ein LaserDopplerAnemometer (LDA) System eingesetzt. Nach der Verifizierung der Plattenströmung wurde eine konventionelle Kühlbohrungsreihe auf ihre Kühlungseffizienz untersucht und mit der Literatur verglichen. Nach zufriedenstellender Ü-

bereinstimmung dieser Ergebnisse konnte die Untersuchung des hier vorgestellten transsonischen Kühlfilms fortgesetzt werden. Die Versuchsreihe beinhaltete Kühlungseffizienzmessungen bei verschiedenen Kühlmediumszuständen. Weiters wird auch ein Vergleich mit subsonischen Druckverhältnissen bei der gleichen Schlitzgeometrie gezeigt. Um zu einer aussagekräftigen Beurteilung der Ergebnisse zu kommen, wurde ein Vergleich mit einer konventionellen zweireihigen Filmkühlkonfiguration mit ähnlichen Massenstromverhältnissen durchgeführt. Um auf realistischere Dichteverhältnisse zu kommen wurde neben Luft auch CO₂ als Kühlmedium eingesetzt.

KONSTRUKTION / VERSUCHSAUFBAU

Die konstruktive Ausführung der Messstrecke ist in Abb. 2 dargestellt. Die Zuströmung der Messstrecke besitzt einen rechteckigen Querschnitt von 100 x 230 mm. Um einen definierten Grenzschichtbeginn zu erhalten, musste die bodennahe Kanaleinlaufströmung unmittelbar an

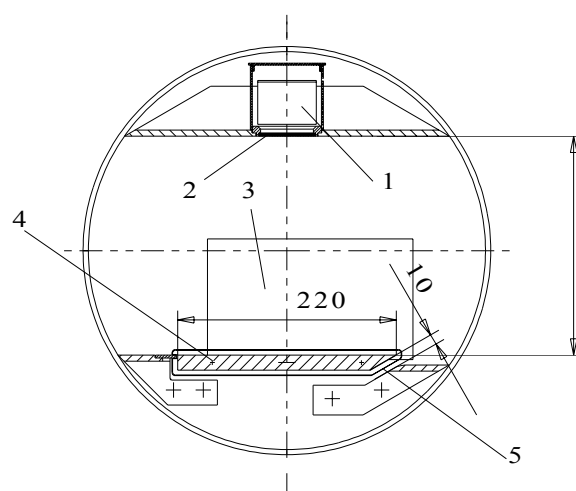


Abb. 2: Versuchseinsatz für Kühlungseffizienz-, Wärmeübergangs- und LDA-Messungen

Sowohl die Rechnung als auch die darauffolgenden Messungen zeigten einen konstanten Druckverlauf entlang der Platte. Um einen definierten Beginn der turbulenten Grenzschicht zu gewährleisten, wurde ein Stolperdraht 5 mm nach Plattenbeginn (4) angebracht. Das eingesetzte Fenster (3) diente der optischen Zugänglichkeit, was für das auf Rückstreuung basierende LDA-System notwendig war. Die Oberflächentemperaturmessung mittels Infrarotkamera erfolgte durch eine Öffnung über einen mit Aluminium oberflächenbeschichteten Spiegel (1) und durch das infrarotdurchlässige Barium Fluorid Fenster (2).

der Plattenvorderkante abgesaugt werden. Diese Absaugung ist eigentlich nur eine Abströmung (5), da für diese Konfiguration kein Ventilator notwendig ist. Dieser abgeströmte Teil vereint sich wieder mit der Hauptströmung hinter dem in Abb. 2 dargestellten Einsatz. Vor der Verwirklichung der Konstruktion wurde mit einer Computation Fluid Dynamics (CFD) Simulation das Strömungsfeld berechnet, um zu sehen ob die Plattenströmung mit dieser Konfiguration verwirklicht werden konnte.

Abb. 3 zeigt die Acrylglasplatte mit den statischen Druckbohrungen orthogonal zur Oberfläche mit einem Durchmesser von 0.6 mm.

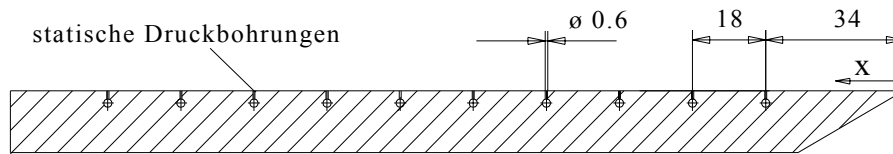


Abb. 3: Platte aus Acrylglas für Druckverteilungs- und LDA-Messung

Die ebene Platte mit zwei Kühlbohrungsreihen ist in Abb. 4 dargestellt. Der Durchmesser der Bohrungen beträgt $d = 2$ mm. Mit der Messung der Druckverteilung entlang der Platte sollte die ebene Plattenströmung nachgewiesen werden.

Der Bohrungsabstand untereinander liegt bei $t = 3 d$. Die Distanz zwischen der ersten und der zweiten Reihe wurde mit $s = 2.5 d$ festgelegt. Die erste Bohrungsreihe beginnt bei $x = 25 d$. Der Stolperdraht wurde an der Stelle $x = 2.5 d$ angebracht. Der Ausblaswinkel der Bohrungen beträgt $\alpha = 35^\circ$. Die Abmessungen der Bohrungsgeometrie wurden aus Veröffentlichungen entnommen, um die Messungen mit einer Kühlbohrungsreihe mit diesen Literaturergebnissen validieren zu können. In der Kühlmediumkammer wurde mit jeweils zwei Druck- und Temperaturmessstellen der Totalzustand festgestellt.

