

# EINFLUSS VON RIBLET-STRUKTUREN AUF DEN WIRKUNGSGRAD EINES HOCHGESCHWINDIGKEITS-AXIALVERDICHTERS

C. Lietmeyer, S. Hohenstein, S. Naschilevski, J. Seume  
Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Appelstr. 9, 30167 Hannover,  
Deutschland

## Zusammenfassung

Die Reduktion der Emissionen und Betriebskosten von Flugtriebwerken durch die Steigerung der Komponentenwirkungsgrade ist eines der wichtigsten Ziele der heutigen Triebwerksentwicklung. Um den Wirkungsgrad zu erhöhen bleibt es ein Ziel, die Strömungsverluste in der Beschaufelung zu reduzieren. Diese Verlustreduktion kann erreicht werden, indem die Oberfläche der Beschaufelung mit in Strömungsrichtung orientierten Längsrillen strukturiert wird. Diese mikroskopischen Längsrillen, die auch als Riblets bekannt sind, reduzieren den Impulsverlust in der turbulenten Grenzschicht und somit die Wandreibung.

Im Rahmen einer Studie wird am Beispiel des vierstufigen Hochgeschwindigkeits-Axialverdichters des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover das Potential der Wirkungsgraderhöhung durch Riblet-Strukturen auf der Beschaufelung berechnet. Dazu wird zunächst die Reduktion der Profilverluste jeder Schaufelreihe mit dem Strömungslöser MISES in drei Profilschnitten berechnet. Daraufhin erfolgt die analytische Abschätzung der Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades. Hierfür wird sowohl die Reibungsminderung idealer, trapezoider Riblet-Strukturen als auch von Riblet-Strukturen betrachtet, die im Rahmen des DFG-Paketprojektes „Riblets für Verdichterschaufeln“ mit Hilfe der Fertigungsverfahren Laser-Bearbeitung und Schleifen hergestellt werden.

## 1. NOMENKLATUR

$y$	Wandabstand
$y^+$	dimensionsloser Wandabstand
Ma	Mach-Zahl
$u_t$	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
$C_p$	Druckbeiwert
$p$	Druck
$c$	Strömungsgeschwindigkeit
A	Fläche
$\tau_w$	Wandschubspannung
$\rho$	Dichte
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\omega$	Druckverlustbeiwert
$\eta_v$	Wirkungsgrad

## Indizes

stat	statisch
tot	total
0	Referenz
1	Eintritt
2	Austritt

## 2. EINLEITUNG

Betreiber von Flugtriebwerken und stationären Gasturbinen streben auch künftig eine Senkung der Betriebskosten und eine Minderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen an. Um dieses Ziel zu erreichen bleibt es ein Bestreben der Verdichterentwicklung den Verdichterwirkungsgrad zu erhöhen. Dieses Ziel kann durch eine Minderung des Impulsverlustes in der Strömungsgrenzschicht bedingt durch die Reibung der Strömung an Oberflächen erreicht werden. Als besonders effektiv haben sich dafür in Strömungsrichtung orientierte, mikroskopische Längsrillen erwiesen, die den Impulsaustausch in der Grenzschicht und somit die Reibungsverluste reduzieren. Diese Strukturen werden auch als Riblets (engl. Rippchen) bezeichnet. Bei richtiger Anpassung dieser Strukturen an die lokalen Strömungsverhältnisse in turbulenten Grenzschichten konnte eine Minderung der Wandreibung von bis zu 10 % durch Riblets auf ebenen Platten nachgewiesen werden (siehe dazu Bechert [3]). Eine Strukturierung der Oberflächen der Schaufelprofile mit Riblets in Axialverdichtern würde somit zu einer Reduktion der Reibungsverluste und folglich zu einer Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades führen.

In einem durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Vorhaben werden die Effekte zur Verringerung der Profilverluste durch Riblet-ähnliche Strukturen untersucht, die auf der Oberfläche von Verdichterschaufeln des Typs NACA 65-10 aus dem Werkstoff X20Cr13 im Labor durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellt werden. Die Fertigung der

Mikrostrukturen erfolgt an der Leibniz Universität Hannover durch das Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW) bzw. durch das Laser Zentrum Hannover e.V. (LZH). Am Institut für Mess- und Regelungstechnik (imr) wird die geometrische Qualität der Strukturen mit der konfokalen Mikroskopie bewertet. Die aerodynamischen Untersuchungen erfolgen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) im Gitterwindkanal. Die Riblet-ähnlichen Strukturen sind in diesem DFG-Paketprojekt auf der Schaufelsaugseite in dem untersuchten Messbereich in Strömungsrichtung parallel zu den Stromlinien angelegt (siehe BILD 1).

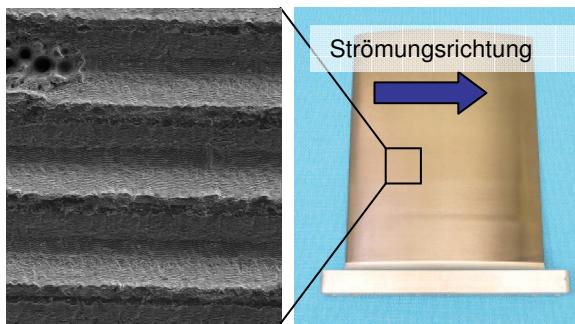


BILD 1. Ausrichtung der Riblets auf NACA 65-10 Verdichterprofil parallel zur Strömungsrichtung

