
Wirkungsgraddefinitionen angewandter CFD in Turbomaschinen

ADP | Keijo Buss, Dominik Henzel, Markus Degenhardt, Simon Lippert
Betreuer: Faramarz Bakhtiari, Marius Schneider | Prof.Dr.-Ing.H.-P. Schiffer



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Keijo Buss, Dominik Henzel, Markus Degenhardt, Simon Lippert
Studiengang: Computational Engineering M.Sc.

ADP

Thema: Wirkungsgraddefinitionen angewandter CFD in Turbomaschinen

Eingereicht: dd.mm.2017

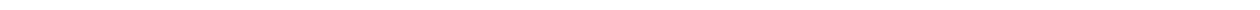
Betreuer: Faramarz Bakhtiari
Marius Schneider

Prof.Dr.-Ing.H.-P. Schiffer
Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
Technische Universität Darmstadt
Otto-Berndt-Straße 2
64287 Darmstadt

Erklärung

Hiermit versichern wir, die vorliegende Ausarbeitung ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die den Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Wir sind uns bewusst, dass bei Abgabe einer falschen Erklärung die Arbeit als nicht bestanden gewertet wird.

Darmstadt, den 19. Juni 2017



Zusammenfassung

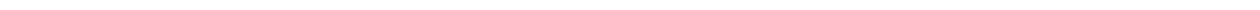
Die Ergebnisse von RANS sind heute immer weniger zufriedenstellend, da die verbesserte Rechenleistung für komplexere Verfahren ausreicht. LES dagegen ist für viele Fälle in der Industrie noch zu aufwändig und rechenintensiv. Eine hybride Variante, welche die Vorteile beider Verfahren kombiniert, soll diese Lücke dahingehend schließen, dass der benötigte Rechenaufwand den gegebenen Kapazitäten angeglichen wird.

In diesem Sinne wird in dieser Arbeit eine DDES eines stationären und eines oszillierenden Zylinders bei einer Reynoldszahl von $Re = 10000$ mit dem Inhouse Strömungslöser FASTEST des Fachgebiets Numerische Berechnungsverfahren der TU Darmstadt durchgeführt. Als Turbulenzmodell wird das ζ - f -Turbulenzmodell nach Hanjalić (2004) [4] verwendet. Ein besonderes Augenmerk wird auf die Entwicklung des Auftriebs- und Widerstandsbeiwertes in Abhängigkeit der Oszillationsfrequenz des Zylinders gelegt. Für das Auswerten der Ergebnisse stehen Experimente, insbesondere von Gopalkrishnan (1993) [3] und eine DNS von Dong und Karniadakis (2005) [2], an der sich der Simulationsaufbau orientiert, zu Verfügung. Die in dieser Arbeit berechneten Werte der DDES stimmen gut mit diesen vorliegenden Ergebnissen aus Experiment und DNS überein.



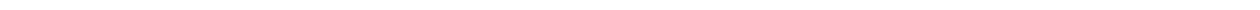
Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Vorgehen	3
2.1	Aufbau der Arbeit	3
3	Wirkungsgradberechnung	5
3.1	Wirkungsgrad allgemein	5
3.2	Wirkungsgradberechnungsformeln	5
3.2.1	Spezifische Wärmekapazität	6
3.3	Wirkungsgrade bei der Aachen-Turbine	6
4	Aachen-Turbine	7
4.1	Geometrie	7
4.2	Betriebspunkt	8
4.3	Strukturiert	9
4.3.1	Erstellung des Gitters	9
4.3.2	Spaltverfeinerung	10
4.3.3	Einstellen der Grenzschichtdicke	10
4.3.4	Durchführung der Netzstudie	10
4.3.5	Fillets	11
4.4	unstrukturiert	11
4.5	Vergleich der Wirkungsgrade	13
5	Auswertungstool zur Gitterstudie	15
6	Einfluss inhomogener Randbedingungen und des Stator-Rotor Interface auf die Wirkungsgradbestimmung	17
6.1	Mixing Plane / Stage	17
6.2	Rohrausschnitt	17
6.2.1	Problemgebiet	17
6.2.2	Gitterstudie	18
6.3	Einfluss des Stator-Rotor Interface auf den Wirkungsgrad	19
6.3.1	Verwendete Eintrittsrandbedingungen	19
6.3.2	Einfluss auf die Strömungsgrößen	20



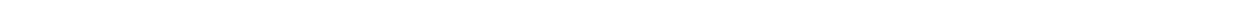
Abbildungsverzeichnis

4.1	Aachen-Turbine	7
4.2	Eine dreidimensionale Ansicht der Aachen-Turbine mit Gitter.	8
4.3	Totaldruck Profil Inlet	9
4.4	y^+ -Verteilung über die komplette Stufe	11
4.5	Netz mit Fillet der Größe 0.00055	12
4.6	Delle in der Statorgeometrie	12
6.1	Eine dreidimensionale Ansicht der vereinfachten Aachen-Turbine mit Gitter.	18
6.2	Verwendete Randbedingungen	20



Tabellenverzeichnis

3.1	Konstanten für die Berechnung von c_p	6
3.2	Wirkungsgrad bei der Aachen-Turbine	6
4.1	Schaufelzahlen in Stator und Rotor	8
4.2	Betriebspunkt	9
4.3	Zellgrößen an der Wand für Rotor und die Statoren	10
6.1	Abmessungen der vereinfachten Turbine	18
6.2	Gitterparameter des Kanals	18
6.3	Einfluss der Eintrittsrandbedingungen	21
6.4	Abschätzung des Einflusses der MP auf den Wirkungsgrad	22



1 Einleitung

ToDo



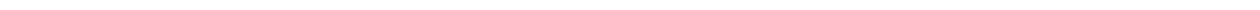


2 Vorgehen

ToDo

2.1 Aufbau der Arbeit

ToDo



3 Wirkungsgradberechnung

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Möglichkeiten zur Berechnung des Wirkungsgrades bei Turbinen vorgestellt. Diese werden im Rahmen der Simulation der Aachen-Turbine getestet und die resultierenden Wirkungsgrade miteinander verglichen.

3.1 Wirkungsgrad allgemein

Im Allgemeinen lautet die Gleichung für den Wirkungsgrad η bei Turbinen

$$\eta = \frac{P}{\Delta H_{t_{is}}} \quad (3.1)$$

mit der erzeugten der isentropen Totalenthalpiedifferenz $\Delta H_{t_{is}}$ und der erzeugten Leistung P . Die isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta H_{t_{is}}$ wird nach

$$\Delta H_{t_{is}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t_{inlet}} \cdot \left[\left(\frac{p_{t_{outlet}}}{p_{t_{inlet}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

mit dem Massenstrom \dot{m} , der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p (siehe Berechnungsweise Abschnitt 3.2.1), der Totaltemperatur am Inlet $T_{t_{inlet}}$, dem Totaldruck am Inlet $p_{t_{inlet}}$, dem Totaldruck am Outlet $p_{t_{outlet}}$ und dem Isentropenexponenten γ berechnet.