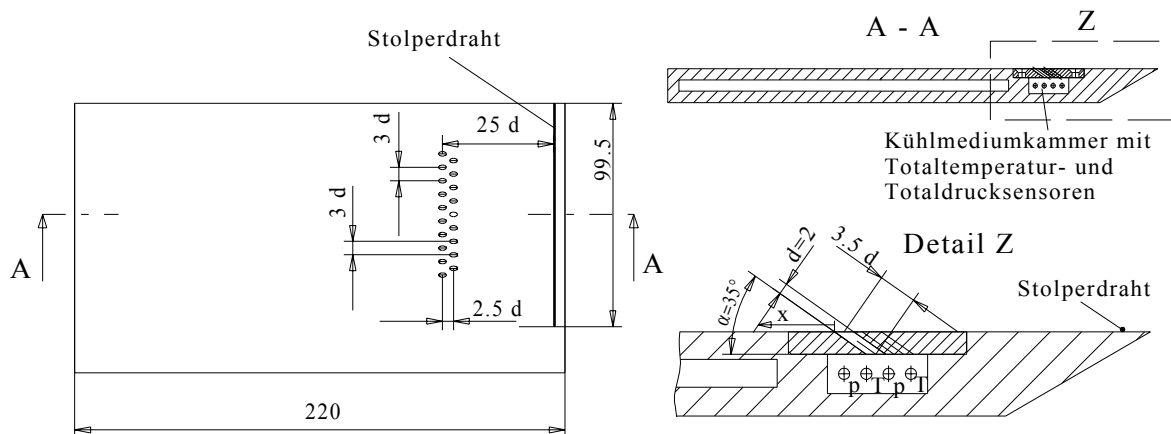


Abb. 4: Ebene Platte mit einer bzw. zwei Kühlbohrungsreihen

Abb. 5 zeigt die Konstruktion mit den Kühlschlitzen. Die sieben in einer Reihe angeordneten Kühlschlitze waren 30 h breit und hatten eine Schlitzhöhe von $h = 0.2$ mm. Der Abstand der Schlitz zueinander betrug 11.5 h. Die Schlitz befanden sich wie die erste Bohrungsreihe bei

$x = 55 \text{ mm}$. Das entsprach einer Anlaufstrecke von $250 h$ ab dem Stolperdraht, der $25 h$ hinter der Vorderkante angebracht wurde.

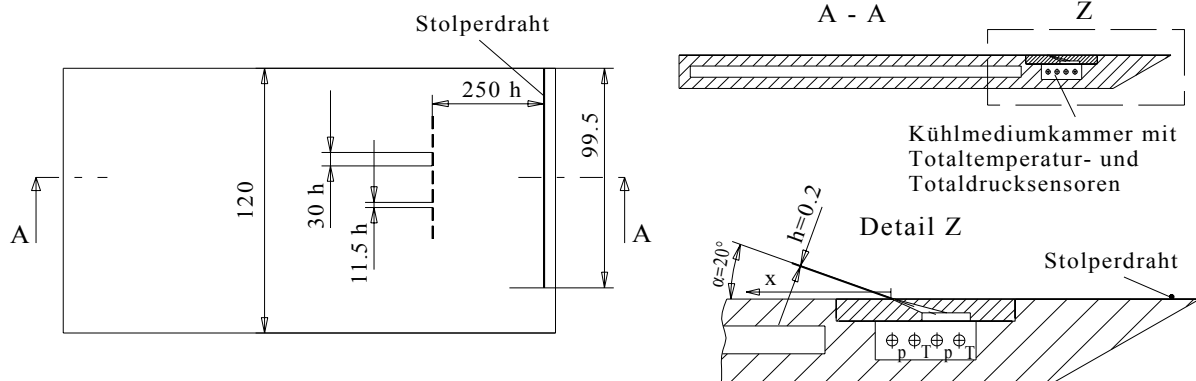


Abb. 5: Ebene Platte mit Kühlschlitzreihe

MESSAUFBAU

Der Versuchsaufbau zur Messung der Kühlungseffizienzen bestand aus vier Blöcken (siehe Abb. 6), der Verdichterstation, dem Thermografiesystem zur Oberflächentemperaturbestimmung, der Druck- und Temperaturerfassung der Strömungszustände, der Kühlmediumversorgung und dem hier nicht dargestellten LDA-System.

Verdichterstation:

Die für den Versuch notwendige Luftversorgung erfolgte über die hauseigene Verdichterstation /2/, welche aus drei Verdichtern (SC14, SC20, E1+E2) und zwei Kühlern bestand. Mit dieser Anlage können bei entsprechender Fahrweise und Versuchsstand selbst transsonische bis supersonische Strömungszustände erreicht werden. Aus Kostengründen wurde diese Arbeit mit dem Schraubenverdichter E1+E2, welcher eine Leistung von 0.4 MW benötigt und einen Massenstrom von 2.6 kg/s liefert, verwirklicht. Mit Hilfe der Kühler I und II können die gewünschte Versuchstemperatur geregelt werden.

Thermografiesystem

Es wurde eine Thermografiekamera der Firma INFRAMETRICS, Modell 670 verwendet. Das System besteht aus Kamera, Prozessor und Software. Das Herzstück dieses Systems ist eine auf 77 K gekühlte Photodiode. Die Aufnahmen wurden mit der Software ThermaGRAM 95 von INFRAMETRICS verarbeitet.

