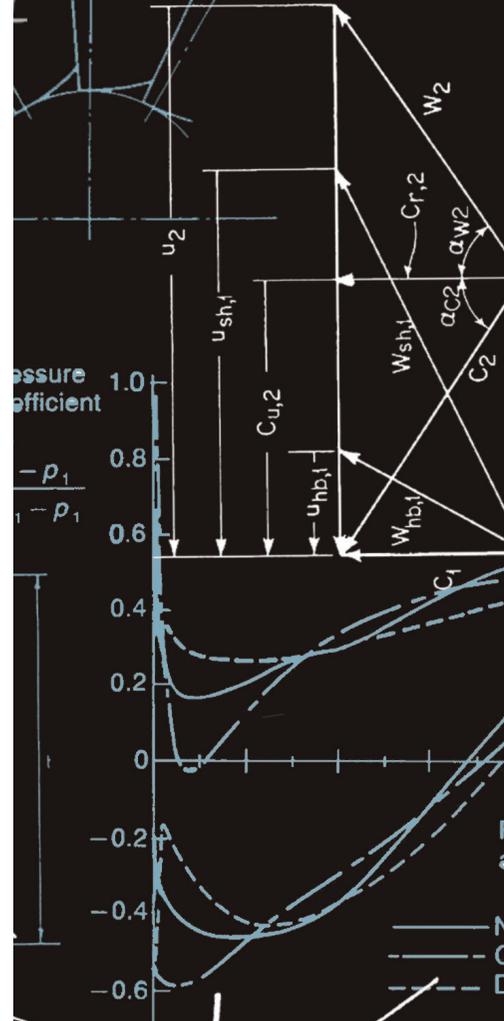
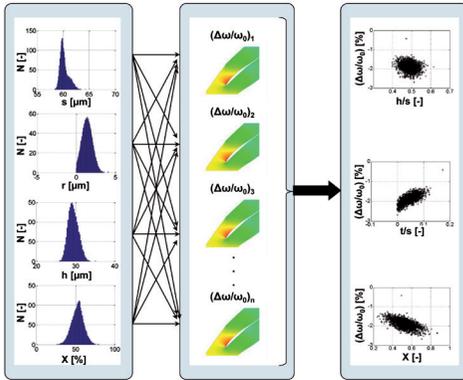


Christoph Lietmeyer

## Berechnungsmodell zur Widerstandsbeeinflussung nicht-idealer Riblets auf Verdichterschaufeln



Berichte aus dem Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik  
Band 1/2013  
Herausgeber: Jörg Seume







# **Berechnungsmodell zur Widerstandsbeeinflussung nicht-idealer Riblets auf Verdichterschaufeln**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Christoph Jan Lietmeyer,  
geboren am 07.08.1982 in Lehrte

2013

Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ronald Mailach

Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Lutz Rissing

Tag der Promotion: 14. Dezember 2012

**Schlagworte:** Riblets, Verdichterschaufeln, Berechnungsmodell, Probabilistik

**Keywords:** Riblets, compressor blades, calculation model, probabilistic

# Vorwort

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover im Rahmen des Forschungsprojektes "Riblets für Verdichterschaufeln". Der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) möchte ich für die Finanzierung des Forschungsprojektes danken. Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Instituts, Professor Seume, den ich überaus schätze und der mich seit meiner Zeit als Student stets unterstützt und mir schließlich das wissenschaftliche Arbeiten am Lehrstuhl ermöglicht hat. Seine Impulse und Denkanstöße leisteten einen großen Beitrag zu der Entstehung meiner Dissertation. Herrn Professor Mailach danke ich für die Übernahme des Korreferats und für das Interesse an meiner Arbeit, Herrn Professor Rissing für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ferner gilt mein Dank allen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen des Instituts. Das freundschaftliche und äußerst angenehme Arbeitsklima habe ich über die Jahre sehr geschätzt und genossen. Mein besonderer Dank gilt meinen ehemaligen Kollegen Michael Bartelt, Marc Biester, Michael Henke, Florian Herbst, Jasper Kammeyer, Oliver Kleppa, Marcus Kuschel, Karsten Oehlert, Thorsten Sextro, Jan Siemann und Arne Vorreiter für die gemeinsame Zeit sowie für den Rat und die Anregungen zu meiner wissenschaftlichen Arbeit. Aus der Werkstatt des Instituts möchte ich besonders André Hruschka, Welf-Thure von Lueder, Marcel Schalkowski und Heinrich Selle für die Anregungen und die konstruktive Umsetzung meiner Ideen herzlich danken.

Die Entstehung dieser Dissertation sowie darüber hinaus die Erarbeitung der Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt "Riblets für Verdichterschaufeln" wäre ohne die Unterstützung durch meine Studentinnen und Studenten im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten sowie durch meine wissenschaftlichen Hilfskräfte nicht möglich gewesen. Ihnen gilt ein großer Dank.

Darüber hinaus gilt mein Dank allen Projektpartnern für die kollegiale Zusammenarbeit im Rahmen des DFG-Paketprojekts "Riblets für Verdichterschaufeln". Besonders bedanken möchte ich mich bei Wolfram Hage, Thomas Krawczyk, Renke Scheuer, Frank Siegel, Taras Vynnyk und Bodo Wojakowski.

Meiner Familie und insbesondere meinen Eltern danke ich für all die Unterstützung auf meinem Lebensweg - vor allem während der Zeit meines Studiums. Sie haben mir stets alle Möglichkeiten eröffnet. Mein größter Dank geht an meine Frau Mirja für die Geduld und für das Verständnis in den vergangenen Jahren. Ohne deine Unterstützung wäre die Entstehung dieser Arbeit in der Form nicht möglich gewesen.



# Kurzfassung

Vor dem Hintergrund, die CO<sub>2</sub>-Emissionen und die Betriebskosten von stationären Gasturbinen und Flugtriebwerken zukünftig signifikant zu reduzieren und dadurch politisch gesetzte und ökonomisch gebotene Ziele zu erreichen, bleibt es das Hauptziel der Hersteller, deren Wirkungsgrad und somit die Leistungsdichte stark zu erhöhen. Um diese Ziele zu erreichen, müssen alle heutzutage bekannten Maßnahmen zur aerodynamischen Verbesserung der Maschinenkomponenten ausgeschöpft werden, indem die aerodynamischen Verluste reduziert werden und somit die Effizienz der einzelnen Komponenten gesteigert wird. Ein großer Anteil der aerodynamischen Verluste entsteht durch Dissipation an den Schaufeloberflächen. Eine innovative passive Maßnahme, die Dissipationsverluste zu reduzieren, ist die Applikation von aus der Bionik bekannten in Hauptströmungsrichtung orientierten, klein-skaligen Längsrillen, sogenannten Riblets, auf den Schaufeloberflächen. Riblets können die Dissipationsverluste in der turbulenten Grenzschicht reduzieren. Für die zukünftige Anwendung von Riblets bedarf es neben industriell einsetzbaren Herstellungsverfahren auch geeigneter Auslegungswerkzeuge, da der aerodynamische Einfluss von Riblets stets lokal bewertet werden muss. Diese Auslegungswerkzeuge müssen den aerodynamischen Einfluss von Riblets bereits während der Profilauslegung prognostizieren können.

In dieser Arbeit wird ein Prognosewerkzeug entwickelt, mit dem der aerodynamische Einfluss von Riblets auf die Profilverluste von zweidimensionalen, ebenen Schaufelgittern durch den Einsatz empirischer Modelle vorausgesagt werden kann. Das Modell zur Prognostizierung der Wandschubspannungsbeeinflussung von Riblets wird ausgehend von bekannten Messdaten an ebenen Platten entwickelt und verifiziert. Die Berücksichtigung fertigungsbedingter Streuungen der geometrischen Parameter einer nicht-idealen, durch Laser-Abtrag oder durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche auf die Wandschubspannungsreduktion und die Profilverluste erfolgt durch probabilistische Berechnungen mit einer Monte-Carlo-Simulation. Die stochastischen Verteilungen der Ergebnisgrößen ermöglichen, systematisch Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets abzuleiten.

Das entwickelte Prognosewerkzeug ermöglicht erstmals ergänzend zu den Messdaten, den aerodynamischen Einfluss von Riblets auf der Saug- und Druckseite sowie durch die lokale Anpassung und Schräganströmung systematisch zu bewerten. Die Erkenntnisse dieser Arbeit leisten einen Beitrag für die Ableitung von Auslegungsrichtlinien für die zukünftige Applikation von Riblets auf dreidimensionalen Verdichterprofilen in Axialverdichtern. Besonders die Anwendung von Riblets auf der saugseitigen Schaufeloberfläche aerodynamisch hoch belasteter Verdichterprofile verspricht eine signifikante Minderung der Profilverluste.



# Abstract

A major goal of turbomachinery design is the increase of efficiency and hence power density in order to significantly reduce the CO<sub>2</sub>-emissions and operating costs of aircraft engines and stationary gas turbines to attain politically set and economically necessary targets for the future. To achieve these targets, all measures available for aerodynamic improvements of the individual components must be exhausted by reducing the aerodynamic losses and thus increasing the efficiency. A great part of the aerodynamic losses is generated by dissipation on the blading. An innovative passive method to reduce dissipation losses is the application of longitudinal, small-scale ribs, so-called riblets, on the surface of the blade profiles, which are oriented in the mean flow direction and are also known from the bionics. Riblets are able to reduce dissipation losses in the turbulent boundary layer. Industrially applicable manufacturing processes as well as appropriate design tools for assessing the local effect of riblets are required for the future application of the riblet technology. These design tools must be capable of predicting the aerodynamic effect of riblets already during the design process of the blading.

A design tool for predicting the aerodynamic effect of riblets on the profile losses of two dimensional linear compressor cascades is developed in this thesis by utilizing empirical models. The empirical model for predicting the influence of riblets on wall shear-stress is developed and validated based upon skin-friction data obtained on flat plates. In order to take into account the stochastic distributions of geometric parameters of ground and laser-structured riblets on the wall shear-stress and on the profile losses, probabilistic simulations are carried out by utilizing a Monte-Carlo Simulation. The stochastic distributions of the results provide an opportunity for deriving systematic measures for further improvements of the ground and laser-structured riblets.

The design tool is developed complementarily to the measurement data obtained which for the first time allows a systematic evaluation of the aerodynamic effect of riblets on the suction and pressure side as well as under cross-flow conditions and by an adaption of riblets to the local flow conditions. The results of this thesis are contributing to deriving design guidelines for the future application of riblets on three-dimensional compressor blades of axial compressors. Especially the application of riblets on highly loaded compressor blades promises a significant reduction of profile losses.



# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis .....	v
Tabellenverzeichnis .....	xiii
Nomenklatur .....	xv
Abkürzungsverzeichnis.....	xxi
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Physikalische Grundlagen zum Wirkmechanismus von Riblets .....</b>	<b>5</b>
2.1 Aufbau turbulenter Grenzschichten .....	5
2.2 Wirkmechanismus von Riblets .....	8
2.3 Einfluss der Riblet-Geometrie auf die Wandschubspannungsreduktion .....	10
2.3.1 Dimensionslose Rillenweite.....	10
2.3.2 Rillenform .....	12
2.3.3 Höhen- zu Weitenverhältnis.....	13
2.3.4 Spitzenradius .....	14
2.3.5 Ausrichtung relativ zur Strömungsrichtung .....	15
2.4 Einfluss von Riblets auf die laminare Grenzschicht und die Transition.....	17
2.4.1 Widerstandbeeinflussung in der laminaren Grenzschicht.....	17
2.4.2 Einfluss von Riblets auf die Transition.....	17
2.5 Riblets in Strömungen unter positiven Druckgradienten.....	19
<b>3 Stand der Forschung .....</b>	<b>21</b>
3.1 Untersuchungen zum Einfluss idealer Riblets auf Verdichterschaufeln.....	21
3.1.1 Zusammenfassung der Untersuchungen .....	21
3.1.2 Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen .....	24
3.2 Modelle zur Vorhersage der Widerstandsbeeinflussung von Riblets .....	26
3.2.1 Analytische Berechnungsmodelle.....	26
3.2.2 Numerische Berechnungsmodelle.....	28

<b>4</b>	<b>Experimenteller Aufbau und Messtechnik .....</b>	<b>31</b>
4.1	Gitterwindkanal.....	31
4.2	Untersuchtes Verdichtergitter .....	35
4.3	Eingesetzte Messtechnik .....	36
4.4	Auswertung der Nachlaufmessungen.....	39
4.4.1	Korrektur der Messwerte .....	39
4.4.2	Berechnung der homogenen Abströmung.....	40
4.4.3	Auswertung und Messgenauigkeit.....	41
<b>5</b>	<b>Experimentelle Ergebnisse .....</b>	<b>43</b>
5.1	Zuströmbedingungen und Periodizität .....	44
5.2	Untersuchungen an Verdichterschaufeln mit idealen Riblets .....	47
5.2.1	Parallel zur Strömungsrichtung orientierte Riblets.....	49
5.2.2	Schräg angeströmte Riblets.....	55
5.3	Untersuchungen an Verdichterschaufeln mit nicht-idealen Riblets.....	57
5.3.1	Fertigungsverfahren zur Herstellung von Riblets auf Verdichterprofilen .....	57
5.3.2	Wandschubspannungsreduktion durch geschliffene und Laser-strukturierte Riblets .....	60
5.3.3	Profilverlustreduktion durch Riblets mit konstanter Rillenweite auf der Saug- und Druckseite .....	61
5.3.4	Profilverlustreduktion durch lokal angepasste Riblets.....	63
<b>6</b>	<b>Empirisches Modell für die Vorhersage der Widerstandskurven nicht-idealer Riblets.....</b>	<b>67</b>
6.1	Berechnung der Widerstandskurven .....	67
6.1.1	Modellfunktion der Widerstandskurve .....	69
6.1.2	Korrelationsanalyse experimenteller Daten .....	70
6.1.3	Regression der Modellkoeffizienten .....	72
6.2	Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion idealer Riblets .....	74
6.2.1	Berechnung der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge der Längs- und Querströmung.....	75
6.2.2	Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion .....	79
6.2.3	Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion für variierende $h/s$ und $t/s$ .....	81
6.3	Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion geschliffener und Laser-strukturierter Riblets .....	83
6.4	Berechnung der optimalen Rillenweite.....	84
<b>7</b>	<b>Validierung des empirischen Berechnungsmodells.....</b>	<b>87</b>

---

7.1	Vorhersage der Widerstandskurven für bekannte strömungstechnische Eigenschaften einer Riblet-Oberfläche .....	87
7.2	Vorhersage der Widerstandskurven für unbekannte strömungstechnische Eigenschaften einer Riblet-Oberfläche .....	88
7.2.1	Probabilistisches Berechnungsmodell für nicht-ideale Riblets.....	88
7.2.2	Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion .....	92
7.2.3	Vorhersage der Widerstandskurven .....	93
7.3	Grenzen des Modells.....	95
<b>8</b>	<b>Iteratives Berechnungsmodell für Riblet-strukturierte Verdichterschaufeln.....</b>	<b>99</b>
8.1	Anpassung des Strömungslösers MISES zur Berücksichtigung des Riblet-Effekts	100
8.2	Validierung mit experimentellen Ergebnissen .....	103
8.2.1	Grenzschichtberechnung – lokale Validierung .....	103
8.2.2	Profilverlustreduktion – globale Validierung .....	106
8.3	Probabilistische Berechnungen .....	112
8.3.1	Berechnungsmodell.....	112
8.3.2	Ergebnisse der probabilistischen Untersuchungen .....	114
<b>9</b>	<b>Schlussfolgerungen.....</b>	<b>117</b>
<b>10</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>123</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>125</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>131</b>
A 1	Gitterwindkanal.....	131
A 2	Experimentelle Ergebnisse.....	133
A 3	Berechnung der Ursprünge der Geschwindigkeitsprofile für die Längs- und Querströmung .....	137
A 4	Vorhersage der Widerstandskurven bei bekannter maximaler Wandschubspannungsreduktion und optimaler dimensionsloser Rillenweite.....	143
A 5	Vorhersage der Widerstandskurven bei bekannten Riblet-Geometrieparametern...	147
A 6	Iteratives Berechnungsmodell für Riblet-strukturierte Verdichterschaufeln .....	149



# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Koordinatensystem der ebenen Platte .....	5
Abbildung 2.2: Universelles Wandgesetz der turbulenten Grenzschicht einer ebenen Platte für eine Strömung ohne Druckgradient (nach Spurk 2004) und exemplarischer Verlauf der turbulenten kinetischen Energie (nach Schlichting und Gersten 2006).....	7
Abbildung 2.3: Kohärente Wirbelwalzen in der turbulenten Grenzschicht (Strömungsvisualisierung durch eine durchsichtige Wand aus (a) van Dyke 1982 und laterale Ansicht aus (b) Lee und Lee 2001) .....	7
Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der streifenartigen Strukturen an der Wand im Querschnitt (aus Jang et al. 1986) .....	8
Abbildung 2.5: Schematische Darstellung einer Riblet-Struktur mit trapezoider Rille.....	8
Abbildung 2.6: Wirbelwalzen in der turbulenten Grenzschicht an einer reibungsreduzierenden Riblet-Oberfläche mit $s^+ = 25.2$ (a) und an einer reibungserhöhenden Riblet-Oberfläche mit $s^+ = 40.6$ (b) (ergänzt aus Lee und Lee 2001, schraffiert markiert: Bereiche an der Oberfläche, in denen die Wandschubspannung erhöht wird) .....	9
Abbildung 2.7: Position der Wirbelkerne für (a) reibungsreduzierende Riblets mit $s^+ = 25.2$ und (b) reibungserhöhende Riblets mit $s^+ = 40.6$ (aus Lee und Lee 2001).....	10
Abbildung 2.8: Charakteristischer Verlauf einer Widerstandskurve (aus Bechert et al. 1997).....	12
Abbildung 2.9: Einfluss verschiedener Riblet-Geometrien auf die relative Änderung der Wandschubspannung (aus Hage 2005) .....	13
Abbildung 2.10: Einfluss des Höhen- zu Weitenverhältnisses $h/s$ auf die relative Wandschubspannungsänderung klingenförmiger Rippen (aus Hage 2005) .....	14
Abbildung 2.11: Einfluss der Rippenspitzenbreite $t$ auf die maximale Wandschubspannungsminderung (aus Hage 2005) .....	15
Abbildung 2.12: Verlauf der Streichlinien entlang einer Verdichterschaufeloberfläche.....	16
Abbildung 2.13: Einfluss des Riblet-Anstellwinkels relativ zur Strömungsrichtung auf die relative Wandschubspannungsänderung (aus Hage 2005).....	16
Abbildung 2.14: Natürlicher Transitionsprozess an einer ebenen Platte (nach Schlichting und Gersten 2006) .....	18

Abbildung 2.15: Einfluss eines positiven Druckgradienten auf die maximale Widerstandsminderung dreieckiger Rillen (Messdaten aus Nieuwstadt et al. 1993 sowie Debisschop und Nieuwstadt 1996) .....	20
Abbildung 3.1: Herausraghöhen der Rippenspitzen für die Längs- und Querströmung der viskosen Strömung entlang einer Riblet-Oberfläche (aus Bechert et al. 1997) .....	27
Abbildung 3.2: Herausraghöhen der Riblet-Spitzen für die Längsströmung $h_{pl}$ und die Querströmung $h_{pc}$ für Riblets mit (a) dreieckigem und (b) halbkreisförmigem Rillenquerschnitt sowie (c) für klingenförmige Rippen (entnommen aus Hage 2005, Daten von Bechert und Bartenwerfer 1989 sowie Luchini et al. 1991).....	27
Abbildung 3.3: Korrelation zwischen maximaler Wandschubspannungsreduktion $\Delta\tau/\tau_{0,max}$ und Differenz der Geschwindigkeitsursprünge $\Delta h_p/s$ für (a) ideale und (b) nicht-ideale Riblets (aus Baron et al. 1993) .....	28
Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Gitterwindkanals (hier mit einem ebenen Turbinengitter mit 9 Schaufelreihen gezeigt, nicht maßstabsgetreu).....	33
Abbildung 4.2: Schwenkkopf mit Gitterkasten und Randabsaugung .....	34
Abbildung 4.3: Definition der Profilparameter .....	35
Abbildung 4.4: Verlauf der Mach-Zahl in der Kanalmitte in Abhängigkeit des Abstands von der linken Seitenwand (Koordinatensystem nach Abbildung 4.2).....	37
Abbildung 4.5: Gitterkasten mit Keilsonden zur pneumatischen Vermessung der Nachlaufströmung (links) und deren geometrische Abmessungen (rechts).....	38
Abbildung 4.6: Zur Glättung des Nachlaufs (a) und Korrektur des Offsets (b).....	39
Abbildung 4.7: Schematische Darstellung des Bilanzraums zur Berechnung der homogenen Gitterabströmung nach Amecke (1967) .....	40
Abbildung 4.8: Verlauf des Druckverlustbeiwertes $\omega$ der Probe- und Referenzseite über 58 Versuchstage (beide Schaufeln mit glatter Oberfläche; jeder Wert entspricht dem Mittelwert aus 10-12 Nachlaufmessungen).....	41
Abbildung 4.9: Bestimmung der Messgenauigkeit aus Wiederholungsmessungen für $\omega_0$ , $\omega_{Probe, glatt}$ , $\Delta\omega/\omega_0$ und $\Delta\alpha_2$ (durchgezogene Linie: Regression der Histogramme mit Normalverteilung) .....	42
Abbildung 5.1: Gemessener Totaldruck und statischer Druck entlang der Teilung der mittleren Schaufelreihe vor der Gittereintrittsebene (N=10 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung ( $1-p_{rel}/p_{Mittel}$ ) $\approx \pm 0.2\%$ ).....	44
Abbildung 5.2: Vergleich des gemessenen und berechneten Druckbeiwertes $c_p$ für die Anströmung des Schaufelprofils im Auslegungspunkt (N=50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95.5%-Vertrauensintervall der Normalverteilung $c_p \approx \pm 0.02$ ).....	45
Abbildung 5.3: Vergleich des gemessenen und berechneten Totaldruckverlaufs im Schaufelnachlauf in Messebene 2 (Messwerte im Nachlauf gemittelt aus 12 Nachlauftraversierungen mit jeweils 50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung $p_{tot,2,y}/p_{tot,1} \approx \pm 0.002$ ) .....	46
Abbildung 5.4: (a) Verlauf des Abströmwinkels und (b) vom Gradienten des Abströmwinkels in Messebene 2 (Messwerte im Nachlauf gemittelt aus 12	

Nachlauftraversierungen mit jeweils 50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung $\alpha_2 \approx \pm 0.01^\circ$ ) .....	46
Abbildung 5.5: Visualisierung des Stromlinienverlaufs auf der Oberfläche der mittleren Schaufelreihe durch Ölanstrichbilder .....	47
Abbildung 5.6: Schematische Darstellung des Herstellungsverfahrens der Riblet-Folie (Holotools GmbH).....	48
Abbildung 5.7: Ideale Riblet-Struktur auf der Kunststoffolie (Quelle: IMR) .....	48
Abbildung 5.8: Verdichterprofil mit Riblet-Folie .....	48
Abbildung 5.9: Profilverlustreduktion durch ideale Riblets mit konstanter Rillenweite von $s = 40 \mu\text{m}$ und $h/s = 0.5$ (siehe auch Lietmeyer et al. 2011a) .....	50
Abbildung 5.10: Änderung des Abströmwinkels durch ideale Riblets mit konstanter Rillenweite von $s = 40 \mu\text{m}$ und $h/s = 0.5$ (siehe auch Lietmeyer et al. 2011a).....	50
Abbildung 5.11: Verlauf des lokalen Druckverlustbeiwertes über die Schaufelteilung für Riblets mit konstanter Weite von $s = 40 \mu\text{m}$ und $h/s = 0.5$ auf (a) der Saugseite und (b) der Druckseite des Verdichterprofils.....	51
Abbildung 5.12: Verlauf des lokalen Druckverlustbeiwertes über die Schaufelteilung für Riblets mit konstanter Rillenweite von $s = 40 \mu\text{m}$ und $h/s = 0.5$ auf der Saug- und Druckseite des Verdichterprofils.....	52
Abbildung 5.13: Ebenen zur Bestimmung des massenstromgemittelten Totaldrucks entlang der Schaufelpassage.....	53
Abbildung 5.14: Verlustanteile in einer Schaufelpassage.....	53
Abbildung 5.15: Numerisch berechneter Verlauf der Wandschubspannung entlang der Schaufeloberfläche .....	54
Abbildung 5.16: (a) Verlauf der dimensionslosen Rillenweite $s^+$ auf der Saugseite für eine konstante Rillenweite von $s = 40 \mu\text{m}$ (aus Lietmeyer et al. 2011a) und (b) Verlauf der lokalen Wandschubspannungsreduktion.....	54
Abbildung 5.17: (a) Verlauf der dimensionslosen Rillenweite $s^+$ auf der Druckseite für eine konstante Rillenweite von $s = 40 \mu\text{m}$ und (b) Verlauf der lokalen Wandschubspannungsreduktion.....	55
Abbildung 5.18: Einfluss des Anstellwinkels der Riblets im Verhältnis zur Strömungsrichtung auf die Profilverluste .....	56
Abbildung 5.19: Verlust an Widerstandsminderung für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt aus Untersuchungen an ebenen Platten (Quelle: Hage 2005).....	57
Abbildung 5.20: Schematische Darstellung des Herstellungsprozesses von Riblets mit einem Laserscanner (Quelle: Siegel et al. 2010).....	58
Abbildung 5.21: Herstellungsverfahren von Riblets mit keramisch gebundenen Schleifscheiben (aus Denkena et al. 2010b).....	59
Abbildung 5.22: Querschnitt der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten nicht-idealen Riblets im Vergleich zu idealen Riblets auf Kunststoffolie (aus Lietmeyer et al. 2012).....	60
Abbildung 5.23: Vergleich der Wandschubspannungsreduktion durch geschliffene und Laser-strukturierte nicht-ideale Riblets im Vergleich zu Riblets mit idealer	

dreieckiger und trapezförmiger Rille (Quelle: DLR, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik).....	61
Abbildung 5.24: Vergleich der Profilverlustreduktion durch geschliffene Riblets mit der Profilverlustreduktion durch ideale Riblets auf (a) der Saugseite und (b) der Druckseite (Rillenweite $s = \text{const.}$ ) .....	62
Abbildung 5.25: Exemplarischer Querschnitt durch die geschliffenen Riblets auf der Saugseite (Quelle: IMR).....	62
Abbildung 5.26: Exemplarischer Querschnitt durch die geschliffenen Riblets auf der Druckseite (Quelle: IMR).....	63
Abbildung 5.27: Verlauf der dimensionslosen Rillenweite für lokal angepasste Riblets auf der Saugseite in Segmenten mit jeweils konstanter Rillenweite im Vergleich zu Riblets mit konstanter Rillenweite entlang der saugseitigen Schaufeloberfläche.....	64
Abbildung 5.28: Profilverlustreduktion durch lokal angepasste Riblets auf der Saugseite .....	65
Abbildung 6.1: Berechneter Verlauf der Widerstandskurve nach dem Modell von Baron et al. (1993) (Quelle: Hage et al. 2008).....	69
Abbildung 6.2: Vergleich des von Hage et al. (2008) modifizierten Modells von Baron et al. (1993) mit aktuellen Messdaten geschliffener Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik) .....	69
Abbildung 6.3: Interpolation der DLR-Messdaten .....	70
Abbildung 6.4: Analyse möglicher Korrelationen der Modellkoeffizienten .....	71
Abbildung 6.5: Visualisierung der Approximation des Modellkoeffizienten $a_1$ ( $R^2 = 0.96$ , $R^2_{adj} = 0.91$ ) .....	73
Abbildung 6.6: Lineare Regression des Modellkoeffizienten $a_2$ ( $R^2 = 0.99$ ).....	74
Abbildung 6.7: Rechendomäne des numerischen Modells mit den Randbedingungen (a) der Längsströmung und (b) der Querströmung (erweitert aus Witthaus 2011) .....	76
Abbildung 6.8: Bestimmung der Herausraghöhen der Riblet-Spitzen vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung .....	77
Abbildung 6.9: Berechnete Herausraghöhe der Riblet-Spitzen dreieckiger Rillen in Abhängigkeit der Netzstellen für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung .....	77
Abbildung 6.10: Berechnete Herausraghöhe der Riblet-Spitzen trapezförmiger Rillen in Abhängigkeit der Netzstellen für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung .....	78
Abbildung 6.11: Vergleich der berechneten Herausraghöhen der Riblet-Spitzen vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung für (a) ideal dreieckige und (b) ideal trapezförmige Rillen mit $\alpha=30^\circ$ .....	78
Abbildung 6.12: Verlauf der Differenz der Geschwindigkeitsursprünge von idealen Riblets mit dreieckigem und trapezförmigem Rillenquerschnitt im Vergleich zu nicht-idealen geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets (Quelle: Hage et al. 2008).....	79
Abbildung 6.13: Berechnete maximale Wandschubspannungsreduktion dreieckiger und trapezförmiger Rillen im Vergleich zu experimentellen Daten .....	80
Abbildung 6.14: Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit vom Spitzenradiusverhältnis für trapezförmige und dreieckige Rillen .....	80

Abbildung 6.15: Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit ideal dreieckiger Rille ( $R^2 = 0.94$ , $R^2_{adj} = 0.88$ ) .....	81
Abbildung 6.16: Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit trapezförmiger Rille ( $R^2 = 0.96$ , $R^2_{adj} = 0.90$ ).....	82
Abbildung 6.17: Gewichtungsfaktor $X^n$ in Abhängigkeit des geometrischen Formfaktors $X$ .....	84
Abbildung 6.18: Korrelation der optimalen dimensionslosen Rillenweite $s^+_{opt}$ mit dem Riblet-Höhen- zu Weitenverhältnis ( $R^2 \approx 0.69$ ).....	84
Abbildung 7.1: Validierung des empirischen Modells an (a) ideal ausgeprägten Rillengeometrien und (b) geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets einer Fertigungsgeneration, die dem heutigen Stand der Technik entspricht .....	88
Abbildung 7.2: Exemplarische Visualisierung eines Querschnitts einer durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche (Quelle: IMR).....	89
Abbildung 7.3: Exemplarische Visualisierung der stochastischen Verteilungen der geometrischen Größen einer durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche .....	90
Abbildung 7.4: Monte-Carlo-Simulation für die Berechnung der stochastischen Verteilung der Widerstandskurve und der maximalen Wandschubspannungsreduktion.....	90
Abbildung 7.5: Kreisdiagramm zur Visualisierung der Sensitivitäten der maximalen Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit von den geometrischen Eingangsgrößen .....	91
Abbildung 7.6: Verlauf der mittleren Wandschubspannungsreduktion und der Standardabweichung von der mittleren Wandschubspannungsreduktion für eine variierende Anzahl an Zufallszahlen $n_{sim}$ mit jeweils 500 MCS.....	91
Abbildung 7.7: Vergleich der berechneten und experimentell bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktion.....	92
Abbildung 7.8: Validierung des empirischen Modells bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter an (a) ideal ausgeprägten Rillengeometrien und (b) geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets einer Fertigungsgeneration, die dem heutigen Stand der Technik entspricht .....	93
Abbildung 7.9: Berechnete Wandschubspannungsreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern für die geschliffene Probe.....	94
Abbildung 7.10: Berechnete Wandschubspannungsreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern für die Laser-strukturierte Probe .....	94
Abbildung 7.11: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für (a) die geschliffene und (b) die Laser-strukturierte Probe .....	95
Abbildung 7.12: (a) Steigung $m_0$ der Widerstandskurve im linearen Bereich und (b) lineare Abhängigkeit der maximalen Wandschubspannungsreduktion $(\Delta\tau/\tau_0)_{max}$ von $m_0 \cdot s^+_{opt}$ (Quelle: García-Mayoral und Jiménez 2007).....	96
Abbildung 7.13: Erweiterung des Modells zur Vorhersage der Widerstandskurve durch den linearen Ansatz von García-Mayoral und Jiménez (2007) für die Berechnungen der Widerstandskurve im viskosen Regime für $s^+ < 10$ .....	97
Abbildung 8.1: Schematische Darstellung des Berechnungsalgorithmus zur Berücksichtigung der Widerstandsbeeinflussung durch Riblets (aus Chahine 2010).....	101

Abbildung 8.2: Numerische Berechnungsmethode in MISES. Jede Zeile entspricht der Wandschubspannung eines Berechnungsknotens, jede Spalte repräsentiert einen Simulationsdurchlauf .....	102
Abbildung 8.3: (a) Wandschubspannungsreduktion und (b) Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit des positiven Druckgradienten.....	103
Abbildung 8.4: (a) Vergleich der gemessenen und berechneten Verteilung der isentropen Mach-Zahl $Ma_{is}$ entlang der Schaufeloberfläche und (b) Vergleich der berechneten Verteilung im Bereich der Hinterkante (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002).....	104
Abbildung 8.5: Vergleich experimenteller Daten mit den berechneten Verläufen der (a) Verdrängungsdicke und (b) Impulsverlustdicke (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002) .....	105
Abbildung 8.6: Vergleich des experimentell bestimmten Formfaktors mit den numerischen Daten (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002) .....	106
Abbildung 8.7: Vergleich der mit MISES berechneten Profilverlustreduktion mit experimentellen Daten für (a) ohne und (b) mit Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter positiven Druckgradienten (nur ideal trapezförmige Rillen) .....	108
Abbildung 8.8: Verlauf des Clauser-Parameters entlang der Schaufeloberfläche .....	108
Abbildung 8.9: Verlauf der Wandschubspannung in jeweils einem exemplarischen Knoten der turbulenten Grenzschicht auf der Saug- und Druckseite in Abhängigkeit der Simulationsdurchläufe.....	109
Abbildung 8.10: Einfluss der saugseitigen Anzahl an Segmenten auf die Profilverlustreduktion.....	110
Abbildung 8.11: Zu erzielende maximale Wandschubspannungsreduktion durch eine ideal lokal angepasste Riblet-Geometrie entlang der Schaufeloberfläche im Vergleich zu Riblets mit konstanter Geometrie .....	110
Abbildung 8.12: Vergleich des mit MISES bestimmten Verlaufs der Profilverlustreduktion in Abhängigkeit des Anstellwinkels mit experimentellen Daten (a) ohne und (b) mit Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter positiven Druckgradienten; vergrößerte Darstellung des Winkelbereichs $0^\circ < \varphi < 30^\circ$ in (c) und in (d).....	111
Abbildung 8.13: Vergleich des berechneten Wandschubspannungsverlaufs in der turbulenten Grenzschicht zwischen der glatten Schaufeloberfläche und mit idealen Riblets auf der Saugseite für einen Riblet-Anstellwinkel von $\varphi = 20^\circ$ .....	112
Abbildung 8.14: Monte-Carlo-Simulation für die Berechnung der stochastischen Verteilung der Profilverlustreduktion von Verdichterprofilen mit geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets.....	113
Abbildung 8.15: Vergleich der mit MISES bestimmten Profilverlustreduktion mit experimentellen Daten von Verdichterprofilen mit geschliffenen Riblets.....	114
Abbildung 8.16: Berechnete Profilverlustreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern der geschliffenen Riblets auf der Saugseite .....	115
Abbildung 8.17: Berechnete Profilverlustreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern der geschliffenen Riblets auf der Druckseite .....	115

---

Abbildung 8.18: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse der geschliffenen Riblets auf (a) der Saugseite und (b) auf der Druckseite des NACA 6510 Verdichterprofils .....	115
Abbildung A.1: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie .....	133
Abbildung A.2: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Druckseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie .....	133
Abbildung A.3: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Saug- und Druckseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie.....	134
Abbildung A.4: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie unter einem Anstellwinkel von $\varphi = 5^\circ$ zur Hauptströmungsrichtung auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie .....	134
Abbildung A.5: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie unter einem Anstellwinkel von $\varphi = 45^\circ$ zur Hauptströmungsrichtung auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie .....	135
Abbildung A.6: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit geschliffenen Riblets auf der Saugseite und dem gleichen Schaufelprofil im vorgeschliffenen Zustand mit glatter Oberfläche (Riblets mit konstanter Rillenweite ab $x/c \approx 0.4$ ).....	135
Abbildung A.7: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit geschliffenen Riblets auf der Druckseite und dem gleichen Schaufelprofil im vorgeschliffenen Zustand mit glatter Oberfläche (Riblets mit konstanter Rillenweite ab $x/c \approx 0.12$ ) .....	136
Abbildung A.8: Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Laser-strukturierten Riblets auf der Saugseite und dem gleichen Schaufelprofil im glatten Zustand (Riblets mit lokal angepassten Riblets in Segmenten ab $x/c \approx 0.14$ ) .....	136
Abbildung A. 9: Rechennetz für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längsströmung (aus Witthaus 2011) .....	137
Abbildung A.10: Netzauflösung des Rechennetzes für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längsströmung (aus Witthaus 2011).....	137
Abbildung A.11: Rechennetz für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Querströmung (aus Witthaus 2011).....	138
Abbildung A.12: Netzauflösung des Rechennetzes für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Querströmung (aus Witthaus 2011).....	138
Abbildung A.13: Rechennetz für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längs- und Querströmung (aus Witthaus 2011).....	139
Abbildung A.14: Netzauflösung des Rechennetzes für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längs- und Querströmung (aus Witthaus 2011).....	139
Abbildung A.15: Exemplarischer Konvergenzverlauf der mittleren Geschwindigkeit entlang einer dreieckigen Rillengeometrie (aus Witthaus 2011) .....	140
Abbildung A.16: Validierung des empirischen Modells an klingenförmigen Riblets (Quelle Messdaten: Bechert et al. 1997) .....	143
Abbildung A.17: Validierung des empirischen Modells an geschliffenen Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik) .....	144

---

Abbildung A.18: Validierung des empirischen Modells an Laser-strukturierten Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik) ....	145
Abbildung A.19: Validierung des empirischen Modells an idealen Riblets mit halbkreisförmiger Rille (Quelle Messdaten: Bechert et al. 1997).....	146
Abbildung A.20: Validierung des empirischen Modells an geschliffenen Riblets bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik) .....	147
Abbildung A.21: Validierung des empirischen Modells an Laser-strukturierten Riblets bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik) .....	148
Abbildung A.22: Berechnete Druckverlustbeiwerte des NACA 6510 Gitters für unterschiedliche Netzdichten mit saugseitigem Riblet-Einfluss. Grobes Netz: 28 x 207 Knoten; Mittleres Netz: 33 x 248 Knoten; Feines Netz: 40 x 297 Knoten (aus Chahine 2010) .....	149
Abbildung A. 23: Visualisierung der Approximation der Messdaten von $\Delta\tau/\tau_0=f(s+, \varphi)$ ( $R^2 = 0.99, R^2_{adj} = 0.99$ ).....	150

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Übersicht der Untersuchungen an Verdichtergittern mit idealen Riblets (zusammengefasst aus Oehlert 2011).....	24
Tabelle 4.1: Wesentliche Profilparameter.....	36
Tabelle 4.2: Position der Druckbohrungen im Bitangentensystem.....	36
Tabelle 5.1: Analytische Abschätzung der zu erwartenden Profilverlustreduktion (Annahme: 50% Anteil der Reibungsverluste in turbulenter Grenzschicht an den gesamten Profilverlusten).....	55
Tabelle 5.2: Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets auf ebenen Platten für die Untersuchungen im Ölkanal des DLR.....	61
Tabelle 5.3: Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen Riblets.....	62
Tabelle 5.4: Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen Riblets auf der Saugseite (Quelle: IMR).....	64
Tabelle 6.1: Korrelationskoeffizientenmatrix.....	71
Tabelle 6.2: Regressionskoeffizienten und deren Signifikanz nach Gl. (6.28) für die Berechnung des Modellkoeffizienten $a_1$ .....	74
Tabelle 6.3: Regressionskoeffizienten und deren Signifikanz nach Gl. (6.28) für die Berechnung des Modellkoeffizienten $a_2$ .....	74
Tabelle 6.4: Diskretisierungsfehler der verwendeten Rechnetze.....	77
Tabelle 6.5: Regressionskoeffizienten für die Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal dreieckiger Rille.....	82
Tabelle 6.6: Regressionskoeffizienten für die Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal trapezförmiger Rille.....	82
Tabelle 8.1: Zuströmbedingungen zum NACA 65-K48 Verdichtergitter (Boese 2004).....	104
Tabelle 8.2: Zuströmbedingungen zum NACA 6510 Verdichtergitter.....	107
Tabelle A.1: Einstellung der Randabsaugung.....	131
Tabelle A.2: Profilkordinaten des NACA 6510 Verdichtergitters.....	132
Tabelle A.3: Mit Hilfe der viskosen Theorie prognostizierte maximale Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal dreieckiger Rille.....	140

Tabelle A.4: Mit Hilfe der viskosen Theorie prognostizierte maximale Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal trapezförmiger Rille (aus Witthaus 2011).....	142
Tabelle A. 5: Regressionskoeffizienten für die Berechnung der relativen Wandschubspannungsänderung $\Delta\tau/\tau_0$ in Abhängigkeit vom Anstellwinkel $\varphi$ und der Rillenweite $s^+$ von Riblets mit einem ideal trapezförmigem Rillental und einem Öffnungswinkel der Riblet-Flanken von $\alpha = 30^\circ$ .....	149

# Nomenklatur

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$A$	$\text{m}^2$	Querschnittsfläche
$a_1, a_2, b$	-	Modellkoeffizienten der Funktion zur Berechnung der Widerstandskurve
$c$	$\text{m/s}$	Hauptströmungsgeschwindigkeit
$c$	$\text{m}$	Sehnenlänge
$c_f$	-	Reibungsbeiwert
$c_p$	-	Druckbeiwert
$d$	$\text{m}$	Durchmesser
$dp/dx$	$\text{kg}/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^2)$	Druckgradienten in x-Richtung
$DT_{\text{verst}}$	-	Verstärkungsfaktor der relativen Wandschubspannungsänderung unter Einfluss eines positiven Druckgradienten
$h$	$\mu\text{m}$	Riblet-Höhe
$H_{12}$	-	Formfaktor
$H_k$	-	kinematischer Formfaktor
$h_{pc}$	$\text{m}$	Riblet-Herausraghöhe vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung der Querströmung
$h_{pl}$	$\text{m}$	Riblet-Herausraghöhe vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung der Längsströmung
$k$	$\text{J}$	turbulente kinetische Energie
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$m_0$	-	Steigung der Widerstandskurve im linearen Bereich
$n, N$	-	Anzahl
$p$	Pa; -	Druck; Ordnung Taylor-Reihe
$r$	-	linearer Korrelationskoeffizient nach Pearson
$r'$	-	Rangkorrelationskoeffizient nach Spearman
$R^2$	-	Bestimmtheitsmaß der Regression
$R^2_{adj}$	-	korrigiertes Bestimmtheitsmaß
$R_s=S_r/S_f$	-	Benetzungsverhältnis der Riblet-Oberfläche
$s$	$\mu\text{m}$	Riblet-Weite
$s^+_{opt}$	-	optimale dimensionslose Rillenweite
$t$	s	Zeit
$t$	$\mu\text{m}$	Riblet-Spitzenbreite
$t$	m	Teilung
$t_i$	-	Signifikanz des Modellkoeffizienten
$u, v, w$	m/s	Geschwindigkeit
$u_\tau$	m/s	(Wand)Schubspannungsgeschwindigkeit
$X$	-	geometrischer Formfaktor des Riblet-Tals
$x, y, z$	m	kartesische Koordinaten
$x/c$	-	dimensionslose Sehnenlänge im Bitangentsystem
$(x/c)_{ax}$	-	dimensionslose Sehnenlänge im Axialsystem
$x_i$	-	Regressionskoeffizienten
$\alpha$	°	Flankenöffnungswinkel, Anströmwinkel
$\beta$	°; -	Metallwinkel; Clauser-Parameter
$\delta$	m	Grenzschichtdicke
$\Delta$	-	Differenz
$\delta_1$	m	Verdrängungsdicke
$\delta_2$	m	Impulsverlustdicke
$\Delta D_{max}, (\Delta\tau/\tau_0)_{max}$	-	maximale Wandschubspannungsreduktion

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\Delta h_p = h_{pl} - h_{pc}$	m	Differenz der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge
$\Delta\tau/\tau_0$	-	relative Änderung der Wandschubspannung
$\Delta\omega/\omega_0$	-	relative Änderung der Profilverluste
$\varepsilon$	-	Diskretisierungsfehler
$\eta$	Pa·s	dynamische Viskosität
$\kappa$	-	Isentropenexponent
$\lambda$	°; m	Staffelungswinkel; periodischer Abstand
$\mu$	-	Mittelwert
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma$	-	Standardabweichung vom Mittelwert
$\tau$	N/m <sup>2</sup>	(Wand)Schubspannung
$\varphi$	°	Riblet-Anstellwinkel
$\omega$	-	Druckverlustbeiwert

### Hochgestellte Indizes

Index	Bezeichnung
^	approximierter Wert
+	dimensionslose Länge
-	Mittelwert
˘	Schwankungsgröße

**Tiefgestellte Indizes**

<b>Index</b>	<b>Bezeichnung</b>
end	Ende
ges	Gesamt
2	Gitteraustritt
1	Gittereintritt
$\delta$	Grenzschichtrand
ind	Indifferenz
is	isentrop
koeff	Koeffizienten
i	Laufindex
max	maximal
m	molekular
opt	optimal
$\perp$	orthogonal
Probe	Probe
Ref	Referenz
0	Referenz (glatt)
sim	Simulationen
stat	statisch
tot	total
t	turbulent
W	Wand

**Kennzahlen**

<b>Index</b>	<b>Bezeichnung</b>
<i>Ma</i>	Mach-Zahl
<i>Re</i>	Reynolds-Zahl



# Abkürzungsverzeichnis

<b>Abkürzung</b>	<b>Bezeichnung</b>
ACARE	Advisory Council for Aeronautics Research in Europe
CDB	Controlled Diffusion Blade
CFD	Computational Fluid Dynamics
DCA	Double Circular Arc
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DNS	direkte numerische Simulation
DS	Druckseite
GWK	Gitterwindkanal
IFW	Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen
IMR	Institut für Mess- und Regelungstechnik
LES	Large-Eddy-Simulation
LUH	Leibniz Universität Hannover
LZH	Laser-Zentrum Hannover e.V.
RANS	Reynolds averaged Navier-Stokes-Equations
SS	Saugseite
STF	Supersonic Throughflow Fan
TFD	Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik



# 1 Einleitung

Das Advisory Council for Aeronautics Research in Europe (ACARE) hat für die Entwicklung von Flugtriebwerken bis zum Jahr 2050 ehrgeizige Ziele gesetzt. Der CO<sub>2</sub>-Ausstoß pro Fluggastkilometer soll um 75% reduziert, Flugzeuge um 65% leiser und NO<sub>x</sub>-Emissionen um 90% verringert werden (European Commission 2011). Vor dem Hintergrund, dass Flugtriebwerke heutzutage bereits mit Komponentenwirkungsgraden von Turbine und Verdichter größer 90% äußerst effizient arbeiten, werden an die Entwickler enorme Herausforderungen gestellt. Um diese politisch gesetzten Ziele zu erreichen, müssen alle heutzutage bekannten Maßnahmen zur aerodynamischen Verbesserung der Komponentenwirkungsgrade ausgeschöpft werden. Als aerodynamisch passive Maßnahme bietet sich die Modifikation der Wandkontur oder der Profilgeometrien an mit dem Ziel, die Sekundärströmungen am Gehäuse und der Nabe zu reduzieren (z.B. Mattiske 1994, Walkenhorst 2000, Bubolz 2004, Fischer et al. 2004 sowie Braun und Seume 2006). Neben den passiven Maßnahmen der Strömungsbeeinflussung kann die aktive Strömungsbeeinflussung durch Absaugung oder Einblasung von Fluid eingesetzt werden. Durch die aktive Strömungsbeeinflussung können ablösende oder bereits abgelöste Grenzschichten an Schaufelprofilen oder Seitenwänden energetisiert und dadurch stabilisiert werden, so dass der Arbeitsbereich des Verdichters besonders im Teillastbereich gewinnbringend erweitert wird (Vorreiter et al. 2012). Um die aerodynamischen Verbesserungsmaßnahmen bereits in der Profilauslegung von Turbomaschinen systematisch zu berücksichtigen, bietet sich heutzutage der Einsatz von Optimierern an, mit denen entsprechend der gesetzten Randbedingungen eine für den spezifischen Anwendungsfall optimale Profilgeometrie gefunden werden kann (z.B. Shahpar et al. 2008). In heutigen Turbomaschinen werden ca. 50% der Verluste durch die Sekundärströmungen generiert (Gümmer 2005). Durch den Einsatz der zuvor beschriebenen aerodynamischen Verbesserungsmaßnahmen mit dem Ziel, die Verluste durch Sekundärströmungen zu reduzieren, ist zu erwarten, dass der Anteil der Profilverluste an den Gesamtverlusten zukünftig steigt.

Ein großer Anteil an den Profilverlusten ist besonders an Verdichterprofilen mit überwiegend turbulenten Grenzschichtanteilen entlang der Schaufeloberflächen den Grenzschichtverlusten zuzuschreiben. Eine passive Maßnahme, die Verluste turbulenter Grenzschichten zu reduzieren, ist die Applikation von aus der Bionik bekannten klein-skaligen Längsrillen, sogenannten Riblets, auf den Schaufeloberflächen. Diese Strukturen wurden durch Reif (1985) auf den Schuppen schnell schwimmender Haie entdeckt. Reif vermutete einen Zusammenhang zwischen der Rippenstruktur und der funktionalen Eigenschaft, den Strömungswiderstand zu reduzieren. Bereits vor diesen Entdeckungen durch Reif wurden in den 1970er Jahren am NASA Langley Research Center Forschungsprogramme initiiert mit dem Ziel, Dissipationsverluste in Strömungen zu reduzieren. Die Forschungsprogramme waren motiviert durch die steigenden Energiekosten und dem starken Zuwachs der

Erdbevölkerung vor dem Hintergrund, dass die Ressourcen an Primärenergie limitiert sind. Ausgehend von den Ideen von R. L. Ash (zitiert in Walsh 1990), dass kleine in Strömungsrichtung orientierte „Zäune“ die Reibung turbulenter Grenzschichten reduzieren könnten, wurden durch Walsh in NASA Langley intensive Untersuchungen an verschiedenen Rippenformen durchgeführt, die im weiteren Verlauf als „Riblets“ benannt wurden. Durch die Untersuchungen von Walsh wurde gezeigt, dass Riblets die Wandschubspannung signifikant reduzieren können (z.B. Walsh 1982). Weiterführende Untersuchungen durch Bechert et al. (1997) mit dem Ziel, die Riblet-Geometrie hinsichtlich ihrer strömungsmechanischen Eigenschaften zu optimieren, zeigten, dass die größte Wandschubspannungsreduktion von -10% durch klingenförmige Riblets erzielt werden kann. Diese Riblet-Geometrie ist jedoch für die technische Anwendung aufgrund der geringen mechanischen Widerstandsfähigkeit ungeeignet. Aufgrund dessen finden häufig Riblets mit dreieckigem oder trapezförmigem Rillenquerschnitt Anwendung. Besonders vielversprechend ist die Anwendung von Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt, welche die Wandschubspannung um bis zu -8% reduzieren können. Bisherige aus der Literatur bekannte Untersuchungen zur Anwendung der Riblet-Technologie auf Verdichterprofilen beschränkten sich auf die Anwendung von Riblets mit idealen trapezförmigen und dreieckigen Rillenquerschnitten, welche meist auf Folien durch die Firma 3M hergestellt und auf die Schaufeloberflächen aufgeklebt wurden (Fang et al. 1990, Nagao und Breugelmans 1999, Nagao und Breugelmans 1999 sowie Boese und Fottner 2002). Die verschiedenen Forscher kamen jedoch aufgrund unterschiedlicher Profilgeometrien und Strömungsverhältnisse zu zum Teil widersprüchlichen Ergebnissen, so dass bisher allgemeingültige Aussagen zur Applikation von Riblets auf Verdichterprofilen schwer getroffen werden können. Für die zukünftige Anwendung ist die Folien-Technik darüber hinaus ungeeignet, da die Schaufelprofile in Flugtriebwerken und stationären Gasturbinen hohen Temperaturen und einer hohen mechanischen Beanspruchung ausgesetzt werden.

In den vergangenen sechs Jahren wurde daher an der Leibniz Universität Hannover (LUH) im Rahmen eines durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Projektes durch die produktionstechnischen Institute *Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen* (IFW) und dem *Laser Zentrum Hannover e.V.* (LZH) die Herstellbarkeit mikroskopisch kleiner Riblets durch Schleifen und Laser-Abtrag direkt in das Grundmaterial von Verdichterprofilen aus dem für Turbomaschinen typischen Werkstoff X20Cr13 erforscht (z.B. Denkena et al. 2010a, Denkena et al. 2010b, Siegel et al. 2010, Siegel 2011). Die aerodynamische Wirksamkeit der Strukturen wurde anfangs an ebenen Platten im Gitterwindkanal (GWK) des *Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik* (TFD) durch Oehlert und Seume (2006) sowie skaliert auf ebenen Platten im Ölkanal des *Instituts für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik* des *Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt* (DLR) in Berlin nachgewiesen (Oehlert et al. 2007 und Hage et al. 2008). Die Nachweise der aerodynamischen Wirksamkeit geschliffener und Laser-strukturierter Riblets auf einer ebenen Verdichterkaskade im GWK erfolgten durch Oehlert et al. (2007), Oehlert (2011) sowie Lietmeyer et al. (2011). Darüber hinaus lieferten die Ergebnisse von Oehlert (2011) aus systematischen Untersuchungen an Verdichterprofilen mit Riblets im Bereich der laminaren Grenzschicht wichtige grundlegende Erkenntnisse zur optimalen Applikation von Riblets auf Verdichterprofilen.

Aus den zum Teil widersprüchlichen Ergebnissen vergangener Untersuchungen an Riblet-strukturierten Verdichterprofilen wird deutlich, dass der integrale Einfluss von Riblets auf die Profilverluste nur durch die lokale Bewertung der aerodynamischen Interaktion zwischen Riblet-Oberfläche und Grenzschichtströmung erfolgen kann. Für die zukünftige Anwendung von Riblets in Flugtriebwerken oder stationären Gasturbinen bedarf es somit Berechnungsverfahren, mit denen der aerodynamische Einfluss von Riblets auf die

---

Schaufelumströmung und das Verlustverhalten im Auslegungsprozess lokal bewertet und der integrale Einfluss einer Riblet-strukturierten Schaufeloberfläche prognostiziert werden kann. Die Interaktion zwischen Riblets und der wandnahen Strömung kann bisher nur durch numerische Verfahren wie die direkte numerische Simulation (DNS) oder die Large-Eddy-Simulation (LES) physikalisch aufgelöst werden. Diese Berechnungsmethoden erfordern jedoch einen ausgesprochen hohen Rechenaufwand, so dass der Einsatz dieser Verfahren in der Auslegung von Schaufelprofilen auch langfristig nicht sinnvoll ist. Die Arbeitshypothese dieser Arbeit ist daher, dass durch die Integration eines empirischen Modells in die Grenzschichtberechnung eines Strömungssimulationsprogramms der integrale Effekt von Riblets auf die Profilverluste prognostiziert werden kann. Die Zielsetzung dieser Arbeit ist deshalb, ausgehend von experimentellen Ergebnissen bekannter Untersuchungen an ebenen Platten an verschiedensten Riblet-Geometrien, ein empirisches Berechnungsmodell zu entwickeln, mit dem aus den bekannten Riblet-Geometrieparametern der Einfluss einer Riblet-Oberfläche auf die Wandschubspannung in Abhängigkeit der lokalen Strömungsverhältnisse berechnet werden kann. Durch die Implementierung des Berechnungsmodells in ein numerisches Strömungssimulationsprogramm soll der Nachweis erbracht werden, dass der integrale Effekt sowohl der Riblets mit idealer Rillengeometrie als auch nicht-idealer durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellter Riblets auf Verdichterprofilen erfasst werden kann. Die Validierung des Modells erfolgt an eigenen sowie an aus der Literatur bekannten experimentellen Ergebnissen. Ausgehend von den Erkenntnissen dieser Arbeit werden Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der Geometrie geschliffener und Laser-strukturierter Riblets sowie Auslegungsrichtlinien für die zukünftige Applikation von Riblets auf dreidimensionalen Verdichterprofilen abgeleitet.



## 2 Physikalische Grundlagen zum Wirkmechanismus von Riblets

Riblets sind kleine, in Strömungsrichtung orientierte Rillen, die in turbulenten Grenzschichten bei richtiger Anpassung der Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse die Reibung reduzieren. Um die physikalischen Hintergründe der Widerstandsreduktion durch Riblets zu verstehen, wird zunächst der Aufbau turbulenter Grenzschichten beschrieben, bevor im nächsten Abschnitt auf die Interaktion zwischen turbulenter Grenzschicht und Riblets eingegangen wird.

### 2.1 Aufbau turbulenter Grenzschichten

Der Beschreibung physikalischer Phänomene liegt im Folgenden das kartesische Koordinatensystem mit den orthogonal zueinander ausgerichteten Raumrichtungen  $x$ ,  $y$  und  $z$  mit den jeweiligen Geschwindigkeitskomponenten  $u$ ,  $v$  und  $w$  zugrunde (Abbildung 2.1). Die turbulenten Schwankungsbewegungen werden dementsprechend mit  $u'$ ,  $v'$  und  $w'$  bezeichnet sowie die zeitlich gemittelten Geschwindigkeiten mit  $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$  und  $\bar{w}$ . Das Koordinatensystem ist so ausgerichtet, dass die Raumrichtung  $x$  parallel zur Hauptströmungsrichtung orientiert ist und die Koordinate  $y$  den senkrechten Wandabstand beschreibt. Gemäß der Reynolds'schen Zerlegung ergibt sich die lokale Geschwindigkeit aus deren zeitlichem Mittel, welchem der turbulente Schwankungsanteil überlagert wird (Abbildung 2.1).

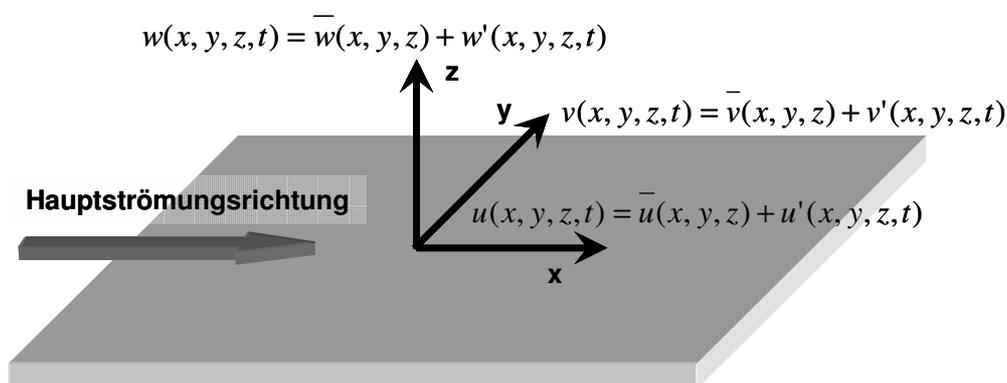


Abbildung 2.1: Koordinatensystem der ebenen Platte

Das Geschwindigkeitsprofil turbulenter Grenzschichten für Kanal-, Rohr-, Film- und Plattengrenzschichtströmungen (Durst 2006) kann universell mit normierten Größen für Geschwindigkeit und Wandabstand dargestellt werden. Die normierte Strömungsgeschwindigkeit wird mit der Schubspannungsgeschwindigkeit  $u_\tau$  berechnet:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.1)$$

Für den dimensionslosen Abstand folgt mit der kinematischen Viskosität  $\nu$ :

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (2.2)$$

Die universelle Darstellung geometrischer Größen erfolgt im weiteren Verlauf analog zu Gl. (2.2), wobei die Wandkoordinate  $y$  durch die jeweilige geometrische Größe substituiert wird. In Gl. (2.2) wird die Schubspannungsgeschwindigkeit mit der lokalen Wandschubspannung an der glatten Wand  $\tau_0$  und der Dichte  $\rho$  berechnet:

$$u_\tau = \sqrt{\tau_0 / \rho} \quad (2.3)$$

Der Impulstransport in der Grenzschicht wird durch die Schubspannung  $\tau = \tau_m + \tau_t$  beschrieben, welche durch unterschiedliche Anteile der molekularen Schubspannung

$$\tau_m = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.4)$$

sowie der turbulenten Schubspannungen

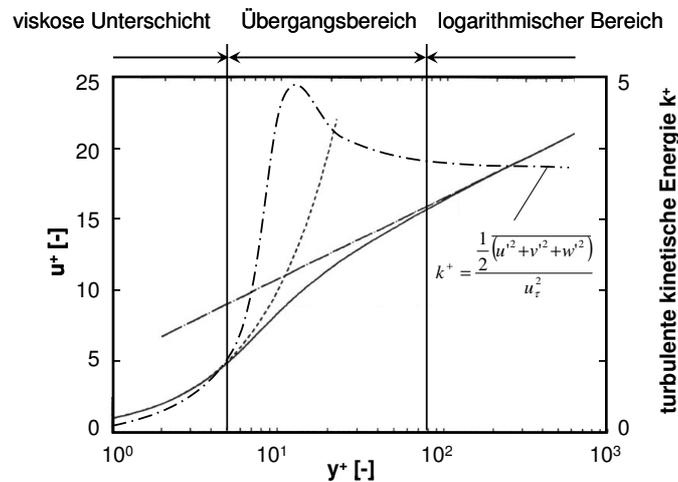
$$\tau_t = -\rho \overline{u'v'} \quad (2.5)$$

dominiert wird.

Die turbulente Grenzschicht kann universell durch die drei Bereiche viskose Unterschicht, Übergangsbereich und logarithmischer Bereich charakterisiert werden (Abbildung 2.2):

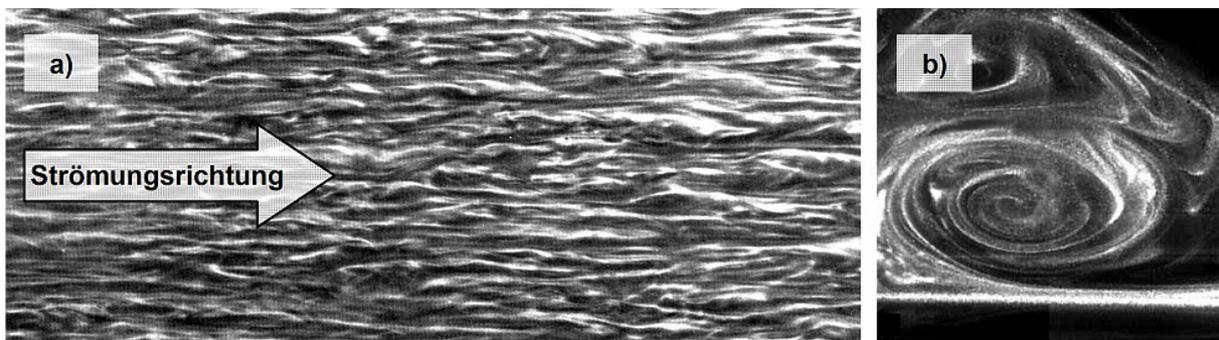
1. In der viskosen Unterschicht im Bereich  $0 < y^+ < 5$  erfolgt der Impulstransport senkrecht zur Wand nahezu ausschließlich molekular und ist abhängig von der kinematischen Viskosität  $\eta$  des Fluids. Da die Geschwindigkeit linear mit dem Wandabstand zunimmt, ist die Schubspannung  $\tau_m$  unabhängig vom Wandabstand.
2. Im Übergangsbereich ist die Spannung  $\tau$  weiterhin nahezu unabhängig vom Wandabstand. Der Anteil der molekularen Schubspannung  $\tau_m$  nimmt kontinuierlich ab und kann ab  $y^+ = 30$  vernachlässigt werden. Dahingegen nimmt der Anteil der turbulenten  $\tau_t$  Schubspannungen kontinuierlich zu. Für etwa  $y^+ = 10.6$  erreicht die turbulente Produktion in der Grenzschicht ein Maximum und fällt anschließend zur Außenströmung ab (Abbildung 2.2, nach Schlichting und Gersten 2006).
3. Im äußeren Grenzschichtbereich ab  $y^+ > 30$ , der infolge einer logarithmischen Geschwindigkeitszunahme mit dem Wandabstand auch als logarithmischer Bereich bezeichnet wird, dominieren die turbulenten Schubspannungen  $\tau_t$ . Mit zunehmendem Wandabstand klingen die turbulenten Schwankungsgrößen  $u'$ ,  $v'$  und  $w'$  ab, so dass auch  $\tau_t$  reduziert wird, bis schließlich die Turbulenzintensität der Kernströmung erreicht wird.

Ein großer Teil der Produktion von Turbulenz und des Transports von Impuls senkrecht zur Strömungsrichtung erfolgt im Übergangsbereich der turbulenten Grenzschicht durch kohärente Wirbelstrukturen (Robinson 1991). Da Riblets im Bereich der viskosen Unterschicht wirken, liegt das Augenmerk der weiteren Betrachtung auf diesem Bereich.

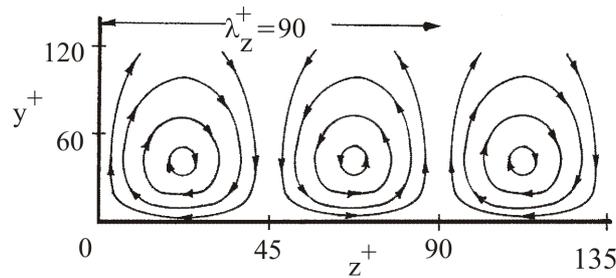


**Abbildung 2.2:** Universelles Wandgesetz der turbulenten Grenzschicht einer ebenen Platte für eine Strömung ohne Druckgradient (nach Spurk 2004) und exemplarischer Verlauf der turbulenten kinetischen Energie (nach Schlichting und Gersten 2006)

Auch in unmittelbarer Wandnähe bilden sich im Bereich der viskosen Unterschicht streifenartige Strukturen aus, deren mittlere Rotationsachse in Strömungsrichtung orientiert ist. Diese Strukturen wurden sowohl experimentell (z.B. Kline 1967, Clark 1989, Lee und Lee 2001) als auch numerisch (z.B. Kim et al. 1987, Choi et al. 1993, Goldstein et al. 1995) nachgewiesen. Eine Visualisierung dieser kohärenten Wirbelwalzen durch das Zusetzen von Aluminiumpartikel in eine Wasserströmung und durch Rauch im Bereich der viskosen Unterschicht ist Abbildung 2.3 zu entnehmen. Diese sehr komplexen Strömungsstrukturen, die sich mäandrierend über die Oberfläche bewegen, lassen sich vereinfacht als gegenläufig rotierende Wirbelwalzen vorstellen (Abbildung 2.4).



**Abbildung 2.3:** Kohärente Wirbelwalzen in der turbulenten Grenzschicht (Strömungsvisualisierung durch eine durchsichtige Wand aus (a) van Dyke 1982 und laterale Ansicht aus (b) Lee und Lee 2001)

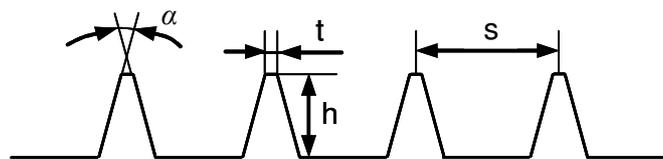


**Abbildung 2.4:** Schematische Darstellung der streifenartigen Strukturen an der Wand im Querschnitt (aus Jang et al. 1986)

Der periodische Abstand der Wirbelwalzen wurde sowohl experimentell als auch durch numerische Strömungsberechnungen zu  $\lambda_z^+ = 90 \dots 100$  bestimmt (Kline et al. 1967, Jang et al. 1986 sowie Goldstein et al. 1995) mit einem mittleren Durchmesser der Wirbelwalzen von  $d^+ \approx 30$  (Kim et al. 1987) und einem mittleren Wandabstand der Rotationsachse von  $y^+ \approx 20$  (Kim et al. 1987). Die Längenausdehnung in Strömungsrichtung kann bis zu  $x^+ = 1000$  betragen (Johansson et al. 1991). Durch die gegenläufig rotierenden Wirbelwalzen wird Fluid mit hohem Impuls aus der äußeren Grenzschicht zur Oberfläche transportiert (sog. „sweeps“). Aus Kontinuitätsgründen wird als gegenläufiger Prozess Fluid mit geringem Impuls von der Wand weg transportiert (sog. „ejections“). Der vertikale Transport von Fluid senkrecht zur Hauptströmungsrichtung ist stets mit einem zusätzlichen Impulsverlust gekoppelt (Zunahme der turbulenten Schubspannungen  $\tau_t$ ) und ist die Ursache für die hohe Produktion turbulenter kinetischer Energie in diesem Grenzschichtbereich.

## 2.2 Wirkmechanismus von Riblets

Die reibungsmindernde Wirkung von Riblets ist in der Interaktion mit den zuvor beschriebenen kohärenten Wirbelwalzen an der Wand begründet. Die geometrische Charakterisierung von Riblets erfolgt durch die Rillenweite  $s$ , der Riblet-Höhe  $h$ , und der Spitzenbreite  $t$ . Mit  $\alpha$  wird der Öffnungswinkel der Riblet-Flanken bezeichnet (Abbildung 2.5).