Für die Berechnung der erzeugten Leistung P gibt es verschiedene Möglichkeiten, die im folgenden Abschnitt vorgestellt werden.

3.2 Wirkungsgradberechnungsformeln

Die erzeugte Leistung P im Zähler der Gleichung 3.1 für den Wirkungsgrad lässt sich unter anderem mit einer der drei folgenden Gleichungen berechnen:

Mit Hilfe der tatsächlichen Totaltemperaturdifferenz ΔT_t nach

$$P_{\Delta T_t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_t = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{t_{inlet}} - T_{t_{outlet}}), \quad (3.3)$$

mithilfe der Totalenthalpie am Inlet $h_{t_{inlet}}$ und Outlet $h_{t_{outlet}}$ (direkt aus CFX entnommen) nach

$$P_{\Delta h_t} = \dot{m} \cdot \Delta h_t = \dot{m} \cdot (h_{t_{inlet}} - h_{t_{outlet}}) \quad (3.4)$$

oder mithilfe des Momentes M_{Rotor} um die Rotationsachse an Blade und Hub im Rotor, der Drehzahl des Rotors n_{Rotor} und der Winkelgeschwindigkeit ω nach

$$P_{torque} = M_{Rotor} \cdot n_{Rotor} \cdot \omega \quad (3.5)$$

Im kommenden Abschnitt wird die Berechnungsmöglichkeiten von c_p aus den Gleichungen 3.2 und 3.3 näher erläutert, da diese Auswirkungen auf die Wirkungsgradberechnung haben.

3.2.1 Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p ist eine temperaturabhängige Größe. Wenn die Temperaturdifferenz zwischen In- und Outlet sehr groß ist, verändert sich zwischen In- und Outlet wesentlich und kann nicht mehr als konstant angenommen werden. Die temperaturabhängige Wärmekapazität c_p lässt sich mit dem folgenden Polynom aus der Temperatur T berechnen.

$$c_p = \frac{a \cdot T^4 - b \cdot T^3 + c \cdot T^2 - d \cdot T + e}{f} \frac{J}{kgK} \quad (3.6)$$

Die Konstanten a bis f sind der folgenden Tabelle 3.1 zu entnehmen.

Tabelle 3.1: Konstanten für die Berechnung von c_p

a	b	c	d	e	f
$0.12934K^{-4}$	$596.633K^{-3}$	$933833K^{-2}$	$373,61 \cdot 10^6K^{-1}$	$105,01 \cdot 10^{10}$	10^9

Bei der Berechnung der isentropen Enthalpiedifferenz $\Delta H_{t_{is}}$ aus Gleichung 3.2 wurde c_p nach Gleichung 3.6 separat am In-/Outlet, aus dem arithmetischen Mittel der beiden Größen und in Abhängigkeit der isentropen Temperatur im Outlet berechnet, um den Einfluss der Berechnungsweise von c_p auf die Berechnung des Wirkungsgrades zu analysieren.

Die verschiedenen Wirkungsgraddefinitionen in Abschnitt 3.2 und Berechnungsweisen von c_p wurden in CFX implementiert und miteinander verglichen. Das Ergebnis dieses Vergleichs wird im nächsten Abschnitt dargestellt.

3.3 Wirkungsgrade bei der Aachen-Turbine

Bei der Aachen-Turbine ergaben sich je nach Berechnungsart folgende Werte für den Wirkungsgrad:

Tabelle 3.2: Wirkungsgrad bei der Aachen-Turbine

Berechnungsformel	η
$\eta_{\Delta T_t}$ mit c_p konstant	86%
$\eta_{\Delta T_t}$ mit $c_p(T)$	86%
$\eta_{\Delta h_t}$	87%
η_{torque}	85%

Es ist zu sehen, dass

4 Aachen-Turbine

Zur Analyse der verschiedenen Wirkungsgraddefinitionen wurde eine sogenannte Aachen-Turbine, das heißt eine Turbine mit einfachen Schaufeln ohne Krümmung in Radialrichtung simuliert. In diesem Kapitel wird zunächst die Geometrie und die durchgeführte Gitterstudie vorgestellt. Danach werden die ermittelten Wirkungsgrade miteinander verglichen und Unterschiede vorgestellt.

4.1 Geometrie

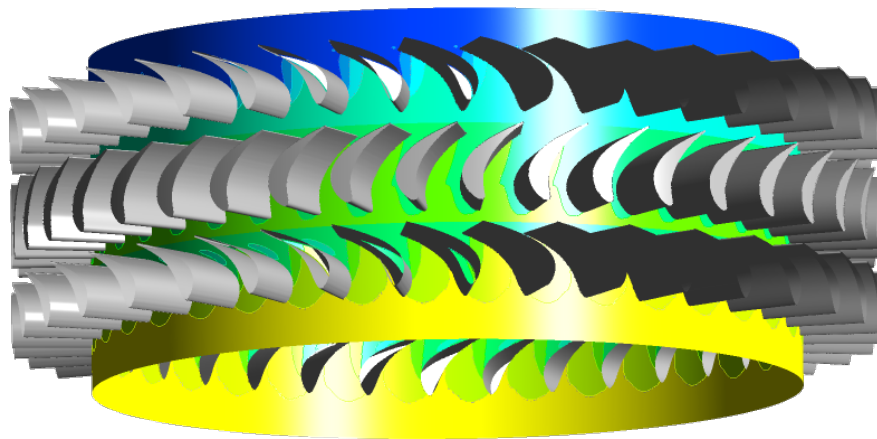


Abbildung 4.1: Aachen-Turbine

Die verwendete Geometrie basiert auf der Aachen-Turbine, die auch in den Untersuchungen von [5] verwendet wurde. Es wurden dabei nur anderthalb Stufen berechnet, um den Rechenaufwand der Simulationen gering zu halten und der Vergleich der Wirkungsdefinitionen auch für diesen Aufbau möglich ist. Die Geometrie der Aachen-Turbine mit Gitter ist in der Abbildung 4.2 zu sehen. TODOTODOTODO