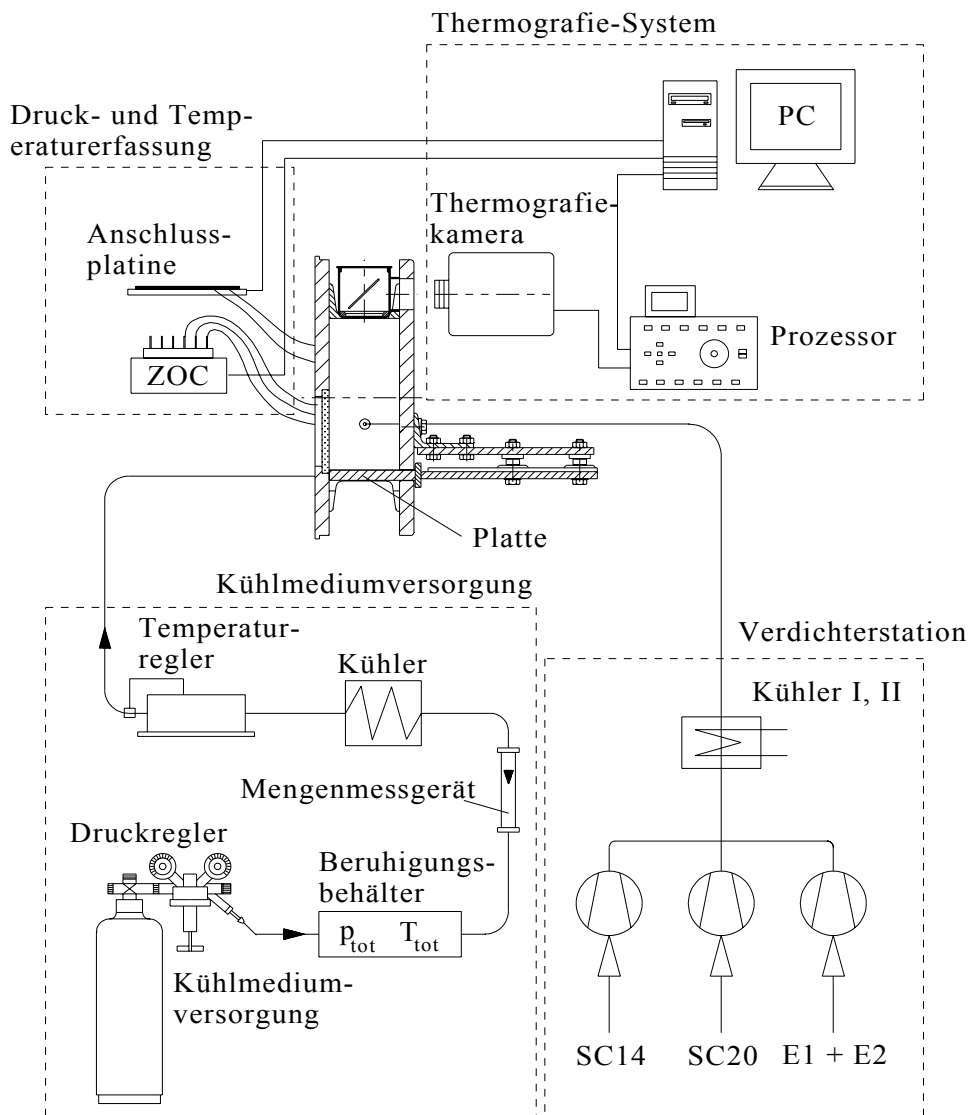


Abb. 6: Versuchsaufbau für Kühlungseffizienzmessungen

Druck- und Temperaturerfassung:

Die Totaldrücke und statischen Drücke der Haupt- bzw. der Kühlströmung wurden mit dem Druckmessmodul ZOC14NP/16Px-50 psid von Scanivalve bestehend aus zwei Gruppen zu acht Sensoren. Der Messbereich erstreckt sich von +/- 3.5 bar mit einer Genauigkeit von +/- 0.08 % . Um optimale Genauigkeit zu gewährleisten, wurden die Sensoren vor jeder Messung kalibriert. Als Temperatursensoren wurden K-Typ Thermoelemente aus ungeschirmten, glasseisoliertem Thermodrahtpaar verwendet. Mit der Messung des Umgebungsdruckes wurden alle erforderlichen Strömungsgrößen definiert.

Kühlmediumversorgung

Der Kühlmassenstrom wurde mit Hilfe eines Durchflussmessers mit Schwebekörper der Firma Fischer & Porter, dessen Genauigkeit je nach Durchflussmenge zwischen 3.2 % und 1.6 % beträgt, gemessen. Die dazu notwendigen Totalzustände wurden in einem Beruhigungsbehälter ermittelt nachdem der Druck eingestellt wurde. Als Kühlmedium kamen sowohl Luft als auch CO₂ zum Einsatz. Um auf die gewünschten Dichteverhältnisse zu kommen wurde die Temperatur des Kühlmediums mit Hilfe eines Kühlers, der aus einer Kupferrohrspirale in einem Flüssigstickstoffbad besteht, gesenkt. Die Feineinstellung der Temperatur wurde mit einer elektronisch geregelten Heizspirale verwirklicht. Dafür wurde ein IC-Temperaturfühler, der den Ist-wert der Kühlmediumtemperatur anzeigte, eingesetzt.

