

ABSCHÄTZUNG DER STRÖMUNGSVERLUSTE IN VERDICHTER-TANDEMGITTERN

A. Baumert

Technische Universität Braunschweig, Institut für Strömungsmechanik, Hermann-Blenk-
 Str. 37, D-38108 Braunschweig, Deutschland

Zusammenfassung

Diese Arbeit behandelt die Verlustentstehung in Verdichter-Tandemgittern. Den Schwerpunkt bildet die Untersuchung des Einflusses der Reynolds- und der Diffusionszahl auf die Verluste. Dazu wurden numerische Simulationen für unterkritische Strömungen an NACA-65 Profilen durchgeführt. Darüber hinaus wurde die Auswirkung der Transition auf die Profilverluste und die Verluste innerhalb der Nachläufe betrachtet. Die Untersuchungen erfolgten an Verdichtergittern unterschiedlicher Umlenkung und wurden zum Vergleich auch für Referenzprofile gleicher Staffelung und Wölbung durchgeführt. Analytische Berechnungen ergänzten die Simulationen und dienten dazu den Effekt der doppelten Grenzschichtausbildung in der Tandemkaskade genauer zu beleuchten.

Es zeigte sich, dass bei hoher aerodynamischer Belastung Tandemgitter konventionellen Verdichtergittern überlegen sind, wobei von der Stabilität der Grenzschicht der hinteren Tandemschaufel profitiert wird. Bei niedrigen Umlenkungen stellt die frische Grenzschicht hingegen eine Verlustquelle dar, da die Grenzschicht einen höheren Widerstand erzeugt, die größere Belastbarkeit jedoch nicht ausgenutzt wird. Der Widerstand aller Profile fällt geringer aus, wenn sich anstelle vollturbulenter Grenzschichten ausreichend lange laminare Anlaufstrecken ausbilden. Die Nachlaufverluste sind in Tandemgittern gegenüber konventionellen Gittern als höher einzuschätzen.

1. NOMENKLATUR

Lateinische Bezeichnungen

$A\ddot{U}$	Axiale Überlappung
b	Breite
c_f	Reibungskoeffizient
d_H	Hinterkantendicke
D	Diffusionszahl
i	Inzidenz
k	turbulente kinetische Energie
l	Sehnenlänge, Referenzlänge
l_t	turbulentes Längenmaß
Ma	Machzahl
p	statischer Druck
p_t	Totaldruck
PT	Prozentuale Teilung
Re	Reynoldszahl
s	Teilung
t	Abstand in Umfangsrichtung zwischen Hinterkante des 1. und Vorderkante des 2. Tandemprofils
T	Temperatur
Tu	Turbulenzgrad
U_∞	Zuströmung, ungestörte Außenströmung
V_W	Widerstandsverhältnis
V_ζ	Verlustverhältnis
V_β	Umlenkungsverhältnis
W	Widerstand
W'	bezogener Widerstand
x, y, z	kartesische Koordinaten
x_s	Splitposition der Platten/Profile
y^+	Dimensionsloser Wandabstand

Griechische Bezeichnungen

β	Strömungswinkel in Umfangsrichtung
Δl	axiale Überlappung der Platten/Profile
$\Delta\beta$	Strömungsumlenkung
$\Delta\Gamma$	induzierte Zirkulation
ζ_v	Verlustbeiwert
θ	Strömungswinkel in radialer Richtung
κ	Metallwinkel
λ	Staffelungswinkel
μ	dynamische Viskosität
μ_t	Wirbelviskosität
ρ	Dichte
τ_w	Wandschubspannung
ω	spezifische turbulente Dissipationsrate

Indizes

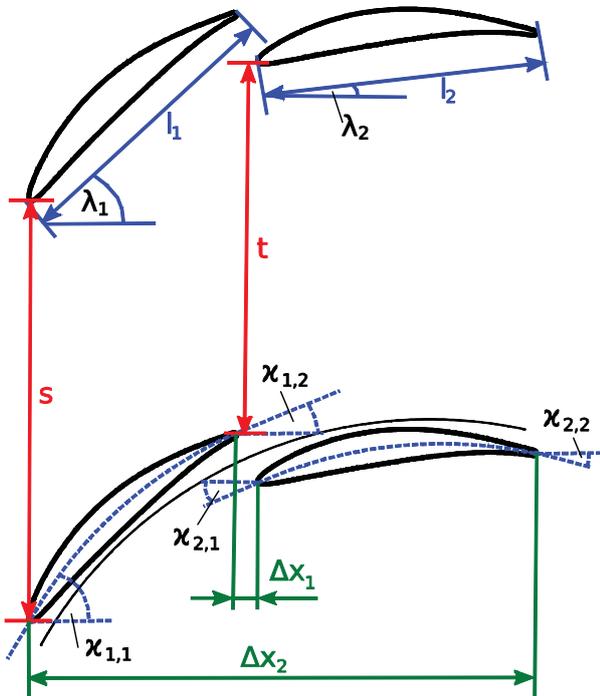
1	Einströmrand; Einzelprofil
2	Ausströmrand; Einzelprofil
11	Einströmrand der ersten Tandemschaufelreihe
12	Ausströmrand der ersten Tandemschaufelreihe
21	Einströmrand der hinteren Schaufelreihe
22	Ausströmrand der hinteren Schaufelreihe
<i>einzel</i>	gültig für/ bezogen auf das Einzelprofil
<i>kr</i>	kritisch
<i>l</i>	bezogen auf Platten/Sehnenlänge
<i>lam</i>	laminare Grenzschichtströmung
<i>p</i>	Druck
<i>ref</i>	Referenzwinkel
<i>R</i>	Reibung
<i>tandem</i>	gültig für/bezogen auf Tandemkaskade
<i>t</i>	Totalgröße

turb turbulente Grenzschichtströmung

2. EINLEITUNG

Ein grundlegendes Ziel bei der Entwicklung von Flugzeugtriebwerken ist es, Gewicht und Bauraum des Triebwerks zu minimieren, um den Treibstoffverbrauch zu reduzieren. Ein Hauptaugenmerk liegt auf dem Verdichter, da dieser in etwa die Hälfte der Länge und des Gewichts eines Triebwerks einnimmt. Um kleinere Abmessungen von Triebwerkskompressoren zu erzielen, ist eine Senkung der Stufenanzahl nötig. Diese Maßnahme erfordert wiederum die Anhebung der Stufendruckverhältnisse und der Stufenwirkungsgrade. Größere Stufendruckverhältnisse ergeben sich durch die Übertragung höherer spezifischer Stufenarbeiten. Diese lassen sich durch Steigerungen der Strömungsumlenkungen und der Umfangsgeschwindigkeiten der Rotoren erzielen. Konventionelle Verdichtergitter sind in ihrer Fähigkeit für hohe Strömungsumlenkungen beschränkt, da eine starke saugseitige Verzögerung Grenzschichtablösungen zur Folge hat. Hohe Umfangsgeschwindigkeiten stellen eine große mechanische Belastung dar und sind zumeist mit der Entstehung komplexer, verlustbehafteter Stoßsysteme verbunden.

Ein Ansatz zur Steigerung der Stufendruckverhältnisse durch erhöhte Strömungsumlenkungen ist der Einsatz von Verdichter-Tandemgittern. Anstelle von konventionellen Verdichterprofilen bilden zwei versetzte Schaufeln, deren gegenseitige Strömungsbeeinflussung (Interferenz) eine stärkere Umlenkung ermöglicht, eine Kaskade, siehe BILD 1. Allerdings neigen Tandemgitter auch zu erhöhten Strömungsverlusten, welche zu schlechteren Stufenwirkungsgraden führen und somit die gesteigerte Stufenarbeit entwerten.



Axiale Überlappung: $\Delta x_1/\Delta x_2$
Prozentuale Teilung: t/s

BILD 1. Hochumlenkendes Tandemgitter

Aus diesem Grund setzt sich die Studienarbeit mit der

Verlustentstehung in Tandem- und konventionellen Verdichtergittern auseinander. Es wird anhand analytischer Berechnungen und numerischer Simulationen untersucht, in welchem Maße verschiedene Parameter sich auf die Schaufelverluste beider Gittertypen auswirken. Daraus wird abgeleitet, für welche Randbedingungen ein Tandemgitter einem konventionellen Verdichtergitter gleicher Gesamtsehnenlänge, Wölbung und Staffelung überlegen ist und von welchen Einflussfaktoren profitiert wird. Der Fokus liegt auf dem Einfluss der Reynolds- und der Diffusionszahl. Darüberhinaus wird die Auswirkung der Transition auf die Strömungsverluste untersucht und die Verlustentstehung innerhalb der Nachläufe betrachtet.

Die numerischen Simulationen erfolgten an NACA-65-Profilen unterschiedlicher Umlenkungen mit unterkritischer Zuströmung. Im Zuge der Untersuchung des Einflusses der Reynoldszahl und der Transition auf die viskosen Verluste wurden analytische Berechnungen angestellt, deren Lösungen auf den Grenzschichtgleichungen für ebene Plattenströmungen beruhen.

3. LITERATURÜBERSICHT

Bereits seit Jahrzehnten werden Forschungen zum Einsatz der Tandemtechnologie in Triebwerksverdichtern unternommen. Der Ansatz zielt darauf ab, von der Wechselwirkung beider Profile Gebrauch zu machen und so höhere Umlenkungen als an konventionellen Profilen zu erreichen.

Smith [1] veröffentlichte 1975 einen umfassenden Bericht zum Thema Hochauftriebssysteme, der eine detaillierte Auseinandersetzung mit der Interferenz an mehrteiligen Tragflügeln enthält. Die Ergebnisse lassen sich auf die Aerodynamik von Verdichter-Tandem-Gittern übertragen. Im Wesentlichen werden fünf Effekte beschrieben, die den Auftrieb mehrelementiger Profile begünstigen. Von besonderer Bedeutung sind der Zirkulationseffekt, der Vorflügeleffekt und die Ausbildung einer frischen Grenzschicht am hinteren Profil einer Tandemkaskade.