**Abbildung 2.5:** Schematische Darstellung einer Riblet-Struktur mit trapezoider Rille

Bei richtiger Dimensionierung können Riblets in turbulenten Grenzschichten die Wandschubspannung reduzieren. Dieser Effekt wurde in der Vergangenheit durch umfangreiche Untersuchungen an Riblet-strukturierten ebenen Platten in Strömungen ohne Druckgradienten nachgewiesen (z.B. Walsh 1982, Walsh und Lindemann 1984, Bechert et al. 1997, Bruse 1999 sowie Hage 2005).

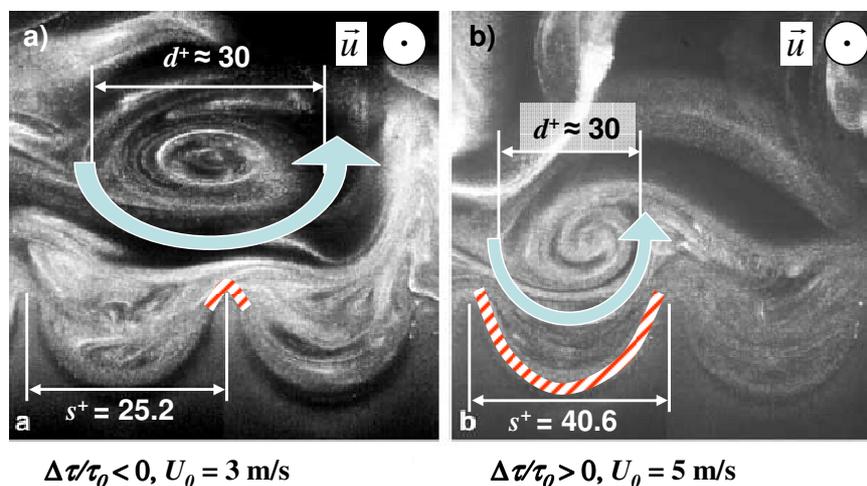
Bechert et al. (1986) sowie Bechert und Bartenwerfer (1989) stellten erstmals die Theorie auf, dass Riblets die Querbewegung der kohärenten Wirbelwalzen an der Wand unterdrücken. Infolgedessen wird der Impulsaustausch in turbulenten Grenzschichten in unmittelbarer Wandnähe beeinflusst und gedämpft. Diese Vermutung wurde später sowohl durch die direkte numerische Simulation von Grenzschichtströmungen entlang Riblet-Oberflächen (z.B. Choi et

al. 1993, Goldstein et al. 1995, El-Samni et al. 2007) als auch experimentell bestätigt. (z.B. Vukoslavčević et al. 1992, Suzuki & Kasagi 1994, Lee und Lee 2001).

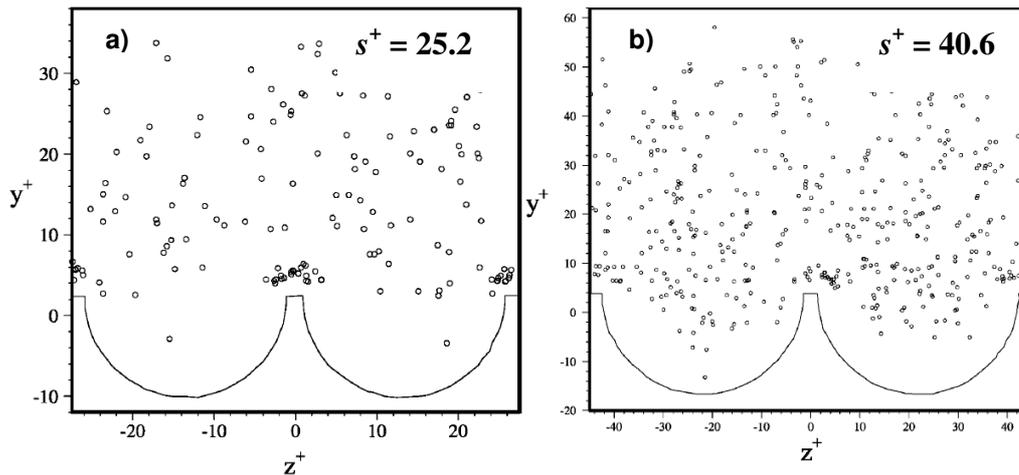
Entscheidend für die Wandschubspannungsreduktion ist die Dimensionierung der Rillenweite  $s^+$ , die eine Bewertung des aerodynamischen Einflusses der Riblet-Geometrie für unterschiedliche Strömungszustände ermöglicht:

$$s^+ = \frac{s \cdot u_\tau}{\nu} = \frac{s \cdot \sqrt{\tau_0/\rho}}{\nu} \quad (2.6)$$

Ist die Rillenweite  $s^+$  kleiner als der mittlere dimensionslose Durchmesser der kohärenten Wirbelwalzen  $d^+$  in Wandnähe, so werden durch eine Riblet-strukturierte Oberfläche deren Querbewegungen  $w'$  gedämpft. Infolgedessen werden die Wirbelwalzen von der Oberfläche wegbewegt und stehen primär in Kontakt mit den Riblet-Spitzen (Abbildung 2.7a). Somit können turbulente Schwankungsbewegungen aus der Außenströmung durch richtig dimensionierte Riblets kaum bis in die Täler transportiert werden, wodurch insgesamt die mit impulsreichem Fluid benetzte Oberfläche im Vergleich zu einer glatten Oberfläche reduziert wird (Vukoslavčević et al. 1992, Choi et al. 1993, siehe Abbildung 2.6a). Die Dicke der viskosen Unterschicht nimmt somit zu und die Wandschubspannung wird reduziert (Bechert et al. 1997). Die Anhäufung von Wirbeln im Bereich der Spitzen nach Abbildung 2.7a ist vermutlich auf Sekundärwirbel zurückzuführen, die an den Spitzen induziert werden. Von diesen Wirbeln ist jedoch aufgrund ihrer geringen Größe kein negativer Einfluss auf die Wandschubspannungsreduktion zu erwarten (Lee und Lee 2001). Im Übergangsbereich zur Außenströmung für  $y^+ > 30$  ist ein nur geringer Einfluss der Riblets auf die Turbulenz zu beobachten, mit der Tendenz, die turbulente kinetische Energie im Vergleich zur glatten Oberfläche zu reduzieren (Lee und Lee 2001).



**Abbildung 2.6:** Wirbelwalzen in der turbulenten Grenzschicht an einer reibungsreduzierenden Riblet-Oberfläche mit  $s^+ = 25.2$  (a) und an einer reibungserhöhenden Riblet-Oberfläche mit  $s^+ = 40.6$  (b) (ergänzt aus Lee und Lee 2001, schraffiert markiert: Bereiche an der Oberfläche, in denen die Wandschubspannung erhöht wird)



**Abbildung 2.7:** Position der Wirbelkerne für (a) reibungsreduzierende Riblets mit  $s^+ = 25.2$  und (b) reibungserhöhende Riblets mit  $s^+ = 40.6$  (aus Lee und Lee 2001)

Für zu groß dimensionierte Oberfläche mit  $s^+ > d^+$  wird die Wandschubspannung erhöht. Die kohärenten Wirbelwalzen sind vermehrt zwischen den Riblet-Spitzen anzufinden (Abbildung 2.7b), wodurch impulsreiches Fluid in das Riblet-Tal transportiert und mit der Oberfläche interagiert (siehe Abbildung 2.6b). Insgesamt steht eine größere benetzte Oberfläche im Vergleich zu einer glatten Wand in Kontakt mit impulsreichem Fluid, so dass die Wandschubspannung erhöht wird (Choi et al. 1993). Im Vergleich zur glatten Oberfläche wird sowohl die turbulente kinetische Energie im Talbereich als auch im Bereich der Außenströmung für  $y^+ > 30$  erhöht (Lee und Lee 2001).

## 2.3 Einfluss der Riblet-Geometrie auf die Wandschubspannungsreduktion

### 2.3.1 Dimensionslose Rillenweite

Entsprechend den Ausführungen im vorangegangenen Abschnitt ist von der Dimension der Rillenweite  $s^+$  ein entscheidender Einfluss auf die Wandschubspannungsbeeinflussung einer Riblet-strukturierten Oberfläche zu erwarten. In Abbildung 2.8 ist ein charakteristischer Verlauf der Wandschubspannungsbeeinflussung  $\Delta\tau/\tau_0$  einer Riblet-Oberfläche in Abhängigkeit der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  dargestellt, der im Weiteren als Widerstandskurve bezeichnet wird. Das Höhen- zu Weitenverhältnis  $h/s$  der Riblet-Oberfläche ist konstant. Folglich ändert sich mit  $s^+$  proportional die Riblet-Höhe  $h^+$ . Die relative Änderung der Wandschubspannung wird durch

$$\frac{\Delta\tau}{\tau_0} = \frac{\tau - \tau_0}{\tau_0} \quad (2.7)$$

berechnet. Hierbei ist  $\tau$  die Wandschubspannung der Riblet-Oberfläche, mit  $\tau_0$  wird die Wandschubspannung der glatten Referenzoberfläche bezeichnet. Gemäß Gl. (2.7) nimmt der Quotient  $\Delta\tau/\tau_0$  für eine reibungsreduzierende Riblet-Oberfläche negative Werte an. Für positive Werte des Quotienten  $\Delta\tau/\tau_0$  wird die Reibung erhöht. Diese charakteristischen Verläufe der Wandschubspannungsbeeinflussung von Riblet-Oberflächen in Abhängigkeit der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  werden beispielsweise im Ölkanal des Instituts für

Antriebstechnik am DLR in Berlin gemessen, der mit einer hochgenauen differentiellen Wandschubspannungswaage ausgestattet ist, deren Messfehler mit  $\Delta(\Delta\tau/\tau_0) < 0.3\%$  angegeben wird (Bechert et al. 1997, Grüneberger und Hage 2010). Diese Waage ermöglicht den direkten Vergleich der Wandschubspannung der glatten Referenzoberfläche mit einer Riblet-strukturierten Oberfläche unter gleichen Strömungsbedingungen. Durch die Verwendung von Öl als Strömungsfluid können aufgrund dessen hoher Viskosität Riblets der Größenordnung  $O[s, h] = 10^{-3}$  m verwendet werden, was eine genaue Fertigung der Rillengeometrie ermöglicht.

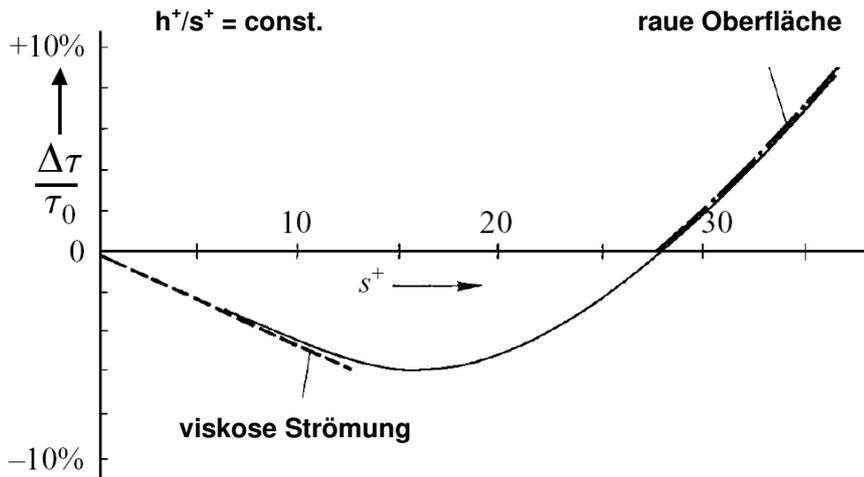
Die Widerstandskurve kann prinzipiell in drei Bereiche unterteilt werden:

1. Für kleine Rillenweiten  $s^+$  ist die Wandschubspannungsreduktion linear von der Rillenweite abhängig, da die Riblets vollständig in die viskose Unterschicht eingebettet sind und nicht-lineare Einflüsse auf die turbulenten Strömungsstrukturen in unmittelbarer Nähe zur Riblet-Oberfläche vernachlässigt werden können (García-Mayoral und Jiménez 2011). Deshalb wird dieses Regime auch als viskoses Regime bezeichnet.
2. Für  $s^+ > 10$  weicht die Wandschubspannungsreduktion zunehmend vom linearen Trend ab. Entlang der Riblet-Oberfläche bilden sich unterhalb eines Abstand von  $y^+ \approx 30$  von den Riblet-Spitzen quasi zweidimensionale, quer zur Hauptströmungsrichtung orientierte Wirbelwalzen aus (vergleichbar mit einer Kelvin-Helmholtz-Instabilität), deren periodischer Abstand  $\lambda_x^+ = 150$  beträgt (García-Mayoral und Jiménez 2011). Durch diese Wirbelwalzen wird der Impulsaustausch senkrecht zur Hauptströmungsrichtung erhöht, wodurch die Wandschubspannungsreduktion der Riblet-Oberfläche gemindert wird.

Im Bereich  $s^+ \approx 10...20$  wird meist die maximale Wandschubspannungsreduktion erzielt, was vermutlich auf ein Optimum zwischen der Dämpfung der Querbewegungen an der Wand und durch die kohärenten Wirbelwalzen benetzter Oberfläche im Spitzenbereich der Riblets zurückzuführen ist. In diesem Bereich sind die Riblets, wie in Abschnitt 3.2 später noch gezeigt wird, vollständig in die viskose Unterschicht eingebettet, da durch Riblets die Dicke der viskosen Unterschicht erhöht wird.

3. Für große Rillenweiten (ab  $s^+ > 30$ ) wirken Riblets zunehmend als Rauheit. Zum einen ragen die Riblet-Spitzen aus der viskosen Unterschicht heraus und haben somit einen parasitären Einfluss, da durch das konstante Verhältnis von  $h^+/s^+$  mit zunehmendem  $s^+$  auch  $h^+$  steigt. Zum anderen bewegen sich die kohärenten Wirbelwalzen vermehrt im Riblet-Tal, wodurch impulsreiches Fluid aus der äußeren Grenzschicht mit der Oberfläche im Tal interagiert. Die mit impulsreichem Fluid benetzte Oberfläche nimmt somit im Vergleich zur glatten Oberfläche zu. Des Weiteren ist gemäß Hage (2005) durch Druckschwankungen in der Grenzschicht ein Schwappen von Fluid zwischen den Rillen zu beobachten, welches durch Clark (1989) visualisiert und beschrieben wurde. Durch diesen Effekt wird zusätzlich impulsreiches Fluid senkrecht zur Oberfläche transportiert, was den Impulsverlust erhöht und die Wirkung von Riblets weiter vermindert.

Optimierungsansätze von Hage (2005) zur Reduktion des nachteiligen Schwappens für große  $s^+$  durch den Einsatz von kleinen Zwischenrippen haben zwar eine Vergrößerung des Arbeitsbereiches bewirkt, jedoch mit dem Nachteil, dass gleichzeitig die maximal erzielbare Wandschubspannungsreduktion etwas reduziert wird.



**Abbildung 2.8:** Charakteristischer Verlauf einer Widerstandskurve (aus Bechert et al. 1997)

### 2.3.2 Rillenform

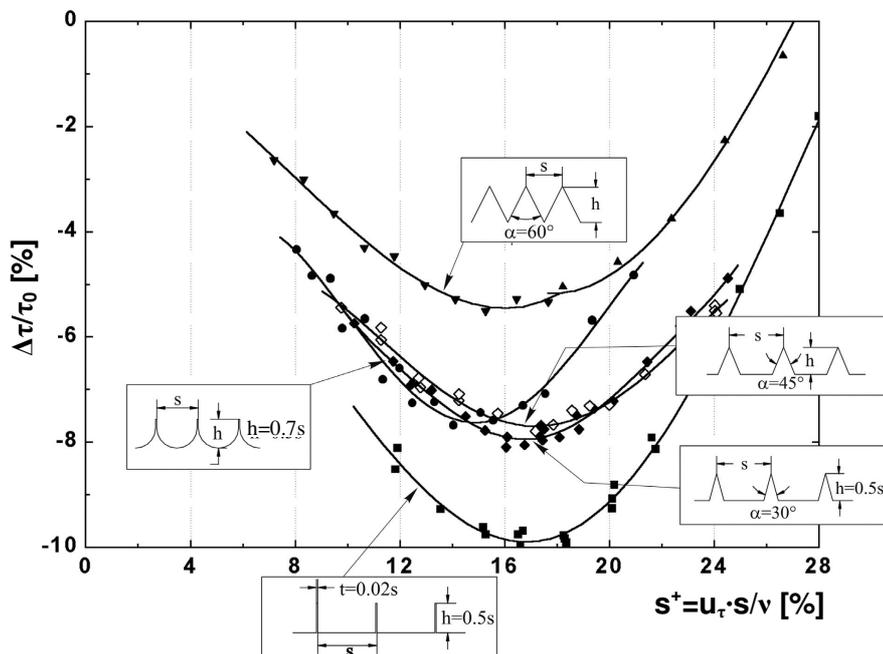
Der Einfluss unterschiedlicher Riblet-Geometrien auf die relative Änderung der Wandschubspannung wurde systematisch von Bechert et al. (1997) und später durch Bruse (1999) untersucht. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse der Untersuchungen wird in Hage (2005) gegeben (siehe Abbildung 2.9).

Dreieckige Riblets stellen die hauptsächlich im Windkanal des NASA Langley Research Center untersuchte Geometrie dar (z.B. Walsh 1982, Walsh und Lindemann 1984). Mit diesen Riblets wurde von Bechert et al. (1997) im Berliner Ölkanal für einen Öffnungswinkel der Rippenflanke von  $\alpha = 60^\circ$  und einem Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s \approx 0.9$  eine maximale Wandschubspannungsreduktion von  $\Delta\tau/\tau_0 = -5.5\%$  gemessen.

Für klingenförmige Riblets mit einem Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s = 0.5$  sowie einer Rippenspitzenbreite von  $t = 0.02s$  wurde im Vergleich zu allen untersuchten Riblet-Geometrien die größte Widerstandsminderung gemessen. Mit diesen Riblets ist für eine dimensionslose Riblet-Weite von  $s^+ \approx 17$  eine maximale Wandschubspannungsminderung von  $\Delta\tau/\tau_0 = -9.9\%$  zu erzielen. Eine weitere Reduktion der Wandschubspannung ist nur durch eine kleinere Rippenspitzenbreite möglich, was aus technischen Gründen im Ölkanal jedoch nicht umgesetzt werden konnte (siehe Bechert et al. 1997). Auf Flugzeugen oder in Turbomaschinen sind klingenförmige Riblets aufgrund erosiver Einflüsse sowie einer hohen Scherung zwischen Fluid und Oberfläche durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten jedoch nicht einsetzbar. Ursächlich hierfür ist die geringe mechanische Widerstandsfähigkeit infolge der geringen Materialstärke der Rippen.

Im Vergleich zu klingenförmigen Riblets zeigen Riblets mit rundem Rillental, oder die von der Forschergruppe um Bechert entwickelten Riblets mit trapezförmiger Rille, ein hohes Potential zur Widerstandsminderung bei gleichzeitig guter mechanischer Widerstandsfähigkeit. Für die technische Anwendung sind jedoch trapezförmige Rillen zu bevorzugen, da von dieser Rillenform in einem breiteren Arbeitsbereich eine Widerstandsminderung zu erwarten ist (siehe Abbildung 2.9). Dieser Effekt ist begründet in dem relativ hohen Verhältnis  $h/s = 0.7$  der Riblets mit halbrundem Rillental, für das die maximale Widerstandsminderung mit dieser Struktur erzielt wird. Für kleine Rillenweiten üben die relativ hohen Rippen bereits einen parasitären Einfluss auf die

Grenzschichtströmung aus, indem sie das schädliche Schwappen von Fluid zwischen den Rillen begünstigen.



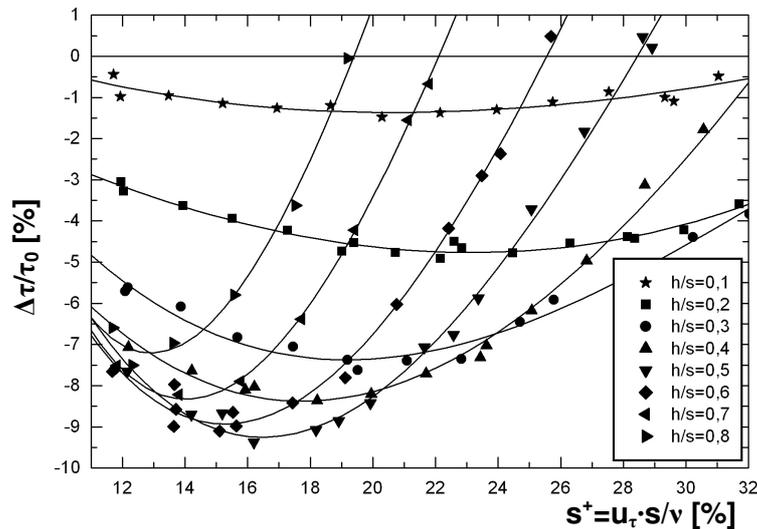
**Abbildung 2.9:** Einfluss verschiedener Riblet-Geometrien auf die relative Änderung der Wandschubspannung (aus Hage 2005)

### 2.3.3 Höhen- zu Weitenverhältnis

Unabhängig von der Rillenform ist das Höhen- zu Weitenverhältnis  $h/s$  der jeweiligen Riblet-Struktur entscheidend für die maximal erreichbare Wandschubspannungsreduktion. Walsh (1982) zeigte mit Windkanaluntersuchungen an Oberflächen mit dreieckigen Rillen, dass für ein Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s = 1$  die maximale Wandschubspannungsreduktion zu erzielen ist. In späteren Versuchen im Ölkanal des Instituts für Antriebstechnik des DLR in Berlin entdeckte die Forschergruppe um Bechert, dass diese Erkenntnis nicht auf alle Rillengeometrien zu übertragen ist (Bechert et al. 1997). Systematische Variationen des Höhen- zu Weitenverhältnisses klingenförmiger Riblets erwiesen, dass eine maximale Reduktion der Wandschubspannungsreduktion für ein Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s = 0.5$  erreicht wird (Abbildung 2.10). Für  $h/s > 0.5$  nimmt die maximale Wandschubspannungsreduktion wieder ab, wobei gleichzeitig der Arbeitsbereich  $s^+$  der Riblets, in dem eine Wandschubspannungsreduktion erzielt wird, zunehmend eingeschränkt wird.

Eine Abwandlung der klingenförmigen Rippen sind die von Bechert et al. (1997) entwickelten Riblets mit trapezförmiger Rille. Auch für diese Riblets ist für ein Verhältnis von  $h/s = 0.5$  die maximale Reduktion der Wandschubspannung zu erwarten. Das für die verschiedenen Riblet-Geometrien variierende Verhältnis von  $h/s$ , für welches eine maximale Wandschubspannungsreduktion erreicht wird, ist in der Wechselwirkung der wandnahen Strömung mit dem Rillental begründet. Klingenförmige Rippen, mit einem von allen Strukturen am stärksten ausgeprägten Rillental, üben für  $h/s > 0.5$  bereits sehr früh für kleine  $s^+$  einen parasitären Einfluss aus. Durch das große Verhältnis  $h/s$  begünstigen die Strukturen gemäß Hage (2005) das Schwappen von Fluid zwischen den Rillen. Da Riblets mit

trapezförmiger Rille eine Abwandlung der klingenförmigen Rippen sind, verhalten sie sich strömungsmechanisch ähnlich. Riblets mit dreieckigem Rillental zeigen für ein  $h/s = 1$  die maximale Wandschubspannungsreduktion. Aufgrund des stark versperren Talquerschnitts im Vergleich zu Riblets mit trapezförmigem oder rechteckigem Rillenquerschnitt wirkt sich das Schwappen von Fluid zwischen den Rillen weniger nachteilig aus. Riblets mit halbkreisförmiger Rille sind eine Mischstruktur zwischen trapezförmiger und dreieckiger Rille. Darin liegt vermutlich das optimale Verhältnis von  $h/s = 0.7$  für diese Rillenform begründet (siehe Bechert et al. 1997).

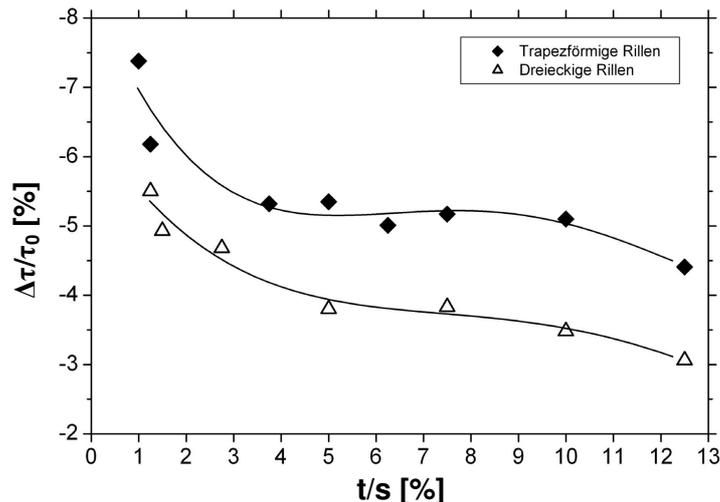


**Abbildung 2.10:** Einfluss des Höhen- zu Weitenverhältnisses  $h/s$  auf die relative Wandschubspannungsänderung klingenförmiger Rippen (aus Hage 2005)

### 2.3.4 Spitzenradius

Ein wesentlicher Einfluss auf die Minderung der lateralen Querbewegungen  $v'$  an der Wand geht von der Spitzenbreite  $t$  der Riblets aus. Dieser Effekt wurde zuerst von Walsh durch erste Untersuchungen an Riblets mit dreieckiger Rille beobachtet (Walsh 1982). Später führten Bechert et al. (1997) und Bruse (1999) experimentelle Untersuchungen an Riblets mit klingenförmigen Rippen durch und variierten systematisch deren Breite  $t$ . Die Ergebnisse bestätigten, dass mit zunehmender Schärfe klingenförmiger Riblets auch die Wandschubspannungsreduktion zunimmt.

Hage und Bechert (2001) untersuchten systematisch den Einfluss der Rippenspitzenbreite  $t$  an dreieckigen und trapezförmigen Rillen (Abbildung 2.11). Für beide Riblet-Geometrien ist die maximal erreichbare Wandschubspannungsreduktion im Bereich  $0 < t/s < 0.04$  stark abhängig von der Rippenspitzenbreite  $t$ . Im Bereich  $0.04 < t/s < 0.1$  verbleibt die maximal erreichbare Wandschubspannungsreduktion auf einem moderaten Niveau, bevor sie für große  $t/s$  weiter abfällt. Diese Erkenntnis ist besonders für die technische Anwendung der Strukturen in Turbomaschinen oder auf Flugzeugen von großem Interesse. Ist die Erosion der Riblet-Spitzen in Abhängigkeit der Betriebsstunden bekannt, so kann abgeschätzt werden, wann die Strukturen erneuert werden müssen. Auch für die Bewertung des aerodynamischen Einflusses nicht-idealer Riblets, die beispielsweise durch Schleifen oder Laser-Bearbeitung hergestellt werden, sind die Erkenntnisse der Untersuchungen äußerst wichtig. Der notwendige Fertigungsaufwand zur Herstellung möglichst scharfer Rippenspitzen kann somit ins Verhältnis zum aerodynamischen Nutzen gesetzt werden.



**Abbildung 2.11:** Einfluss der Rippenspitzenbreite  $t$  auf die maximale Wandschubspannungsminderung (aus Hage 2005)

Für die Bewertung der Ergebnisse ist zu beachten, dass durch das Abschleifen von Material im Bereich der Rippenspitze auch das  $h/s$ -Verhältnis vermindert wurde. Hage (2005) verdeutlichte jedoch, dass besonders im Bereich kleiner  $t/s$ -Verhältnisse die Änderung des  $h/s$ -Verhältnisses marginal ist und die starke Reduktion der Wandschubspannungsminderung folglich primär der Spitzenbreite  $t$  zuzuschreiben ist. Ferner zeigte Hage (2005), dass für die Bewertung des strömungsmechanischen Einflusses die Form der Rippenspitze zu vernachlässigen ist. Experimentelle Ergebnisse aus Untersuchungen an abgerundeten im Vergleich zu flachen Rippenspitzen erwiesen keine signifikanten Unterschiede der Wandschubspannungsreduktion.

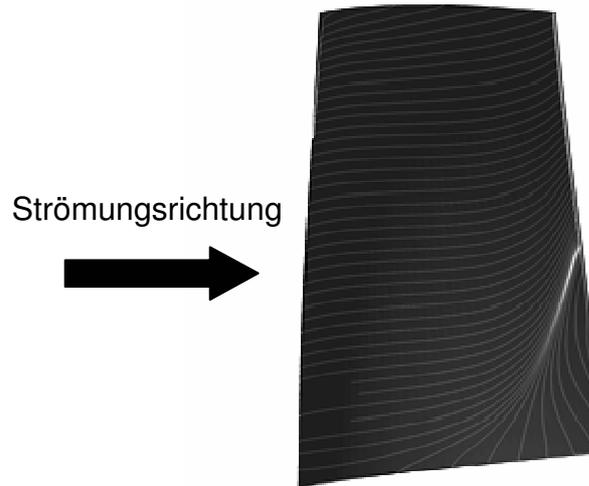
### 2.3.5 Ausrichtung relativ zur Strömungsrichtung

In der technischen Anwendung sind Stromlinienverläufe entlang einer Oberfläche mit zum Teil starker Stromlinienkrümmung meist sehr komplex, und können für unterschiedliche Betriebspunkte darüber hinaus stark variieren. Der Stromlinienverlauf entlang der Oberfläche einer Rotorschaukel eines Axialverdichters ist exemplarisch in Abbildung 2.12 anhand der Streichlinien visualisiert. Besonders im Bereich der nabenseitigen Hinterkante werden aufgrund der Eckenablösung die Stromlinien stark gekrümmt. Für die technische Anwendung von Riblets ist es somit von besonderem Interesse, wie sich Riblets verhalten, deren Rillenlauf unter einem Winkel  $\varphi$  schräg zur Hauptströmungsrichtung verläuft.

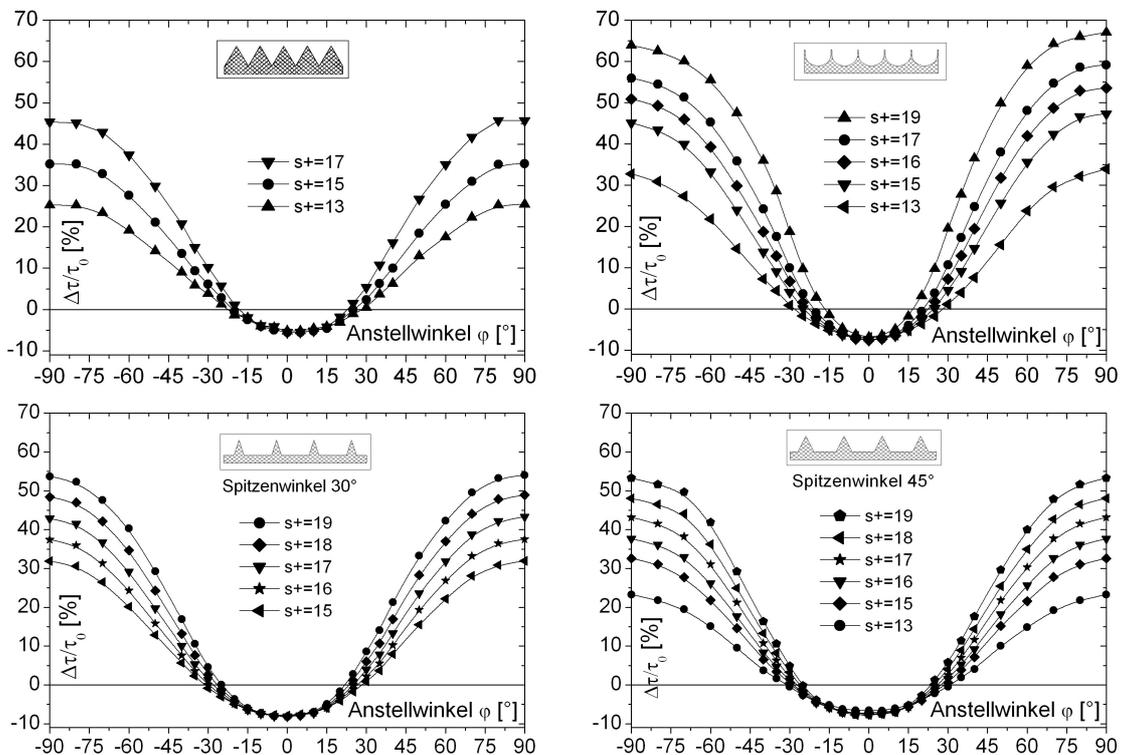
Walsh und Lindemann (1984) führten erste Untersuchungen zum Einfluss von schräg angeströmten dreieckigen Riblets auf die Widerstandsminderung durch. Für eine Schräganströmung der Riblets mit  $\varphi = 30^\circ$  konnte keine Minderung der Wandschubspannung nachgewiesen werden. Zu ähnlichen Erkenntnissen kam Hage (2005), der den Einfluss unterschiedlicher Riblet-Geometrien auf die Wandschubspannungsbeeinflussung für variierende Schräganströmungswinkel  $\varphi$  systematisch untersuchte (siehe Abbildung 2.13).

Für Winkel  $\varphi < 10^\circ$  ist die Reduktion der Widerstandsminderung sehr gering, mit etwa 10 % der relativen Wandschubspannungsreduktion parallel angeströmter Riblets. In Abhängigkeit der Rillengeometrie wurde im Bereich  $23^\circ < \varphi < 28^\circ$  für die ursprünglich optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{opt}$  keine Widerstandsreduktion mehr gemessen (Nulldurchgänge der Kurven) und die Wandreibung wurde durch eine noch schrägere Anströmung der Struktur erhöht. Der Einfluss der Schräganströmung auf die

Widerstandsverminderung der unterschiedlichen Riblet-Geometrien steht in unmittelbarem Zusammenhang mit der Form der Rillentäler. Mit zunehmendem Rillenquerschnitt und Flüssigkeitsvolumen im Riblet-Tal nimmt der Verlust der Widerstandsverminderung zu (Hage 2005). Riblets mit halbrundem Rillenquerschnitt und  $h/s = 0.7$  erhöhen die Verluste somit früher und reagieren folglich empfindlicher auf die Schräganströmung als Riblets mit trapezförmiger Rille und  $h/s = 0.5$ . Dies zeigt sich auch durch die maximale Wandschubspannungserhöhung für eine orthogonale Anströmung der Rillen für  $\varphi = 90^\circ$ . Der Transport von impulsreichem Fluid senkrecht zur Oberfläche wird durch die sehr hohen halbrunden Strukturen signifikant erhöht, wodurch die Wandreibung deutlich steigt.



**Abbildung 2.12:** Verlauf der Streichlinien entlang einer Verdichterschaufeloberfläche



**Abbildung 2.13:** Einfluss des Riblet-Anstellwinkels relativ zur Strömungsrichtung auf die relative Wandschubspannungsänderung (aus Hage 2005)

## 2.4 Einfluss von Riblets auf die laminare Grenzschicht und die Transition

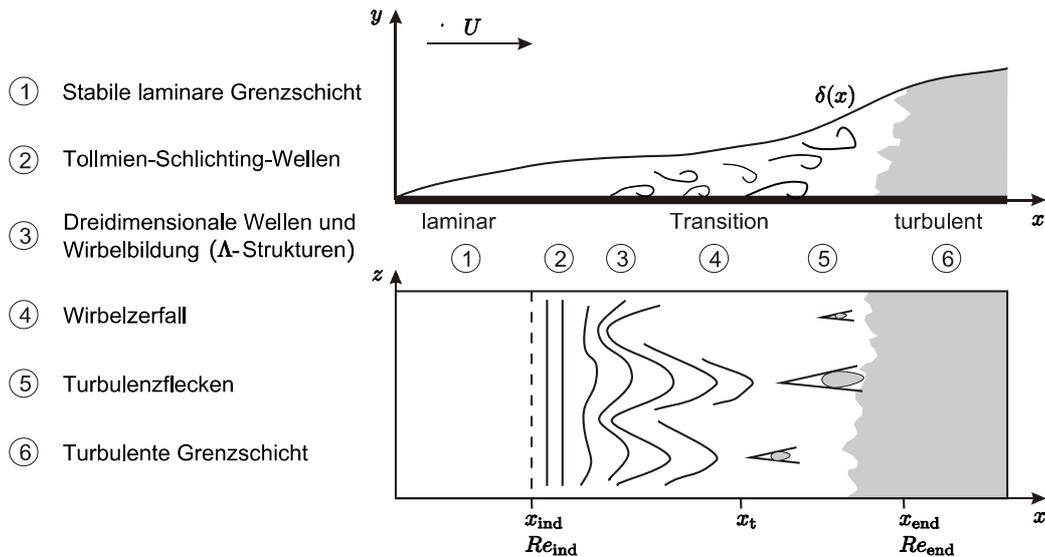
In dieser Arbeit ist primär der Einfluss von Riblets auf die turbulente Grenzschichtströmung von Verdichterschaufeln von Bedeutung. Für das Verständnis der richtigen Applikation von Riblets auf Verdichterschaufeln und die Bewertung experimenteller Ergebnisse im weiteren Verlauf sind jedoch ergänzende physikalische Hintergründe zur Beeinflussung der Grenzschichtströmung durch die Applikation von Riblets im Bereich der laminaren Grenzschicht erforderlich.

### 2.4.1 Widerstandbeeinflussung in der laminaren Grenzschicht

In den meisten technischen Anwendungsfällen, in denen die Riblet-Höhe wesentlich geringer als die Dicke laminarer Grenzschichten ist, kann die Widerstandserhöhung durch Riblets vernachlässigt werden (Luchini 1992). Die Wandschubspannung im Riblet-Spitzenbereich wird im Vergleich zu einer glatten Oberfläche zwar erhöht, im Rillental jedoch reduziert, so dass die integrale Wandschubspannung trotz der insgesamt größeren benetzten Oberfläche im Vergleich zur glatten Oberfläche nicht erhöht wird (Djenidi et al. 1994). Die Applikation von Riblets im Bereich der Vorderkante von Verdichterschaufeln, deren Höhe in der Größenordnung der Grenzschichtdicke liegt, wirkt sich hingegen nachteilig auf die Profilverluste aus (Oehlert 2011). Hier wirken gleichzeitig zwei nachteilige Effekte: Zum einen wird die Wandschubspannung in der laminaren Grenzschicht durch Riblets erhöht. Zum anderen ist eine Beschleunigung der Grenzschichttransition durch Riblets zu erwarten, was im folgenden Abschnitt erläutert wird.

### 2.4.2 Einfluss von Riblets auf die Transition

Die Einleitung der natürlichen Transition für geringe Turbulenzgrade der Außenströmung erfolgt ab der Indifferenz-Reynolds-Zahl  $Re_{ind} = x_{ind} \cdot c / \nu$  durch die Ausbildung zweidimensionaler Instabilitäten, den sogenannten Tollmien-Schlichting-Wellen (Abbildung 2.14). Weiter stromab werden die primären Instabilitäten durch weitere sekundäre Instabilitäten überlagert und es bilden sich dreidimensionale Strukturen aus, die aufgrund ihrer Form auch als  $\Lambda$ -Wirbel bezeichnet werden. Diese Strukturen zerfallen im weiteren Verlauf und werden von Turbulenzflecken abgelöst, die den Zerfall in die vollturbulente Grenzschichtströmung einleiten (Schlichtung und Gersten 2006). Der Transitionsprozess wird durch verschiedene äußere Bedingungen beeinflusst. Im weiteren Verlauf wird nur auf die wesentlichen Einflussfaktoren eingegangen, die für die Bewertung der Ergebnisse zum Einfluss von Riblets auf Verdichterschaufeln von Bedeutung sind. Eine umfassende Beschreibung verschiedener Transitionsmechanismen und beeinflussender Faktoren in Turbomaschinenströmungen gibt beispielsweise Kožulović (2007).



**Abbildung 2.14:** Natürlicher Transitionsprozess an einer ebenen Platte (nach Schlichting und Gersten 2006)

### Turbulenzgrad

Der natürliche Transitionsprozess kann durch eine Erhöhung des Turbulenzgrades der Außenströmung verkürzt werden (Abu-Ghannam und Shaw 1980). Durch die Einleitung starker Störungen aus der Außenströmung infolge sehr hoher Turbulenzgrade kann es sogar sofort zur Ausbildung von Turbulenzflecken kommen, so dass die ersten Stufen der natürlichen Transition übersprungen werden. Deshalb wird dieser Modus auch als Bypass-Transition bezeichnet. Besonders in Turbomaschinen mit Turbulenzgraden von  $Tu > 4\%$  ist dieser Modus dominierend.

Sowohl in Verdichtern (z.B. Walker 1974) als auch in Turbinen (hier besonders in Niederdruckturbinen von Flugtriebwerken, z.B. Hodson und Howell 2005) treten aufgrund des Einflusses der Nachläufe stromauf liegender Schaufelreihen beide Formen der Transition, instationär und ortsabhängig, auf.

### Druckgradient

Einen weiteren wichtigen Einfluss auf die Transition übt der Druckgradient der Außenströmung auf die Stabilität der Grenzschicht aus. Mit zunehmender Verzögerung der Strömung entlang einer Oberfläche unter Einfluss eines positiven Druckgradienten wird die Grenzschichtströmung instabiler und der Transitionsprozess wird beschleunigt. Eine Beschleunigung der Strömung unter dem Einfluss eines negativen Druckgradienten wirkt sich hingegen stabilisierend auf die Grenzschicht aus mit einer Verzögerung der Transition. Systematische Transitionsuntersuchungen an ebenen Platten für variierende Druckgradienten und Turbulenzgrade wurden beispielsweise von Abu-Ghannam und Shaw (1980) durchgeführt.

### Regellose Rauheiten und Riblets

Regellos oder diskret auf der Oberfläche verteilte Rauheiten erzeugen zusätzliche Instabilitäten in der Grenzschicht und beschleunigen deshalb die Transition (Schlichting und Gersten 2006). Auch in Strömungsrichtung orientierte Strukturen wie Riblets, die im laminaren Bereich der Strömungsgrenzschicht auf Verdichterschaufeln bis an die Vorderkante appliziert werden, beschleunigen die Transition (Oehlert 2011). Die turbulente Lauflänge der Grenzschicht nimmt somit zu und die integralen Reibungsverluste steigen, da die

Reibungsverluste turbulenter Grenzschichten größer sind als die einer laminaren Grenzschicht.

Riblets zeigen je nach Applizierung in der Grenzschicht gegenläufige Einflüsse auf den natürlichen Transitionsprozess (Grek et al. 1996 und Litvinenko et al. 2006). Zum einen verzögern Riblets die Transformation der  $\Lambda$ -Wirbel in turbulente Flecken und verlagern den Zerfall in eine vollturbulente Grenzschicht stromabwärts. Dieser Effekt ist vermutlich auf die Dämpfung lateraler Bewegungen an der Wand zurückzuführen. Zum anderen regen Riblets die zweidimensionalen Tollmien-Schlichting-Wellen an, was den Transitionsprozess beschleunigt.

Folglich muss der Transitionsort der Grenzschicht auf einer Oberfläche bekannt sein, damit durch ungeschickt applizierte Riblets die Grenzschichttransition nicht ungewollt beschleunigt, und somit die turbulente Lauflänge der Grenzschicht erhöht wird. Die größere turbulente Lauflänge kann dann nämlich trotz der reibungsmindernden Wirkung von Riblets zu einer Erhöhung des integralen Reibungswiderstandes führen.

Ergänzend zu den beschriebenen Einflüssen von Riblets auf die natürliche Transition an ebenen Oberflächen sei erwähnt, dass an konkaven Oberflächen die Transition durch weitere Instabilitäten in der Grenzschicht, den sogenannten Görtler-Wirbeln, beeinflusst wird (Schlichting und Gersten 2006). Görtler-Wirbel treten bereits in laminaren Grenzschichten auf und sind ähnlich zu den streifenartigen Strukturen in turbulenten Grenzschichten kohärente Wirbelwalzen, deren Rotationsachse in Strömungsrichtung orientiert ist. Rothenflue (1996) zeigte durch experimentelle Untersuchungen an Riblet-strukturierten ebenen und konkaven Oberflächen, dass durch Riblets der Transitionsbeginn auf konkaven Oberflächen verzögert werden kann. Dieser Effekt wurde von Rothenflue auf eine dämpfende Wirkung von Riblets auf die Entwicklung der Görtler-Wirbel in der laminaren Grenzschicht zurückgeführt.

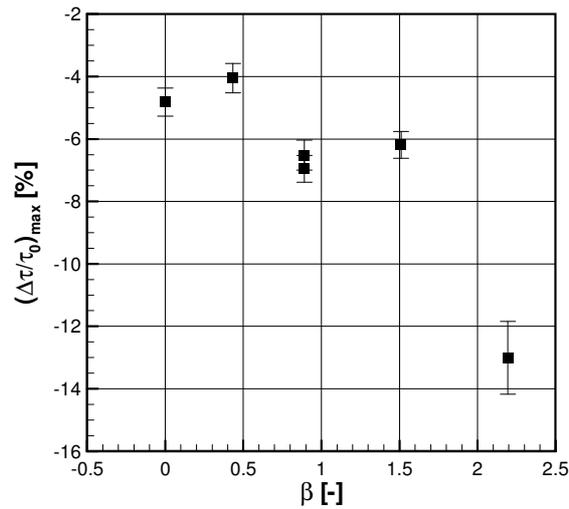
## 2.5 Riblets in Strömungen unter positiven Druckgradienten

Besonders für die Anwendung von Riblets auf der Oberfläche von Verdichterprofilen ist es von Interesse, den Einfluss des positiven Druckgradienten  $dp/dx$  auf die Wirkungsweise von Riblets zu bewerten. Walsh (1990) fasste experimentelle Untersuchungen verschiedener Autoren zusammen. Aufgrund der Ungenauigkeit damaliger Messmethoden bei der Bestimmung der Wandschubspannung über die integrale Impulsverlustdicke konnte keine eindeutige Aussage zum Einfluss des Druckgradienten auf die Wandschubspannungsreduktion getroffen werden. Auf der Grundlage seiner Messungen vermutete Walsh (1990) jedoch zumindest keine nachteilige Wirkung des positiven Druckgradienten auf die Wandschubspannungsreduktion.

Exakte Messungen an ebenen Platten mit dreieckigen Riblets ( $h/s = 1$ ) für verschiedene positive Druckgradienten mit einer Wandschubspannungswaage wurden durch Nieuwstadt et al. (1993) sowie Debisshop und Nieuwstadt (1996) durchgeführt (Abbildung 2.15). Für die dimensionslose Darstellung des Druckgradieneinflusses wird der Clauser-Parameter eingeführt, der mit der Verdrängungsdicke  $\delta_1$ , der Wandschubspannung an der glatten Referenzoberfläche  $\tau_0$  und dem Druckgradienten in Hauptströmungsrichtung  $dp/dx$  berechnet wird:

$$\beta = \frac{\delta_1}{\tau_0} \frac{dp}{dx} \quad (2.8)$$

Die experimentellen Ergebnisse zeigen eine deutliche Zunahme der Wandschubspannungsreduktion  $\Delta\tau/\tau_0$  mit steigendem Druckgradienten. Diese Erkenntnisse werden auch durch numerische Strömungsberechnungen mit einer Large-Eddy-Simulation durch Klumpp et al. (2010) bestätigt. Ergänzend zu der erhöhten Widerstandsreduktion unter positiven Druckgradienten berichten Indinger (2005) und Keck (2008) von einer geringen Verschiebung der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{opt}$  zu höheren Werten.



**Abbildung 2.15:** Einfluss eines positiven Druckgradienten auf die maximale Widerstandsminderung dreieckiger Rillen (Messdaten aus Nieuwstadt et al. 1993 sowie Debisschop und Nieuwstadt 1996)

## 3 Stand der Forschung

### 3.1 Untersuchungen zum Einfluss idealer Riblets auf Verdichterschaufeln

Die Ergebnisse bisher vorgestellter Untersuchungen beschränken sich ausschließlich auf Untersuchungen an ebenen Platten. In Turbomaschinenströmungen sind die physikalischen Phänomene in der Grenzschicht jedoch wesentlich komplexer. Durch die Applikation von Riblets auf der gesamten Oberfläche eines Tragflügelprofils oder einer Turbomaschinenschaufel wirken neben der Reibungsreduktion in der turbulenten Grenzschicht auch weitere Mechanismen, deren Einfluss auf den integralen Profilverlust unabhängig voneinander bewertet werden muss. So muss in der laminaren Grenzschicht eine mögliche Wirkung von Riblets als Rauheit und deren Einfluss auf die Transition berücksichtigt werden. Darüber hinaus ist eine Interaktion zwischen lokalen Grenzschichtablösungen und der Riblet-Struktur zu erwarten. Im Folgenden werden die aus der Literatur einschlägig bekannten Untersuchungen an Verdichterschaufeln mit idealen dreieckigen und trapezförmigen Rillen angelehnt an Oehlert (2011) zusammengefasst. Ergänzend zu Oehlert (2011) werden jedoch die physikalischen Interpretationen der Ergebnisse verschiedener Forscher zunächst ausführlich dargelegt, um anschließend die physikalischen Effekte der Interaktion zwischen Riblet-strukturierter Schaufeloberfläche und Schaufelumströmung zusammenzufassen und zu diskutieren. Die Ergebnisse und die wesentlichen Randbedingungen der Versuche sind in Tabelle 3.1 zur Übersicht dargestellt. Abschließend erfolgt eine kritische Diskussion der Erkenntnisse aus den jeweiligen Untersuchungen, da die Schlussfolgerungen der Autoren teilweise widersprüchlich sind.

#### 3.1.1 Zusammenfassung der Untersuchungen

Fang et al. (1990) führten Untersuchungen an einer linearen NACA 65-0010 Verdichterkaskade durch, deren Oberfläche mit dreieckigen Rillen strukturiert ist. Das Höhen- zu Weitenverhältnis der Rippen betrug  $h/s = 1$ . Insgesamt wurden zwei Konfigurationen untersucht: (1) eine Schaufel, deren Oberfläche auf beiden Seiten strukturiert ist und (2) eine Schaufel, die nur druckseitig strukturiert ist. Sowohl auf der druckseitigen als auch auf der saugseitigen Schaufeloberfläche wurde die dimensionslose Riblet-Höhe und -Weite zu  $h^+ = s^+ \leq 30$  bestimmt. Somit ist gemäß Abbildung 2.9 eine Reibungsreduktion durch die Riblet-Struktur in der turbulenten Grenzschicht zu erwarten. Mit der ausschließlich druckseitig strukturierten Schaufel wurde eine maximale Reduktion der Profilverluste um  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} = -10\%$  erzielt. Dahingegen wurde mit der beidseitig strukturierten Schaufel eine geringere Profilverlustreduktion um  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} = -2.5\%$  erreicht. Diesen zunächst nicht erwarteten Effekt führten die Autoren darauf zurück, dass durch Riblets auf der Saugseite der

turbulente Transport von impulsreichem Fluid senkrecht zur Oberfläche gedämpft wird, wodurch die Ablöse neigung der Grenzschicht vermutlich erhöht werde. Die Reduktion des Queraustauschs von Fluid habe hingegen einen zusätzlich positiven Effekt auf der Druckseite, da laut Fang et al. (1990) auf der konkaven Oberfläche durch Riblets die Görtler-Wirbel gedämpft würden und die Reibung somit zusätzlich reduziert werde. Die Traversierung des Totaldruckprofils in der Nachlaufdüse zeigte, dass für die ausschließlich druckseitig strukturierte Oberfläche der Totaldruckverlust in der Nachlaufdüse im Bereich der saugseitigen Schaufelumströmung stärker reduziert wurde als im Bereich der druckseitigen Schaufelumströmung. Diese Entdeckung begründeten Fang et al. (1990) mit einer möglichen Injektion von impulsreichem Fluid aus dem Bereich der druckseitigen Schaufelumströmung infolge der geringeren Impulsverlustdicke durch Riblets auf der Druckseite.

Nagao und Breugelmans (1999) untersuchten den Einfluss von Riblet-Strukturen in linearen Verdichterkaskaden mit unterschiedlichen Profilen für verschiedene Reynolds-Zahlen und Zuströmwinkel. Neben einer Kaskade bestehend aus Double Circular Arc Profilen (DCA) wurden Controlled Diffusion Blades (CDB) und NACA 6518 Profile untersucht. Die Ergebnisse von Grenzschichtberechnungen auf Saug- und Druckseite der Schaufelprofile ergaben, dass die dimensionslose Rillenweite der dreieckigen Rillen meist im Bereich  $5 < s^+ < 25$  lag, und folglich eine Reibungsreduktion zu erwarten ist. Die größte Profilverlustreduktion wurde an der Riblet-strukturierten CDB-Kaskade mit  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} = -12.5\%$  für  $Re=2.5 \cdot 10^5$  nachgewiesen, wobei die größte Minderung der Profilverluste im Bereich der saugseitigen Schaufelumströmung in der Nachlaufdüse gemessen wurde. Mit zunehmenden Reynolds-Zahlen und Anströmwindeln nahm die Profilverlustreduktion ab. Für hohe Reynolds-Zahlen wurde im Bereich der druckseitigen Schaufelumströmung in der Nachlaufdüse eine Erhöhung der Profilverluste gemessen. Um die unterschiedliche Verlustreduktion durch Riblets auf den verschiedenen Profil-Typen zu deuten, versuchten Nagao und Breugelmans die Widerstandsreduktion der einzelnen Profile mit dem mittleren Druckgradienten, beschrieben durch den Clauser-Parameter  $\beta$  über die jeweiligen Schaufelprofile, zu korrelieren. Hierbei wurden drei Ansätze für die Bestimmung eines charakteristischen Parameters zur Beschreibung des Druckgradienteneinflusses verfolgt, (1) die Berechnung eines mittleren  $\beta$  über die turbulente Grenzschicht, (2) die Berechnung eines maximalen  $\beta$  auf der Saugseite und (3) die Bestimmung des integralen Druckgradienten über die Verdichterkaskade durch das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeiten am Aus- und Eintritt  $u_2/u_1$ . Lediglich mit Methode (3) konnte ein Zusammenhang zwischen der Wirksamkeit von Riblets und dem Druckgradienten über die Verdichterkaskade nachgewiesen werden. Eine allgemeingültige Korrelation wird durch die Autoren jedoch nicht angegeben. Neben der Reibungsreduktion durch Riblets berichten Nagao und Breugelmans von einer Reduzierung der Ablöseblase auf der Oberfläche, so dass durch Sekundäreffekte eine zusätzliche Beeinflussung der Profilverluste zu erwarten ist. Auf der Druckseite erwarten die Autoren eine Interaktion zwischen Riblet-Oberfläche und Görtler-Wirbeln. Vermutlich werde die Grenzschichttransition durch Riblets auf der Druckseite verzögert, so dass die Görtler-Wirbel und der Impulsaustausch senkrecht zur Oberfläche in der turbulenten Grenzschicht im Vergleich zur glatten Oberfläche stärker ausgeprägt seien. Somit würde im Bereich der Riblets die Wandreibung im Vergleich zur glatten Oberfläche erhöht, was im Widerspruch zu der von Fang et al. (1990) gemachten Aussage steht.

Ninnemann und Wing (2000) untersuchten experimentell eine lineare Kaskade mit Riblet-Folie beklebter Rotorschaukeln des am NASA Lewis Research Center entwickelten Supersonic Throughflow Fans (STF). Die Untersuchungen wurden sowohl im Auslegungspunkt des Schaufelgitters als auch für Fehlanströmungen mit einer Inzidenz von  $+5^\circ$  und  $-10^\circ$  durchgeführt. Für die aerodynamische Vergleichbarkeit wurden die experimentellen Ergebnisse der mit Riblet-Folie beklebten Schaufel den Ergebnissen einer

ähnlich dicken Schaufel gegenübergestellt, deren Oberfläche mit glatter Folie beklebt wurde. Die Riblet-Folie der Firma 3M war mit dreieckigen Rillen versehen, deren Höhen- zu Weitenverhältnis  $h/s = 1$  betrug. Im Auslegungspunkt wurde eine maximale Profilverlustreduktion von  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} = -8.5\%$  erzielt. In diesem Betriebspunkt beziffern Ninnemann und Wing die dimensionslose Riblet-Höhe und -Weite der verwendeten Riblet-Geometrie mit  $s^+ = h^+ \approx 10$ . Die Riblet-Geometrie ist folglich etwas unterdimensioniert, da eine maximale Wandschubspannungsreduktion für  $s^+ = h^+ \approx 13$  zu erwarten ist. Durch Schattenaufnahmen wurde gezeigt, dass die Riblets auf der Saugseite zusätzlich die Transition verzögern. Neben der Reibungsreduktion durch Riblets hat die längere laminare Lauflänge der Grenzschicht somit einen zusätzlich positiven Einfluss auf das Verlustverhalten der Schaufeln. Diesen Effekt bestätigen Ninnemann und Wing (2004) später anhand einer numerischen Studie. 2/3 der Verlustreduktion sind demzufolge der Verzögerung der Grenzschichttransition und der erhöhten laminaren Lauflänge und nur 1/3 auf eine Reduktion der Reibungsverluste zurückzuführen. Untersuchungen des Totaldruckverlaufs entlang einer Schaufelteilung zeigten, dass etwa 70% der Verlustreduktion der Nachlaufdüse zuzuschreiben sind, wohingegen 30% der Verluste in der Kernströmung reduziert werden. Ninnemann und Wing begründen diesen Effekt mit der Änderung der Schock-/Grenzschichtinteraktion im Verdichtergitter durch die Riblet-Oberfläche und der Abschwächung des von der Druckseite reflektierten Schocks. Die Fehlanströmung des Schaufelgitters mit Inzidenz verminderte die Profilverlustreduktion, was in der Ablöse neigung der saugseitigen Grenzschicht in diesen Betriebspunkten begründet war.

Boese und Fottner (2002) führten experimentelle Untersuchungen in einer aerodynamisch hoch belasteten linearen Verdichterkaskade unter variierenden Zuströmbedingungen und Anström winkeln durch. Hierbei bewerteten sie systematisch den Einfluss von Riblets mit dreieckigen Rillen mit einem Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s = 0.9$  auf der Saug- und Druckseite auf die Profilverluste. Für eine inzidenzfreie Zuströmung mit  $Re = 6 \cdot 10^5$  und  $Ma = 0.67$  wurde durch Riblets auf der Saugseite eine maximale Profilverlustreduktion von  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} \approx -8.5\%$  erreicht. Die mit einem numerischen Berechnungsverfahren bestimmte und über das Schaufelprofil gemittelte dimensionslose Rillenweite beträgt für diese Zuströmbedingungen  $s^+ \approx 9.9$ . Im Gegensatz zu den Messungen von Fang et al. (1990) fiel die Profilverlustreduktion durch Riblets auf der Druckseite mit  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} \approx -1.3\%$  wesentlich geringer aus. Diese Profilverlustreduktion wurde für eine inzidenzfreie Zuströmung mit  $Re = 8 \cdot 10^5$  und  $Ma = 0.67$  erreicht. Die über die Druckseite gemittelte optimale Rillenweite wurde von Boese zu  $s^+ \approx 11.2$  bestimmt. Darüber hinaus liess Boese durch Mikrofräsen Riblets mit trapezförmiger Rille und  $h/s = 0.5$  auf einem Messingblech herstellen. Dieses Messingblech wurde auf der Saugseite im Bereich der laminaren Ablöseblasen in eine Tasche ab 40% der Sehnenlänge geklebt. Mit den trapezförmigen Rillen und einer druckseitigen Profilanströmung mit  $5^\circ$  Inzidenz,  $Re = 6 \cdot 10^5$  und  $Ma = 0.67$  wurde eine maximale Profilverlustreduktion von  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\max} \approx -5\%$  gemessen. Diese im Vergleich zu dreieckigen Rillen geringere Profilverlustreduktion begründete Boese mit vermutlich abgerundeten Rippenspitzen, die aus dem Herstellungsprozess resultieren. In allen von Boese durchgeführten Untersuchungen muss für die inzidenzfreie Zuströmung stets die Interaktion zwischen Riblets und der saugseitigen laminaren Ablöseblase berücksichtigt werden. Neben der Reibungsreduktion durch Riblets in der turbulenten Grenzschicht ist somit für die Bewertung der Ergebnisse ein weiterer Sekundäreffekt zu beachten.

**Tabelle 3.1:** Übersicht der Untersuchungen an Verdichtergittern mit idealen Riblets (zusammengefasst aus Oehlert 2011)

	Fang et al.	Nagao und Breugelmanns	Ninnemann und Wing	Boese und Fottner
<b>Veröffentlicht</b>	1990	1999	2000	2000 und 2002
<b>Verdichtergitter</b>	NACA 65-0010	DCA, CDB, NACA 6518	STF	NACA 65 K48
<b>Ma [-]</b>	k.A.	k.A.	2.36	0.67
<b>Re [-]</b>	$1.8 \cdot 10^5$	$1.5 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$	$4.8 \cdot 10^6$	$1.5 \cdot 10^5 - 10 \cdot 10^5$
<b>Riblet-Geometrie</b>	 h/s = 1	 h/s ≈ 0.9	 h/s = 1	 h/s ≈ 0.9  h/s ≈ 0.5
<b><math>s^+_{opt}</math> [-]</b>	<30	5 - 25	≈10	 ≈ 10  ≈ 27
<b><math>(\Delta\omega/\omega)_{max}</math> [%]</b>	DS: -10 SS+DS: -2.5	SS+DS: -12.5	SS+DS: -8.5	 SS: -8.4  DS: -1.3  SS: -5

### 3.1.2 Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen

In allen zuvor vorgestellten Untersuchungen an ebenen Verdichtergittern mit Riblet-strukturierten Profilen wirken neben der Reibungsminderung durch Riblets in der turbulenten Grenzschicht weitere Sekundäreffekte mit einer signifikanten Beeinflussung der Profilverluste. Ursächlich hierfür ist die Strukturierung der Schaufeloberfläche mit Riblets auch im Bereich der laminaren Grenzschicht. Deshalb werden im Folgenden die verschiedenen Effekte unabhängig voneinander diskutiert:

#### Einfluss von Riblets auf die Transition der saug- und druckseitigen Grenzschicht

Ninnemann und Wing (2000) berichten von einer Verzögerung der saugseitigen Grenzschichttransition in einem supersonisch durchströmten Verdichtergitter. Dahingegen konnten Boese und Fottner (2002) mit Laser-2-Fokus Messungen in der Grenzschicht zwar einen positiven Effekt auf die laminare Ablöseblase, jedoch nicht eine Verzögerung der Transition nachweisen. Diese widersprüchlichen Ergebnisse sind möglicherweise in unterschiedlichen Transitionsmechanismen begründet.

Der Einfluss von Riblets auf die Görtler-Wirbel in der druckseitigen Grenzschicht eines Verdichterprofils konnte bisher nicht hinreichend quantifiziert werden. Nagao und Breugelmanns (1999) erwarten eine Verzögerung der Transition der druckseitigen Grenzschicht durch die Dämpfung der Görtler-Wirbel in der laminaren Grenzschicht. Diese Vermutung wird durch experimentelle Untersuchungen von Rothenflue (1996) bestätigt (siehe Abschnitt 2.4.2).

#### Interaktion von Riblets mit einer laminaren Ablöseblase

Sowohl Nagao und Breugelmanns (1999) als auch Boese und Fottner (2002) berichten von einem positiven Effekt von Riblets auf die laminare Ablöseblase. Letztere zeigten durch

Messungen mit einem Laser-2-Fokus-System in der Grenzschicht, dass sowohl die Verdrängungs- als auch die Impulsverlustdicke in der laminaren Ablöseblase durch Riblets reduziert werden, was sich vorteilhaft auf die Profilverluste auswirkt. Von Nagao und Breugelmans (1999) wurde eine Verkürzung der Lauflänge der laminaren Ablöseblase in Strömungsrichtung gemessen.

### **Profilverlustreduktion durch Riblets auf der Saug- und Druckseite**

Die aus der Literatur bekannten experimentellen Ergebnisse zeigen keinen klaren Trend, ob Riblets effektiver auf der Saug- oder Druckseite eines Verdichterprofils sind. Aus ihren experimentellen Ergebnissen schlussfolgerten Fang et al. (1990), dass Riblets auf der Druckseite effektiver sind als auf der Saugseite. Diesen Effekt begründeten sie zum einen damit, dass Riblets auf der Saugseite bedingt durch die Dämpfung des turbulenten Impulstransportes senkrecht zur Oberfläche die Ablöseneigung der Grenzschicht steigern und somit nachteilig auf der Saugseite sind. Zum anderen würden Riblets auf der Druckseite neben den Schwankungsbewegungen an der Wand zusätzlich die Görtler-Wirbel in der turbulenten Grenzschicht dämpfen. Der Einfluss von Görtler-Wirbeln ist jedoch auf die äußere Grenzschicht beschränkt (siehe Nagao und Breugelmans 1999), wohingegen Riblets die turbulenten Schwankungsbewegungen in unmittelbarer Wandnähe beeinflussen. Eine Interaktion zwischen Görtler-Wirbeln und den turbulenten Schwankungsbewegungen an der Wand ist zwar zu erwarten, eine signifikante Dämpfung der Görtler-Wirbel durch Riblets in der turbulenten Grenzschicht ist jedoch fraglich. Sowohl die Ergebnisse der Untersuchungen von Nagao und Breugelmans (1999) als auch von Boese und Fottner (2002) lassen vermuten, dass die größte Reduktion der Profilverluste der Saugseite zuzuordnen ist. Die Ergebnisse werden auch durch die in dieser Arbeit präsentierten experimentellen Daten und Berechnungen an Verdichterprofilen bestätigt.

### **Einfluss von Riblets auf die Kernströmung in der Schaufelpassage**

Nur durch Ninnemann und Wing (2000) wurde eine zusätzliche Reduktion der Verluste in der Kernströmung der Schaufelpassage nachgewiesen, was vermutlich für diesen spezifischen Fall in der Verwendung von Riblets in Überschallströmungen begründet ist. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass Riblets die Schock-/Grenzschichtinteraktion im Verdichtergitter positiv beeinflussen können.

### **Verstärkte Ablöseneigung der Grenzschicht durch Riblets auf der Saugseite**

Fang et al. (1990) begründeten die geringere Wirksamkeit von Riblets auf der Saugseite mit der erhöhten Ablöseneigung der Grenzschicht durch den reduzierten Impulstransport senkrecht zur Oberfläche. Ähnliche Beobachtungen wurden von anderen Autoren jedoch nicht gemacht. Auch die Grenzschichtuntersuchungen und umfangreichen Profildruckmessungen an einer Riblet-strukturierten, hoch belasteten Verdichterkaskade von Boese und Fottner (2000, 2002 und 2004) zeigten nicht einen solchen Effekt. Auch Untersuchungen zur Ablöseneigung von Grenzschichten in Diffusoren ergaben, dass Riblets die Ablösung stromabwärts verschieben. Ursächlich hierfür ist der geringere Impulsverlust in der turbulenten Grenzschicht über eine richtig dimensionierte Riblet-Oberfläche (Keck 2008). Auch die Ergebnisse der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Grenzschichtuntersuchungen an Riblet-Oberflächen zeigen, dass Riblets nur in unmittelbarer Wandnähe die Turbulenz beeinflussen. Resultierend aus den Erkenntnissen an Diffusoren und den Grenzschichtuntersuchungen an Riblet-Oberflächen wird die Ablöseneigung der turbulenten Grenzschicht auf der Saugseite von Riblet-strukturierten Verdichterprofilen vermutlich sogar reduziert.

### **Einfluss des positiven Druckgradienten**

Nagao und Breugelmans (1999) korrelierten die Profilverlustreduktion verschiedener Riblet-strukturierter Verdichtergitter mit dem Druckgradienten über die Verdichterkaskade. Eine allgemeingültige Korrelation zum Einfluss eines positiven Druckgradienten auf die Profilverlustreduktion durch Riblets kann aus den bekannten Daten in der Literatur jedoch nicht erstellt werden. Auch Nieuwstadt et al. (1993) sowie Debisschop und Nieuwstadt (1996) zeigten mit Untersuchungen an ebenen Platten unter positivem Druckgradienten, dass die Wandschubspannungsreduktion mit zunehmenden Druckgradienten steigt (siehe Abschnitt 2.5). Deshalb ist besonders auf der Saugseite von Verdichtergittern mit einer stärkeren Verzögerung im Vergleich zur Druckseite eine erhöhte Widerstandsreduktion durch Riblets zu erwarten.