LDA-System:

Zur Messung der mittleren Geschwindigkeiten und der Schwankungsgrößen wurde ein zweidimensionales LDA-System der Firma Dantec verwendet. Das System besteht unter anderem aus einem 6 Watt Argon-Ionen Laser, zwei BSA-Prozessoren (57N20/57N35) und einem 60x41 FiberFlow Transmitter ($\lambda_1 = 514,5 \text{ nm}$, $\lambda_2 = 488 \text{ nm}$). Als Optik wurde die 60 mm Sonde (60x67 2D Sonde) mit 38 mm Strahlabstand und 310 mm Brennweite eingesetzt, was zusammen mit einem Strahldurchmesser von 2.2 mm (vor der Linse) zu einem Messvolumen von ca. 1.5 mm Länge und 0.09 mm Durchmesser mit 21 Interferenzstreifen führt. Die Optik war auf der 3-Achsen Lightweight- 41T50 3D Traversierung von DANTEC montiert.

Als Seeding-Mittel wurde DEHS (Dieethylhexylsebacat) verwendet, welches in einem Seeding-Generator AGF2.OD der Firma PALAS mittels Druckluft in Teilchen von ca. 0,5 - 0.8 μm Durchmesser zerstäubt wurde.

VERSUCHSBEDINGUNGEN FÜR EBENE PLATTENSTRÖMUNG

Die Versuchsbedingungen sind in Tabelle 1 aufgelistet. Mit dem Schraubenverdichter der Verdichterstation (siehe Tabelle 1) wurde bei diesem Querschnitt eine Machzahl von ca. $M_{\text{isen}} = 0.32$ erreicht. Aufgrund der sich ändernden Ansaugbedingungen des Kompressors, ist es nicht möglich, vollständig identische Zustände zu erreichen. Die Kühlmediumtemperaturen und auch Drücke (Luft, CO₂) konnten hingegen ziemlich exakt eingestellt werden. Die charakteristischen Strömungsgrößen für Filmkühlung (Tabelle 1) sind mit Ausblasrate BR, Dichteverhältnis DR und Impulsverhältnis I gegeben. Für die transsonische Schlitzkühlung

wurde zusätzlich das Druckverhältnis PR -Totaldruck der Kühlströmung $p_{k\text{tot}}$ zu statischem Druck der Hauptströmung $p_{\infty\text{tot}}$ - angegeben.

Tab. 1: Versuchsbedingungen

Hauptströmung, LDA-Messung	
Totaltemperatur $T_{\infty\text{tot}}$ [K]	307.9
Totaldruck $p_{\infty\text{tot}}$ [bar]	1.062
Mittlerer Statischer Druck $p_{\infty\text{stat}}$ [bar]	0.990
Isentrope Machzahl $M_{\infty\text{isen}}$	0.32
Arbeitsmedium	Luft
Hauptströmung, Kühlungseffizienzmessung	
Totaltemperatur $T_{\infty\text{tot}}$ [K]	336.1
Totaldruck $p_{\infty\text{tot}}$ [bar]	1.064
Mittlerer Statischer Druck $p_{\infty\text{stat}}$ [bar]	0.990
Isentrope Machzahl $M_{\infty\text{isen}}$	0.35
Arbeitsmedium	Luft
Kühlströmung	
Ausblasrate $(\rho_k u_k / \rho_{\infty u})$ BR	0.5 - 4.56
Dichteverhältnis (ρ_k / ρ_{∞}) DR	1.18 - 1.93
Impulsverhältnis $(\rho_k u_k^2 / \rho_{\infty u_{\infty}^2})$ I	0.22 - 10.72
Druckverhältnis $(p_{k\text{tot}} / p_{\infty\text{stat}})$ PR	1.01 - 1.93
Arbeitsmedium	Luft/CO ₂

Tab. 2: Setup der Thermografiekamera

Emissionskoeffizient ϵ	0.97
Hintergrundtemperatur T_H [K]	315 - 330
Transmissionskoeffizient für externe Optik τ	0.94

Für das Setup der Thermografiekamera (Tabelle 2), mussten der Emissionskoeffizient der Plattenoberfläche als auch Hintergrundtemperatur und Transmissions- bzw. Reflexionskoeffizient bestimmt werden. Der Emissionskoeffizient wurde indirekt über die Oberflächentemperaturmessung an einem Punkt der Oberfläche mittels kalibriertem Thermoelement ermittelt. Der Transmissions- bzw. Reflexionskoeffizient von Barium Fluorid bzw. eines aluminiumbeschichteten Spiegels konnten aus Datenblättern erhalten werden.

NACHWEIS FÜR PLATTENSTRÖMUNG

Abb. 7 zeigt die annähernd konstante Druckverteilung entlang der Platte.

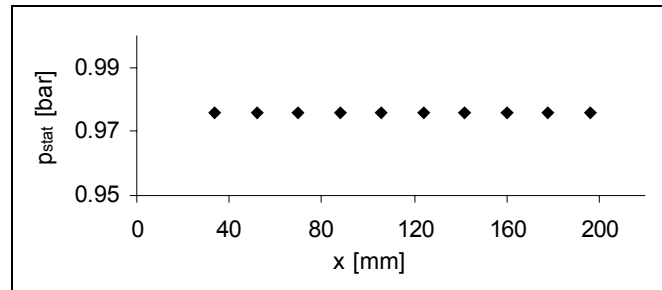


Abb. 7: Druckverteilung entlang der ebenen Platte, gemessen an den statischen Druckbohrungen von 1 - 8 (siehe Abb.1)