Die Wirkungsweise und die Auslegung der Riblets wird in den Veröffentlichungen Oehlert und Seume [17] an ebenen Platten sowie durch Oehlert et al. [18] und Lietmeyer et al. [14] am Verdichtergitter beschrieben. Die experimentellen Ergebnisse zeigen eine signifikante Minderung des Profilverlustes. Ähnliche Ergebnisse wurden zuvor auch durch andere Forscher wie Boese und Fottner ([4] und [5]), Nagao und Breugelmanns [15], sowie Ninnemann und Wing [16] erzielt. Bei diesen Untersuchungen wurde die Riblet-Struktur mit annähernd idealer Geometrie und kostenaufwändig hergestellt. Die Oberfläche der untersuchten Strukturen war in der industriellen Anwendung aufgrund ihrer Standfestigkeit nicht einsetzbar (z.B. Riblet-Folie von 3M). Im Rahmen des hier beschriebenen und durch die DFG geförderten Forschungsvorhabens wird dagegen die verlustmindernde Wirkung von Riblet-ähnlichen Strukturen gemessen, deren Bearbeitungsprozesse aufgrund ihrer Wirtschaftlichkeit industriell einsetzbar sind. Bedingt durch die Fertigungsgenauigkeit der Laser-Bearbeitung und des Schleifprozesses weichen die so geschaffenen Strukturen von der idealen Riblet-Geometrie ab. Die gewählten Fertigungsverfahren sind an heutigen Schaufelwerkstoffen anwendbar. Die Versuche erfolgen an einem gängigen Schaufelwerkstoff X20Cr13, so dass die Riblet-Struktur den Strömungsverhältnissen in einer Turbomaschine voraussichtlich standhält.

### 3. WIRKSAMKEIT VON RIBLETS

Kleine in Strömungsrichtung verlaufende Rippen, im Englischen als Riblets bezeichnet, können bei richtiger Anpassung an die lokalen Strömungsverhältnisse die Strömungsverluste in der turbulenten Grenzschicht mindern. Zum Verständnis der physikalischen Wirkungsweise von Riblets wird zunächst auf den Aufbau der wandnahen, turbulenten Grenzschicht eingegangen,

die gemäß Schlichting und Gersten [19] in drei Bereiche unterteilt wird:

- 1) Viskose Unterschicht mit  $0 < y^+ < 5$
- 2) Übergangsbereich mit  $5 < y^+ < 70$
- 3) Logarithmischer Bereich mit  $70 < y^+ < 800$

Mit  $y^+$  wird hierbei der dimensionslose Wandabstand beschrieben:

$$(2.1) \quad y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu}$$

In Gl. (2.1) ist  $y$  der dimensionsbehaftete Wandabstand,  $\nu$  die kinematische Viskosität und  $u_\tau$  die Wandschubspannungsgeschwindigkeit, die mit der lokalen Wandschubspannung  $\tau_w$  und der Dichte  $\rho$  berechnet wird.

$$(2.2) \quad u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$$

Wird der wandnächste Bereich betrachtet, die viskose Unterschicht, so entdeckt man auch in dieser Schicht noch instationäre Schwankungsbewegungen, welche für die Impulsübertragung von der Außenströmung auf die Wand verantwortlich sind. Diese Strukturen können vereinfacht als gegenläufig rotierende Wirbelwalzen (im Englischen low-speed-streaks) beschrieben werden, mit denen schnelles Fluid von der Außenströmung zur Wand hin (im Englischen sweeps) und langsames Fluid von der Wand weg transportiert wird (im Englischen ejections). Diese in der Realität wesentlich komplexeren Strömungsstrukturen sind in BILD 2 visualisiert und sind lang gestreckte Wirbel, deren dimensionsloser Durchmesser im Mittel  $\Delta d^+ \approx 30$  und deren Länge größer als  $\Delta x^+ \approx 1000$  sein kann. Das „+“ kennzeichnet hierbei eine dimensionslose Größe analog zu Gl. (2.1).

Der Transport von Fluid mit höherem Impuls aus der Außenströmung zur Wand hin und das Abbremsen an der Wand bedingt eine höhere Wandschubspannung durch den Impulsaustausch zwischen Wand und Fluid. Aus Kontinuitätsgründen sind Fluidbewegungen zur Wand hin und von der Wand weg immer mit Querbewegungen gekoppelt, die Ursache für die höheren Wandschubspannungen sind (siehe auch Hage [12]). Wird diese Querbewegung unterdrückt, z.B. durch Längsrillen auf der Oberfläche, so werden aus Kontinuitätsgründen automatisch die wandnormalen Bewegungen des Fluids unterdrückt und somit die Wandschubspannung reduziert. Genau diese Behinderung der Querströmung geschieht gemäß Bruse [6] durch Riblet-Strukturen.

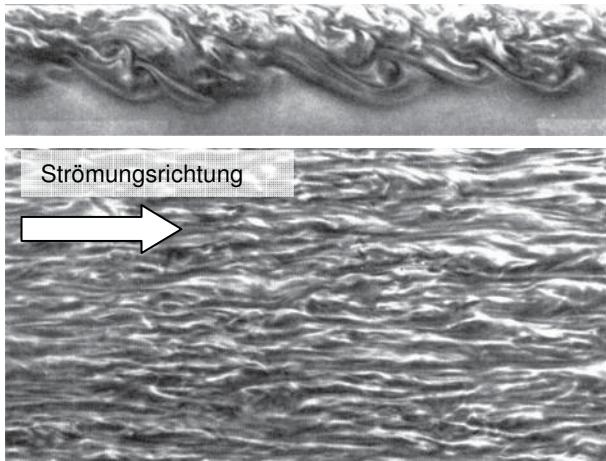


BILD 2. Seitenansicht (oben) und Draufsicht (unten) einer viskosen Unterschicht (von Cantwell, Coles, Dimotakis in van Dyke [20])

Systematische Untersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Riblet-Geometrien auf die Schubspannungsminderungen  $\Delta\tau/\tau_0$  in Abhängigkeit von der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  wurden von Bechert et al. [3] im Ölkanal des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Berlin durchgeführt. Der Ölkanal ist mit einer differentiellen Wandschubspannungswaage ausgerüstet, welche die Riblet-Fläche direkt mit einer glatten Referenzplatte vergleicht [Bechert et al. [2]]. Wegen der Viskosität von Öl liegen die Rippenhöhe  $h$  und die Rippenweite  $s$  im Millimeterbereich und sind entsprechend genau herstellbar. Die Ergebnisse der Ölkanal-Untersuchungen sind in BILD 3 zusammengefasst. Eine maximale Minderung der Wandschubspannung ist durch bandförmige Riblets zu erwarten, die jedoch für die technische Anwendung in z.B. Flugtriebwerken aufgrund ihrer geringen mechanischen Stabilität nicht in Betracht kommen.