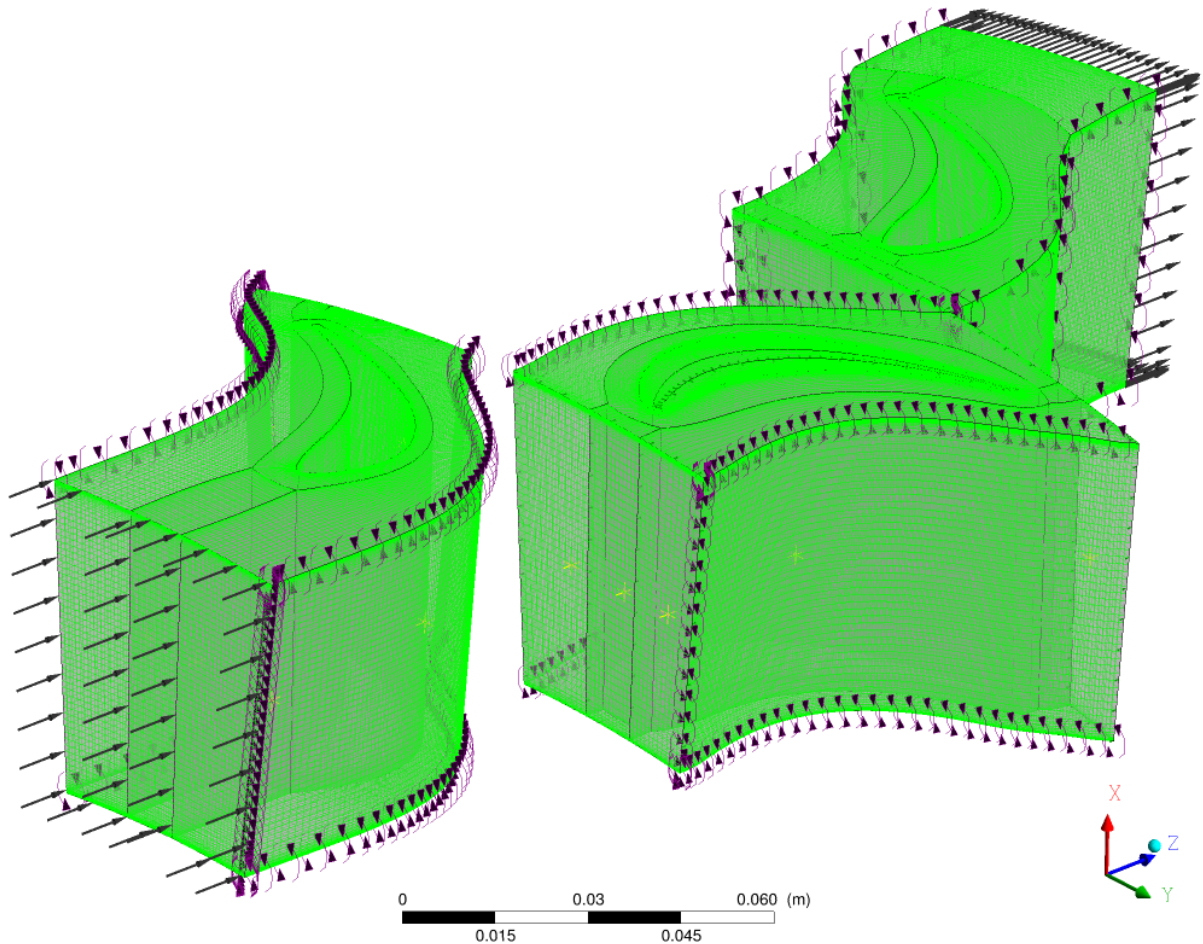


Abbildung 4.2: Eine dreidimensionale Ansicht der Aachen-Turbine mit Gitter.

Die Aachen-Turbine besteht aus zwei Statoren und einem Rotor. Der vordere Teil ist der erste Stator mit Einstrom, der mittlere Teil ist der Rotor und der hintere Teil ist der zweite Stator mit Ausstrom. Die Grenzen an den Seiten stellen Shroud und Hub dar. Oben und unten herrschen periodische Randbedingungen. Die Statoren sind jeweils durch ein Interface mit dem Rotor verbunden. Die Anzahl an Blades in Stator und Rotor sind der folgenden Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Tabelle 4.1: Schaufelzahlen in Stator und Rotor

# Schaufeln in Stator	# Schaufeln in Rotor
36	41

Im folgenden Abschnitt wird der gewählte Betriebspunkt näher beschrieben.

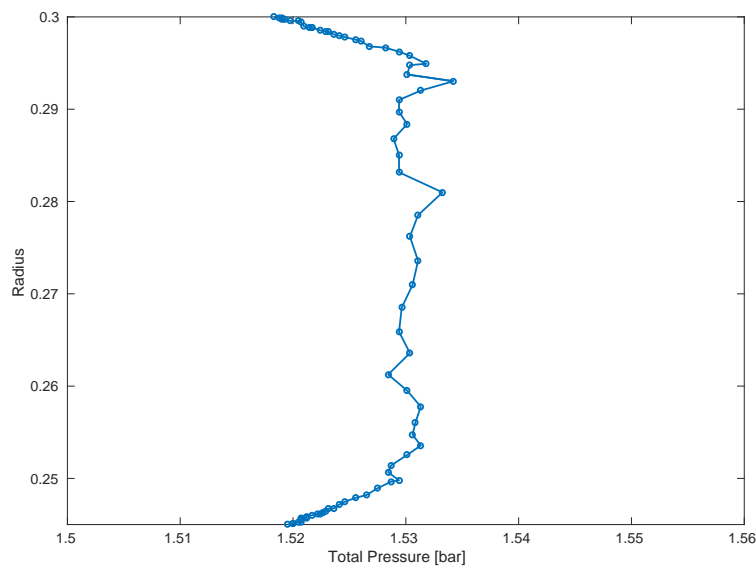
4.2 Betriebspunkt

Um den Betriebspunkt für die Simulationen dieser Arbeit festzulegen wurden als Orientierung die Randbedingungen zur Analyse der Aachen-Turbine von [5] übernommen. Diese sind der folgenden Tabelle 4.2 zu entnehmen.

Tabelle 4.2: Betriebspunkt

$T_{t_{Inlet}}$	$p_{t_{Inlet}}$	Massenstrom	n_{Rotor}
305 K	$\approx 152.000 Pa$	$7 \frac{kg}{s}$	$3500 \frac{rev}{min}$

Der Totaldruck am Inlet wurde als Druckprofil, siehe Abbildung 4.3, entsprechend den Daten der Arbeit „Unsteady Flow Investigations in an Axial Turbine Using the Massively Parallel Flow Solver TFLO“ [5, p. 4] angenommen. In den verschiedenen Aufgabenteilen wurden die Eintrittsbedingungen jedoch auch verändert, um zum Beispiel den Einfluss inhomogener Eintrittsbedingungen oder höherer Temperaturen zu untersuchen.

**Abbildung 4.3: Totaldruck Profil Inlet**

4.3 Strukturiert

Im Folgenden wird beschrieben, wie das strukturierte Netz der Aachen-Turbine erstellt wurde. Da das Netz Einfluss auf die numerische Konvergenz der Lösungsverfahren, auf die Qualität der Lösung, auf die Auflösung und damit auch auf den Diskretisierungsfehler hat, ist ein gutes Netz von großer Bedeutung. Deshalb wurde eine Netzstudie - basierend auf einem Referenzgitter - durchgeführt und anschließend das bestmögliche Netz in Bezug auf Qualität vs. geringe Anzahl an Gitterzellen ausgewählt.