Der Zirkulationseffekt lässt sich potentialtheoretisch beschreiben. Bei zwei versetzten hintereinander positionierten Profilen sorgt die Umströmung des zweiten Profils dafür, dass das vordere Profil druckseitig mit einem zunehmenden Anstellwinkel angeströmt wird. Infolgedessen wird der Staupunkt der Hinterkante des vorderen Profils auf die Saugseite verschoben. Damit die Kutta Bedingung erfüllt wird, also eine exakte Abströmung an der Hinterkante erfolgt, ist eine Zunahme der Zirkulation erforderlich, siehe BILD 2. Nach dem Satz von Joukowski steigt mit der Zirkulation der Auftrieb.

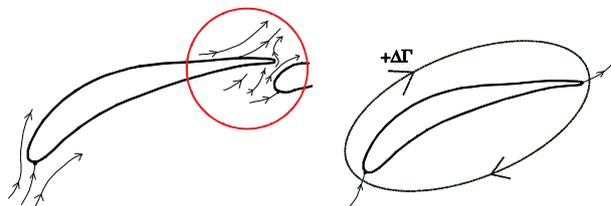


BILD 2. Zirkulationseffekt in der Tandemkaskade

Die verstärkte Zirkulation wirkt der saugseitigen Beschleunigung am zweiten Profil entgegen, sodass die Saugspitze dort reduziert wird. Infolge dessen fällt die folgende Verzögerung geringer aus und die Grenzschicht wird entlastet. Smith bezeichnet dieses Phänomen als Vorflügeleffekt, vgl. BILD 3.

Auf den Effekt der doppelten Grenzschichtausbildung wird ausführlich in Abschnitt 5.1 eingegangen.

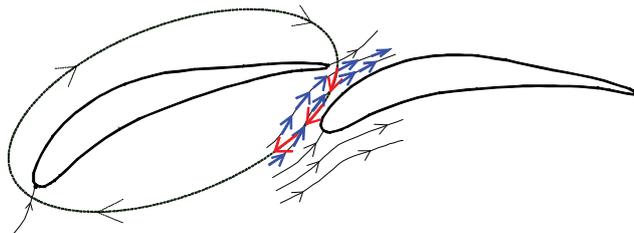


BILD 3. Vorflügeleffekt: Die induzierte Zirkulation wirkt der saugseitigen Beschleunigung am hinteren Profil entgegen

Ein wesentlicher Aspekt bei der Untersuchung des Strömungsverhaltens von Verdichter-Tandemgittern ist die optimale Ausrichtung der Profile zu einander. Dabei spielen insbesondere die Parameter Axiale Überlappung (AÜ) und Prozentuale Teilung (PT), siehe BILD 1, eine Rolle.

McGlumphy et al. [2] führten numerische Simulationen an NACA-65 Profilen durch, um den Einfluss der aerodynamischen Profilbelastungen auf die Verluste in Tandemgittern zu untersuchen. Dabei variierten die Autoren Axiale Überlappung und Prozentuale Teilung über einen Diffusionszahlbereich von 0.4 bis 0.7. Die Belastung wurde auf beide Profile gleichermaßen verteilt, da diese Konstellation laut Ihlenfeld [3] die geringsten Verluste birgt. Als optimale Konfiguration stellte sich die Kombination 90 % PT und 0 % AÜ heraus. Mit dieser und auch anderen Anordnungen gelang es über den untersuchten Diffusionszahlbereich die Verluste eines Referenzprofils zu unterbieten. Zudem ergaben sich breitere Arbeitsbereiche. Die Autoren begründeten dies mit dem Umstand, dass das hintere Tandemprofil durch die vorangegangene Verzögerung mit einer verringerten Machzahl angeströmt wird. Daraus resultiert ein breiterer Inzidenzbereich des zweiten Profils. Das vordere Profil könne folglich eine gewisse Fehlanströmung hinnehmen, bevor sich diese merklich auf die Verluste am zweiten Profil auswirke.

Die Untersuchungen von McGlumphy et al. [2] beruhen auf subsonischen Profilanströmungen, bei denen keine saugseitigen Überschallgebiete entstehen. Hoeger et al. [4] untersuchten Tandemprofile für transsonische Strömung. In diesem Fall haben beide Profile unterschiedlich definierte Rollen. Das vordere Profil besitzt nur eine sehr geringe Wölbung und hat die Aufgabe, das Stoßsystem zu kontrollieren sowie Fehlanströmungen abseits des Auslegungspunktes aufzunehmen. Dadurch erfährt das hintere Profil stets subsonische Anströmung mit minimaler Inzidenz. Es ist für diesen Punkt ausgelegt und kann daher stark aerodynamisch belastet werden und den Großteil der Umlenkung übernehmen. Das Forschungsprojekt von Hoeger et al. [4] wurde von Müller et al. [5] fortgesetzt und um numerische und experimentelle Untersuchungen ergänzt.

Zwischen der Hinterkante des ersten Profils und der Vorderkante des zweiten Profils einer Tandemkaskade ergibt sich in der Regel ein konvergenter Strömungskanal, der als Düse fungiert und zu einer Beschleunigung der Strömung führt. Hoeger et al. [4] weisen in ihrem Bericht auf die Bedeutung des Flächenverhältnisses der Düse hin. Das Verhältnis müsse ausreichend groß sein, um für eine Entlastung der druckseitigen Grenzschicht des vorderen Profils zu sorgen. Ansonsten würde die Grenzschicht zu

stark aufdicken und den Kanal blockieren, woraus eine negative Inzidenz am hinteren Profil resultiert. Canon und Willinger [6] befassten sich ebenfalls mit der Düsengeometrie in Tandemgittern. Sie führten numerische Simulationen an NACA65-Profilen durch und variierten Flächenverhältnis und axiale Überlappung.

Die bisher vorgestellten Veröffentlichungen behandeln vorwiegend 2D-Strömungen. McGlumphy et al. [7] untersuchten aufbauend auf die vorangegangenen Ergebnisse für 2D-Strömung [2] die Sekundäreffekte in Tandemrotoren. Dabei zeigte sich ein ähnliches Verhalten der Strömung im vorderen Schaufelkanal des Tandemgitters wie in einem konventionellen Gitter. Dagegen traten im hinteren Kanal verstärkt ungleichmäßig verteilte Verluste auf.

Bislang wurden einige Kompressoren mit Tandemgittern zu Versuchszwecken gebaut, (vgl. z.B. Bammert und Beelte [8]). Diese wiesen jedoch zumeist ein unzureichendes Betriebsverhalten abseits des Auslegungspunktes auf. In den Rotoren moderner Triebwerksverdichter kommen Tandemgitter derzeit noch nicht zur Anwendung.

4. NUMERISCHE METHODE

4.1. Gittergenerierung

Die Gittergenerierung erfolgte mittels der vom DLR entwickelten Software G3DMESH. Das Netz eines Einzelprofils enthält ein O-Netz, welches die Profilkontur umschließt und seinerseits von einem C-Netz zunehmender Zellhöhe umgeben ist. Drei H-Netze für den Ein- und Auslassbereich sowie die Schaufelpassage komplettieren das gesamte Rechennetz, siehe BILD 4. Zur Erstellung des Gitters einer Tandemkaskade werden zunächst die Netze beider Profile einzeln berechnet und in einem zweiten Schritt zusammengefügt, vgl. BILD 5.

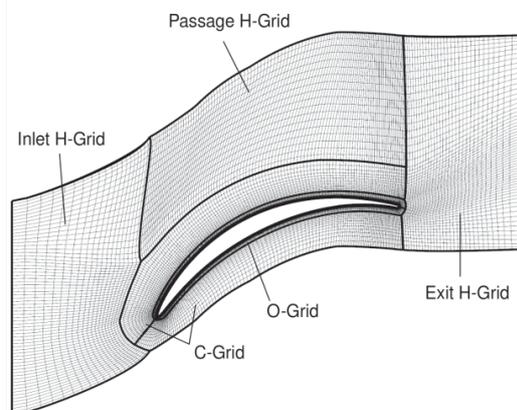


BILD 4. Gitterbereiche am Beispiel des hochumlenkenden Einzelprofils

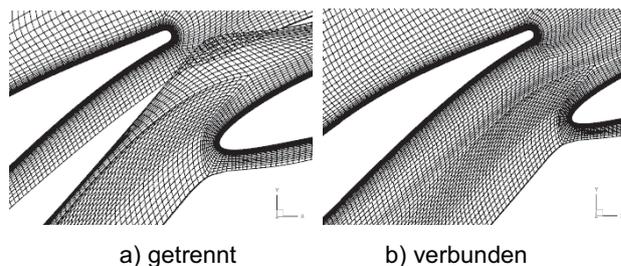


BILD 5. Gitter der hochumlenkenden Tandemkaskade, Nahansicht

Der dimensionslose Wandabstand y^+ der untersten Zellschicht des O-Netzes lag für alle Gitter unter eins. Da lediglich 2D-Strömungen untersucht wurden und die Netze stets aus einer einzigen ebenen Schicht von Hexaedern bestanden, wurden keine Anstrengungen unternommen eine möglichst geringe Zellanzahl zu erhalten. Das hochumlenkende konventionelle Gitter umfasste 17072 Elemente (vgl. BILD 4), das hochumlenkende Tandemgitter lag mit 1402624 Zellen etwa 2 Größenordnungen darüber, siehe BILD 6.



BILD 6. Rechenetz der hochumlenkenden Tandemkaskade

4.2. Randbedingungen

Zur Festlegung der Randbedingungen und Rechenmodelle wurde die Software GMC verwendet. Die Hub- und Tip-Ebenen des Rechengitters wurden als symmetrische Ränder ausgegeben. Für die oberste und unterste Zellschicht des Netzes in Umfangsrichtung wurden periodische Randbedingungen vorgegeben. Die Oberflächenkonturen der untersuchten Verdichterprofile wurden als adiabate hydraulisch glatte Wände mit Haftbedingung und Low-Reynolds-Randbedingung definiert. An der Einströmebene wurden folgende Größen vorgegeben: Der Totaldruck p_{t1} , die Totaltemperatur T_{t1} , die Zuströmwinkel β_1 und θ_1 in Umfangs-, beziehungsweise in radialer Richtung, der Turbulenzgrad Tu , das turbulente Längenmaß l_T sowie die Zuströmmachzahl Ma_1 . Für den Großteil der Simulationen wurde eine Reynoldszahl von $Re_1 = 5 \cdot 10^5$ festgelegt, welche sich bei $l = 0,05$ m und $\mu_0 = 1,71 \cdot 10^{-5}$ für $Ma_1 = 0,6$, $T_{t1} = 300$ K und $p_{t1} = 88815,81$ Pa einstellt. Der Turbulenzgrad der Zuströmung betrug $Tu = 4\%$, das turbulente Längenmaß $l_T = 2 \cdot 10^{-5}$, sodass die Zuströmung ein Verhältnis $\mu/\mu \approx 10$ aufwies. Aufgrund der 2D - Strömung betrug θ_1 stets 0, während β_1 zur Untersuchung des Teil- und Überlastverhaltens der Verdichtergitter variiert wurde. Der statische Druck in der Austrittsebene wurde stets so eingestellt, dass bei einer Änderung des Zuströmwinkels oder der Reynoldszahl die Zuströmmachzahl $Ma_1 = 0,6$ konstant blieb.