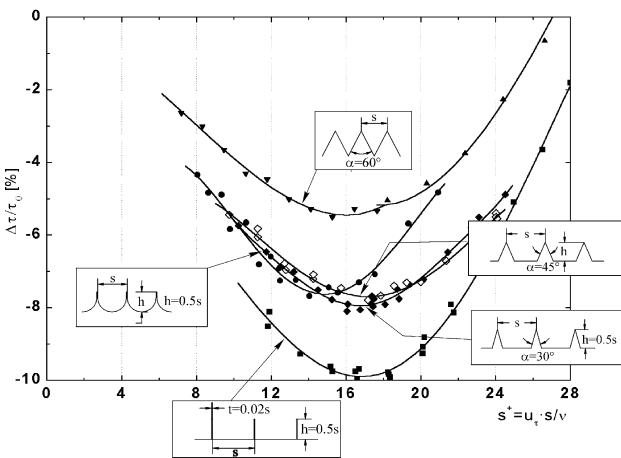


BILD 3. Widerstandsreduzierung unterschiedlicher Riblet-Geometrien (Quelle: Hage [12])

Im Rahmen des DFG-Paketprojektes „Riblets für Verdichterschaufeln“ ist die Zielgeometrie auf der Oberfläche von Verdichterschaufeln des Typs NACA 65-10 eine trapezoide Struktur mit einem Höhen- zu Seitenverhältnis von  $h/s = 0,5$  und einem Flankenwinkel

von  $\alpha = 30^\circ$ , da von diesen Strukturen eine hohe Wandschubspannungsminderung bei gleichzeitig guter mechanischer Stabilität zu erwarten ist. Die ideale Struktur als Referenz für die Untersuchungen wird auf einer Folie hergestellt und ist in BILD 4 dargestellt. Die gemessenen Oberflächenprofile der durch Laser-Bearbeitung und Schleifen hergestellten Strukturen sind in BILD 5 und BILD 6 dargestellt.

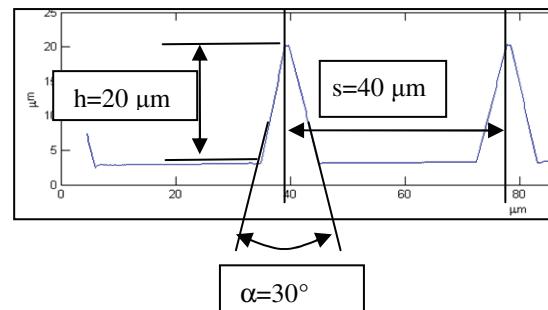


BILD 4. Ideale Rippengeometrie der Riblet-Folie

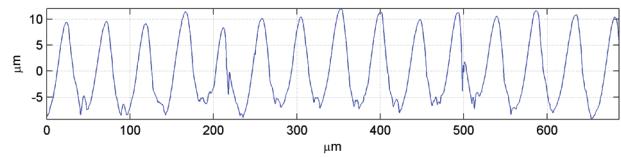


BILD 5. Durch Laser-Bearbeitung hergestellte Struktur

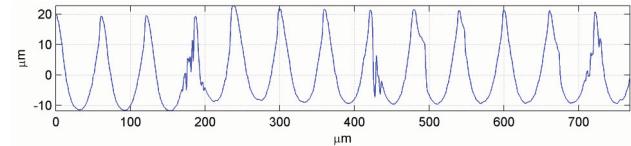


BILD 6. Durch Schleifen hergestellte Struktur

#### 4. MISES

Bisher wird in heutigen CFD-Programmen lediglich der Einfluss gleichmäßig verteilter, isotroper Rauheitselemente auf die Profilverluste berücksichtigt. Dazu werden technische Rauheiten einer äquivalenten Sandkornrauheit nach Schlüting und Gersten [19] zugeordnet. In Strömungsrichtung orientierte, anisotrope Strukturen wie Riblets können jedoch nicht einer Sandkornrauheit zugeordnet werden, um das Verlustverhalten zu bewerten, da von diesen Strukturen bei richtiger Dimensionierung eine reibungsmindernde Wirkung zu erwarten ist. Damit die physikalischen Effekte von Riblets in der wandnahen Strömung vollständig erfasst werden, muss das Strömungsfeld entlang der Rillenstruktur vollständig diskretisiert werden (LES oder DNS). Bisherige numerische Untersuchungen an Riblet-Strukturen wurden an einer vollständig entwickelten Kanalströmung entlang eines Oberflächenausschnitts mit Auflösung der Mikrostrukturen durchgeführt (z.B. Choi et al. [8] und Klumpp et al. [13]) und zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten. Ein solches Vorgehen ist für die technische Anwendung bislang jedoch nicht möglich, da die notwendigen Rechenkapazitäten für die vollständige Diskretisierung

des Strömungsfeldes entlang der Mikrostruktur auf Schaufeloberflächen viel zu hoch sind. Besonders im Auslegungsprozess von Turbomaschinen sind für Optimierungsmaßnahmen Parameterstudien mit einer schnellen und zuverlässigen numerischen Berechnung der Strömung notwendig. Die Auslegung von mehrstufigen Maschinen mit einer Riblet-strukturierten Beschaufelung ist deshalb derzeit praktisch unmöglich.