Die Geschwindigkeitsverteilung, gemessen mit dem LDA-System, zeigt die Abb. 8. Die Geschwindigkeit schwankt zwischen 106 und 109 m/s,

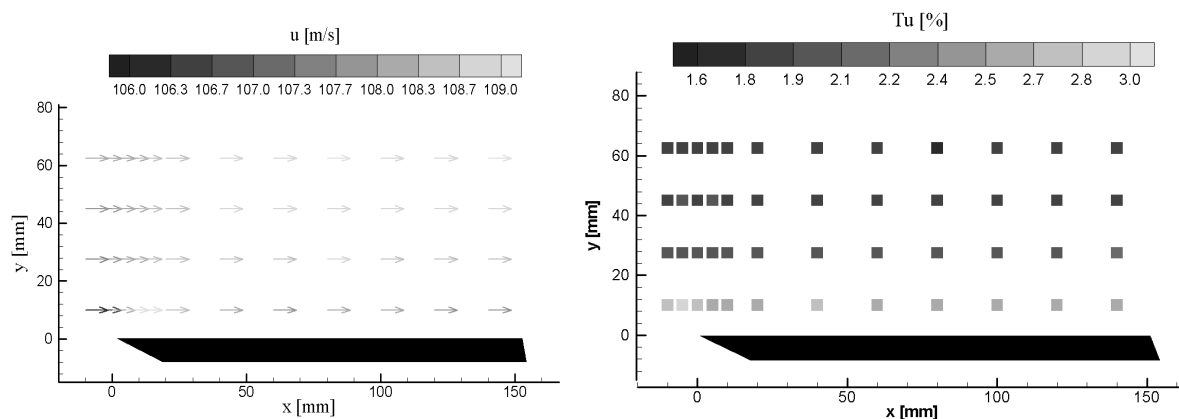


Abb. 8: Geschwindigkeits- und Turbulenzgradverteilung der Plattenströmung

Der Turbulenzgrad zeigt eine Schwankung zwischen 1.6 und 3 %. Dabei ist zu beobachten, dass dieser von der Platte in y-Richtung rasch abnimmt. So beträgt der Turbulenzgrad ca. 10 mm über der Platte um die 2.8 %. 30 mm über der Oberfläche beträgt dieser nur mehr um die 2 %. Betrachtet man die drei gemessenen Größen, Druck, Geschwindigkeit und Turbulenz, so kann daraus gefolgert werden, dass die Plattenströmung als solche angesehen werden kann. Zudem zeigte auch die Wärmeübergangsmessung, auf welche in dieser Arbeit nicht eingegangen wird, sehr gute Übereinstimmung mit den analytisch-empirischen Reynoldsanalogien. Somit konnte auf das nächste Versuchsvorhaben übergegangen werden.

VERGLEICH MIT DER LITERATUR

In diesem Kapitel werden die an einer konventionellen Kühlbohrungsreihe durchgeführten Kühlungseffizienzmessungen mit Ergebnissen aus der Literatur gleicher bzw. ähnlicher Abmessungen (siehe Abb. 4) verglichen.

Die adiabate Kühlungseffizienz ist für kompressible schnelle Hauptströmungen und langsamen Kühlmediumaustrittsgeschwindigkeiten mit

$$\eta_{ad} = \frac{T_{rec} - T_{wk}}{T_{rec} - T_k}$$

gegeben, wobei T_{rec} die adiabate, ungekühlte Plattenwandtemperatur, T_{wk} die gekühlte Wandtemperatur entlang der Laufvariable x und T_k die Kühlmediumtemperatur ist. Da in der Kühlmediumkammer die Temperatur nicht vollständig konstant war, wurde für T_k die Austrittstemperatur an der Oberfläche, d.h. die minimale adiabate gekühlte Wandtemperatur gesetzt. In der Abb. 9 wird exemplarisch bei einer Ausblasrate von $BR = 0,8$ das Messergebnis mit Publikationen von /3/ bzw. /4/ verglichen. In der Arbeit /3/ wird die Abhängigkeit der Kühlungseffizienz vom Verhältnis Kühlbohrungslänge zu Durchmesser l/d gezeigt. Sie beobachteten dabei, dass bei längerer Bohrung und gleichbleibendem Durchmesser die Kühlungseffizienz deutlich steigt. Bei einem Längenverhältnis von $l/d = 3.5$, einer Ausblasrate von $BR \approx 0.8$ und einem Dichteverhältnis von $DR \approx 1.2$ konnte eine erstaunlich gute Übereinstimmung erzielt werden. /3/ führten ihre Versuche bei ähnlichen Strömungsbedingungen durch ($U_\infty = 115 \text{ m/s}$, $T_\infty = 337 \text{ K}$).