4.3. Strömungslöser

Für alle numerischen Simulationen wurde der Strömungslöser TRACE des DLR-Instituts für Antriebstechnik aus Köln verwendet. Den Rechnungen liegt das $k-\omega$ -Turbulenzmodell von Wilcox [9] zugrunde. Die räumliche Diskretisierung der Transportgleichungen und der Gleichungen des $k-\omega$ -Modells erfolgt nach dem Finite-Volumen-Verfahren mit zellzentrierten Definitionspunkten. Die konvektiven Flüsse der Bewegungsgleichungen werden nach

dem TVD-Upwind-Schema mit MUSCL-Extrapolation 2. Ordnung approximiert [10], die konvektiven Flüsse der Turbulenzgleichungen nach einem QUICK-Schema 3. Ordnung [11]. Sämtliche diffusiven Flüsse werden mittels zentraler Differenzen 2. Ordnung berechnet. Das lineare Gleichungssystem, welches aus der zeitlichen Diskretisierung resultiert, wird durch ein implizites Prädiktor-Korrektor-Verfahren 1. Ordnung Genauigkeit gelöst [12]. Aus der Diskretisierung der Differentialgleichungen des $k-\omega$ -Modells geht ein lineares Gleichungssystem hervor, welches nach dem impliziten symmetrischen Gauß-Seidel-Verfahren 1. Ordnung Genauigkeit gelöst wird [13]. Eine Konvergenz stellte sich für die untersuchten Gitter nach 3000 - 4000 Iterationsschritten ein, wobei für die ersten 100 Schritte eine CFL-Zahl von eins und anschließend von 50 vorgegeben worden war. Im Auslegungspunkt hatten die Dichteresiduen der Tandemgitter eine Größenordnung zwischen 10^{-4} und 10^{-5} , die der konventionellen Gitter lag etwa bei 10^{-7} . BILD 7 zeigt das Konvergenzverhalten des hochumlenkenden Tandemgitters für den Auslegungspunkt.

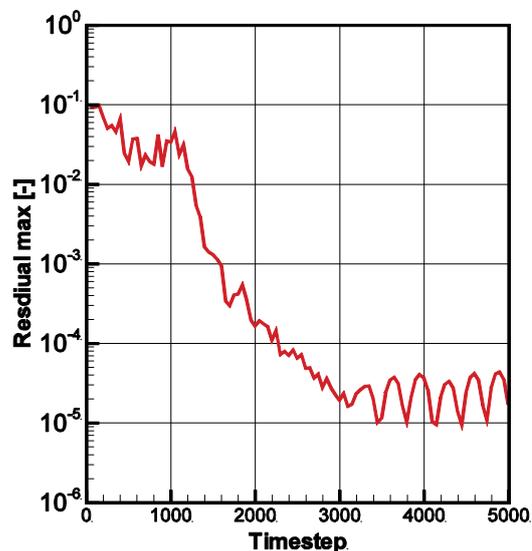


BILD 7. Konvergenzverhalten des hochumlenkenden Tandemgitters für $\beta_1 = 50^\circ$ anhand des Dichteresiduums

5. EINFLUSS AUSGEWÄHLTER FAKTOREN AUF DIE VERLUSTE IN TANDEMGITTERN

Einleitend wurde bereits beschrieben, dass sich die Studienarbeit mit dem Einfluss der Reynoldszahl, der Diffusionszahl und der Transition auf die Verluste in Tandemgittern befasst. Zudem wird geprüft inwieweit es von Nachteil ist, dass sich der Nachlauf der vorderen Schaufel einer Tandemkaskade in einem verzögerten Strömungsfeld befindet. Außerdem wird die Bedeutung der Hinterkantendicke für die Nachlaufverluste in Tandemgittern beurteilt. Das Hauptaugenmerk der Untersuchungen liegt auf dem Einfluss der Reynoldszahl und der Diffusionszahl, welche den Reibungseinfluss und die aerodynamische Profilbelastung quantifizieren.

5.1. Einfluss der Reynoldszahl

Die Strömungsverluste in den Schaufelkanälen von Turbomaschinen sind zu einem großen Anteil auf Reibungseffekte zurückzuführen. Diese treten verstärkt an den Schaufeloberflächen sowie an den Seitenwänden von Strömungsmaschinen auf und lassen sich mit Hilfe der Grenzschichttheorie modellieren. Charakterisiert wird der Reibungseinfluss in einem strömenden Fluid durch die Reynoldszahl, welche dem Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften entspricht, siehe Gl. (1).

$$(1) \quad Re = \frac{U_\infty \rho l}{\mu}$$

Die Scherkräfte innerhalb eines strömenden Fluides sind über die dynamische Viskosität μ mit den Geschwindigkeitsgradienten der Strömung gekoppelt. Das Produkt aus Viskosität und Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Strömungsrichtung in unmittelbarer Wandnähe entspricht der Wandschubspannung τ_w , die an einer benetzten Oberfläche vorherrscht:

$$(2) \quad \tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_W$$

Wird die Wandschubspannung entlang der Laufkoordinate x integriert, so ergibt sich der Reibungswiderstand, den ein ortsfester Körper auf die Strömung ausübt.

$$(3) \quad W_R = b \int_0^l \tau_w dx$$

Der Quotient von Wandschubspannung und dynamischem Druck der Freistömung ist als örtlicher Reibungsbeiwert c_f definiert.

$$(4) \quad c_f = \frac{\tau_w}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2}$$

Für eine einseitig benetzte Platte, laminarer Anströmung, lässt sich der lokale Reibungsbeiwert nach der Blasius Lösung berechnen:

$$(5) \quad c_f = \frac{0,664}{\sqrt{Re(x)}}$$

Der Reibungsbeiwert für turbulente Grenzschichtströmung kann anhand von Gl. (6) nach White [14] oder anhand von Gl. (7) berechnet werden.

$$(6) \quad c_f = \frac{0,455}{\ln(0,06 Re(x))^2}$$

$$(7) \quad c_f = \frac{0,0592}{\sqrt[5]{Re(x)}}$$

Aus den Gleichungen (5) bis (7) wird ersichtlich, dass mit zunehmender Reynoldszahl der örtliche Reibungsbeiwert und somit die Wandschubspannung abnimmt. Dies deckt sich mit Gl. (1) wonach bei einem Anstieg der Reynoldszahl die viskosen Kräfte gegenüber den Trägheitskräften an Einfluss verlieren.

Neben dem Reibungswiderstand liegt an umströmten konturierten Körpern zumeist ein Druckwiderstand an, der sich nach Gl. (8) berechnet. Die Summe aus Reibungs- und Druckwiderstand ergibt den Gesamtwiderstand.

$$(8) \quad W_p = b \int_0^l p \frac{dy}{dx} dx$$

$$(9) \quad W = W_R + W_p$$

An schlanken, ablösungsfreien Verdichterprofilen überwiegt der Reibungswiderstand gegenüber dem Druckwi-

derstand deutlich. Es kann daher anhand des Reibungswiderstands und dessen Abhängigkeit von der Reynoldszahl auf den Gesamtwiderstand geschlossen werden. Eine geeignete Geometrie, um die viskosen Verluste an schlanken Verdichterprofilen zu modellieren, ist die längs-angeströmte ebene Platte, an der keine Druckkräfte in Widerstandsrichtung auftreten. Für ein Einzelprofil kann der Widerstand anhand einer einzelnen Platte, für eine Tandemkaskade anhand zweier getrennter Platten berechnet werden, um die neue Grenzschichtausbildung am zweiten Profil zu berücksichtigen, siehe BILD 8.

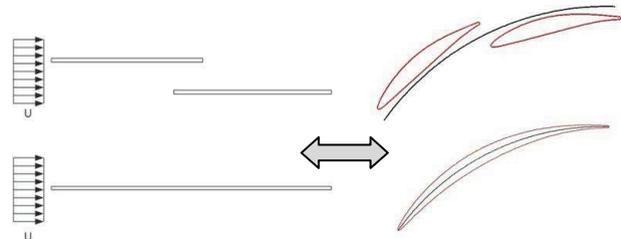


BILD 8. Modellierung niedrigumlenkender Verdichtergitter anhand ebener Platten

Für die ebene Plattenströmung sind die Gleichungen (5) bis (7) gültig, die kritische Reynoldszahl, bei der der Grenzschichtumschlag von laminar zu turbulent einsetzt liegt bei etwa $Re_{kr} = 5 \cdot 10^5$. Durch die Wahl einer geeigneten Plattenlänge l und einer zugehörigen Reynoldszahl Re_l lässt sich $c_f(x)$ für laminare und turbulente Strömung darstellen. Turbulente Anströmung setzt einen hohen Turbulenzgrad der Strömung bzw. eine raue Plattenoberfläche voraus, die das Ausbilden einer laminaren Grenzschicht verhindert. In BILD 9 ist der Verlauf des Widerstandsbeiwerts über eine Plattenlänge von 5 cm bei einer Reynoldszahl von $Re_l = Re_{kr} = 5 \cdot 10^5$ aufgetragen. Sowohl für laminare als auch für turbulente Strömung ist ein Abnehmen des Widerstandsbeiwerts mit der Weglänge zu verzeichnen. Die Kurve des turbulenten Widerstandsbeiwerts, der Gl. (6) zugrunde liegt, verläuft deutlich über der des laminaren Widerstandsbeiwerts.