Bereits im Vorfeld zu den hier vorgestellten Ergebnissen wurde der Quellcode des Programm paketes MISES am TFD zur Berücksichtigung des Riblet-Einflusses modifiziert. MISES ist ein von Drela, Giles und Youngren (siehe dazu Drela [9], Drela und Giles [10], sowie Drela und Youngren [11]) entwickeltes Programm zur Berechnung zweidimensionaler, stationärer Strömungen in eben Schaufelgittern. Im Vergleich zu gängigen CFD-Programmen bietet es den Vorteil, dass die wandnahe Strömung nicht diskretisiert wird und stattdessen die Grenzschichtgleichungen mit einem Integralverfahren berechnet werden, wodurch der Rechenaufwand erheblich reduziert wird. In der reibungsfreien Außenströmung werden die zweidimensionalen, stationären Euler-Gleichungen gelöst. Für Schaufelumströmungen mit Bypass-Transition wird ein Transitionsmodell von Abu-Ghannam und Shaw [1] verwendet.

Das prinzipielle Vorgehen einer Strömungsberechnung in einem Schaufelgitter mit Riblet-Strukturen auf der Oberfläche im modifizierten Programm paket MISES ist in BILD 7 skizziert. Die Implementierung der Wandschubspannungsbeeinflussung durch Riblet-Strukturen erfolgt nur in der turbulenten Grenzschicht, da Riblet-Strukturen nur dort positiv die Wandschubspannung beeinflussen.

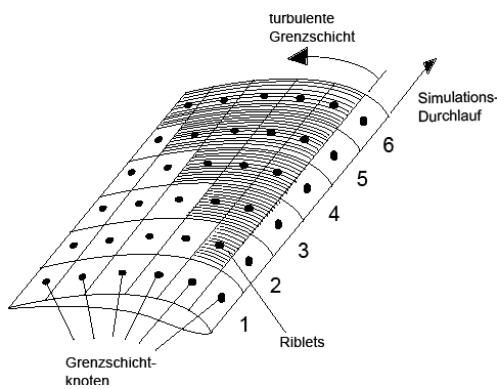


BILD 7. Veranschaulichung des Konzepts der Berücksichtigung des Einflusses der Riblets auf die Wandschubspannung in MISES (entnommen aus Chahine [7])

Im ersten Simulationsdurchlauf wird das Strömungsfeld für das Schaufelgitter mit einer vollständig glatten Oberfläche gelöst. Die Lösung des Strömungsfeldes und die berechnete Wandschubspannung bildet die Referenz für die darauffolgende schrittweise Minderung der Wandschubspannung in den wandnahen Berechnungsknoten in der turbulenten Grenzschicht. Im zweiten Simulationsdurchlauf wird die Wandschubspannung im ersten Knoten in der turbulenten Grenzschicht gemindert (Knoten 2 in BILD 7). Die

Oberfläche in allen anderen Knotenpunkten an der Wand in der turbulenten Grenzschicht wird weiterhin als glatt angenommen. Das Strömungsfeld wird anschließend vollständig berechnet, bis das vom Benutzer definierte Konvergenzkriterium erreicht wird. Somit wird die Änderung der integralen Grenzschichtgrößen entlang der Schaufeloberfläche infolge der Reibungsminderung durch Riblets in Knoten 2 für darauffolgende Berechnungen berücksichtigt und eine neue Referenz-Wandschubspannung in allen stromabwärts gelegenen Knoten berechnet. In den folgenden Durchläufen wird schrittweise die Wandschubspannungsminderung durch Riblets in den wandnahen Berechnungsknoten in Strömungsrichtung entlang der Schaufeloberfläche durchgeführt, wobei für jeden Durchlauf die numerische Lösung des Strömungsfeldes konvergieren muss. Die Widerstandsminderung in den einzelnen Konten erfolgt mit einem vom Benutzer zuvor angegeben konstanten Wert. Dieser Minderungswert wird empirischen Korrelationen gemäß BILD 3 entnommen, die aus Messungen an unterschiedlichen Riblet-Geometrien im Ölkanal des Berliner DLR erstellt wurden.

## 5. VERSUCHSVERDICHTER UND NUMERISCHE BERECHNUNGEN IN MISES

### 5.1. Prüfstand

Im Rahmen der hier vorgestellten Studie wird die Minderung der Profilverluste und die dadurch bedingte Erhöhung des Wirkungsgrades des vierstufigen Versuchs-Axialverdichters am TFD berechnet. Die Schnittdarstellung des Prüfstands ist BILD 8 zu entnehmen. Die wichtigsten Leistungsdaten des Prüfstands sind in TAB 1 zusammengefasst. Der Versuchs-Axialverdichter wird von einem Gleichstrommotor mit 1,35 MW Leistung angetrieben. Der Verdichter verfügt über vier Stufen und ein Eintrittsleitrad mit CDA-Beschaufelung. Die Auslegungs drehzahl beträgt 18.000 U/min und der Verdichter verdichtet die Luft auf ein Gesamt-Totaldruck-Verhältnis von 2,7.