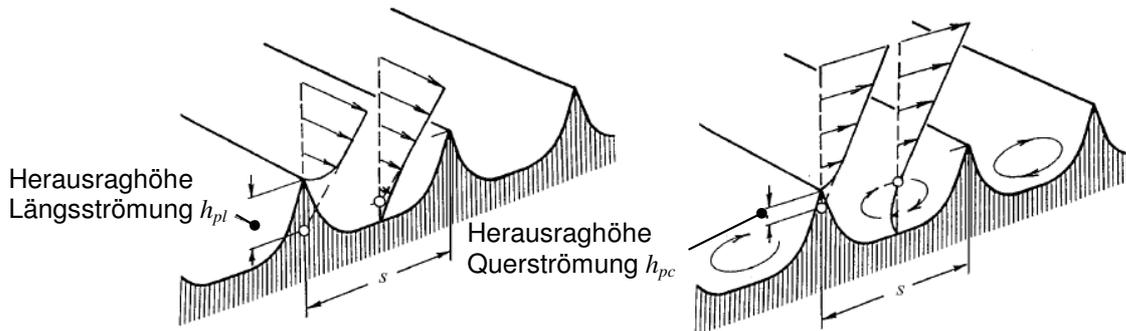
## **3.2 Modelle zur Vorhersage der Widerstandsbeeinflussung von Riblets**

### **3.2.1 Analytische Berechnungsmodelle**

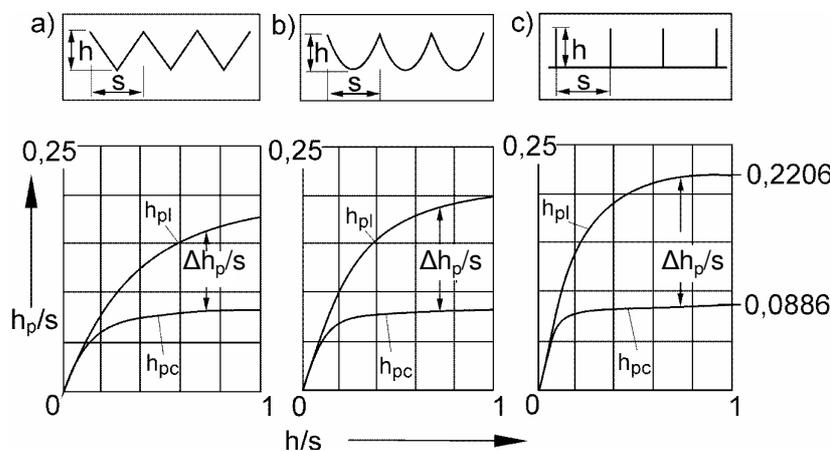
Gemäß den Ausführungen in Abschnitt 2.2 ist die Widerstandsreduktion von Riblets in der Dämpfung der lateralen Schwankungsbewegungen  $v'$  an der Wand begründet. Die Querströmungen an der Oberfläche werden somit stärker gehemmt als die Strömung in Längsrichtung. Infolgedessen werden die kohärenten streifenartigen Strukturen von der Oberfläche wegbewegt und die viskose Unterschicht wird aufgedickt (Bechert et al. 1986). Somit wird durch Riblets eine neue virtuelle Oberfläche geschaffen, deren Ursprung sich zwischen Rippenspitzen und Talsohle (Abbildung 3.1) befindet, wobei die Herausraghöhe der Riblet-Spitze vom neuen virtuellen Ursprung des Geschwindigkeitsprofils der Längsströmung als  $h_{pl}$  bezeichnet wird (Index  $p$  für engl. „protrusion“ und  $l$  für „longitudinal“). Bechert et al. (1986) vermuteten einen Zusammenhang zwischen der Herausraghöhe  $h_{pl}$  der Rippenspitzen und der Reibungsreduktion, so dass die strömungsmechanische Optimierung von Riblets demzufolge durch eine Vergrößerung von  $h_{pl}$  zu erreichen ist. Mit diesem Ziel führten Bechert et al. (1986) und Bechert und Bartenwerfer (1989) numerische Strömungsberechnungen durch, um für verschiedene Riblet-Geometrien deren Herausraghöhe  $h_{pl}$  für variierende Höhen- zu Weitenverhältnisse  $h/s$  zu berechnen. Da die Strömung in der wandnächsten Schicht sich wie die Strömung eines hochviskosen Fluids verhält, kann für die Strömungsberechnung über eine Riblet-Oberfläche der Einfluss nicht-linearer Effekte durch turbulente Schwankungsbewegungen vernachlässigt werden. Dieser auch als viskose Theorie bezeichneter Ansatz ermöglicht somit die Strömungsberechnung entlang einer Riblet-Oberfläche mit stark vereinfachten Ansätzen.

Bechert et al. (1986) sowie Bechert und Bartenwerfer (1989) betrachteten als Einflussgröße auf die Reibungsreduktion von Riblets nur die Herausraghöhe  $h_{pl}$  der Rippenspitzen für die Längsströmung. Dieser Ansatz ist jedoch nicht konsistent, da auch die Spitzen regelloser Rauheiten über dem virtuellen Ursprung des Geschwindigkeitsprofils der Längsströmung liegen würden. Regellose Rauheiten erhöhen jedoch die Reibung. Ausgehend von dieser Erkenntnis zeigten Bechert et al. (1990) mit experimentellen Untersuchungen, dass neben der Herausraghöhe der Rippenspitzen für die Längsströmung  $h_{pl}$  auch die Herausraghöhe für die Queranströmung  $h_{pc}$  (Index  $c$  für engl. „crossflow“) betrachtet werden muss. Eine wichtige Erkenntnis der Untersuchungen war, dass die viskose Querströmung an den Rippenspitzen ablöst und die Herausraghöhe der Rippenspitzen für die Querströmung  $h_{pc}$  geringer ist als für die Längsströmung  $h_{pl}$ , da die Längsströmung anliegt (siehe Abbildung 3.1). Dieser

Zusammenhang beschreibt theoretisch die Wirkungsweise von Riblets: Für eine dreidimensionale Wirbelstruktur oberhalb der in Hauptströmungsrichtung orientierten Rippen ist der Widerstand für die Querströmung größer als für die Längsströmung, wodurch die lateralen Schwankungsbewegungen reduziert werden. Die von Bechert et al. (1990) experimentell bestimmten Herausraghöhen der Riblet-Spitzen für die Querströmung  $h_{pc}$  wurden später durch numerische Simulationen der viskosen Querströmung von Luchini et al. (1991) bestätigt. In Abbildung 3.2 sind die durch Bechert und Bartenwerfer (1989) sowie Luchini et al. (1991) berechneten Herausraghöhen der Riblet-Spitzen für verschiedene Riblet-Geometrien zusammengetragen.



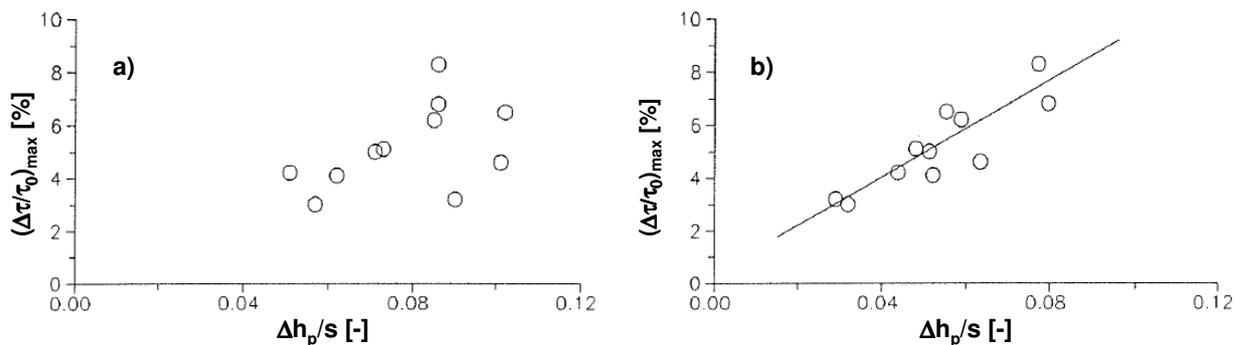
**Abbildung 3.1:** Herausraghöhen der Rippenspitzen für die Längs- und Querströmung der viskosen Strömung entlang einer Riblet-Oberfläche (aus Bechert et al. 1997)



**Abbildung 3.2:** Herausraghöhen der Riblet-Spitzen für die Längsströmung  $h_{pl}$  und die Querströmung  $h_{pc}$  für Riblets mit (a) dreieckigem und (b) halbkreisförmigem Rillenquerschnitt sowie (c) für klingenförmige Rippen (entnommen aus Hage 2005, Daten von Bechert und Bartenwerfer 1989 sowie Luchini et al. 1991)

Aus den berechneten virtuellen Ursprüngen der Längsströmung über klingenförmige Riblets mit einem Verhältnis von  $h/s = 0.5$  folgt, dass bis zu einer dimensionslosen Rillenweite von  $s^+ \approx 23$  die Herausraghöhe der Riblet-Spitzen  $h_{pl}^+ < 5$  beträgt und Riblets demzufolge vollständig in die viskose Unterschicht eingebettet sind (Hage 2005). Für steigende  $s^+$  ragen die Riblets zunehmend aus der viskosen Unterschicht heraus. Durch die zusätzliche Interaktion mit turbulenten Schwankungsbewegungen in der äußeren Grenzschicht nimmt der Reibungswiderstand zu.

Aus den zuvor beschriebenen Überlegungen folgt, dass mit steigender Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p = h_{pl} - h_{pc}$  die Widerstandsminderung von Riblets zunimmt. Schließlich gelang es Baron et al. (1993) die durch Walsh und Lindemann (1984) gemessene maximale Wandschubspannungsreduktion  $\Delta\tau/\tau_{0,\max}$  dreieckiger Riblets mit der berechneten Differenz der Geschwindigkeitsursprungshöhen  $\Delta h_p/s$  zu korrelieren. In Abbildung 3.3a wird die Korrelation zwischen den Messdaten und den numerischen Daten von Luchini et al. (1991) aus Berechnungen an idealen Riblets mit unendlicher Spitzenschärfe dargestellt. Die Korrelation mit den Messdaten wird besser, wenn die an nicht-idealen Riblets berechneten Geschwindigkeitsursprünge herangezogen werden (Abbildung 3.3b). Nicht-ideal in diesem Zusammenhang bedeutet, dass die Riblet-Spitzen durch Fertigungsungenauigkeit leicht abgestumpft sind. Für die Bildung der Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p$  nicht-idealer Riblets berechneten Baron et al. (1993) nur die Ursprünge der Längsströmung  $h_{pl}$  neu, da gemäß Abbildung 3.2 durch Imperfektionen in der Riblet-Geometrie auf die Querströmung ein geringerer Einfluss zu erwarten ist.



**Abbildung 3.3:** Korrelation zwischen maximaler Wandschubspannungsreduktion  $\Delta\tau/\tau_{0,\max}$  und Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p/s$  für (a) ideale und (b) nicht-ideale Riblets (aus Baron et al. 1993)

Gemäß der in Abbildung 3.2 dargestellten Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p/s$  würde für alle Riblet-Geometrien die maximale Wandschubspannung  $\Delta\tau/\tau_{0,\max}$  mit zunehmendem Verhältnis von  $h/s$  steigen. Die maximale Wandschubspannungsreduktion für  $h/s = 1$  wird jedoch wie in Abschnitt 2.3.3 beschrieben nur für Riblets mit dreieckiger Rille erreicht. Durch diese Riblet-Form wird im Vergleich zu allen anderen Riblet-Geometrien der Talquerschnitt am stärksten versperrt, wodurch sich das Schwappen von Fluid zwischen den Rillen für große  $h/s$  infolge von Druckschwankungen oberhalb der Riblet-Oberfläche weniger nachteilig auswirkt. Durch das Schwappen werden Bewegungen von Fluid senkrecht zur Oberfläche induziert. Dieser nicht-lineare Einfluss wird durch die Berechnung der Strömung mit ausschließlich viskosen Ansätzen nicht berücksichtigt. Für Riblets mit rechteckigem und trapezförmigem Rillenquerschnitt mit  $h/s > 0.5$ , sowie für Riblets mit halbkreisförmigem Rillenquerschnitt und  $h/s > 0.7$  versagt deshalb der Berechnungsansatz der viskosen Theorie.

### 3.2.2 Numerische Berechnungsmodelle

In gängigen Turbulenzmodellen wird nur der Einfluss gleichmäßig verteilter, isotroper Rauheiten auf den Impulsverlust in der Grenzschicht berücksichtigt. Dazu werden technische Rauheiten einer äquivalenten Sandkornrauheit zugeordnet, um analog zu Nikuradse (1933) und Schlichting (1936) den Strömungswiderstand zu berechnen. In Strömungsrichtung orientierte, anisotrope Strukturen können jedoch nicht einer Sandkornrauheit zugeordnet werden, um das Verlustverhalten zu bewerten, da (1) von diesen Strukturen eine

reibungsmindernde Wirkung bei richtiger Dimensionierung zu erwarten ist und da (2) ihre Wirkung von der Strömungsrichtung abhängt.

Nur durch die Implementierung eines anisotropen Wirbelviskositäts-Modells nach Myong und Kasagi (1990) in ein  $k$ - $\varepsilon$ -Turbulenzmodell gelang es Benhalilou und Kasagi (1998), eine gute Übereinstimmung zwischen experimentellen und theoretischen Verläufen der Widerstandsminderung  $\Delta\tau/\tau_0$  in Abhängigkeit der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  für dreieckige Rillen zu berechnen. Ein Ansatz zur Modellierung der Widerstandsbeeinflussung von Riblet-Strukturen in Turbulenzmodellen wird von Ninnemann und Wing (2004) sowie von Aupoix et al. (2010) vorgeschlagen. Ähnlich wie die Modellierung des Widerstandseinflusses isotroper Oberflächenrauheiten nach dem heutigen Stand der Technik verwenden die Autoren als Ansatz für anisotrope Rauheiten die vertikale Verschiebung des logarithmischen Wandgesetzes. Die vertikale Verschiebung ist abhängig von der lokalen Widerstandsbeeinflussung der Riblet-Struktur. Für widerstandsreduzierende Oberflächen verschiebt sich der logarithmische Bereich des Wandgesetzes (siehe Abbildung 2.2) vertikal nach oben, für widerstandserhöhende Oberflächen vertikal nach unten.

Die Wechselwirkung zwischen turbulenter Grenzschicht und Riblet-strukturierter Oberfläche kann nur durch die instationäre Berechnung des turbulenten Spektrums bis in die kleinsten Wirbelskalen physikalisch richtig erfasst werden. Demzufolge liefern numerische Berechnungsverfahren wie die direkte numerische Simulation (DNS) (z.B. Choi et al. 1993 oder El-Samni et al. 2007) oder die Large-Eddy-Simulation (LES) (z.B. Klumpp et al. 2009 und 2010) sehr gute Ergebnisse zum Einfluss von Riblets auf die lokale Widerstandsminderung. Nachteilig ist jedoch der enorme zeitliche Rechenaufwand, auch auf heutigen Hochleistungsrechnern, bedingt durch die erforderliche hohe räumliche und zeitliche Diskretisierung. Aus der Literatur bekannte Strömungssimulationen an Riblet-Oberflächen mit DNS- oder LES-Verfahren werden deshalb nur für niedrige Reynolds-Zahlen an ebenen Kanälen durchgeführt. Die Simulation der Umströmung einer Riblet-strukturierten Turbomaschinenbeschaufelung mit LES- oder gar DNS-Ansätzen ist aus heutiger Sicht wegen des hohen zeitlichen und Ressourcenaufwands für die technische Anwendung im Auslegungsprozess nicht geeignet. Besonders für die aerodynamische Optimierung der Schaufelgeometrien im Auslegungsprozess von Turbomaschinen sind Parameterstudien mit einer schnellen und zuverlässigen numerischen Berechnung der Strömung notwendig. Die Auslegung von mehrstufigen Maschinen mit einer Riblet-strukturierter Beschaufelung ist deshalb aufgrund bisher noch nicht verfügbarer Rechenkapazitäten für die LES und DNS unmöglich und vermutlich wegen des sehr hohen Zeitaufwandes auch mittelfristig nicht von Interesse.



## 4 Experimenteller Aufbau und Messtechnik

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen an Riblet-strukturierten Verdichterprofilen erfolgten im Gitterwindkanal (GWK) des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD). Der Windkanal ermöglicht Untersuchungen an ebenen Schaufelgittern unter Turbomaschinen-ähnlichen Strömungsbedingungen. Durch die offene Bauart des Windkanals ist eine gute messtechnische Zugänglichkeit zur Messstrecke gewährleistet. In den folgenden Abschnitten werden Hintergründe zum Aufbau des Windkanals, zur eingesetzten Messtechnik und zum untersuchten Verdichtergitter vermittelt. Abschließend werden Informationen zur Messdatenauswertung sowie zur Messgenauigkeit gegeben.

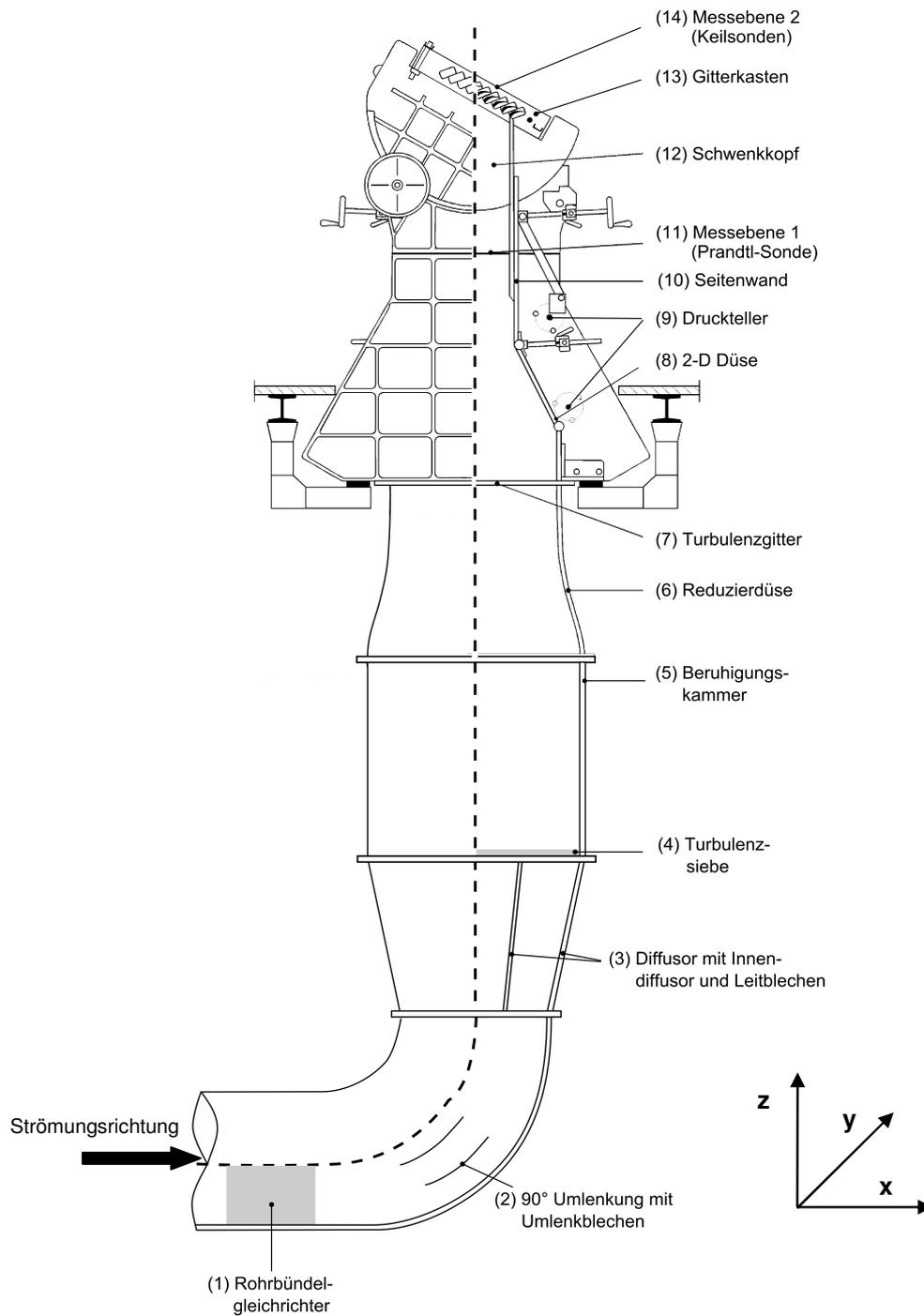
### 4.1 Gitterwindkanal

Der im Folgenden dargestellte Prüfstands-aufbau (siehe dazu Abbildung 4.1) basiert auf detaillierten Ausführungen durch Jetter (1997), der den Windkanal in seiner heutigen Bauweise ausgelegt und aufgebaut hat. Der Prüfstand wird mit einem maximalen Luftmassenstrom von  $\dot{m} = 11 \text{ kg/s}$  gespeist, der durch drei parallel betriebene Schraubenkompressoren bereit gestellt wird, welche die Luft aus der Umgebung ansaugen. Um reproduzierbare Strömungsbedingungen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen sicherzustellen, wird die Luft nach Durchströmen der Schraubenkompressoren durch einen Zwischenkühler auf  $25^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$  gekühlt. Die Einstellung der Zustromungsbedingungen erfolgt durch die regelbare Drehzahl eines Schraubenkompressors und durch einen einstellbaren Bypass-Massenstrom. Die Luft wird dem Prüfstand in einer waagerechten Rohrleitung mit einem Durchmesser von 700 mm zugeführt und durchströmt zunächst einen Rohrbündelgleichrichter (1), um den Drall zu reduzieren. Anschließend wird die Strömung durch einen  $90^\circ$  Rohrbogen mit Umlenklechen (2) in den vertikal aufgestellten Windkanal umgelenkt. Im Anschluss an den Rohrbogen wird der Rohrquerschnitt mit einem Diffusor (3) aufgeweitet und die Strömung der Beruhigungskammer (5) zugeführt. Um eine möglichst geringe Baulänge des Diffusors zu realisieren und die Strömung besser zu führen, ist der Diffusor mit einem Innendifusor ausgestattet. Die Öffnungswinkel beider Diffusoren sind jeweils kleiner als  $7^\circ$ , so dass Strömungsablösungen vermieden werden. Ferner sind die beiden Diffusoren über Leitbleche verbunden, um den durch die  $90^\circ$  Umlenkung entstandenen Drall zu reduzieren. In der Beruhigungskammer mit einem Durchmesser von 1000 mm wird die Strömung durch drei hintereinander angeordnete Turbulenzsiebe (4) mit abnehmender Maschenweite (4, 1.25 und 0.8 mm) homogenisiert. Der experimentelle Nachweis einer

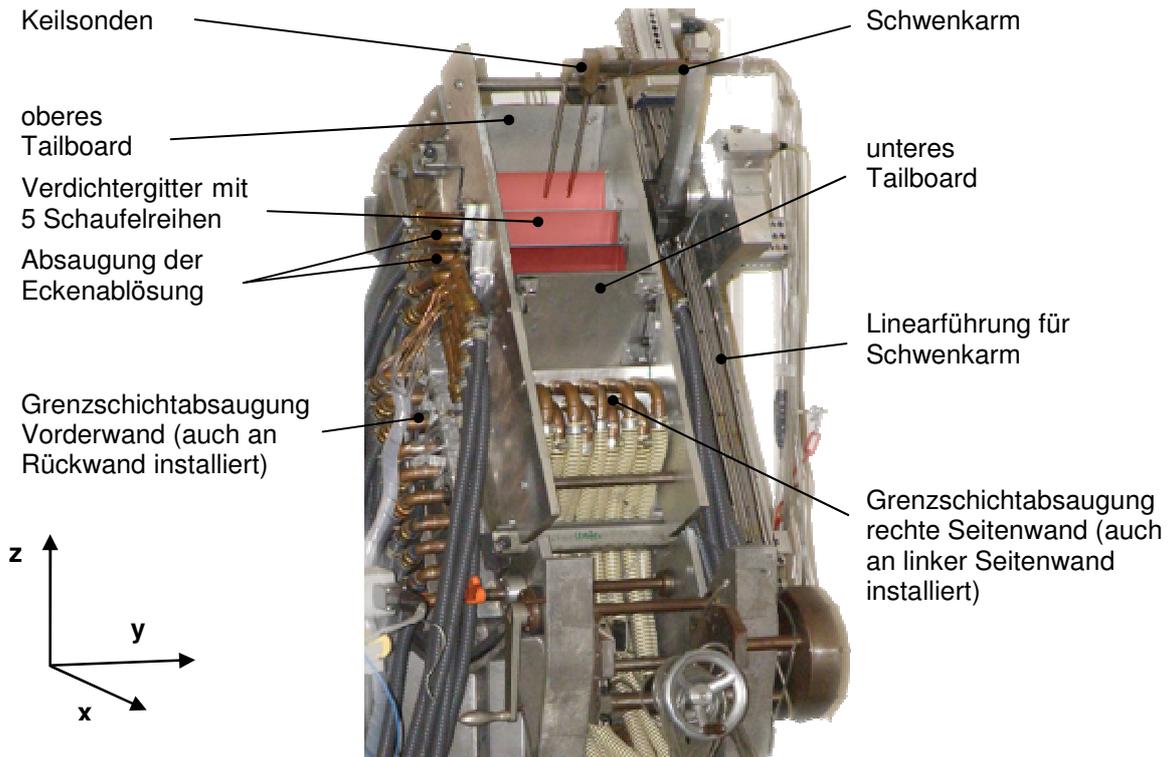
weitgehend homogenen Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt der Beruhigungskammer erfolgte durch Jetter (1997). Daher sind negative Einflüsse auf die Messung am Schaufelgitter durch die 90° Umlenkung nicht zu erwarten, was durch die experimentelle Überprüfung der Zuströmbedingungen zum Verdichtergitter sowie periodischer Strömungsbedingungen entlang der mittleren Schaufelreihe im Rahmen dieser Arbeit bestätigt wurde (Abschnitt 5.1). Nach Durchströmen der Beruhigungskammer wird der Strömungsquerschnitt durch eine Reduzierdüse (6) auf einer Länge von 640 mm auf einen rechteckigen Querschnitt von 776 x 240 mm reduziert. Am Austritt der Reduzierdüse und etwa 1800 mm vor der Gittereintrittsebene ist ein Turbulenzgitter (7) installiert, dessen Geometrie von Jetter (1997) nach verschiedenen Vorversuchen gewählt wurde. Für das in dieser Arbeit untersuchte Verdichtergitter wird in der Gittereintrittsebene ein für Turbomaschinen typischer Turbulenzgrad von  $Tu \approx 4.5\%$  gemessen.

Im Anschluss an die Reduzierdüse tritt die Strömung in die eigentliche Messstrecke des Gitterwindkanals ein. Die Position der Seitenwände wird je nach Schwenkkopfwinkel (12) und installiertem Schaufelgitter (13) über ein Handrad angepasst. Konstruktiv wurde die Führung der Seitenwände (10) so ausgelegt, dass diese stets parallel zur Kanalachse ausgerichtet sind. Die Seitenwände sind über Gelenke mit einer zweidimensionalen Düse (8) verbunden, deren Öffnungsverhältnis je nach Position der Seitenwände variiert. Der Anströmwinkel des Schaufelgitters kann durch die variabel einstellbare Winkelposition des Schwenkkopfes gewählt werden. Durch die zweiteilige Bauweise kann die Länge der Seitenwände angepasst werden, so dass diese stets der jeweiligen Position des Schwenkkopfes nachgeführt werden können und mit dem Schaufelgitter abschließen. Durch auf drei Ebenen verbaute Druckteller (9), die jeweils beidseitig pneumatisch mit Druck beaufschlagt werden können, werden für den Versuchsbetrieb die Vorder- und Rückwand des Prüfstands gegeneinander verspannt. Für die Justage des Schwenkkopfes können die Vorder- und Rückwand auseinandergedrückt werden. Während des Versuchsbetriebs werden im verspannten Zustand der Seitenwände gleichzeitig Silikonschläuche, die in Nuten in den Seitenwänden eingelassen sind, mit Druck beaufschlagt und aufgeblasen. Somit werden Leckageströme an den Seitenwänden reduziert und eine negative Beeinflussung der Strömung in der Messebene wird vermieden.

Das Schaufelgitter ist in eine Referenz- und eine Probeseite unterteilt (Abbildung 4.5), damit die Messgenauigkeit erhöht wird (Abschnitt 4.3). Die Traversierung der Abströmung erfolgt in einer Ebene parallel zum Gitteraustritt (14) mit jeweils einer Keilsonde für die Referenz- und Probeseite (Abbildung 4.2). Die Keilsonden sind an einem Schwenkarm befestigt, dessen Winkelposition mit einem Schrittmotor an den Abströmwinkel des Schaufelgitters angepasst wird. Die Positionierung des Schwenkarms in der Abströmebene erfolgt mit einer Linearführung, die ebenfalls durch einen Schrittmotor angesteuert wird. Damit Ausrichtungsfehler des Schwenkkopfs auf die Nachlaufmessung vermieden werden, ist die Sondenverstellvorrichtung fest mit dem Schwenkkopf des Windkanals verbunden.



**Abbildung 4.1:** Schematischer Aufbau des Gitterwindkanals (hier mit einem ebenen Turbinengitter mit 9 Schaufelreihen gezeigt, nicht maßstabsgetreu)



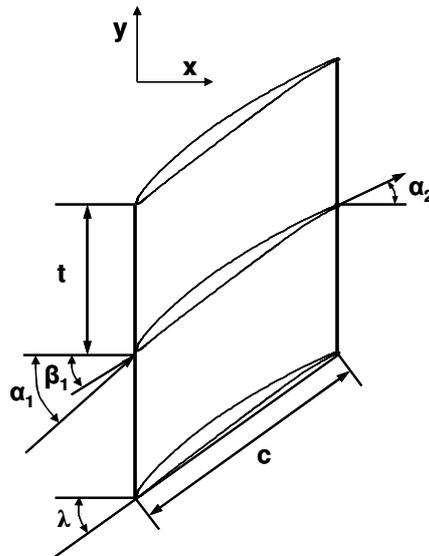
**Abbildung 4.2:** Schwenkkopf mit Gitterkasten und Randabsaugung

Um die Übertragbarkeit der Ergebnisse von Untersuchungen an ebenen Gittern auf rotierende Maschinen zu gewährleisten (unendliches Gitter), ist die Realisierung periodischer Strömungsbedingungen im Bereich der untersuchten Schaufelreihe des ebenen Gitters unabdingbar. Eine periodische Strömung über eine Schaufelreihe wird durch die homogene Zuströmung und eine gleichmäßige Aufteilung des Massenstroms auf die druck- und saugseitige Schaufelpassage gekennzeichnet. Ferner müssen die Strömungsgrößen im druck- und saugseitigen Nachlauf außerhalb der Nachlaufdelle identisch sein. Besonders für experimentelle Untersuchungen an Verdichtergittern ist die Einstellung periodischer Strömungsbedingungen eine besondere Herausforderung. Bedingt durch den positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung dicken die Strömungsgrenzschichten an der Vorder- und Rückwand sowie an den Seitenwänden des Windkanals stark auf, was inhomogene Zuströmbedingungen zum Schaufelgitter zur Folge haben kann. Ferner löst die Grenzschicht auf Verdichterprofilen an der Hinterkante im Bereich der Seitenwand ab. Die sich ausbildende Eckenablösung ist je nach aerodynamischer Belastung des Schaufelgitters unterschiedlich stark ausgeprägt, wodurch die Stromlinien im Messbereich gekrümmt werden können.

Durch die Absaugung der Grenzschichten an den Kanalwänden und der Eckenablösungen werden die beschriebenen negativen Einflüsse reduziert. Die einzelnen Positionen der Absaugungen am Schaufelgitter sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Ferner kann durch die Einstellung des Anstellwinkels der sogenannten Tailboards die Periodizität der Strömung zusätzlich beeinflusst werden (Abbildung 4.2). Die Massenströme der Randabsaugung für das untersuchte Verdichtergitter sind in Tabelle A.1 im Anhang zusammengefasst.

## 4.2 Untersuchtes Verdichtergitter

Das für die experimentellen Untersuchungen ausgewählte Verdichterprofil mit der Bezeichnung NACA 6510 wurde angelehnt an den Mittenschnitt eines Stators einer Axialverdichterstufe ausgelegt. Die wesentlichen Parameter des Verdichterprofils sind Tabelle 4.1 zu entnehmen, die Definition der Größen ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Für genauere Informationen zur Profilauslegung sei auf Norden (2002) verwiesen. Darüber hinaus können die Profilkordinaten des Schaufelprofils Tabelle A.2 des Anhangs entnommen werden, die aus Messungen an einer Koordinatenmessmaschine am glatten Referenzprofil der Probeseite entstammen.



**Abbildung 4.3:** Definition der Profilparameter

Das Verdichterprofil zeichnet sich durch eine früh einsetzende Grenzschichttransition auf der Saugseite bei einer dimensionslosen Sehnenlänge von  $(x/c)_{ax} \approx 0.04$  ( $\Delta x/c \approx 0.06$  im Bitangentensystem) und auf der Druckseite von etwa  $(x/c)_{ax} \approx 0.08$  ( $\Delta x/c \approx 0.12$  im Bitangentensystem) aus. Somit ist die Schaufelumströmung ähnlich zu realen Strömungsverhältnissen in Axialverdichtern von Flugtriebwerken oder stationären Gasturbinen und gut für Untersuchungen an Riblets, deren reibungsmindernde Wirkung ausschließlich auf die turbulente Grenzschicht beschränkt ist. Auch die Zuströmbedingungen mit  $Ma_1 = 0.5$  und  $Re_1 = 10^6$  sind ähnlich zu den realen Strömungsbedingungen in Flugtriebwerken oder stationären Gasturbinen. Die aerodynamische Belastung der Schaufelprofile ist aufgrund der moderaten Strömungsumlenkung (Tabelle 4.1) im Vergleich zu den heutzutage in der technischen Anwendung eingesetzten Verdichterprofilen geringer. Somit ist gemäß den Ausführungen in Abschnitt 2.5 dem Einfluss des positiven Druckgradienten auf die Wirksamkeit von Riblets auf den hier eingesetzten Verdichterprofilen im Vergleich zu aerodynamisch hoch belasteten Verdichterprofilen ein geringerer Einfluss beizumessen. Zur Erfassung der Profildruckverteilung ist das Verdichterprofil mit sieben Druckbohrungen auf der Saugseite und vier Druckbohrungen auf der Druckseite ausgestattet, deren Koordinaten Tabelle 4.2 entnommen werden können.

**Tabelle 4.1:** Wesentliche Profilparameter

Größe	Wert
Schneenlänge $c$ [mm]	90.5
Teilung $t$ [mm]	65
Staffelungswinkel $[\circ]$	48
Auslegung-Anströmwinkel $\alpha_1$ $[\circ]$	60
Metallwinkel Vorderkante $\beta_1$ $[\circ]$	58.1
Auslegungs-Abströmwinkel $\alpha_2$ $[\circ]$	43.4
Mach-Zahl Zuströmung $Ma_1$ [-]	0.5
Reynolds-Zahl Zuströmung $Re_1$ [-]	$10^6$

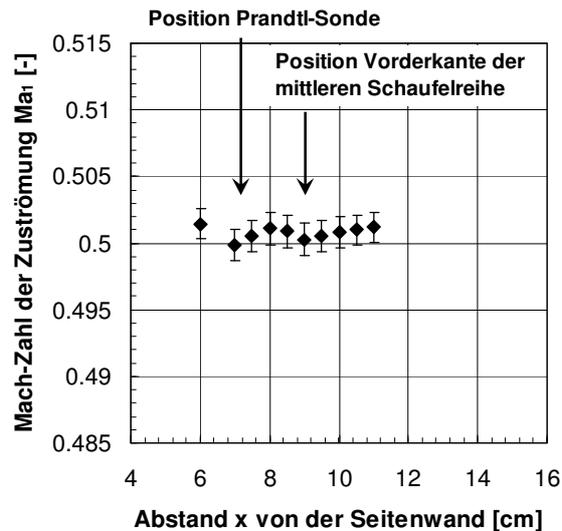
**Tabelle 4.2:** Position der Druckbohrungen im Bitangentensystem

Position SS $x/c$ [-]	Position DS $x/c$ [-]
0.034	0.134
0.090	0.299
0.167	0.465
0.254	0.740
0.402	
0.576	
0.781	

### 4.3 Eingesetzte Messtechnik

Die Bestimmung der Profilverluste des Schaufelgitters erfolgt durch den Einsatz pneumatischer Messtechnik zur Erfassung der Drücke in der Zu- und Abströmung. Dazu ist in einem Abstand von etwa 350 mm stromauf der Gittereintrittsebene eine Prandtl-Sonde zur Messung des statischen Drucks sowie des Totaldrucks in der Zuströmung installiert (Messebene 1, siehe Abbildung 4.1). Die Ergebnisse von Messungen des Totaldruckverlaufs im Nachlauf der mittleren Schaufelreihe haben gezeigt, dass sich eine Positionierung der Prandtl-Sonde auf der Stromlinie, die auf die Schaufelvorderkante trifft, nachteilig auf die Strömung im Schaufelgitter auswirkt. Dieser Effekt ist in der Nachlaufströmung des Schafts der Prandtl-Sonde begründet. Da die Zuströmung in der Messebene 1 im Bereich der mittleren Schaufelreihe im Rahmen der Messgenauigkeit als homogen angenommen werden kann (Abbildung 4.4), wurde die Prandtl-Sonde in einem Abstand von  $\Delta x \approx 10\text{-}20$  mm versetzt zur Vorderkante der mittleren Schaufelreihe positioniert, so dass ein negativer Einfluss auf die Schaufelumströmung vermieden wird.

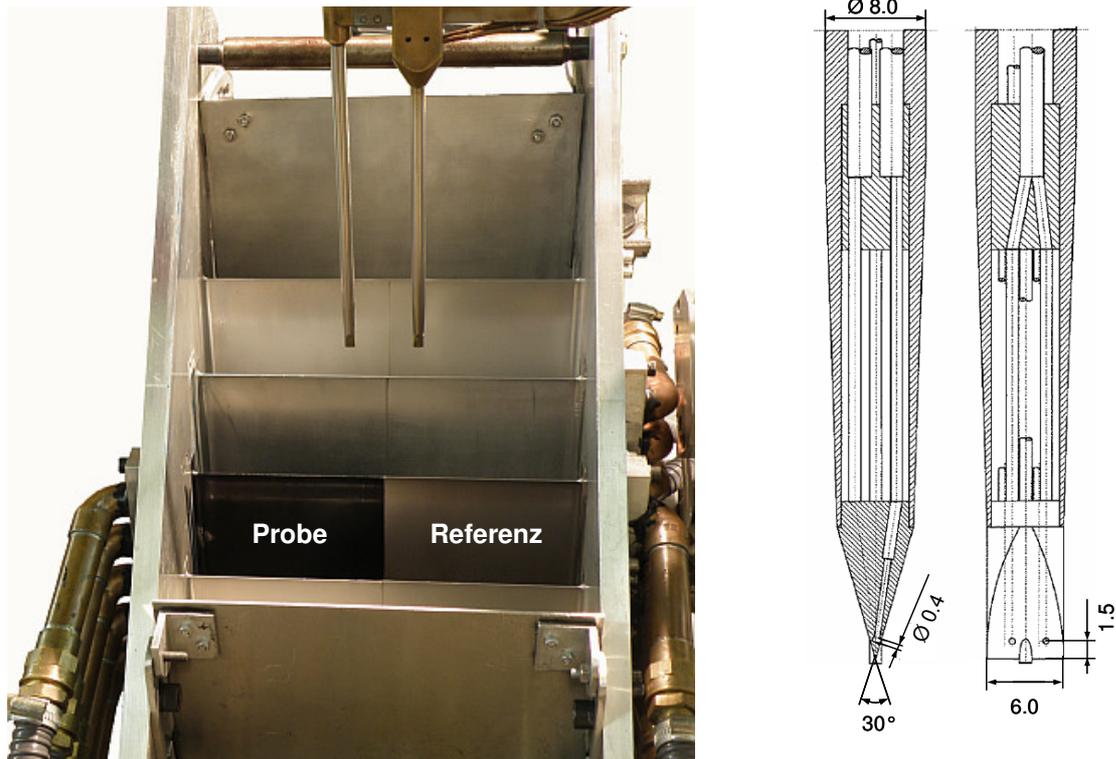
Um die Messgenauigkeit zu erhöhen, ist das Schaufelgitter in eine Probe- und Referenzseite unterteilt. Als Probeschaufel werden im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen Riblet-strukturierte Verdichterprofile eingesetzt. Die Oberfläche der Referenzschaufel ist glatt. Durch diese Unterteilung ergeben sich zwei Vorteile: Zum einen sind beide Schaufelhälften den gleichen Strömungsbedingungen ausgesetzt, so dass Messungenauigkeiten durch leicht schwankende Zuströmbedingungen vermieden werden. Zum anderen können durch die Messung der Differenzdrücke zwischen den Totaldrücken beider Nachläufe Druckaufnehmer mit kleineren Messbereichen gewählt werden, so dass für den relativen Vergleich der Nachlaufmessungen die Messgenauigkeit erhöht wird. Deshalb wird der Nachlauf der mittleren Schaufelreihe mit zwei Keilsonden traversiert (Abbildung 4.5), deren Auslegung durch Jetter (1997) erfolgte. Wesentliche



**Abbildung 4.4:** Verlauf der Mach-Zahl in der Kanalmitte in Abhängigkeit des Abstands von der linken Seitenwand (Koordinatensystem nach Abbildung 4.2)

Gestaltungsrichtlinien der Auslegung waren eine schwingungsfreie Lage der Sonden in der Strömung, was bei den hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Windkanal nur durch einen geringen Strömungswiderstand zu realisieren ist. Die Wahl fiel deshalb auf eine in Strömungsrichtung ausgerichtete Sonde. Die seitliche Halterung erfolgt über einen Schwenkarm aus massivem Flachstahl, der stromab der Messebene liegt, so dass ein negativer Einfluss auf die Gitterabströmung vermieden wird. Die statischen Druckbohrungen sind dicht an der Position der Totaldruckbohrung angeordnet, damit der Messfehler des Abströmwinkels in Strömungen mit hohen Totaldruckgradienten, wie in Schaufelnachläufen, minimiert wird. Jede Keilfläche ist mit zwei statischen Druckbohrungen ausgestattet, so dass der Dämpfungseffekt durch die kleinen Bohrungsdurchmesser von 1.5 mm auf die Druckerfassung reduziert wird. Da die Strömungsverhältnisse in der Messebene in Spannweitenrichtung als konstant angenommen werden können, ist auf der Breite der Sonde von 6 mm kein Gradient des statischen Drucks zu erwarten.

Die Traversierung des Nachlaufs erfolgt parallel zur Gitteraustrittsebene in einem Abstand von etwa 50 mm (Messebene 2, siehe Abbildung 4.1) mit einem Abstand der Keilsonden von jeweils 20 mm von der Kanalmitte. Um die Messgenauigkeit zu erhöhen, werden die Totaldrücke  $p_{\text{tot},2}$  und statischen Drücke  $p_{\text{stat},2}$  der Nachlaufströmung differentiell zum Totaldruck  $p_{\text{tot},1}$  und statischen Druck  $p_{\text{stat},1}$  in der der Zuströmung gemessen. Somit können Druckaufnehmer mit möglichst geringem Druckbereich gewählt werden, so dass der Messfehler reduziert wird. Darüber hinaus werden die Totaldrücke zwischen beiden Keilsonden differentiell zueinander gemessen, damit der relative Vergleich zwischen der Probe- und Referenzseite der mittleren Schaufelreihe mit der höchsten Messgenauigkeit erfolgt. Auch die Messung der statischen Drücke an beiden Keilsonden erfolgt differentiell, so dass der Abströmwinkel exakt erfasst wird. Das Umrechnen der relativen Drücke in Absolutdrücke erfolgt mit den gemessenen Drücken der Zuströmung, die gegen den Umgebungsdruck gemessen werden. Die genaue Verschaltung der pneumatischen Messkette kann Oehlert (2011) entnommen werden. Vor Durchführung der Messkampagne wurden die Keilsonden im Gitterwindkanal kalibriert. Dazu wurde der Gitterkasten entfernt und der Schwenkkopf waagrecht ausgerichtet. Die Kalibrierung der Keilsonden erfolgte anschließend für variierende Mach-Zahlen und Winkelpositionen gegen eine parallel installierte Prandtl-Sonde im homogenen Strömungsfeld des Freistrahls. Die Kalibrierdaten der Sonden wurden anschließend im Messprogramm hinterlegt.



**Abbildung 4.5:** Gitterkasten mit Keilsonden zur pneumatischen Vermessung der Nachlaufströmung (links) und deren geometrische Abmessungen (rechts)

Ergänzend zur pneumatischen Messung in der Zu- und Abströmung kann der Profildruck  $p_x$  entlang der mittleren Schaufelreihe sowie an den Oberflächen der benachbarten Profile gemessen werden, die jeweils der mittleren Schaufelreihe zugewandt sind. Die Darstellung der Profildruckverläufe erfolgt dimensionslos durch den Druckbeiwert

$$c_{p,x} = \frac{p_x - p_{\text{stat},1}}{p_{\text{tot},1} - p_{\text{stat},1}} \quad (4.9)$$

oder mit der isentropen Mach-Zahl

$$Ma_{\text{is},x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{\text{tot},1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (4.10)$$

Stromab des Turbulenzgitters ist eine Totaltemperatursonde installiert. Die statische Temperatur in der Zu- und der Abströmung des Schaufelgitters werden jeweils unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung mit konstanter Totaltemperatur entlang des Stromlinienverlaufs und der lokal gemessenen Mach-Zahl bestimmt. Der Einfluss variierender Umgebungsverhältnisse wird durch die Messung der relativen Feuchte in der Umgebung des Prüfstands berücksichtigt. Die gemessenen Umgebungsgrößen werden in der Berechnung der Gaskonstante  $R$  und des Isentropenexponenten  $\kappa$  einbezogen.

Die kontinuierliche Erfassung der Drücke erfolgt über das Druckmesssystem „Scanner Interface Rack 98RK“ von Esterline Pressure Systems mit Einschubmodulen des Typs „9816“, wobei ein Einschub als „True Differential“ Modul zur differentiellen Messung von Drücken ausgeführt ist. Die Temperatur wird über ein PXI-System von National Instruments mit einer Temperaturmesskarte mit integrierter Referenzmessstelle gemessen (NI PXI-4351).

Mit einer A/D-Karte (NI PXI-6250) wird das Spannungssignal der Feuchtemessstelle erfasst und durch im Messprogramm hinterlegte Kalibrierdaten die relative Feuchte berechnet. Der Umgebungsdruck wird durch einen hochgenauen Referenzdruckaufnehmer des Typs 6100 von Mensor mit einer Messgenauigkeit von 0.01% erfasst. Alle Messdaten werden digital dem Messrechner zugeführt. Die Messdatenerfassung, deren Visualisierung zur kontinuierlichen Betriebsüberwachung des Prüfstands als auch die vollautomatisierte Durchführung der Nachlaufmessungen und deren Auswertung erfolgten über ein in der Programmiersprache LabVIEW erstelltes Messprogramm.

## 4.4 Auswertung der Nachlaufmessungen

Im Folgenden wird auf die Auswertung der Nachlaufmessungen eingegangen. Das Vorgehen beinhaltet (1) die Korrektur der systematischen Totaldruckdifferenz im Nachlauf und (2) die Berechnung der Strömungsgrößen der ideal homogenen Gitterabströmung, damit (3) die integralen aerodynamischen Kennwerte des Schaufelgitters berechnet werden können.

### 4.4.1 Korrektur der Messwerte

Die Visualisierung des gemessenen Totaldrucks im Nachlauf zeigt Schwankungen, die zeitlich sehr gut mit den Schwankungen des Totaldrucks in der Zuströmung korrelieren (Abbildung 4.6a). Vor der weiteren Auswertung bietet sich daher die Glättung des lokalen Totaldrucks  $p_{\text{tot},2,y}$  im Nachlauf gemäß folgender Rechenvorschrift an:

$$p_{\text{tot},2,y} = \frac{\dot{p}_{\text{tot},2,y}}{p_{\text{tot},1,y}} \cdot p_{\text{tot},1} \quad (4.11)$$

Die Position der Prandtl-Sonde in der Zuströmung ist ortsfest; deshalb wird in Gl. (4.11) mit  $p_{\text{tot},1,y}$  der zeitgleich gemessene Totaldruck in der Zuströmung für die aktuelle Position  $y$  der Nachlaufsonden bezeichnet. Der Totaldruck im Nachlauf vor der Korrektur ist  $p'_{\text{tot},2,y}$ . Mit  $p_{\text{tot},1}$  wird der über die Nachlaufmessung arithmetisch gemittelte Totaldruck der Zuströmung bezeichnet.

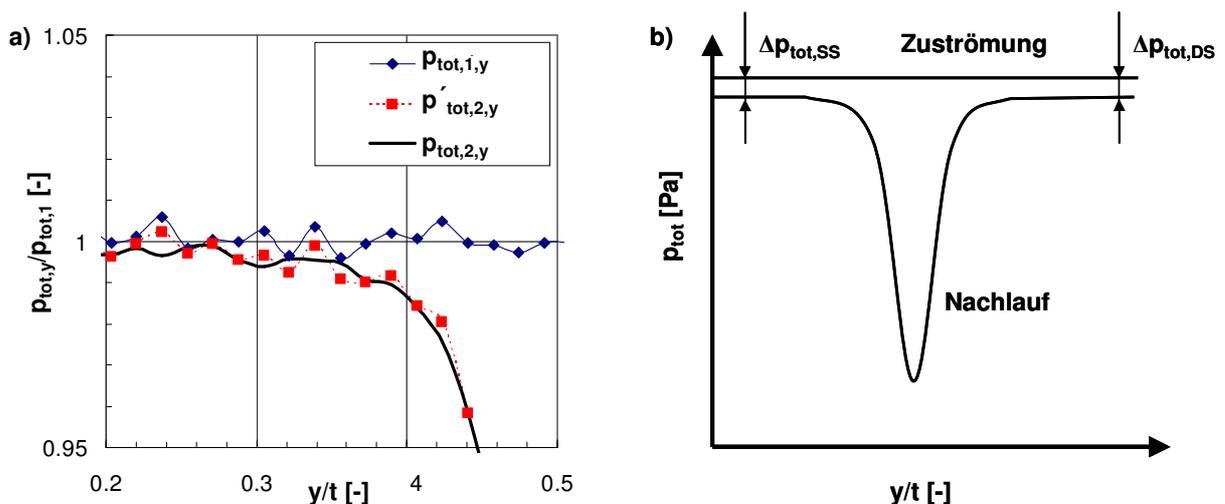
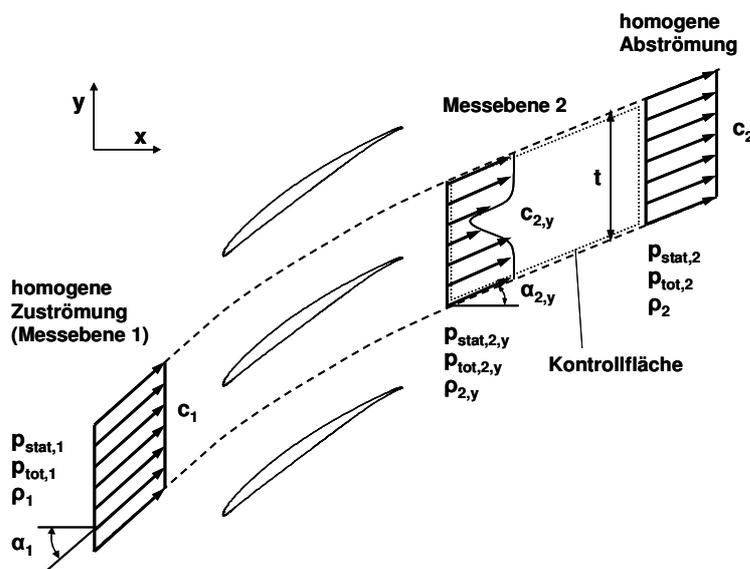


Abbildung 4.6: Zur Glättung des Nachlaufs (a) und Korrektur des Offsets (b)

Die Auswertung der Schaufelnachläufe zeigt eine systematische Differenz des Totaldrucks im Nachlauf  $p_{\text{tot},2,y}$  im Vergleich zum Totaldruck der Zuströmung  $p_{\text{tot},1}$  (Abbildung 4.6b). Diese Differenz ist auf die Dissipation turbulenter kinetischer Energie in der Kernströmung des Windkanals infolge des relativ hohen Turbulenzgrads von  $Tu \approx 4.5\%$  auf der Strecke von etwa 500 mm zwischen Prandtl-Sonde und Gitternachlauf zurückzuführen. Die systematische Totaldruckdifferenz wird in Abbildung 4.6b im saugseitigen Schaufelnachlauf mit  $\Delta p_{\text{tot},SS}$ , im druckseitigen Schaufelnachlauf mit  $\Delta p_{\text{tot},DS}$  bezeichnet. Damit die Strömungsverluste der Kernströmung in der weiteren Auswertung nicht den Schaufelverlusten zugeordnet werden, wird der Totaldruckverlauf im Schaufelnachlauf korrigiert. Dazu wird die arithmetisch gemittelte Totaldruckdifferenz außerhalb der Nachlaufdelle zwischen der saug- und druckseitigen Nachlaufströmung und der Zuströmung berechnet. Die mittlere Totaldruckdifferenz wird anschließend auf den lokalen Totaldruck  $p_{\text{tot},2,y}$  der Nachlaufströmung addiert. Dieses Vorgehen ist anschaulich mit einer vertikalen Verschiebung des Nachlaufs auf das Totaldruckniveau der Zuströmung zu vergleichen.

#### 4.4.2 Berechnung der homogenen Abströmung

Vor der weiteren Auswertung und Berechnung der integralen aerodynamischen Kenngrößen des Schaufelgitters müssen die Zustandsgrößen der ideal homogenen Zu- und Abströmung berechnet werden. Da die Zuströmung im Rahmen der Messgenauigkeit als homogen angenommen werden kann, werden die mittleren Größen der Zuströmung durch arithmetische Mittelung des statischen Drucks  $p_{\text{stat},1}$  und des Totaldrucks  $p_{\text{tot},1}$  bestimmt. Eine homogene Abströmung vom Schaufelgitter stellt sich erst in großer Entfernung von der Gitteraustrittsebene ein. Damit durch äußere Einflüsse die Abströmung nicht verfälscht wird, erfolgt die Nachlaufmessung mit geringem Abstand zur Gitteraustrittsebene. Deshalb müssen die Zustandsgrößen der homogenen Abströmung berechnet werden. Dazu wird ein von Amecke (1967) entwickeltes Verfahren angewendet, welches schematisch in Abbildung 4.7 dargestellt ist. Für die Berechnung der homogenen Abströmung wird eine Kontrollfläche definiert, deren Bilanzraum durch periodische Ränder im Abstand der Teilung  $t$  sowie durch zwei gitterparallele Ebenen begrenzt wird. Die eine gitterparallele Ebene kennzeichnet die Messebene im Schaufelnachlauf, die andere Ebene die homogene Abströmung in einem



**Abbildung 4.7:** Schematische Darstellung des Bilanzraums zur Berechnung der homogenen Gitterabströmung nach Amecke (1967)

beliebigen Abstand stromabwärts vom Schaufelgitter. Auf diesem Bilanzraum werden schließlich die Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie gelöst und unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung die Zustandsgrößen der homogenen Abströmung berechnet.

### 4.4.3 Auswertung und Messgenauigkeit

Aus den berechneten homogenen Größen der Zu- und Abströmung werden die integralen aerodynamischen Kenngrößen des Schaufelgitters berechnet. Die Profilverluste werden dimensionslos durch den Druckverlustbeiwert angegeben:

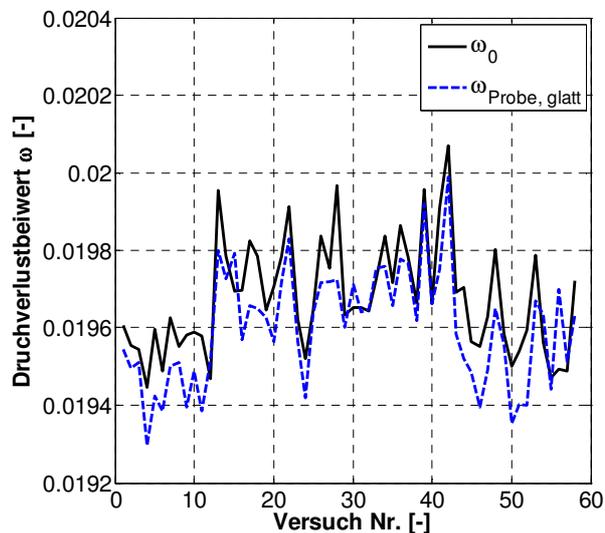
$$\omega = \frac{P_{tot,1} - P_{tot,2}}{P_{tot,1} - P_{stat,1}} \quad (4.12)$$

Die relative Änderung der Profilverluste durch eine Riblet-strukturierte Schaufel mit dem Druckverlustbeiwert  $\omega$  im Vergleich zum glatten Profil mit dem Druckverlustbeiwert  $\omega_0$  ergibt sich wie folgt:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} \quad (4.13)$$

Die Bewertung der Änderung des Abströmwinkels durch eine Riblet-strukturierte Verdichterschaufel mit dem Abströmwinkel  $\alpha_2$  erfolgt mit der Differenz zum Abströmwinkel des glatten Profils  $\alpha_{2,0}$ :

$$\Delta\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_{2,0} \quad (4.14)$$

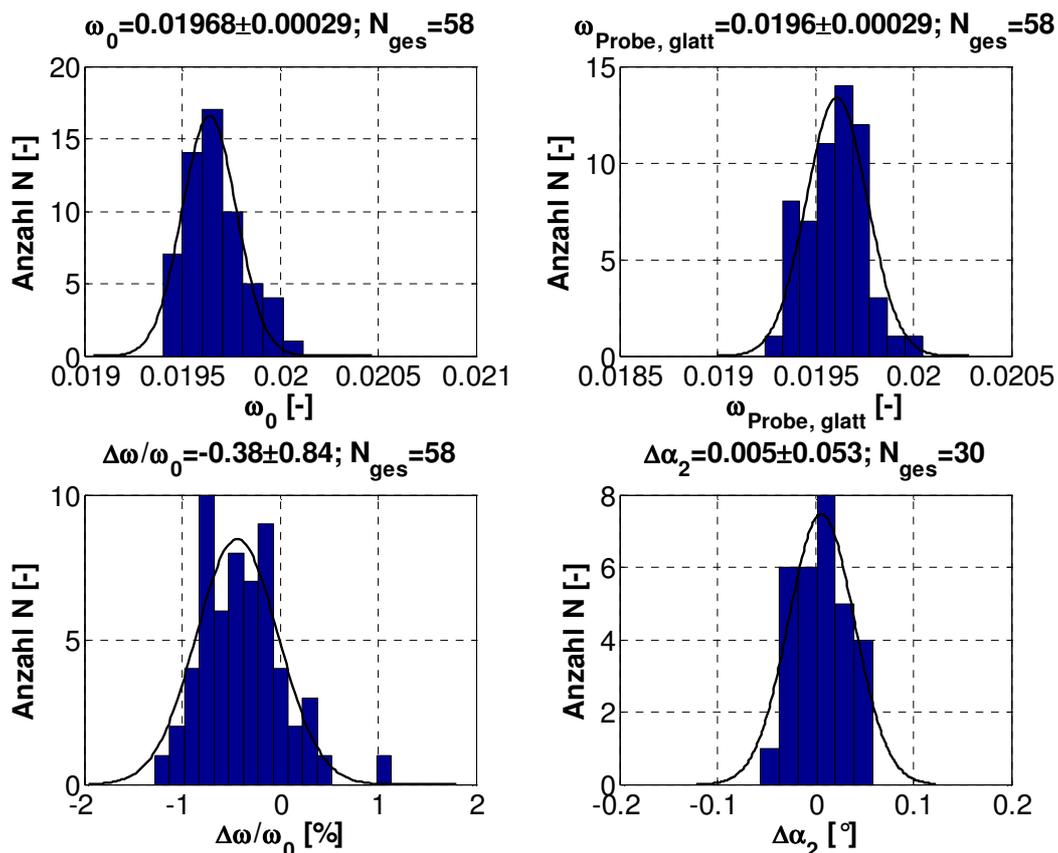


**Abbildung 4.8:** Verlauf des Druckverlustbeiwertes  $\omega$  der Probe- und Referenzseite über 58 Versuchstage (beide Schaufeln mit glatter Oberfläche; jeder Wert entspricht dem Mittelwert aus 10-12 Nachlaufmessungen)

In Abbildung 4.8 ist der Verlauf des Druckverlustbeiwertes  $\omega_0$  der glatten Referenzschaufel sowie der Druckverlustbeiwert  $\omega_{\text{Probe, glatt}}$  einer glatten Schaufel dargestellt, die anstelle einer Riblet-strukturierten Schaufel auf der Probeseite des Schaufelgitters zu Beginn jedes Versuchstages vermessen wird. Diese Referenzmessung wird stets durchgeführt, so dass systematische Fehler durch Inhomogenitäten der Kanalströmung und Fehlfunktionen im Datenerfassungssystem sofort erkannt werden. Somit können Messwerte Riblet-strukturierter

Schaufeln nachträglich um diesen systematischen Fehler bereinigt werden. Die für die Probe- und Referenzseite gemessenen Druckverlustbeiwerte  $\omega$  zeigen über die Versuchstage geringe Schwankungen, die vermutlich auf leicht variierende Umgebungsbedingungen oder Zuströmbedingungen zurückzuführen sind, jedoch zwischen Probe- und Referenzseite sehr gut korrelieren. Dieser Zusammenhang verdeutlicht, dass der Vergleich der Probeschaukel mit dem glatten Referenzprofil unter gleichen Strömungsverhältnissen die Messgenauigkeit der relativen Änderung des Profilverlustbeiwertes nach Gl. (4.13) signifikant erhöht.

Die Messgenauigkeit einer Nachlaufmessung im GWK unter Berücksichtigung des Messfehlers der Druckmesstechnik nach Herstellerangaben ist Oehlert (2011) zu entnehmen. Eine genauere Aussage über die Messgenauigkeit für die gesamte Messkette unter Berücksichtigung zufälliger Fehler wie beispielsweise durch Einbautoleranzen des Schaufelprofils in den Gitterkasten kann im Vergleich zu Oehlert (2011) jetzt aufgrund der verfügbaren großen Anzahl an Wiederholungsmessungen getroffen werden. Dazu werden die Ergebnisse der Referenzmessung herangezogen, die zu Beginn jedes Versuchstages durchgeführt wird. Die Ergebnisse der Auswertung der Wiederholungsmessungen sind in Abbildung 4.9 zusammengetragen und zeigen eine gute Übereinstimmung mit der Gauß'schen Normalverteilung. Ergänzend zum arithmetischen Mittelwert wird in Abbildung 4.9 die Messgenauigkeit deshalb durch das 95.5%-Vertrauensintervall ( $\pm 2\sigma$ ) der Normalverteilung angegeben.



**Abbildung 4.9:** Bestimmung der Messgenauigkeit aus Wiederholungsmessungen für  $\omega_0$ ,  $\omega_{\text{Probe, glatt}}$ ,  $\Delta\omega/\omega_0$  und  $\Delta\alpha_2$  (durchgezogene Linie: Regression der Histogramme mit Normalverteilung)

## 5 Experimentelle Ergebnisse

Experimentelle Untersuchungen an der in dieser Arbeit untersuchten Verdichterkaskade mit idealen Riblets auf Folien und mit fertigungstechnisch üblichen Verfahren hergestellten nicht-idealen Riblets durch Laser-Abtrag und Schleifen wurden bereits durch Oehlert et al. (2007) und Oehlert (2011) durchgeführt. Die Ergebnisse der Untersuchungen von Oehlert verdeutlichten jedoch, dass durch geringe Abweichungen in der Makro-Geometrie des Schaufelprofils, die in den Fertigungsprozessen der Riblets durch Schleifen und Laser-Abtrag begründet sind, der eigentliche Riblet-Effekt durch unerwünschte Sekundäreffekte überlagert werden kann. Daher können absolute Aussagen zur Beeinflussung der Profilverluste durch Riblets zum Teil nur schwer getroffen werden. Oehlert (2011) versuchte dem negativen Einfluss durch Abweichungen der Profilkontur Riblet-strukturierter Schaufeln im Vergleich zum glatten Referenzprofil entgegenzuwirken, indem er den aerodynamischen Einfluss von Dickenabweichungen mit den Ergebnissen aus CFD-Berechnungen korrigierte. Jedoch wurde nur der aerodynamische Einfluss einer konstanten Änderung der Profildicke berücksichtigt. Der aerodynamische Einfluss lokaler Abweichungen der Schaufelkontur durch die Riblet-Herstellung konnte nicht erfasst werden.

Die Ergebnisse von Oehlert (2011) aus systematischen Untersuchungen an Verdichterprofilen mit Riblets im Bereich der laminaren Grenzschicht lieferten jedoch wichtige grundlegende Erkenntnisse zur optimalen Applikation von Riblets auf Verdichterschaufeln. Riblets, die im Bereich der laminaren Grenzschicht an der Vorderkante appliziert werden und deren Höhe wesentlich größer als die Dicke der laminaren Grenzschicht ist, weisen am untersuchten Verdichtergitter einen positiven Einfluss auf das Verlustverhalten bei einer druckseitigen Anströmung des Schaufelprofils mit Inzidenz auf. Dieser Effekt lag in der Unterdrückung einer laminaren Ablöseblase im Bereich der saugseitigen Vorderkante begründet. Für die Anströmung des Schaufelprofils im Auslegungspunkt wirken Riblets im Bereich der laminaren Grenzschicht an der Vorderkante hingegen als Rauheit und üben einen negativen Einfluss auf die Profilverluste aus. Die Grenzschichttransition wird beschleunigt und die turbulente Lauflänge entlang der Schaufeloberfläche wird erhöht, wodurch der integrale Reibungswiderstand trotz der Reibungsreduktion durch Riblets in der turbulenten Grenzschicht erhöht wird.

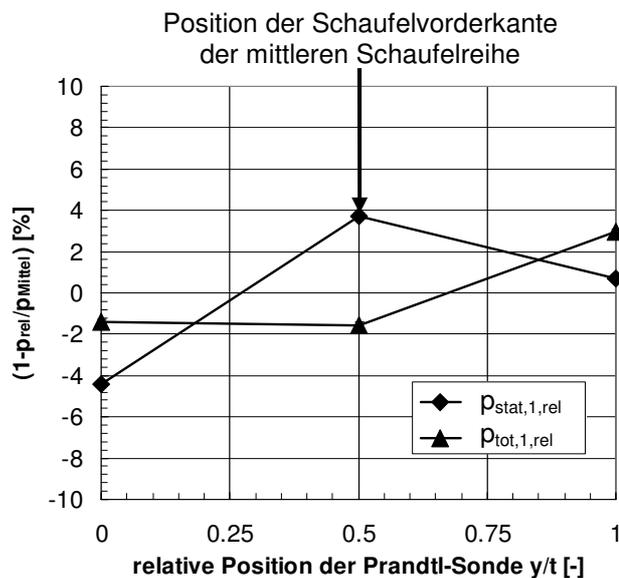
Um den Erkenntnissen von Oehlert (2011) Rechnung zu tragen, werden in dieser Arbeit Riblets nur im Bereich der turbulenten Grenzschicht appliziert. Damit darüber hinaus der Einfluss von Geometrieabweichungen minimiert wird, werden die Schaufelprofile zunächst aerodynamisch im glatten Zustand und anschließend im Riblet-strukturierten Zustand vermessen. Ergänzend wird als qualitätssichernde Maßnahme die Geometrie aller Schaufeln vor und nach der Riblet-Strukturierung auf einer Koordinatenmessmaschine vermessen. Durch diese Maßnahmen soll ausschließlich die reibungsmindernde Wirkung von Riblets auf Verdichterschaufeln aerodynamisch bewertet und der Einfluss von Sekundäreffekten

minimiert werden, so dass die Ergebnisse später zur Validierung des numerischen Berechnungsmodells in Kapitel 8 herangezogen werden können.

Im Folgenden werden zunächst die Strömungsbedingungen in der Zuströmung zum Schaufelgitter sowie die Ergebnisse der Nachlaufmessungen entlang der mittleren Schaufelreihe dargelegt, um die Periodizität der Gitterströmung nachzuweisen. Anschließend werden die Ergebnisse der Untersuchungen an Verdichterprofilen mit idealen Riblets vorgestellt, die im weiteren Verlauf als Referenz für die Messungen an nicht-idealen Riblets dienen, welche durch Schleif- und Laser-Bearbeitung hergestellt werden. Die Anströmung des Schaufelgitters erfolgt im Auslegungspunkt mit  $Ma_1 = 0.5$ ,  $Re_1 = 10^6$  und  $\alpha_1 = 60^\circ$ .

## 5.1 Zuströmbedingungen und Periodizität

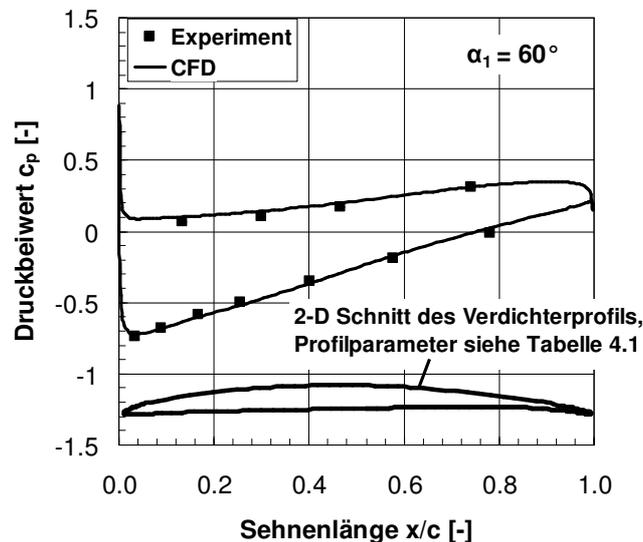
Der Nachweis homogener Zuströmbedingungen zum Schaufelgitter erfolgt durch die Messung des statischen Drucks und des Totaldrucks mit einer Prandtl-Sonde vor der Gittereintrittsebene an drei Positionen entlang der Teilung der mittleren Schaufelreihe. Der Abstand der Sonde von der Kanalwand befindet sich auf der Höhe der Messposition der Nachlaufsonden gemäß Abbildung 5.5, so dass außerhalb dreidimensionaler Strömungseffekte an der Kanalwand gemessen wird. Die Ergebnisse der relativ zur Umgebung gemessenen Drücke sind in Abbildung 5.1 dargestellt und zeigen eine maximale Abweichung von 4% entlang der einzelnen Messpositionen gemessen am mittleren Druck in der Gittereintrittsebene, so dass von einer homogenen Zuströmung ausgegangen werden kann.