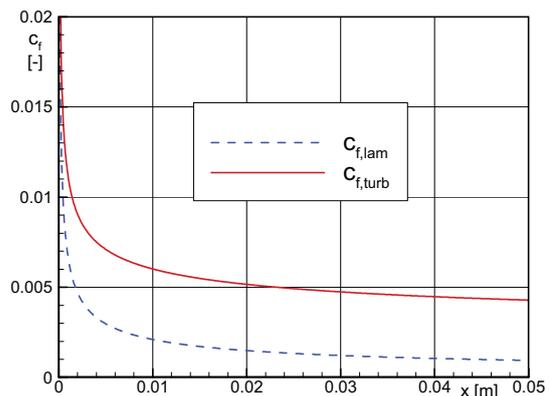


BILD 9. Widerstandsbeiwert für laminare und turbulente Strömung mit $Re_l = 5 \cdot 10^5$

Bei zwei versetzten Platten bildet sich an der hinteren Platte eine frische Grenzschicht aus. Den entsprechenden Verlauf für turbulente Strömung zeigt BILD 10.

Der Plattenwiderstand ist proportional zum Integral des Widerstandsbeiwerts über die Weglänge, siehe (10).

$$(10) \quad W'(x) = \frac{W(x)}{b^2 \rho U^2} = \int c_f(x) dx$$

Anhand von BILD 11 wird deutlich, dass der Widerstand zweier gestaffelter Platten stets über dem einer Einzelplatte gleicher Gesamtlänge liegt.

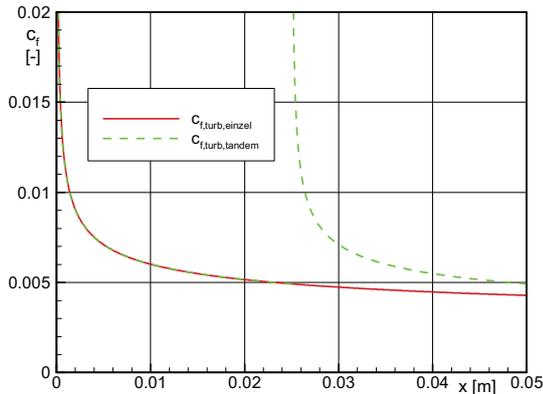


BILD 10. Vergleich des Widerstandsbeiwerts von Einzelplatte und gestaffelten Platten für turbulente Strömung

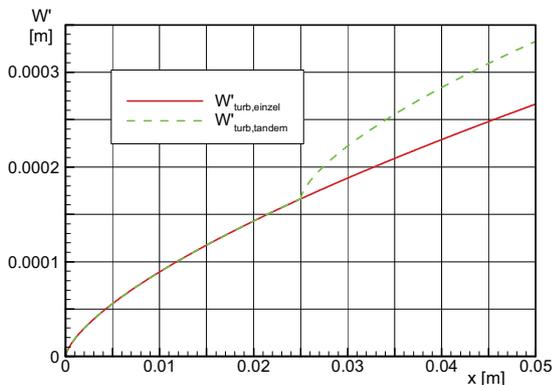


BILD 11. Vergleich des Plattenwiderstands von Einzelplatte und gestaffelten Platten für turbulente Strömung

In BILD 10 und BILD 11 sind die gestaffelten Platten jeweils halb so lang wie die Einzelplatte angenommen und folglich auf halber Länge der einzelnen Platte versetzt. Daher wurden weitere Berechnungen angestellt um zu untersuchen, welchen Einfluss die Versetzungslage x_s und die Überlappung der Platten Δl auf den Widerstand zweier gestaffelter Platten haben. Um den resultierenden Widerstand zweier versetzter Platten mit dem einer Einzelplatte zu vergleichen, ist es zweckmäßig die Widerstände ins Verhältnis zu setzen, siehe Gl. (11).

$$(11) \quad V_W = \frac{W_{\text{tandem}}}{W_{\text{einzeln}}}$$

Es ergeben sich die Gleichung (12) für laminare und (13) für turbulente Strömung. Beide Gleichungen sind von der Länge der Referenzplatte l , der Überlappung Δl sowie der Versetzungsposition x_s , nicht jedoch von der Reynoldszahl abhängig. BILD 12 und BILD 13 enthalten die grafische Auswertung beider Gleichungen. Die maximalen Widerstandsquotienten stellen sich stets bei einer Versetzung der gestaffelten Platten auf halber Länge der Einzelplatte ein. Ohne Überlappung beträgt das maximale Widerstandsverhältnis für laminare Strömung etwa 1,42 und für

turbulente Strömung 1,25. Mit zunehmender Überlappung ergeben sich höhere Werte aufgrund der zusätzlichen Reibungsfläche der versetzten Platten.

$$(12) \quad V_{W,\text{lam}} = \sqrt{\frac{x_s}{l} + \frac{\Delta l}{2l}} + \sqrt{1 - \frac{x_s}{l} + \frac{\Delta l}{2l}}$$

$$(13) \quad V_{W,\text{turb}} = \left(\frac{x_s}{l} + \frac{\Delta l}{2l}\right)^{0,6795} + \left(1 - \frac{x_s}{l} + \frac{\Delta l}{2l}\right)^{0,6795}$$

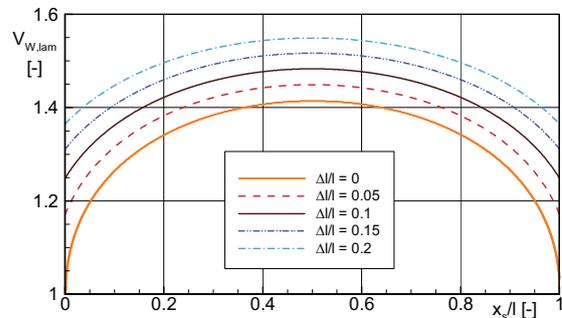


BILD 12. Widerstandsverhältnis V_W in Abhängigkeit von x_s/l für laminare Strömung

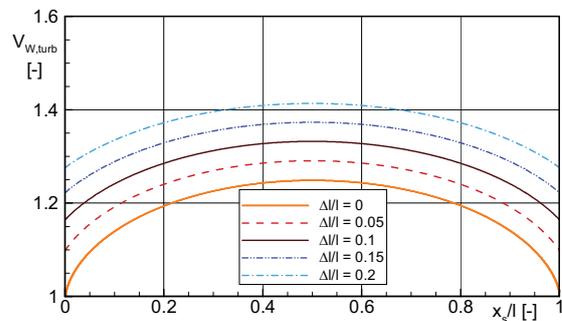


BILD 13. Widerstandsverhältnis V_W in Abhängigkeit von x_s/l für turbulente Strömung

Es lässt sich festhalten, dass an zwei versetzten Platten aufgrund der doppelten Grenzschichtausbildung stets ein größerer Gesamtwiderstand als an einer Einzelplatte gleicher Länge auftritt. Da der Widerstand mit den viskosen Verlusten korreliert, ist zu erwarten, dass bei niedrig-umlenkenden Profilen die Reibungsverluste in einer Tandemkaskade über denen eines vergleichbaren Einzelprofils liegen.

An einer längsangeströmten ebenen Platte tritt in Strömungsrichtung kein Druckgradient auf. Anders verhält es sich entlang der Kontur realer Verdichterprofile. In Abhängigkeit von der Umlenkung sind saugseitig große Druckgradienten möglich, welche die Gefahr von Grenzschichtablösung mit sich bringen. Unter der Annahme vollturbulenter Strömung besitzt eine am hinteren Tandemprofil neu ausgebildete Grenzschicht eine höhere Ablöseresistenz als die bereits ausgebildete Grenzschicht eines Referenzprofils.

Anhand numerischer Simulationen wurde daher untersucht, ob die doppelte Grenzschichtausbildung an niedrig-umlenkenden Tandemprofilen tatsächlich höhere Verluste als an einem vergleichbaren Referenzprofil erzeugt und geprüft, inwieweit die erhöhte Grenzschichtstabilität am hintere Profil einer Tandemkaskade für hohe Umlenkungen von Vorteil ist.

Bei den Untersuchungen war der Einfluss der Reynoldszahl von Interesse, sodass Berechnungen an hoch- und niedrigumlenkenden Tandemgittern und Referenzprofilen über einen weiten Bereich von Reynoldszahlen durchgeführt wurden. Die Simulationen erfolgten für vollturbulente Anströmung von $Re_1 = 1,5 \cdot 10^5$ bis $Re_1 = 9 \cdot 10^5$ und wurde durch Konvergenzprobleme bei niedrigeren beziehungsweise höheren Reynoldszahlen beschränkt. Alle Berechnungen stützen sich auf eine Totaltemperatur der Anströmung von 300 K und eine Zuströmmachzahl von $Ma_1 = 0,6$. Zur Einhaltung der konstanten Machzahl wurden der Totaldruck der Zuströmung und der Gegendruck der Austrittsebene geändert. Der Auslegungszustand bezieht sich auf eine Reynoldszahl von $Re = 5 \cdot 10^5$. BILD 14 und BILD 15 zeigen die Schaufeln der niedrigumlenkenden Verdichtergitter, BILD 1 die hochumlenkende Tandemkaskade. Es handelt sich um Circular-Arc-Profile nach der NACA-65 Systematik. Die Tandemprofile orientieren sich an der Skelettlinie des zugehörigen Referenzprofils und sind auf halber Länge senkrecht zu dieser versetzt. Aufgrund der Kreisbogengeometrie ist die Wölbung zu gleichen Anteilen auf beide Profile verteilt. Die wichtigsten Gitterparameter sind in TAB 1 und TAB 2 zusammengefasst.