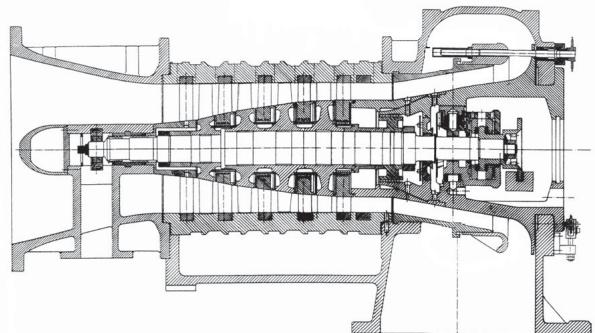


BILD 8. Schnittdarstellung des Versuchs-Axialverdichters

Auslegungsdrehzahl	18000 U/min
Massenstrom	7,93 kg/s
Totaldruckverhältnis	2,7
Isentroper Wirkungsgrad	89,1%
Leistungsaufnahme	950 kW
Durchflusszahl Stufe 1	0,72
Leistungszahl Stufe 1	0,44
Reynolds-Zahl (Stator 1)	$4 \times 10^5$
Schaufelzahl Stator 1	30

TAB 1.: Leistungsdaten des Versuchs-Axialverdichters

Der durch den Versuchs-Axialverdichter strömende Massenstrom wird redundant über eine im Zulauf angeordnete Blende und eine in der Druckleitung integrierte Normdüse bestimmt. Vor und hinter jeder Schaufelreihe können Sonden radial und hinter Statoren zusätzlich peripher traversiert werden. Statische Wanddrücke werden auf zwei Umfangspositionen im Gehäuse sowie auf Profildruckschaufeln im Stator der dritten Stufe gemessen. Neben der stationären Messtechnik sind instationäre Druckmesstechnik für Gehäuse-Wanddruckmessungen und instationäre Sondenmessungen verfügbar.

## 5.2. Numerische Berechnungen in MISES

Die numerischen Berechnungen in MISES werden an der CDA-Beschauflung des Versuchsverdichters in jeder Schaufelreihe in jeweils drei Schnitten durchgeführt. Die Geometriedaten der Beschauflung werden einem vorhandenen 3-D CFD-Modell des Versuchsverdichters und die Randbedingungen der entsprechenden Lösung des Strömungsfeldes vor jeder Schaufelreihe entnommen. Die drei Schnitte durch die Beschauflung entlang des Stromlinienverlaufs befinden sich in jeder Schaufelreihe entlang der Schaufelvorderkante in einem dimensionslosen radialen Abstand  $r/h = 0,085, 0,5$  und  $0,95$  gemessen von der Nabe. Mit  $h$  wird die Schaufelhöhe bezeichnet,  $r$  ist die radiale Koordinate gemessen von der Nabe.

In jedem Schnitt durch die Beschauflung wird in MISES zunächst eine Rechnung für die glatte Schaufeloberfläche durchgeführt, um als Referenz für die folgenden Rechnungen den Profilverlustbeiwert  $\omega_0$  zu berechnen. Der Profilverlustbeiwert ist definiert als

$$(5.1) \quad \omega = \frac{\bar{p}_{tot,2} - \bar{p}_{tot,1}}{\bar{p}_{tot,1} - \bar{p}_{stat,1}}$$

Mit  $\bar{p}_{tot,2}$  wird der gemittelte Totaldruck in der Abströmung des Schaufelgitters bezeichnet,  $\bar{p}_{tot,1}$  ist der gemittelte Totaldruck der Zuströmung. Der statische Druck in der Zuströmung ist  $\bar{p}_{stat,1}$ .

Im nächsten Schritt wird die Minderung des Profilverlustbeiwertes  $\Delta\omega/\omega_0$  durch eine Riblet-strukturierte

Oberfläche auf Druck- und Saugseite mit einer idealen, trapezoiden Rillenstruktur gemäß BILD 3, sowie einer durch Laser-Bearbeitung und Schleifen hergestellten Riblet-ähnlichen Struktur berechnet. Der berechnete Druckverlustbeiwert  $\omega_{Riblet}$  wird anschließend auf den Druckverlustbeiwert  $\omega_0$  der glatten Referenzoberfläche bezogen, indem die Minderung des Druckverlustbeiwertes berechnet wird:

$$(5.2) \quad \frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \frac{\omega_{Riblet} - \omega_0}{\omega_0}$$

Für die Rechnung wird vereinfacht angenommen, dass in jedem wandnahen Berechnungsknoten die Riblet-Struktur an die lokalen Strömungsverhältnisse optimal angepasst ist und somit eine maximale Widerstandsminderung erzielt wird. Die zu erzielende maximale Widerstandsminderung der idealen, trapezoiden Riblet-Struktur wird BILD 3 entnommen und beträgt  $\Delta\tau/\tau_0 = -7,93\%$ . Für eine durch Laser-Bearbeitung und durch Schleifen hergestellte Struktur wurden im Ölkanal des Berliner DLR ergänzende experimentelle Untersuchungen zur erzielbaren Wandschubspannungsminderung  $\Delta\tau/\tau_0$  in Abhängigkeit der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  durchgeführt. Dazu wurden auf Proben des Werkstoffes X20Cr13 durch das LZH und das IFW Riblet-Strukturen hergestellt, die anschließend durch das Institut für Mess- und Regelungstechnik (imr) mit einem konfokalen Mikroskop vermessen und skaliert wurden. Anschließend erfolgte die Herstellung der skalierten Struktur auf ebenen Platten für die Messungen im Ölkanal mittels Rapid-Prototyping. Für die durch Laser-Bearbeitung hergestellte Struktur wurde eine maximale Widerstandsminderung von  $\Delta\tau/\tau_0 = -3,13\%$  gemessen. Die maximale Widerstandsminderung der durch Schleifen hergestellten Struktur beträgt  $\Delta\tau/\tau_0 = -3,83\%$ .