4.3.1 Erstellung des Gitters

Zunächst wurde das Referenzgitter erstellt. Dazu wurde die Geometrie der Aachen-Turbine mittels des strukturierten Multi-Block Netzgenerators AutoGrid5 vernetzt. Dieser ist speziell für die Vernetzung von Turbomaschinen ausgelegt. Da die uns zur Verfügung stehende Vorlage der Aachen-Turbine die 1,5 Stufen zusammenhängend beinhaltete, erzeugten wir zu Beginn jeweils einzelne Gitter für Stator1, Rotor und Stator2 um diese später in CFX verwenden zu können. Hierbei wurde jeweils erst ein Vernetzungsdurchlauf basierend auf den voreingestellten Standardwerten durchgeführt und anschließend manuell optimiert. Für eine ausreichend gute Netzqualität dürfen bestimmte Netzkriterien nicht verletzt werden. Andernfalls kann es sein, dass die Lösung nicht,

Cell width	Stator1	Rotor	Stator2
Cell width at Hub	2.7e-6	2e-6	1.4e-6
Cell width at Shroud	2.7e-6	2e-6	1.4e-6
Cell width at Wall (Blade)	1.56e-6	1.5e-6	1.7e-6

Tabelle 4.3: Zellgrößen an der Wand für Rotor und die Statoren

oder nur schlecht konvergiert. In unserem Fall haben wir darauf geachtet, dass wir keine negativen Kontrollvolumina haben, dass die kleinsten Winkel in einer Zelle größer 20° sind, dass das Expansionratio - welches das Volumenverhältnis zweier Zellen beschreibt – kleiner als 2.3 ist und dass das Aspectratio – welches das Verhältnis von längster zu kürzester Seite einer Zelle angibt – unter 1500 ist. Variiert wurden hauptsächlich die Anzahl und die Verteilung der Zellen in der B2B Ansicht. Diese stellt einen Querschnitt durch die Schaufel dar. In radialer Richtung wurde die Zellenverteilung im „flowpath“ angepasst.

4.3.2 Spaltverfeinerung

Zur Bestimmung der Gitterauflösung im Spalt des Rotors wurde zudem die Anzahl der Zellen im Spalt variiert. Es stellte sich heraus, dass im Vergleich zum ursprünglichen Gitter mehr Zellen hinzugefügt werden mussten, da die Auflösung nicht fein genug war und man Änderungen im Vergleich zur gröberen Auflösung sah. In den Abbildungen ?? und ?? ist die Gitterstudie für den Spalt mit 1 und 1,5 Stufen dargestellt. **ToDo**welches Gitter ausgewählt, 3.? **ToDo**Zellen im Spalt

4.3.3 Einstellen der Grenzschichtdicke

Außerdem musste noch die Grenzschichtdicke, bzw. das y-plus eingestellt werden. Die Strömung wurde bis in die viskose Unterschicht aufgelöst, sodass die Auflösung in Wandnähe im Bereich der kleinsten Wirbel liegt. Das Verhältnis der Grenzschichtdicke zu den kleinsten Wirbeln sollte kleiner als 1 sein. **ToDo**Formel einfügen. Um das korrekte y-plus zu bestimmen, haben wir die Werte in AutoGrid für den Wandabstand sowohl auf dem Schaufelrand im B2B-Layer, als auch an Hub und Shroud variiert. Anschließend haben wir eine Simulation in CFX durchgeführt und dann die Verteilung des y-plus-Wertes über die Schaufel hinweg visualisiert und ausgewertet. Schließlich kamen wir zu dem Ergebnis, dass die optimale Grenzschichtdicke für den Rotor bei $2e - 6$ im Flowpath an Hub und Shroud und bei $1.5e - 6$ am Blade liegt. Die kompletten Werte sind in Tabelle 4.3 zu sehen. Über die komplette Schaufel betrachtet liegen die y-plus-Werte in einem Bereich von $0.3 \leq y^+ \leq 3$ nahezu überall. Da man nur wenige Stellschrauben zur Beeinflussung dieses Wertes in AutoGrid hat, ist dieser Wertebereich zufriedenstellend, zumal die Mehrheit der Werte im Bereich von $0.7 \leq y^+ \leq 1.2$ liegt, wie in Abb. 4.3.3 zu sehen ist.

4.3.4 Durchführung der Netzstudie

Nachdem nun ein Referenzgitter mit guter Gitterqualität und korrekter Grenzschichtdicke vorhanden war, konnte die eigentliche Netzstudie durchgeführt werden um die minimale Auflösung zu bestimmen, die das Netz haben muss, damit die Lösung netzunabhängig ist. Hierzu wurde das Referenzgitter sowohl gröber aufgelöst, als auch verfeinert und dann der Einfluss auf verschiedene Größen, die z.B. die Wirkungsgrade verglichen. Sobald sich dieser im Vergleich zum nächst feineren, bzw. nächst gröberen Gitter kaum noch ändert, ist die Lösung von der Gitterdiskretisierung unabhängig. Insgesamt wurden 7 verschiedene Verfeinerungsstufen erstellt und simuliert. Das Referenzgitter hat jeweils knapp 1 Million Zellen für Rotor und die Statoren. Zunächst wurde