BILD 14. Niedrigumlenkendes Einzelprofil



BILD 15. Niedrigumlenkende Tandemkaskade

Einzelprofil	Tandemkaskade
$\lambda = 17,71^\circ$	$\lambda_1 = 24,33^\circ$ $\lambda_2 = 11,09^\circ$
$\varphi = 26,47^\circ$	$\varphi_1 = 13,235^\circ$ $\varphi_2 = 13,235^\circ$
$\beta_1 = 30^\circ$	$\beta_1 = 30^\circ$
$s = 40 \text{ mm}$	$s = 40 \text{ mm}$ $t = 35,24 \text{ mm}$
$l = 50 \text{ mm}$	$l_1 = 25,17 \text{ mm}$ $l_2 = 25,17 \text{ mm}$
	AO = -3,09 % PP = 88,1 %

TAB 1. Gitterparameter der niedrigumlenkenden Verdichtergitter ($\Delta\beta \approx 20^\circ$)

Einzelprofil	Tandemkaskade
$\lambda = 24,21^\circ$	$\lambda_1 = 42,495^\circ$ $\lambda_2 = 5,925^\circ$
$\varphi = 73,14^\circ$	$\varphi_1 = 36,57^\circ$ $\varphi_2 = 36,57^\circ$
$\beta_1 = 50^\circ$	$\beta_1 = 50^\circ$
$s = 40 \text{ mm}$	$s = 40 \text{ mm}$ $t = 35,44 \text{ mm}$
$l = 50 \text{ mm}$	$l_1 = 26,33 \text{ mm}$ $l_2 = 26,33 \text{ mm}$
	AO = -4,303 % PP = 88,6 %

TAB 2. Gitterparameter der hochumlenkenden Verdichtergitter ($\Delta\beta \approx 40^\circ$)

Zur Quantifizierung der Verluste wird im Folgenden auf den dimensionslosen Verlustbeiwert nach Gl. (14) zurückgegriffen. Im Tandemgitter werden die Verlustbeiwerte für beide Profile separat berechnet und anschließend addiert, siehe Gl. (15). Die Gewichtung des zweiten Terms erfolgt, um die Totaldruckverluste am hinteren Profil auf den Staudruck der Zuströmung des ersten Profils zu beziehen. Im Rahmen der Auswertung werden zudem die Verlustquotienten nach Gl. (16) betrachtet.

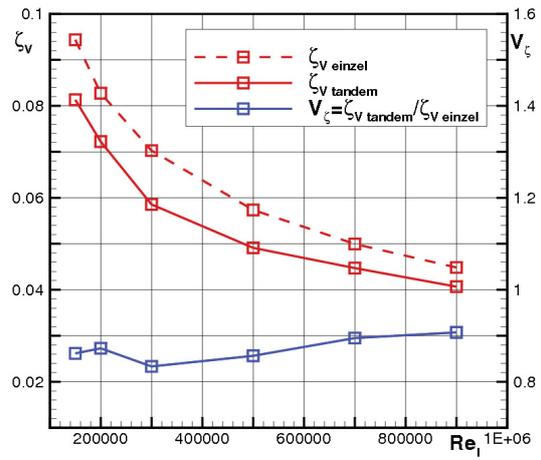
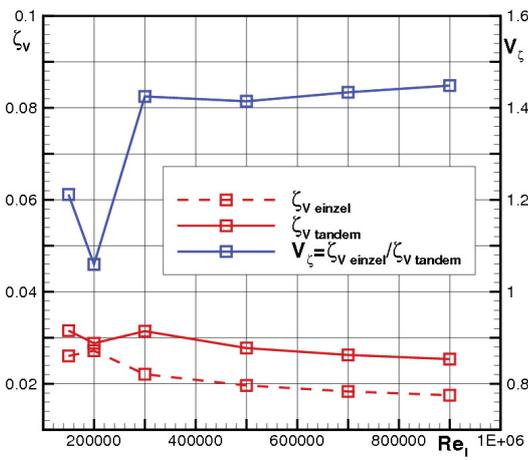
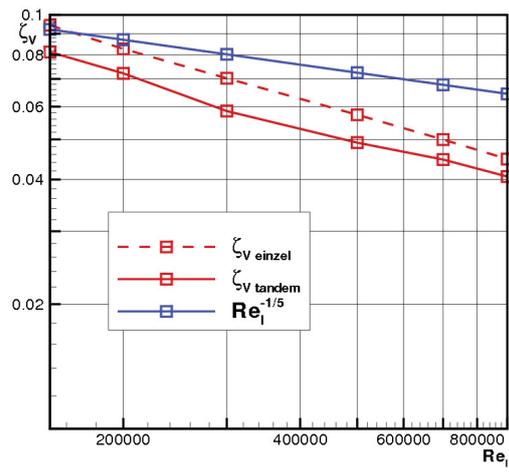
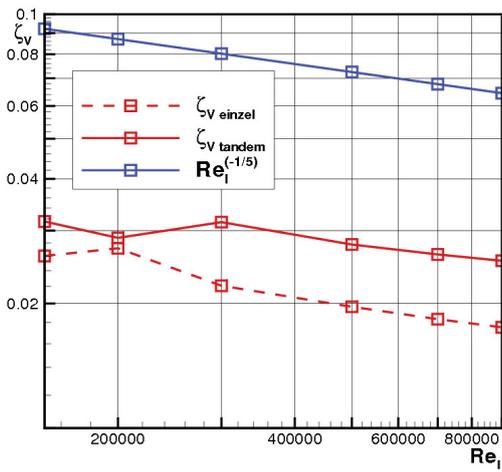
$$(14) \quad \zeta_V = \frac{(p_{t1} - p_{t2})}{(p_{t1} - p_1)}$$

$$(15) \quad \zeta_{V,Tandem} = \zeta_{V,FA} + \zeta_{V,AA} \left(\frac{\cos \beta_{11}}{\cos \beta_{12}} \right)^2$$

$$(16) \quad V_\zeta = \frac{\zeta_{V,Tandem}}{\zeta_{V,Einzel}}$$

BILD 16 zeigt die berechneten Verlustbeiwerte der untersuchten Verdichtergitter. Die Achsen der oberen Graphen sind doppellogarithmisch skaliert und enthalten die Funktion $Re^{(-1/5)}$ analog zum Reibungsbeiwert für turbulente Strömung nach Gl. (7). Aufgrund der doppellogarithmischen Auftragung nimmt die Funktion den Verlauf einer Geraden mit der Steigung (-1/5) an, sodass die Reynoldszahlabhängigkeit der Verlustkurven geprüft werden kann. Es zeigt sich, dass die Verluste in allen untersuchten Verdichtergittern mit zunehmender Reynoldszahl sinken. Die Verlustkurven von Einzelprofil und Tandemkaskade verlaufen bei beiden Umlenkungen über weite Strecken parallel zueinander auf verschiedenen Verlustniveaus. Der wesentliche Unterschied zwischen den Kurvenverläufen beider Umlenkungen ist, dass im schwachumlenkenden Gitter die Strömungsverluste der Tandemkonfiguration über denen des Referenzprofils liegen, während bei hoher Umlenkung die Verluste des Einzelprofils größer als die der Tandemkaskade sind.

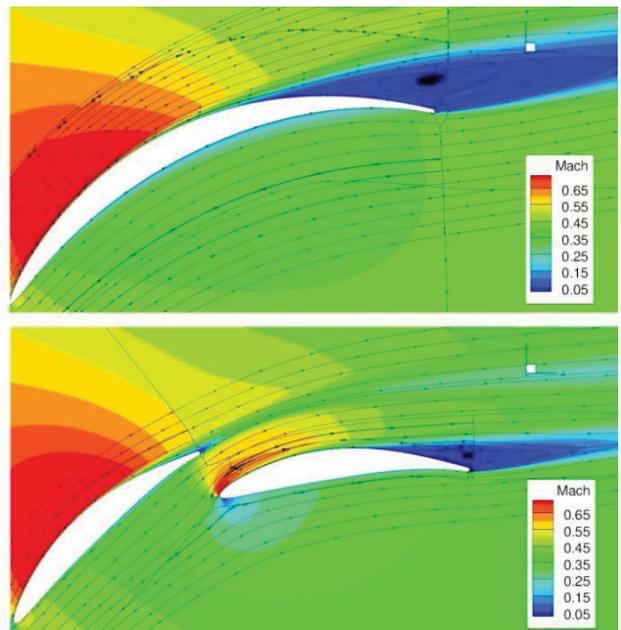
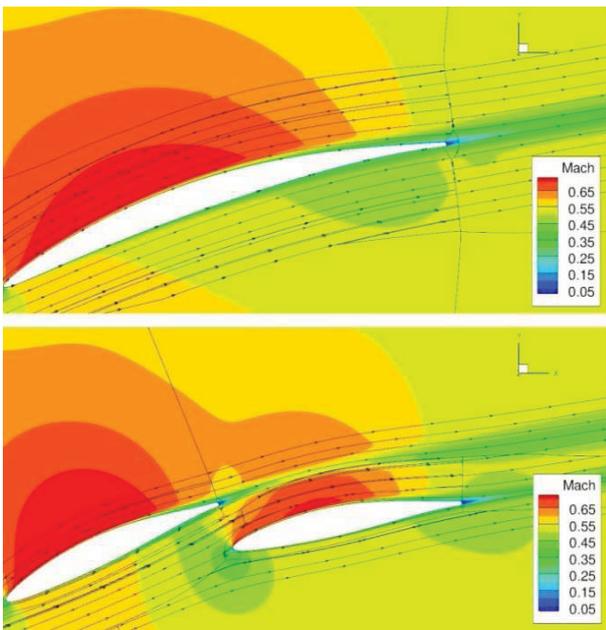
In den Verdichtergittern niedriger Umlenkung bestätigen sich die Ergebnisse der analytischen Berechnungen, wonach an Profilen mit überwiegendem Reibungswiderstand die Verluste in der Tandemkaskade durch die doppelte Grenzschichtausbildung über denen eines Einzelprofils liegen. Es existiert eine Abhängigkeit der Verluste von der Reynoldszahl, wie der parallele Verlauf beider Verlustkurven zur Funktion $Re_1^{(-1/5)}$ im Bereich von $Re_1 = 3 \cdot 10^5$ bis $Re_1 = 9 \cdot 10^5$ zeigt. Der Verlustquotient liegt im genannten Reynoldszahlbereich bei etwa $V_\zeta = 1,4$. Das Widerstandsverhältnis in BILD 13 beträgt für eine äquivalente Konfiguration versetzter Platten 1,25.



a) niedrige Umlenkung

b) hohe Umlenkung

BILD 16. Verlustbeiwert und Verlustquotient in Abhängigkeit von der Reynoldszahl



a) niedrige Umlenkung

b) hohe Umlenkung

BILD 17. Machzahlkontur der untersuchten Verdichtergitter bei $Re_1 = 5 \cdot 10^5$