## 6. ERGEBNISSE

Zunächst werden die mit MISES durchgeführten Berechnungen im Schaufelgitter verifiziert, indem ein Vergleich mit den Ergebnissen der bereits vorhandenen, dreidimensionalen Rechnungen mit dem kommerziellen CFD-Programm NUMECA durchgeführt wird. Dazu werden die mit NUMECA und MISES in den Profilschnitten berechneten Verläufe des Druckbeiwertes  $C_p$  gegenübergestellt. Der Druckbeiwert  $C_p$  wird mit dem lokal herrschenden statischen Druck  $p$  auf der Schaufeloberfläche berechnet:

$$(6.1) \quad C_p = \frac{p - \bar{p}_{stat,1}}{\bar{p}_{tot,1} - \bar{p}_{stat,1}}$$

Eine exemplarische Gegenüberstellung der berechneten  $C_p$ -Verläufe in drei Profilschnitten der vierten Rotorstufe ist BILD 9 bis BILD 10 zu entnehmen. Geringe Abweichungen in den Verläufen sind auf die unterschiedlichen Berechnungsmethoden zurückzuführen. Die Berechnungsmethodik in MISES wird in Abschnitt 4 beschrieben. In NUMECA wird ein Turbulenz-Modell von Spalart-Allmaras verwendet mit einer feinen Auflösung

der Grenzschicht und einem dimensionslosen Abstand der wandnächsten Zelle von  $y^+ \leq 1$ . Die Schaufelumströmung wird als vollständig turbulent angenommen. In MISES wird hingegen der Transitionssort mit einem Modell von Abu-Ghannam und Shaw [1] berechnet. Mit MISES können nur zweidimensionale Gitterströmungen berechnet werden. Dreidimensionale Strömungseffekte wie Eckenablösungen an Nabe und Gehäuse und deren Potentialwirkung auf die Schaufelumströmung werden somit nicht erfasst und ergeben weitere Abweichungen in den berechneten Profilverläufen. Ebenfalls können ungleichmäßige Totaldruckverteilungen entlang der Mischungsebenen in den 3-D CFD-Rechnungen ursächlich für die Diskrepanzen sein, die in MISES nicht berücksichtigt werden. Da die Verläufe des Druckbeiwertes  $C_p$  insgesamt in allen Schnitten qualitativ gut übereinstimmen und im Rahmen dieser Studie die Minderung der Profilverluste durch Riblet-Strukturen auf der Schaufeloberfläche von primärem Interesse ist, sind die mit MISES erzielten Ergebnisse für die zweidimensionale Gitterströmung für das weitere Vorgehen hinreichend gut.

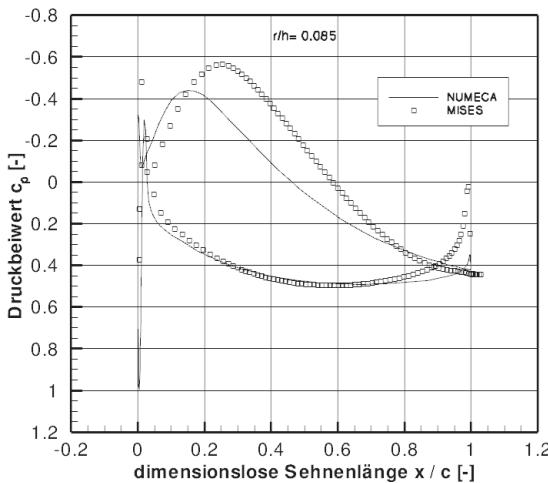


BILD 9. Vergleich des berechneten Verlaufs des Druckbeiwertes  $C_p$  an der Nabe ( $r/h = 0,85$ )

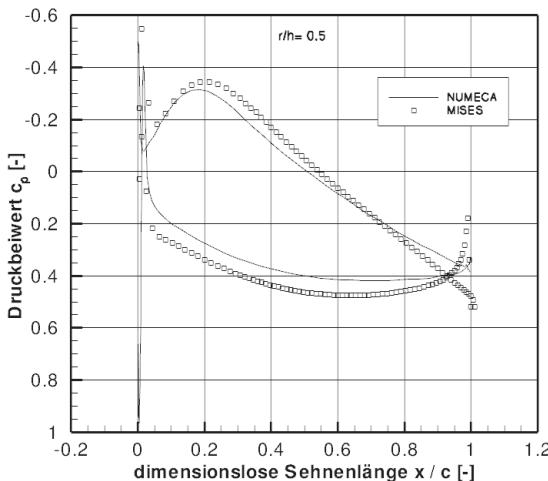


BILD 10. Vergleich des berechneten Verlaufs des Druckbeiwertes  $C_p$  im Mittenschnitt ( $r/h = 0,5$ )

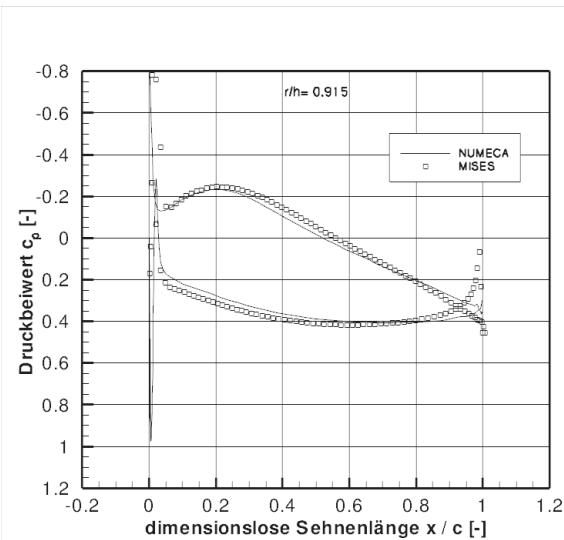


BILD 11. Vergleich des berechneten Verlaufs des Druckbeiwertes  $C_p$  am Gehäuse ( $r/h = 0,915$ )

Aus der berechneten Profilverlustminderung in den drei Profilschnitten (Index  $i$ ) wird für jede Schaufelreihe eine massenstromgemittelte Profilverlustreduktion berechnet:

$$(6.2) \quad \overline{\frac{\Delta \omega}{\omega_0}} = \frac{\sum_{i=1}^3 \rho_i c_i A_i \left( \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \right)_i}{\rho c A}$$

Die Ergebnisse dieser Rechnungen sind für die mit unterschiedlichen Verfahren hergestellten Riblet-Strukturen in BILD 12 bis BILD 14 dargestellt. Das Umlenkgitter im Verdichtereintritt ist mit „IGV“, die Rotoren sind mit „R“ und die Statoren sind mit „S“ bezeichnet.