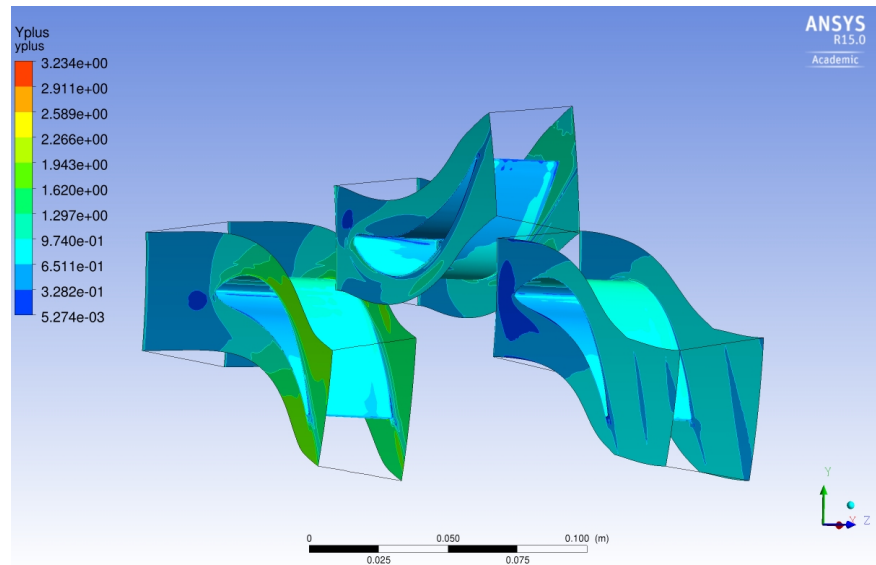


Abbildung 4.4: y^+ -Verteilung über die komplette Stufe

versucht, die Zellenanzahl zu verdoppeln. Dazu wurde die Auflösung in allen drei Raumrichtungen mit $\sqrt[3]{2}$ multipliziert um insgesamt einen Faktor von 2 zu erlangen. Dies wurde dann nochmal wiederholt, um einen Faktor 4 gegenüber dem Referenznetz zu erreichen. Außerdem wurde das Referenznetz auf die halbe Zellenanzahl halbiert. Mit den Ergebnissen, dieser 4 Simulationen wurde bereits versucht, eine Aussage über die Netzunabhängigkeit zu treffen. Allerdings war hier noch nicht ganz ersichtlich, welches Netz hier genommen werden konnte, da die Unterschiede noch zu groß waren. Allerdings sah das 2x Gitter schon sehr gut aus. Daraufhin führten wir noch drei weitere Simulationen durch, jeweils mit den Auflösungen 1.3x, 1.5x und 3x in Bezug zum Referenzgitter. Nun war zu erkennen, dass das Netz mit der doppelten Auflösung praktisch unabhängig war, sodass wir dieses als unser Gitter für die nachfolgenden Rechnungen definieren konnten.

ToDo Kenngrößen des Gitters hinschreiben + Plots einfügen

4.3.5 Fillets

In realen Turbinen befinden sich an der Schaufel am Übergang zum Randbereich sogenannte Fillets, also Verrundungen, um bessere Strömungseigenschaften zu erhalten, Ablöseblasen zu vermeiden und bessere Festigkeitseigenschaften zu erhalten. Daher wurde auch eine Simulation der Aachen-Turbine mit Fillets durchgeführt, das Netz ist in Abb. 4.3.5 zu sehen. Jedoch ergab sich das Problem, dass nur sehr kleine Fillets erstellt werden konnten, da die Statoren eine „Delle“ an der Vorderkante aufweisen, wie in Abb. 4.3.5 zu sehen ist und daher ab einem bestimmten Radius negative Kontrollvolumen durch die Fillets entstehen. Jedoch wurde eine Simulation mit einem Fillet des Radius 0.00055 durchgeführt. Es hat sich herausgestellt, dass die Gitterqualität wesentlich schlechter wurde, da mehr schrägwinklige Zellen im Filletbereich notwendig wurden. Allerdings wurde auch der y -plus-Wertebereich etwas besser, da sehr kleine und sehr große Werte verschwanden.

4.4 unstrukturiert

ToDo

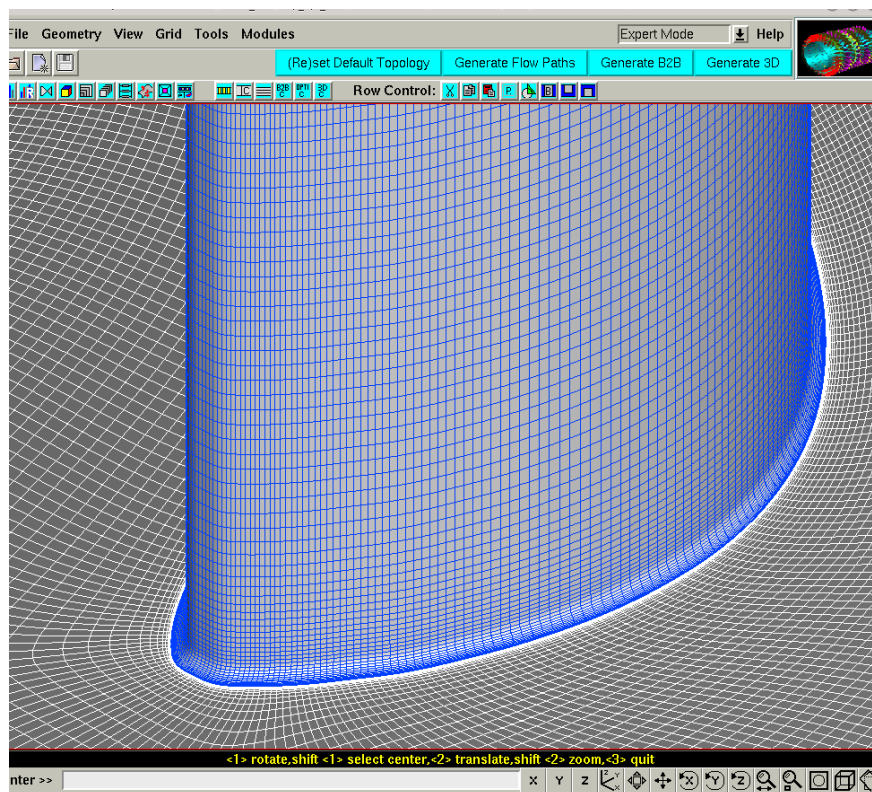


Abbildung 4.5: Netz mit Fillet der Größe 0.00055

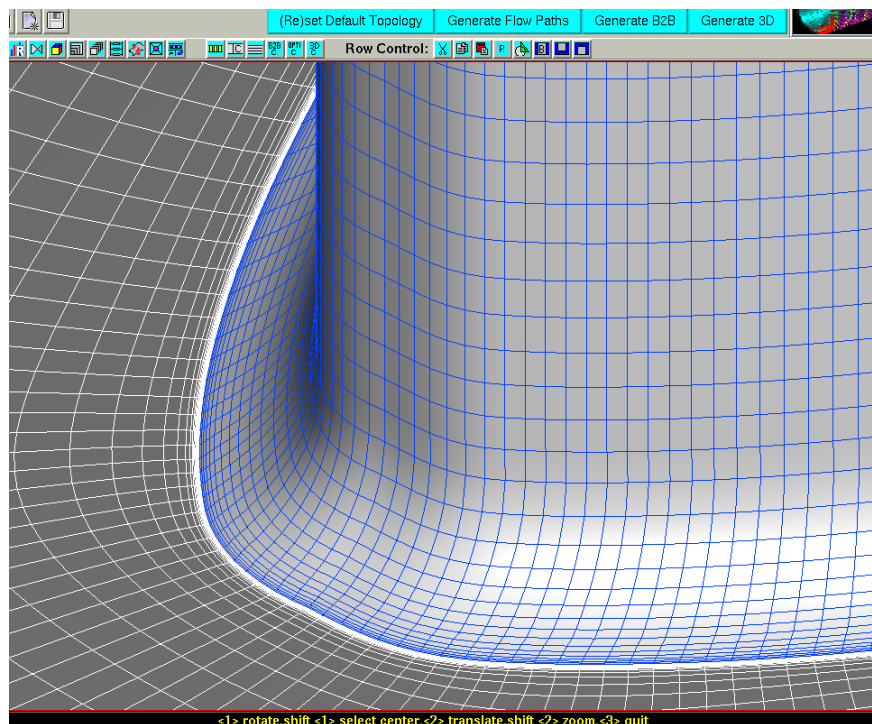
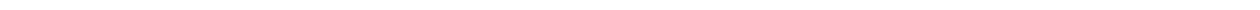