BILD 17 a) beinhaltet die Machzahlkontur der niedrigumlenkenden Gitter bei $Re_1 = 5 \cdot 10^5$. Die Profile sind aufgrund der geringen Wölbung aerodynamisch schwach belastet und werden ablösefrei umströmt. Anders verhält es sich in den hochumlenkenden Gitterkanälen in BILD 17 b). Hier treten am Einzelprofil und an der hinteren Schaufel der Tandemkaskade Grenzschichtablösungen auf. Das Referenzprofil ist aerodynamisch stark überlastet, sodass sich ein sehr großes Totwassergebiet einstellt. Aufgrund der Interferenzeffekte und der Stabilität der frischen Grenzschicht des zweiten Profils fällt das Ablösegebiet an der hinteren Schaufel der Tandemkaskade deutlich kleiner aus als am Einzelprofil. Hierin liegt die Ursache für den Verlauf der Verlustkurven in BILD 16 b). Die Totwassergebiete implizieren viskose Verluste, welche am Einzelprofil aufgrund der weiteren Erstreckung des Ablösegebietes höher ausfallen. Die zusätzlichen Verluste der neu ausgebildeten Grenzschicht der hinteren Tandemschaufel gegenüber der bestehenden Grenzschicht des Einzelprofils fallen dagegen weniger ins Gewicht. Der Verlustbeiwert fällt für die Tandemkaskade also geringer als für das Referenzprofil aus. Im untersuchten Reynoldszahlbereich liegen die Verlustquotienten zwischen 0,83 und 0,91. Im Gegensatz zu den niedrigumlenkenden Gittern nehmen die Verluste in den hochumlenkenden Gittern gegenüber der Kurve $Re^{-1/5}$ überproportional mit der Reynoldszahl ab. Die Ursache dafür ist, dass der Reibungseinfluss mit der Reynoldszahl abnimmt und darüber hinaus die Ablöseresistenz der Grenzschichten zunimmt. BILD 18 zeigt anhand der Machzahlkonturen für $Re = 1,5 \cdot 10^5$ und $Re = 9 \cdot 10^5$ wie sich die Ablösegebiete der hochumlenkenden Gitter mit zunehmender Reynoldszahl verkleinern. Damit geht eine Verringerung der Reibungsverluste innerhalb der Totwasserzonen einher, welche die erhöhte Abnahme der Verlustbeiwerte gegenüber $Re^{(-1/5)}$ erklärt.

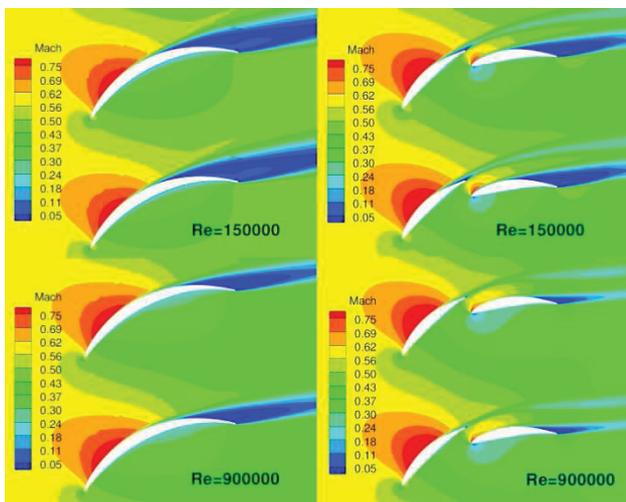


BILD 18. Machzahlverteilung in den hochumlenkenden Verdichtergittern bei unterschiedlichen Reynoldszahlen

5.2. Einfluss der Diffusionszahl

Die numerischen Untersuchungen an den hoch- und niedrigumlenkenden Verdichtergittern haben gezeigt, dass die Eignung von Tandemprofilen stark von der durch die Umlenkungsvorgabe vorgegebenen aerodynamischen Belastung abhängt. Diese wird durch die Diffusionszahl D quantifiziert, welche sich aus der maximalen saugseitigen Geschwindigkeit sowie der Zu- und Abströmgeschwindigkeit berechnet, siehe Gl. (17) und BILD 19.

$$(17) \quad D = \frac{W_{\max} - W_1}{W_2}$$

$$(18) \quad D = 1 - \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} + \frac{\cos \beta_1}{2\sigma} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad \text{mit } \sigma = \frac{l}{t}$$

$$(19) \quad \zeta_v = \frac{2\sigma \cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_2} (0,005 + 0,16D^4)$$

Durch Umformungen ergibt sich unter Berücksichtigung trigonometrischer Beziehungen Gl. (18), welche für inkompressible Strömung gültig ist. Gl. (19) stellt die Korrelation zwischen dem Verlustbeiwert nach Gl. (14) und der Diffusionszahl eines Einzelprofils her. Sollen die Verluste einer Tandemkaskade aus deren aerodynamischer Belastung ermittelt werden, ist es erforderlich die Diffusionszahlen beider Profile separat zu bestimmen und die individuellen Profilverluste nach Gl. (19) zu berechnen. Dies setzt die Annahme voraus, dass zwischen beiden Schaufeln keine Interferenz vorliegt. Die Verlustbeiwerte können schließlich addiert werden, siehe Gl. (15).

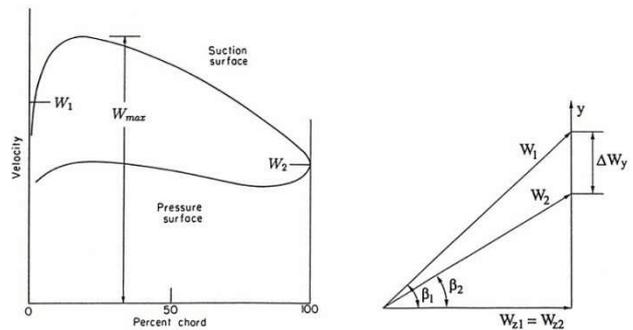


BILD 19. Geschwindigkeitsverteilung an einem Verdichtertprofil, aus Kožulović [15]

BILD 20 zeigt den Verlauf des Verlustbeiwertes in Abhängigkeit von der Diffusionszahl für ein Einzelprofil und eine Tandemkaskade nach Berechnungen von McGlumphy et al. [2]. Die Kurve des Einzelprofils basiert auf numerischen Strömungssimulationen von NACA-65 Profilen mit einer Zuströmmachzahl von 0,6. Der Verlauf der für das Tandemgitter repräsentativen Kurve beruht auf analytischen Berechnungen anhand der oben aufgeführten Gleichungen.

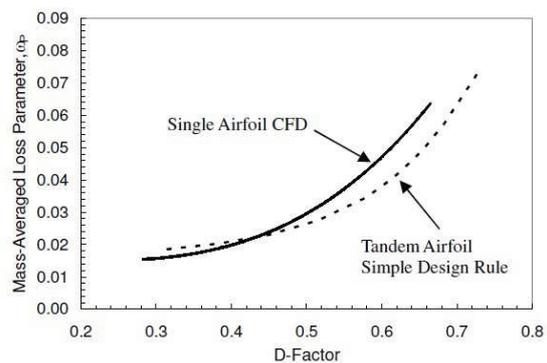


BILD 20. Anhängigkeit des Verlustbeiwertes von der Diffusionszahl für Tandemkaskade und Referenzprofil, aus McGlumphy et al. [2]

Auch wenn die Gültigkeit der Gleichungen (18) und (19) auf inkompressible Strömung beschränkt ist, lässt sich in BILD 20 eine allgemeine Tendenz erkennen. Bei niedrigen Diffusionszahlen liegen die Verluste einer Tandemkaskade über, bei hohen Diffusionszahlen unter denen eines Referenzprofils. Dies deckt sich mit den in Abschnitt 5.1

vorgestellten Ergebnissen zum Einfluss der Reynoldszahl.

Im Rahmen der Studienarbeit wurden ebenfalls analytische Berechnungen durchgeführt, um den Einfluss der Diffusionszahl auf die Verluste in Tandem- und konventionellem Gitter zu untersuchen.

Aus Gl. (15) und (16) folgt für das Verhältnis der Verlustbeiwerte von Tandemkaskade und Referenzprofil Gl. (20).

$$(20) \quad V_{\zeta} = \frac{\zeta_{V,FA} + \zeta_{V,AA} \left(\frac{\cos \beta_{11}}{\cos \beta_{12}} \right)^2}{\zeta_{V,Einzel}}$$

Durch Variation der Gitterparameter lassen sich Berechnungen für verschiedene Umlenkaufgaben sowie Verteilungen der aerodynamischen Belastung auf die Tandemprofile anstellen. BILD 21 zeigt die Verlustquotienten für unterschiedliche Profilmulenkungen. Der erste Balken gibt dabei den Fall gleicher Umlenkungen beider Tandemprofile an, der zweite gleicher Diffusionszahlen und der dritte minimaler Gesamtverluste.

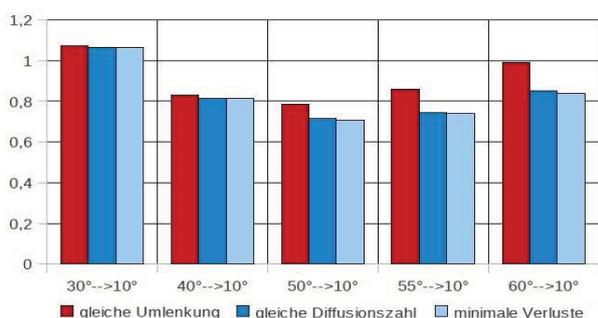


BILD 21. Verlustquotienten für verschiedene Umlenkaufgaben und Belastungsverteilungen

Es zeigt sich, dass die Abhängigkeit des Verlustquotienten von der Umlenkung näherungsweise den Verlauf einer Parabel annimmt. Eine kontinuierliche Anhebung der Umlenkung hat demnach keine stetige Abnahme des Verlustverhältnisses zur Folge. Das minimale Verhältnis stellt sich bei einer Umlenkung von $\beta_1 = 50^\circ$ auf $\beta_2 = 10^\circ$ ein. Einzig bei der niedrigen Umlenkung von $\beta_1 = 30^\circ$ auf $\beta_2 = 10^\circ$ liegen die Verluste der Tandemkaskade höher als die des Referenzprofils. Außerdem wird ersichtlich, dass eine Lastverteilung von 50/50 % der optimalen Konfiguration entspricht, da so über den gesamten Belastungsbereich nahezu minimale Verluste erreicht werden. Die These von Ihlenfeld [3], dass eine Verteilung der Belastung zu gleichen Anteilen die geringsten Verluste birgt, bestätigt sich somit für die Berechnungen nach Gl. (18) und Gl. (19). Der Vergleich mit den Ergebnissen in BILD 16 zeigt jedoch auch, dass die Berechnungen nur grobe Näherungen darstellen. Die Simulationen liefern bei $\Delta\beta \approx 20^\circ$ ein Verlustverhältnis von etwa 1,4 (analytisch: $V_{30 \rightarrow 10} = 1.08$) und bei $\Delta\beta \approx 40^\circ$ einen Quotienten von 0,83 bis 0,9 (analytisch: $V_{50 \rightarrow 10} \approx 0,7..0,8$). Eine Fehlerursache ist möglicherweise, dass die Gültigkeit von Gl. (18) und Gl. (19) sich auf inkompressible Strömung beschränkt und Interferenzeffekte nicht berücksichtigt werden.

