

ADP-Kapiteltest

ADP-Kapitel | Dominik Henzel

Betreuer:



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



fnb Fachgebiet
Numerische Berechnungsverfahren
im Maschinenbau



1 Wirkungsgradberechnung

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

1.1 Wirkungsgrad allgemein

Im Allgemeinen lautet die Gleichung des Wirkungsgrades η bei Turbinen

$$\eta = \frac{P}{\Delta H_{tis}} \quad (1.1)$$

mit der erzeugten Leistung P und der isentropen Enthalpiedifferenz ΔH_{tis} . Die isentrope Enthalpiedifferenz ΔH_{tis} wird nach

$$\Delta H_{tis} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t_{inlet}} \cdot \left[\left(\frac{p_{t_{outlet}}}{p_{t_{inlet}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (1.2)$$

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

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

1.2 Wirkungsgradberechnungsformeln

Die erzeugte Leistung P in der Gleichung für den Wirkungsgrad 1.1 lässt sich mit Hilfe der tatsächlichen Temperaturdifferenz ΔT_t nach

$$P_{\Delta T_t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_t = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{t_{inlet}} - T_{t_{outlet}}), \quad (1.3)$$

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

$$P_{\Delta h_t} = \dot{m} \cdot \Delta h_t = \dot{m} \cdot (h_{t_{inlet}} - h_{t_{outlet}}) \quad (1.4)$$

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

$$P_{torque} = M_{Rotor} \cdot n_{Rotor} \cdot \omega \quad (1.5)$$

berechnen. Zusätzlich ist bei Gleichung 1.3 die Berechnungsweise von c_p zu beachten, wenn die Temperaturdifferenz zwischen In- und Outlet so groß ist, da sich dann auch die temperaturabhängige Wärmekapazität c_p zwischen In- und Outlet wesentlich unterscheidet.

Diese verschiedenen Wirkungsgraddefinitionen wurden in CFX implementiert und miteinander verglichen. Das Ergebnis dieses Vergleichs wird im nächsten Abschnitt dargestellt.

1.3 Wirkungsgrade bei der Aachen-Turbine

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

Tabelle 1.1: Wirkungsgrad bei der Aachen-Turbine

Berechnungsformel	η
Totaltemperaturbetrachtung $\eta_{\Delta T_t}$	86%
Totalenthalpiebetrachtung CFX $\eta_{\Delta h_t}$	87%
Momentenbetrachtung η_{torque}	85%

Es ist zu sehen, dass

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

In dem folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchung des Einfluss inhomogener Randbedingungen und des Stator-Rotor Interface auf die Bestimmung des Wirkungsgrades vorgestellt.

2.1 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. Bei den Parametervariationen wurden die Eintrittsbedingungen verändert und das Verhalten der Mixing-Plane unter unterschiedlichen Anströmbedingungen untersucht. In den folgendem Abschnitt wird zunächst das Rechengebiet näher beschrieben.

2.1.1 Problemgebiet

Die Geometrie des Rohrausschnitt mit Gitter ist in der Abbildung 2.1 zu sehen.