Abbildung 4.6: Delle in der Statorgeometrie

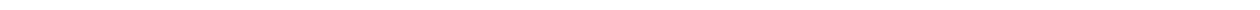
4.5 Vergleich der Wirkungsgrade

ToDo



5 Auswertungstool zur Gitterstudie

ToDo



6 Einfluss inhomogener Randbedingungen und des Stator-Rotor Interface auf die Wirkungsgradbestimmung

Bei der Berechnung des Wirkungsgrades führen geringe Abweichungen der Totaltemperatur zu großen Änderungen des Wirkungsgrades. An dem Stator-Rotor Interface kommt es bei Wahl einer sogenannten Mixing-Plane zur stationären Berechnung zu einem Ansteigen der Totaltemperatur. In diesem Kapitel wird zunächst die Funktionsweise der Mixing Plane erläutert und die Ergebnisse der Analyse des Einflusses der Mixing Plane bei unterschiedlichen Einstrombedingungen vorgestellt.

6.1 Mixing Plane / Stage

In dem verwendeten Setup der Aachenturbine werden die 1 1/2 Stufen in drei Domänen dargestellt. Hierbei kommt es zu einer Herausforderung; die Domänen müssen miteinander verbunden werden. Um dies zu bewerkstelligen, werden jeweils an den Verbindungsstellen von Stator zu Rotor und Rotor zu Stator sogenannte *Interfaces* definiert. Im Falle einer solchen Anordnung ist in CFX die *General Connection* zu wählen, da sich rotierende an stationäre Domänen anschließen. Eine Möglichkeit ein solches Interface mittels General Connection zu definieren ist das Frozen Rotor Interface. Hierbei bleibt die relative Orientierung der Komponenten über die gesamte Berechnung erhalten. Dieses Modell hat seine Vorteile bei großen Schwankungen der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung.

Eine weitere Untergruppe der *General Connection* in CFX ist das Stage- oder Mixing Plane-Interface, welches für die Erstellung des in dieser Arbeit verwendeten Setups eingesetzt wird. Hierbei werden die Strömungsgrößen an der Verbindungsstelle über den Umfang gemittelt. Durch die Mittelung der Strömungsgrößen am Interface treten Vermischungsverluste auf. Laut ANSYS sind die hierbei entstehenden Verluste äquivalent zu den physikalischen Vermischungseffekten der zwischen Stator und Rotor und eines somit entstehenden Geschwindigkeitsprofils in entgegen der Strömungsrichtung. [1]

6.2 Rohrausschnitt

Anstelle der Aachen-Turbine wurde für die Analyse des Stator-Rotor Interface ein Rohrausschnitt, geteilt in Stator und Rotor, berechnet, um den Einfluss des Interfaces auf die Strömungsgrößen in Hinblick auf die Wirkungsgradberechnung zu testen. Dabei wurden die Eintrittsbedingungen verändert und das Verhalten der Mixing-Plane unter unterschiedlichen Anströmbedingungen untersucht. In den folgendem Abschnitt wird zunächst das Rechenggebiet näher beschrieben.

6.2.1 Problemgebiet

Die Geometrie des Rohrausschnitts mit Gitter ist in der Abbildung 6.1 zu sehen.

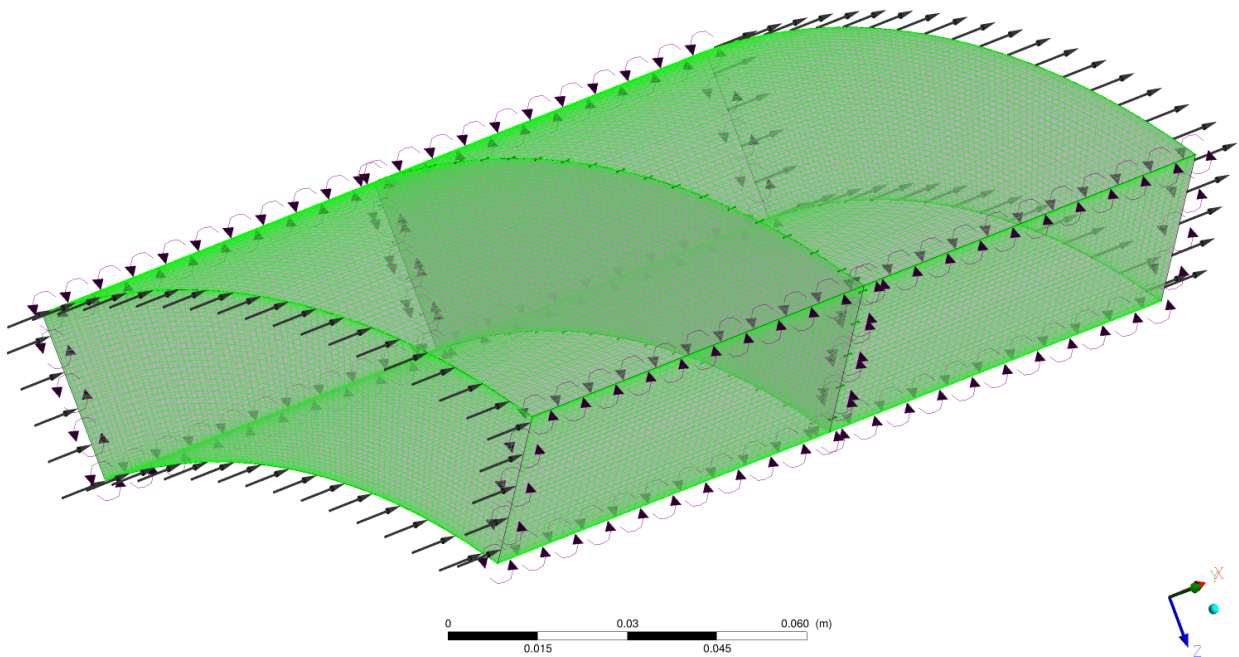


Abbildung 6.1: Eine dreidimensionale Ansicht der vereinfachten Aachen-Turbine mit Gitter.

Die vereinfachte Turbine besteht aus einem Stator und einem Rotor. An der Vorderseite befindet sich der Einstrom, an den Seiten jeweils periodische Randbedingungen, an der Rückseite ist der Ausstrom. Die Grenzen an der Ober- und Unterseite stellen Shroud und Hub dar und werden als Wandrandbedingungen repräsentiert. Stator und Rotor sind mit einem Interface verbunden. Das Verhältnis der Abmessungen dieses Rohrausschnitts entspricht den Größenverhältnissen der Aachen-Turbine und sind der Tabelle 6.2.1 zu entnehmen.