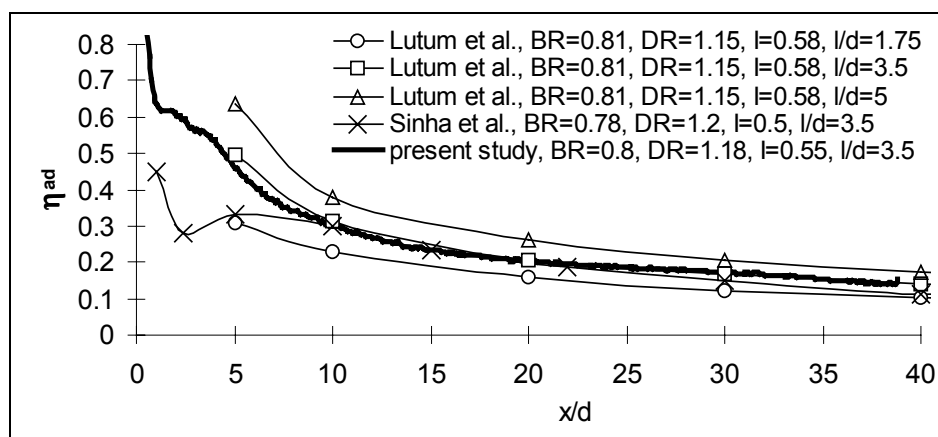


Abb. 9: Vergleich der adiabaten Kühlungseffizienz bei einem Dichteverhältnis von $DR \approx 1.2$ und einem $BR \approx 0.8$

Bemerkenswert an der Arbeit von /4/ ist, dass bei dieser Ausblasrate die Kühlungseffizienz unmittelbar nach der Ausblasung stark absinkt und sich dann an die anderen Kurven annähert, was darauf schließen lässt, dass sich der Kühlfilm von der Platte abhebt. Anzeichen für ein Abheben des Kühlfilms sind aber auch in der hier vorgestellten Arbeit und in der von /3/ zu erkennen. Es ist anzumerken, dass /4/ ihre Versuche bei langsamen Strömungen durchführten und außerdem die Ausblasung bei $x = 19d$ stattfand, was zur Folge hat, dass die Grenzschichtdicke beim Ausblaspunkt im Vergleich kleiner ist und vom Kühlfilm leichter durchstoßen wird.

ERGEBNISSE: ZWEI KÜHLBOHRUNGSREIHEN

Um auf ähnliche Massenströme der transsonischen Schlitzkühlung zu kommen und entsprechende Vergleiche durchführen zu können wurde die Platte mit einer zweiten Bohrungsreihe im Abstand von $2.5 d$ zur ersten Reihe versehen (siehe Abb. 4). Abb. 10 zeigt die Ergebnisse dieser Messreihe bei einem Dichteverhältnis von $DR = 1.6$ und bei Ausblasraten von $BR = 0.5, 0.73$ und 1.02 . Zudem werden die Kühlungseffizienzen entlang der Bohrungsmittellinie mit den über die gesamte Kühlbohrungsbreite gemittelten Werten gegenübergestellt. Unmittelbar nach Kühlluftaustritt ergeben sich verständlicherweise auch die größeren Abweichungen, da sich bei Fortschreiten entlang der Platte eine Vergleichmäßigung der Wandtemperaturen einstellt. Die Abweichung kommt auch zustande, weil die volle Ausblasung an den flankierenden Bohrungen nicht gewährleistet war, aber in die Mittelung mit eingeflossen ist.

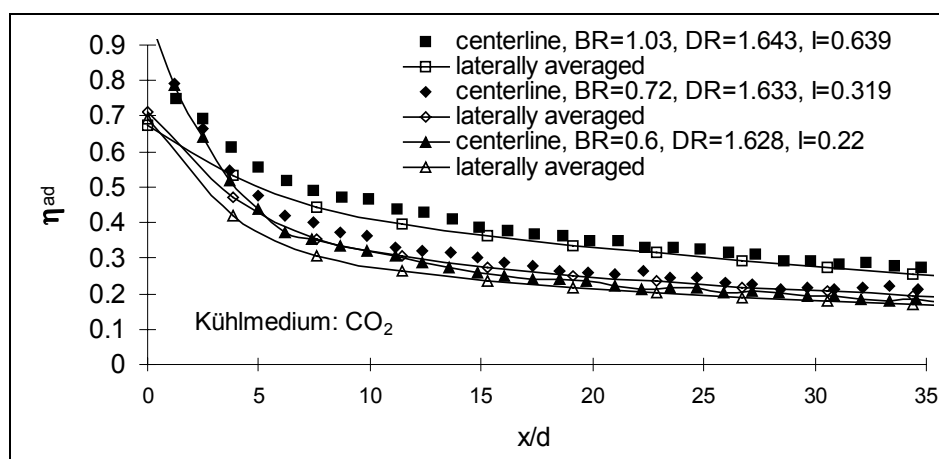


Abb. 10: Vergleich der gemittelten adiabaten Kühlungseffizienz bei einem Dichteverhältnis von $DR \approx 1.6$ bei verschiedenen Ausblasraten BR

ERGEBNISSE: SCHLITZREIHE

Die Abmessungen der Schlitzreihe sind in Abb. 5 angeführt. Die Schlitzhöhe h betrug 0.2 mm, der Austrittswinkel wurde mit $\alpha = 20^\circ$ festgelegt. Aus den Ergebnissen in der Abb. 11 ist erkennbar, dass die Kühlluftströmung auch bei hohen Ausblasraten nicht von der Platte abhob. Das ist einerseits dem im Unterschallbereich wirksamen Coanda-Effekt und andererseits im Überschallbereich dem Prandtl-Meyer Effekt zuzuschreiben.

Zu beobachten ist auch die Tatsache, dass die Kühlungseffizienz bereits bei einem Druckverhältnis von $PR = 1.54$ ihr Maximum erreicht hat. Dies kann damit erklärt werden, dass bei Steigerung der Ausströmgeschwindigkeit die Verluste aufgrund der höher werdenden Differenzgeschwindigkeit zur Hauptströmung sich vergrößern und somit eine stärkere Vermischung mit der Umgebung stattfindet.