Die numerischen Berechnungen aus Abschnitt 5.1 wurden zur Untersuchung des Einflusses der aerodynamischen Belastung auf das Off-Design-Verhalten erweitert. Bei einer Reynoldszahl von $Re_1 = 5 \cdot 10^5$ wurden für die Umlenkungen $\beta_1 = 30^\circ \rightarrow \beta_2 = 10^\circ$ und $\beta_1 = 50^\circ \rightarrow \beta_2 = 10^\circ$ Anströmungen mit einer konstanten Machzahl von 0,6 über einen breiten Inzidenzbereich simuliert. Dabei blieben die

in Abschnitt 5.1 gewählten Gitterparameter unverändert. Das Ergebnis der Berechnungen sind die Gitterpolaren in BILD 22 und BILD 23.

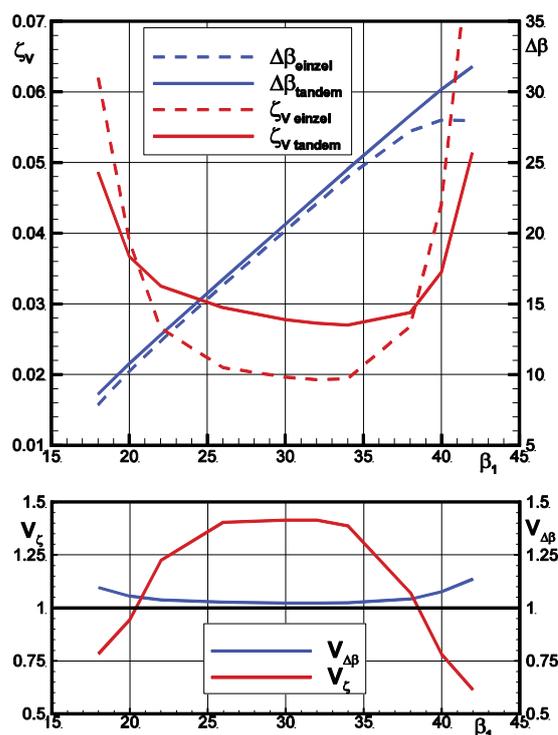


BILD 22. Gitterpolaren für $Re_1 = 5 \cdot 10^5$, $Ma_1 = 0,6$ und $\beta_{1,ref} = 30^\circ$

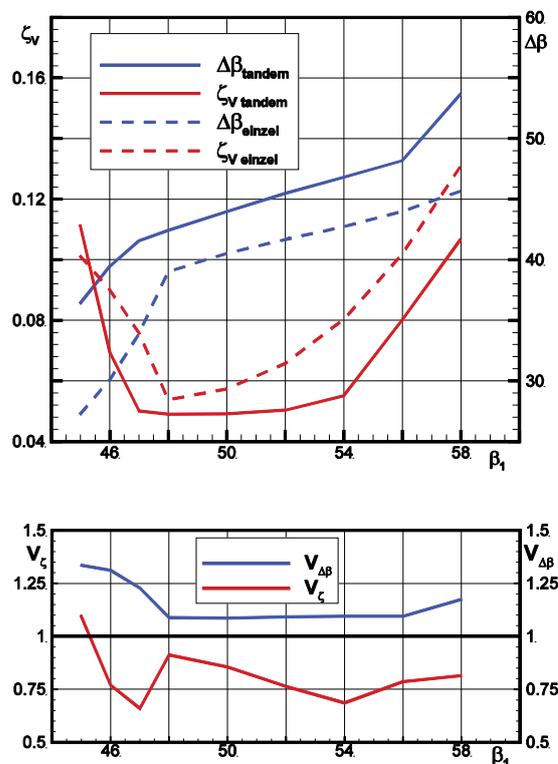


BILD 23. Gitterpolaren für $Re_1 = 5 \cdot 10^5$, $Ma_1 = 0,6$ und $\beta_{1,ref} = 50^\circ$

Die oberen Graphen der beiden Abbildungen zeigen die Abhängigkeit der Umlenkung $\Delta\beta$ und des Verlustbeiwerts

ζ_V vom Zuströmwinkel β_1 für Tandemkaskade und Referenzprofil. In den unteren Graphen sind die Verlustverhältnisse V_ζ sowie die Quotienten der Umlenkung V_β aufgeführt. Die Simulationen der hohen Umlenkungsaufgabe konnten aufgrund von Konvergenzproblemen nicht über einen größeren Arbeitsbereich durchgeführt werden.

Aus BILD 22 geht hervor, dass bei niedriger Umlenkung im Inzidenzbereich von $i = -9^\circ$ bis $i = 8^\circ$ das Tandemgitter höhere Verluste produziert. Diese Spanne deckt nahezu den kompletten, durch das doppelte Verlustminimum begrenzten Arbeitsbereich ab. Nachteilig gegenüber dem Tandemgitter ist ein früheres saugseitiges Ablösen im Teillastbereich, erkennbar durch den Anstieg von $V_{\Delta\beta}$ bei $\beta_1 \approx 37^\circ$.

Bei hoher Strömungsumlenkung stellt die Tandemkonfiguration über den gesamten Arbeitsbereich das verlustärmere Gitter dar. Gleichzeitig leistet die Tandemkaskade eine höhere Umlenkung, da sich gegenüber dem überlasteten Referenzprofil eine weniger große Ablösezone bildet und somit die Minderumlenkung geringer ausfällt. Auffällig ist, dass das Verhältnis der Umlenkungen $V_{\Delta\beta}$ im Bereich $\beta_1 = 48^\circ \dots 56^\circ$ konstant ist. Die Verlustkurve des Einzelprofils verläuft links und rechts vom Auslegungspunkt $\beta_1 = 50^\circ$ stark asymmetrisch, sodass der Verlustquotient keinen charakteristischen Kurvenverlauf aufweist.

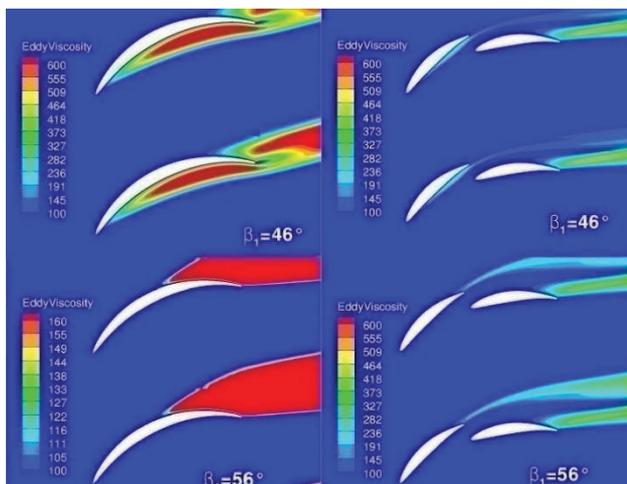


BILD 24. Verteilung der Wirbelviskosität μ_{turb} in den hochumlenkenden Verdichtergittern bei unterschiedlichen Zuströmwinkeln für $Re_i = 5 \cdot 10^5$

BILD 24 zeigt die Verteilung der Wirbelviskosität in den hochumlenkenden Verdichtergittern bei Zuströmwinkeln von 46° und 56° . Das Tandemgitter reagiert deutlich unempfindlicher auf Zuströmungen jenseits des Auslegungspunktes als das konventionelle Gitter. Die Inzidenz wird zum größten Teil vom vorderen Tandemprofil aufgenommen, die Ablösestelle sowie die Größe des Totwasserbereichs am hinteren Profil ändert sich in Abhängigkeit vom Zuströmwinkel nur unwesentlich. Bei negativer Inzidenz erstreckt sich die druckseitige Ablösung entlang der gesamten Druckseite des Einzelprofils, während bei der Tandemkaskade nur das vordere Profil betroffen ist. Im Teillastbereich erfolgt die Zuströmung mit positiver Inzidenz, am Referenzprofil setzt die saugseitige Ablösung bereits in der ersten Profilhälfte ein. Die Ablösung am vorderen Tandemprofil ist begrenzt, zudem wirkt der Minderumlenkung des Nachlaufs durch den Druckgradienten zur Saugseite des zweiten Profils eine Kraft in Umfangs-

richtung entgegen. Es fallen am Einzelprofil also über den gesamten Arbeitsbereich deutlich größere Ablösungen an, die zudem noch eine größere innere Turbulenz besitzen und verlustreicher sind.

5.3. Einfluss der Transition

Die Transition beschreibt den Grenzschichtumschlag von laminar zu turbulent, welcher sich in Abhängigkeit der Oberflächenrauheit und dem Turbulenzgrad der Freistromung über eine gewisse Anzahl unterschiedlicher Stadien vollzieht, vgl. Kožulović [16]. Da die kritischen Reynoldszahlen, bei denen die Transition einsetzt, in der Regel in den Reynoldszahlbereich der Profile von Triebwerksverdichtern fallen, bilden sich an Verdichterprofilen oftmals laminare Anlaufstrecken aus. Diese zeichnen sich verglichen mit turbulenten Grenzschichten durch einen geringeren Reibungswiderstand aus, siehe Abschnitt 5.1. Die Transition führt demnach gegenüber dem Fall vollturbulenter Strömung zu einem reduzierten Widerstand und damit zu niedrigeren Verlusten. Im Rahmen der Studienarbeit wurde untersucht, inwieweit von der Transition in Tandemgittern profitiert werden kann. Dazu wurden die numerischen Berechnungen aus Abschnitt 5.2 wiederholt und eine saugseitige Transition modelliert.

In den niedrigumlenkenden Verdichtergittern stellten sich infolge des Grenzschichtumschlags über den gesamten Arbeitsbereich niedrigere Verluste als bei vollturbulenter Strömung ein. Sowohl am vorderen als auch am hinteren Profil der niedrigumlenkenden Tandemkaskade bildete sich eine laminare Anlaufstrecke aus. Die Verlustreduktion fiel daher etwas stärker als am Einzelprofil aus, genügte jedoch, um den Effekt der doppelten Grenzschichtausbildung zu kompensieren und die Verluste des Referenzprofils zu unterbieten.