Mit einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung im Verdichter steigt ebenfalls die Wandreibung auf den Schaufeloberflächen in den einzelnen Schaufelreihen. Somit nimmt auch die erzielbare Profilverlustminderung in den Schaufelreihen durch den Verdichter zu. Diesen Effekt zeigt die Tendenz der Profilverlustminderung in den einzelnen Stufen, wobei die Minderung der Profilverluste der Statoren geringer ist als die der Rotoren. Auch hier ist die geringere Anströmgeschwindigkeit der Statorgitter im Vergleich zu den Rotorgittern ursächlich für diesen Effekt.

Aus den berechneten Profilverlustminderungen wird nun die Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades abgeschätzt. Um den Rechenaufwand nicht unnötig zu erhöhen wird dazu das arithmetische Mittel aus den berechneten Profilverlustminderungen über alle Stufen gebildet. Anschließend wird die Auswirkung auf den Verdichterwirkungsgrad abgeschätzt. Der Verdichterwirkungsgrad beträgt gemäß TAB 1  $\eta = 89,1\%$ . Für die weiteren Berechnungen wird ein Anteil der Profilverluste an den Gesamtverlusten von 50% angenommen. Die Ergebnisse der Berechnungen für die unterschiedlichen Riblet-Strukturen sind in TAB 2 zusammengefasst.

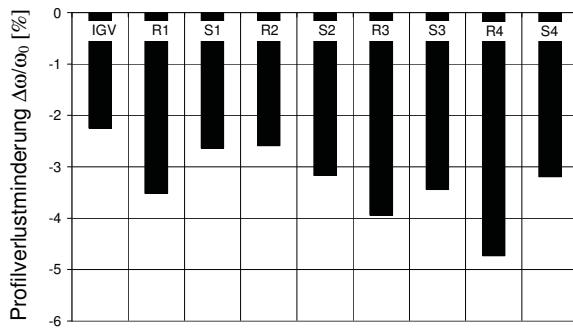


BILD 12. Mittlere Reduktion des Profilverlustes in den Schaufelreihen für ideale Riblet-Strukturen

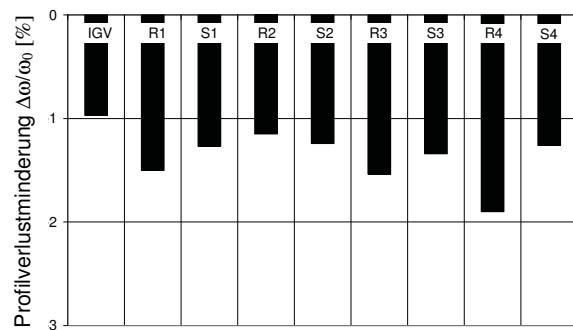


BILD 13. Mittlere Reduktion des Profilverlustes in den Schaufelreihen für gelaserte Riblet-Strukturen

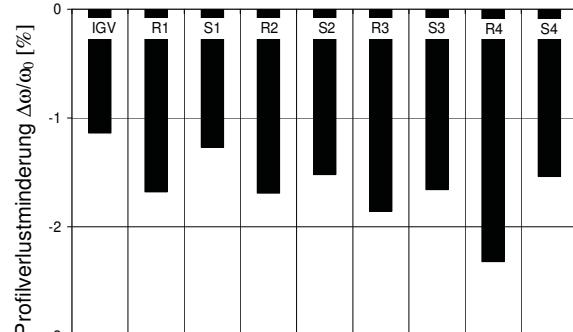


BILD 14. Mittlere Reduktion des Profilverlustes in den Schaufelreihen für geschliffene Riblet-Strukturen

Riblet-Struktur	ideal	geschliffen	gelasert
$(\Delta\omega/\omega)_{\text{Verdichter}} [\%]$	-3,274	-1,631	-1,352
$(\Delta\eta/\eta)_{\text{Verdichter}} [\%]$	0,178	0,089	0,074

TAB 2. Berechnete mittlere Profilverlustreduktion und Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades

## 7. SCHLUSSFOLGERUNG

Im Rahmen dieser Studie wird der Einfluss von Riblet-Strukturen auf der Druck- und Saugseite auf die Erhöhung des Wirkungsgrades des vierstufigen Versuchsverdichters am TFD bestimmt. Die Berechnung der Profilverlustminderung durch Riblet-Strukturen in drei Schnitten in jeder Schaufelreihe erfolgt mit dem Programmpaket MISES, in das zuvor der reibungsmindernde Einfluss von Riblet-Strukturen implementiert wurde. Aus der berechneten Profilverlustminderung in jedem Schnitt wird die mittlere Profilverlustminderung des gesamten Verdichters abgeschätzt. Im Anschluss daran wird der Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Verdichters berechnet. Der Einfluss der Strukturen auf die Strömungsumlenkung und somit auf die Stufenarbeit wird im Rahmen dieser Studie nicht berücksichtigt.