Tabelle 6.1: Abmessungen der vereinfachten Turbine

d_a	d_i	L_x	α
300mm	240mm	160mm	45°

mit dem Außendurchmesser d_a , dem Innendurchmesser d_i , der Länge in Axialrichtung L_x und dem Ausschnittswinkel α .

6.2.2 Gitterstudie

Nach Festlegen der Geometrie wurde ein CAD-Modell und ein Gitter mit einem $y^+ \approx 1$ erstellt. Darauf folgte eine Gitterstudie, um die Unabhängigkeit der Lösung von der Gitterdiskretition sicherzustellen. Dabei wurde das Rechenggebiet auf immer feiner werdenden Gittern berechnet, bis sich die relevanten Größen nicht mehr verändert haben. In der folgenden Tabelle 6.2 werden die Gitterparameter des Gitters gezeigt, die aus der Gitterstudie ermittelt und für die Analyse verwendet wurden.

Tabelle 6.2: Gitterparameter des Kanals

N_x	N_r	N_ϕ	Gesamtanzahl Knoten	Gesamtanzahl KV
48	56	79	424704	403260

Dabei sind N_x , N_r und N_ϕ die Anzahl an Knoten in die verschiedenen Raumrichtungen in Zylinderkoordinaten.

Anschließend wurden für dieses Gitter Strömungssimulationen mit unterschiedlichen Eintrittsrandbedingungen und Veränderungen des Stator-Rotor Interfaces durchgeführt, die in dem folgenden Abschnitt beschrieben werden.

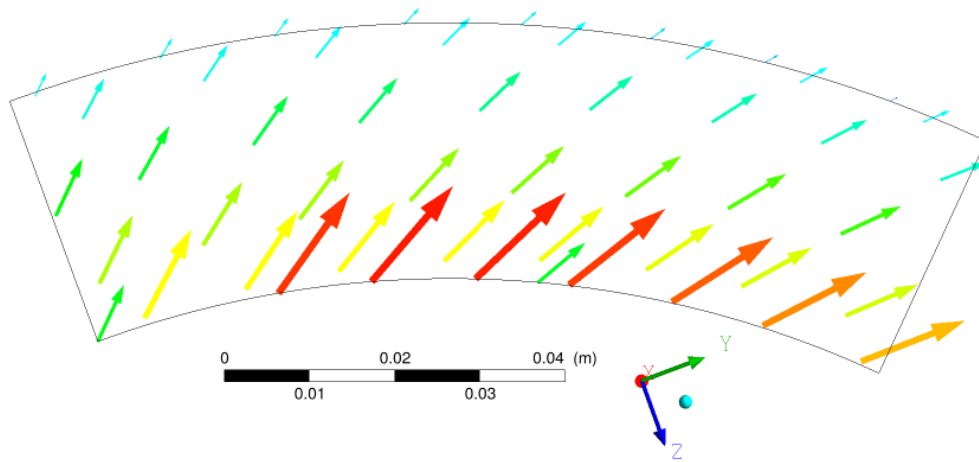
6.3 Einfluss des Stator-Rotor Interface auf den Wirkungsgrad

In diesem Abschnitt werden die unterschiedlichen verwendeten Eintrittsrandbedingungen näher erläutert und dann die Ergebnisse der verschiedenen Simulationen vorgestellt.

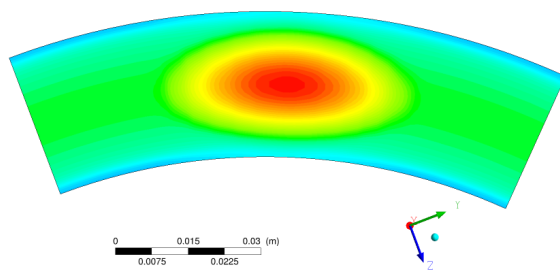
6.3.1 Verwendete Eintrittsrandbedingungen

Bei dem Stator-Rotor Interface werden die Werte an den Knoten vor dem Interface nach Mittelung und Interpolation auf die Knoten nach dem Interface übertragen. Bei gleichem Gitter für Stator und Rotor können diese direkt zugeordnet werden. Deswegen wurde für einen Testfall das Gitter im Rotor verfeinert, sodass die Zuordnung der Knoten interpolativ erfolgen muss.

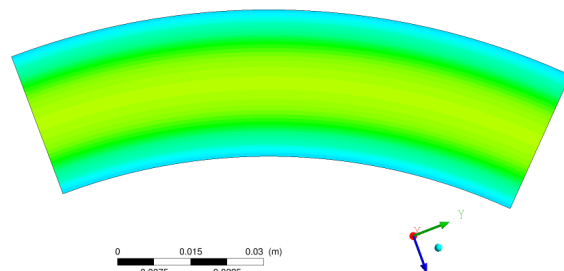
Desweiteren wurde der Einfluss der Einstromrandbedingung in Bezug auf die Mixing Plane ermittelt. Dabei wurde eine schräge Einstromung (Abbildung 6.2(a)), eine inhomogene Temperaturverteilung mit maximaler Temperatur in Rechengebietsmitte (Abbildung 6.2(b)/(c)) und schließlich zusätzliche Dralleintrittsrandbedingungen mit unterschiedlicher Drallkernposition (Abbildung 6.2(d)/(e)) vorgegeben.



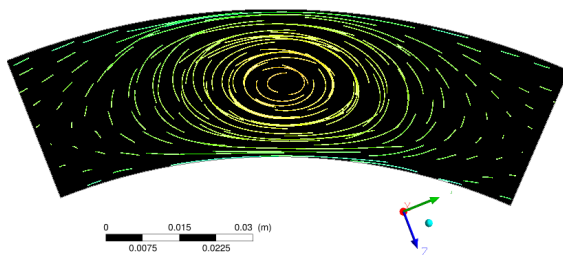
(a) Schräger Strömungseintritt



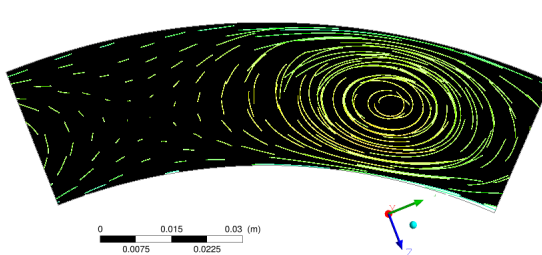
(b) Inhomogene T_t (vor Interface)



(c) Inhomogene T_t (nach Interface)



(d) DralleintrittsRB A



(e) DralleintrittsRB B

Abbildung 6.2: Verwendete Randbedingungen

Anstatt nur stationär mit einer Mixing Plane wurde die Berechnung auch vollständig instationär mit einer Sliding Plane durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

6.3.2 Einfluss auf die Strömungsgrößen

Zur Untersuchung des Stator-Rotor Interface wurden die Strömungsgrößen vor und nach dem Interface miteinander verglichen, indem die Differenz nach

$$\Delta T_t = T_{t,2} - T_{t,1} \quad (6.1)$$

berechnet wurde, wobei $T_{t,1}$ die Totaltemperatur vor dem Interface und $T_{t,2}$ die Totaltemperatur nach dem Interface ist. Dabei ergibt sich folgende Tabelle 6.3 mit den Strömungsgrößen Massenstrom \dot{m} , Totaldruck p_t und Totaltemperatur T_t .