**Abbildung 5.1:** Gemessener Totaldruck und statischer Druck entlang der Teilung der mittleren Schaufelreihe vor der Gittereintrittsebene (N=10 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung  $(1-p_{rel}/p_{Mittel}) \approx \pm 0.2\%$ )

In Abbildung 5.2 ist der gemessene Verlauf des Druckbeiwertes  $c_p$  nach Gl. (4.9) entlang der mittleren Schaufelreihe im Vergleich zu den Ergebnissen einer numerischen Strömungsberechnung dargestellt. Die numerischen Strömungsberechnungen erfolgten durch Klosa (2011) mit dem Strömungssimulationsprogramm TRACE, das vom Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln entwickelt wird. Für die Modellierung der Turbulenz wurde

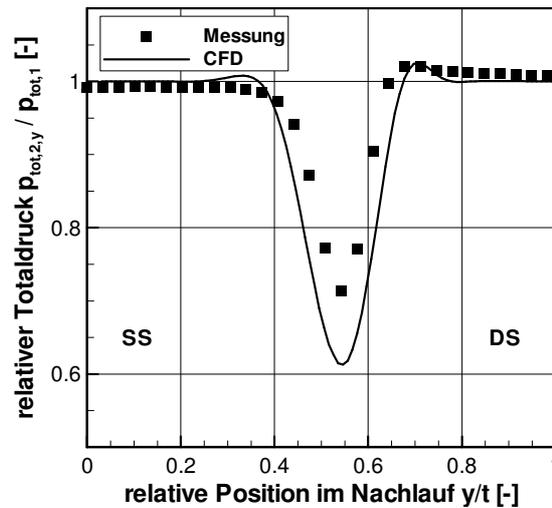
das  $k-\omega$ -Turbulenzmodell mit einem Low-Reynolds-Ansatz an der Wand gewählt, mit dem die Grenzschichtströmung bis an die Wand diskretisiert wird. Der Abstand der wandnächsten Netzknoten entlang der Schaufeloberfläche beträgt durch die gewählte feine Netzauflösung  $y^+ < 1$ . Die Transition wurde mit dem in TRACE implementierten PDE-Modell modelliert. Die gute Übereinstimmung des numerisch berechneten Verlaufs des Druckbeiwertes  $c_p$  mit den experimentellen Daten bestätigt, dass der gewählte Anströmwinkel zum Schaufelgitter mit  $\alpha_1 = 60^\circ$  getroffen wurde.



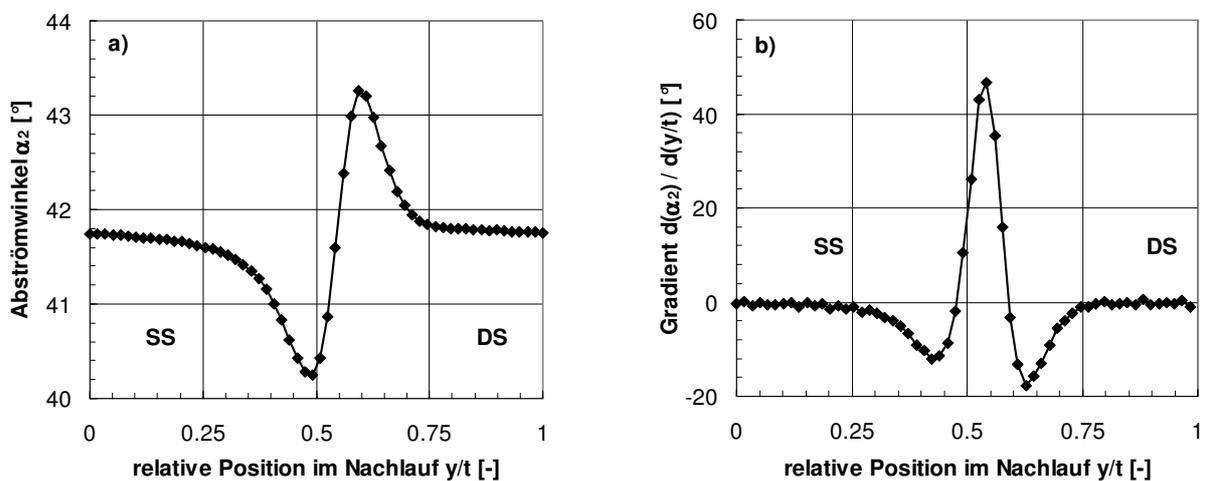
**Abbildung 5.2:** Vergleich des gemessenen und berechneten Druckbeiwertes  $c_p$  für die Anströmung des Schaufelprofils im Auslegungspunkt (N=50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95.5%-Vertrauensintervall der Normalverteilung  $c_p \approx \pm 0.02$ )

Die Strömungsuntersuchungen erfolgen an einem ebenen Verdichtergitter bestehend aus fünf Schaufelprofilen. Damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Axialverdichter von beispielsweise Flugtriebwerken oder Gasturbinen gegeben ist, muss der Nachweis periodischer Strömungsbedingungen entlang der mittleren Schaufelreihe des ebenen Gitters erfolgen. Dazu wird der Verlauf des Totaldrucks (Abbildung 5.3) und des Abströmwinkels (Abbildung 5.4a) sowie des Gradienten des Abströmwinkels (Abbildung 5.4b) im Nachlauf herangezogen.

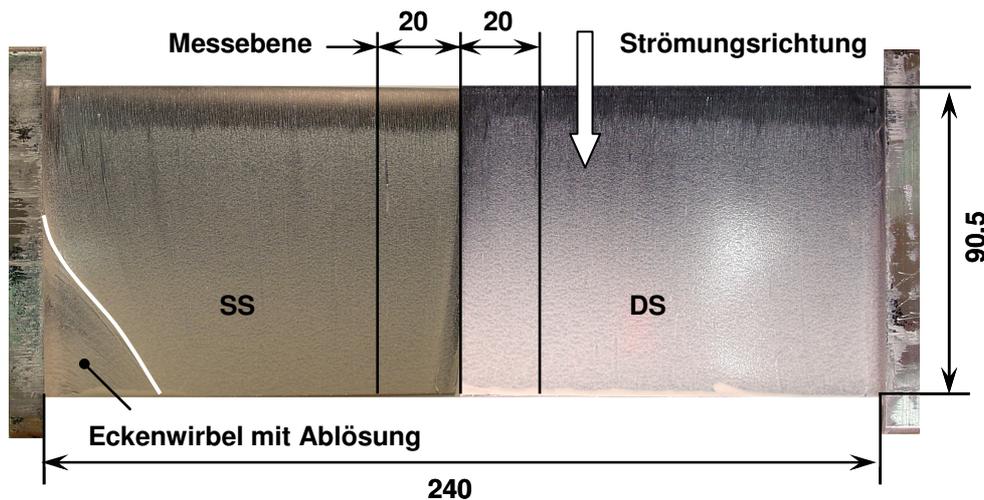
Die relative Abweichung des Totaldrucks in der Abströmung von der mittleren Schaufelreihe des ebenen Verdichtergitters beträgt  $(p_{\text{tot},2,y/t=0} - p_{\text{tot},2,y/t=1})/p_{\text{tot},1} \approx 1.6\%$  zwischen saugseitiger (SS) und druckseitiger (DS) Umströmung des Schaufelprofils. Für den Abströmwinkel beträgt die Differenz zwischen saug- und druckseitiger Umströmung des Schaufelprofils  $\alpha_{2,SS,y/t=0} - \alpha_{2,DS,y/t=1} = -0.004^\circ$ , was unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit von  $\pm 0.01^\circ$  vernachlässigbar ist. Somit kann von periodischen Strömungsbedingungen entlang der mittleren Schaufelreihe im Gitter ausgegangen werden. Ergänzend zu den Messwerten ist in Abbildung 5.3 der mit TRACE berechnete Verlauf des Totaldrucks dargestellt. Die numerischen Daten zeigen eine ähnliche Breite der Nachlaufdelle im Vergleich zu den Messdaten. Die Tiefe der Nachlaufdelle wird durch die CFD-Berechnung hingegen überschätzt: Dieser Effekt ist noch nicht hinreichend geklärt, zeigt sich aber öfter in Vergleichen von experimentell und numerisch bestimmten Schaufelnachläufen (z.B. Herbst et al. 2011).



**Abbildung 5.3:** Vergleich des gemessenen und berechneten Totaldruckverlaufs im Schaufelnachlauf in Messebene 2 (Messwerte im Nachlauf gemittelt aus 12 Nachlauftraversierungen mit jeweils 50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung  $p_{\text{tot},2,y}/p_{\text{tot},1} \approx \pm 0.002$ )



**Abbildung 5.4:** (a) Verlauf des Abströmwinkels und (b) vom Gradienten des Abströmwinkels in Messebene 2 (Messwerte im Nachlauf gemittelt aus 12 Nachlauftraversierungen mit jeweils 50 Einzelmessungen pro Messpunkt, Messunsicherheit beschrieben durch das P95%-Vertrauensintervall der Student-t Verteilung  $\alpha_2 \approx \pm 0.01^\circ$ )



**Abbildung 5.5:** Visualisierung des Stromlinienverlaufs auf der Oberfläche der mittleren Schaufelreihe durch Ölanstrichbilder

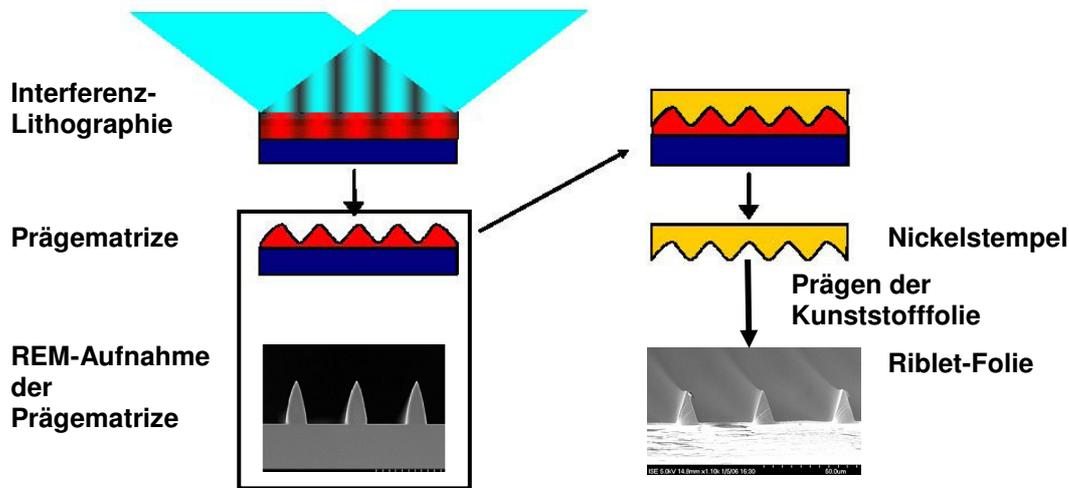
Die saugseitige Eckenablösung im Bereich der Hinterkante wird durch die Randabsaugung reduziert, so dass der Einfluss auf die Strömung in der Messebene minimiert wird. Der Stromlinienverlauf auf der Saug- und Druckseite der mittleren Schaufelreihe ist in Abbildung 5.5 durch Ölanstrichbilder visualisiert und zeigt in der Messebene einen parallelen Verlauf der Stromlinien. Somit kann bei den Untersuchungen an Riblets von einer idealen, parallelen Überströmung der in Hauptströmungsrichtung orientierten Riblets ausgegangen werden.

## 5.2 Untersuchungen an Verdichterschaufeln mit idealen Riblets

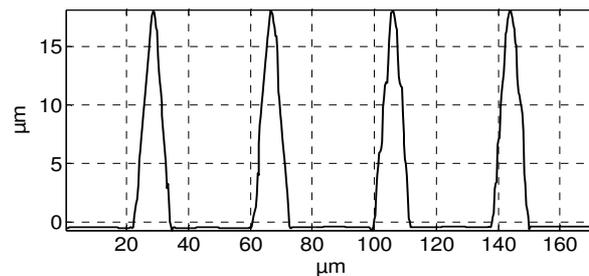
Zunächst wird der Einfluss von idealen Riblets, die sowohl parallel als auch schräg zur Hauptströmungsrichtung ausgerichtet sind, auf die Profilverlustreduktion untersucht, da diese Messwerte als Referenz für die Untersuchung an mit fertigungstechnisch üblichen Verfahren hergestellten nicht-idealen Riblets dienen. Als ideale Riblets werden Strukturen bezeichnet, deren geometrische Variationen von Rillenweite und -höhe vernachlässigbar sind und deren Rillental einen idealen trapezoiden Querschnitt aufweist. Der Öffnungswinkel der Riblet-Flanken beträgt  $\alpha \approx 30^\circ$ , das Verhältnis von Riblet-Höhe zu -Weite  $h/s \approx 0.5$  und von Spitzenbreite zu Rillenweite  $t/s \approx 0.01$ . Die konstante Rillenweite wurde von Oehlert (2011) als  $s = 40 \mu\text{m}$  gewählt, da mit dieser Geometrie auf der Saugseite die größte Profilverlustreduktion für die Strömungsbedingungen im Schaufelgitter zu erwarten ist. Die Struktur wurde auf Kunststofffolien durch die Firma Holotools GmbH mit einem Nickelstempel geprägt. Das Herstellungsverfahren ist schematisch in Abbildung 5.6 dargestellt. Anschließend wurde die Qualität der Struktur vom IMR (Institut für Mess- und Regelungstechnik) durch Messungen mit einem Konfokalmikroskop geprüft. Ein exemplarischer Querschnitt durch die Struktur ist in Abbildung 5.7 visualisiert.

Die Riblet-Folie wird auf die Oberfläche eines Trägerprofils in eine Tasche geklebt (Abbildung 5.8). Dazu wird das Trägerprofil um die Summe der Dicke der Riblet-Folie und einer Klebefolie dünner gefertigt als das ursprüngliche Referenzprofil. Anschließend wird die Vorder- und Hinterkante durch Spachtelmasse aufgedickt und mit dem gleichen CNC-Programm auf einer Fräse bearbeitet wie das ursprüngliche Referenzprofil. Die Länge der

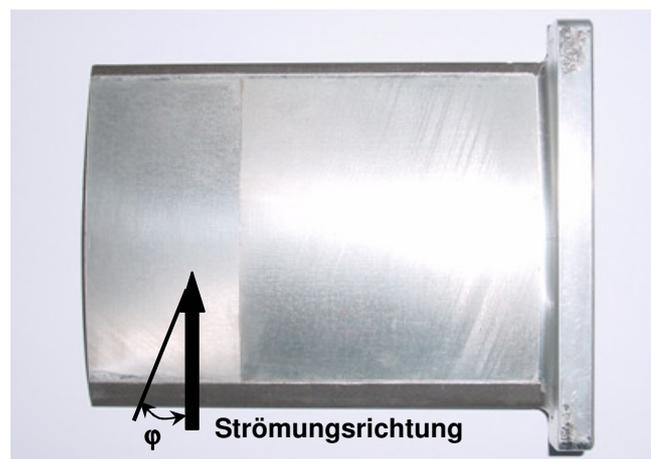
glatten Vorderkante erstreckt sich auf der Saugseite bis zu einer dimensionslosen Sehnenlänge



**Abbildung 5.6:** Schematische Darstellung des Herstellungsverfahrens der Riblet-Folie (Holotools GmbH)



**Abbildung 5.7:** Ideale Riblet-Struktur auf der Kunststoffolie (Quelle: IMR)



**Abbildung 5.8:** Verdichterprofil mit Riblet-Folie

von  $x/c \approx 0.08$ , auf der Druckseite bis zu  $x/c \approx 0.12$ , so dass Riblets stromab des berechneten Transitionsortes und ausschließlich in der turbulenten Grenzschicht appliziert werden.

Fertigungstoleranzen können besonders im Vorderkantenbereich für die hohen Strömungsgeschwindigkeiten von  $Ma = 0.5$  und  $Re = 10^6$  einen signifikanten Einfluss auf die Profilverluste ausüben. Deshalb wird das Profil im Windkanal zunächst mit einer glatten Folie

und anschließend mit der Riblet-Folie untersucht, so dass der aerodynamische Vergleich zwischen glatter Schaufeloberfläche und Riblet-strukturierter Oberfläche am gleichen Schaufelprofil erfolgt. Beide Profile (glatt und Riblet-strukturiert) werden an verschiedenen Versuchstagen auf der Probeseite des Gitters eingesetzt (Abbildung 4.5) und differentiell zur glatten Referenzseite gemessen. Somit wird dem Einfluss von täglichen Schwankungen des Druckverlustbeiwertes durch geringe Änderungen der Zuströmbedingungen entgegengewirkt (siehe Abbildung 4.8) und nur die relative Differenz des Druckverlustbeiwertes zwischen Probe- und Referenzseite der mittleren Schaufelreihe berücksichtigt. Die relative Änderung des Druckverlustbeiwertes durch die Riblet-Folie im Vergleich zur Schaufel mit glatter Folie ergibt sich somit wie folgt:

$$\frac{\Delta \omega}{\omega_0} = \left( \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \right)_{\text{Riblet}} - \left( \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \right)_{\text{Glatt}} \quad (5.15)$$

Für die Änderung des Abströmwinkels folgt:

$$\Delta \alpha_2 = (\Delta \alpha_2)_{\text{Riblet}} - (\Delta \alpha_2)_{\text{Glatt}} \quad (5.16)$$

Gemäß der Winkelkonvention in Abbildung 4.3 charakterisiert ein negatives Vorzeichen von  $\Delta \alpha_2$  eine höhere Umlenkung durch das Schaufelgitter, ein positiver Wert dementsprechend eine Minderumlenkung.

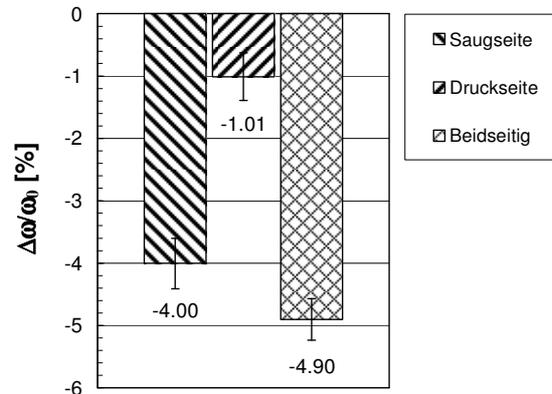
Der Schaufelnachlauf jeder Konfiguration wird an jedem Versuchstag zwölfmal entlang der Schaufelteilung in der Messebene 2 nach Abbildung 4.1 in 60 Messpunkten traversiert. Für jeden Messpunkt werden jeweils 50 Messwerte aufgenommen, die anschließend arithmetisch gemittelt werden. Nach Abschluss der Versuche erfolgt die Auswertung wie in Abschnitt 4.4 beschrieben. Zusätzlich wird für jede Konfiguration an mindestens einem zweiten Versuchstag eine Wiederholungsmessung durchgeführt und die Ergebnisse werden über die Versuchstage gemittelt.

Im Folgenden werden zunächst die Ergebnisse der Untersuchungen an idealen Riblets mit konstanter Rillenweite entlang der Schaufeloberfläche vorgestellt, die parallel zur Hauptströmungsrichtung ausgerichtet sind ( $\varphi = 0^\circ$ , Abbildung 5.8). Anschließend werden die Ergebnisse der Untersuchungen an Schaufelprofilen präsentiert, deren Riblet-Oberfläche in einem Anstellwinkel von  $\varphi > 0^\circ$  im Verhältnis zur Strömungsrichtung auf der Oberfläche appliziert wurde.

### 5.2.1 Parallel zur Strömungsrichtung orientierte Riblets

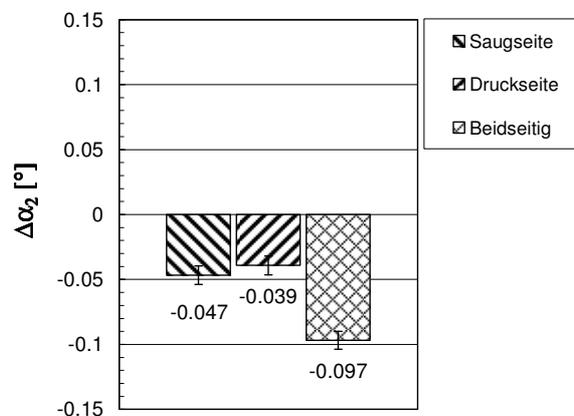
In Abbildung 5.9 ist die relative Änderung des Druckverlustbeiwertes für die drei untersuchten Konfigurationen mit a) Riblet-Folie ausschließlich auf der Saugseite, b) Riblet-Folie ausschließlich auf der Druckseite und c) auf beiden Seiten der Oberfläche dargestellt. Der Abbildung 5.10 sind die Änderungen des Abströmwinkels durch die unterschiedlichen Konfigurationen zu entnehmen. Die Ergebnisse jeder Konfiguration resultieren aus Messungen mit derselben Schaufel. Dazu wurde das Schaufelprofil zunächst mit glatter Folie und anschließend mit Riblet-Folie beklebt. Um Abweichungen in der Schaufelkontur zu detektieren, wurde jede Konfiguration durch das IMR auf einer Koordinatenmessmaschine vermessen. Die Konturvergleiche zwischen der Schaufel mit Riblet-Folie und glatter Folie sind dem Anhang zu entnehmen und zeigen nur geringe Abweichungen (Abbildung A.1 - Abbildung A.3), so dass die Änderungen der Profilverluste primär dem Riblet-Effekt zuzuschreiben sind. Messfehler werden im Folgenden durch das 95%

Vertrauensintervall der Student-t Verteilung angegeben, welches in den Ergebnisdiagrammen durch Fehlerbalken gekennzeichnet wird.



**Abbildung 5.9:** Profilverlustreduktion durch ideale Riblets mit konstanter Rillenweite von  $s = 40 \mu\text{m}$  und  $h/s = 0.5$  (siehe auch Lietmeyer et al. 2011a)

Die Profilverlustreduktion durch Riblets auf der Saugseite mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4\% \pm 0.41$  ist signifikant höher als durch Riblets auf der Druckseite mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.01\% \pm 0.38$ . Durch die Applikation von Riblets sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite ist die Profilverlustreduktion nahezu additiv mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4.90\% \pm 0.33$ . Ergänzend zur Profilverlustreduktion steigt ebenfalls die Umlenkung des Schaufelgitters leicht an, was durch das negative Vorzeichen von  $\Delta\alpha_2$  in Abbildung 5.10 gekennzeichnet wird.



**Abbildung 5.10:** Änderung des Abströmwinkels durch ideale Riblets mit konstanter Rillenweite von  $s = 40 \mu\text{m}$  und  $h/s = 0.5$  (siehe auch Lietmeyer et al. 2011a)

In Abbildung 5.11 ist der Verlauf des lokalen Druckverlustbeiwertes

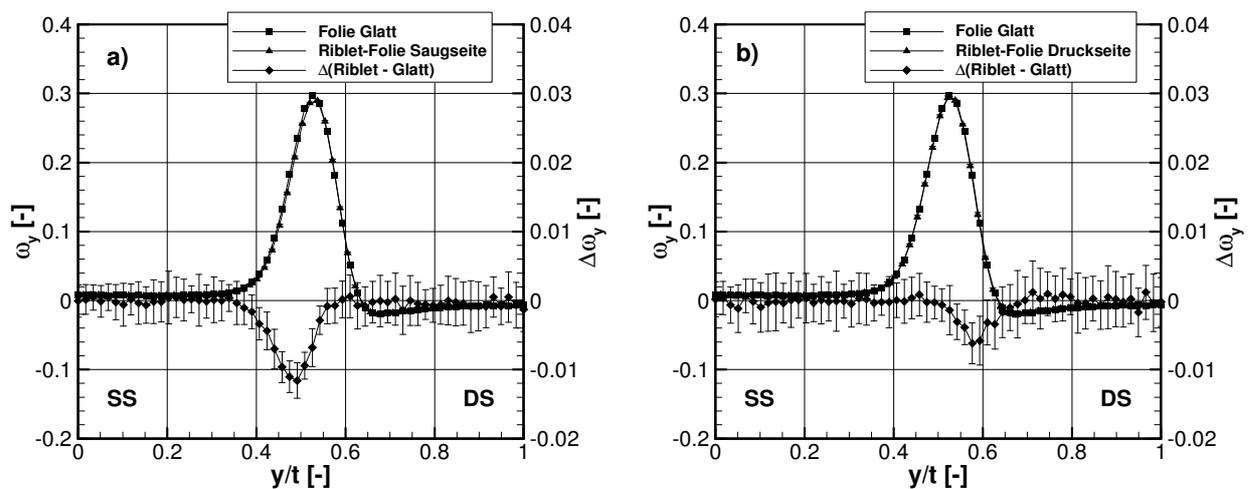
$$\omega_y = \frac{p_{tot,1} - p_{tot,2,y}}{p_{tot,1} - p_{stat,1}} \quad (5.17)$$

über die Schaufelteilung für das Verdichterprofil mit glatter Folie und mit Riblet- Folie auf der Saug- und Druckseite dargestellt. Die Darstellung der Differenz des lokalen Profilverlustbeiwertes

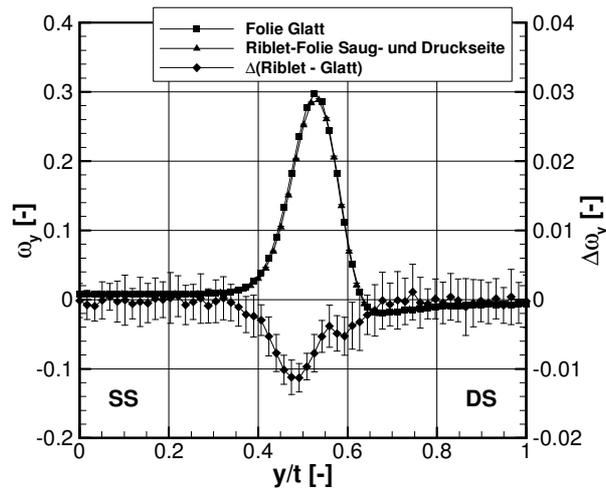
$$\Delta\omega_y = \omega_{\text{Riblet},y} - \omega_{\text{Glatt},y} \quad (5.18)$$

ermöglicht, die Bereiche im Nachlauf zu visualisieren, in denen Riblets den Impulsverlust reduzieren. Durch dieses Vorgehen wird gezeigt, dass die Verlustreduktion ausschließlich durch die Grenzschichten erfolgt und eindeutig der saug- und druckseitigen Umströmung des Schaufelprofils in der Nachlaufdelle zugeordnet werden kann. Zu gleichen Erkenntnissen kam Boese (2004). Eine Beeinflussung der Kernströmung in der Schaufelpassage durch Riblets, wie in den Versuchen durch Ninnemann und Wing (2000), wird nicht beobachtet. Dieser Effekt war somit in den Untersuchungen von Ninnemann und Wing in der Anwendung von Riblets in Überschallströmungen begründet mit einer positiven Beeinflussung der Schock-/Grenzschichtinteraktion (Abschnitt 3.1). Die additive Reduktion der Verluste in der Nachlaufdelle durch eine saug- und druckseitige Applikation von Riblets verdeutlichen die Ergebnisse des Verlaufs des lokalen Druckverlustbeiwertes in der Nachlaufdelle in Abbildung 5.12.

Die Ergebnisse bestätigen die Untersuchungen von Boese und Fottner (2002), dass durch Riblets auf der Saugseite von Verdichterprofilen die größte Profilverlustreduktion zu erwarten ist. Um diesen Effekt und die experimentellen Ergebnisse zu bewerten, wird im Folgenden die experimentell bestimmte Profilverlustreduktion den Ergebnissen einer analytischen Betrachtung gegenübergestellt. Um den Einfluss der Wandschubspannungsreduktion auf die Profilverlustreduktion abzuschätzen, wird zunächst der Anteil der Reibungsverluste in der turbulenten Grenzschicht an den Gesamtverlusten des untersuchten NACA 6510 Verdichtergitters bestimmt. Hierzu werden die Ergebnisse der mit dem Strömungslöser TRACE berechneten Gitterströmung herangezogen. Entlang der Schaufelpassage wird sequentiell in Ebenen der massenstromgemittelte Totaldruck bestimmt (Abbildung 5.13). Entsprechend des daraus resultierenden Totaldruckverlaufs entfallen etwa 60% der Verluste auf die turbulente Grenzschicht (Abbildung 5.14). In der weiteren Betrachtung wird jedoch konservativ ein Anteil von 50% der Reibungsverluste in der turbulenten Grenzschicht an den Gesamtverlusten angenommen. Diese Annahme ist darin begründet, dass aus dem in Abbildung 5.14 dargestellten Totaldruckverlauf der Anteil der Dissipation turbulenter kinetischer Energie aus der Vorderkantenumströmung in der turbulenten Grenzschicht nicht berücksichtigt werden kann.



**Abbildung 5.11:** Verlauf des lokalen Druckverlustbeiwertes über die Schaufelteilung für Riblets mit konstanter Weite von  $s = 40 \mu\text{m}$  und  $h/s = 0.5$  auf (a) der Saugseite und (b) der Druckseite des Verdichterprofils

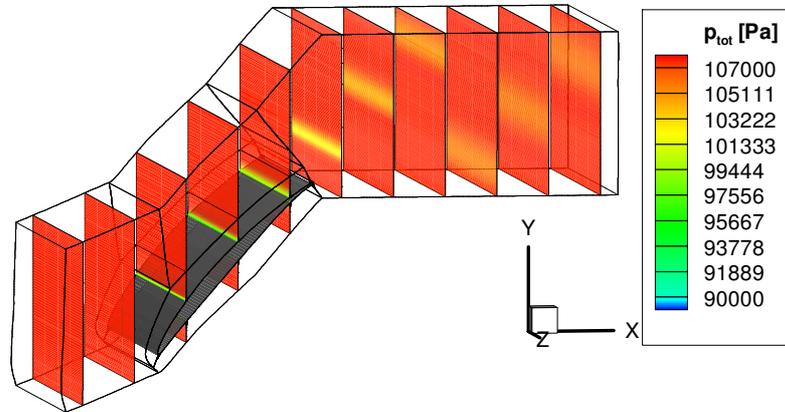


**Abbildung 5.12:** Verlauf des lokalen Druckverlustbeiwertes über die Schaufelteilung für Riblets mit konstanter Rillenweite von  $s = 40 \mu\text{m}$  und  $h/s = 0.5$  auf der Saug- und Druckseite des Verdichterprofils

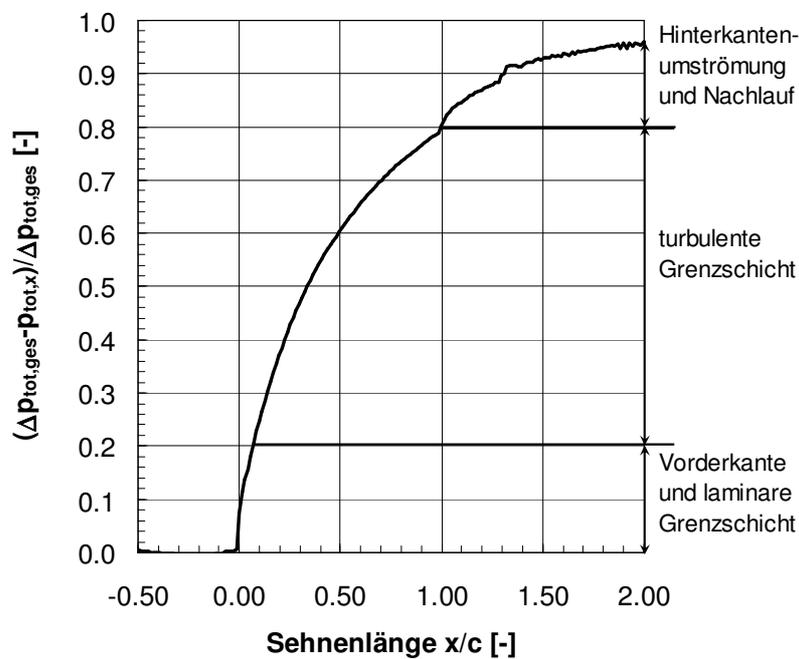
Um den Anteil der Reibungsverluste auf der Saug- und Druckseite an den gesamten Reibungsverlusten in der turbulenten Grenzschicht zu bewerten, wird der numerisch berechnete Wandschubspannungsverlauf entlang der Schaufeloberfläche herangezogen (Abbildung 5.15) und die mittlere Wandschubspannung der turbulenten Grenzschicht auf der Saug- und Druckseite bestimmt (Tabelle 5.1). Die lokale Wandschubspannungsreduktion durch Riblets entlang der Schaufeloberfläche (Abbildung 5.16b und Abbildung 5.17b) wird aus dem Verlauf der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  (Abbildung 5.16a und Abbildung 5.17a) und der Widerstandskurve für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt und einem Öffnungswinkel der Flanke von  $\alpha = 30^\circ$  nach Abbildung 2.9 bestimmt. Die durch diese Vorgehensweise berechnete und anschließend gemittelte Wandschubspannungsreduktion für die Saug- und Druckseite ist Tabelle 5.1 zu entnehmen. Aus der zuvor getroffenen Annahme des Anteils von 50% der Reibungsverluste in der turbulenten Grenzschicht an den Gesamtverlusten, der mittleren Wandschubspannungsreduktion und dem Anteil der Reibungsverluste der jeweiligen Schaufelseite an den gesamten Reibungsverlusten in der turbulenten Grenzschicht ergibt sich die zu erwartende Profilverlustreduktion (Tabelle 5.1).

Auch die Ergebnisse der analytischen Betrachtung zeigen, dass die größte Profilverlustreduktion durch Riblets auf der Saugseite zu erwarten ist. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass der größte Anteil der Reibungsverluste der Saugseite, bedingt durch die höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Vergleich zur Druckseite, zuzuschreiben ist. Ferner ist die analytisch abgeschätzte Profilverlustreduktion auf der Druckseite mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.37\%$  in guter Übereinstimmung mit dem experimentell bestimmten Wert von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.01\% \pm 0.38$ . Auf der Saugseite zeigt sich hingegen eine große Diskrepanz zwischen analytisch und experimentell bestimmter Profilverlustreduktion. Durch Riblets auf der Saugseite wurde experimentell eine Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4\% \pm 0.41$  bestimmt, die Ergebnisse der analytischen Betrachtung ergeben hingegen eine Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -2.18\%$ . Somit scheinen auf der Saugseite weitere physikalische Mechanismen zu wirken, die in der analytischen Betrachtung nicht berücksichtigt wurden. Ein maßgeblicher Einfluss kann dem hohen positiven Druckgradienten auf der Saugseite zugeschrieben werden, da die Wandschubspannungsreduktion durch Riblets in Strömungen unter positiven Druckgradienten steigt (Nieuwstadt et al. (1993) sowie Debisschop und Nieuwstadt (1996), siehe Abschnitt 2.5). Der endgültige Nachweis hierfür

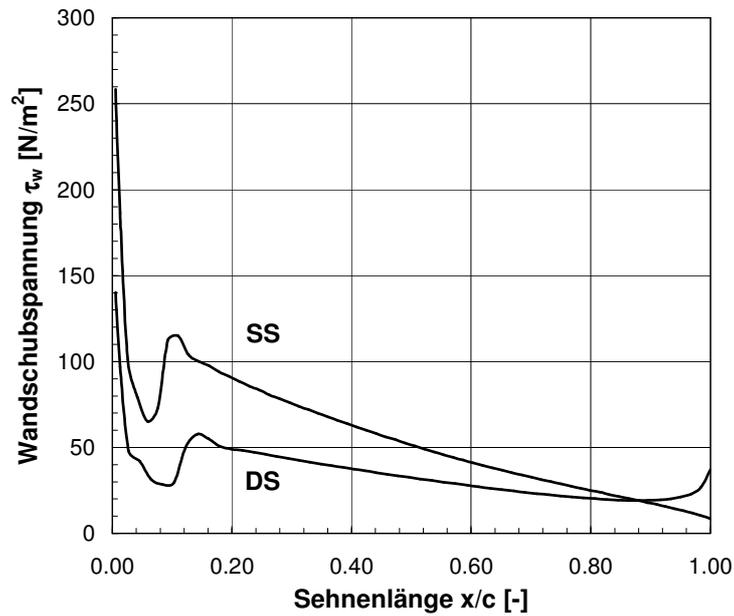
wird jedoch erst mit den Ergebnissen des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Berechnungsmodells in Kapitel 8 erfolgen.



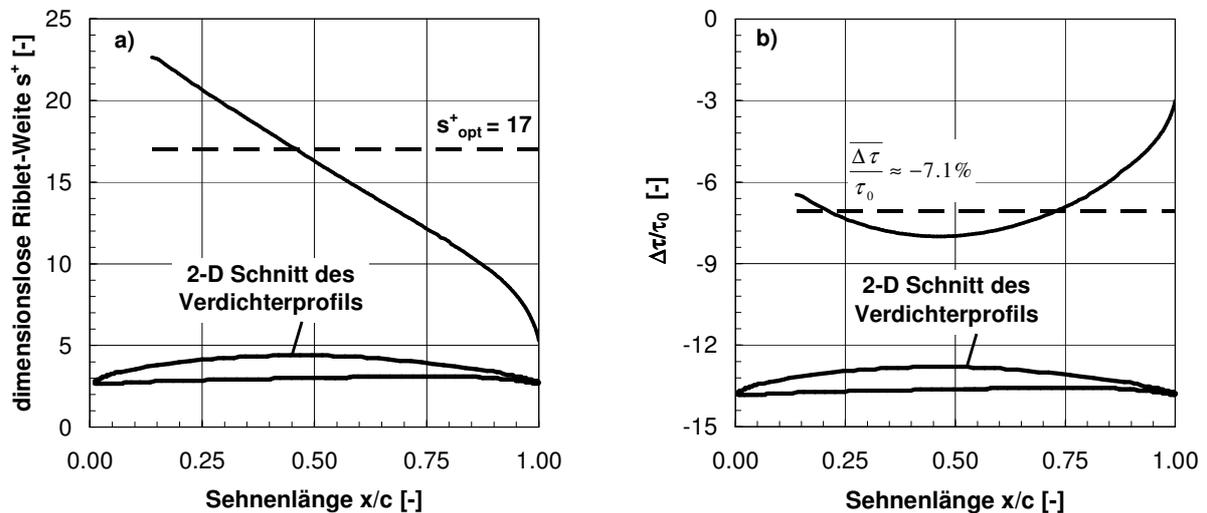
**Abbildung 5.13:** Ebenen zur Bestimmung des massenstromgemittelten Totaldrucks entlang der Schaufelpassage



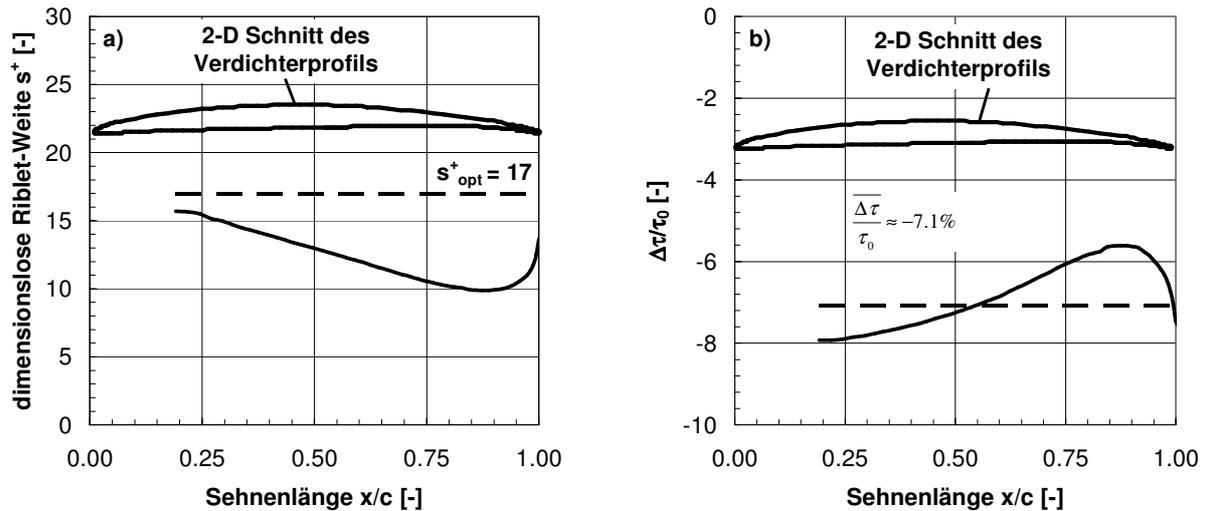
**Abbildung 5.14:** Verlustanteile in einer Schaufelpassage



**Abbildung 5.15:** Numerisch berechneter Verlauf der Wandschubspannung entlang der Schaufeloberfläche



**Abbildung 5.16:** (a) Verlauf der dimensionslosen Riblet-Weite  $s^+$  auf der Saugseite für eine konstante Riblet-Weite von  $s = 40 \mu\text{m}$  (aus Lietmeyer et al. 2011a) und (b) Verlauf der lokalen Wandschubspannungsreduktion



**Abbildung 5.17:** (a) Verlauf der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  auf der Druckseite für eine konstante Rillenweite von  $s = 40 \mu\text{m}$  und (b) Verlauf der lokalen Wandschubspannungsreduktion

**Tabelle 5.1:** Analytische Abschätzung der zu erwartenden Profilverlustreduktion (Annahme: 50% Anteil der Reibungsverluste in turbulenter Grenzschicht an den gesamten Profilverlusten)

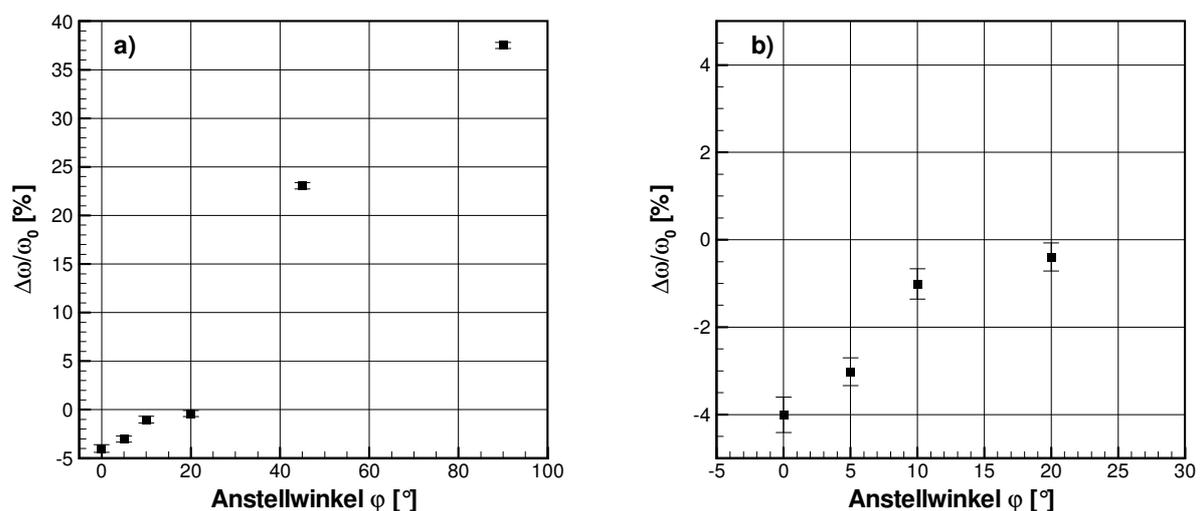
	Saugseite	Druckseite
Mittlere Wandschubspannung in turbulenter Grenzschicht $\bar{\tau}_t$ [ $\text{N/m}^2$ ]	46.87	29.39
Anteil an gesamter Wandschubspannung in turbulenter Grenzschicht $\bar{\tau}_t / \bar{\tau}_{t,ges}$ [%]	61.5	38.5
Mittlere Wandschubspannungsreduktion durch ideale Riblets $\overline{\Delta\tau/\tau_0}$ [%]	-7.1	-7.1
Analytisch abgeschätzte Profilverlustreduktion $\Delta\omega/\omega_0$ [%]	-2.18	-1.37

## 5.2.2 Schräg angeströmte Riblets

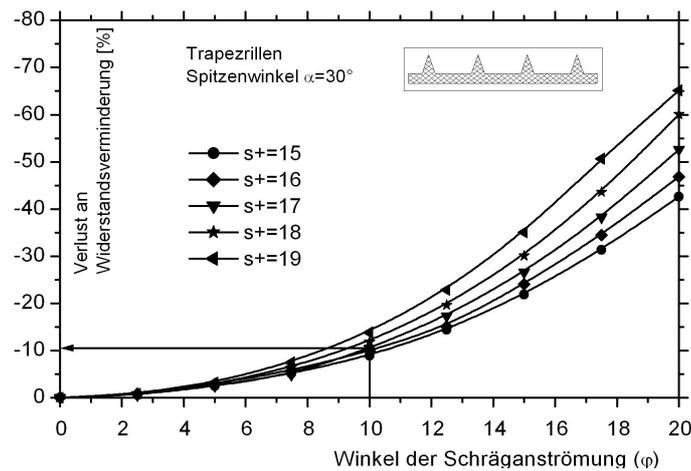
Ergänzend zu dem Einfluss idealer, in Hauptströmungsrichtung orientierter Riblets wurde die Profilverlustreduktion durch ideale Riblets auf der Saugseite des Verdichterprofils untersucht, die in einem Anstellwinkel  $\varphi$  relativ zur Hauptströmungsrichtung orientiert sind. Die Untersuchungen fanden vor dem Hintergrund statt, dass die Stromlinienverläufe in der technischen Anwendung in Flugtriebwerken oder Gasturbinen entlang der Schaufeloberfläche sehr komplex sind mit zum Teil starker Stromlinienkrümmung, die für unterschiedliche Zuströmbedingungen darüber hinaus stark variiert (Abbildung 2.12). Besonders im Bereich der nabenseitigen Hinterkante werden aufgrund der Eckenablösung die Stromlinien stark

gekrümmt. Für die technische Anwendung von Riblets ist es somit von besonderem Interesse, wie sich Riblets verhalten, deren Rillen unter einem Winkel  $\varphi$  schräg zur Hauptströmungsrichtung verläuft. Für ideale Riblets auf ebenen Platten in Strömungen ohne Druckgradienten wurden dazu bereits durch Hage (2005) systematische Untersuchungen an verschiedenen Riblet-Geometrien durchgeführt, die in Abschnitt 2.3.5 zusammengefasst sind. Je nach Rillengeometrie wurde im Bereich  $23^\circ < \varphi < 28^\circ$  für die ursprünglich optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  keine Widerstandsreduktion mehr gemessen und die Wandreibung wurde durch die schräg angeströmte Struktur erhöht.

Der Anstellwinkel der idealen Riblets auf der Folie relativ zur Hauptströmungsrichtung wurde im Rahmen der Untersuchungen zu  $\varphi = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 45^\circ$  und  $90^\circ$  gewählt. Die Vorgehensweise der Untersuchungen kann dem vorangegangenen Abschnitt entnommen werden. Bis zu einem Anstellwinkel von  $\varphi < 20^\circ$  konnte eine verlustmindernde Wirkung der Riblets nachgewiesen werden (Abbildung 5.18). Für  $\varphi > 20^\circ$  nehmen die Verluste signifikant zu mit einer maximalen Profilverlustserhöhung für Riblets, die orthogonal zur Hauptströmungsrichtung orientiert sind. Es wird somit gezeigt, dass Riblets mit konstanter Rillenweite auf dem NACA 6510 Profil im Vergleich zu den Untersuchungen an ebenen Platten die Verluste bereits für geringere Anstellwinkel erhöhen. Die Erklärung für diesen Effekt liefert der Verlauf der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  entlang der Schaufeloberfläche (Abbildung 5.16a). Im Bereich der Vorderkante ist die Riblet-Geometrie zu groß gewählt. Aus dem Verlauf der relativen Beeinflussung der Wandschubspannung an ebenen Platten nach Abbildung 5.19 folgt, dass Riblets im Bereich der Schaufelvorderkante mit  $s^+ > s^+_{\text{opt}}$  bereits für geringe Anstellwinkel die lokale Wandschubspannung erhöhen. Riblets im Bereich der Hinterkante mit  $s^+ < s^+_{\text{opt}}$  tolerieren hingegen noch Anstellwinkel  $\varphi > 20^\circ$  auf der Schaufeloberfläche. Die Ergebnisse der Untersuchungen verdeutlichen, dass für die Bewertung der aerodynamischen Auswirkung schräg angeströmter Riblets die lokalen Strömungsverhältnisse auf der Schaufeloberfläche berücksichtigt werden müssen.



**Abbildung 5.18:** Einfluss des Anstellwinkels der Riblets im Verhältnis zur Strömungsrichtung auf die Profilverluste



**Abbildung 5.19:** Verlust an Widerstandsminderung für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt aus Untersuchungen an ebenen Platten (Quelle: Hage 2005)

## 5.3 Untersuchungen an Verdichterschaufeln mit nicht-idealen Riblets

In den vergangenen sechs Jahren wurden an der Leibniz Universität Hannover im Rahmen des durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft geförderten Forschungsprojektes „Riblets für Verdichterschaufeln“ die Fertigungstechniken Laser-Abtrag und Schleifen zur Herstellung von Riblets auf Verdichterprofilen stetig weiterentwickelt und verbessert. Diese Fertigungstechniken ermöglichen erstmals die Herstellung von Riblets im Grundmaterial von Verdichterprofilen in einem für Turbomaschinen typischen Werkstoff X20Cr13 in der Größenordnung  $O[s, h] = 20 \cdot 10^{-6}$  m. Die Geometrie der durch Laser-Abtrag und Schleifen hergestellten Riblets weicht von der idealen Riblet-Geometrie auf den Kunststofffolien ab (Abbildung 5.22). Darüber hinaus variiert die Geometrie aufgrund fertigungstechnischer Toleranzen entlang der Oberfläche. Deshalb werden die durch Laser-Abtrag und Schleifen hergestellten Strukturen im weiteren Verlauf auch als nicht-ideale Riblets bezeichnet.

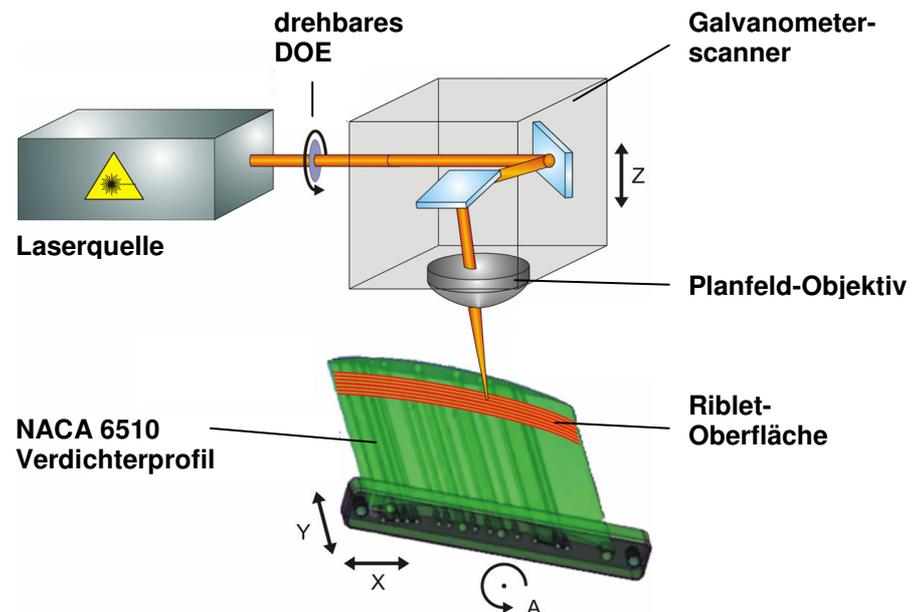
In diesem Abschnitt werden zunächst die Fertigungsverfahren vorgestellt, bevor im weiteren Verlauf auf die zu erwartende Wandschubspannungsreduktion durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellter Riblets auf ebenen Platten eingegangen wird. Die Untersuchungen zur Wandschubspannungsreduktion nicht-idealer Riblets auf ebenen Platten bilden die Grundlage für die anschließende Bewertung der erzielten Profilverlustreduktion durch geschliffene und Laser-strukturierte Riblets auf Verdichterprofilen.

### 5.3.1 Fertigungsverfahren zur Herstellung von Riblets auf Verdichterprofilen

#### Laser-Abtrag

Das am Laser Zentrum Hannover e.V. (LZH) verfügbare Lasersystem zur Herstellung von Riblets durch Laser-Abtrag ist schematisch in Abbildung 5.20 dargestellt. Durch eine Kombination aus Linearantrieben für die  $x$ ,  $y$  und  $z$ -Richtung sowie einer Drehachse wird die variable Positionierung des Werkstücks im Raum ermöglicht. Die Relativbewegung zwischen Laserstrahl und Werkstück wird durch einen Galvanometerscanner realisiert, indem der

Laserstrahl durch Spiegel ausgelenkt wird (Siegel 2011). Gegenstand aktueller Forschung ist die Steigerung der Abtragsrate durch den Einsatz diffraktiver optischer Elemente (DOE), mit denen der Laserrohstrahl in mehrere Teilstrahlen aufgeteilt und der Fertigungsprozess somit parallelisiert wird (Siegel et al. 2010, Siegel 2011). Der Einsatz diffraktiver optischer Elemente ermöglicht darüber hinaus durch deren dynamische Rotation die kontinuierliche Anpassung der Abstände der einzelnen Laserstrahlen und somit eine kontinuierliche Anpassung der Riblet-Geometrien auf Verdichterprofilen an die lokalen Strömungsverhältnisse (Lietmeyer et al. 2012).

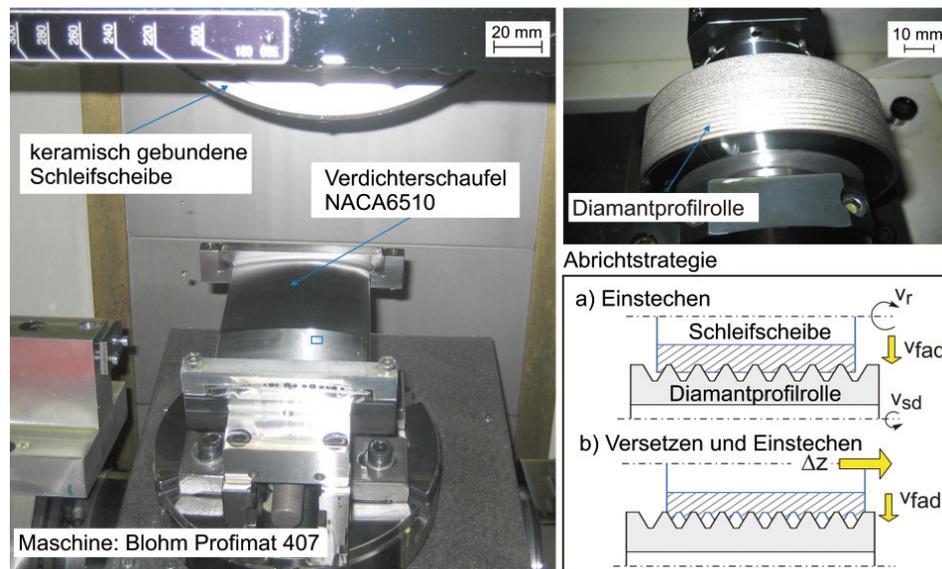


**Abbildung 5.20:** Schematische Darstellung des Herstellungsprozesses von Riblets mit einem Laserscanner (Quelle: Siegel et al. 2010)

### Schleifen

Der Herstellungsprozess von Riblets durch Schleifen am Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW) ist Abbildung 5.21 zu entnehmen. Auf einer keramisch gebundenen Schleifscheibe werden mit einer Profilabrichtrolle aus Diamant Rippen mit einer Versatzkinematik abgerichtet (Denkena et al. 2010a), deren Geometrie zunächst größer als die zu erzeugende Riblet-Geometrie ist. Die anschließende Herstellung von Riblets auf der Schaufeloberfläche, deren Geometrie kleiner als die Rippen auf der Schleifscheibe ist, erfolgt ebenfalls durch die Anwendung einer Versatzkinematik (Denkena et al. 2010a und Denkena et al. 2010b). Ein wesentlicher Nachteil keramisch gebundener Schleifscheiben ist, dass bei Unterschreiten einer Rillenweite von  $s = 55 \mu\text{m}$  das optimale Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s = 0.5$  nicht mehr erreicht werden kann. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass für die Herstellung sehr kleiner Riblets primär die abgerundeten Spitzen der Profile auf der Schleifscheibe im Eingriff sind. Aufgrund der relativ großen Korngröße der keramischen Bindung sind die Profile auf der Schleifscheibe im Spitzenbereich jedoch abgerundet (Denkena et al. 2010b).

Die Einhaltung des Höhen- zu Weitenverhältnisses von  $h/s = 0.5$  auch für sehr kleine Rillenweiten von  $s = 20 \mu\text{m}$  im Bereich der Schaufelvorderkante verspricht die Anwendung von metallisch gebundenen Schleifscheiben, deren Korngröße wesentlich geringer im Vergleich zur keramischen Bindung ist. Die Entwicklung von Abrichtstrategien metallisch gebundener Schleifscheiben und deren Einsatzverhalten ist deshalb Gegenstand aktueller Forschung (Denkena et al. 2010b, Lietmeyer et al. 2012)



**Abbildung 5.21:** Herstellungsverfahren von Riblets mit keramisch gebundenen Schleifscheiben (aus Denkena et al. 2010b)

Die Herstellung der Verdichterprofile und der Riblet-Strukturen erfolgt im Rahmen des Forschungsprojektes zunächst als sequentieller Fertigungsprozess. Die Schaufelprofile werden zunächst am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik auf einer Fünf-Achs-Fräsmaschine hergestellt. Anschließend erfolgt die Riblet-Fertigung am IFW durch Schleifen bzw. am LZH durch Laser-Bearbeitung. Aufgrund der sequentiellen Fertigung der Riblet-strukturierten Verdichterprofile in zwei Aufspannungen sind Änderungen der Schaufelkontur durch Fertigungstoleranzen, besonders beim Schleifprozess, nicht zu vermeiden. Damit jedoch ausschließlich der aerodynamische Einfluss der Riblet-Struktur auf die Profilverluste im GWK bestimmt wird, werden die Schaufelprofile am IFW vor der Riblet-Strukturierung zunächst glatt vorgeschliffen, so dass für die Aufspannung in der Schleifmaschine und für die spätere Herstellung der Riblets die exakte Kontur der Schaufeloberfläche bekannt ist.

Anschließend erfolgt die aerodynamische Bewertung der glatten, vorgeschliffenen Schaufel im GWK und danach die Herstellung der Riblets durch Schleifen. Der Einfluss der geschliffenen Riblet-Struktur auf die Profilverluste wird daraus wie folgt bestimmt:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \left( \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \right)_{\text{Riblet}} - \left( \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \right)_{\text{vorgeschliffen}} \quad (5.19)$$

Die Schaufeln für die Laser-Bearbeitung werden zunächst im glatten Zustand im GWK aerodynamisch vermessen. Anschließend erfolgt die Herstellung der Riblets durch Laser-Abtrag und die aerodynamische Bewertung der Riblet-Struktur im GWK. Der Einfluss der Riblet-Struktur auf die Profilverluste erfolgt durch den Vergleich mit dem ursprünglich glatten Schaufelprofil nach Gl. (5.15). Die Durchführung der Nachlaufmessungen im GWK erfolgt analog zu der in Abschnitt 5.2 beschriebenen Vorgehensweise.

Zukünftig ist die Fertigung von Schaufelprofilen mit Riblets auf einer einzigen Fertigungsmaschine und in nur einer Aufspannung erstrebenswert, um besonders vor dem Hintergrund des hohen Kostendrucks bei der Herstellung von Verdichterprofilen die wirtschaftliche Herstellung von Riblets zu ermöglichen und um Fertigungsfehler zu minimieren.

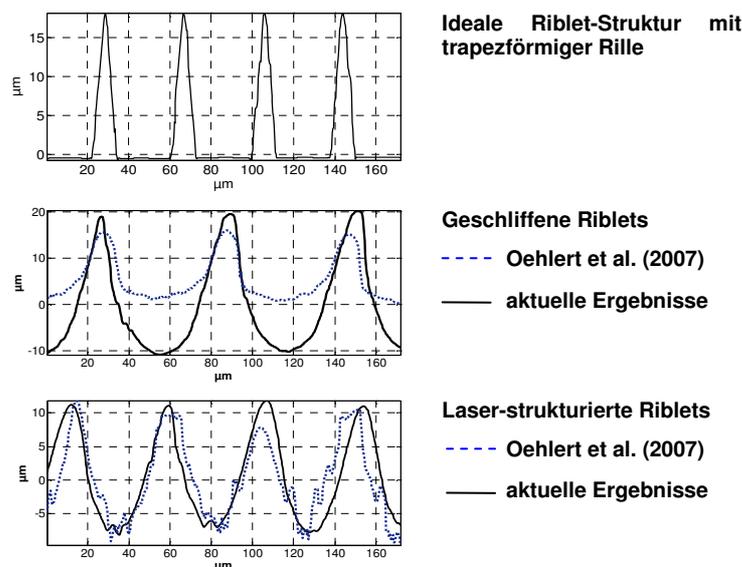
### 5.3.2 Wandschubspannungsreduktion durch geschliffene und Laser-strukturierte Riblets

Die durch Schleifen und Laser-Strukturierung hergestellten Riblets sind unter aerodynamischen Gesichtspunkten eine Mischstruktur zwischen Riblets mit dreieckiger und trapezförmiger Rille (Hage et al. 2008). Um die Trapez-Ähnlichkeit der Rille nicht-idealer Riblets zu bewerten, wird IMR während der Auswertung der Strukturmessdaten der geometrische Formfaktor  $X$  berechnet, der sich aus dem Vergleich der Querschnittsfläche der nicht-idealen Rille mit der Querschnittsfläche der ideal dreieckigen oder trapezförmigen Rille ergibt:

$$X = \frac{A - A_{\text{Dreieck}}}{A_{\text{Trapez}} - A_{\text{Dreieck}}} \quad (5.20)$$

Für  $X = 0$  ist die durch Schleifen oder Laser-Abtrag hergestellte Rille somit ideal dreieckig, für  $X = 1$  ideal trapezförmig.

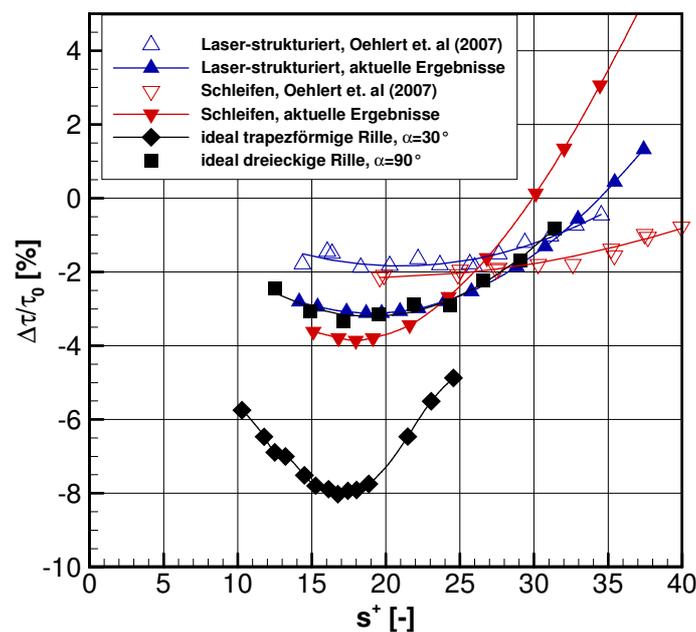
Durch die Weiterentwicklung der Fertigungsverfahren konnte die Riblet-Geometrie in den vergangenen Jahren kontinuierlich verbessert werden, was sich in der Annäherung an das optimale Verhältnis von Riblet-Höhe zu -Weite von  $h/s = 0.5$ , der Reduktion der Riblet-Spitzenbreite  $t$  und der zunehmenden Trapez-Ähnlichkeit der Rille zeigt (Abbildung 5.22, Tabelle 5.2). Die geometrische Verbesserung der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets bewirkt eine signifikante Zunahme der Wandschubspannungsreduktion um zusätzliche  $\Delta\tau/\tau_0 \approx -2\%$  mit einem Maximum von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}} \approx -4\%$  (Abbildung 5.23). Somit wird die maximale Wandschubspannungsreduktion idealer Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt bereits leicht übertroffen. Im Vergleich zu idealen Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt ist die maximale Wandschubspannungsreduktion bisher jedoch um etwa 50 % geringer.



**Abbildung 5.22:** Querschnitt der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten nicht-idealen Riblets im Vergleich zu idealen Riblets auf Kunststoffolie (aus Lietmeyer et al. 2012)

**Tabelle 5.2:** Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets auf ebenen Platten für die Untersuchungen im Ölkanal des DLR

Riblets	$h/s$ [-]	$t/s$ [-]	$X$ [%]
Laser-strukturiert, Oehlert et al. (2007)	0.39	0.04	10.2
Laser-strukturiert, aktuelle Ergebnisse	0.39	0.04	32.5
geschliffen, Oehlert et al. (2007)	0.25	0.04	51.4
geschliffen, aktuelle Ergebnisse	0.49	0.02	53.1

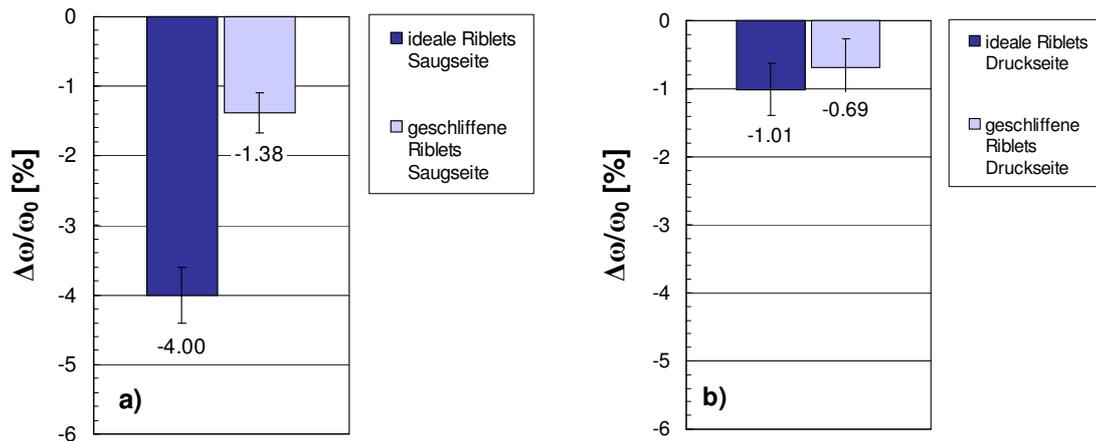
**Abbildung 5.23:** Vergleich der Wandschubspannungsreduktion durch geschliffene und Laser-strukturierte nicht-ideale Riblets im Vergleich zu Riblets mit idealer dreieckiger und trapezförmiger Rille (Quelle: DLR, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)

### 5.3.3 Profilverlustreduktion durch Riblets mit konstanter Rillenweite auf der Saug- und Druckseite

Im Vergleich zu idealen Riblets ist durch geschliffene und durch Laser-strukturierte Riblets auf Verdichterprofilen eine geringere Reduktion der Profilverluste zu erwarten. Die experimentelle Bestätigung erfolgte an Verdichterprofilen, auf deren Saug- und Druckseite Riblets durch Schleifen mit konstanter Rillenweite entlang der Schaufeloberfläche hergestellt wurden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.24 den Ergebnissen der Untersuchungen an den Verdichterprofilen mit idealen Riblets aus Abschnitt 5.2.1 gegenübergestellt.

Auf der Saugseite wurden sehr spitze Riblets mit einem nahezu optimalen Verhältnis von  $h/s = 0.5$  und einer Trapez-Ähnlichkeit der Rille von  $X \approx 52\%$  geschliffenen (Tabelle 5.3, Abbildung 5.25), deren Geometrie somit ähnlich den an ebenen Platten untersuchten Riblets ist (Tabelle 5.2). Im Vergleich zu idealen Riblets ist folglich eine um 50 % geringere

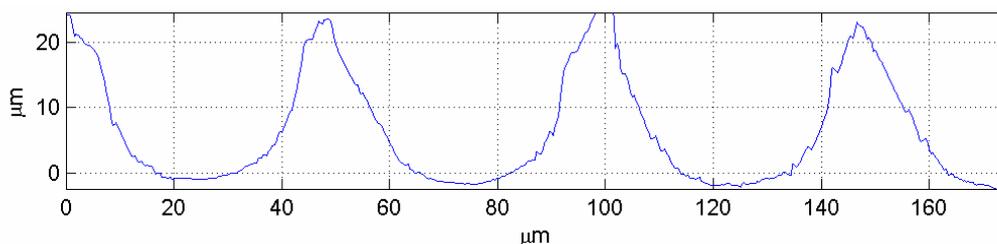
Reduktion der maximalen Wandschubspannung und somit der Profilverluste zu erwarten. Dass die Profilverlustreduktion mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.38\% \pm 0.21\%$  dennoch geringer ausfällt als die erwarteten  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -2\%$  ist auf die Strukturierung der saugseitigen Oberfläche ab einer Sehnenlänge von  $x/c = 0.4$  zurückzuführen (vgl. Riblet-Folie auf Saugseite ab  $x/c \approx 0.08$ ). Die durch geschliffene Riblets auf der Druckseite erzielte geringere Profilverlustreduktion im Vergleich zu idealen Riblets ist im Rahmen der Messgenauigkeit auf das zu geringe Verhältnis von  $h/s = 0.2$  und der Trapez-Ähnlichkeit der Rille von  $X \approx 41\%$  zurückzuführen (Tabelle 5.3, Abbildung 5.26).