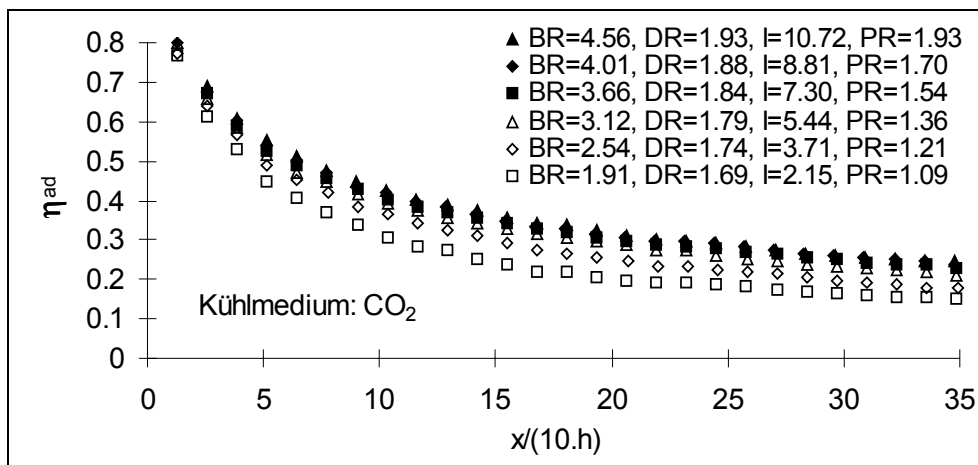


Abb. 11: Adiabate Kühlungseffizienz bei verschiedenen Ausblasraten

VERGLEICH DER SCHLITZKÜHLUNG MIT DER BOHRUNGSKÜHLUNG

Die Abbildungen 12 und 13 zeigen den Vergleich der Ergebnisse zwischen Schlitzkühlung und der Kühlung mit zwei Bohrungsreihen mit annähernd gleichem Massenstrom. In der Abbildung 13 beträgt der Massenstrom $m \approx 0.0045$ kg/s was für den Fall der Schlitzkühlung transsonisches Druckverhältnis und für die beiden Kühlbohrungsreihen ein $BR = 0.91$ bedeutet.

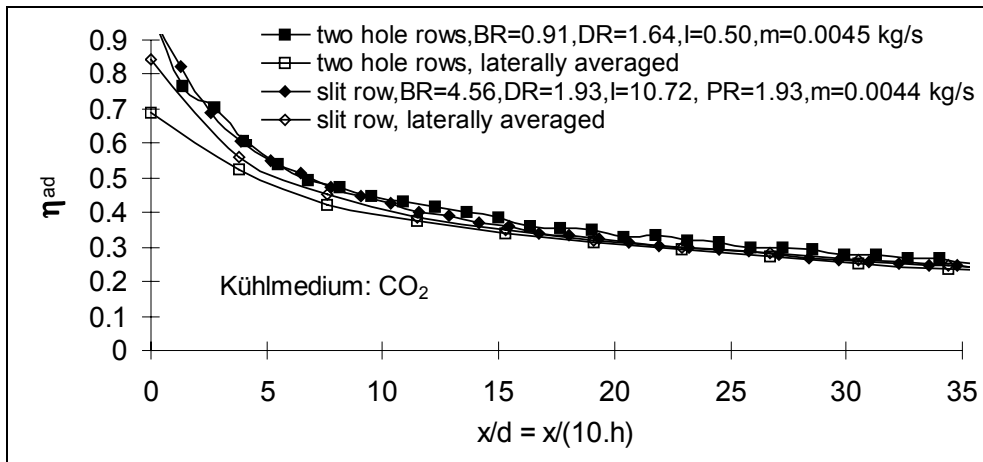


Abb. 12: Vergleich der adiabaten Kühlungseffizienzen der Schlitzkühlung bei kritischem Druckverhältnis mit der Bohrungskühlung bei gleichem Massendurchsatz

Im Falle eines niedrigeren Druckverhältnisses der Schlitzkühlung von $PR = 1.544$, liegt die gemittelte Kurve, bei ähnlichem Kühlmediummassenstrom von $m = 0.0031 \text{ kg/s}$ bzw. $m = 0.0033 \text{ kg/s}$, deutlich über der der Bohrungskühlung. Die Ausblasrate der Bohrungsreihen beträgt $BR = 0.72$, die der Schlitzreihen $BR = 3.66$. Das Dichteverhältnis aufgrund des unterschiedlichen Druckverhältnisses zeigt eine Differenz von $\Delta DR = 0.2$.

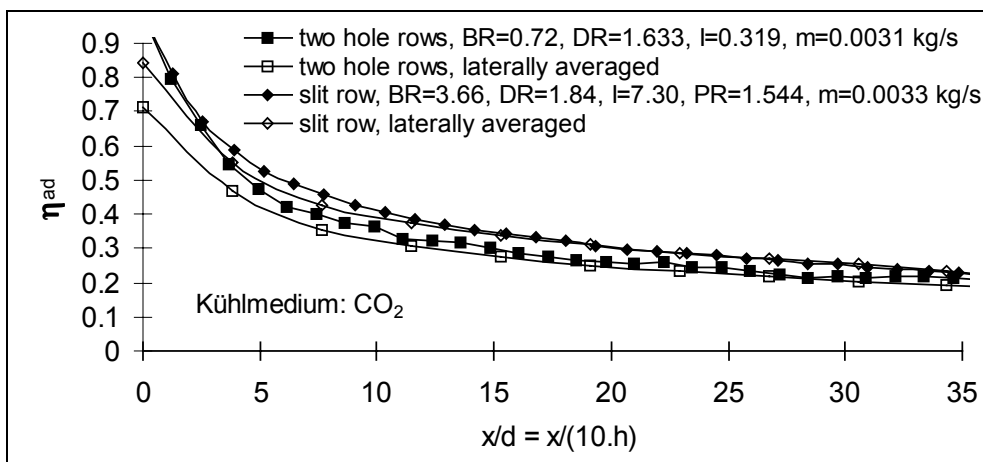


Abb. 13: Vergleich der adiabaten Kühlungseffizienzen der Schlitzkühlung bei subsonischem Druckverhältnis mit der Bohrungskühlung bei gleichem Massendurchsatz