Eine Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades von  $\Delta\eta/\eta = 0,178\%$  wird für die ideale, trapezoide Riblet-Struktur erreicht, da von diesen Strukturen die maximale Minderung der Wandschubspannung zu erwarten ist. Für geschliffene und durch Laser-Bearbeitung hergestellte Riblet-ähnliche Strukturen wird eine Wirkungsgraderhöhung von  $\Delta\eta/\eta = 0,089\%$  bzw.  $\Delta\eta/\eta = 0,074\%$  erreicht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bedingt durch die Genauigkeit der Fertigungsverfahren eine geringere Wandschubspannungsminderung erreicht wird als für die ideale Struktur. Die durch Schleifen hergestellte Struktur mindert die Wandschubspannung zudem stärker als die durch Laser-Bearbeitung hergestellte Struktur.

Zusammenfassend wird im Rahmen dieser Studie gezeigt, dass eine signifikante Erhöhung des Wirkungsgrades des hier betrachteten Axialverdichters durch Riblet-Strukturen erreicht werden kann. Die Formtreue der durch Schleifen und Laser-Bearbeitung hergestellten Strukturen muss jedoch weiter optimiert werden, damit auch für diese Strukturen eine stärkere Erhöhung des Verdichterwirkungsgrades ähnlich dem Effekt idealer trapezoider Riblets erzielt wird.

## 8. DANKSAGUNG

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Finanzierung im Rahmen des Projektes „Riblets für Verdichterschaufeln“ (PAK 182, GZ SE 1023/13-3). Weiterhin danken wir den Projektpartnern im PAK 182, dem „Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen“ (IFW), dem „Institut für Mess- und Regelungstechnik“ (imr) und dem Laser Zentrum Hannover e.V. (LZH).

## 9. SCHRIFTTUM

- [1] Abu-Ghannam, B.J.; Shaw, R. (1980): Natural transition of boundary layers - the effects of turbulence, pressure gradient, and flow history. *Journal Mechanical Engineering Science*, vol. 22, no. 5, 1980
- [2] Bechert, D. W.; Hoppe, G.; van der Hoeven, J. G. Th.; Makris, R. (1992): „The Berlin oil channel for drag reduction research“ *Experiments in Fluids* 12, 251-260, 1992
- [3] Bechert, D. W.; Bruse, M.; Hage, W.; van der Hoeven, J. G. T.; Hoppe, G. (1997): „Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry“ *Journal of Fluid Mechanics* vol. 338, 59-87, 1997
- [4] Boese, M.; Fottner, L. (2000): „Einfluß widerstandsreduzierender Oberflächenstrukturen auf das Verlustverhalten eines aerodynamisch hochbelasteten Verdichtergitters“ DGLR-JT2000-099
- [5] Boese, M.; Fottner, L. (2002): „Effects of riblets on the loss behavior of a highly loaded compressor cascade“ *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*, June 3-6, Amsterdam GT-2002-30438
- [6] Bruse, M. (1999): „Zur Strömungsmechanik wandreibungsvermindernder Riblet- Oberflächen“ *Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 354*, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-335407-1, 1999
- [7] Chahine, C. (2010): Implementierung der anisotropen Widerstandsbeeinflussung von idealen Riblet-Strukturen in den Programmcode MISES, Projektarbeit, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, 2010
- [8] Choi, H.; Moin, P.; Kim, J. (1993): Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets, *Journal of Fluid Mechanics*, Volume 255, 1993
- [9] Drela, M. (1986): Two-dimensional transonic aerodynamic design and analysis using the euler equations. *GTL Report No. 187*, 1986
- [10] Drela, M.; Giles, M.B. (1987). Viscous-inviscid analysis of transonic and low reynolds number airfoils. *AIAA Journal*, vol. 25, No. 10, 1987
- [11] Drela, M.; Youngren H. (1996): *A User's Guide to MISES 2.4*, 1996
- [12] Hage, W. (2004): Zur Widerstandsverminderung von dreidimensionalen Riblet-Strukturen und anderen Oberflächen. Dissertation, Berlin, Germany, 2004
- [13] Klumpp, S.; Meinke, M.; Schröder, W.; Feldhaus, B.; Klocke, F. (2009): Riblets in turbulent flow regimes of 2-D compressor blades, GT2009-59352, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA, 2009
- [14] Lietmeyer, C.; Gündogdu, Y.; Kleppa, O.; Oehlert, K.; Vorreiter, A.; Seume, J. (2009): Zukunftsperspektiven für die Hochtemperaturgasturbine, *VGB KraftwerksTechnik* 10/2009, Vol. 89/2009, ISSN 1435-3199
- [15] Nagao, S.; Breugelmans, F. A. E. (1999): „Investigation of riblets in a CDB, DCA and 65-S compressor cascade“ *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 1999* Kobe 14. – 19. November 1999 - IGTC'99Kobe TS-25
- [16] Ninnemann, T.; Wing, F. Ng. (2000): „Supersonic through-flow fan blade cascade studies part II: riblet effects“ *Proceeding of ASME TURBO EXPO 2000*, GT 0494, 8. – 11. Mai
- [17] Oehlert, K.; Seume, J. (2006): „Exploratory experiments on machined riblets on compressor blades“ *2006 ASME Joint U.S. - European Fluids Engineering Summer Meeting*, July 17-20, Miami, FL, Paper No. FEDSM 2006 – 98093
- [18] Oehlert, K.; Seume J.; Siegel F.; Ostendorf, A.; Wang, B.; Denkena, B.; Vynnyk, T.; Reithmeier, E.; Hage, W.; Knobloch, K.; Meyer, R. (2007): Exploratory experiments on machined riblets for 2-D compressor blades, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, USA
- [19] Schlichting, H., Gersten, K. (2006): *Grenzschicht-Theorie*, 10. Auflage, Berlin: Springer 2006, 2006
- [20] Van Dyke, M. (1982): *An album of fluid motion*, The Parabolic Press, Stanford, California, USA, 1982