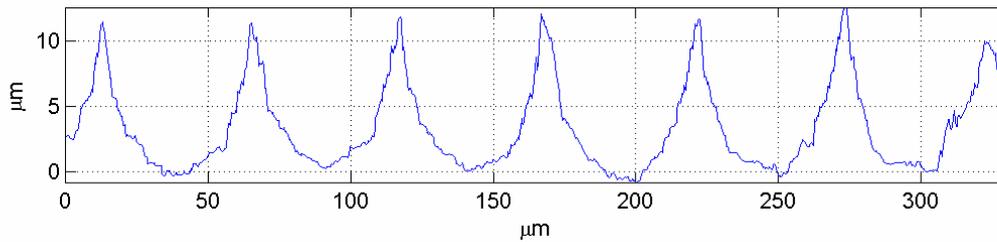
**Abbildung 5.24:** Vergleich der Profilverlustreduktion durch geschliffene Riblets mit der Profilverlustreduktion durch ideale Riblets auf (a) der Saugseite und (b) der Druckseite (Rillenweite  $s = \text{const.}$ )

**Tabelle 5.3:** Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen Riblets

	$h/s$ [-]	$t/s$ [-]	$X$ [%]
Geschliffene Riblets auf der Saugseite	0.49	0.02	52.25
Geschliffene Riblets auf der Druckseite	0.20	0.02	40.59



**Abbildung 5.25:** Exemplarischer Querschnitt durch die geschliffenen Riblets auf der Saugseite (Quelle: IMR)

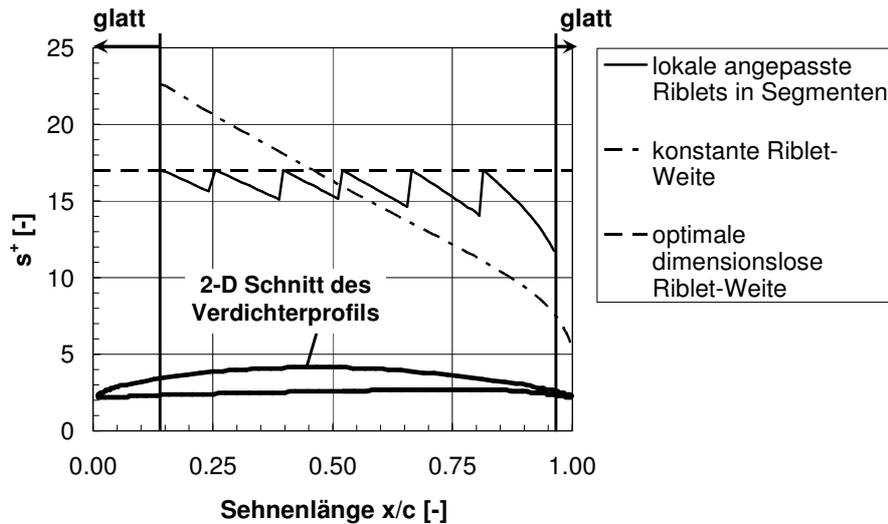


**Abbildung 5.26:** Exemplarischer Querschnitt durch die geschliffenen Riblets auf der Druckseite (Quelle: IMR)

### 5.3.4 Profilverlustreduktion durch lokal angepasste Riblets

Riblets mit einer konstanten Rillenweite von  $s = 40 \mu\text{m}$  sind für dieses Verdichterprofil ein guter Kompromiss hinsichtlich der maximal zu erreichenden Profilverlustreduktion, da die dimensionslose Rillenweite  $s^+ = f(x/c)$  entlang der Schaufeloberfläche variiert (Abbildung 5.27). Die maximale Wandschubspannungsreduktion von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}} \approx -8\%$  wird durch Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt für eine dimensionslose Rillenweite von  $s^+_{\text{opt}} \approx 17$  erzielt. Im Bereich der Vorderkante ist nach Abbildung 5.28 die dimensionslose Rillenweite  $s^+ > s^+_{\text{opt}}$ , im Bereich der Hinterkante ist die Rillenweite dahingegen zu gering. Somit wird die maximale Wandschubspannungsreduktion lokal auf der Schaufeloberfläche meist nicht erzielt und kann nur durch die Anpassung der Riblet-Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse erreicht werden (Oehlert 2011). Eine kontinuierliche Anpassung der Riblet-Geometrie entlang der Schaufeloberfläche ist aus fertigungstechnischer Sicht jedoch nicht möglich. Ein Kompromiss ist die Segmentierung der Schaufeloberfläche, so dass in jedem Segment die Rillenweite an die lokalen Strömungsverhältnisse angepasst wird. Gemäß Abbildung 5.27 wird mit einer steigenden Anzahl an Segmenten die ideale dimensionslose Rillenweite zunehmend angenähert.

Für die Untersuchung zum Einfluss der zusätzlich zu erreichenden Profilverlustreduktion durch lokal angepasste Riblets auf der Saugseite wurde die Schaufeloberfläche in sechs Segmente unterteilt und für jedes Segment die optimale Riblet-Geometrie bestimmt. Die Segmente werden durch ein minimal zu tolerierendes  $s^+$  im Auslegungsprozess begrenzt, das aufgrund der abnehmenden Wandschubspannung entlang der Schaufeloberfläche ausgehend von  $s^+ = 15.5$  im ersten Segment kontinuierlich bis auf  $s^+ = 11$  im letzten Segment reduziert wird. Infolgedessen nimmt die Länge der Segmente von der Vorder- zur Hinterkante zu. Die Ergebnisse der Auslegung sind Tabelle 5.4 zu entnehmen. Der aus der Segmentierung der Schaufeloberfläche resultierende Verlauf der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  ist im Vergleich zur optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  in Abbildung 5.27 dargestellt. Die segmentierte Schaufel-Oberfläche wurde anschließend in zwei Fertigungsiterationen hergestellt. Zunächst wurden die Segmente 3-4 ab  $x/c \approx 0.4$  auf der Schaufeloberfläche gefertigt, um die aerodynamische Vergleichbarkeit zu der geschliffenen Schaufeloberfläche mit konstanter Rillenweite aus dem vorangegangenen Abschnitt herzustellen. Anschließend erfolgte die Fertigung der restlichen Segmente 1-2. Um negative Einflüsse auf die Grenzschichttransition und die Hinterkantenumströmung zu vermeiden, wurde die Schaufeloberfläche im Bereich der Vorder- und Hinterkante glatt belassen. Die Ergebnisse der geometrischen Vermessung der Riblet-Struktur in den einzelnen Segmenten sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Die Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen beider Fertigungsiterationen im GWK im Vergleich zu der Schaufeloberfläche mit geschliffenen Riblets und konstanter Rillenweite ab  $x/c \approx 0.4$  sind in Abbildung 5.28 dargestellt.

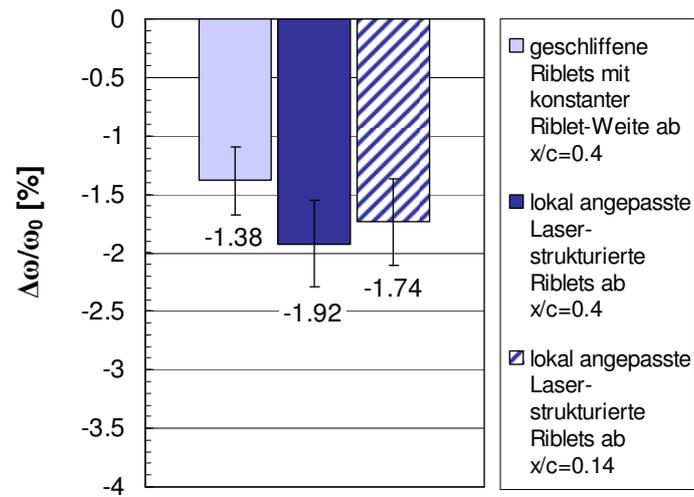


**Abbildung 5.27:** Verlauf der dimensionslosen Rillenweite für lokal angepasste Riblets auf der Saugseite in Segmenten mit jeweils konstanter Rillenweite im Vergleich zu Riblets mit konstanter Rillenweite entlang der saugseitigen Schaufeloberfläche

**Tabelle 5.4:** Mittlere Geometrieparameter der geschliffenen Riblets auf der Saugseite (Quelle: IMR)

Segment	Auslegung			Laser-strukturiert					
	$s$ [ $\mu\text{m}$ ]	$h$ [ $\mu\text{m}$ ]	$t$ [ $\mu\text{m}$ ]	$s$ [ $\mu\text{m}$ ]	$h$ [ $\mu\text{m}$ ]	$t$ [ $\mu\text{m}$ ]	$h/s$ [-]	$t/s$ [-]	$X$ [%]
1	30	15	0.3	30	14	1.9	0.47	0.06	37
2	33	16.5	0.3	34	17	2.0	0.50	0.06	37
3	38	19	0.4	37	20	1.5	0.54	0.04	28
4	43	21.5	0.4	44	22	4.2	0.50	0.10	20
5	50	25	0.5	52	26	5.3	0.50	0.10	8
6	62	31	0.6	60	42	4.7	0.70	0.08	17

Durch die lokale Anpassung der Riblets wird eine zusätzliche Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -0.5\%$  erreicht. Die zusätzliche Minderung der Profilverluste durch die Fertigung der Riblets in den Segmenten 1-2 konnte im Rahmen der Messgenauigkeit nicht nachgewiesen werden. Die Profilkonturvergleiche der Schaufel vor und nach der Riblet-Strukturierung sind dem Anhang zu entnehmen und zeigen keine signifikanten Abweichungen in der Makrokontur, so dass die Profilverlustreduktion ausschließlich der Riblet-Struktur zuzuschreiben ist.



**Abbildung 5.28:** Profilverlustreduktion durch lokal angepasste Riblets auf der Saugseite



## 6 Empirisches Modell für die Vorhersage der Widerstandskurven nicht-idealer Riblets

Das Hauptziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Berechnungsmodells, mit dem der Einfluss von durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets auf die Verluste von Verdichterschaukeln vorausgesagt werden kann. Eine wesentliche Anforderung ist, dass dieses Berechnungsmodell auch im Auslegungsprozess von Schaufelprofilen eingesetzt werden kann. Der Auslegungsprozess ist zum einen iterativ und zum anderen wird eine umfangreiche Variation der Geometrieparameter erfordert, um die Schaufelprofile aerodynamisch zu optimieren. Der Einsatz von Berechnungsverfahren, welche die Interaktion zwischen Grenzschicht und Riblet-Struktur durch die Diskretisierung des Strömungsfeldes bis in die kleinsten Wirbelskalen physikalisch erfassen (LES und DNS), ist aufgrund des damit einhergehenden enormen Rechenaufwandes auch langfristig nicht sinnvoll.

Abhilfe kann hier die Implementierung eines empirischen Berechnungsmodells in die Grenzschichtberechnung eines Strömungslösers verschaffen, mit dem die physikalischen Effekte modelliert werden. In diesem Kapitel wird die Entwicklung des empirischen Berechnungsmodells zur Vorhersage der Widerstandsbeeinflussung durch nicht-ideale Riblets beschrieben, bevor im nächsten Kapitel die Implementierung in den numerischen Strömungslöser MISES vorgestellt wird.

### 6.1 Berechnung der Widerstandskurven

Ein halbempirisches Modell zur Berechnung des Verlaufs der Widerstandskurven  $\Delta z/\tau_0 = f(s^+)$  wurde bereits durch Baron et al. (1993) vorgeschlagen. Dieses Modell basiert auf der Überlegung, dass die Interaktion zwischen Riblets und Grenzschichtströmungen auf zwei Mechanismen beruht: Zum einen ist die Interaktion zwischen Riblets und den kohärenten streifenartigen Strukturen in der Grenzschicht eine Funktion der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$  (siehe auch Abschnitt 2.2), was durch die abschnittsweise definierte Funktion  $F(s^+)$  berücksichtigt wird:

$$F(s^+) = \begin{cases} \frac{\Delta D_{\max}}{15^2} \cdot s^{+2} - 2 \frac{\Delta D_{\max}}{15} s^+ + 1 & s^+ < 15 \\ (1 - \Delta D_{\max}) + \Delta D_{\max} (1 - \exp((15 - s^+)/20)) & s^+ > 15 \end{cases} \quad (6.21)$$

Zum anderen wird die Widerstandserhöhung durch Riblets durch die Herausraghöhe der Riblet-Spitzen  $h_{\text{pl}}^+$  im Verhältnis zur Dicke der viskosen Unterschicht  $h_{\text{vs}}^+$  durch die abschnittsweise definierte Funktion

$$G(h_{\text{pl}}^+) = \begin{cases} 1 & h_{\text{pl}}^+ < h_{\text{vs}}^+ \\ R_s + (1 - R_s) \cdot \exp[-(h_{\text{pl}}^+ - 3)/24] & h_{\text{pl}}^+ > h_{\text{vs}}^+ \end{cases} \quad (6.22)$$

berücksichtigt, mit dem Verhältnis der benetzten Riblet-Oberfläche zur benetzten glatten Oberfläche

$$R_s = \frac{S_r}{S_f}. \quad (6.23)$$

Der Verlauf der Widerstandskurve nach der in dieser Arbeit verwendeten Konvention ergibt sich wie folgt:

$$\frac{\Delta \tau}{\tau_0}(s^+) = (F(s^+) \cdot G(h_{\text{pl}}^+) - 1) \cdot 100 \quad (6.24)$$

Für die Berechnung der Widerstandskurve müssen folglich die maximale Widerstandsreduktion  $\Delta D_{\max}$  (bzw.  $(\Delta \tau / \tau_0)_{\max}$ ), die Herausraghöhe der Riblet-Spitzen für die Längsströmung  $h_{\text{pl}}^+$  und das Benetzungsverhältnis  $R_s$  bekannt sein. Sowohl die maximale Widerstandsminderung als auch die Herausraghöhe der Riblet-Spitzen für die Längsströmung können mit Ansätzen der viskosen Theorie berechnet werden (siehe Abschnitt 3.2.1). Das Benetzungsverhältnis  $R_s$  ergibt sich aus der geometrischen Vermessung der jeweiligen Riblet-Struktur.

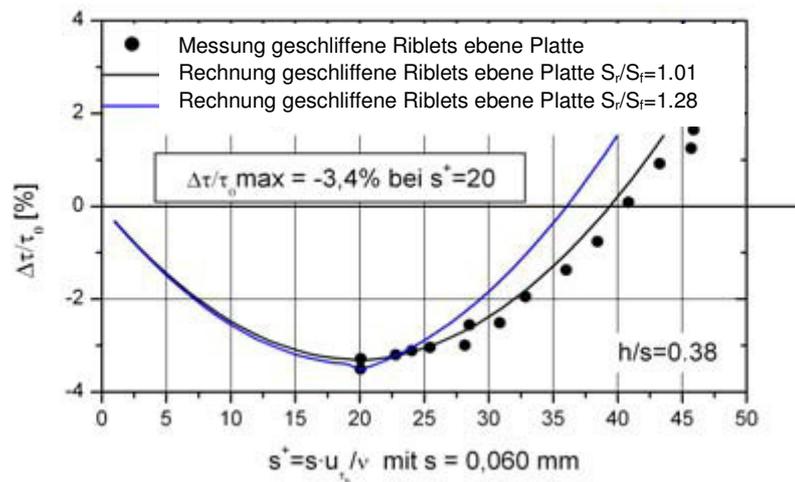
Das halbempirische Modell wurde durch Baron et al. (1993) an den damals verfügbaren Messdaten von Walsh und Lindemann (1984) kalibriert. Hage et al. (2008) untersuchten die Anwendung des Modells an Riblets, die durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellt wurden. Dabei zeigte sich, dass die beste Übereinstimmung zwischen den experimentell und theoretisch bestimmten Widerstandskurven nicht-idealer Riblets erreicht wird, wenn ausschließlich die ursprünglich für den Bereich  $s^+ < 15$  definierte Funktion  $F(s^+)$  verwendet wird (Abbildung 6.1). Dazu wurde der Einfluss der Funktion  $G(s^+)$ , die einen Rauheitseffekt von Riblets für  $h_{\text{pl}}^+ > h_{\text{vs}}^+$  berücksichtigt, durch die Wahl des Benetzungsverhältnisses zu  $R_s \approx 1$  vernachlässigt. Darüber hinaus ersetzten Hage et al. (2008) den Nenner in Gl. (6.21) durch die optimale dimensionslose Rillenweite  $s_{\text{opt}}^+$  der jeweiligen Riblet-Struktur, die nach den Erkenntnissen aus Untersuchungen an klingenförmigen Riblets als eine Funktion vom Verhältnis  $h/s$  angenommen wurde (Abbildung 2.10.) Somit folgt aus dem Modell von Baron et al. (1993) gemäß Hage et al. (2008) für nicht-ideale Riblets:

$$F(s^+) = \frac{\Delta D_{\max}}{s_{\text{opt}}^{+2}} \cdot s^{+2} - 2 \frac{\Delta D_{\max}}{s_{\text{opt}}^+} s^+ + 1 \quad (6.25)$$

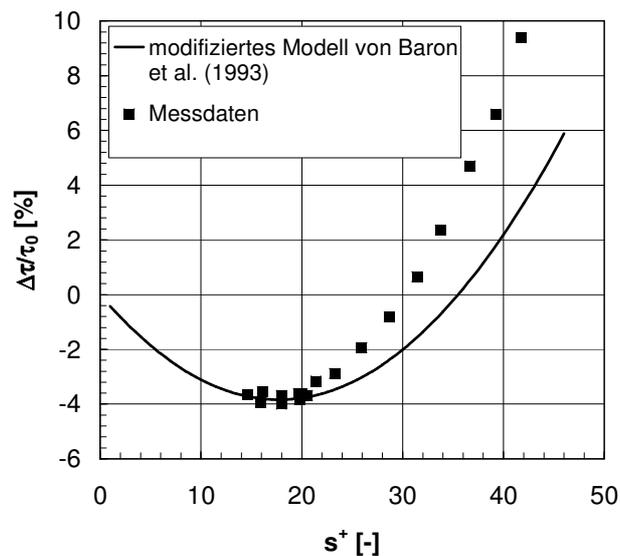
$$G(h_{\text{pl}}^+) = 1$$

Die Anwendung der Erkenntnisse auf die Messdaten aktueller Fertigungsiterationen zeigt, dass durch die zunehmende Annäherung der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten

Riblets an die Idealgeometrie das vereinfachte Modell von Hage et al. (2008) versagt und der Verlauf der Widerstandskurve nicht korrekt prognostiziert werden kann (Abbildung 6.2). Für die spätere Berechnung der lokalen Wandschubspannungsbeeinflussung durch Riblets auf Verdichterprofilen ist daher ein robustes Modell erforderlich, das sowohl an idealen als auch an nicht-idealen Strukturen angewendet werden kann.



**Abbildung 6.1:** Berechneter Verlauf der Widerstandskurve nach dem Modell von Baron et al. (1993) (Quelle: Hage et al. 2008)



**Abbildung 6.2:** Vergleich des von Hage et al. (2008) modifizierten Modells von Baron et al. (1993) mit aktuellen Messdaten geschliffener Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)

### 6.1.1 Modellfunktion der Widerstandskurve

Ausgehend von den Erkenntnissen von Baron et al. (1993) und Hage et al. (2008) wird für die Berechnung der Widerstandskurven  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  eine Modellfunktion zweiten Grades gewählt:

$$\frac{\Delta\tau}{\tau_0} = a_1(s^{+2} - s_{opt}^+{}^2) + a_2(s^+ - s_{opt}^+) + b \quad (6.26)$$

Die Modellkoeffizienten  $a_1$ ,  $a_2$  und  $b$  gilt es im Folgenden zu bestimmen mit der Zielsetzung, dass ausgehend von den gemessenen geometrischen Größen der Riblet-Struktur der Verlauf der Widerstandskurve vorausgesagt werden kann.

### 6.1.2 Korrelationsanalyse experimenteller Daten

Gemäß der Ausführungen in Abschnitt 2.3 ist die Wandschubspannungsbeeinflussung durch Riblets eine Funktion der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$ , der Rillenform und der geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$ . Ausgehend von der Annahme, dass die Riblet-Geometrie sowohl Auswirkungen auf die maximal zu erzielende Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  als auch auf die optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  hat, welche den Verlauf der Widerstandskurve bestimmen, wird die Korrelation der Modellkoeffizienten mit den Parametern  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und  $s^+_{\text{opt}}$  untersucht. Dazu werden die vom DLR an ebenen Platten experimentell bestimmten Widerstandskurven idealer (Bechert et al. 1997, Bruse 1999) und nicht-idealer Riblets (Oehlert et al. 2007, Hage et al. 2008, Lietmeyer et al. 2012) mit der Modellfunktion interpoliert und die Modellkoeffizienten numerisch bestimmt (Abbildung 6.3).

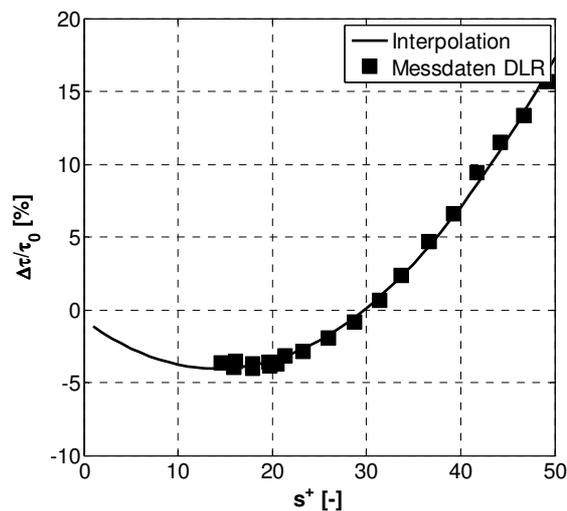


Abbildung 6.3: Interpolation der DLR-Messdaten

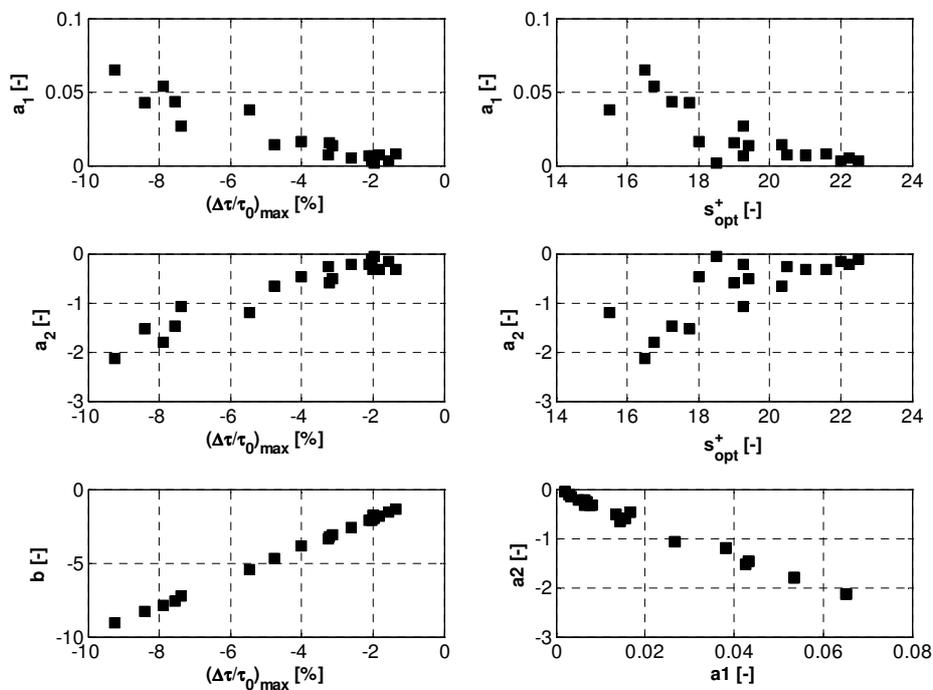
Anschließend erfolgt die Analyse möglicher Korrelationen zwischen den Modellkoeffizienten und den Parametern  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und  $s^+_{\text{opt}}$  (Abbildung 6.4). Es werden nur Messdaten für Riblets mit einem geometrischen Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s \leq 0.5$  einbezogen. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die Korrelationen zwischen den Modellkoeffizienten und den Parametern  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und  $s^+_{\text{opt}}$  deutlich schlechter werden, wenn die Daten klingenförmiger Riblets sowie von Riblets mit halbkreisförmigen Rillenquerschnitt und  $h/s > 0.5$  einbezogen werden. Die Begründung für die schlechteren Korrelationen ist vermutlich, dass Riblets mit großen  $h/s$ -Verhältnissen und einem stark ausgeprägten Rillental bereits für sehr kleine Rillenweiten  $s^+$  das parasitäre Schwappen von Fluid zwischen den Rillen begünstigen, welches durch Druckschwankungen oberhalb der Rillenoberfläche induziert wird (Abschnitt 2.3.3). Durch dieses Schwappen werden stark nicht-lineare Effekte in die wandnahe Grenzschicht eingetragen, die sich vermutlich negativ auf die zu untersuchenden Korrelationen auswirken.

Da die Korrelation zwischen den Modellkoeffizienten und den Parametern  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  sowie  $s^+_{\text{opt}}$  überwiegend lineare bzw. schwach nicht-lineare Abhängigkeiten zeigen, erfolgt die

Bestimmung der Stärke der linearen Korrelationen durch die Berechnung des Korrelationskoeffizienten nach Pearson (z.B. Sachs und Hedderich 2006):

$$r_{x_i, y_i} = \frac{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sigma_x \cdot \sigma_y} \quad (6.27)$$

In Gl. (6.27) beschreiben  $\bar{x}$  und  $\bar{y}$  die arithmetischen Mittelwerte des untersuchten Zusammenhangs zwischen den Variablen  $x_i$  und  $y_i$ . Mit  $\sigma_x$  und  $\sigma_y$  wird deren Standardabweichung bezeichnet. Die Darstellung der Korrelationskoeffizientenmatrix gibt Aufschluss über die signifikanten Zusammenhänge zwischen den betrachteten Größen (Tabelle 6.1). Ein Korrelationskoeffizient von +1 oder -1 weist dabei auf einen vollständig positiven oder negativen Zusammenhang zwischen zwei Größen hin. Zwei vollständig voneinander unabhängige Größen werden dahingegen durch einen Korrelationskoeffizienten von  $r_{x_i, y_i} = 0$  gekennzeichnet.



**Abbildung 6.4:** Analyse möglicher Korrelationen der Modellkoeffizienten

**Tabelle 6.1:** Korrelationskoeffizientenmatrix

	$s^+_{opt}$	$(\Delta\tau/\tau_0)_{max}$	$a_1$	$a_2$	$b$
$s^+_{opt}$	1.00	0.74	-0.81	0.77	0.74
$(\Delta\tau/\tau_0)_{max}$	0.74	1.00	-0.94	0.96	1.00
$a_1$	-0.81	-0.94	1.00	-0.99	-0.94
$a_2$	0.77	0.96	-0.99	1.00	0.95
$b$	0.74	1.00	-0.94	0.95	1.00

Basierend auf der Regressionsanalyse zeigen die Modellkoeffizienten die folgenden stark linearen Abhängigkeiten mit  $r_{x_i, y_i} > 0.8$ , die im weiteren Verlauf für die Regressionsanalyse herangezogen werden:

1.  $a_1 = f((\Delta\tau/\tau_0)_{\max}, s^+_{\text{opt}})$
2.  $a_2 = f(a_1)$
3.  $b = f((\Delta\tau/\tau_0)_{\max})$

### 6.1.3 Regression der Modellkoeffizienten

Ausgehend von den Erkenntnissen der Korrelationsanalyse wird im Folgenden die Regressionsanalyse der Modellkoeffizienten mit den signifikanten Parametern durchgeführt. Dazu wurden systematisch Polynome verschiedener Grade getestet. Die Signifikanz der einzelnen Terme eines Regressionsmodells werden aus dem Verhältnis jedes Regressionskoeffizienten  $x_i$  zu dessen Standardabweichung  $\sigma_i$  bewertet, um zu prüfen, ob der Regressionskoeffizient signifikant größer als dessen Standardabweichung ist:

$$t_i = \frac{x_i}{\sigma_i} \quad (6.28)$$

Darüber hinaus wird die Qualität der Regression der Messwerte  $y_i$  durch das Regressionsmodell mit den approximierten Werten  $\hat{y}_i$  durch das Bestimmtheitsmaß beurteilt:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} = 1 - \frac{\text{Variation der Residuen}}{\text{Variation von } y} \quad (6.29)$$

Der Wertebereich des Bestimmtheitsmaßes ist  $0 \dots 1$ . Ist  $R^2 = 0$  besteht kein Zusammenhang zwischen dem Regressionsmodell und den Messdaten. Für  $R^2 = 1$  werden die Messdaten durch das Regressionsmodell hingegen ideal getroffen. Als Nachteil des Bestimmtheitsmaßes  $R^2$  ist anzumerken, dass dessen Wert mit einer zunehmenden Anzahl an Termen im Regressionsmodell ansteigt. Durch die steigende Komplexität eines Modells infolge des Einbeziehens weiterer Terme werden zwar die Stützstellen durch das Modell besser getroffen, jedoch müssen dadurch nicht zwangsläufig physikalische Zusammenhänge zwischen den Größen besser beschrieben werden. Durch das Einbeziehen neuer Beobachtungen kann das Modell dann völlig versagen. Deshalb bietet sich für die Bewertung der Approximation komplexerer Modelle das korrigierte Bestimmtheitsmaß an, das neben der Anzahl der Beobachtungen  $n$  die Anzahl der Modellkoeffizienten  $n_{\text{koeff}}$  berücksichtigt:

$$R^2_{\text{adj}} = 1 - \left( \frac{n-1}{n-n_{\text{koeff}}} \right) \cdot (1-R^2) \quad (6.30)$$

Das korrigierte Bestimmtheitsmaß nimmt meist ab, wenn nicht-signifikante Terme im Regressionsmodell berücksichtigt werden. Eine große Diskrepanz zwischen  $R^2$  und  $R^2_{\text{adj}}$  ist somit meist ein Hinweis darauf, dass nicht signifikante Terme im Modell verwendet werden (Montgomery 2005).

Ergänzend zum Bestimmtheitsmaß und der Signifikanz der Koeffizienten wird die Qualität der Approximation visuell durch die Darstellung der Regressionsfunktion geprüft. Das Augenmerk liegt hier besonders auf dem globalen Systemverhalten und einem möglichen

Versagen des Modells bei einer Extrapolation über den Raum der Messwerte. Mit den genannten Qualitätskriterien wurden systematisch verschiedene Regressionsmodelle untersucht mit dem Ziel, die Regressionsfunktion so zu wählen, dass die Messdaten möglichst exakt mit einer gleichzeitig geringen Komplexität des Regressionsmodells und einem robusten Systemverhalten approximiert werden.

Die Approximation des Modellkoeffizienten  $a_1$  aus Gl. (6.26), der nach den Erkenntnissen des vorangegangenen Abschnitts eine Funktion der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s_{\text{opt}}^+$  ist, erfolgt durch den folgenden Ansatz :

$$a_1 = x_1 + x_2 \cdot s_{\text{opt}}^+ + x_3 \cdot (s_{\text{opt}}^+)^2 + x_4 \left( \frac{\Delta\tau}{\tau_0} \right)_{\max}^2 \quad (6.31)$$

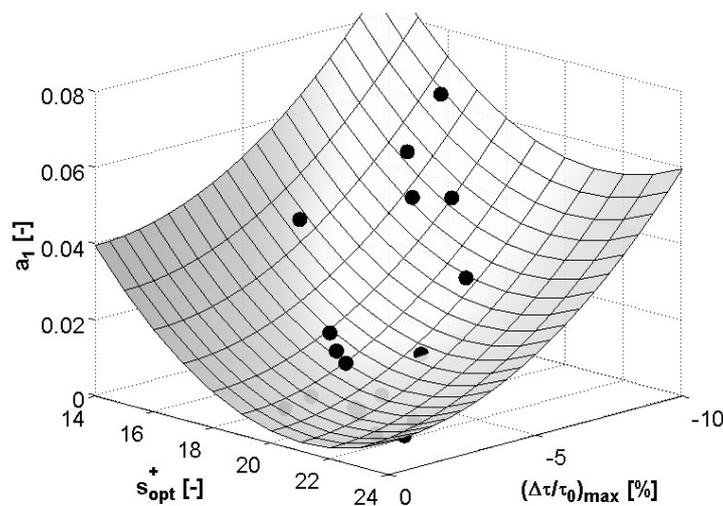
Für den Modellkoeffizienten  $a_2$  aus Gl. (6.26) folgt:

$$a_2 = x_1 + x_2 \cdot a_1 \quad (6.32)$$

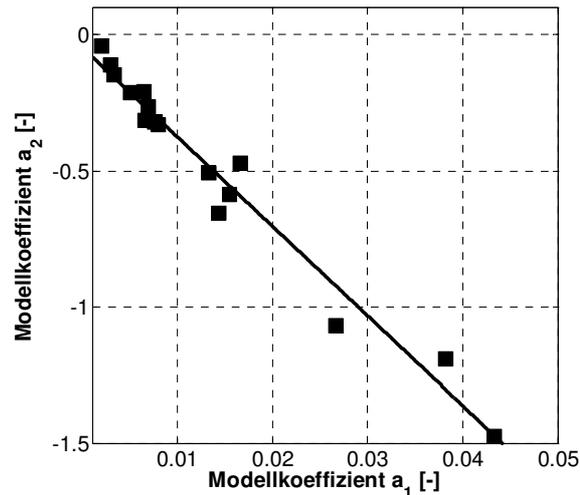
Aufgrund der Struktur der gewählten Modellfunktion ergibt sich für den Koeffizienten  $b$  (siehe auch Abbildung 6.4):

$$b = \left( \frac{\Delta\tau}{\tau_0} \right)_{\max} \quad (6.33)$$

Die Koeffizienten der jeweiligen Regressionsfunktionen sind in Tabelle 6.2 und Tabelle 6.3 zusammengefasst. Die Visualisierung der Approximation der Modellkoeffizienten  $a_1$  und  $a_2$  sind Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 zu entnehmen. Für alle Regressionsfunktionen wurde ein Bestimmtheitsmaß  $R^2 > 0.9$  berechnet, so dass von einer guten Approximation der Messwerte bei gleichzeitig geringer Komplexität der Regressionsfunktionen ausgegangen werden kann.



**Abbildung 6.5:** Visualisierung der Approximation des Modellkoeffizienten  $a_1$  ( $R^2 = 0.96$ ,  $R^2_{\text{adj}} = 0.91$ )



**Abbildung 6.6:** Lineare Regression des Modellkoeffizienten  $a_2$  ( $R^2 = 0.99$ )

**Tabelle 6.2:** Regressionskoeffizienten und deren Signifikanz nach Gl. (6.28) für die Berechnung des Modellkoeffizienten  $a_1$

Index	Koeffizient $x_i$ [-]	Signifikanz $ t_i $ [-]
1	0.33	3.77
2	$-3.11 \cdot 10^{-2}$	3.43
3	$7.38 \cdot 10^{-4}$	3.15
4	$5.12 \cdot 10^{-4}$	10.38

**Tabelle 6.3:** Regressionskoeffizienten und deren Signifikanz nach Gl. (6.28) für die Berechnung des Modellkoeffizienten  $a_2$

Index	Koeffizient $x_i$ [-]	Signifikanz $ t_i $ [-]
1	$-4.79 \cdot 10^{-2}$	2.09
2	-32.86	38.17

## 6.2 Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion idealer Riblets

Da die maximale Widerstandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und die optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer nicht-idealen Riblet-Struktur *a priori* nicht bekannt sind und die Modellkoeffizienten der Widerstandskurve somit nicht bestimmt werden können, ist die Vorhersage von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und  $s^+_{\text{opt}}$  mit den gemessenen Geometrieparametern erforderlich. Die maximale zu erzielende Wandschubspannungsreduktion einer in Hauptströmungsrichtung orientierten Riblet-Struktur ist eine Funktion der Verhältnisse  $h/s$

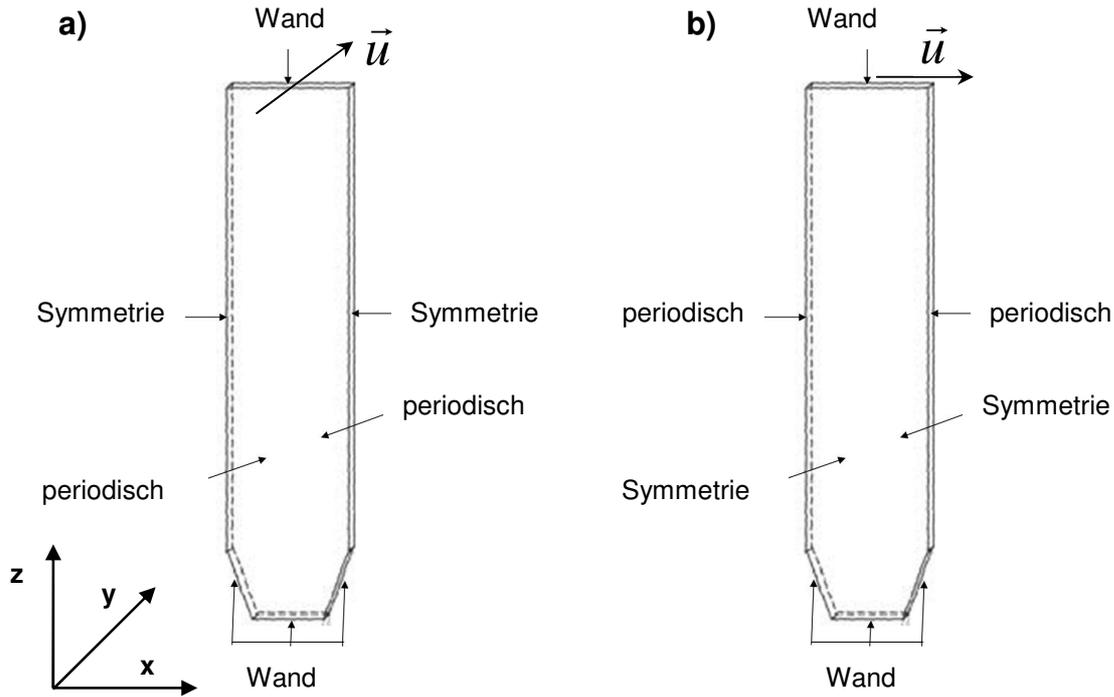
und  $t/s$  sowie der Geometrie der Rille (Abschnitt 2.3). Diese Parameter erscheinen somit von primärem Interesse für die Entwicklung eines empirischen Berechnungsansatzes.

Da Laser-strukturierte und geschliffene Riblets unter aerodynamischen Gesichtspunkten eine Mischstruktur zwischen Riblets mit dreieckiger und trapezförmiger Rille sind (Hage et al. 2008), ist das weitere Vorgehen im Folgenden, ausschließlich den Einfluss dieser Rillengeometrien unter variierenden Verhältnissen von  $h/s$  und  $t/s$  auf die maximale Wandschubspannungsreduktion zu betrachten. Für Variationen der Parameter  $h/s$  und  $t/s$  sind für diese Rillengeometrien jedoch nicht hinreichend experimentelle Daten verfügbar, die als Grundlage für die Entwicklung eines empirischen Modells dienen können. Deshalb wird im Folgenden zunächst durch die Verwendung des analytischen Berechnungsmodells der viskosen Theorie eine ergänzende Datenbasis geschaffen, die im weiteren Verlauf zusammen mit den experimentellen Daten die Grundlage für die Entwicklung eines empirischen Berechnungsmodells bildet.

### 6.2.1 Berechnung der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge der Längs- und Querströmung

Gemäß der Ausführungen in Abschnitt 3.2.1 ist die maximale Wandschubspannungsreduktion einer Riblet-Oberfläche eine Funktion der Differenz der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge der Längs- und Querströmung  $\Delta h_p = h_{pl} - h_{pc}$ . Die Strömung im Bereich einer reibungsmindernden Riblet-Oberfläche verhält sich wie die Strömung eines hoch viskosen Fluids, da die Riblets in die viskose Unterschicht eingebettet sind (Abschnitt 3.2.1). Somit kann der Einfluss nicht-linearer Effekte vernachlässigt werden. Daher werden die stationären Navier-Stokes'schen Gleichungen für eine laminare Strömung über eine Riblet-Oberfläche gelöst, so dass sich das Geschwindigkeitsprofil einer Couette-Strömung einstellt. Mit gängiger CFD-Software auf heutigen Rechnern ist der zeitliche Aufwand zur Lösung der viskosen Längs- und Querströmung über eine Riblet-Oberfläche vergleichsweise gering. Die Strömungssimulation zur Berechnung der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge kann deshalb leicht für den zu untersuchenden Parameterraum unter Variationen von  $h/s$  und  $t/s$  dreieckiger und trapezförmiger Rillen durchgeführt werden. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wird das kommerziell verfügbare Strömungssimulationsprogramm STAR-CCM+ von CD-Adapco verwendet.

Der für die Simulationen verwendete Rechenraum ist exemplarisch für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt in Abbildung 6.7 dargestellt. Es wird die periodische Strömung zwischen zwei Riblet-Spitzen berechnet. Die Dimension des Rechenraums beträgt nach Hage et al. (2008) in  $z$ -Richtung  $H = 1$ , in  $x$ -Richtung  $s = 0.25 \cdot H$  und in  $y$ -Richtung  $b = 0.01 \cdot H$ . Die Geschwindigkeitsverteilung der Couette-Strömung wird durch eine Wand am oberen Ende des Rechenraums aufgeprägt, die sich mit einer Geschwindigkeitseinheit pro Längeneinheit bewegt. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wird nur die Strömung zwischen zwei Riblet-Spitzen simuliert und für die seitlichen Berandungen werden symmetrische Randbedingungen vorgegeben (Abbildung 6.7). Die orthogonal zur Hauptströmungsrichtung orientierten Wände werden jeweils periodisch verknüpft. Die Auswertung der numerischen Berechnungen erfolgt durch die Bestimmung der Herausraghöhen der Riblet-Spitzen vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung für a) die Längsströmung  $h_{pl}$  und b) die Querströmung  $h_{pc}$  durch die Extrapolation des linearen Geschwindigkeitsverlaufs bis an die Wand (Abbildung 6.8).



**Abbildung 6.7:** Rechendomäne des numerischen Modells mit den Randbedingungen (a) der Längsströmung und (b) der Querströmung (erweitert aus Witthaus 2011)

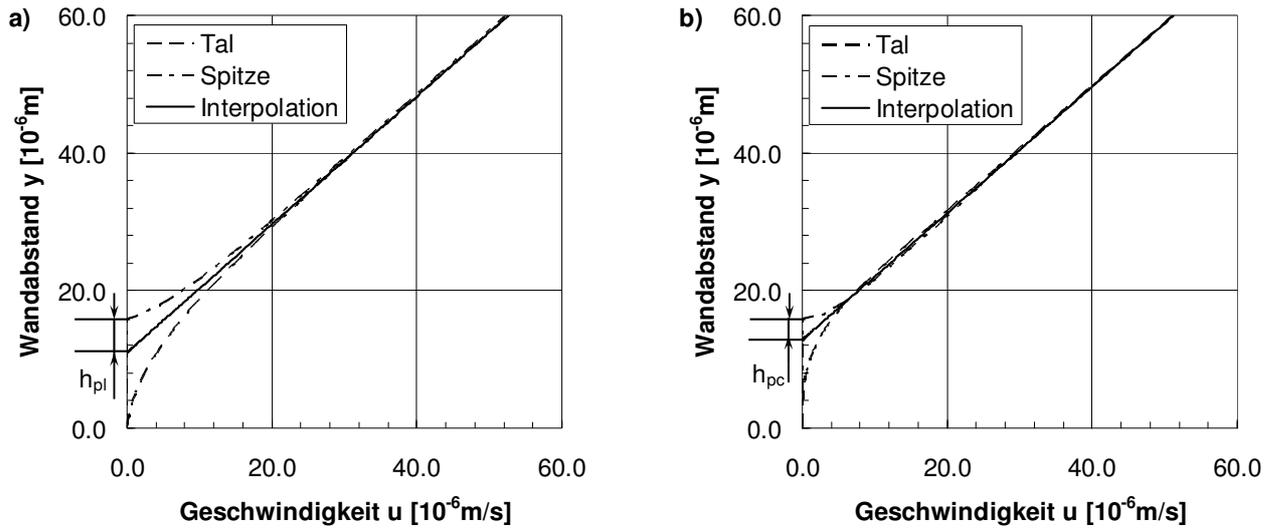
Der Diskretisierungsfehler des verwendeten Rechnernetzes wird durch die systematische Verfeinerung der Netzauflösung mit drei verschiedenen Rechnernetzen (fein, mittel und grob) mit Hilfe der Richardson-Extrapolation jeweils für die Längs- und Querströmung beider Riblet-Geometrien abgeschätzt (nach Ferziger und Perić 2008). Dazu werden die Zielgrößen der numerischen Simulation  $h_{pi}/s$  und  $h_{pc}/s$  herangezogen, die auf den drei unterschiedlich feinen Rechnernetzen berechnet wurden (Abbildung 6.9 und Abbildung 6.10). Aus einer Taylor-Reihenentwicklung wird der Diskretisierungsfehler der bezogenen Herausraghöhen  $h_p/s$  abgeschätzt:

$$\varepsilon_{\Delta h_p/s} = \frac{h_{p,fein} - h_{p,mittel}}{n^p - 1} \quad (6.34)$$

Die Ordnung der Taylor-Reihe ergibt sich aus:

$$p = \frac{\log\left(\frac{h_{p,mittel} - h_{p,grob}}{h_{p,fein} - h_{p,mittel}}\right)}{\log n} \quad (6.35)$$

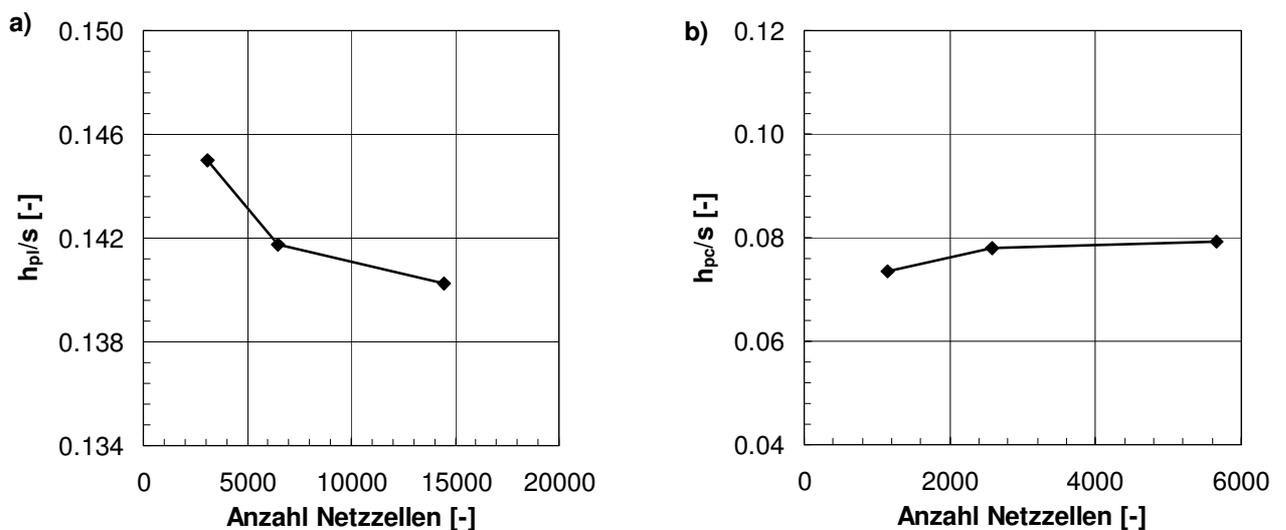
In Gl. (6.34) und (6.35) beträgt das Verhältnis der Gittermaschenweite aufeinanderfolgender Gitter für dreieckige Rillen  $n = 1.5$  und für trapezförmige Rillen  $n = 2$ . Der Tabelle 6.4 können die berechneten Diskretisierungsfehler entnommen werden. Da der Diskretisierungsfehler  $\varepsilon_{\Delta h_p/s}$  des feinen Rechnernetzes wesentlich kleiner als das Verhältnis der Geschwindigkeitsursprünge  $h_p/s$  ist, wird dieses Netz im weiteren Verlauf für die geometrische Variation der Parameter  $h/s$  und  $t/s$  verwendet. Die Auflösung der verwendeten Rechnernetze sowie ein exemplarischer Konvergenzverlauf kann dem Anhang A 3 entnommen werden.



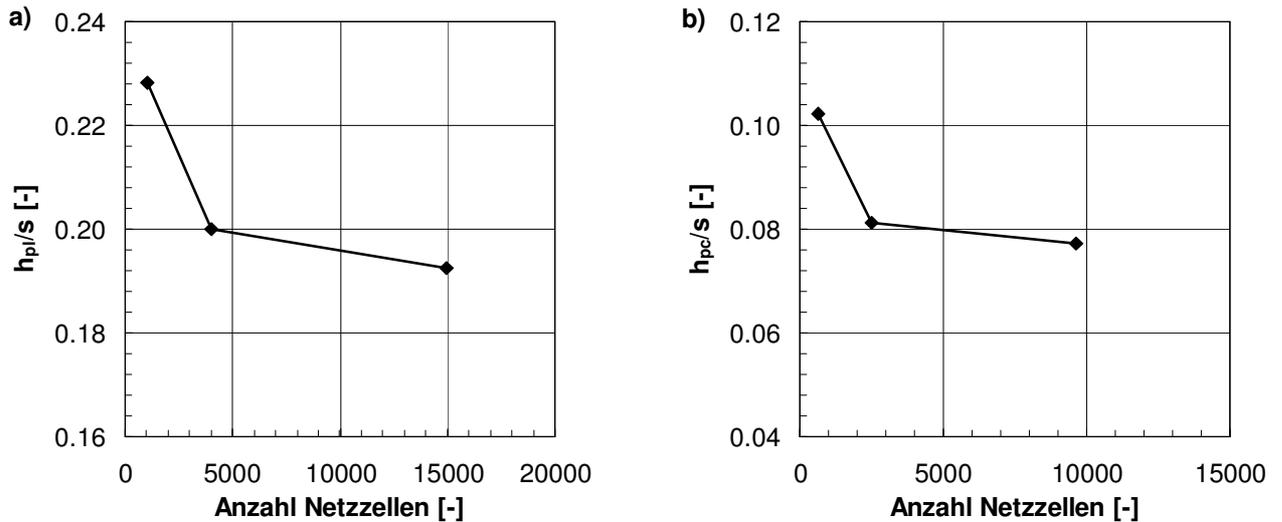
**Abbildung 6.8:** Bestimmung der Herausraghöhen der Riblet-Spitzen vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung

**Tabelle 6.4:** Diskretisierungsfehler der verwendeten Rechennetze

Netz	Diskretisierungsfehler $\epsilon_{\Delta h_p/s}$ [-]	Relativer Fehler $(\epsilon_{\Delta h_p/s})/(\Delta h_p/s)$ [%]
Dreieckige Rille Längsströmung	$-1.29 \cdot 10^{-3}$	-0.92
Dreieckige Rille Querströmung	$4.81 \cdot 10^{-4}$	0.61
Trapezförmige Rille Längsströmung	$-2.71 \cdot 10^{-3}$	-1.41
Trapezförmige Rille Längsströmung	$-9.41 \cdot 10^{-4}$	-1.22

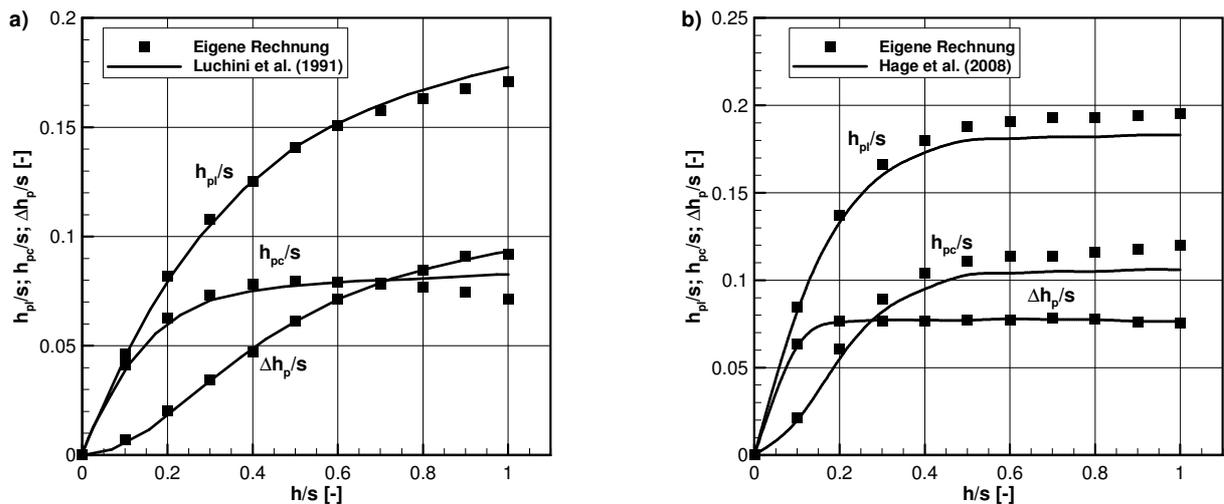


**Abbildung 6.9:** Berechnete Herausraghöhe der Riblet-Spitzen dreieckiger Rillen in Abhängigkeit der Netzstellen für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung



**Abbildung 6.10:** Berechnete Herausraghöhe der Riblet-Spitzen trapezförmiger Rillen in Abhängigkeit der Netzstellen für (a) die Längsströmung und (b) die Querströmung

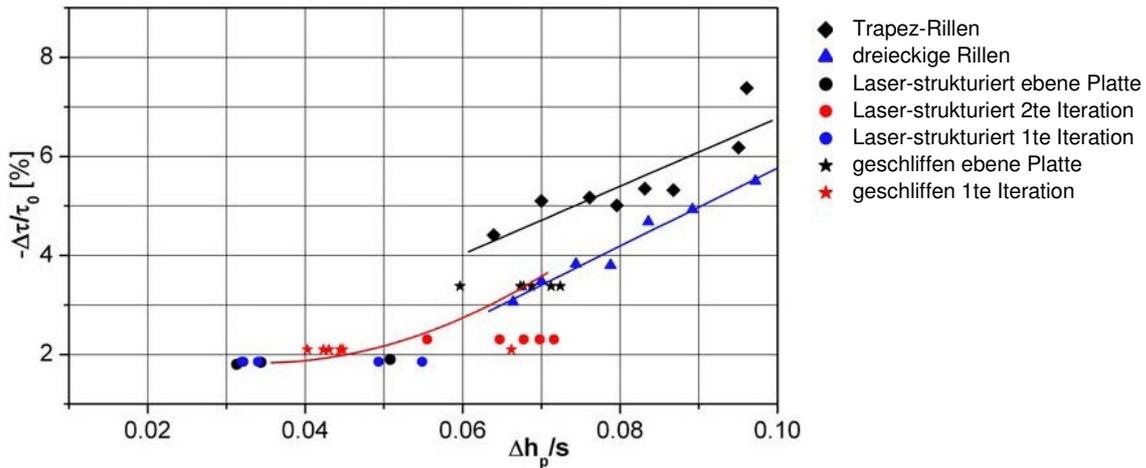
Die Validierung des numerischen Modells zur Berechnung der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge entlang dreieckiger und trapezförmiger Riblet-Oberflächen erfolgt zunächst an in der Literatur verfügbaren Daten unter Variationen von  $h/s$  und einem konstanten Spitzenbreitenverhältnis von  $t/s \approx 0.01$ . Die numerischen Berechnungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Literaturdaten, besonders für die bezogene Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p/s$ , welche im weiteren Verlauf für die Bestimmung der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  herangezogen wird.



**Abbildung 6.11:** Vergleich der berechneten Herausraghöhen der Riblet-Spitzen vom virtuellen Geschwindigkeitsursprung für (a) ideal dreieckige und (b) ideal trapezförmige Rillen mit  $\alpha=30^\circ$

## 6.2.2 Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion

Mit Kenntnis der Differenz der virtuellen Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p/s$  kann aus Abbildung 6.12 die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  abgelesen werden. Die in Abbildung 6.12 dargestellten Verläufe resultieren aus Messdaten der maximalen Wandschubspannungsreduktion idealer und nicht-idealer Riblets im Ölkanal des DLR Berlin, welche der berechneten Differenz der Geschwindigkeitsursprünge gegenübergestellt werden.



**Abbildung 6.12:** Verlauf der Differenz der Geschwindigkeitsursprünge von idealen Riblets mit dreieckigem und trapezförmigem Rillenquerschnitt im Vergleich zu nicht-idealen geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets (Quelle: Hage et al. 2008)

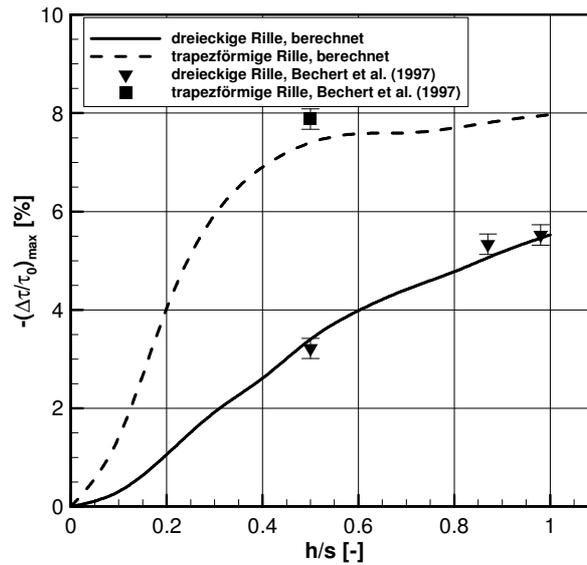
Die Abhängigkeit der maximalen Wandschubspannungsreduktion von der Differenz der Geschwindigkeitsursprünge wird für Riblets mit ideal trapezförmiger Rille durch folgenden Zusammenhang approximiert (Witthaus 2011):

$$-\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max} = \frac{200}{3} \cdot \frac{\Delta h_p}{s} \quad (6.36)$$

Für Riblets mit ideal dreieckiger Rille folgt (Witthaus 2011):

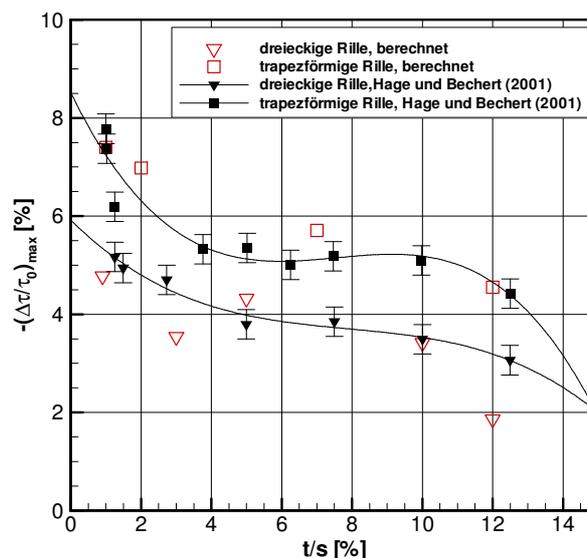
$$-\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max} = \frac{500}{9} \cdot \frac{\Delta h_p}{s} \quad (6.37)$$

Aus der berechneten Differenz der Geschwindigkeitsursprünge  $\Delta h_p/s$  für Riblets mit idealem dreieckigen und trapezförmigen Rillenquerschnitt nach Abbildung 6.11 wird mit Gl. (6.36) und Gl. (6.37) der Verlauf der maximalen Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit von  $h/s$  berechnet. Dabei zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von experimentell und theoretisch bestimmten Werten (Abbildung 6.13). Darüber hinaus wurden die Geschwindigkeitsursprünge für variierende Verhältnisse der Rippenspitzenbreite  $t/s$  berechnet. Auch hier zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der prognostizierten maximalen Wandschubspannungsreduktion mit den experimentellen Daten (Abbildung 6.14).



**Abbildung 6.13:** Berechnete maximale Wandschubspannungsreduktion dreieckiger und trapezförmiger Rillen im Vergleich zu experimentellen Daten

Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der analytisch bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktion über den Ansatz der viskosen Theorie mit den experimentellen Daten wird dieses Berechnungsmodell verwendet, um eine zu den experimentellen Daten ergänzende Datenbasis zur Voraussage der maximalen Wandschubspannungsreduktion als Funktion der geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$  zu schaffen (Tabelle A.3 und Tabelle A.4). Diese Datenbasis wird im Weiteren für eine Regressionsanalyse verwendet, um ein empirisches Modell zur Berechnung der maximalen Wandschubspannung in Abhängigkeit von der Riblet-Geometrie zu entwickeln, so dass die Modellkoeffizienten der Widerstandskurve nach Gl. (6.26) berechnet werden können



**Abbildung 6.14:** Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit vom Spitzenradiusverhältnis für trapezförmige und dreieckige Rillen

### 6.2.3 Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion für variierende $h/s$ und $t/s$

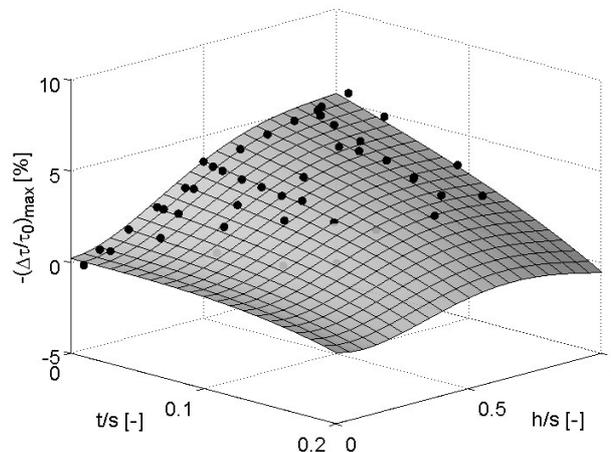
Die Korrelation der experimentellen Datenbasis der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  mit den geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$ , welche, wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben, durch eine numerische Datenbasis ergänzt wird, erfolgt analog zu der in Abschnitt 6.1.3 beschriebenen Methodik. Das Ziel ist, ein robustes Regressionsmodell mit möglichst geringer Komplexität zu verwenden. Für Riblets mit ideal dreieckigem Rillenquerschnitt werden die verfügbaren Daten mit der folgenden Regressionsfunktion approximiert:

$$-\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max} = x_1 + x_2 \cdot \left(\frac{t}{s}\right)^3 + x_3 \left(\frac{h}{s}\right)^2 + x_4 \left(\frac{h}{s}\right)^3 + x_5 \left(\frac{h}{s}\right)^4 + x_6 \left(\frac{h}{s}\right) \cdot \left(\frac{t}{s}\right) \quad (6.38)$$

Die Korrelation der Daten für Riblets mit einem idealen trapezförmigem Rillenquerschnitt erfolgt durch das folgende Regressionsmodell:

$$-\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max} = x_1 + x_2 \cdot \frac{t}{s} + x_3 \left(\frac{t}{s}\right)^2 + x_4 \cdot \left(\frac{t}{s}\right)^3 + x_5 \left(\frac{h}{s}\right) + x_6 \left(\frac{h}{s}\right)^2 + x_7 \left(\frac{h}{s}\right)^3 \quad (6.39)$$

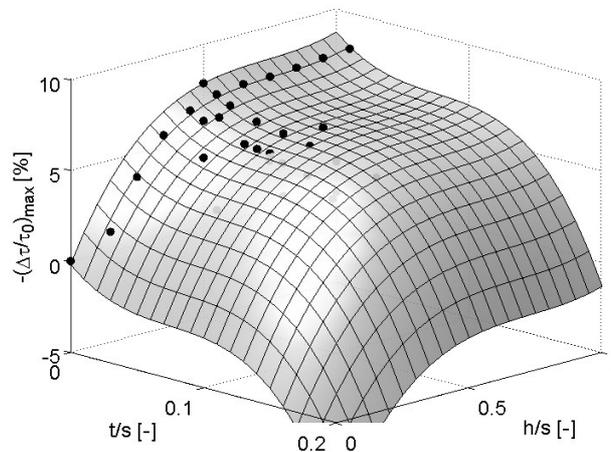
Die in Abbildung 6.15 und Abbildung 6.16 visualisierten Approximationen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen und numerischen Daten. Die Regressionskoeffizienten sind in Tabelle 6.5 und Tabelle 6.6 zusammengefasst.



**Abbildung 6.15:** Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit ideal dreieckiger Rille ( $R^2 = 0.94$ ,  $R^2_{\text{adj}} = 0.88$ )

**Tabelle 6.5:** Regressionskoeffizienten für die Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal dreieckiger Rille

Index	Koeffizient $x_i$ [-]	Signifikanz $ t_i $ [-]
1	0.18	1.02
2	-162.51	0.86
3	29.68	7.92
4	-39.89	4.85
5	15.38	3.21
6	-23.18	5.45

**Abbildung 6.16:** Regression der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit trapezförmiger Rille ( $R^2 = 0.96$ ,  $R^2_{adj} = 0.90$ )**Tabelle 6.6:** Regressionskoeffizienten für die Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal trapezförmiger Rille

Index	Koeffizient $x_i$ [-]	Signifikanz $ t_i $ [-]
1	-0.19	0.56
2	-69.52	3.55
3	876.48	2.39
4	-3905.08	2.11
5	33.26	10.96
6	-44.65	6.45
7	20.28	4.57

## 6.3 Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion geschliffener und Laser-strukturierter Riblets

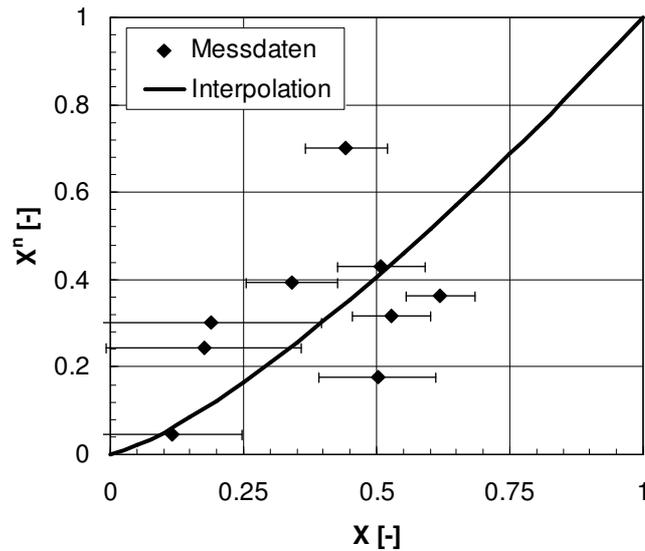
Die durch Schleifen und Laser-Strukturierung hergestellten Riblets sind, wie bereits erwähnt, unter aerodynamischen Gesichtspunkten eine Mischstruktur zwischen Riblets mit dreieckiger und trapezförmiger Rille (Hage et al. 2008). Um die Trapez-Ähnlichkeit der Rille nicht-idealer Riblets zu bestimmen, wird gemäß der Ausführungen in Abschnitt 5.3.2 der geometrische Formfaktor  $X$  durch das IMR während der Auswertung der Strukturmessdaten berechnet. Das Vorgehen für die Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion nicht-idealer Riblets wird wie folgt gewählt:

1. Bestimmung der maximalen Wandschubspannungsreduktion unter der Annahme einer ideal dreieckigen Rille  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  nach Gl. (6.38) aus den geometrischen Verhältnissen  $h/s$  und  $t/s$ .
2. Bestimmung der maximalen Wandschubspannungsreduktion unter der Annahme einer ideal trapezförmigen Rille  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$  nach Gl. (6.39) aus den geometrischen Verhältnissen  $h/s$  und  $t/s$ .
3. Gewichtung der maximalen Wandschubspannungsreduktionen  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  und  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$  und Berechnung der maximalen Wandschubspannungsreduktion geschliffener und Laser-strukturierter Riblets mit folgendem linearen Superpositionsansatz:

$$\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max} = (1 - X^n) \cdot \left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max, \text{Dreieck}} - X^n \cdot \left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\max, \text{Trapez}} \quad (6.40)$$

Die Festlegung des Exponenten  $n$  erfolgt aus dem Vergleich experimenteller Daten von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  mit der nach 1. und 2. bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktionen geschliffener und Laser-strukturierter Riblets. Der Gewichtungsfaktor  $X^n$ , der sich ergeben würde, um den Messwert  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  ideal zu treffen, ist in Abbildung 6.17 in Abhängigkeit vom geometrischen Formfaktor  $X$  aufgetragen. Die beste Übereinstimmung zwischen dem Gewichtungsfaktor  $X^n$  und dem aus Messdaten bestimmten geometrischen Formfaktor  $X$  ergibt sich für den Exponenten  $n=1.3$ .