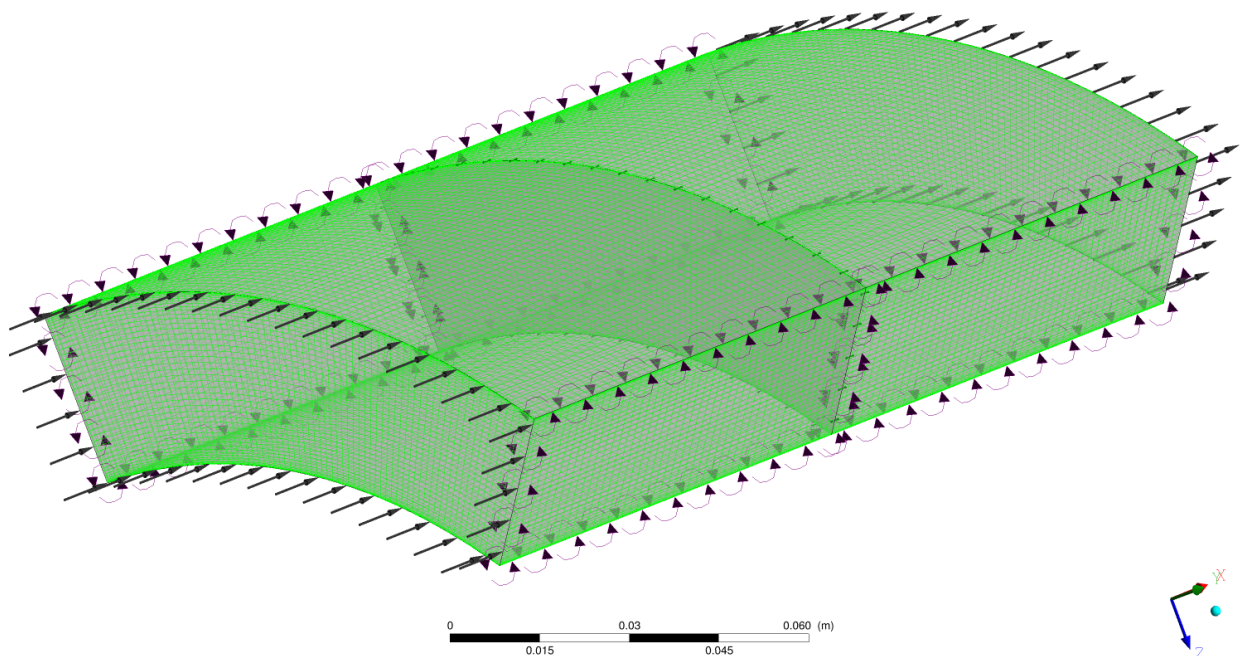


Abbildung 2.1: Eine dreidimensionale Ansicht der vereinfachten Aachen-Turbine mit Gitter.

Die vereinfachte Turbine besteht aus einem Stator und einem Rotor. An der Vorderseite befindet sich der Einstrom, an den Seiten links und rechts die periodischen Randbedingungen, an der Rückseite ist der Ausstrom. Die Grenzen an der Ober- und Unterseite stellen Shroud und Hub

dar, Stator und Rotor sind mit einem Interface verbunden. Das Verhältnis der Abmessungen dieses Rohrausschnitts entspricht den Größenverhältnissen der Aachen-Turbine und sind der Tabelle 2.1.1 zu entnehmen.

Tabelle 2.1: Abmessungen der vereinfachten Turbine

d_a	d_i	L_x	α
300mm	240mm	160mm	45°

2.1.2 Gitterstudie

Nach Festlegen der Geometrie wurde eine Gitterstudie durchgeführt, um die Unabhängigkeit der Lösung von der Gitterdiskretion sicherzustellen. Dabei wurde das Rechengebiet auf immer feiner werdenden Gittern berechnet, bis sich die relevanten Größen nicht mehr verändert haben. In der folgenden Tabelle 2.2 werden die Gitterparameter des Gitters gezeigt, die aus der Gitterstudie ermittelt und für die Analyse verwendet wurden. Dabei sind N_x , N_r und N_ϕ die Anzahl an Knoten in die verschiedenen Raumrichtungen in Zylinderkoordinaten.

Tabelle 2.2: Gitterparameter des Kanals

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

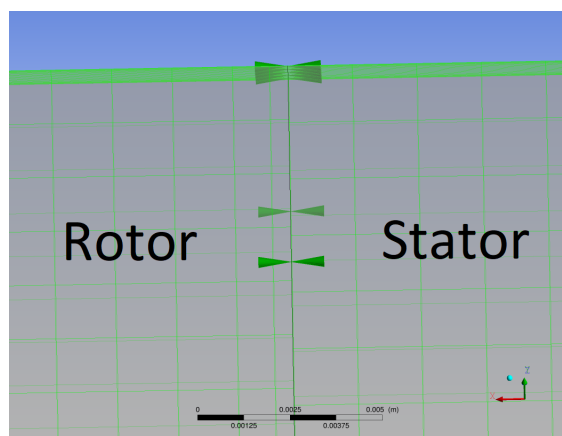
Anschließend wurden für diesem Gitter Strömungssimulationen mit unterschiedlichen Eintrittsrandbedingungen und Veränderung des Stator-Rotor Interfaces durchgeführt. Die Auswertung der Simulationen werden in dem folgenden Kapitel vorgestellt.