Tabelle 6.3: Einfluss der Eintrittsrandbedingungen

Einstromrandbedingung	$\Delta \dot{m}$ in $\frac{kg}{s}$	Δp_t in Pa	ΔT_t in K
Referenzlösung	+1,252e-05	-40,04	+0,043
feineres Gitter im Rotor	+3,755e-06	-43,81	+0,043
schräge Einströmung	-7,368e-06	-35,45	+0,026
inhomogene TemperaturRB	+1,078e-06	+10,36	+0,794
DralleintrittsRB A	-1,051e-05	-38,59	+1,764
DralleintrittsRB B	-1,312e-05	-41,83	+1,632
DralleintrittsRB C	-8,919e-06	-93,04	+1,719
DralleintrittsRB D	-1,539e-05	+2,787	+1,597
DralleintrittsRB E	+4,091e-06	-12,07	+1,576
DralleintrittsRB F	+1,729e-06	-23,83	+1,626
Instationär	+1,873e-07	-0,604	-2,466e-04

Es ist zu sehen, dass die Massenströme vor und nach dem Stator-Rotor Interface für alle Einstrombedingungen annähernd gleich groß sind. Der Totaldruck sinkt um bis zu maximal $\Delta P_{t_{max}} \approx 93 Pa$ und somit ist der Totaldruckverlust im Vergleich zu den vorherrschenden Totaldrücken $\frac{\Delta p_t}{p_t} \approx 10^{-4}$ klein.

Die Totaltemperatur ändert sich bei homogenen Temperaturrandbedingungen sowohl für schräge Einströmungsrandbedingungen als auch bei feinerem Gitter im Rotor kaum ($\Delta T_t < 0,05 K$).

Bei inhomogenen Temperaturrandbedingungen unterscheidet sich die Totaltemperatur vor und nach dem Interface um ungefähr $\Delta T_t \approx 0,8 K$. Hier ist der Unterschied von T_t im Vergleich zum vorher homogenen Temperaturfeld wesentlich größer. Insbesondere bei zusätzlichen Dralleintrittsbedingungen ergeben sich Totaltemperaturdifferenzen von bis zu $\Delta T_t \approx 1,8 K$. Bei Dralleintrittsbedingungen mit inhomogenen Randbedingungen sind somit die Abweichung der Totaltemperatur ungefähr doppelt so hoch wie bei keinen Dralleintrittsrandbedingungen (und nur inhomogenen Temperaturfeld).

Die Untersuchung der Mixing Plane erfolgte mit einer vereinfachten Turbine ohne Schaufeln. Bei diesem Fall wird im Rotor ohne Schaufeln keine Leistung erzeugt, sondern der Strömung Energie durch Rotation und Reibung zugeführt. Dies hat zur Folge, dass bei diesem Problemgebiet direkt keine Aussagen über den Wirkungsgrad wie bei einer Turbine getroffen werden kann. Um dennoch zumindestens eine grobe Abschätzung der Veränderung des Wirkungsgrades durch die Mixing Plane zu erhalten, wurden die Ergebnisse für Δp_t und ΔT_t für diese Geometrie auf die Aachen Turbine übertragen. Dabei wurde die Aachen Turbine mit dem gleichen Betriebspunkt wie die vereinfachte Rohrströmung gerechnet und die Differenzen an den beiden Interfaces Stator1-Rotor und Rotor-Stator2 betrachtet. Diese Differenzen wurden dann bei der Wirkungsgradberechnung eliminiert, um einen korrigierten Wirkungsgrad zu berechnen (frei von den Differenzen an der Mixing Plane). Auf diesen korrigierten Wirkungsgrad wurden dann die Differenzen, die sich bei der vereinfachten Rohrströmung ergeben haben, wieder aufaddiert, unter der Annahme, dass sich die Aachen Turbine bei unterschiedlichen Eintrittsbedingungen ähnlich wie die Rohrströmung verhält. Damit ergaben sich folgende Abweichungen des Wirkungsgrads $\Delta \eta$ durch die Mixing Plane:

Tabelle 6.4: Abschätzung des Einflusses der MP auf den Wirkungsgrad

Einstromrandbedingung	$\Delta\eta$
Referenzlösung	-0,264%
feineres Gitter im Rotor	-0,274%
schräge Einströmung	-0,190%
inhomogene TemperaturRB	-2,775%
DralleintrittsRB A	-6,345%
DralleintrittsRB B	-5,884%
DralleintrittsRB C	-6,343%
DralleintrittsRB D	-5,629%
DralleintrittsRB E	-5,599%
DralleintrittsRB F	-5,808%
Instationär	$-8 \cdot 10^{-4}\%$

Hierbei ist jedoch anzumerken, dass aufgrund der vielen Annahmen diese Abschätzung nicht als allgemeine Aussage für die Wirkungsgradbestimmung zu sehen ist, sondern nur eine grobe Abschätzung der Größenordnung des Einflusses der Mixing Plane darstellt. FAZIT FAZIT Die Berücksichtigung des Einflusses der Mixing Plane für die Wirkungsgradbestimmung ist unerlässlich, sobald inhomogene Temperaturfelder an dem Interface auftreten. Hier sollten die Domains instationär mit einer Sliding Plane verbunden werden, um die Verfälschung der Strömung durch Mittelung an der Mixing Plane zu vermeiden. Außerdem ist hier zu erwähnen, dass in diesem Testfall nur der Einfluss eines einzelnen Interfaces untersucht wurde. Bei einer Simulationen von mehreren Turbinenstufen und somit der Verwendung von mehreren Interfaces summiert sich der Fehler am Interface.

Literaturverzeichnis

- [1] Cfx pre user's guide. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/cfx_mod/CACDIGEH.html. Eingesehen am 14.06.2014.
- [2] Suchuan Dong and George E Karniadakis. Dns of flow past a stationary and oscillating cylinder at. *Journal of Fluids and Structures*, 20(4):519–531, 2005.
- [3] Ramnarayan Gopalkrishnan. Vortex-induced forces on oscillating bluff cylinders. Technical report, DTIC Document, 1993.
- [4] K Hanjalić, M Popovac, and M Hadžiabdić. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for cfd. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(6):1047–1051, 2004.
- [5] Juan J. Alonso Jixian Yao, Roger L. Davis and Antony Jameson. Unsteady flow investigations in an axial turbine using the massively parallel flow solver tflo, 2001.