DISKUSSION

Da die Kühlungseffizienz der Schlitzausblasung ab einem Druckverhältnis von $PR \approx 1.5$ keine wesentliche Steigerung erfährt, ist eine Steigerung des Kühlluftdruckes bzw. der Ausblasgeschwindigkeit hauptsächlich in Bezug auf das aerodynamische Verhalten sinnvoll, da hierdurch das Anliegevermögen des Strahles an gekrümmte Oberflächen insbesondere im Bereich einer Turbinenschaufelnase gesteigert werden kann /5/, /6/, /7/. Für die Anwendung bedeutet dies ein genaues Abwägen zwischen Kühlungseffizienz, optimalem Anliegeverhalten und Kühlmassenstrom, worin das Druckverhältnis ein wesentlicher Parameter ist.

Dieses weitere für den Einsatz in Gasturbinen wichtige Ergebnis ist, dass der Kühlstrahl unempfindlich gegen Abheben von der Oberfläche ist. Dieses Anliegeverhalten kann im transsonischen Ausblasstrahl mit dem Prandtl-Meyer-Effekt und im subsonischen Fall mit dem Coanda Effekt begründet werden. Im Vergleich dazu reagiert die herkömmliche Bohrungskühlung sehr empfindlich bei Überschreiten der optimalen Ausblasrate. Der Ausblaswinkel des Schlitzes wurde in diesen Versuchsreihen mit $\alpha = 20^\circ$ festgelegt. CFD-Untersuchungen zeigten, dass auch bei Steigerung des Winkels auf bis zu $\alpha = 45^\circ$ das Anliegen des Strahls gewährleistet bleiben sollte /8/.

ZUSAMMENFASSUNG

Nach dem Vergleich der Kühlungseffizienzen einer Bohrungsreihe mit der Literatur und zufriedenstellender Übereinstimmung mit dieser, wurde die hier zur Diskussion stehende transsonische Schlitzkühlung bezüglich Kühlungseffizienz untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass der transsonische Kühlstrahl gegen Abheben unempfindlich ist, auch wenn die Ausblasung unterkritisch erfolgt. Eine wesentliche Eigenschaft des Kühlstrahls ist, dass die Kühlungseffizienz ab einem subsonischen Druckverhältnis von $PR \approx 1.5$ keine wesentliche Steigerung mehr erfährt, was damit begründet werden kann, dass die Differenzgeschwindigkeit mit der Hauptströmung steigt und somit eine stärkere Vermischung mit dieser erfolgt. Schlussendlich wurden die Ergebnisse der Schlitzkühlung einer Kühlkonfiguration, die aus zwei Bohrungsreihen besteht, gegenübergestellt, wohlwissend, dass so ein Vergleich nicht einfach zu bewerten ist.

DANKSAGUNG

Die experimentelle Untersuchung zur Steigerung der Kühleffizienz erfolgte im Projekt P10698 des Österreichischen Fonds zur Förderung der Wissenschaftlichen Forschung (FWF), die optische Meßtechnik wurde durch das Projekt START-Y57 „Nonintrusive Measurement of Turbulence in Turbomachinery“ des FWF und des Bundesministeriums für Wissenschaft und Kunst gefördert.

LITERATUR

- /1/ Jericha H., Neumayer F., 2000
"Conceptual Design for Medium Size Combined Cycle Plants improved by Recent Research and Innovation", ASME, 2000-GT-0172, Munich
- /2/ Pirker H. P., 1995
"Auslegung und Betriebsverhalten einer Verdichteranlage für die Luftversorgung wissenschaftlicher Versuchseinrichtungen"
VDI-Berichte 1208/Turbokompressoren, Hannover
- /3/ Lutum E., Johnson B. V., 1999
"Influence of the Hole Length-to-Diameter Ratio on Film Cooling with Cylindrical Holes", ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 121, April 1999
- /4/ Sinha A. K., Bogard D. G., Crawford M. E., 1991
"Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio", ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 113, July 1991
- /5/ Gilchrist A. R., Gregory-Smith, D. G., 1988,
„Compressible Coanda Wall Jet: Predictions of Jet Structure and Comparison with Experiment“, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.9, pp 286-295
- /6/ Woisetschläger J., Jericha H., Sanz W., Gollner F., 1995
„Optical Investigation of Transonic Wall-Jet Film Cooling“,
ASME COGEN TURBO POWER '95
- /7/ Moser S., Jericha H., Woisetschläger J., Gehrler A., Reinalter W., 1998
"The Influence of Pressure Pulses to an Innovative Turbine Blade Film Cooling System", ASME, 1998-GT-545, Stockholm
- /8/ Moser S., Ivanisin M., Woisetschläger J., Jericha H., 2000
"Novel Blade Cooling Engineering Solution", ASME, 2000-GT-242, München