Am hochumlenkenden Einzelprofil führte die Transition zur größten Verlustminderung aller untersuchten Gitter. Über einen weiten Arbeitsbereich konnten die Verlustbeiwerte um etwa 2 % gesenkt werden. Neben der Widerstandsreduzierung durch die reibungsarme laminare Anlaufstrecke führte der Grenzschichtumschlag zu einer Verzögerung der Strömungsablösung, worin sich die große Verlustminderung begründet. Im hochumlenkenden Tandemgitter ergab sich das Problem, dass das hintere Profil mit positiver Inzidenz angeströmt wurde und somit eine Stauverschiebung zur Druckseite zur Folge hatte. Dies lässt sich ebenfalls in BILD 17 b) für den Fall vollturbulenter Strömung erkennen. In diesem Fall wird die Strömung entlang der Vorderkante beschleunigt und auch der Strömungsumschlag von laminar zu turbulent erfolgt an der Vorderkante. Eine Modellierung der saugseitigen Transition am zweiten Profil der hochumlenkenden Tandemkaskade war daher über weite Strecken des Arbeitsbereichs nicht möglich. Aus diesem Grund wurde eine Modifikation am hinteren Profil der hochumlenkenden Tandemkaskade vorgenommen, siehe BILD 25. Der Metallwinkel an der Vorderkante wurde erhöht, um die positive Inzidenz auszugleichen, der Metallwinkel an der Hinterkante blieb unverändert, um die Vergleichbarkeit mit dem Referenzprofil beizubehalten. Auf diese Weise wurde die Wölbung des zweiten Profils erhöht und der kreisbogenförmige Verlauf der Skelettlinie aufgehoben. Mit der veränderten Konfiguration ließen sich schließlich Berechnungen mit saugseitig modellierter Transition durchführen und der Verlustbeiwert konnten gegenüber dem Fall vollturbulenter Strömung um etwa 0,01 gesenkt werden.

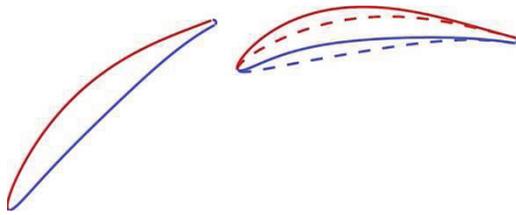


BILD 25. Veränderung der Profilgeometrie der hinteren Tandemschaufel

5.4. Untersuchung der Nachlaufverluste

Ein weiterer Bestandteil der Diplomarbeit war der Vergleich der Verlustproduktion innerhalb der Nachläufe von Tandem- und konventionellem Gitter, welcher an dieser Stelle nur kurz behandelt werden soll.

Der Nachlauf des vorderen Profils einer Tandemkaskade durchläuft ein Strömungsfeld wechselnder Geschwindigkeit. Die abgestoßenen Grenzschichten werden an der Saugspitze der hinteren Schaufel beschleunigt und anschließend im fortlaufenden Schaufelkanal verzögert. Um den Einfluss des gradientenbehafteten Strömungsfeldes auf die Verluste innerhalb des ersten Nachlaufs zu untersuchen wurden numerische Simulationen am isolierten Frontprofil der hochumlenkenden Tandemkaskade vorgenommen und das Rechenetz modifiziert. Zum einen wurde das Gitter stromab der ersten Schaufel planar belassen, so dass sich im Anschluss an das Profil ein Gebiet konstanten statischen Drucks einstellte. Zum anderen wurde eine Konturierung der Seitenwand des Gitters vorgenommen, um der Strömung einen Geschwindigkeitsgradienten aufzuprägen, siehe BILD 26. Ein Vergleich der Verluste innerhalb der Nachläufe zeigte, dass die wechselnde Strömungsgeschwindigkeit einen negativen Einfluss auf die Verluste zu haben scheint.

Desweiteren wurde untersucht, ob die Hinterkantendicke der Schaufeln im Tandemgitter aufgrund der doppelten Profilausführung einen größeren Einfluss auf die Nachlaufverluste hat als im konventionellen Gitter. Dazu wurden numerische Berechnungen der hochumlenkenden Verdichtergittern mit Hinterkantendicken von 0,5 %, 1 % und 2 % der Referenzlänge von $l = 0,05$ m durchgeführt. Am Einzelprofil hatte die Variation der Hinterkantendicken im untersuchten Arbeitsbereich nahezu keinen Einfluss auf die Umlenkung und die Strömungsverluste. Dagegen ergab sich im Tandemgitter in Abhängigkeit von der Hinterkantendicke eine Abweichung der Verlustbeiwerte von bis zu 0,006.

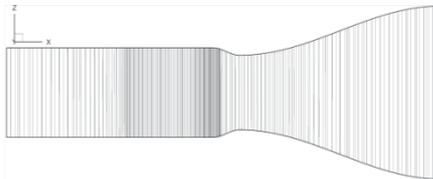


BILD 26. Konturierung der Seitenwand des Rechengitters

5.5. Zusammenfassung

Die im Rahmen der Studienarbeit durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass die Rentabilität von Tandemgittern stark von der aerodynamischen Profilbelastung abhängt. In hochumlenkenden Gittern wird eine etwaige Strömungsablösung durch die Interferenz zwischen den Schaufeln und die Stabilität der Grenzschicht des hinteren

Profils gegenüber einem Referenzprofil hinausgezögert. Zudem zeigte sich in den im Rahmen der Studienarbeit durchgeführten Simulationen der hochumlenkenden Gitter für die Tandemkaskade ein besseres Teil- und Überlastverhalten als für das Einzelprofil. In niedrigumlenkenden Gittern, in denen keine Ablösung auftritt, stellt die Grenzschicht der zweiten Schaufel eine zusätzliche Verlustquelle dar, da sie einen erhöhten Widerstand induziert, während von ihrer Ablöseresistenz nicht profitiert wird. Die Verluste in konventionellen Gittern und in Tandemgittern sinken, falls sich an den Profilen laminare Anlaufstrecken ausbilden. In der Tandemkaskade erfordert dies eine inzidenzfreie Anströmung des zweiten Profils. Es ist davon auszugehen, dass die Verluste innerhalb des Nachlaufs der vorderen Schaufel einer Tandemkaskade durch den Geschwindigkeitswechsel im Schaufelkanal der hinteren Schaufelreihe verstärkt werden. Der Einfluss der Hinterkantendicke auf die Nachlaufverluste macht sich in Tandemgittern aufgrund der doppelten Profilausführung stärker als in konventionellen Gittern bemerkbar.

DANKSAGUNG

Diese Veröffentlichung fasst die Ergebnisse der Studienarbeit „Abschätzung der Strömungsverluste in Verdichtertandemgittern“ zusammen. Der Autor bedankt sich beim Betreuer Dr. D. Kožulović vom Institut für Strömungsmechanik der TU Braunschweig und bei den Kollegen vom Institut für Antriebstechnik des DLR Köln, insbesondere bei A. Weber und Dr. E. Kügeler, für die Unterstützung bei der Netzgenerierung und der Ausführung der numerischen Simulationen.

LITERATUR

- [1] A.M.O. Smith. "High-lift Aerodynamics". *AIAA Journal of Aircraft*, Vol. 12, No. 6, pp. 501-530, 1975.
- [2] J. McGlumphy, W. Ng, S. Wellborn, and S. Kempf. "Numerical Investigation of Tandem Airfoils for Subsonic Axial-Flow Blades". *ASME Paper IMECE 2007-4329*, 2007
- [3] Ihlenfeld, H. "Strömungsvorgänge an geraden, stark verzögernden Spaltflügelgittern". *Maschinenbautechnik 14*, No. 7/8, 1965, pp. 361 - 365
- [4] M. Hoeger, R.-D. Baier, S. Fischer, and J. Neudorfer. "High Turning Compressor Tandem Cascade for High Subsonic Flows, Part 1: Aerodynamic design". *Proceedings of the AIAA/ASME/SEA/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibition*, San Diego, U.S.A., 2011
- [5] L. Müller, D. Kožulović, D. Wulff, S. Fischer, and U. Stark. "High Turning Compressor Tandem Cascade for High Subsonic Flows - Part 2: Numerical and Experimental Investigations". *Proceedings of the AIAA/ASME/SEA/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibition*, San Diego, U.S.A., 2011
- [6] G. Canon und R. Willinger. "Numerical Investigation of Flow Interference Effects in Tandem Compressor Cascades". *Proceedings of ISABE 2005, Paper ISABE-2005-1053*, 2005
- [7] J. McGlumphy, W. Ng, S. Wellborn, and S. Krempf. "3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT2008*, Berlin, Germany, 2008

- [8] K. Bammert. & H. Beelte. "Investigation of an Axial Flow compressor with Tandem Cascades". *Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, 1980, pp. 971 - 977
- [9] D.C. Wilcox. "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models". *AIAA Journal* Vol. 26, No: 11, 1988.
- [10] P. Roe. "Approximation Riemann solvers, parameter vector and difference schemes". *J. Comp. Phys.* Vol. 34, 1981
- [11] T. Hayase, J.A.C. Humphrey, and R. Greif. "A consistently formulated quick scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures". *J. Comp. Phys.* Vol. 98, No. 1, 1992
- [12] E. Kügeler. "Numerisches Verfahren zur genauen Analyse der Kühleffektivität filmgekühlter Turbinenschaufeln". *Dissertation, DLR Forschungsbericht 2005-11*, Köln, 2005
- [13] S. Yoon and A. Jameson. "Lower-upper-gauss-seidel method for the Euler and Navier-Stokes-equations". *AIAA Journal* 26 (9), 1988
- [14] F.M. White. "Viscous Fluid Flow". *McGraw-Hill*. New York. 1991
- [15] D. Kožulović. "Vorlesungsskript: Aerodynamik der Triebwerkskomponenten". *Technical report*, Institut für Strömungsmechanik TU Braunschweig. 2011
- [16] D. Kožulović. "Vorlesungsskript: Strömungen in Turbomaschinen". *Technical report*, Institut für Strömungsmechanik TU Braunschweig. 2010