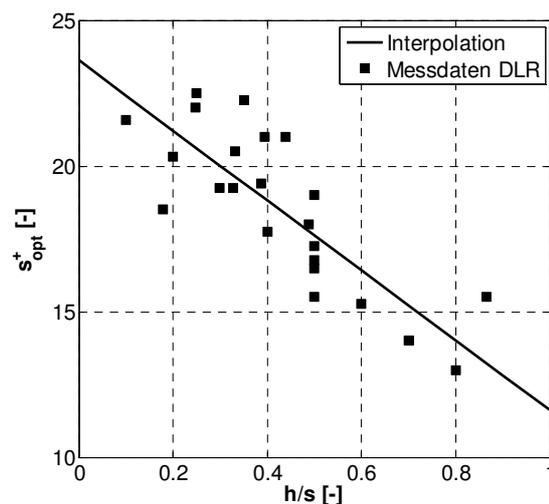
Das Ergebnis zeigt einen nicht-linearen Zusammenhang zwischen geometrischer Form der Rille und maximal zu erzielender Wandschubspannungsreduktion. Dieser nicht-lineare Zusammenhang muss jedoch durch weitere Untersuchungen verifiziert werden, da die verfügbare Messdatenbasis auf einem relativ geringen Stichprobenumfang basiert. Darüber hinaus weisen die vorhandenen Daten eine recht hohe Streuung auf. Die Streuung der Daten ist zum einen auf Messungenauigkeiten des geometrischen Formfaktors  $X$  zurückzuführen, die in Abbildung 6.17 durch Fehlerbalken gekennzeichnet sind, welche die Standardabweichung beschreiben. Zum anderen ist auch die nach 1. und 2. bestimmte maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$  und  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  unter der Annahme einer ideal dreieckigen oder trapezförmigen Rille einer Streuung unterworfen, da die geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$  der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets entlang einer Oberfläche variieren.



**Abbildung 6.17:** Gewichtungsfaktor  $X^n$  in Abhängigkeit des geometrischen Formfaktors  $X$

## 6.4 Berechnung der optimalen Rillenweite

Neben der maximalen Wandschubspannungsreduktion ist für die Berechnung der Modellkoeffizienten zur Vorhersage der Widerstandskurve nach Gl. (6.26) die Kenntnis der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s_{\text{opt}}^+$  erforderlich, für welche die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  erzielt wird. Untersuchungen an ebenen Platten im Ölkanal des DLR Berlin an klingenförmigen Riblets zeigen eine starke Abhängigkeit der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s_{\text{opt}}^+$  vom geometrischen Höhen- zu Weitenverhältnis  $h/s$  (Abbildung 2.10, Bechert et al. 1997).



**Abbildung 6.18:** Korrelation der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s_{\text{opt}}^+$  mit dem Riblet-Höhen- zu Weitenverhältnis ( $R^2 \approx 0.69$ )

Auf Grundlage dieser Erkenntnis werden die aus der Literatur verfügbaren Daten aus Untersuchungen im Ölkanal an idealen (Bechert et al. 1997, Bruse 1999) und nicht-idealen Riblets (Oehlert et al. 2007, Hage et al. 2008, Lietmeyer et al. 2012) zusammengetragen

(Abbildung 6.18). Die Berechnung des linearen Korrelationskoeffizienten nach Pearson Gl. (6.27) zeigt eine starke lineare Abhängigkeit mit  $r_{h/s, s+opt} \approx -0.83$ . Somit erfolgt die Regression der Messdaten durch die folgende lineare Modellfunktion:

$$s_{opt}^+ = 23.62 - 12.01 \cdot \frac{h}{s} \quad (6.41)$$



## 7 Validierung des empirischen Berechnungsmodells

Die Validierung des empirischen Modells zur Vorhersage des Verlaufs der Widerstandskurven  $(\Delta\tau/\tau_0) = f(s^+)$  nach Gl. (6.26) erfolgt zunächst unter der Annahme, dass die strömungstechnischen Eigenschaften und somit die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und die optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer Riblet-Oberfläche bekannt sind. Im nächsten Schritt erfolgt die Berechnung der Widerstandskurven für Riblets, deren maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  *a priori* nicht bekannt sind, so dass diese aus den gemessenen Riblet-Geometrieparametern  $h/s$ ,  $t/s$  und  $X$  berechnet werden müssen.

### 7.1 Vorhersage der Widerstandskurven für bekannte strömungstechnische Eigenschaften einer Riblet-Oberfläche

Sind die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer Riblet-Geometrie *a priori* bekannt, können die Modellkoeffizienten  $a_1$ ,  $a_2$  und  $b$  nach Gl. (6.31), (6.32) und (6.33) berechnet werden. Aus den Vergleichen zwischen den mit dem empirischen Modell vorhergesagten Widerstandskurven und den experimentellen Daten in Abbildung 7.1 und Anhang A 4 können für die Prognosefähigkeit durch das Modell in den Bereichen I-III folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

#### **Bereich I: $s^+ < 10$ (viskoses Regime):**

Durch das Modell kann der lineare Verlauf der Wandschubspannungsreduktion  $\Delta\tau/\tau_0$  mit zunehmender Riblet-Weite für  $s^+ < 10$  (siehe Abschnitt 2.3.1) nicht erfasst werden. Der theoretisch berechnete Verlauf der Widerstandskurve ist in diesem Bereich deshalb unbefriedigend. Die Erweiterung des Modells für den Bereich  $s^+ < 10$  nach einem Ansatz von García-Mayoral und Jiménez (2007) wird in Abschnitt 7.3 vorgestellt.

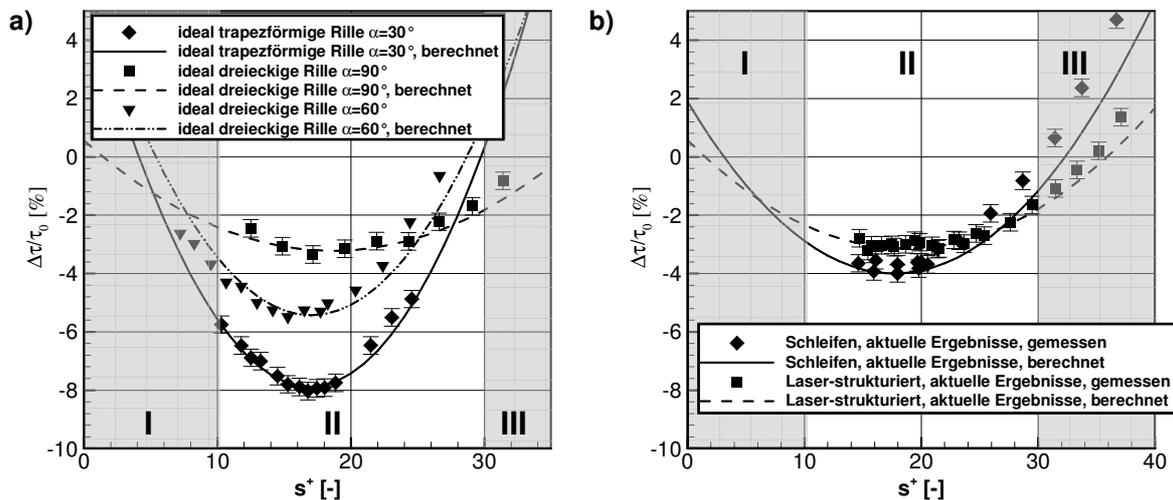
#### **Bereich II: $10 < s^+ < 30$ :**

Sowohl für unterschiedliche ideale Rillenformen als auch für nicht-ideale geschliffene und Laser-strukturierte Riblets wird der Verlauf der Widerstandskurve in diesem Bereich sehr gut vorhergesagt mit einer maximalen Diskrepanz von  $\Delta\tau/\tau_0 < 1\%$ . Nur für halbkreisförmige und klingenförmige Riblets mit einem Verhältnis von  $h/s > 0.5$  nimmt die Diskrepanz zwischen experimentellen und theoretischen Werten zu (siehe Anhang A 4). Ursächlich für diesen

Effekt ist, dass für die Korrelationsanalyse der Messdaten nur Riblets mit einem Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s \leq 0.5$  einbezogen wurden (Abschnitt 6.1.2). Für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt und  $h/s > 0.5$  werden die experimentellen Verläufe hingegen sehr gut vorhergesagt. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass durch diese Geometrie das Riblet-Tal im Verhältnis zu anderen Riblet-Geometrien relativ stark versperrt wird. Somit wirkt sich das parasitäre Schwappen von Fluid zwischen den Rillen auch für große Verhältnisse von  $h/s$  weniger nachteilig aus, wodurch nicht-lineare Effekte im Vergleich zu anderen Riblet-Geometrien stärker gedämpft werden.

### Bereich III: $s^+ > 30$ (raue Oberfläche):

Im Bereich  $s^+ > 30$  wird der Verlauf der Widerstandskurve durch das empirische Modell für alle betrachteten Strukturen insgesamt gut prognostiziert. Mit zunehmender Rillenweite nimmt die Diskrepanz zwischen dem berechneten Verlauf der Widerstandskurve und den experimentellen Daten insgesamt jedoch zu. Besonders für  $s^+ \gg 30$  ist ein degressiver Verlauf der Wandschubspannungserhöhung mit zunehmender Rillenweite  $s^+$  ähnlich wie bei schräg angeströmten Riblets zu erwarten (siehe z.B. Grüneberger und Hage 2010), der durch das empirische Modell prinzipbedingt nicht erfasst werden kann.



**Abbildung 7.1:** Validierung des empirischen Modells an (a) ideal ausgeprägten Rillengeometrien und (b) geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets einer Fertigungsgeneration, die dem heutigen Stand der Technik entspricht

## 7.2 Vorhersage der Widerstandskurven für unbekannte strömungstechnische Eigenschaften einer Riblet-Oberfläche

### 7.2.1 Probabilistisches Berechnungsmodell für nicht-ideale Riblets

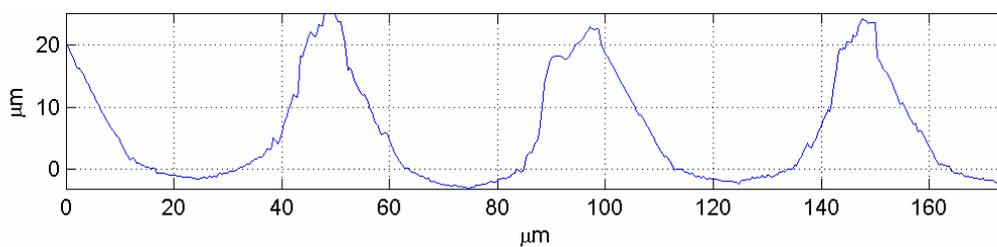
Die Geometrie der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets ist entlang der Schaufeloberfläche fertigungsbedingten Schwankungen unterworfen (Abbildung 7.2). Um die Auswirkung der stochastischen Schwankungen auf die Bestimmung der Widerstandskurve zu erfassen, wird eine Monte-Carlo-Simulation (MCS) durchgeführt. Ausgehend von den

Verteilungsdichtefunktionen der geometrischen Größen, die vom IMR aus den Messdaten der konfokalen Mikroskopie bestimmt werden (Abbildung 7.3), werden systematisch mit einem Latin-Hypercube-Sampling (LHS) Zufallszahlen gezogen. Die daraus entstehende Stichprobenmatrix mit den geometrischen Größen Riblet-Weite  $s$ , Riblet-Höhe  $h$ , Spitzenradius  $r$  und dem geometrischen Formfaktor  $X$  wird anschließend gemischt und für jede individuelle Realisierung die Widerstandskurve berechnet (Abbildung 7.4).

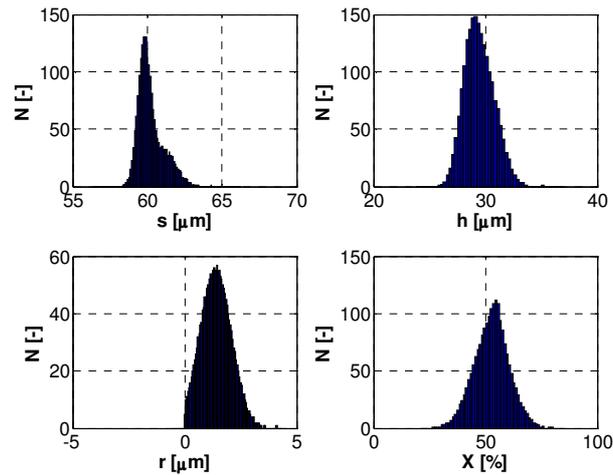
Die stochastischen Verteilungen der Ergebnisgrößen geben zum einen Aufschluss über die stochastische Streuung der Widerstandskurve. Zum anderen bietet die stochastische Verteilung der Ergebnisgrößen die Möglichkeit, Maßnahmen zur weiteren Optimierung der Riblet-Geometrie abzuleiten. Ein wesentlicher Einfluss auf den Verlauf der Widerstandskurve ist der maximal zu erzielenden Wandschubspannungsreduktion  $\Delta(\tau/\tau_0)_{\max}$  zuzuschreiben. Die Auftragung der berechneten Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  in Abhängigkeit von den individuellen Realisierungen der geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$  sowie dem geometrischen Formfaktor  $X$  bietet die Möglichkeit, Sensitivitäten hinsichtlich der geometrischen Eingangsgrößen zu analysieren. Hierzu bietet sich für lineare oder schwach lineare Abhängigkeiten die Bestimmung des Korrelationskoeffizienten nach Pearson gemäß Gl. (6.27) an. Für monoton nicht-lineare Zusammenhänge wird der Rangkorrelationskoeffizient nach Spearman  $r'_{xi,yi}$  berechnet (z.B. Sachs und Hedderich 2006). Die Normierung der berechneten Korrelationskoeffizienten ermöglicht anschließend, die Sensitivität der Zielgrößen in Abhängigkeit von den Eingangsgrößen zu bewerten:

$$r_{i,rel} = \frac{|r_{xi,yi}|}{\sum_{i=1}^{nsim} |r_{xi,yi}|} \quad (7.42)$$

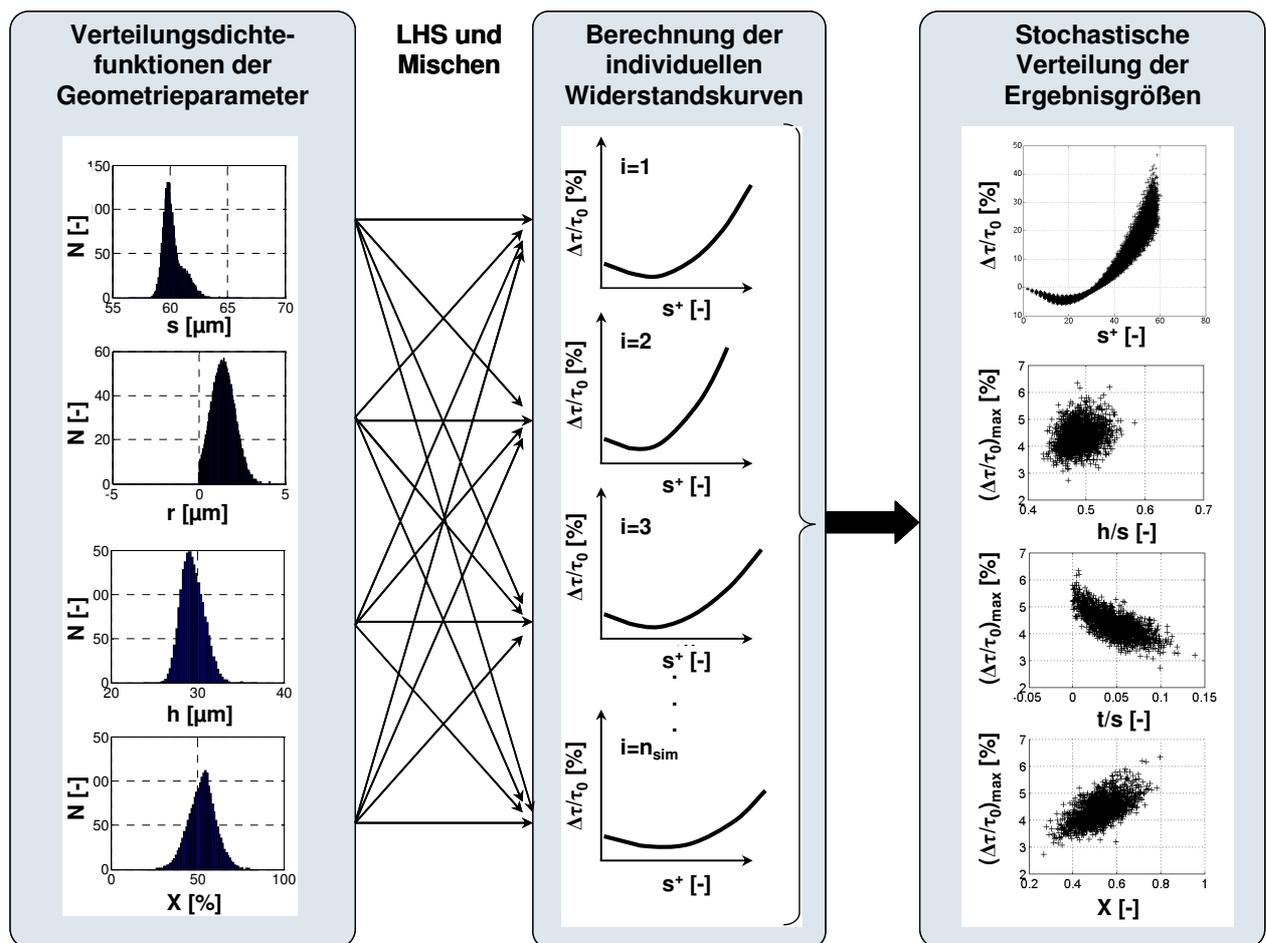
Die Visualisierung der Sensitivitäten erfolgt als Kreisdiagramm (Abbildung 7.5). Hierbei ist zu beachten, dass Korrelationskoeffizienten nur ein Maß für die lineare Abhängigkeit der Ergebnisgrößen von den Eingangsgrößen sind. Folglich muss ein gleicher Korrelationskoeffizient, der die lineare Abhängigkeit verschiedener Ergebnisgrößen  $y_i$  in Bezug der Eingangsgrößen  $x_i$  beschreibt, nicht zwangsläufig bedeuten, dass die Ergebnisgrößen die gleichen deterministischen Sensitivitäten  $\partial y_i / \partial x_i$  in Bezug auf die Eingangsgrößen aufweisen.



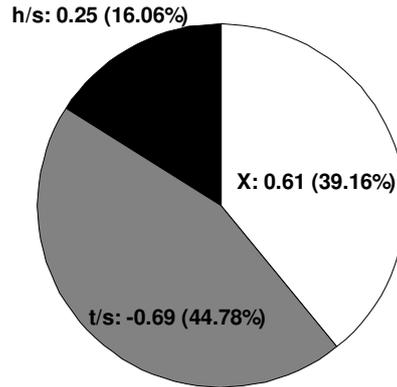
**Abbildung 7.2:** Exemplarische Visualisierung eines Querschnitts einer durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche (Quelle: IMR)



**Abbildung 7.3:** Exemplarische Visualisierung der stochastischen Verteilungen der geometrischen Größen einer durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche

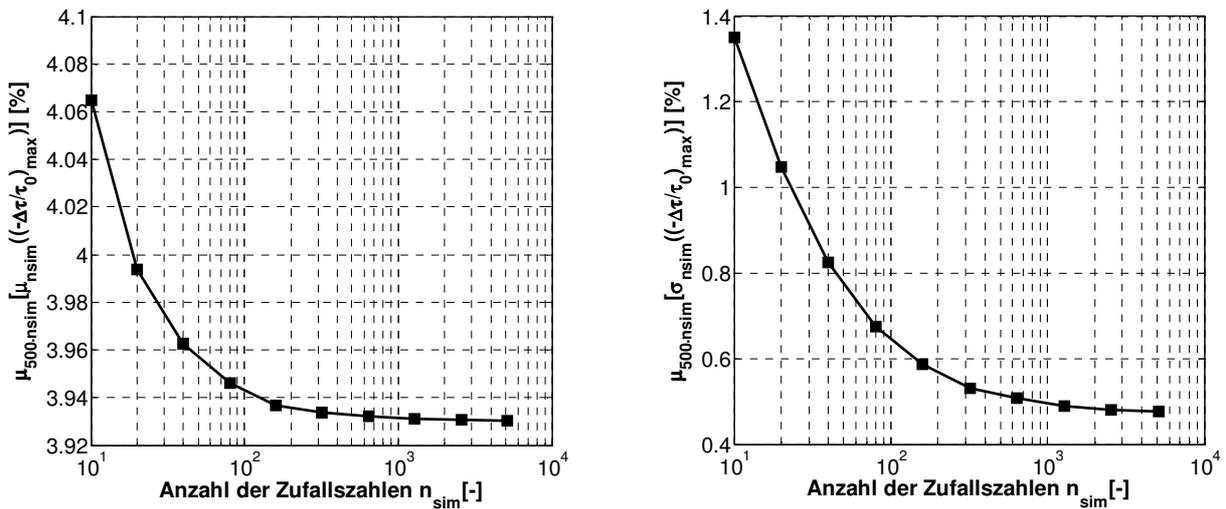


**Abbildung 7.4:** Monte-Carlo-Simulation für die Berechnung der stochastischen Verteilung der Widerstandskurve und der maximalen Wandschubspannungsreduktion



**Abbildung 7.5:** Kreisdiagramm zur Visualisierung der Sensitivitäten der maximalen Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit von den geometrischen Eingangsgrößen

Die Anzahl notwendiger Zufallszahlen wurde in Voruntersuchungen zu  $n_{sim} = 2000$  festgelegt. Dazu wurde im Rahmen der Voruntersuchungen die Anzahl an Zufallszahlen im Intervall  $n_{sim} = 10 \dots 2000$  variiert und es wurden für jede Anzahl an Zufallszahlen  $n_{sim}$  je 500 Monte-Carlo-Simulationen durchgeführt. Aus den 500 Monte-Carlo-Simulationen wurden anschließend jeweils die Mittelwerte  $\mu_{500 \cdot n_{sim}}$  der mittleren Wandschubspannungsreduktion  $\mu_{n_{sim}}[(\Delta\tau/\tau_0)_{max}]$  und der Standardabweichung von der mittleren Wandschubspannungsreduktion  $\sigma_{n_{sim}}[(\Delta\tau/\tau_0)_{max}]$  berechnet (Abbildung 7.5). Ab einer Anzahl von  $n_{sim} \approx 2000$  Zufallszahlen ist sowohl die mit der MCS berechnete mittlere Wandschubspannung  $\mu_{n_{sim}}[(\Delta\tau/\tau_0)_{max}]$  als auch deren Standardabweichung  $\sigma_{n_{sim}}[(\Delta\tau/\tau_0)_{max}]$  unabhängig von der Anzahl der Zufallszahlen  $n_{sim}$ .



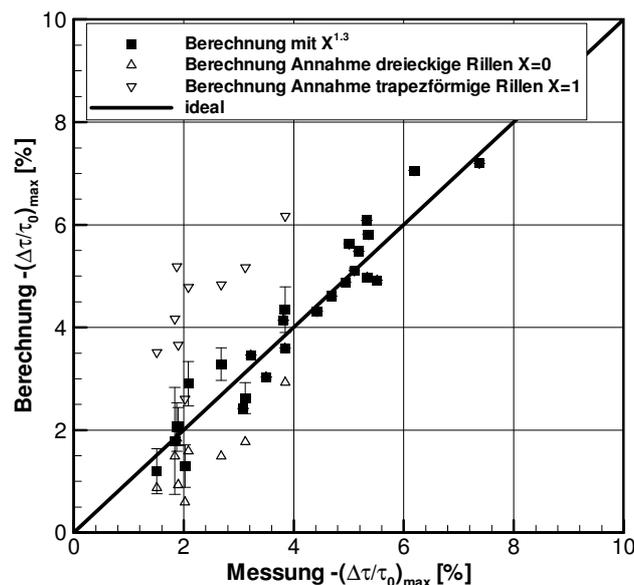
**Abbildung 7.6:** Verlauf der mittleren Wandschubspannungsreduktion und der Standardabweichung von der mittleren Wandschubspannungsreduktion für eine variierende Anzahl an Zufallszahlen  $n_{sim}$  mit jeweils 500 MCS

## 7.2.2 Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion

Ist die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer Riblet-Struktur *a priori* nicht bekannt, ist vor der Berechnung der Modellkoeffizienten der Widerstandskurve die Vorhersage von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  mit Hilfe der geometrischen Größen  $h$ ,  $s$  und  $t$  für Riblets mit ideal dreieckiger Rille nach Gl. (6.38) erforderlich. Für Riblets mit ideal trapezförmigem Rillenquerschnitt erfolgt die Berechnung von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  nach Gl. (6.39). Die optimale Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  wird mit Gl. (6.41) bestimmt.

Für nicht-ideale geschliffene und Laser-strukturierte Riblets erfolgt zunächst die Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion unter der Annahme einer ideal dreieckigen Rille  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  und einer ideal trapezförmigen Rille  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$ . Anschließend werden  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  und  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$  nach Gl. (6.40) mit dem geometrischen Formfaktor  $X$  gewichtet. Die ausführliche Vorgehensweise ist Abschnitt 6.3 zu entnehmen. Darüber hinaus wird zur Berücksichtigung der stochastischen Streuung fertigungsbedingter Abweichungen der Riblet-Geometrien das probabilistische Berechnungsmodell nach Abschnitt 7.2.1 angewendet.

Die Ergebnisse der Validierungsberechnungen von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  sind in Abbildung 7.7 dargestellt. Eine ideale Übereinstimmung experimentell und theoretisch bestimmter Daten würde in Abbildung 7.7 eine Gerade mit der Steigung eins ergeben. Folglich wird  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  geschliffener und Laser-strukturierter Riblets unter der Annahme einer ideal trapezförmigen Rille mit  $X = 1$  zu groß berechnet. Dahingegen wird  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  unter der Annahme einer ideal dreieckigen Rille mit  $X = 0$  zu gering berechnet. Die Gewichtung der berechneten maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Dreieck}}$  und  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max, \text{Trapez}}$  mit dem Faktor  $X^{1.3}$  gemäß Abschnitt 6.3 führt hingegen zu einer sehr guten Übereinstimmung von theoretischen und experimentellen Daten (Abbildung 7.7). Dies bestätigt auch erneut die Erkenntnisse von Hage et al. (2008), dass Laser-strukturierte und geschliffene Riblets unter aerodynamischen Gesichtspunkten eine Mischstruktur zwischen Riblets mit ideal dreieckiger und trapezförmiger Rille sind.

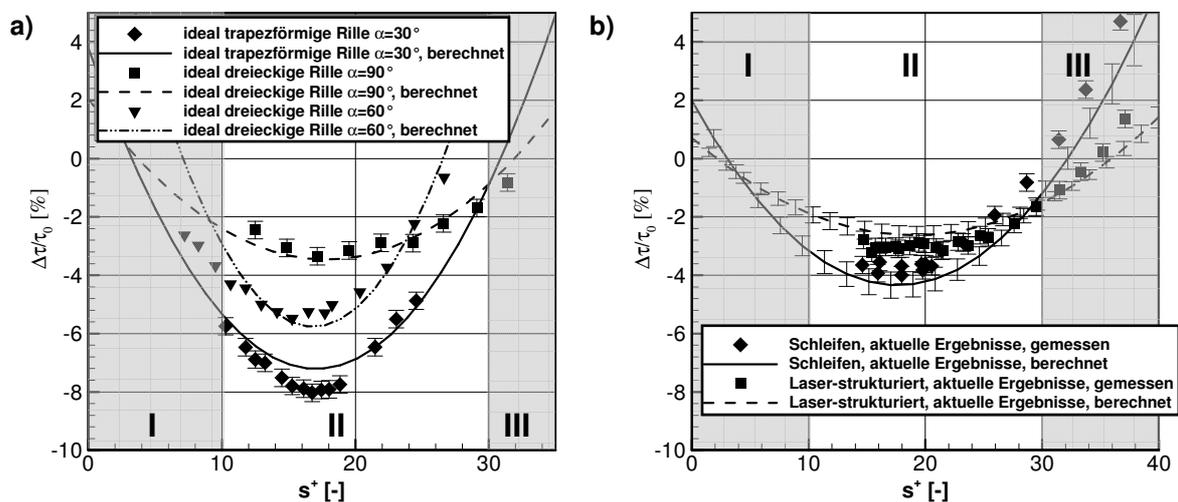


**Abbildung 7.7:** Vergleich der berechneten und experimentell bestimmten maximalen Wandschubspannungsreduktion

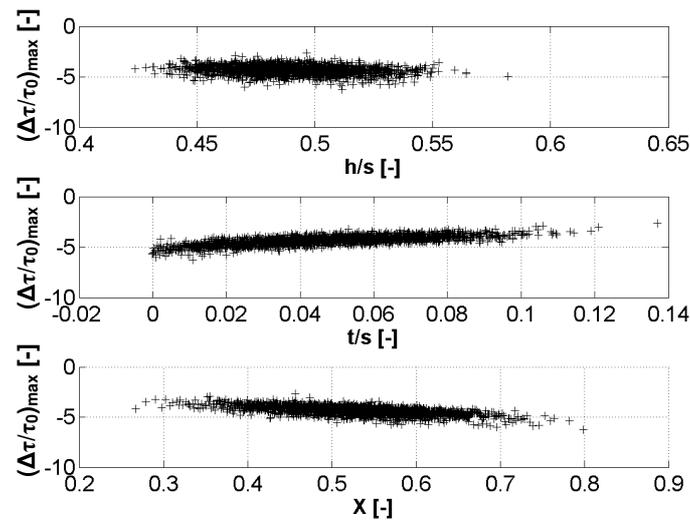
### 7.2.3 Vorhersage der Widerstandskurven

Analog zu Abschnitt 7.1 erfolgt die Vorhersage der Widerstandskurven an idealen und an nicht-idealen geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets, jedoch diesmal ausschließlich unter Vorgabe der Geometrieparameter. Wie in Abschnitt 7.1 beschrieben, kann durch das Modell im Bereich I (siehe Abbildung 7.8) der lineare Verlauf der Wandschubspannungsreduktion  $\Delta\tau/\tau_0$  mit zunehmender Riblet-Weite für  $s^+ < 10$  nicht erfasst werden. Ein Ansatz zur Erweiterung des Modells für diesen Bereich wird im folgenden Abschnitt 7.3 beschrieben. Für alle Strukturen wird eine sehr gute Übereinstimmung zwischen experimentell und theoretisch vorhergesagten Widerstandskurven im Bereich II für  $10 < s^+ < 30$  (Abbildung 7.8 und Anhang A 5) mit einer maximalen Diskrepanz von  $\Delta\tau/\tau_0 < 1\%$  nachgewiesen. Im Bereich III wird der Verlauf der Widerstandskurve für alle betrachteten Strukturen insgesamt gut prognostiziert. Wie zuvor in Abschnitt 7.1 beschrieben, nimmt mit zunehmender Rillenweite die Diskrepanz zwischen dem berechneten Verlauf der Widerstandskurve und den experimentellen Daten insgesamt zu.

Die Analyse der Sensitivitäten der berechneten maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  in Abhängigkeit von den geometrischen Eingangsgrößen  $h/s$ ,  $t/s$  und  $X$  im Rahmen der probabilistischen Berechnungen ermöglicht, Verbesserungsmaßnahmen für die Schleif- und Laser-Bearbeitungsprozesse abzuleiten (Abbildung 7.9 und Abbildung 7.10). Die Sensitivitätsanalyse erfolgt durch die Bestimmung des Rangkorrelationskoeffizienten nach Spearman  $r'_{x_i,y_i}$ . Deren normierte Darstellung für die geschliffenen Probe zeigt, dass eine zusätzliche Wandschubspannungsreduktion primär durch eine trapezförmigere Ausprägung des Rillentals sowie durch schärfere Riblet-Spitzen zu erreichen ist (Abbildung 7.11a).

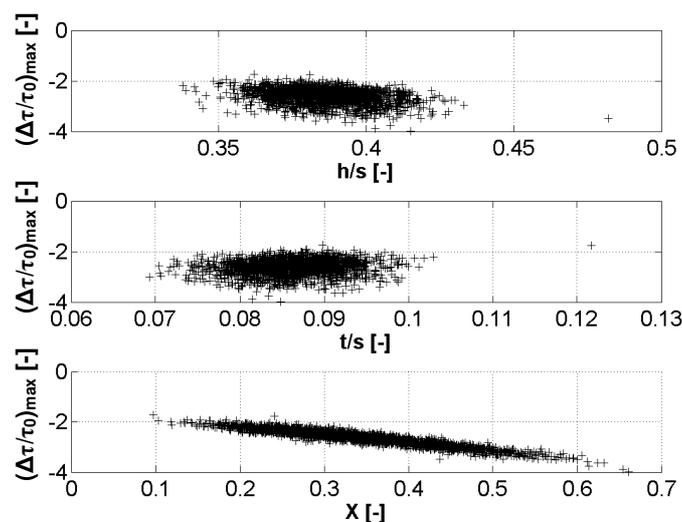


**Abbildung 7.8:** Validierung des empirischen Modells bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter an (a) ideal ausgeprägten Rillengeometrien und (b) geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets einer Fertigungsgeneration, die dem heutigen Stand der Technik entspricht

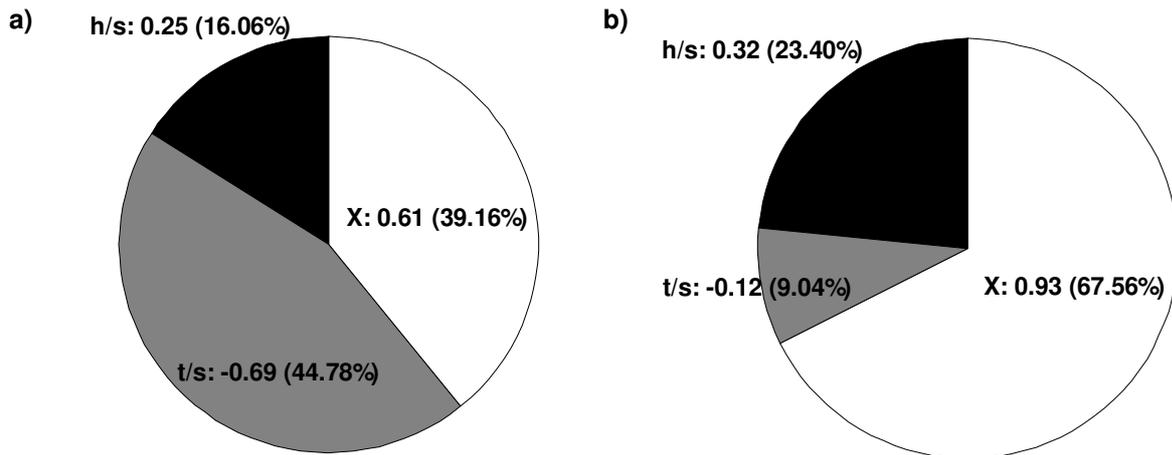


**Abbildung 7.9:** Berechnete Wandschubspannungsreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern für die geschliffene Probe

Aus der Sensitivitätsanalyse der Ergebnisse der Laser-strukturierten Probe folgt, dass die aerodynamische Verbesserung primär dem Höhen- zu Weitenverhältnis  $h/s$  und einer trapezförmigeren Ausprägung des Rillentals zuzuschreiben ist (Abbildung 7.11b). Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die geometrische Streuung des Spitzenradiusverhältnisses im Bereich  $0.07 < t/s < 0.1$  liegt (Abbildung 7.10). Die Reduktion des Spitzenradiusverhältnisses in den Bereich  $t/s < 0.04$  würde gemäß Abbildung 2.11 zu einer signifikanten zusätzlichen Wandschubspannungsreduktion führen. Dieser Effekt kann durch die Sensitivitätsanalyse der probabilistischen Daten nicht erfasst werden, da die Streuung des Geometrieparameters  $t/s$  der Laser-strukturierten Probe genau in dem Bereich liegt, in dem nur ein moderater Einfluss des Spitzenradiusverhältnisses auf die Wandschubspannungsreduktion zu erwarten ist (Abbildung 2.11).



**Abbildung 7.10:** Berechnete Wandschubspannungsreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern für die Laser-strukturierte Probe



**Abbildung 7.11:** Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für (a) die geschliffene und (b) die Laser-strukturierte Probe

## 7.3 Grenzen des Modells

Das in diesem Abschnitt beschriebene empirische Modell bietet erstmals die Möglichkeit, den Verlauf der Widerstandskurven idealer und nicht-idealer Riblets bei Kenntnis der Riblet-Geometrieparameter vorauszusagen. Sind die maximal zu erwartende Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer Riblet-Geometrie *a priori* bekannt, kann das Modell auf alle bekannten Riblet-Geometrien angewendet werden. Das Modell versagt an Riblet-Geometrien mit einem sehr stark ausgeprägten Talquerschnitt wie klingenförmige Riblets oder solche Riblets mit halbkreisförmiger und trapezförmiger Rille, deren Riblet-Höhen- zu Weitenverhältnis jeweils  $h/s > 0.5$  beträgt. Dieses Versagen ist vermutlich darin begründet, dass diese Strukturen bereits für relativ geringe  $s^+$  das ungünstige Schwappen von Fluid zwischen den Rippen begünstigen, wodurch stark nicht-lineare Effekte in die wandnahe Grenzschicht eingetragen werden.

Die Anwendung des Modells auf nicht-ideale Riblets, deren maximal zu erwartende Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  *a priori* nicht bekannt sind und zunächst über die Geometrieparameter  $h$ ,  $s$ ,  $t$  und  $X$  berechnet werden müssen, ist auf Riblet-Geometrien beschränkt, die eine Mischstruktur zwischen Riblets mit ideal dreieckigem und trapezförmigem Rillenquerschnitt sind. Die Berücksichtigung der nicht-idealen Rillenform erfolgt dann über den geometrischen Formfaktor  $X$ . Die Ergebnisse für Riblets mit einem sehr stark trapezförmig ausgeprägten Rillental mit  $X \rightarrow 1$  sind für  $h/s > 0.5$  jedoch unbefriedigend. Ursächlich hierfür ist, dass die experimentelle Datenbasis für die Entwicklung des empirischen Modells zur Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit einer ideal dreieckig oder trapezförmig ausgeprägten Rille zu gering ist. Die experimentelle Datenbasis wurde deshalb mit Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation über den Ansatz der viskosen Theorie ergänzt. Für  $h/s > 0.5$  versagt der Ansatz der viskosen Theorie jedoch für Riblets mit ideal trapezförmigem Rillenquerschnitt, da an diesen Strukturen bereits für relativ geringe  $s^+$  stark nicht-lineare Effekte durch das parasitäre Schwappen von Fluid zwischen den Rillen wirken. Diese nicht-linearen Effekte werden durch die rein viskose Berechnung der Strömung nicht erfasst (Abschnitt 3.2.1). Das  $h/s$ -Verhältnis der durch Schleifen und Laser-Bearbeitung hergestellten Riblets beträgt jedoch meist  $h/s < 0.5$  mit einer Trapez-Ähnlichkeit der Rille  $X \ll 1$  (Tabelle 5.2). Somit kann durch das Modell eine sehr gute Vorhersage der Widerstandskurve nicht-idealer Riblets erwartet werden, so dass die

Widerstandsbeeinflussung einer Riblet-Oberfläche auf Verdichterprofilen hinreichend gut modelliert wird.

Die Berücksichtigung der Streuung der geometrischen Parameter einer nicht-idealen Riblet-Oberfläche durch fertigungsbedingte Geometrieabweichungen entlang der Oberfläche auf den Verlauf der Widerstandskurve erfolgt durch probabilistische Berechnungen mit Hilfe der Monte-Carlo-Simulation. Dabei ist zu beachten, dass durch die probabilistischen Berechnungen stets eine integrale Variation der Geometrieparameter einer Riblet-Oberfläche simuliert wird. In der Realität variiert die Geometrie jedoch lokal. Somit kann durch die Monte-Carlo-Simulation zwar der Vertrauensbereich der Widerstandskurve vorausgesagt werden und aus einer Sensitivitätsanalyse der Ergebnisgrößen können Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der Riblet-Geometrie abgeleitet werden, jedoch wird der aerodynamische Einfluss lokaler Defekte der Riblet-Struktur nicht erfasst.

Der lineare Verlauf der Widerstandskurve im Bereich  $s^+ < 10$  mit

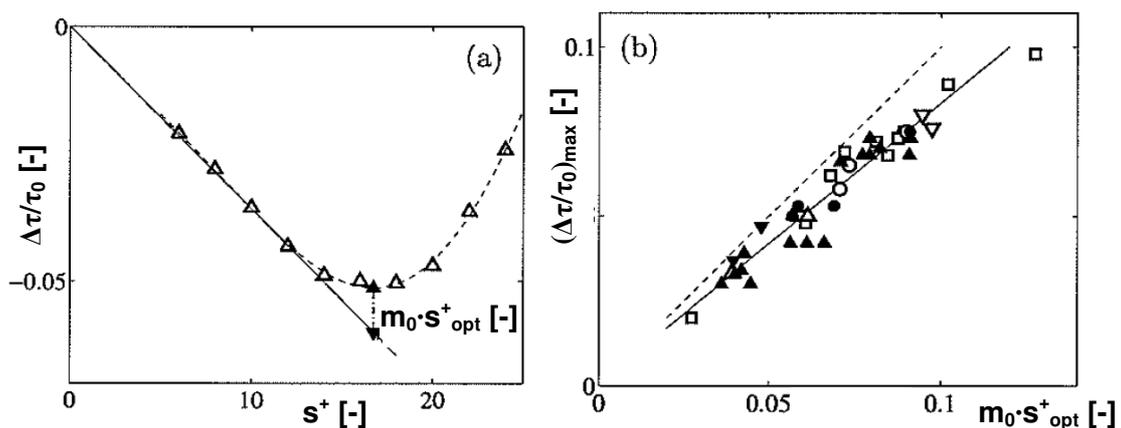
$$\frac{\Delta\tau}{\tau_0} = m_0 \cdot s^+ \quad (7.43)$$

kann gemäß den Ausführungen in den vorangegangenen Abschnitten nicht korrekt berechnet werden. Für den viskosen Bereich wird von García-Mayoral und Jiménez (2007) eine Korrelation zwischen der Steigung  $m_0$  der Widerstandskurve und der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  sowie der maximalen Widerstandsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  angegeben (Abbildung 7.12).

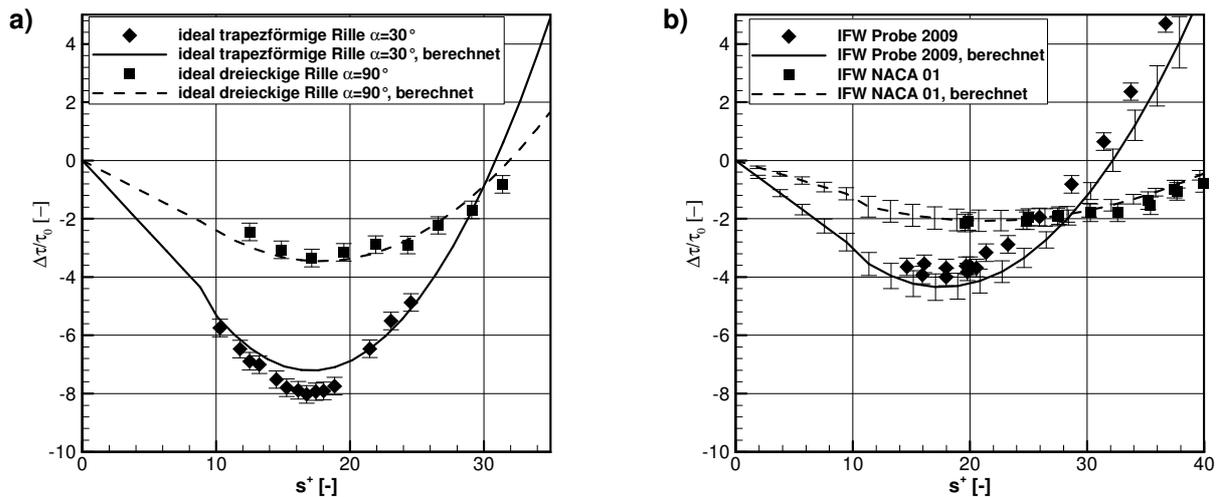
Aus der Regression der Messdaten folgt für die Steigung  $m_0$ :

$$m_0 = \frac{\left(\frac{\Delta\tau}{\tau_0}\right)_{\text{max}}}{s^+_{\text{opt}} \cdot 0.83} \quad (7.44)$$

Die Verwendung dieses Ansatzes führt zu einer signifikanten Verbesserung der Prognose des Verlaufs der Widerstandskurve im viskosen Regime (Abbildung 7.13).



**Abbildung 7.12:** (a) Steigung  $m_0$  der Widerstandskurve im linearen Bereich und (b) lineare Abhängigkeit der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  von  $m_0 \cdot s^+_{\text{opt}}$  (Quelle: García-Mayoral und Jiménez 2007)



**Abbildung 7.13:** Erweiterung des Modells zur Vorhersage der Widerstandskurve durch den linearen Ansatz von García-Mayoral und Jiménez (2007) für die Berechnungen der Widerstandskurve im viskosen Regime für  $s^+ < 10$

Für nicht-ideale Riblets erfolgt die Berechnung der Widerstandskurve sequentiell durch empirische Modelle, um im ersten Schritt die maximale Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  vorauszusagen, damit im zweiten Schritt die Modellkoeffizienten der Widerstandskurve berechnet werden können. Die sequentielle Vorgehensweise ist darin begründet, dass für jedes im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell hinreichend Messdaten vorhanden sind, um die physikalischen Effekte korrekt zu erfassen. So ist beispielsweise aus experimentellen Daten und ergänzenden Berechnungen mit der viskosen Theorie der Einfluss der geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$  auf die maximale Widerstandsminderung einer Riblet-Geometrie bekannt. Dahingegen fehlen für diese Parametervariationen experimentelle Daten über die Verläufe der Widerstandskurven. Mit den bekannten experimentellen Verläufen der Widerstandskurven für die Variationen von  $h/s$  und  $t/s$  wäre zukünftig die Entwicklung eines empirischen Modells denkbar, dass die Berechnung der Widerstandskurve in einem Modell direkt aus den Geometrieparametern ermöglicht, so dass die sequentielle Vorgehensweise nicht mehr erforderlich ist.



## 8 Iteratives Berechnungsmodell für Riblet-strukturierte Verdichterschaukeln

Das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene empirische Berechnungsmodell wird in die Grenzschichtberechnung des Strömungslösers MISES implementiert, um die Widerstandsbeeinflussung einer Riblet-strukturierten Schaufeloberfläche zu modellieren. MISES ist ein von Drela, Giles und Youngren entwickeltes Programmpaket zur Simulation zweidimensionaler, stationärer Strömungen in ebenen Schaufelgittern (Drela 1986, Drela und Giles 1987 sowie Drela und Youngren 1996). Das Strömungsfeld einer Schaufelkaskade wird in MISES durch einen zonalen Ansatz gelöst. Dazu wird die reibungsfreie Außenströmung mit den stationären Euler-Gleichungen berechnet. Für die reibungsbehaftete Grenzschichtströmung und im Schaufelnachlauf wird ein Integralverfahren eingesetzt. Dabei wird sowohl für die integrale Formulierung der laminaren als auch der turbulenten Grenzschichtgleichungen ein Zwei-Gleichungsmodell angewendet, woraus sich der Vorteil ergibt, dass auch geringe Grenzschichtablösungen wie Ablöseblasen berechnet werden können (Drela und Giles 1987). Die Berücksichtigung der Interaktion zwischen Grenzschichtströmung und Außenströmung erfolgt über die Verdrängungsdicke. Das nicht-lineare Gleichungssystem der Grenzschicht und der Außenströmung wird iterativ durch ein globales Newton-Raphson Verfahren gelöst. Die Grenzschichttransition wird in MISES durch ein  $e^n$ -Modell und eine angepasste Version des Modells nach Abu-Ghannam und Shaw modelliert (Drela 1998), wobei stets beide Modelle aktiv sind und je nach Strömungszustand über eines der Modelle das Einsetzen der Grenzschichttransition berechnet wird.

Aufgrund der integralen Formulierung der Grenzschichtgleichungen in MISES erfolgt die stationäre Strömungsberechnung einer zweidimensionalen Schaufelkaskade auf heutigen Rechnern im Vergleich zu gängiger CFD-Software äußerst schnell bei vergleichbarer Qualität der Lösung. Von daher eignet sich MISES besonders für probabilistische Simulationen oder Optimierungsaufgaben, die beide eine Vielzahl von Berechnungsiterationen erfordern. In diesem Kapitel wird zunächst die Modifikation von MISES beschrieben, so dass die Widerstandsbeeinflussung von Riblets auf die Grenzschichtströmung modelliert wird. Im Weiteren wird die Einbindung von MISES in eine Monte-Carlo-Simulation beschrieben. Abschließend erfolgt die Validierung des modifizierten MISES an experimentellen Ergebnissen aus Untersuchungen an Riblet-strukturierten ebenen Verdichtergittern.

## 8.1 Anpassung des Strömungslösers MISES zur Berücksichtigung des Riblet-Effekts

Die Modifikation von MISES erfolgt ausschließlich in der Wandschubspannungsberechnung der turbulenten Grenzschicht, da die reibungsmindernde Wirkung von Riblets auf diesen Grenzschichtbereich beschränkt ist. Die Wandschubspannung wird in MISES mit einer modifizierten Korrelation nach Swafford (1983) bestimmt, welche den lokalen Reibungsbeiwert der turbulenten Grenzschicht  $c_f$  mit den integralen Grenzschichtgrößen Impulsverlustdicken-Reynolds-Zahl  $Re_{\delta_2}$ , dem kinematischen Formfaktor  $H_k$  und der Mach-Zahl  $Ma_\delta$  am Grenzschichttrand verknüpft:

$$F_c \cdot c_f = \frac{0.3e^{-1.33 \cdot H_k}}{\left( \log_{10} \left( \frac{Re_{\delta_2}}{F_c} \right) \right)^{1.74 + 0.31 H_k}} + 1.1 \cdot 10^{-4} \left( \tanh \left( 4 - \frac{H_k}{0.875} \right) - 1 \right) \quad (8.45)$$

Für  $F_c$  gilt:

$$F_c = \left( 1 + 0.2 \cdot Ma_\delta^2 \right)^{0.5} \quad (8.46)$$

Da die Strömungsberechnung in MISES ausschließlich dimensionslos erfolgt, die dimensionslose Rillenweite  $s^+$  gemäß Gl. (2.6) für die Bewertung der Reibungsbeeinflussung von Riblets jedoch eine Funktion der dimensionsbehafteten Wandschubspannung  $\tau_w$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$  ist, muss zunächst die Wandschubspannung mit der Dichte  $\rho_\delta$  und  $u_\delta$  am Grenzschichttrand berechnet werden:

$$\tau_w = c_f \frac{1}{2} \rho_\delta u_\delta^2 \quad (8.47)$$

Aufgrund der Formulierung des Gleichungssystems in MISES ist es zweckmäßig, die Wandschubspannung in Abhängigkeit von den totalen Größen Schallgeschwindigkeit  $a_{\text{tot}}$  und Totaldichte  $\rho_{\text{tot}}$  zu berechnen. Für die Größen am Grenzschichttrand gilt (Herleitung siehe Chahine 2010)

$$\rho_\delta = \rho_{\text{tot}} \left( 1 - \frac{\frac{1}{2} (\kappa - 1) \cdot u_\delta^2}{a_{\text{tot}}^2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (8.48)$$

und

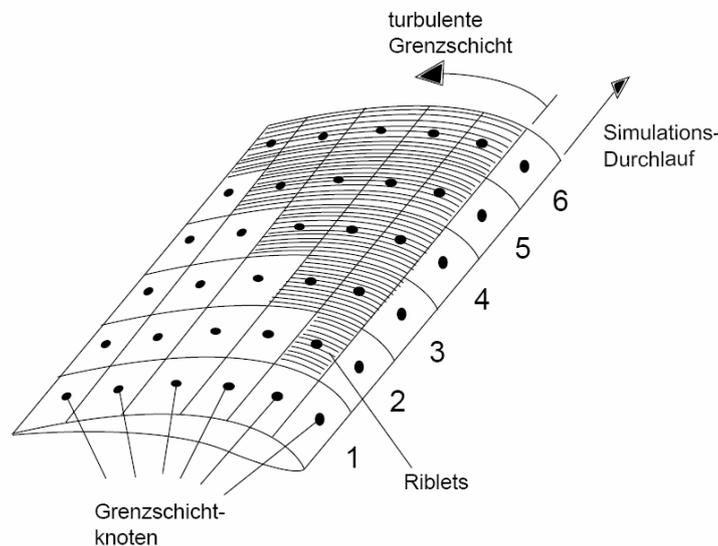
$$u_\delta^2 = \frac{Ma_\delta^2 \cdot a_{\text{tot}}^2}{1 + \frac{1}{2} (\kappa - 1) \cdot Ma_\delta^2} \quad (8.49)$$

Aus Gl. (8.47) folgt nach Substitution von  $\rho_\delta$  und  $u_\delta$ :

$$\tau_w = c_f \frac{1}{2} \rho_{tot} \left[ 1 - \frac{\frac{1}{2} Ma_\delta^2 (\kappa - 1)}{1 + \frac{1}{2} (\kappa - 1) \cdot Ma_\delta^2} \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \frac{Ma_\delta^2 a_{tot}^2}{1 + \frac{1}{2} (\kappa - 1) Ma_\delta^2} \quad (8.50)$$

Die totale Schallgeschwindigkeit  $a_{tot}$  und die Totaldichte  $\rho_{tot}$  müssen deshalb am Eintritt des Schaufelgitters zusammen mit der kinematischen Viskosität  $\nu$  an MISES für die Berechnung der Widerstandsbeeinflussung durch Riblets übergeben werden (erfolgt über *Stoffwerte.txt*).

Die Modifikation von MISES zur Berücksichtigung des aerodynamischen Einflusses einer Riblet-strukturierten Oberfläche auf die turbulente Grenzschicht ist schematisch in Abbildung 8.1 dargestellt. Im ersten Simulationsdurchlauf wird die Strömung der Verdichterkaskade unter der Annahme einer vollständig glatten Schaufeloberfläche berechnet. Im zweiten Simulationsdurchlauf wird die Wandschubspannung im ersten Knoten der turbulenten Grenzschicht entsprechend der Korrelation  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  gemindert, wobei die Wandschubspannung  $\tau_0$  der ursprünglich glatten Oberfläche des vorherigen Simulationsdurchlaufs als Referenz herangezogen wird (Abbildung 8.2). Um den konvektiven Einfluss der geminderten Wandschubspannung auf die Grenzschichtströmung zu erfassen, wird die Oberfläche stromab des ersten Berechnungsknotens in der turbulenten Grenzschicht als glatt angenommen. Die berechnete Wandschubspannung der glatten Oberfläche stromab des ersten Berechnungsknotens in der turbulenten Grenzschicht wird im dritten Simulationsdurchlauf als Referenz für die Minderung  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  der Wandschubspannung im zweiten Knoten der turbulenten Grenzschicht verwendet. In den folgenden Simulationsdurchläufen wird die Riblet-Struktur schrittweise auf der Oberfläche des Verdichters profiliert, so dass der Einfluss von Riblets auf die Grenzschichtgeschichte entlang der Schaufeloberfläche erfasst wird.



**Abbildung 8.1:** Schematische Darstellung des Berechnungsalgorithmus zur Berücksichtigung der Widerstandsbeeinflussung durch Riblets (aus Chahine 2010)

$$\begin{pmatrix} \tau_{0,1,1} & \tau_{0,2,1} = \tau_{0,1,1} & \tau_{0,3,1} = \tau_{0,2,1} & \cdot & \cdot & \tau_{0,n,1} = \tau_{0,n-1,1} \\ \tau_{0,1,2} & \tau_{2,2} = \Delta \cdot \tau_{0,1,2} & \tau_{3,2} = \tau_{2,2} & \cdot & \cdot & \tau_{n,2} = \tau_{n-1,2} \\ \tau_{0,1,3} & \tau_{0,2,3} & \tau_{3,3} = \Delta \cdot \tau_{0,2,3} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \tau_{0,3,4} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \tau_{0,1,n} & \tau_{0,2,n} & \tau_{0,3,n} & \cdot & \cdot & \tau_{n,n} = \Delta \cdot \tau_{0,n-1,n} \end{pmatrix}$$

**Abbildung 8.2:** Numerische Berechnungsmethode in MISES. Jede Zeile entspricht der Wandschubspannung eines Berechnungsknotens, jede Spalte repräsentiert einen Simulationsdurchlauf

Die Bestimmung der relativen Wandschubspannungsänderung  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  erfolgt für ideal trapezförmige Rillen mit einer aus den Messdaten an ebenen Platten bestimmten Regressionsfunktion (Abbildung 2.9). Für geschliffene und Laser-strukturierte Riblets wird die Wandschubspannungsbeeinflussung über das in Kapitel 6 beschriebene empirische Berechnungsmodell bestimmt.

In Strömungen unter positiven Druckgradienten, wie es in Verdichterkaskaden der Fall ist, ist eine Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion einer Riblet-strukturierten Oberfläche zu erwarten (Abschnitt 2.5). Um den Einfluss dieser Verstärkung zu erfassen, werden die Messdaten von Nieuwstadt et al. (1993) sowie Debisshop und Nieuwstadt (1996) herangezogen. Die Auftragung der maximalen Wandschubspannungsreduktion über den Druckgradienten aus diesen Messdaten erfolgt in Abbildung 8.3a dimensionslos mit dem Clauser-Parameter  $\beta$ , der in MISES nach Drela und Giles (1987) berechnet wird, um eine Vergleichbarkeit für ähnliche turbulente Grenzschichtströmungen herzustellen:

$$\beta = \frac{1}{0.75} \cdot \left( \frac{G^2}{6.7^2} - 1 \right) \quad (8.51)$$

Dazu wird der Parameter  $G$  aus dem kinematischen Formfaktor  $H_k$  und dem Reibungsbeiwert  $c_f$  bestimmt (Drela und Giles 1987):

$$G = \frac{H_k - 1}{H_k} \cdot \frac{1}{\sqrt{c_f/2}} \quad (8.52)$$

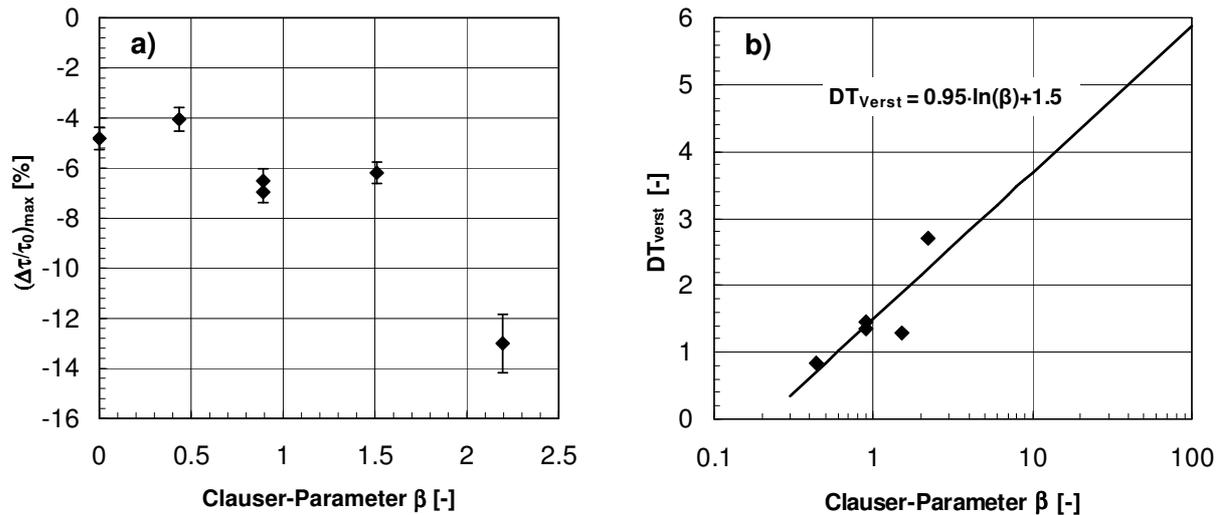
Aus den experimentell verfügbaren Daten wird die Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit des Druckgradienten

$$DT_{Verst} = \frac{(\Delta\tau/\tau_0)_{\beta>0}}{(\Delta\tau/\tau_0)_{\beta=0}} \quad (8.53)$$

berechnet und ist in Abbildung 8.3b über den Clauser-Parameter  $\beta$  aufgetragen. Die lineare Regression dieser Daten ergibt für den Verstärkungsfaktor die empirische Korrelation

$$DT_{Verst} = 0.95 \cdot \ln(\beta) + 1.5. \quad (8.54)$$

In MISES wird dementsprechend die berechnete Wandschubspannungsreduktion einer Riblet-Oberfläche für positive Druckgradienten mit dem Verstärkungsfaktor multipliziert.



**Abbildung 8.3:** (a) Wandschubspannungsreduktion und (b) Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion in Abhängigkeit des positiven Druckgradienten

## 8.2 Validierung mit experimentellen Ergebnissen

Die Validierung des modifizierten MISES erfolgt an zwei Testfällen (siehe auch Lietmeyer et al. 2011b): Zum einen wird der Einfluss von Riblets auf den Verlauf der turbulenten Grenzschicht eines saugseitig Riblet-strukturierten NACA 65-K48 untersucht. Diese numerischen Daten werden mit Grenzschichtuntersuchungen an der Universität der Bundeswehr München verglichen, die mit Hilfe eines Laser-2-Fokus-Systems (L2F) im Gitterwindkanal des Instituts für Strahltriebwerke (ISA) durchgeführt wurden (Boese und Fottner 2002, Boese 2004). Aufgrund des sehr kleinen Messvolumens des L2F-Systems mit einem Abstand der Laserfokusse von  $168 \mu\text{m}$  bei einem Fokusbereich von  $8 \mu\text{m}$  konnten Messungen in unmittelbarer Wandnähe durchgeführt und Grenzschichtprofile an verschiedenen Positionen entlang der Schaufeloberfläche gemessen werden (Boese 2004). Zum anderen wird die numerisch berechnete Profilverlustreduktion des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten NACA 6510 Verdichtergitters mit den experimentellen Daten verglichen. Die Berechnungen mit MISES wurden für beide Testfälle mit der maximal möglichen Anzahl an Berechnungsknoten durchgeführt, da der Einfluss der Netzauflösung auf den zeitlichen Rechenaufwand mit MISES auf heutigen Rechnern vernachlässigbar ist. Dem Anhang kann exemplarisch die Netzstudie des NACA 6510 Verdichtergitters entnommen werden (Abbildung A.22).

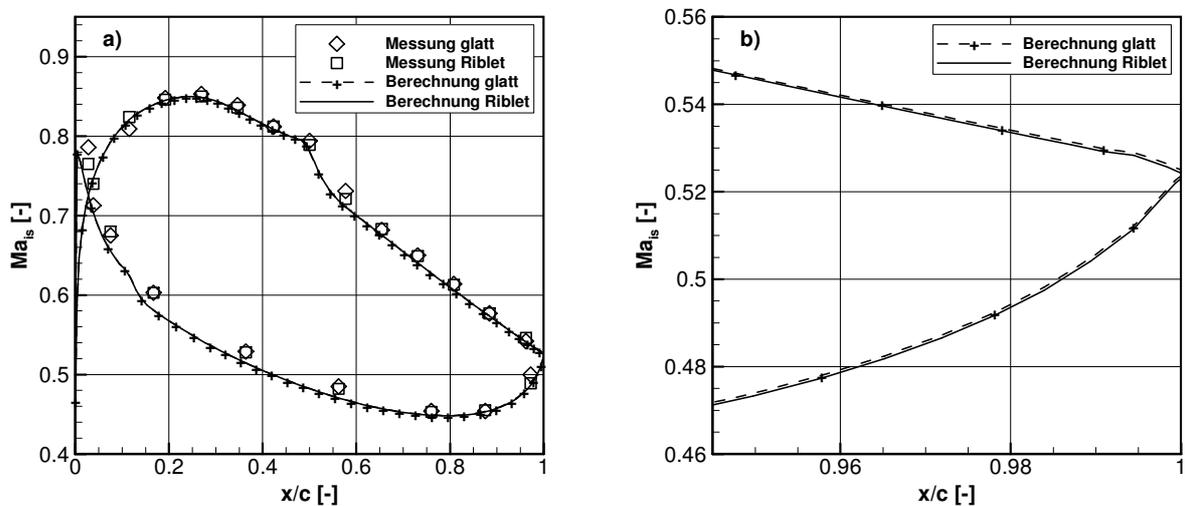
### 8.2.1 Grenzschichtberechnung – lokale Validierung

Die Applizierung von Riblets mit ideal trapezförmigen Rillen auf einem Messingblech, deren Rillenweite  $s = 200 \mu\text{m}$ , Riblet-Höhe  $h = 100 \mu\text{m}$  und Öffnungswinkel der Rippenflanken  $\alpha = 30^\circ$  beträgt, erfolgte im Rahmen der experimentellen Untersuchungen am NACA 65-K48 Profil auf der Saugseite ab einer dimensionslosen Sehnenlänge von  $x/c = 0.4$  (Boese und Fottner 2002). Das Messingblech wurde in eine Tasche bis nahe der Hinterkante wandbündig auf die saugseitige Schaufeloberfläche geklebt, so dass der Einfluss von Konturabweichungen minimiert wurde.

Der Vergleich der mit dem modifizierten MISES berechneten Grenzschichtgrößen mit experimentellen Daten erfolgt für die Zuströmung zum Schaufelgitter im Auslegungspunkt, da für diesen Betriebspunkt neben dem integralen Einfluss der Riblet-Oberfläche auf die Profilverluste ebenfalls Messdaten über den lokalen Einfluss auf die Verläufe der integralen Grenzschichtgrößen zur Verfügung stehen. Die Zuströmbedingungen und die Parameter  $a_{\text{tot},1}$ ,  $\rho_{\text{tot},1}$  und  $\nu$ , welche für die Berechnung des Riblet-Einflusses mit MISES benötigt werden, sind in Tabelle 8.1 zusammengefasst. Da die Messfehler nicht bekannt sind, muss auf deren Darstellung im Folgenden verzichtet werden.

**Tabelle 8.1:** Zuströmbedingungen zum NACA 65-K48 Verdichtergitter (Boese 2004)

Größe	Wert
Mach-Zahl $Ma_1$ [-]	0.67
Reynolds-Zahl $Re_l$ [-]	$4.5 \cdot 10^5$
Zuströmwinkel $\alpha_l$ [°]	42°
Totale Schallgeschwindigkeit $a_{\text{tot},1}$ [m/s]	350
Totaldichte $\rho_{\text{tot},1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.3
Kinematische Viskosität $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$8.92 \cdot 10^{-5}$



**Abbildung 8.4:** (a) Vergleich der gemessenen und berechneten Verteilung der isentropen Mach-Zahl  $Ma_{is}$  entlang der Schaufeloberfläche und (b) Vergleich der berechneten Verteilung im Bereich der Hinterkante (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002)

Der Vergleich experimenteller und theoretischer Ergebnisse der isentropen Mach-Zahl-Verteilung  $Ma_{is}$  zeigt im Bereich der turbulenten Grenzschicht keinen signifikanten Einfluss der Riblet-Oberfläche (Abbildung 8.4a). Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen lassen einen geringen Einfluss der Riblet-Oberfläche auf die saugseitige laminare Ablöseblase im Bereich  $0.4 < x/c < 0.6$  vermuten mit der Tendenz, die Grenzschichttransition zu beschleunigen. Dieser Sekundäreffekt kann mit MISES nicht erfasst werden, da ausschließlich die Widerstandsbeeinflussung durch Riblets im Bereich der vollturbulenten

Grenzschicht ab  $x/c \approx 0.6$  modelliert wird. Im Bereich der Hinterkante zeigen die numerischen Ergebnisse die Tendenz, dass durch die Riblet-strukturierte Schaufeloberfläche die Schaufelumströmung stärker verzögert wird (Abbildung 8.4b), was vermutlich auf den geringeren Impulsverlust in der turbulenten Grenzschicht entlang der Riblet-Oberfläche zurückzuführen ist. Dadurch wird, wie im Folgenden noch eingehender dargestellt wird, die Verdrängungsdicke der Grenzschicht reduziert, wodurch der Strömungskanal zwischen den Schaufelreihen leicht aufgeweitet wird, so dass die Strömung stärker verzögert werden kann. Dieser geringe Effekt kann durch die experimentellen Untersuchungen im Rahmen der Messgenauigkeit nicht aufgelöst werden.

Der Einfluss der Riblets auf die Grenzschichtströmung wird durch die integralen Grenzschichtparameter Verdrängungsdicke

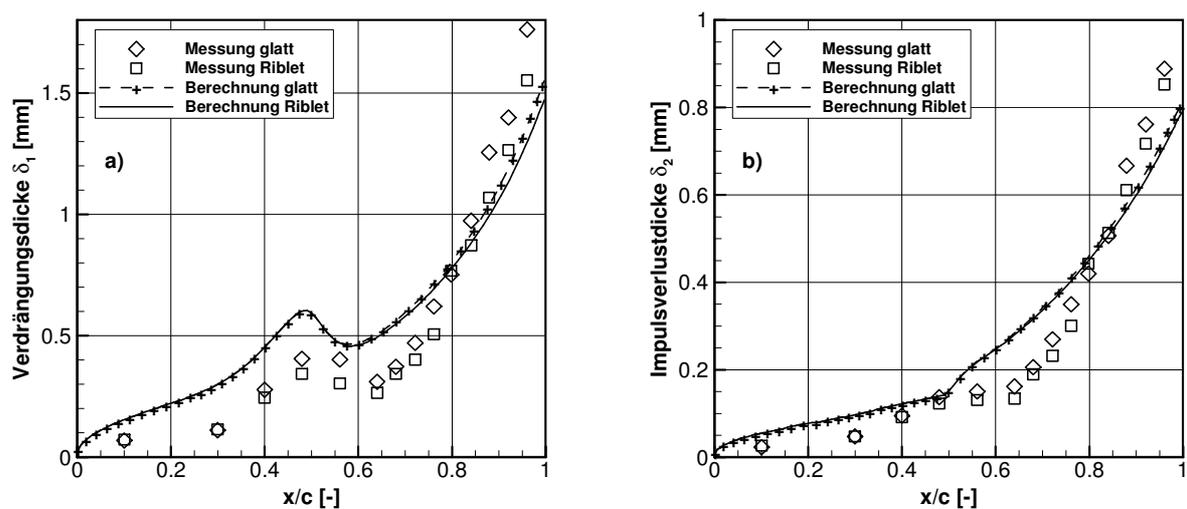
$$\delta_1 = \int_0^{\delta} \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_{\delta}} \cdot \frac{u}{u_{\delta}} \right) dy_{\perp}, \quad (8.55)$$

welche die Verdrängung der reibungsfreien Potentialströmung außerhalb der Grenzschicht infolge des Geschwindigkeitsdefizits in der Grenzschicht beschreibt, und durch die Impulsverlustdicke

$$\delta_2 = \int_0^{\delta} \frac{\rho}{\rho_{\delta}} \cdot \frac{u}{u_{\delta}} \left( 1 - \frac{u}{u_{\delta}} \right) dy_{\perp}, \quad (8.56)$$

die den Impulsverlust in der Grenzschicht charakterisiert, beschrieben. Mit dem Index  $\delta$  werden die Größen am Grenzschichttrand gekennzeichnet; der orthogonale Wandabstand für die Integration entlang der Grenzschicht wird mit  $y_{\perp}$  bezeichnet.

Sowohl die experimentellen als auch die theoretischen Ergebnisse zeigen, dass die Verdrängungsdicke und die Impulsverlustdicke in der turbulenten Grenzschicht durch Riblets aufgrund deren Impulsverlustminderung reduziert werden (Abbildung 8.5). Der experimentell nachgewiesene, positive Einfluss von Riblets auf die laminare Ablöseblase im Bereich  $0.4 < x/c < 0.6$  kann wie oben beschrieben durch MISES bisher nicht modelliert werden.

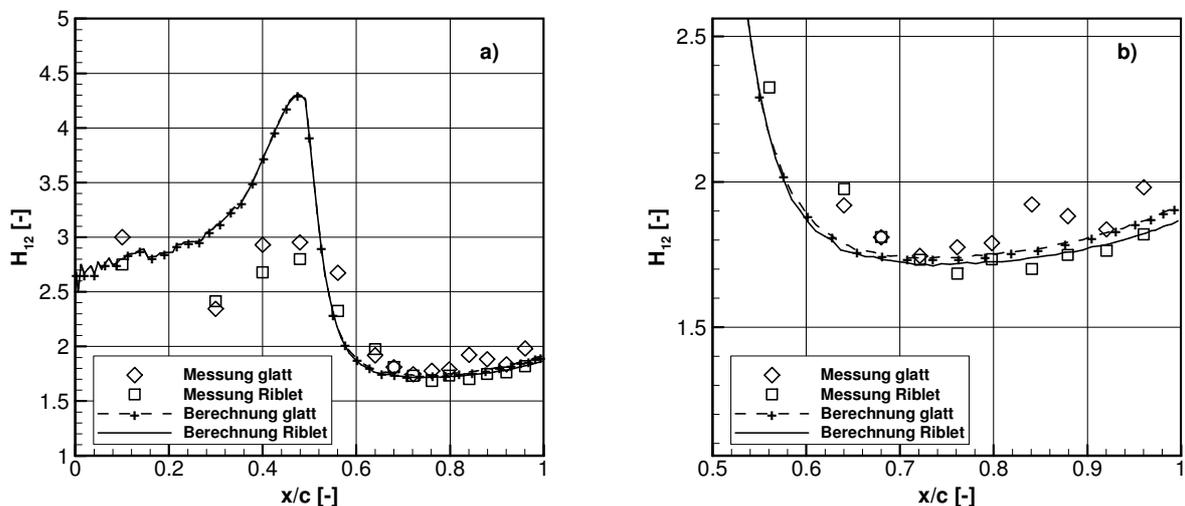


**Abbildung 8.5:** Vergleich experimenteller Daten mit den berechneten Verläufen der (a) Verdrängungsdicke und (b) Impulsverlustdicke (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002)

Der Formparameter

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2}, \quad (8.57)$$

wird durch Riblets im Bereich der turbulenten Grenzschicht leicht reduziert (Abbildung 8.6). Dieser Effekt zeigt sich sowohl in den experimentell als auch in den numerisch bestimmten Verläufen und ist somit konform mit den Vermutungen von Luchini (1992), dass durch die Verminderung des Impulsverlustes an der Wand die Geschwindigkeitsprofile steiler werden, wodurch der Formfaktor reduziert wird. Auch experimentelle Daten von Keck (2008) stützen die Ergebnisse, dass das fülligere Geschwindigkeitsprofile entlang einer Riblet-Oberfläche den Formfaktor reduziert. Insgesamt bestätigt der Vergleich experimenteller und theoretischer Ergebnisse, dass die integralen Grenzschichteffekte, welche die Interaktion zwischen Grenzschichtströmung und reibungsfreier Außenströmung beeinflussen, qualitativ durch das modifizierte MISES richtig erfasst werden.



**Abbildung 8.6:** Vergleich des experimentell bestimmten Formfaktors mit den numerischen Daten (experimentelle Daten aus Boese und Fottner 2002)

## 8.2.2 Profilverlustreduktion – globale Validierung

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt der lokale Effekt der Wandschubspannungsreduktion durch Riblets auf die Grenzschichtströmung betrachtet wurde, liegt das Augenmerk im Folgenden auf dem integralen Einfluss einer Riblet-strukturierten Schaufeloberfläche auf die Profilverluste. Der Vergleich experimenteller und theoretischer Ergebnisse erfolgt primär an denen im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen an einem NACA 6510 Verdichtergitter mit ideal trapezförmigen Rillen sowie geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets (Kapitel 5). Die Zuströmbedingungen und die Parameter  $a_{tot,1}$ ,  $\rho_{tot,1}$  und  $\nu$  für die Berechnungen mit MISES können Tabelle 8.2 entnommen werden. Ergänzend werden die Messdaten des NACA 65-K48 Verdichtergitters für die Umströmung des Profils im Auslegungspunkt aus dem vorangegangenen Abschnitt herangezogen.

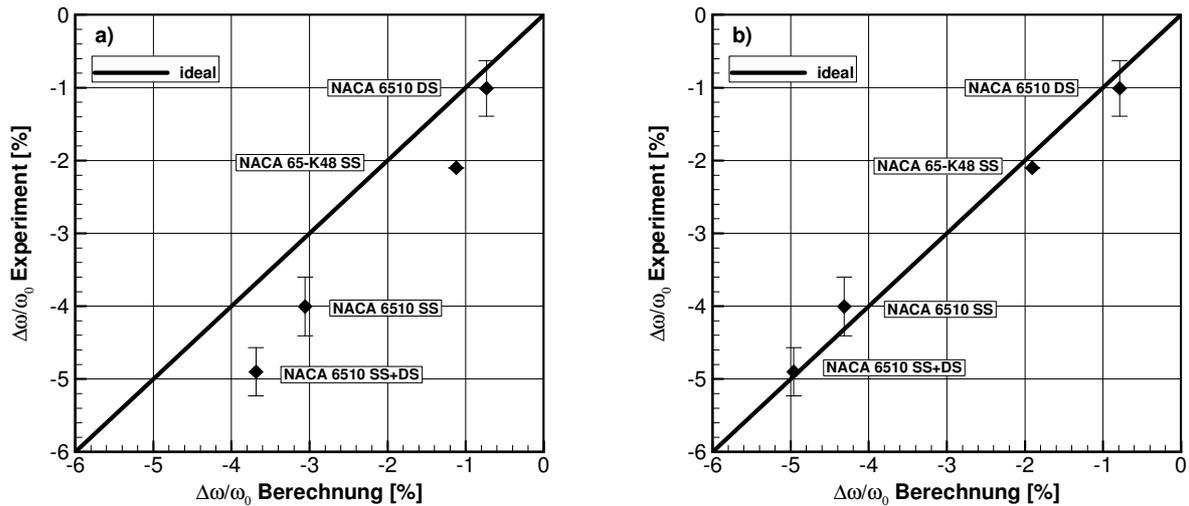
**Tabelle 8.2:** Zuströmbedingungen zum NACA 6510 Verdichtergitter

Größe	Wert
Mach-Zahl $Ma_1$ [-]	0.5
Reynolds-Zahl $Re_l$ [-]	$1 \cdot 10^6$
Zuströmwinkel $\alpha_l$ [°]	60°
Totale Schallgeschwindigkeit $a_{tot,1}$ [m/s]	352
Totaldichte $\rho_{tot,1}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.26
Kinematische Viskosität $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$16.48 \cdot 10^{-6}$

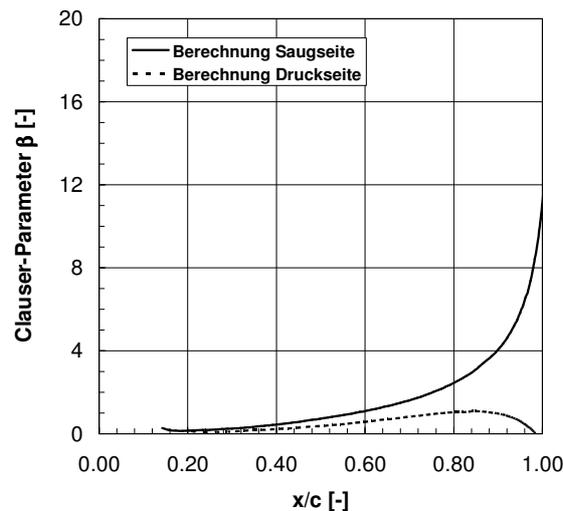
### Profilverlustreduktion durch parallel angeströmte Riblets mit ideal trapezförmiger Rille und konstanter Rillenweite

Die Berechnung der Profilverlustreduktion erfolgt zunächst an Verdichterprofilen mit Riblets, deren Geometrie ideal und konstant entlang der Schaufeloberfläche ist. Solange die verstärkende Wirkung der Wandschubspannungsreduktion unter Einfluss eines positiven Druckgradienten in der numerischen Strömungssimulation nicht berücksichtigt wird, wird auch die Profilverlustreduktion zu gering prognostiziert (Abbildung 8.7a). Dahingegen wird eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der experimentell und theoretisch bestimmten Profilverlustreduktion besonders für saugseitig applizierte Riblets nachgewiesen, sobald die verstärkende Wirkung der Wandschubspannungsreduktion unter Einfluss eines positiven Druckgradienten nach Gl. (8.54) in MISES berücksichtigt wird (Abbildung 8.7b). Demzufolge ist auch die Diskrepanz zwischen der vorläufig in Abschnitt 5.2.1 im Rahmen einer analytischen Betrachtung bestimmten Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -2.18\%$  (Tabelle 5.1) und der experimentell bestimmten Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4\% \pm 0.41$  durch ideale Riblets auf der Saugseite des NACA 6510 Verdichterprofils primär auf die verstärkende aerodynamische Wirkung von Riblets unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten zurückzuführen. Der Einfluss des positiven Druckgradienten konnte im Rahmen der vorläufigen analytischen Betrachtung zur Plausibilitätskontrolle der experimentellen Ergebnisse in Abschnitt 5.2.1 nicht berücksichtigt werden.

Die These, dass dem positiven Druckgradienten der entscheidende Einfluss für die Erklärung der Diskrepanz zwischen der in Abschnitt 5.2.1 analytisch bestimmten Profilverlustreduktion sowie den Messdaten saugseitig applizierter Riblets zuzuordnen ist, wird durch Ergebnisse druckseitig applizierter Riblets bekräftigt. Aufgrund des wesentlich geringeren Druckgradienten (Abbildung 8.8) ist hier keine signifikante Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion zu erwarten. Dies bestätigt auch der Vergleich experimenteller Daten mit den Ergebnissen aus der numerischen Strömungssimulation mit MISES. Die Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter Einfluss eines positiven Druckgradienten nach Gl. (8.54) in MISES zeigt keinen signifikanten Einfluss auf die numerischen Ergebnisse (Abbildung 8.7a und b), so dass diesem Effekt auf der Druckseite ein zu vernachlässigender Einfluss zuzuordnen ist. Deshalb ist auf der Druckseite bereits die in Abschnitt 5.2.1 analytisch abgeschätzte Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.37\%$  (Tabelle 5.1) in guter Übereinstimmung mit dem experimentell bestimmten Wert von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.01\% \pm 0.38$ .



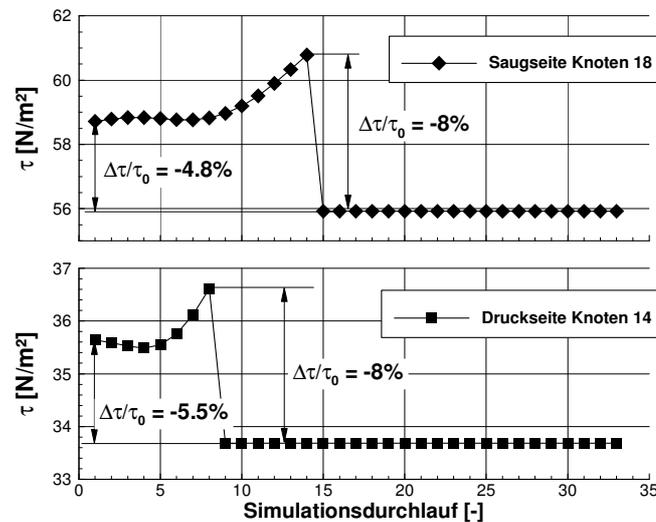
**Abbildung 8.7:** Vergleich der mit MISES berechneten Profilverlustreduktion mit experimentellen Daten für (a) ohne und (b) mit Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter positiven Druckgradienten (nur ideal trapezförmige Rillen)



**Abbildung 8.8:** Verlauf des Clauser-Parameters entlang der Schaufeloberfläche

Eine weitere interessante Erkenntnis ergibt die Betrachtung des Verlaufs der Wandschubspannung in einem Berechnungsknoten in der turbulenten Grenzschicht in Abhängigkeit der Simulationsdurchläufe (Abbildung 8.9). Für den betrachteten Testfall wird die Wandschubspannung in jedem Berechnungsknoten um  $\Delta\tau/\tau_0 \approx -8\%$  reduziert. Durch die Reduktion der Wandschubspannung durch die Riblet-Oberfläche stromauf des betrachteten Berechnungsknotens wird die Wandschubspannung im betrachteten Berechnungsknoten im Vergleich zur glatten Oberfläche zunächst insgesamt erhöht. Anschließend wird die Wandschubspannung zwar um  $\Delta\tau/\tau_0 \approx -8\%$  reduziert, durch die zuvor erhöhte Wandschubspannung ergibt sich netto jedoch eine geringere Wandschubspannungsreduktion im betrachteten Berechnungsknoten. Dieser Effekt ist vermutlich auf die Reduktion des Impulsverlustes in der Grenzschicht durch die Riblet-Oberfläche stromauf des betrachteten Berechnungsknotens zurückzuführen. Die Grenzschichtprofile werden fülliger, wodurch die Wandschubspannung im Vergleich zu der vollständig glatten Schaufeloberfläche erhöht wird. Dieser Effekt wirkt sich nachteilig auf die Wandschubspannungsreduktion entlang der

Schaufeloberfläche aus, so dass die effektive Wandschubspannungsreduktion zur Schaufelhinterkante abnimmt.



**Abbildung 8.9:** Verlauf der Wandschubspannung in jeweils einem exemplarischen Knoten der turbulenten Grenzschicht auf der Saug- und Druckseite in Abhängigkeit der Simulationsdurchläufe

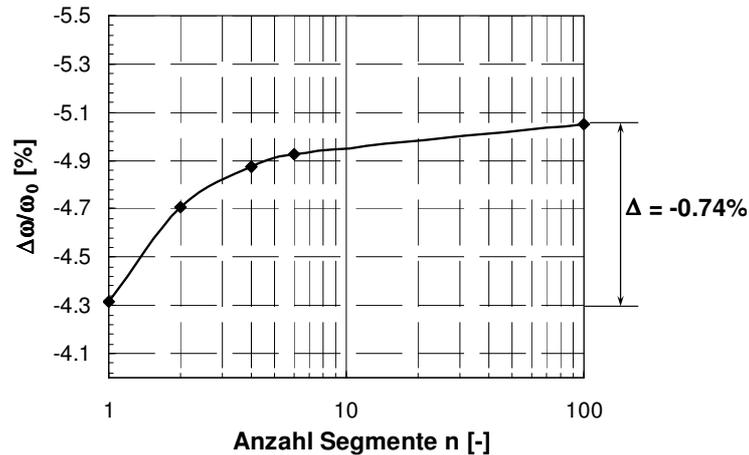
### Einfluss der lokalen Anpassung

Gemäß den Ausführungen in Abschnitt 5.3.4 ist durch die Anpassung der Riblet-Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse entlang der Schaufeloberfläche eine Steigerung der Profilverlustreduktion im Vergleich zu Riblets mit konstanter Rillengeometrie zu erwarten. Da eine kontinuierliche Anpassung der Riblet-Geometrie geometrisch nicht zu realisieren ist, wird die Schaufeloberfläche segmentiert, wobei in jedem Segment die Riblet-Geometrie konstant ist und an die lokalen Strömungsverhältnisse angepasst wird. Gemäß Abbildung 5.27 wird mit einer steigenden Anzahl an Segmenten die ideale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}} = 17$  zunehmend angenähert und somit die Profilverlustreduktion maximiert. Eine zunehmende Anzahl an Segmenten geht jedoch mit einem erhöhten Fertigungsaufwand und somit steigenden Fertigungskosten einher und muss deshalb dem aerodynamischen Nutzen gegenübergestellt werden.

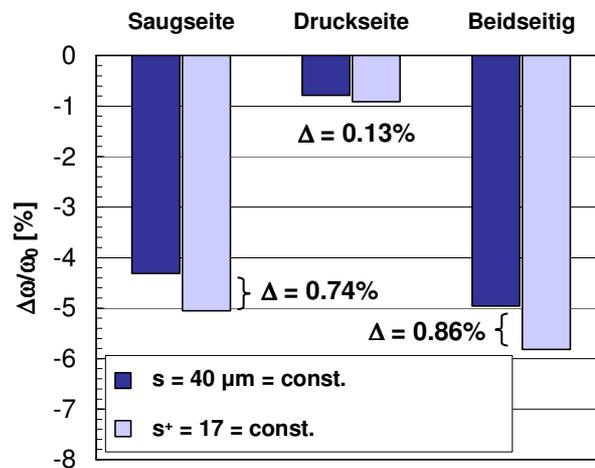
Die Bewertung des maximalen aerodynamischen Gewinns durch eine kontinuierlich angepasste Riblet-Geometrie entlang der Schaufeloberfläche erfolgt mit MISES. Dazu wurde systematisch die Anzahl der Segmente auf der saugseitigen Schaufeloberfläche variiert und die Profilverlustreduktion berechnet. Die maximale Profilverlustreduktion wird erzielt, wenn in jedem Berechnungsknoten der turbulenten Grenzschicht die Rillenweite  $s^+_{\text{opt}} = 17$  beträgt und die Wandschubspannung durch trapezförmige Rillen somit im Vergleich zur glatten Schaufeloberfläche lokal um  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}} \approx -8\%$  reduziert wird. Dieser Fall wird im Rahmen der Simulationen für die maximal mögliche Anzahl von  $n = 100$  Segmenten auf der Saugseite angenähert (Abbildung 8.10) und ergibt eine maximal zu erzielende Profilverlustreduktion von  $(\Delta\omega/\omega_0)_{\text{max}} \approx -5.05\%$ . Vor dem Hintergrund des erhöhten Fertigungsaufwands durch die Segmentierung der Riblet-Oberfläche erscheint für das untersuchte NACA 6510 Verdichtergitter die Wahl von vier Segmenten als ein guter Kompromiss. Für vier Segmente auf der Schaufeloberfläche wird die Profilverlustreduktion bereits um  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4.88\%$  reduziert, was einer zusätzlichen Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -0.56\%$  im Vergleich zu Riblets mit konstanter Rillenweite entlang der saugseitigen Schaufeloberfläche entspricht.

Diese zusätzliche Profilverlustreduktion von  $-0.5\%$  durch lokal angepasste Riblets ist in guter Übereinstimmung mit den experimentellen Daten aus Abschnitt 5.3.4.

Bei ausschließlicher Applikation auf der Druckseite wird keine signifikante Erhöhung der Profilverlustreduktion durch die Anpassung der Riblet-Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse nachgewiesen (Abbildung 8.11). Die Segmentierung der druckseitigen Schaufeloberfläche ist für das untersuchte NACA 6510 Verdichtergitter vor dem Hintergrund des erhöhten Fertigungsaufwands aus diesem Grund nicht gewinnbringend.



**Abbildung 8.10:** Einfluss der saugseitigen Anzahl an Segmenten auf die Profilverlustreduktion

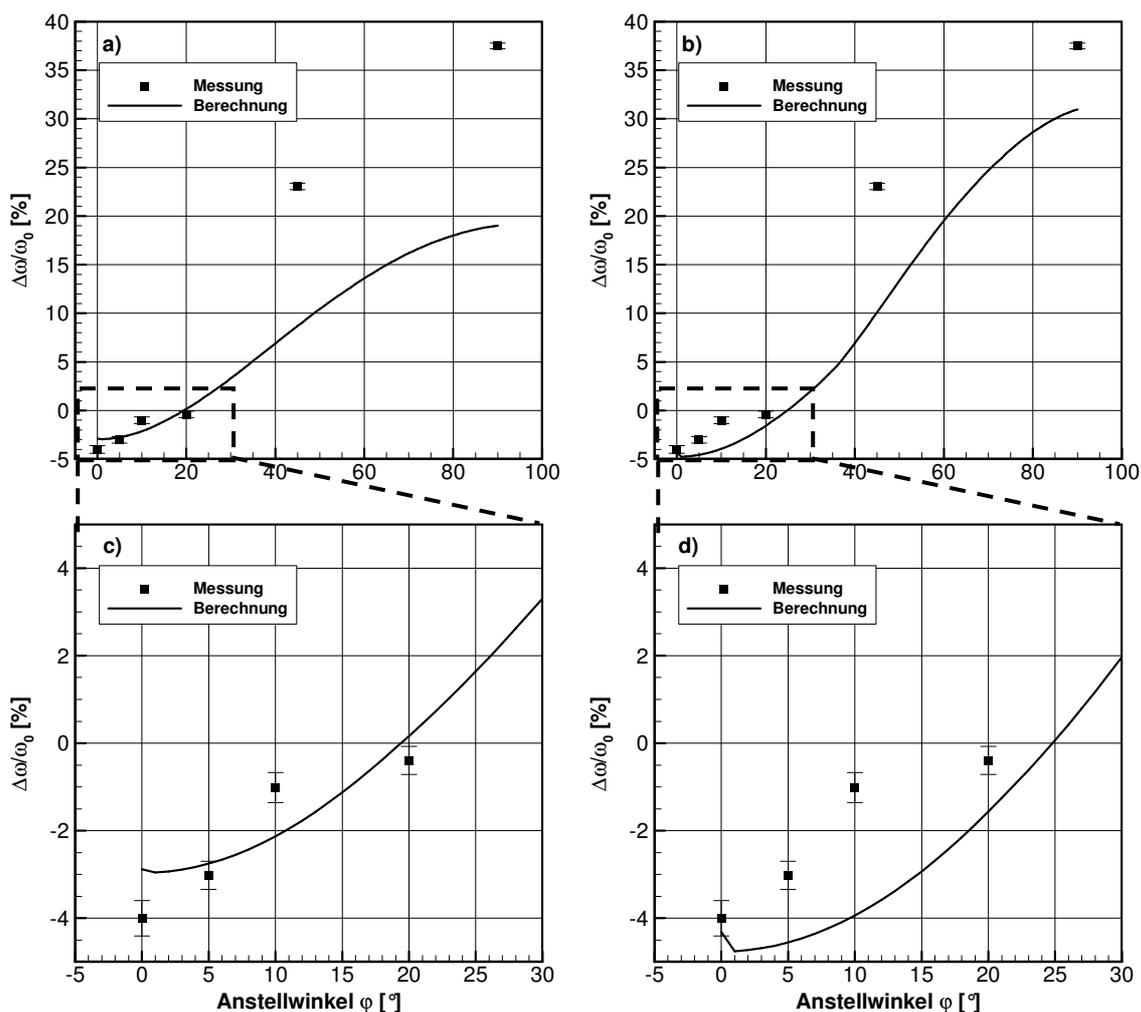


**Abbildung 8.11:** Zu erzielende maximale Wandschubspannungsreduktion durch eine ideal lokal angepasste Riblet-Geometrie entlang der Schaufeloberfläche im Vergleich zu Riblets mit konstanter Geometrie

### Schräg angeströmte Riblets

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wird ab einem Anstellwinkel der Rillen von  $\varphi = 20^\circ$  relativ zur Hauptströmungsrichtung keine signifikante Profilverlustreduktion mehr nachgewiesen (siehe Abschnitt 5.2.2). Um den Einfluss der Schräganströmung von Riblets mit einem ideal ausgeprägten trapezförmigen Rillenquerschnitt in MISES zu berücksichtigen, wurde ausgehend von den Messdaten von Hage (2005) ein Regressionsmodell erstellt (Anhang A 6), welches für einen Anstellwinkel von  $\varphi > 1^\circ$  in MISES aktiviert wird. Die Strömungssimulationen für einen Bereich des Riblet-Anstellwinkels von  $0^\circ < \varphi < 90^\circ$  wurden

sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten durchgeführt (Abbildung 8.12a und b). Hierbei wurde der aus den Daten von Nieuwstadt et al. (1993) sowie Debissop und Nieuwstadt (1996) bestimmte Verstärkungsfaktor  $DT_{verst}$ , der an Messdaten der Wandschubspannungsreduktion in Hauptströmungsrichtung orientierter Riblets für  $\varphi = 0^\circ$  bestimmt wurde (Abbildung 8.3), auch auf den Bereich schräg angeströmter Riblets für  $\varphi > 0^\circ$  und auch auf den Bereich der Rauheitswirkung von Riblets mit  $\Delta\tau/\tau_0 > 0$  beibehalten. Durch dieses Vorgehen wird die Diskrepanz zwischen der theoretisch und experimentell bestimmten Profilverlusterhöhung für  $\varphi > 20^\circ$  reduziert (Abbildung 8.12b), was somit auf eine verstärkende Wirkung der Wandschubspannungserhöhung durch schräg angeströmte Riblets unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten hinweist.



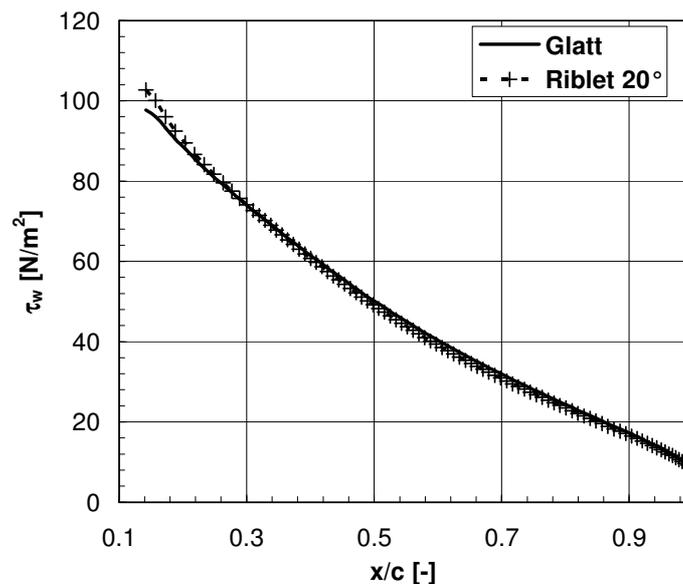
**Abbildung 8.12:** Vergleich des mit MISES bestimmten Verlaufs der Profilverlustreduktion in Abhängigkeit des Anstellwinkels mit experimentellen Daten (a) ohne und (b) mit Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter positiven Druckgradienten; vergrößerte Darstellung des Winkelbereichs  $0^\circ < \varphi < 30^\circ$  in (c) und in (d)

Ab einem Anstellwinkel von  $\varphi \approx 20^\circ$  wird analog zu den experimentellen Daten durch die numerischen Strömungssimulationen eine Profilverlusterhöhung prognostiziert (Abbildung 8.12c). Der Vergleich des saugseitig berechneten Wandschubspannungsverlaufs entlang des glatten und Riblet-strukturierten Schaufelprofils mit einem Anstellwinkel von  $\varphi = 20^\circ$  in Abbildung 8.13 bekräftigt die Aussage aus Abschnitt 5.2.2, dass Riblets im Bereich

der Schaufelvorderkante mit  $s^+ > s^+_{\text{opt}}$  (vgl. Abbildung 5.16a) bereits für geringe Anstellwinkel die lokale Wandschubspannung erhöhen. Riblets im Bereich der Hinterkante mit  $s^+ < s^+_{\text{opt}}$  tolerieren hingegen noch Anstellwinkel  $\varphi > 20^\circ$  auf der Schaufeloberfläche und reduzieren die lokale Wandschubspannung.

Die Profilverlustreduktion mit dem in MISES implementierten empirischen Modell für schräg angeströmte Riblets wird über den vollständigen Winkelbereich bisher jedoch insgesamt unzureichend erfasst, was folgende Beobachtungen verdeutlichen:

Im Winkelbereich  $\varphi < 20^\circ$  wird die Profilverlustreduktion  $\Delta\omega/\omega_0$  ohne Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten besser vorausgesagt (Abbildung 8.12c). Ursächlich für diesen Effekt kann eine zu hohe Vorhersage der Wandschubspannungsreduktion schräg angeströmter Riblets durch das empirische Modell sein, so dass bei Berücksichtigung des Einflusses eines positiven Druckgradienten für  $\varphi < 20^\circ$  insgesamt eine zu hohe Profilverlustreduktion prognostiziert wird (Abbildung 8.12d). Für  $\varphi > 20^\circ$  wird jedoch auch mit Berücksichtigung der verstärkenden Wirkung des positiven Druckgradienten nach Gl. (8.54) die Profilverlusterhöhung zu gering prognostiziert (Abbildung 8.12b). Dieser Effekt ist vermutlich darin begründet, dass die Rauheitswirkung von Riblets unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten durch das empirische Modell physikalisch nicht vollständig erfasst wird.



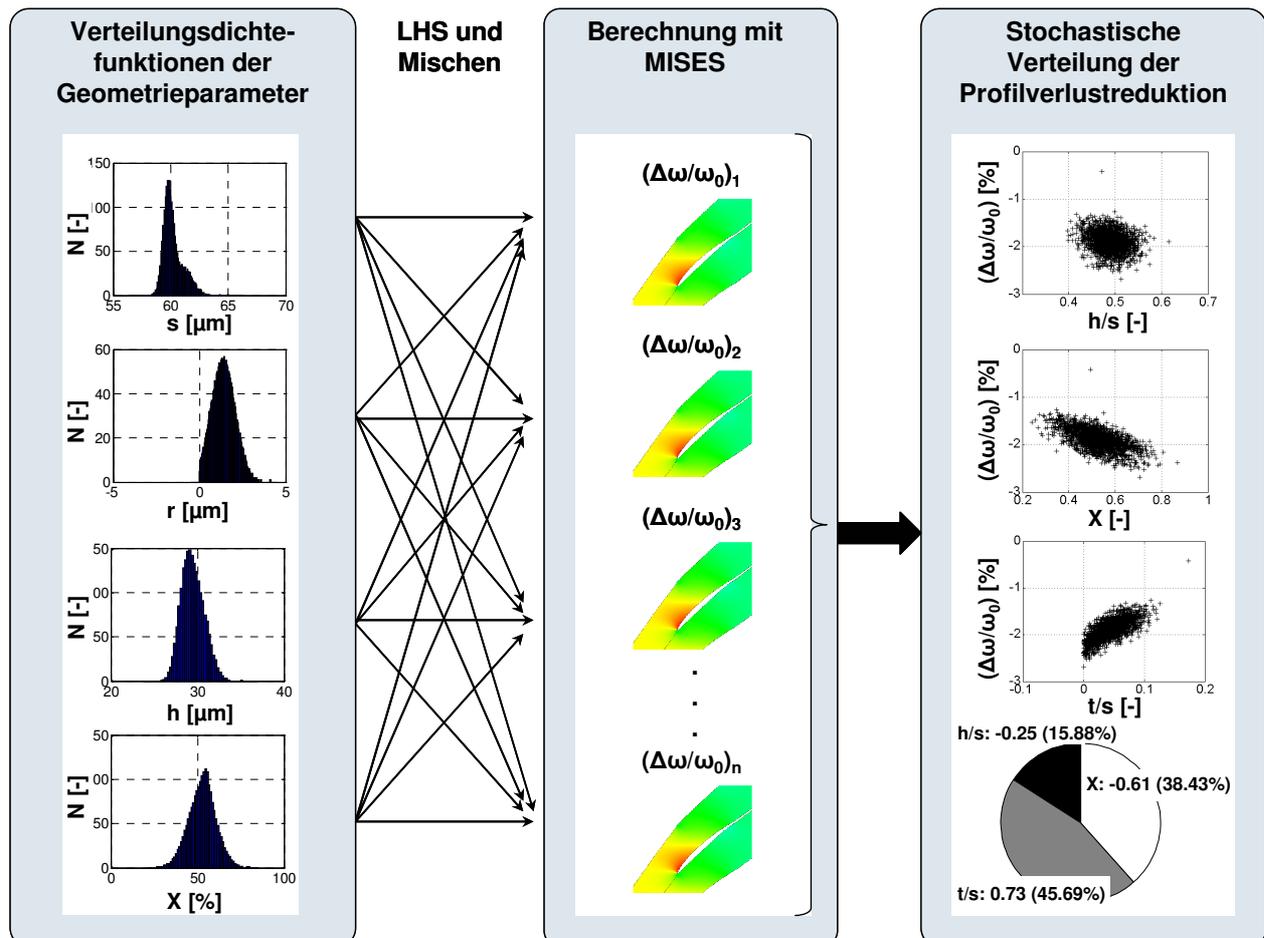
**Abbildung 8.13:** Vergleich des berechneten Wandschubspannungsverlaufs in der turbulenten Grenzschicht zwischen der glatten Schaufeloberfläche und mit idealen Riblets auf der Saugseite für einen Riblet-Anstellwinkel von  $\varphi = 20^\circ$

## 8.3 Probabilistische Berechnungen

### 8.3.1 Berechnungsmodell

Damit der Einfluss der stochastischen Streuung der Geometrieparameter nicht-idealer Riblets, die durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellt werden, auf die Profilverluste berücksichtigt werden kann, wird das modifizierte MISES in eine Monte-Carlo-Simulation eingebunden (Abbildung 8.14). Analog zu der in Abschnitt 7.2.1 beschriebenen Vorgehensweise für die

Vorhersage der stochastischen Verteilung der Widerstandskurven nicht-idealer Riblets werden ausgehend von den gemessenen Verteilungsdichtefunktionen der Riblet-Geometrieparameter mit Hilfe eines Latin-Hypercube-Samplings systematisch Zufallszahlen generiert. Die Anzahl der Simulationen mit MISES wird zu  $n_{\text{sim}} \approx 2000$  festgelegt, da wie in Abschnitt 7.2 beschrieben, der Mittelwert der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  für nicht-ideale Riblets und die Standardabweichung ab einer Anzahl an Zufallszahlen von  $n_{\text{sim}} \approx 2000$  sich asymptotisch den Werten für  $n_{\text{sim}} \rightarrow \infty$  Simulationen annähern (Abbildung 7.6). Somit ist auch bei der probabilistischen Berechnung mit MISES ab  $n_{\text{sim}} \approx 2000$  ein asymptotisches Verhalten des Mittelwertes und der Standardabweichung der Profilverlustreduktion zu erwarten.



**Abbildung 8.14:** Monte-Carlo-Simulation für die Berechnung der stochastischen Verteilung der Profilverlustreduktion von Verdichterprofilen mit geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets

Die aus den Zufallszahlen gebildete Stichprobenmatrix mit den geometrischen Größen Riblet-Weite  $s$ , Riblet-Höhe  $h$ , Spitzenradius  $r$  und dem geometrischen Formfaktor  $X$  wird anschließend gemischt und für jede individuelle Realisierung der Geometrieparameter mit MISES der Riblet-Einfluss berechnet. In MISES wird die lokale Wandschubspannungsbeeinflussung nicht-idealer Riblets mit dem in Kapitel 6 beschriebenen empirischen Berechnungsmodell berechnet. Schließlich werden der integrale Einfluss der Riblet-Oberfläche auf den Druckverlustbeiwert  $\omega$  jeder Riblet-Geometrierealisierung und die relative Änderung der Profilverluste  $\Delta\omega/\omega_0$  im Vergleich zur glatten Schaufeloberfläche bestimmt. Um das aerodynamische Verbesserungspotential der Riblet-Geometrie zu bewerten, erfolgt die Analyse der Sensitivitäten von  $\Delta\omega/\omega_0$  in Abhängigkeit der

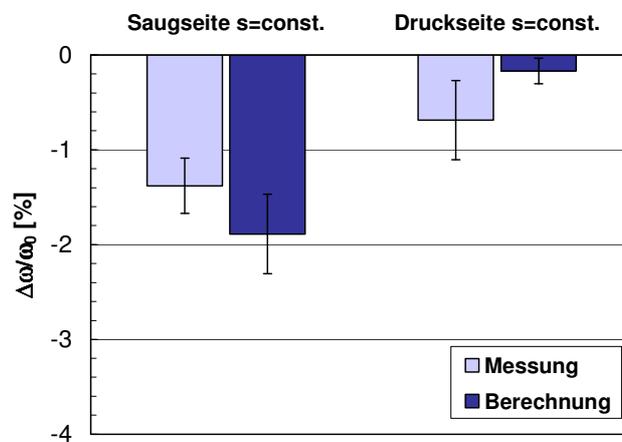
geometrischen Verhältnisse  $h/s$  und  $t/s$  sowie des geometrischen Formfaktors  $X$  analog zu der in Abschnitt 7.2.1 beschriebenen Vorgehensweise.

### 8.3.2 Ergebnisse der probabilistischen Untersuchungen

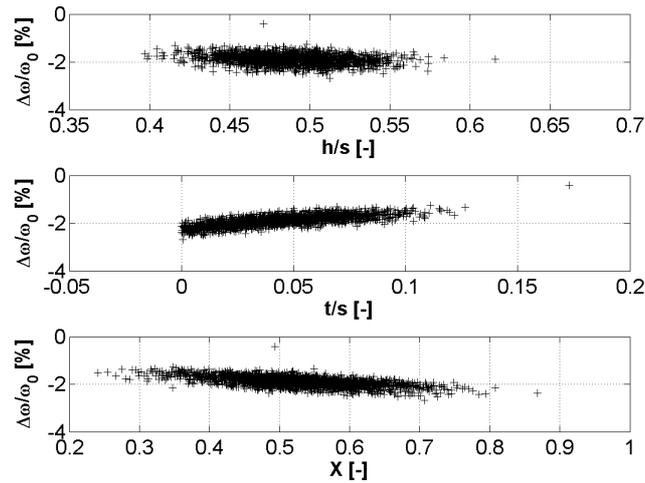
Die probabilistischen Simulationen wurden exemplarisch an den in Abschnitt 5.3.3 beschriebenen Verdichterprofilen mit geschliffenen Riblets auf der Saug- und Druckseite durchgeführt. Die theoretisch bestimmte Profilverlustreduktion stimmt im Rahmen der Messgenauigkeit gut mit den experimentellen Daten überein (Abbildung 8.15). Die Analyse der Sensitivitäten durch die Bestimmung des Rangkorrelationskoeffizienten nach Spearman  $r'_{x_i, y_i}$  für die stochastischen Verteilungen der berechneten Profilverlustreduktion in Abhängigkeit von den geometrischen Eingangsgrößen  $h/s$ ,  $t/s$  und  $X$  nach Abbildung 8.16 zeigt, dass eine zusätzliche Minderung der Profilverluste der saugseitig geschliffenen Riblets primär durch schärfere Riblet-Spitzen ( $t \downarrow$ ) sowie einer trapezförmigeren Ausprägung des Rillentials ( $X \rightarrow 1$ ) erzielt werden kann (Abbildung 8.18a). Der Einfluss des Höhen- zu Weitenverhältnisses ist sehr gering, da das geometrische Verhältnis der saugseitigen Struktur um das Optimum von  $h/s = 0.5$  streut.

Die geringere Profilverlustreduktion durch die geschliffene Riblet-Struktur auf der Druckseite im Vergleich zur idealen Struktur (Abschnitt 5.3.3) ist im Wesentlichen auf das zu geringe Höhen- zu Weitenverhältnis von  $h/s \approx 0.2$  zurückzuführen. Ebenso ist durch eine trapezförmigere Ausprägung des Rillenquerschnitts ein signifikanter Einfluss auf die Wandschubspannungsreduktion und somit auf eine zusätzliche Reduktion der Profilverluste zu erwarten.

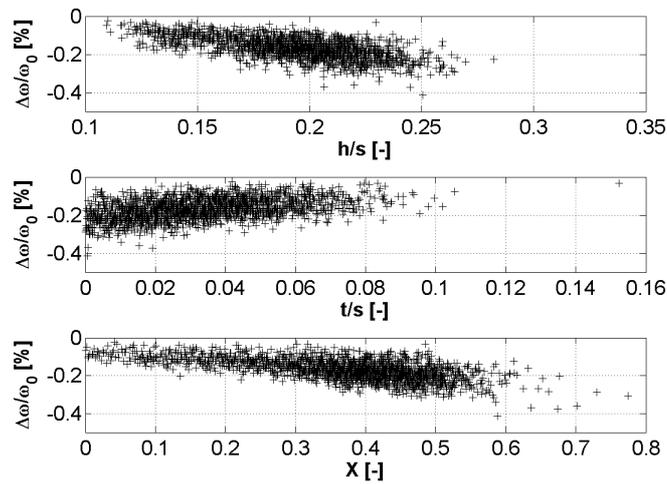
Die Ergebnisse der probabilistischen Untersuchungen bestätigen somit die in Abschnitt 5.3.3 anhand der mittleren Geometrieparameter getroffenen Annahmen, welche Geometrieparameter ursächlich für die Diskrepanz zwischen der gemessenen Profilverlustreduktion von Verdichterprofilen mit ideal trapezförmigen Rillen und geschliffenen Riblets sind. Ergänzend zur Prognose der zu erwartenden Profilverlustreduktion durch geschliffene oder Laser-strukturierte Riblets ermöglicht die probabilistische Simulation es somit analytisch, Maßnahmen zur aerodynamischen Verbesserung der nicht-idealen Strukturen abzuleiten und den aerodynamischen Einfluss der Geometrieparameter unabhängig voneinander zu bewerten.



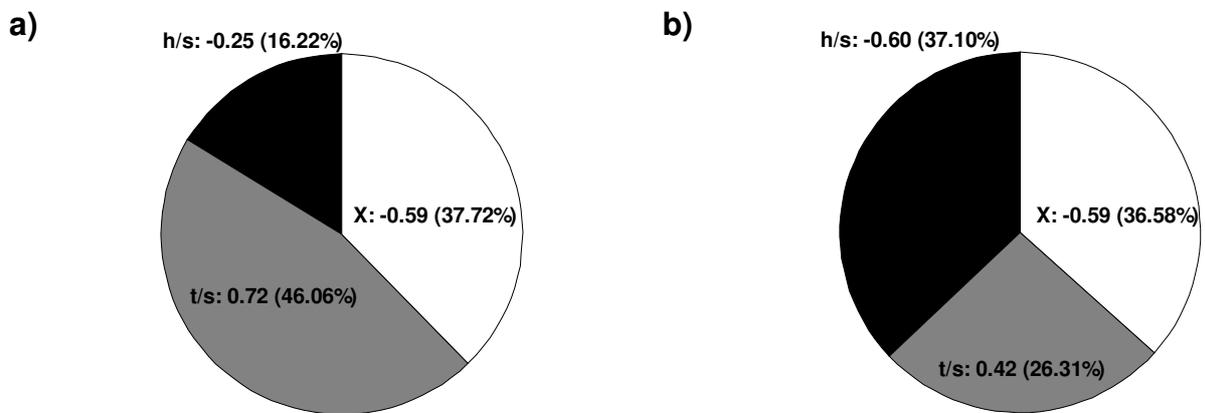
**Abbildung 8.15:** Vergleich der mit MISES bestimmten Profilverlustreduktion mit experimentellen Daten von Verdichterprofilen mit geschliffenen Riblets



**Abbildung 8.16:** Berechnete Profilverlustreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern der geschliffenen Riblets auf der Saugseite



**Abbildung 8.17:** Berechnete Profilverlustreduktion der individuellen Realisierungen an Geometrieparametern der geschliffenen Riblets auf der Druckseite



**Abbildung 8.18:** Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse der geschliffenen Riblets auf (a) der Saugseite und (b) auf der Druckseite des NACA 6510 Verdichterprofils



## 9 Schlussfolgerungen

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen und numerischen Untersuchungen zeigen, dass durch Riblets die Verluste von Axialverdichterprofilen signifikant reduziert werden können. Dabei ist die aerodynamische Wirksamkeit einer Riblet-Struktur stets abhängig von den lokalen Strömungsverhältnissen entlang der Schaufeloberfläche. Für die zukünftige Anwendung von Riblets in Flugtriebwerken oder stationären Gasturbinen bedarf es somit geeigneter Berechnungsverfahren, mit denen der aerodynamische Einfluss von Riblets auf die Schaufelumströmung und das Verlustverhalten im Auslegungsprozess lokal bewertet und der integrale Einfluss einer Riblet-strukturierten Schaufeloberfläche schnell prognostiziert werden kann. Der Einsatz von Berechnungsverfahren, welche die Interaktion zwischen Grenzschicht und der mikroskopisch kleinen Riblet-Struktur durch die Diskretisierung des Strömungsfeldes bis in die kleinsten Wirbelskalen physikalisch erfassen (LES und DNS), ist aufgrund des enormen Zeit- und Ressourcenaufwands nicht sinnvoll. Die schnelle Berechnung der lokalen Wandschubspannungsbeeinflussung durch Riblets auf Verdichterprofilen erfordert daher den Einsatz einfacher Berechnungsmodelle, mit denen der aerodynamische Einfluss von Riblets empirisch prognostiziert werden kann.

### **Berechnungsmodell zur Vorhersage der Wandschubspannungsreduktion**

Das in dieser Arbeit entwickelte Modell ermöglicht es erstmals, den Verlauf der Widerstandskurven  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  von idealen und nicht-idealen geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets zuverlässig zu prognostizieren. Die Vorhersage des Verlaufs der Widerstandskurve erfordert die Kenntnis der maximal zu erwartenden Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und der optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  einer Riblet-Oberfläche. Sind diese Parameter *a priori* bekannt, kann das Modell für alle bekannten Riblet-Geometrien angewendet werden. Das Modell versagt aber an Riblet-Geometrien mit sehr stark ausgeprägten Talquerschnitten, wie klingenförmigen Riblets oder Riblets mit halbkreisförmiger und trapezförmiger Rille, deren Riblet-Höhen- zu Weitenverhältnis jeweils  $h/s > 0.5$  beträgt. Diese Diskrepanz zwischen prognostizierten und experimentellen Verläufen ist vermutlich darin begründet, dass Riblets mit großen Höhen- zu Weitenverhältnissen der Rille und einem stark ausgeprägten Talquerschnitt bereits für relativ geringe Rillenweiten  $s^+$  nachteiliges Schwappen von Fluid zwischen den Rippen begünstigen. Dieses Schwappen wird durch geringe Druckschwankungen oberhalb der Riblet-Oberfläche induziert, wodurch stark nicht-lineare Effekte in die wandnahe Grenzschicht eingetragen werden, die im Rahmen der Modellentwicklung nicht erfasst werden konnten.

Für nicht-ideale geschliffene und Laser-strukturierte Riblets, deren maximal zu erwartende Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimale dimensionslose Rillenweite  $s^+_{\text{opt}}$  *a priori* nicht bekannt sind, wurden ergänzende empirische Modelle entwickelt. Die Parameter

$(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und  $s^+_{\text{opt}}$  können mit diesen Modellen aus den gemessenen Geometrieparameter Riblet-Höhe, -Weite und -Spitzenbreite berechnet werden. Die Anwendung des Modells zur Vorhersage von  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  ist auf Riblet-Geometrien beschränkt, die strömungstechnisch eine Mischstruktur zwischen Riblets mit ideal dreieckigem und trapezförmigem Rillenquerschnitt sind (wie durch Laser-Abtrag und Schleifen hergestellte Riblets). Die Berücksichtigung der nicht-idealen Rillenform erfolgt dann über den geometrischen Formfaktor  $X$ . Für  $X = 0$  ist die durch Schleifen oder Laser-Abtrag hergestellte Rille ideal dreieckig, für  $X = 1$  ideal trapezförmig.

Die maximale Wandschubspannungsreduktion von Riblets mit einem sehr stark trapezförmig ausgeprägten Rillental wird für große Riblet-Höhen- zu Weitenverhältnisse von  $h/s > 0.5$  jedoch unsicher berechnet. Ursächlich hierfür ist, dass die experimentelle Datenbasis, welche für die Entwicklung des empirischen Modells zur Vorhersage der maximalen Wandschubspannungsreduktion von Riblets zugrunde lag, bisher zu gering ist. Zwar wurde die experimentelle Datenbasis in dieser Arbeit mit Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation über den Ansatz der viskosen Theorie ergänzt. Für  $h/s > 0.5$  versagt dieser Ansatz der viskosen Theorie jedoch für Riblets mit einem ideal trapezförmigem Rillenquerschnitt, da die dann wirkenden stark nicht-linearen Effekte durch die rein viskose Berechnung der Strömung nicht erfasst werden können. Das  $h/s$ -Verhältnis der durch Schleifen und Laser-Bearbeitung hergestellten Riblets beträgt  $h/s < 0.5$  mit einer Trapez-Ähnlichkeit der Rille  $X \ll 1$ . Deshalb wird trotz der bedingten Prognosefähigkeit für  $h/s > 0.5$  durch das Modell der Verlauf der Widerstandskurve an den in dieser Arbeit betrachteten nicht-idealen Riblets sehr gut vorhergesagt.

### **Iteratives Berechnungsmodell zur Vorhersage der Profilverlustreduktion**

Durch eine Modifikation der Grenzschichtberechnung des Strömungssimulationsprogramms MISES kann die Widerstandsbeeinflussung von Riblets für die stationäre Umströmung von ebenen, zweidimensionalen Schaufelgittern prognostiziert werden. Die lokale Wandschubspannungsbeeinflussung durch Riblets in der turbulenten Grenzschicht wird anhand experimenteller Korrelationen ideal trapezförmiger Rillen bzw. mit dem entwickelten empirischen Modell zur Vorhersage der Widerstandskurven in Abhängigkeit der Riblet-Geometrieparameter berechnet. Durch die Kombination aus dem empirischen Berechnungsmodell zur Vorhersage der Wandschubspannungsbeeinflussung und MISES steht erstmals ein Prognosewerkzeug zur Verfügung, mit dem der Widerstandseinfluss idealer Riblets sowie geschliffener und Laser-strukturierter Riblets auf Verdichterprofilen vorhergesagt werden kann.

Die Validierung der modifizierten Grenzschichtberechnung erfolgte an aus der Literatur bekannten experimentell bestimmten Verläufen der integralen Grenzschichtparameter Verdrängungsdicke, Impulsverlustdicke und Formparameter entlang der Saugseite eines ebenen NACA 65-K48 Verdichtergitters. Im Rahmen der Validierung wurde gezeigt, dass die integralen Grenzschichteffekte, welche die Interaktion zwischen Grenzschichtströmung und reibungsfreier Außenströmung beeinflussen, durch das modifizierte MISES richtig erfasst werden. Sowohl die experimentellen als auch die theoretischen Ergebnisse zeigen, dass die Verdrängungsdicke und die Impulsverlustdicke in der turbulenten Grenzschicht durch Riblets reduziert werden. Der Formparameter wird durch Riblets im Bereich der turbulenten Grenzschicht leicht reduziert, was experimentelle Ergebnisse bestätigt und darauf hinweist, dass durch die Verminderung des Impulsverlustes an der Wand durch Riblets die Geschwindigkeitsprofile fülliger werden.

Das entwickelte Prognosewerkzeug ermöglicht erstmals ergänzend zu den Messdaten, den aerodynamischen Einfluss von Riblets auf der Saug- und Druckseite sowie durch die lokale Anpassung und Schräganströmung systematisch zu bewerten. Aus diesen Erkenntnissen

können Auslegungsrichtlinien für die Applikation von Riblets auf dreidimensionalen Verdichterprofilen abgeleitet werden, die im Folgenden beschrieben werden.

### **Einfluss des positiven Druckgradienten und zur Applikation von Riblets auf der Saug- und Druckseite**

Aus der Literatur bekannte Untersuchungen an Riblet-strukturierten ebenen Platten unter variierenden Druckgradienten zeigen, dass die Wandschubspannungsreduktion einer Riblet-Oberfläche unter Einfluss eines positiven Druckgradienten zunimmt. Dieser Effekt konnte bisher an Verdichterprofilen jedoch nicht eindeutig nachgewiesen werden. Durch die Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion durch Riblets unter Einfluss eines positiven Druckgradienten in der modifizierten Grenzschieblichberechnung des Strömungslösers MISES wird die Übereinstimmung zwischen der experimentell und theoretisch bestimmten Profilverlustreduktion, besonders für saugseitig applizierte Riblets, signifikant verbessert. Demzufolge ist die Diskrepanz zwischen der eingangs in dieser Arbeit vorläufig analytisch bestimmten Profilverlustreduktion durch ideale Riblets auf der Saugseite des NACA 6510 Verdichterprofils von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -2.18\%$  und der experimentell bestimmten Profilverlustreduktion von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -4\% \pm 0.41$  primär auf die verstärkende aerodynamische Wirkung von Riblets unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten zurückzuführen. Die These, dass dem positiven Druckgradienten der entscheidende Einfluss für die Erklärung der Diskrepanz zwischen der analytisch und experimentell bestimmten Profilverlustreduktion durch Riblets auf der Saugseite zuzuordnen ist, wird durch den guten Rechnungs-Messungs-Vergleich der Ergebnisse druckseitig applizierter Riblets bekräftigt, da der Druckgradient im Vergleich zur Saugseite wesentlich geringer ist. Die Berücksichtigung der Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion unter dem Einfluss eines positiven Druckgradienten zeigt hier keinen signifikanten Einfluss auf die numerischen Ergebnisse, so dass dieser Effekt auf der Druckseite zu vernachlässigen ist. Deshalb ist auf der Druckseite bereits die analytisch abgeschätzte Profilverlustreduktion mit  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.37\%$  in guter Übereinstimmung mit dem experimentell bestimmten Wert von  $\Delta\omega/\omega_0 \approx -1.01\% \pm 0.38$ . Wegen der höheren positiven Druckgradienten im Bereich der turbulenten Grenzschieblich auf der Saugseite verspricht die Anwendung von Riblets gerade auf der saugseitigen Schaufeloberfläche aerodynamisch hoch belasteter Verdichterprofile eine signifikante Minderung der Profilverluste. Die Applikation von Riblets auf der Druckseite lässt dem gegenüber somit zumeist wegen des geringeren Anteils der Reibungsverluste an den gesamten Reibungsverlusten des Profils bedingt durch niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten und dem geringeren Druckgradienten im Vergleich zur Saugseite einen geringeren Beitrag an der Profilverlustreduktion erwarten.

### **Schräg angeströmte Riblets**

Die Stromlinienverläufe in der technischen Anwendung in Flugtriebwerken oder Gasturbinen sind entlang der Schaufeloberfläche sehr komplex mit zum Teil starker Stromlinienkrümmung nahe der Schaufeloberfläche, die für unterschiedliche Betriebspunkte darüber hinaus stark variieren. Somit ist es von besonderem Interesse, wie sich Riblets verhalten, deren Rillenlauf unter einem Anstellwinkel  $\varphi$  schräg zur Hauptströmungsrichtung verläuft. Durch eine systematische Variation des Anstellwinkels von Riblets mit einem ideal trapezförmigem Rillenquerschnitt und konstanter Geometrie entlang der Schaufeloberfläche wurde sowohl experimentell als auch mit numerischen Strömungssimulationen nachgewiesen, dass auf der Saugseite des untersuchten NACA 6510 Verdichtergitters ein Anstellwinkel bis zu  $\varphi = 20^\circ$  toleriert wird. Für  $\varphi > 20^\circ$  nehmen die Profilverluste signifikant zu.

Somit erhöhen Riblets mit konstanter Rillenweite auf dem NACA 6510 Profil im Vergleich zu den Untersuchungen an ebenen Platten die Verluste bereits für geringere Anstellwinkel. Dieser Effekt ist auf die lokale dimensionslose Rillenweite  $s^+$  zurückzuführen, die entlang der Schaufeloberfläche variiert und von den lokalen Strömungsverhältnissen abhängig ist. Im

Bereich der Schaufelvorderkante mit  $s^+ > s^+_{\text{opt}}$  wird bereits für geringe Anstellwinkel die lokale Wandschubspannung durch schräg angeströmte Riblets erhöht. Riblets im Bereich der Hinterkante mit  $s^+ < s^+_{\text{opt}}$  tolerieren hingegen noch Anstellwinkel  $\varphi > 20^\circ$ . Die Ergebnisse der Untersuchungen verdeutlichen, dass für die Bewertung der aerodynamischen Auswirkung schräg angeströmter Riblets die lokalen Strömungsverhältnisse auf der Schaufeloberfläche berücksichtigt werden müssen, da fertigungsbedingt der Rillenverlauf nicht dem Stromlinienverlauf ideal angepasst werden kann. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Prognosewerkzeug ermöglicht, diesen Effekt in der Auslegung von Verdichterprofilen zu berücksichtigen.

### Lokal angepasste Riblets

Durch die Anpassung der Riblet-Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse entlang der Schaufeloberfläche werden die Profilverluste im Vergleich zu Riblets mit konstanter Geometrie zusätzlich reduziert. Da eine kontinuierliche Anpassung der Riblet-Geometrie fertigungstechnisch nicht zu realisieren ist, wird die Schaufeloberfläche segmentiert, wobei in jedem Segment die Riblet-Geometrie konstant ist und an die lokalen Strömungsverhältnisse angepasst wird. Mit einer steigenden Anzahl an Segmenten wird demzufolge der ideale Verlauf der dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{\text{opt}} = 17$  für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt zunehmend angenähert und somit die Profilverlustreduktion maximiert. Eine zunehmende Anzahl an Segmenten geht jedoch mit einem erhöhten Fertigungsaufwand und somit steigenden Fertigungskosten einher und muss deshalb dem aerodynamischen Nutzen gegenübergestellt werden. Durch die Modifikation der Grenzschichtberechnung des Strömungslösers MISES ist es erstmals möglich, die Anzahl der Segmente zu variieren und somit einen Kompromiss zwischen Fertigungsaufwand und aerodynamischem Verbesserungspotential systematisch zu bestimmen. Vor dem Hintergrund, dass für das untersuchte NACA 6510 Verdichtergitter durch eine saugseitig dem Strömungsverlauf ideal angepasste Riblet-Geometrie die Profilverluste im Vergleich zu Riblets mit konstanter Rillenweite maximal um zusätzliche -0.74% reduziert werden können, erscheint die Wahl von vier Segmenten als ein guter Kompromiss. Durch vier Segmente werden die Profilverluste zusätzlich bereits um -0.56% reduziert. Diese Erkenntnis ist in guter Übereinstimmung mit den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen an Laserstrukturierten Riblets auf der Saugseite. Auf der Druckseite wird durch die numerischen Berechnungen keine signifikante Erhöhung der Profilverlustreduktion durch die Anpassung der Riblet-Geometrie an die lokalen Strömungsverhältnisse nachgewiesen. Die Segmentierung der druckseitigen Schaufeloberfläche ist für das untersuchte NACA 6510 Verdichtergitter vor dem Hintergrund des erhöhten Fertigungsaufwands daher nicht gewinnbringend. Bei höher belasteten Verdichterprofilen könnte der Vorteil der lokalen Anpassung in Segmenten auf der Druckseite aber signifikant sein.

### Probabilistische Berechnungen

Die Berücksichtigung fertigungsbedingter Streuungen der geometrischen Parameter einer nicht-idealen durch Laser-Abtrag oder durch Schleifen hergestellten Riblet-Oberfläche auf den Verlauf der Widerstandskurve  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  und die Profilverlustreduktion  $\Delta\omega/\omega_0$  erfolgt durch probabilistische Berechnungen mit einer Monte-Carlo-Simulation (MCS). Ausgehend von den Verteilungsdichtefunktionen der geometrischen Größen aus den Messdaten der Oberflächenstruktur werden systematisch mit einem Latin-Hypercube-Sampling (LHS) Zufallszahlen gezogen. Die stochastischen Verteilungen der Ergebnisgrößen maximale Wandschubspannungsreduktion  $\Delta(\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  und Profilverlustreduktion  $\Delta\omega/\omega_0$  bieten die Möglichkeit, systematisch Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der durch Schleifen und Laser-Abtrag hergestellten Riblets abzuleiten. Dazu werden Sensitivitäten von  $\Delta\omega/\omega_0$  und  $\Delta(\tau/\tau_0)_{\text{max}}$  in Abhängigkeit von den strömungstechnisch relevanten geometrischen

---

Verhältnisse Riblet-Höhe zu -Weite  $h/s$  und Riblet-Spitzenbreite zu -Weite  $t/s$  sowie vom geometrischen Formfaktor  $X$  analysiert. Es wird gezeigt, dass zukünftig das aerodynamische Verbesserungspotential geschliffener und Laser-strukturierter Riblets primär durch eine Reduktion der Riblet-Spitzenbreite und durch eine trapezförmigere Ausprägung des Rillentals erzielt werden kann.



## 10 Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten empirischen Modelle zur Vorhersage der Widerstandskurven  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  sowie der maximalen Wandschubspannungsreduktion  $(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$  und optimalen dimensionslosen Rillenweite  $s^+_{opt}$  von idealen und nicht-idealen geschliffenen und Laser-strukturierten Riblets wurden an bekannten Messdaten aus experimentellen Untersuchungen an ebenen Platten ohne Druckgradienten im Ölkanal des DLR Berlin kalibriert. Die Prognose der Widerstandskurven über einen breiten Parameterraum der Riblet-Geometrie kann durch ergänzende Messdaten verbessert werden. Für geschliffene und Laser-strukturierte Riblets erfolgt die Berechnung der Widerstandskurven bisher sequentiell durch verschiedene empirische Modelle. Die sequentielle Vorgehensweise ist darin begründet, dass für jedes im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell hinreichend Messdaten vorhanden sind, um die physikalischen Effekte korrekt zu erfassen. Durch die Erweiterung der Datenbasis wäre denkbar, dass ein Modell entwickelt werden kann, welches ermöglicht, den Verlauf der Widerstandskurven aus den Riblet-Geometrieparametern direkt zu prognostizieren. Um den experimentellen Aufwand zu reduzieren, könnten unterstützend numerische Berechnungen mit Hilfe von Large-Eddy-Simulationen (LES) oder direkten numerischen Simulationen (DNS) durchgeführt werden. Mit diesen Methoden können die physikalischen Effekte der Interaktion zwischen wandnahen Strömungsstrukturen und Riblet-Oberfläche erfasst werden, so dass der Widerstandseinfluss einer Riblet-Oberfläche sehr gut berechnet werden kann. Da die Geometrie der deterministischen Riblet-Strukturen recht einfach parametrisiert werden kann, wäre eine Automatisierung der Simulationen im Geometrie-Parameterraum denkbar, wodurch der Aufwand reduziert wird.

Unter dem Einfluss des positiven Druckgradienten wurde ausgehend von bekannten Messdaten die Verstärkung der Wandschubspannungsreduktion berechnet. Der mögliche Einfluss des Druckgradienten auf den Verlauf der Widerstandskurve  $\Delta\tau/\tau_0 = f(s^+)$  einer Riblet-Geometrie wird bisher aufgrund fehlender Messdaten jedoch nicht berücksichtigt. So berichten Debisschop und Nieuwstadt (1996), Indinger (2005) und Keck (2008) von einer Verschiebung der Widerstandskurve zu größeren Werten der dimensionslosen Rillenweite  $s^+$ . Um diesen Effekt zu erfassen, sind ergänzende Messdaten oder LES- / DNS-Daten erforderlich, damit das Modell daran kalibriert werden kann.

Aufbauend auf den Erkenntnissen dieser Arbeit ist der nächste Schritt die Implementierung des Riblet-Effekts in heutige dreidimensionale Strömungssimulationssoftware. Der Riblet-Effekt kann durch die Anpassung der Wandfunktionen oder für Low-Reynolds-Modelle durch die Anpassung der Dissipation turbulenter kinetischer Energie an der Wand modelliert werden (z.B. Aupoix et al. 2010). Das in dieser Arbeit entwickelte Modell zur Berechnung der Widerstandskurve kann auch in diesen Programmen zur Prognose der lokalen Wandschubspannungsbeeinflussung der Riblet-Oberfläche herangezogen werden.

Ergänzend zur Widerstandsbeeinflussung ist für die ganzheitliche Modellierung des Riblet-Effekts auf Oberflächen Kenntnis über den Einfluss von Riblets auf die Grenzschichttransition erforderlich. Um für Strömungssimulationsprogramme empirische Modelle zu generieren, sind systematische Untersuchungen an Riblet-Oberflächen zum Einfluss auf die Transition unter variierenden Druckgradienten und Turbulenzgraden erforderlich.

## Literaturverzeichnis

Abu-Ghannam, B.J., Shaw, R. (1980): Natural Transition of boundary layers – the effect of turbulence, pressure gradient, and flow history, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v 22, n 5, Seiten 213-228

Amecke, J. (1967): Auswertung von Nachlaufmessungen an ebenen Schaufelgittern, *Aerodynamische Versuchsanstalt Göttingen*, 67 A 49, AVA

Aupoix, B., Pailhas, G., Houdeville, R. (2010): Modelling Riblet Effects, *Proceedings of 8th International ERCOFTAC Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements*, Marseille, France, June 9th to 11th

Baron, A., Quadrio, M, Vigevano, L. (1993): On the boundary layer / riblets interaction mechanisms and the prediction of turbulent drag reduction, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 14, No. 4, Seiten 324-332

Bechert, D.W., Bartenwerfer, M., Hoppe, G., Reif, W.-E. (1986): Drag reduction mechanisms derived from shark skin, 15th Congr. of the Intl Council of the Aeronautical Sciences, 7-12 September, London, U.K., ICAS-86-1.8.3, AIAA, 1986

Bechert, D.W., Bartenwerfer, M. (1989): The viscous flow on surfaces with longitudinal ribs, *J. Fluid. Mech.*, 206, Seiten 105-129, 1989

Bechert, D. W., Bartenwerfer, M., Hoppe, G. (1990): Turbulent drag reduction by nonplanar surfaces – a survey of research at TU/DLR Berlin, in *Structure of Turbulence and Drag Reduction*, IUTAM Symp., Zürich, Seiten 525-543, Springer, 1990

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*, 338, Seiten 59-87

Benhalilou, M., Kasagi, N. (1998): Numerical prediction of heat and momentum transfer over micro-grooved surface with a nonlinear k- $\epsilon$  model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, Seiten 2525-2541

Boese, M., Fottner, L. (2000): Einfluß widerstandsreduzierender Oberflächenstrukturen auf das Verlustverhalten eines aerodynamisch hochbelasteten Verdichtergitters, *DGLR-JT2000-099*

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

- Boese, M. (2004): Einfluss widerstandsreduzierender Oberflächenstrukturen auf das Strömungsverhalten eines hochbelasteten Verdichtergitters, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 457, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-345707-5
- Braun, M., Seume, J. (2006): Forward sweep in a four-stage high-speed axial compressor, ASME-Paper GT-2006-90218, Proc. of the ASME Turbo Expo, Barcelona, Spanien, 8.-11. Mai 2006.
- Bruse, M. (1999): Zur Strömungsmechanik wandreibungsvermindernder Riblet- Oberflächen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 354, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3 18-335407-1, 1999
- Bubolz, T. (2004): Untersuchungen von randzonenkorrigierten Axialverdichterbeschaukelungen mit Strömungs-Meßsonden, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- Chahine, C. (2010): Implementierung der anisotropen Widerstandsbeeinflussung von idealen Riblet-Strukturen in den Programmcode MISES, Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik
- Choi, H., Moin, P., Kim, J. (1993): Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets, Journal of Fluid Mechanics, 255, Seiten 503-539, 1993
- Clark, D.G (1989): Boundary Layer Flow Visualisation Patterns on a Riblet Surface, QMC-EP-1081, Faculty of Engineering, Queen Mary College, University of London, 1989
- Debisschop, J. R., Nieuwstadt, F. T. M. (1996): Turbulent Boundary Layer in an Adverse Pressure Gradient: Effectiveness of Riblets, AIAA Journal, 34, No. 5, Seiten 932-937
- Denkena, B., Koehler, J., Wang, B. (2010a): Manufacturing of functional riblet structures by profile grinding, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 3, Seiten 14-26
- Denkena, B., Köhler, J., Wang, B., Krawczyk, T. (2010b): Schleifen funktionalisierter Oberflächen, Werkstattstechnik online, Jahrgang 100, Seiten 826-831
- Djenidi, L., Anselmet F., Liandrat J., Fulachier L. (1994): Laminar boundary layer over riblets, Physics of Fluids, 6, n 9, Seiten 2993-2999
- Drela, M. (1986): Two-Dimensional Transonic Aerodynamic Design and Analysis using the Euler Equations, GTL Report No. 187
- Drela, M., Giles, M. (1987): Viscous-Inviscid Analysis of Transonic and Low Reynolds Number Airfoils, AIAA Journal, vol. 25, No. 10, Seiten 1347-1355
- Drela, M., Youngren, H. (1996): A User's Guide to MISES 2.4, MIT Computational Aerospace Sciences Laboratory, July 1996
- Drela, M. (1998): MISES Implementation of Modified Abu-Ghannam/Shaw Transition Criterion, Second Revision, MIT Aero-Astro, July 1998
- Durst, F. (2006): Grundlagen der Strömungsmechanik, Berlin: Springer Verlag
- European Commission (2011): Flightpath 2050, Europe's Vision for Aviation, Report of the High Level Group on Aviation Research, Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2011
- El-Samni, O.A., Chun, H.H., Yoon, H.S. (2007): Drag reduction of turbulent flow over thin rectangular riblets, International Journal of Engineering Science 45, Seiten 436-454

- Fang, C., Yan-Ping, T., Mao-Zhang, C. (1990): An Experimental Investigation of Loss Reduction with Riblets on Cascade Blade Surfaces and Isolated Airfoils, ASME paper 90 GT-207, 1990
- Ferziger, J. H., Perić, M. (2008): Numerische Strömungsmechanik, Berlin: Springer Verlag
- Fischer, A., Rieß, W., Seume, J. (2004): Performance of strongly bowed stators in a 4-stage high speed compressor, ASME-Paper GT-2003-38392, Proc. of ASME Turbo Expo 2003. Artikel wurde übernommen in ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126, No. 3, Seiten 333-338, 2004
- García-Mayoral, R., Jiménez, J. (2007): On the effect of riblet geometry on drag reduction, Technical Note ETSIA / MF-072
- García-Mayoral, R., Jiménez, J. (2011): Drag reduction by riblets, Phil. Tans. R. Soc., 369, Seiten 1412-1427
- Grek, G.R., Kozlov, V.V., Titarenko, S.V. (1996): An experimental study of the influence of riblets on transition, Journal of Fluid Mechanics, 315, Seiten 31-49
- Grüneberger, R., Hage, W. (2010): Drag characteristics of longitudinal and transverse riblets at low dimensionless spacings, Experiments in Fluids, 50, Seiten 363-373
- Goldstein, D., Handler, R., Sirovich, L. (1995): Direct numerical simulation of turbulent flow over a modelled riblet covered surface, Journal of Fluid Mechanics, 302, Seiten 333-376
- Gümmer, V., (2005): Pfeilung und V-Stellung zur Beeinflussung der dreidimensionalen Strömung in Leiträdern transsonischer Axialverdichter, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 384, VDI Verlag, Düsseldorf
- Hage, W., Bechert, D.W. (2001): Rib tip sharpness: a key issue for riblet application, Interner Bericht, DLR-IB 92517-01/B7
- Hage, W. (2005): Zur Widerstandsverminderung von dreidimensionalen Riblet-Strukturen und anderen Oberflächen, Dissertation, Technische Universität Berlin, Mensch und Buch Verlag
- Hage W., Meyer R., Knobloch K. (2008): Zur Vorhersage der Widerstandseigenschaften von Riblet-Oberflächen, Interner DLR Bericht: DLR-IB-92517-08/B3
- Handl, A. (2006): Einführung in die Statistik mit R, überarbeitete Version des Skriptes zur Grundausbildung in Statistik mit R, Stand 29.09.2006
- Herbst, F., Kozulovic, D., Seume, J.R. (2011): Transition Modelling for Vortex Generating Jets on Low-Pressure Turbine Profiles, Proceedings of the ASME Turbo Expo, 06-10 June 2011, Vancouver, Canada, GT2011-45621
- Hodson, H. P., Howell, R. J. (2005): Bladerow Interactions, Transition and High-Lift Aerofoils in Low-Pressure Turbines, Annu. Rev. Fluid Mech. 2005, 37, Seiten 71–98
- Indinger, T. (2005): Einfluss eines positiven Druckgradienten auf turbulente Grenzschichten an glatten und gerillten Oberflächen, Dissertation, Technische Universität München, Töning [u.a.]: Der Andere Verlag
- Jang, P.S., Benney, D.J., Gran, R.L. (1986): On the origin of streamwise vortices in a turbulent boundary layer, Journal of Fluid Mechanics, 169, Seiten 109-123
- Jetter, C. (1997): Strömungstechnische Qualitätskriterien von spanabhebend gefertigten Turbinenschaufelprofilen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 314, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-331407-X

- Johansson, A. V., Alfredsson, P.H., Kim, J. (1991): Evolution and dynamics of shear-layer structures in near-wall turbulence, *Journal of Fluid Mechanics*, 224, Seiten 579-599
- Keck, M. (2008): Experimentelle Untersuchungen zur Wirksamkeit von Riblets in verzögerten Grenzschichten, Dissertation, Technische Universität Dresden
- Kim, J., Moin, P., Moser, R. (1987): Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number, *Journal of Fluid Mechanics*, 177, pp- 133-166, 1987
- Kline, S. J., Reynolds, W. C., Schraub, F. A., Runstadler, P. W. (1967): The structure of turbulent boundary layers, *Journal of Fluid Mechanics*, 30, pp 741-773
- Klosa, T. (2011): Numerische Simulation des Einflusses fertigungsbedingter Geometrieabweichungen von Verdichterschaufeln auf die Profilverluste, Diplomarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik
- Klumpp, S., Meinke, M., Schröder, W., Feldhaus, B., Klocke, F. (2009): Riblets in turbulent flow regimes of 2-D compressor blades, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009*, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA, GT2009-59352
- Klumpp, S., Guldner T., Meinke M., Schröder, W. (2010): Riblets in a turbulent adverse-pressure gradient boundary layer, 5<sup>th</sup> Flow Control Conference, 28 June – 1 July, 2010, Chicago, Illinois, AIAA 2010-4706
- Kožulović, D. (2007): Modellierung des Grenzschichtumschlags bei Turbomaschinenströmungen unter Berücksichtigung mehrerer Umschlagarten, Dissertation, Ruhr Universität Bochum, Forschungsbericht / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz-Gemeinschaft, DLR-FB-2007-20
- Lietmeyer, C., Oehlert, K., Seume J. R. (2011a): Optimal application of riblets on compressor blades and their contamination behaviour, *Proc. of ASME Turbo Expo 2011*, Vancouver, Canada, GT2011-46855
- Lietmeyer, C., Chahine, C., Seume, J.R. (2011b): Numerical Calculation of the Riblet-Effect on Compressor Blades and Validation with Experimental Results, *Proc. of IGTC 2011*, Osaka, Japan, IGTC2011-0106
- Lietmeyer, C., Denkena, B., Kling, R., Krawczyk, T., Overmeyer, L., Reithmeier, E., Scheuer, R., Vynnyk, T., Wojakowski, B., Seume, J. R. (2012): Recent Advances in Manufacturing of Riblets on Compressor Blades and their Aerodynamic Impact, *Proc. of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69067
- Litvinenko, Y., Chernoray, V.G., Kozlov, V.V., Loefdahl, L., Grek, G.R., Chun, H.H. (2006): The Influence of Riblets on the Development of a  $\Lambda$  Structure and Its Transformation into a Turbulent Spot, *Doklady Physics*, Vol. 51, No. 3, Seiten 144-147, Pleidas Publishing, INC.: 2006
- Lee, S.-J., Lee, S.-H. (2001): Flow field analysis of a turbulent boundary layer over a riblet surface, *Experiments in Fluids*, 30, Seiten 153-166, 2001
- Luchini, P., Manzo, F., Pozzi, A. (1991): Resistance of a grooved surface to parallel flow and cross-flow, *Journal of Fluid Mechanics*, 228, Seiten 87-109, 1991
- Luchini, P (1992): Effect of riblets on the growth of laminar and turbulent boundary layers, *The 7th European Drag Reduction Meeting*, 24-25 September, Berlin, Germany, 1992
- Mattiske, B. (1994): Experimentelle Untersuchung einer mehrstufigen Axialverdichterbeschaufelung mit Randzonenkorrektur, *Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 7, Nr. 252*, VDI Verlag, Dissertation, Universität Hannover, 1994

- Montgomery, D. C. (2005): Design and Analysis of Experiments, 6. Auflage, Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc.
- Myong, H. K., Kasagi, N. (1990): Prediction of Anisotropy of the Near-Wall Turbulence with an Anisotropic Low-Reynolds-Number  $k$ - $\epsilon$  Turbulence Model, ASME Journal of Fluids Engineering, 112, Seiten 521-524
- 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, November 14 – 19., IGTC'99 Kobe TS-25
- Nieuwstadt, F.T.M., Wolthers, W., Leijdens, H., Krishna Prasad, K., Schwarz-van Manen, A. (1993): The reduction of skin friction by riblets under the influence of an adverse pressure gradient, Experiments in Fluids 15, Seiten 17-26
- Nikuradse, J. (1933): Strömungsgesetze in rauhen Röhren, Forschungsheft 361, Beilage zu „Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens“, Ausgabe B, Band 4
- Ninnemann, T., Wing, F. Ng (2000): Supersonic Through-Flow Fan Blade Cascade Studies Part II: Riblet Effects, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2000, May 8-11, GT 0494
- Ninnemann, T., Wing, F. Ng (2004): Loss Reduction Using Riblets on a Supersonic Through-Flow Fan Blade Cascade, J. Fluids Eng., 126, Seiten 642-649
- Norden, M. (2002): Voruntersuchungen zur experimentellen Bewertung der Verlustminderung auf Verdichterschaufeln durch industriell gefertigte Riblets, Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Strömungsmaschinen (jetzt Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik)
- Oehlert, K., Seume, J. (2006): Exploratory experiments on machined riblets on compressor blades, Proc. of FEDSM 2006, Miami, FL, USA, FEDSM 2006 – 98093
- 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, Proc. of IMECE 2007, Seattle, Washington, USA, IMECE 2007 – 43457
- Oehlert, K. (2011): Zur Applikation von Riblets auf Verdichterschaufeln, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Verlag Dr. Hut
- Reif, W.-E. (1985): Squamation and ecology of sharks, Courier Forschungsinstitut Senckenberg, Frankfurt/M., Nr. 78
- Robinson, S. K. (1991): Coherent motions in the turbulent boundary layer, Annu. Rev. Fluid. Mech., 23, Seiten 601-639
- Rothenflue, J. A. (1996): Riblet Effects on Görtler Vortex Development over a Concave Surface, Dissertation, Air Force Institute of Technology, Ohio, USA
- Sachs, L., Hedderich, J. (2006): Angewandte Statistik, zwölfte Auflage, Berlin: Springer Verlag
- Schlichting, H. (1936): Experimental Investigation of the Problem of Surface Roughness, Ingenieur-Archiv, 7, No. 1
- Schlichting, H., Gersten, K. (2006): Grenzschichttheorie, 10. überarbeitete Auflage, Berlin: Springer Verlag
- Shahpar, S., Polynkin, A., Toropov, V. (2008): Large Scale Optimization of Transonic Axial Compressor Rotor Blades, AIAA-Paper AIAA-2008-2056, 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Conference, Schaumburg, IL, USA, 7.-10. April 2008

- Siegel, F., Schütz, V., Stute, U., Kling, R. (2010): Large-Scale Riblet Surfaces using Multi-Spot Micro Machining, Proceedings of the 29th International Congress on Applications of Lasers & Electro-Optics ICALEO, Paper M205, ISBN 978-0-912035-61-1, September 26-30, Anaheim, USA, 2010
- Siegel, F. (2011): Abtragen metallischer Werkstoffe mit Pikosekunden-Laserpuls für Anwendungen in der Strömungsmechanik, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Berichte aus dem LZH
- Spurk, J.H. (2004) Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen, 5. erw. Auflage, Berlin [u.a.]: Springer Verlag
- Suzuki, Y., Kasagi, N. (1994): Turbulent drag reduction mechanism above a riblet surface, AIAA J., 32(9), 1781-1790, 1994
- Swafford, T. W. (1983): Analytical Approximation of Two-Dimensional Separated Turbulent Boundary-Layer Velocity Profiles, AIAA Journal, Vol. 21, Seiten 923-926
- Van Dyke, M. (1982): An album of fluid motion, The Parabolic Press, Stanford, California, USA, 1982
- Vorreiter, A., Fischer, S., Saathoff, H., Radespiel, R., Seume, J.R. (2011): Numerical Investigations of the Efficiency of Circulation Control in a Compressor Stator, Journal of Turbomachinery, March 2012, Vol. 134, Iss. 2
- Vukoslavčević, P., Wallace, J. M., Balint, J. L. (1992): Viscous drag reduction using streamwise-aligned riblets, AIAA J 30, Seiten 1119-1122
- Walkenhorst, J. (2000): Axialverdichter mit wandkonturierten Leitschaufeln – Prüfstandsentwicklung und Strömungsuntersuchung, Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 7, Nr. 390, VDI Verlag Dissertation, Universität Hannover, 2000
- Walker, G. (1974): The Unsteady Nature of Boundary Layer Transition on an Axial-Flow Compressor Blade, Transactions of the ASME, Proceedings of the Gas Turbine Conference & Products Show, Zurich (74-GT-135)
- Walsh, M.J. (1982): Turbulent boundary layer drag reduction using riblets, AIAA paper 82-0169
- Walsh, M. J.; Lindemann, A. M. (1984): Optimization and application of riblets for turbulent drag reduction, AIAA paper 84-0347
- Walsh, M.J. (1990): Riblets, in “Viscous Drag Reduction in Boundary Layers”, (Editor Bushnell, D.M. und Hefner, J.N.), Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 123, S. 203-261, Washington D.C.: AIAA
- Witthaus, S. (2011): Vorhersage der maximalen Widerstandsminderung von Riblets unter variierenden Geometrieparametern zur Entwicklung eines Prognosetools, Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik

# Anhang

## A 1 Gitterwindkanal

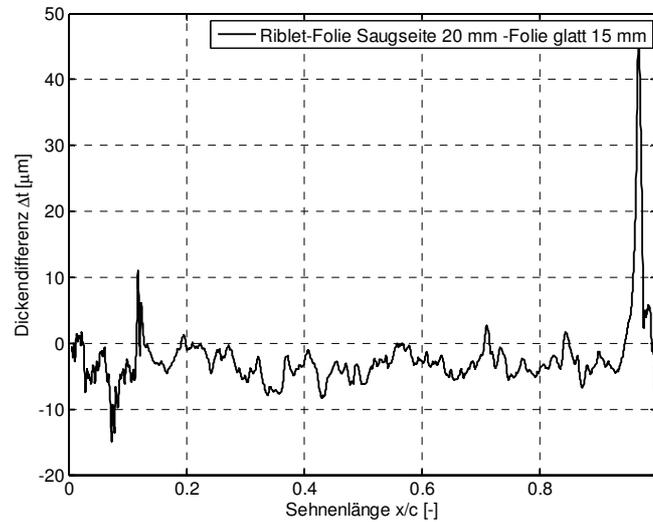
**Tabelle A.1:** Einstellung der Randabsaugung

Absaugung	Massenstrom $\dot{m}$ [g·sek <sup>-1</sup> ]
Eckenablösung	72.56
Vorder- und Rückwand	148.47
linke Seitenwand	0
rechte Seitenwand	18.30

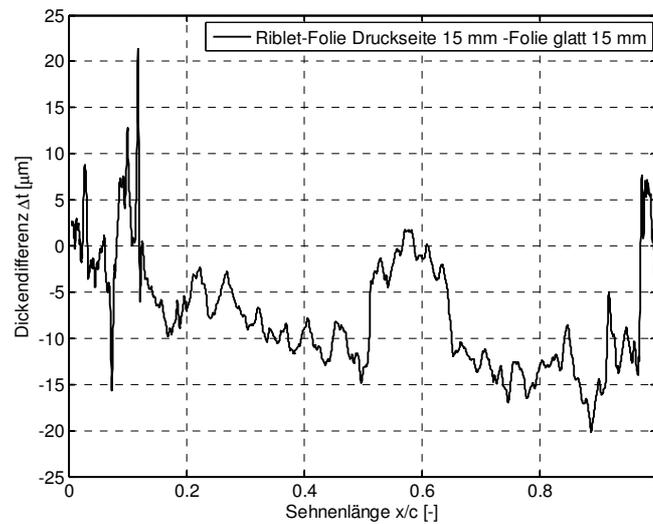
**Tabelle A.2:** Profilkordinaten des NACA 6510 Verdichtergitters

x [mm]	y [mm]												
46.83	1.17	86.46	0.46	88.89	0.75	64.42	5.27	17.28	5.08	0.30	0.44	5.19	-0.17
49.08	1.22	86.92	0.38	88.62	0.83	62.19	5.54	15.06	4.73	0.14	0.28	5.78	-0.13
51.33	1.27	87.33	0.31	88.33	0.92	59.95	5.78	12.84	4.35	0.02	0.09	6.53	-0.09
53.58	1.32	87.70	0.25	88.03	1.00	57.71	6.00	10.63	3.91	0.04	-0.13	7.55	-0.03
55.84	1.36	88.03	0.18	87.71	1.09	55.46	6.19	8.43	3.43	0.22	-0.26	9.13	0.06
58.09	1.41	88.35	0.11	87.37	1.18	53.22	6.36	6.63	2.99	0.43	-0.32	11.38	0.18
60.34	1.44	88.64	0.05	87.00	1.27	50.97	6.50	5.44	2.65	0.66	-0.35	13.62	0.28
62.59	1.47	88.93	-0.02	86.59	1.37	48.72	6.61	4.63	2.41	0.86	-0.37	15.87	0.37
64.84	1.49	89.19	-0.09	86.13	1.49	46.47	6.69	4.02	2.21	1.09	-0.37	18.13	0.46
67.09	1.51	89.46	-0.16	85.60	1.61	44.22	6.75	3.52	2.05	1.32	-0.37	20.19	0.52
69.34	1.50	89.71	-0.23	84.98	1.75	41.97	6.78	3.11	1.89	1.56	-0.37	22.17	0.58
71.54	1.48	89.95	-0.31	84.21	1.92	39.72	6.77	2.74	1.75	1.81	-0.36	24.34	0.65
73.44	1.44	90.20	-0.37	83.22	2.14	37.47	6.74	2.41	1.62	2.06	-0.35	26.60	0.70
75.25	1.39	90.41	-0.25	81.88	2.42	35.21	6.68	2.11	1.50	2.32	-0.34	28.85	0.76
77.10	1.32	90.47	-0.01	79.99	2.80	32.96	6.58	1.83	1.37	2.59	-0.33	31.10	0.81
79.05	1.21	90.35	0.20	77.77	3.21	30.72	6.46	1.57	1.25	2.88	-0.31	33.35	0.86
81.06	1.07	90.13	0.32	75.56	3.61	28.47	6.31	1.33	1.12	3.18	-0.29	35.60	0.91
82.94	0.90	89.90	0.42	73.34	3.98	26.22	6.13	1.10	1.00	3.51	-0.27	37.85	0.96
84.31	0.75	89.66	0.50	71.11	4.34	23.98	5.91	0.88	0.87	3.86	-0.26	40.09	1.01
85.23	0.64	89.41	0.59	68.89	4.67	21.74	5.67	0.67	0.74	4.25	-0.23	42.34	1.06
85.91	0.54	89.16	0.67	66.66	4.98	19.51	5.39	0.48	0.59	4.69	-0.20	44.59	1.11

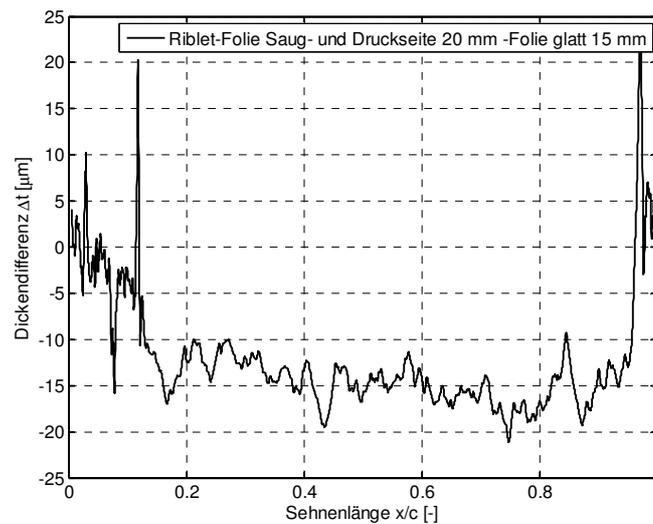
## A 2 Experimentelle Ergebnisse



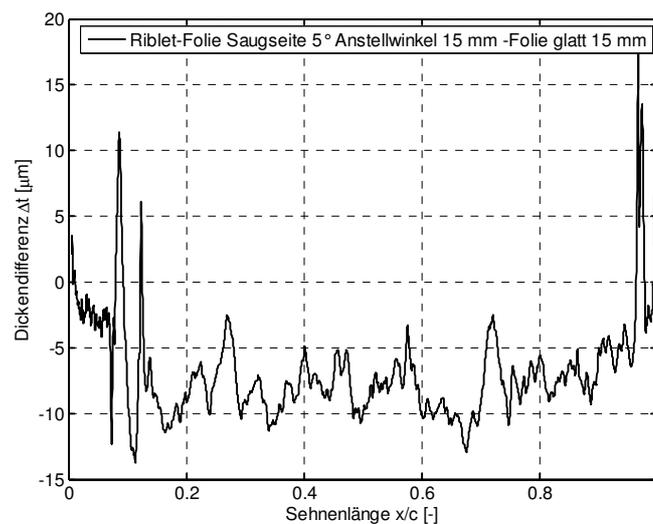
**Abbildung A.1:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie



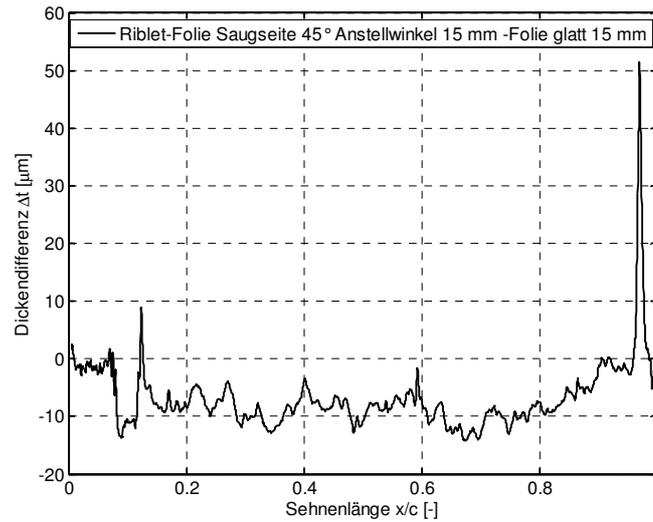
**Abbildung A.2:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Druckseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie



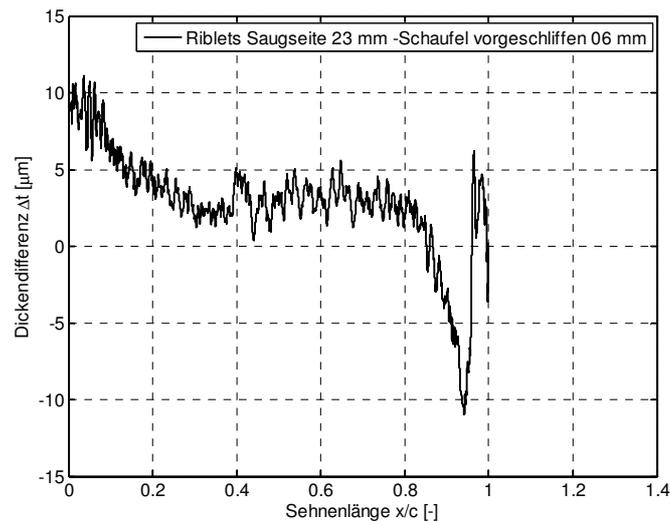
**Abbildung A.3:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie auf der Saug- und Druckseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie



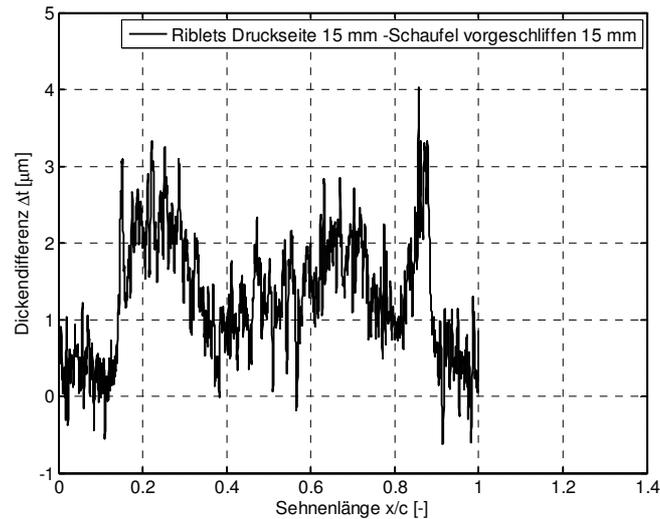
**Abbildung A.4:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie unter einem Anstellwinkel von  $\varphi = 5^\circ$  zur Hauptströmungsrichtung auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie



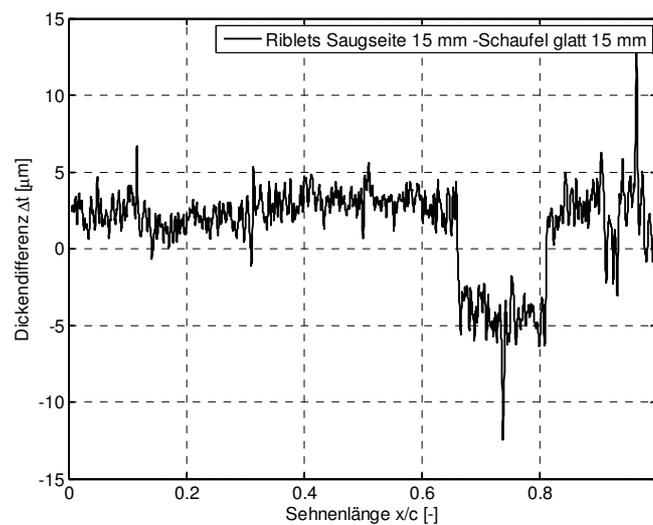
**Abbildung A.5:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Riblet-Folie unter einem Anstellwinkel von  $\varphi = 45^\circ$  zur Hauptströmungsrichtung auf der Saugseite und dem Schaufelprofil mit glatter Folie



**Abbildung A.6:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit geschliffenen Riblets auf der Saugseite und dem gleichen Schaufelprofil im vorgeschliffenen Zustand mit glatter Oberfläche (Riblets mit konstanter Rillenweite ab  $x/c \approx 0.4$ )

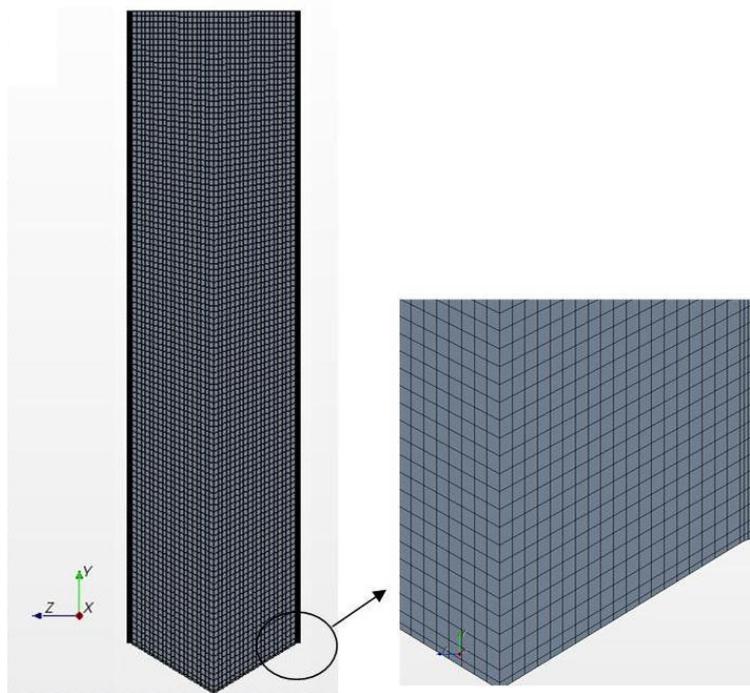


**Abbildung A.7:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit geschliffenen Riblets auf der Druckseite und dem gleichen Schaufelprofil im vorgeschliffenen Zustand mit glatter Oberfläche (Riblets mit konstanter Rillenweite ab  $x/c \approx 0.12$ )

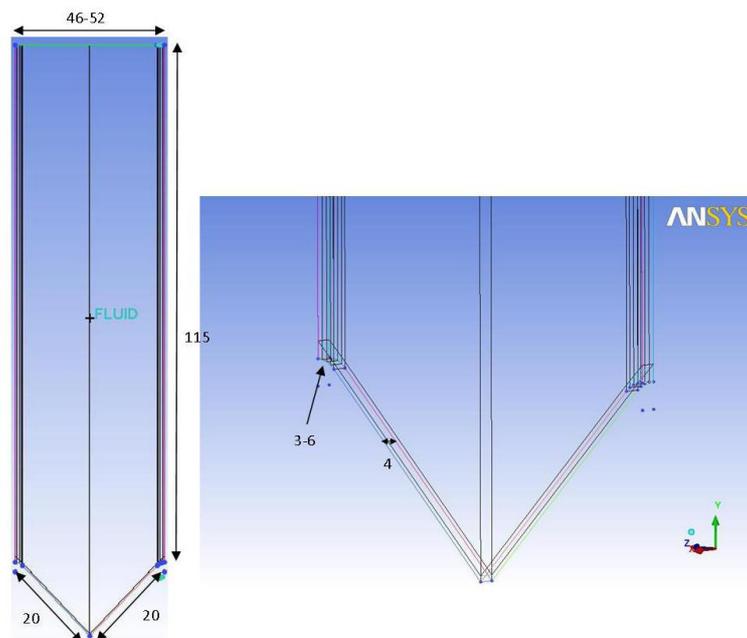


**Abbildung A.8:** Dickendifferenz zwischen dem Schaufelprofil mit Laser-strukturierten Riblets auf der Saugseite und dem gleichen Schaufelprofil im glatten Zustand (Riblets mit lokal angepassten Riblets in Segmenten ab  $x/c \approx 0.14$ )

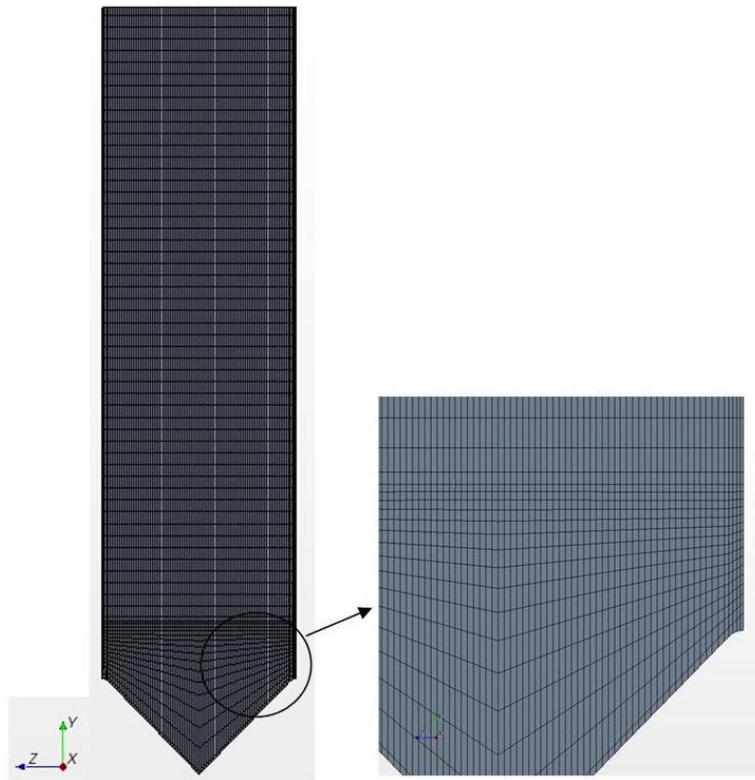
## A 3 Berechnung der Ursprünge der Geschwindigkeitsprofile für die Längs- und Querströmung



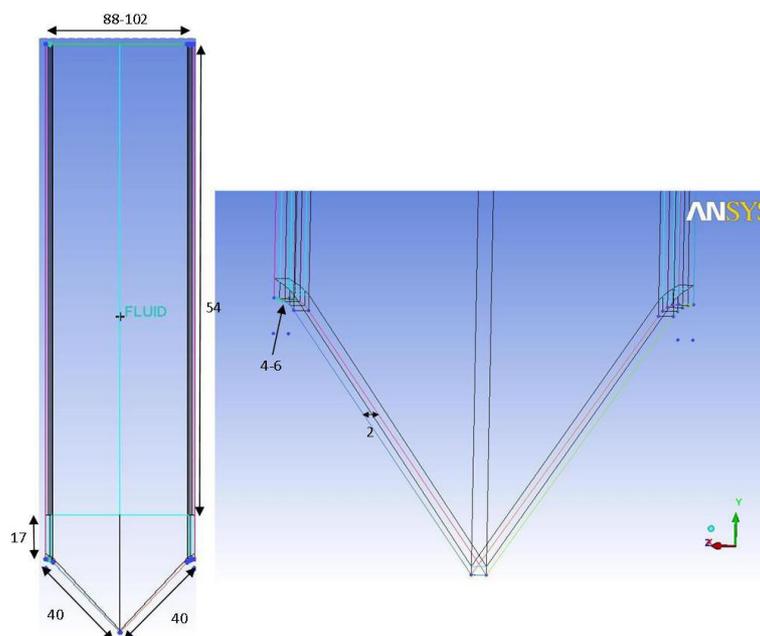
**Abbildung A. 9:** Rechennetz für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längsströmung (aus Witthaus 2011)



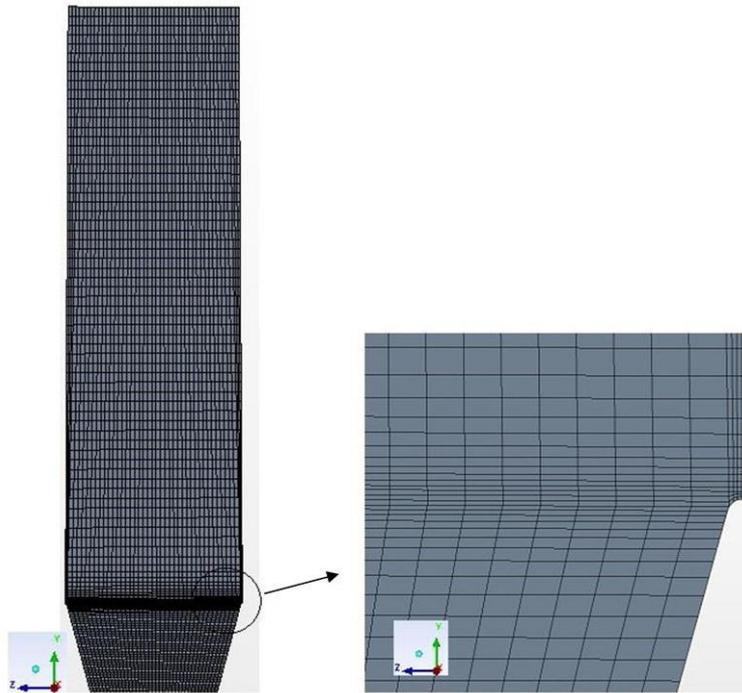
**Abbildung A.10:** Netzauflösung des Rechennetzes für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längsströmung (aus Witthaus 2011)



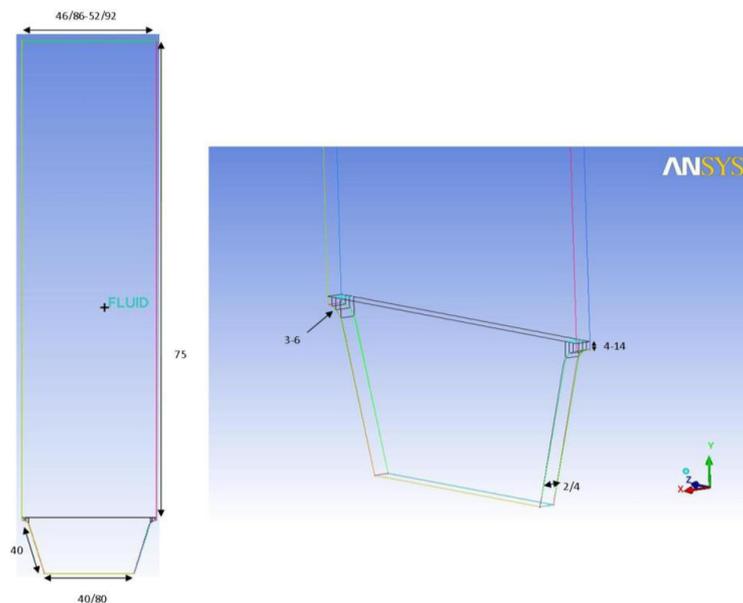
**Abbildung A.11:** Rechenetz für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Querströmung (aus Witthaus 2011)



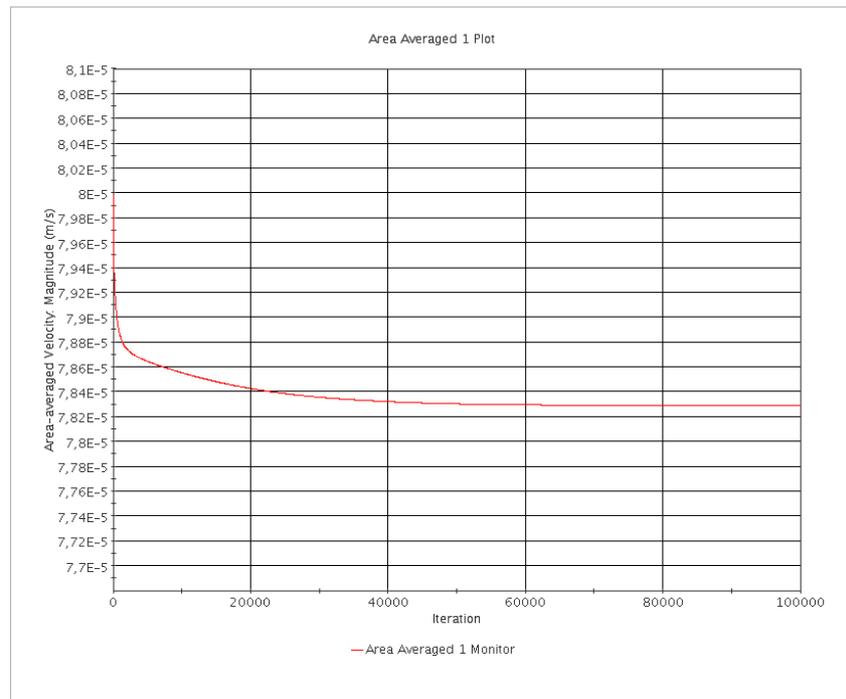
**Abbildung A.12:** Netzauflösung des Rechenetzes für Riblets mit dreieckigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Querströmung (aus Witthaus 2011)



**Abbildung A.13:** Rechenetz für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längs- und Querströmung (aus Witthaus 2011)



**Abbildung A.14:** Netzauflösung des Rechenetzes für Riblets mit trapezförmigem Rillenquerschnitt für die Berechnung der Längs- und Querströmung (aus Witthaus 2011)



**Abbildung A.15:** Exemplarischer Konvergenzverlauf der mittleren Geschwindigkeit entlang einer dreieckigen Rillengeometrie (aus Witthaus 2011)

**Tabelle A.3:** Mit Hilfe der viskosen Theorie prognostizierte maximale Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal dreieckiger Rille

$t/s$ [-]	$h/s$	$-(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$
0.00	0.50	3.54
0.00	0.10	0.31
0.00	0.20	1.06
0.01	0.30	1.92
0.01	0.40	2.61
0.01	0.50	3.40
0.01	0.60	3.99
0.01	0.70	4.42
0.01	0.80	4.78
0.01	0.90	5.18
0.01	1.00	5.53
0.01	0.10	0.38
0.01	0.30	1.90
0.01	0.40	2.68

---

$t/s$ [-]	$h/s$	$-(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$
0.01	0.50	3.31
0.02	0.30	1.88
0.03	0.20	1.06
0.03	0.50	3.13
0.03	0.86	3.54
0.04	1.00	4.76
0.04	0.50	2.99
0.05	0.40	2.43
0.05	0.84	4.32
0.06	0.60	3.38
0.06	0.30	1.81
0.06	0.50	2.81
0.07	0.20	1.07
0.07	0.50	2.83
0.08	0.40	2.26
0.09	1.00	3.18
0.10	0.50	2.11
0.10	0.30	0.56
0.10	0.79	3.42
0.11	1.00	1.86
0.12	0.40	0.68
0.12	0.77	1.86
0.13	0.50	2.32

---

**Tabelle A.4:** Mit Hilfe der viskosen Theorie prognostizierte maximale Wandschubspannungsreduktion für Riblets mit ideal trapezförmiger Rille (aus Witthaus 2011)

$t/s$ [-]	$h/s$	$-(\Delta\tau/\tau_0)_{\max}$
0.00	0.50	7.82
0.01	0.10	1.41
0.01	0.20	4.03
0.01	0.30	5.93
0.01	0.40	6.90
0.01	0.50	7.40
0.01	0.60	7.58
0.01	0.70	7.60
0.01	0.80	7.70
0.01	0.90	7.85
0.01	1.00	7.97
0.02	0.40	6.53
0.02	0.50	6.98
0.04	0.30	5.28
0.04	0.50	6.48
0.06	0.50	6.22
0.07	0.20	3.38
0.07	0.40	5.71
0.07	0.60	6.37
0.08	0.50	5.93
0.10	0.30	4.33
0.10	0.50	5.45
0.12	0.40	4.55
0.13	0.50	5.15

## A 4 Vorhersage der Widerstandskurven bei bekannter maximaler Wandschubspannungsreduktion und optimaler dimensionsloser Rillenweite

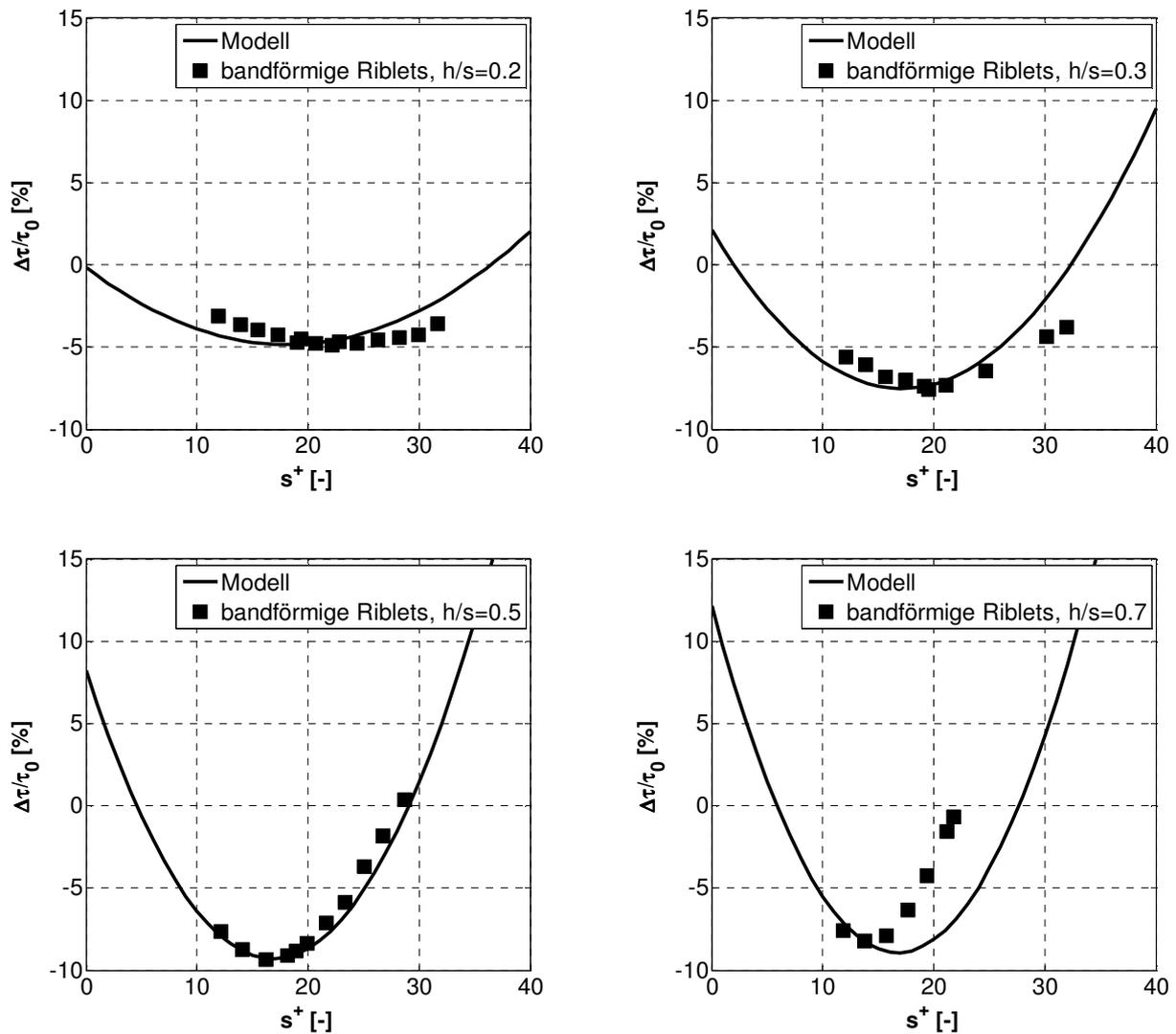
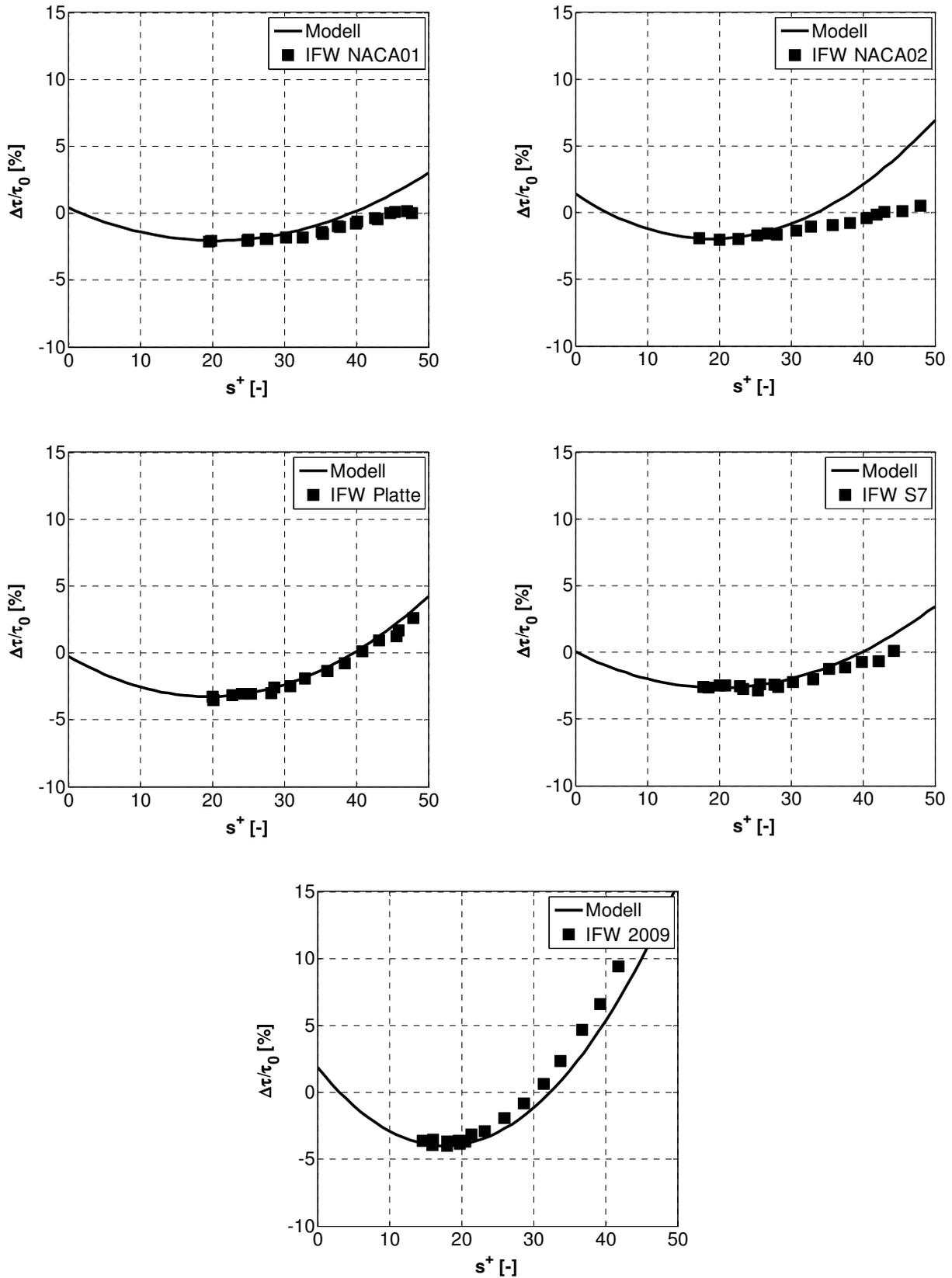
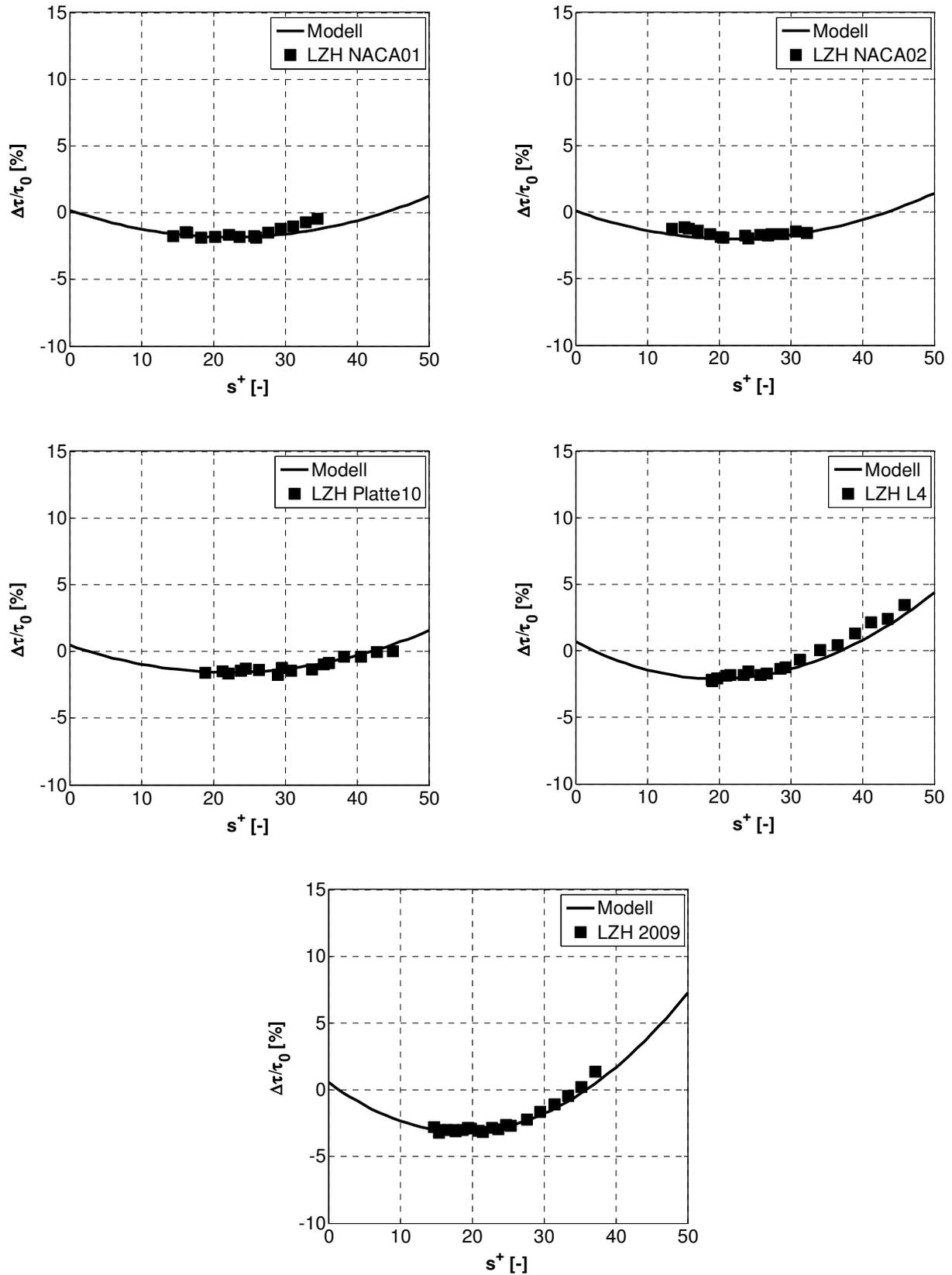


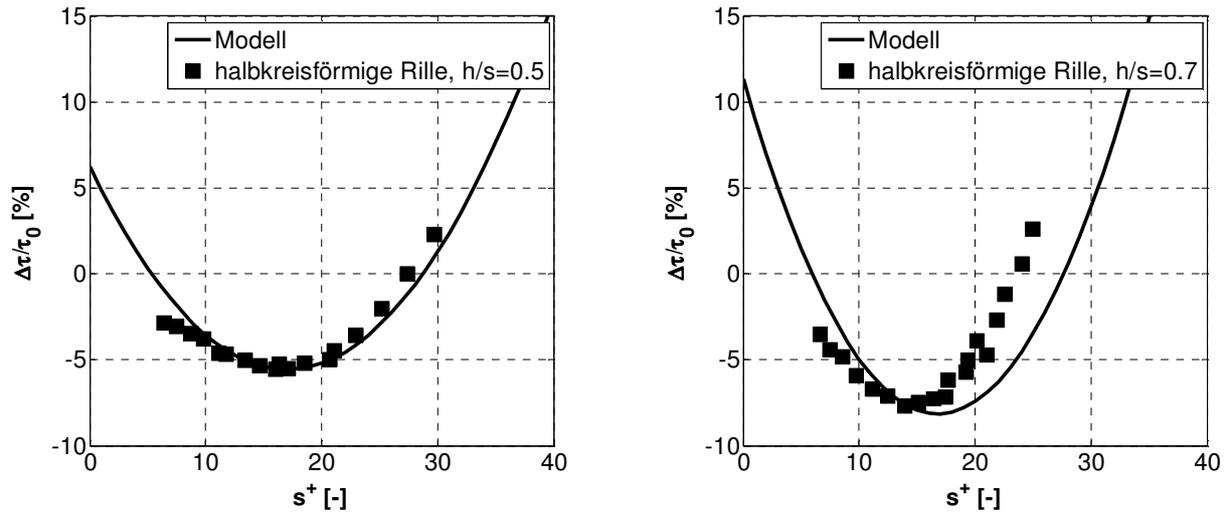
Abbildung A.16: Validierung des empirischen Modells an klingenförmigen Riblets (Quelle Messdaten: Bechert et al. 1997)



**Abbildung A.17:** Validierung des empirischen Modells an geschliffenen Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)

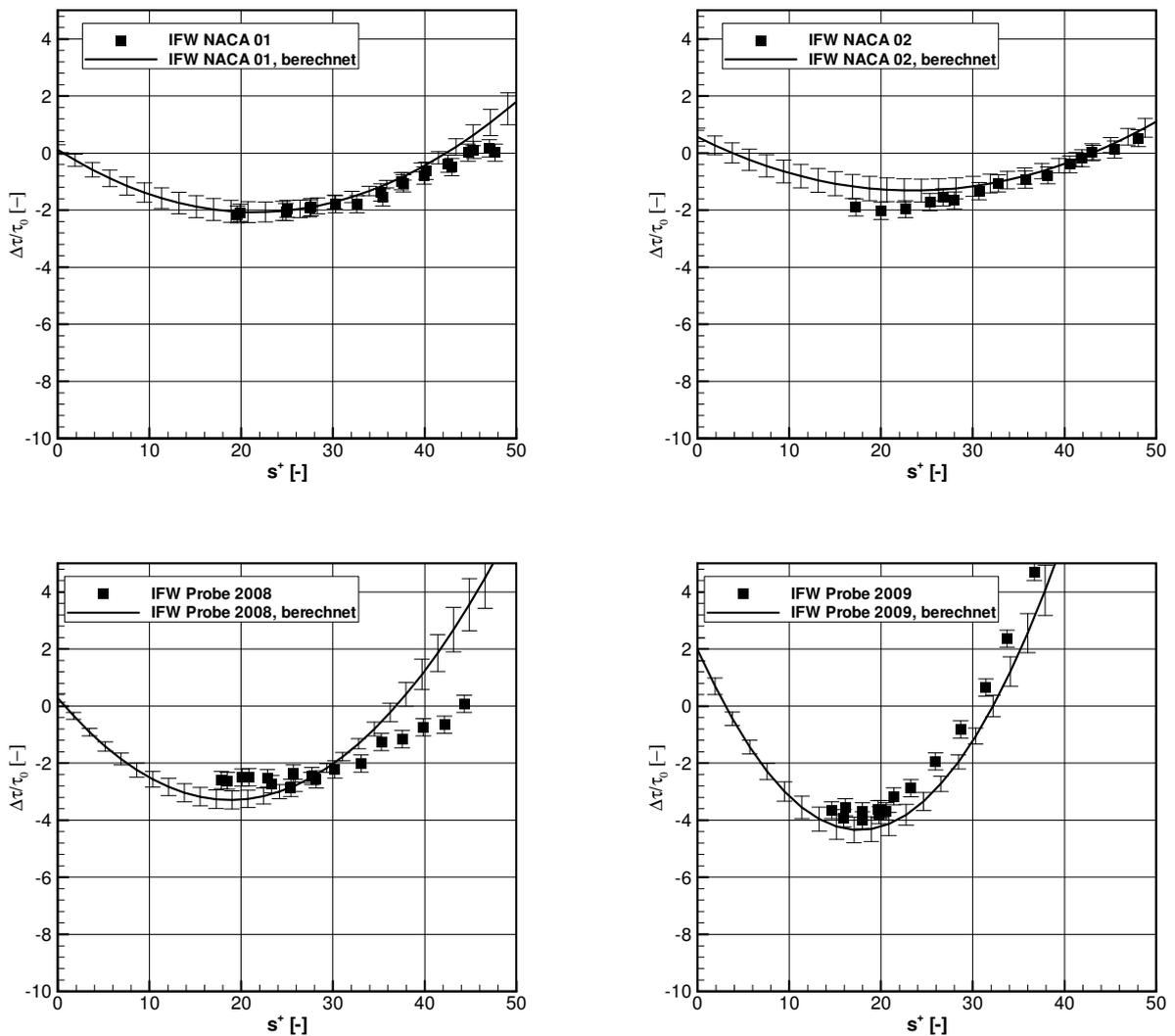


**Abbildung A.18:** Validierung des empirischen Modells an Laser-strukturierten Riblets (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)

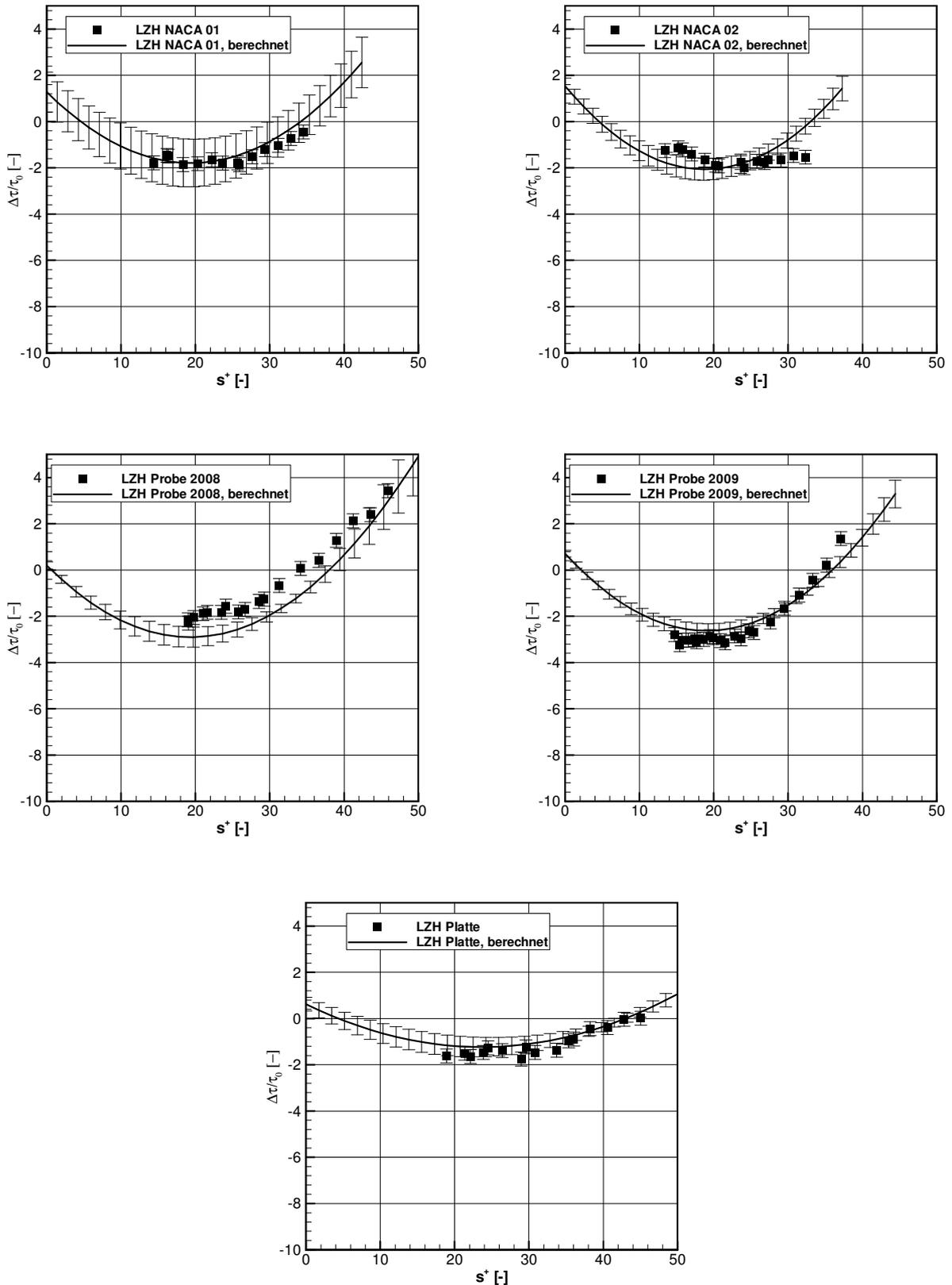


**Abbildung A.19:** Validierung des empirischen Modells an idealen Riblets mit halbkreisförmiger Rille (Quelle Messdaten: Bechert et al. 1997)

## A 5 Vorhersage der Widerstandskurven bei bekannten Riblet-Geometrieparametern

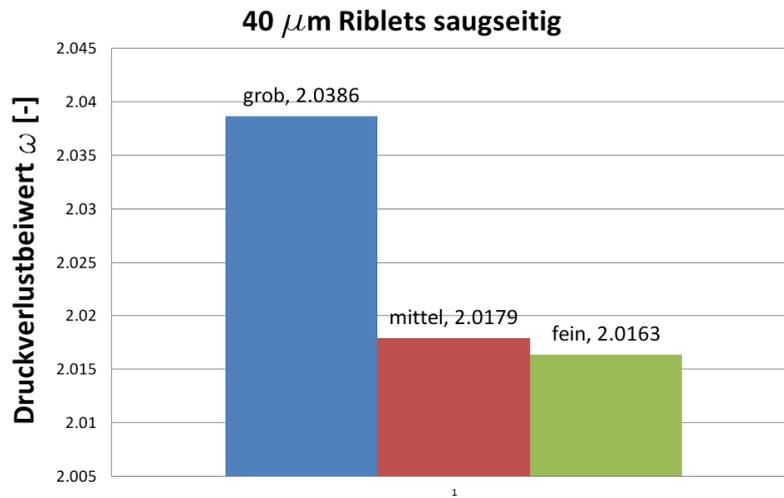


**Abbildung A.20:** Validierung des empirischen Modells an geschliffenen Riblets bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)



**Abbildung A.21:** Validierung des empirischen Modells an Laser-strukturierten Riblets bei Vorgabe der Riblet-Geometrieparameter (Quelle Messdaten: DLR, Inst. für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik)

## A 6 Iteratives Berechnungsmodell für Riblet- strukturierte Verdichterschaufeln



**Abbildung A.22:** Berechnete Druckverlustbeiwerte des NACA 6510 Gitters für unterschiedliche Netzdichten mit saugseitigem Riblet-Einfluss. Grobes Netz: 28 x 207 Knoten; Mittleres Netz: 33 x 248 Knoten; Feines Netz: 40 x 297 Knoten (aus Chahine 2010)

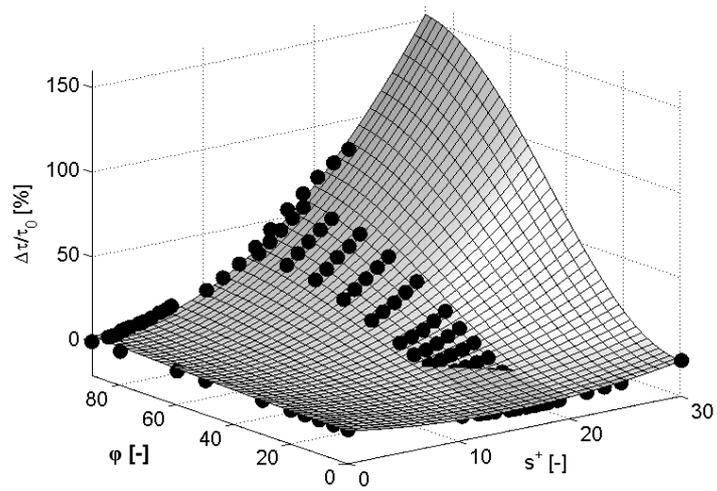
### Regressionsmodell für schräg angeströmte Riblets

Die relative Wandschubspannungsänderung einer schräg angeströmten Riblet-Oberfläche mit ideal trapezförmigen Rillen und einem Öffnungswinkel der Riblet-Flanken von  $\alpha = 30^\circ$  wird durch das folgende Modell approximiert:

$$\frac{\Delta\tau}{\tau_0} = a_1 + a_2 \cos \varphi + a_3 s^+ + a_4 s^{+2} + a_5 \cos \varphi \cdot s^+ + a_6 \cos^2 \varphi \cdot s^{+2} \quad (10.58)$$

**Tabelle A. 5:** Regressionskoeffizienten für die Berechnung der relativen Wandschubspannungsänderung  $\Delta\tau/\tau_0$  in Abhängigkeit vom Anstellwinkel  $\varphi$  und der Rillenweite  $s^+$  von Riblets mit einem ideal trapezförmigem Rillental und einem Öffnungswinkel der Riblet-Flanken von  $\alpha = 30^\circ$

Index	Koeffizient $x_i$ [-]	Signifikanz $ t_i $ [-]
1	3.47	5.27
2	-4.06	4.26
3	-0.7	5.33
4	0.19	35.23
5	-0.38	2.79
6	-0.15	29.34



**Abbildung A. 23:** Visualisierung der Approximation der Messdaten von  $\Delta\tau/\tau_0=f(s^+, \varphi)$   
( $R^2 = 0.99$ ,  $R^2_{adj} = 0.99$ )

# **LEBENS LAUF**

## **PERSÖNLICHE DATEN**

Name: Christoph Jan Lietmeyer  
Geburtsdatum: 7. August 1982 in Lehrte

## **BERUFLICHE TÄTIGKEIT**

seit 04.2012 Versuchsingenieur in der aerodynamischen Entwicklung bei der Volkswagen AG in Wolfsburg  
05.2008-03.2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover

## **UNIVERSITÄTSAUSBILDUNG UND PRAKTIKA**

10.2002-04.2008 Maschinenbaustudium an der Leibniz Universität Hannover, Spezialisierungsrichtung im Hauptstudium: Energie- und Verfahrenstechnik  
01.2007-06.2007 Fachpraktikum: Simulations Group, BorgWarner Turbo & Emissions Systems, Asheville, NC, USA

## **WEHRDIENST UND SCHULAUFBILDUNG**

07.2001-03.2002 Grundwehrdienst, Panzerpionierlehrkompanie 90 in Munster  
1994-2001 Gymnasium Lehrte, Abitur  
1992-1994 Orientierungsstufe Lehrte-Mitte  
1988-1992 Albert-Schweitzer Grundschule Lehrte