2.2 Einfluss des Stator-Rotor Interface auf den Wirkungsgrad

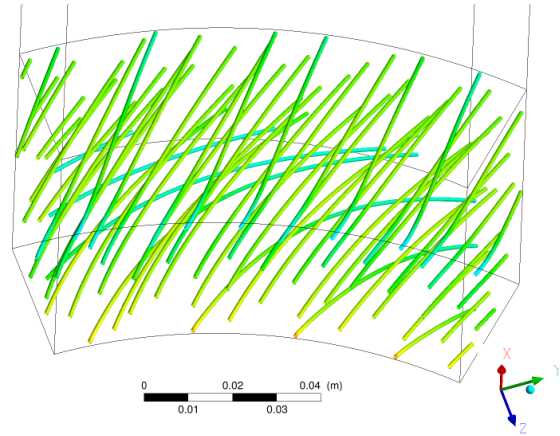
In diesem Abschnitt werden die unterschiedlichen verwendeten Eintrittsrandbedingungen vorgestellt und dann die Strömungsgrößen vor und nach der Mixing Plane miteinander verglichen.

2.2.1 Verwendete Eintrittsrandbedingungen

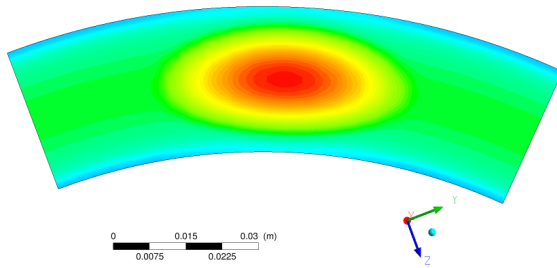
Bei der Mixing Plane werden die Werte an den Knoten vor dem Interface nach Mittelung auf die Knoten nach dem Interface übertragen. Bei gleichem Gitter für Stator und Rotor können diese direkt zugeordnet werden. Deswegen wurde für einen Testfall das Gitter im Rotor verfeinert, sodass die Zuordnung der Knoten interpolativ erfolgen muss (Abbildung 2.2(a)). Desweiteren wurde der Einfluss der Einströmrandbedingung in Bezug auf die Mixing Plane ermittelt. Dabei wurde zunächst eine schräge Einströmung vorgeben (Abbildung 2.2(b)), dann eine inhomogene Temperaturverteilung mit maximaler Temperatur in Rechengebietsmitte (Abbildung 2.2(c)/(d)) und letztendlich Dralleintrittsrandbedingungen mit unterschiedlicher Drallkernposition (Abbildung 2.2(e)/(f)).



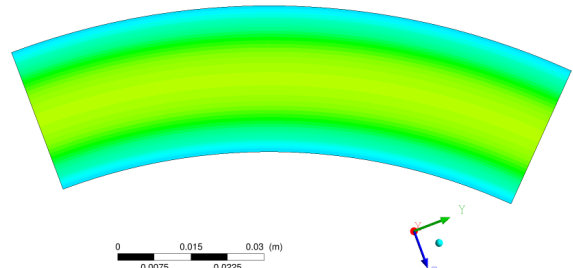
(a) Feineres Gitter im Rotor



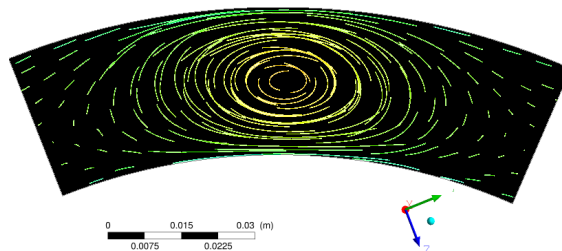
(b) Schräger Strömungseintritt



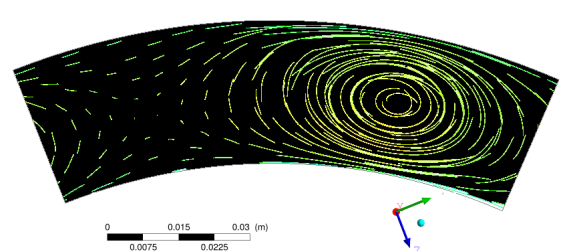
(c) Inhomogene T_t (vor Interface)



(d) Inhomogene T_t (nach Interface)



(e) DralleintrittsRB A



(f) DralleintrittsRB b

Abbildung 2.2: Verwendete Randbedingungen

Zuletzt wurde die Strömungssimulation auch anstelle mit einer Mixing Plane vollständig instationär berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden im nächsten Kapitel vorgestellt.

2.2.2 Einfluss auf die Strömungsgrößen

Zur Untersuchung des Stator-Rotor Interface wurden die Strömungsgrößen vor und nach dem Interface miteinander verglichen. Dabei ergibt sich folgende Tabelle 2.3 mit den Strömungsgrößen Massenstrom \dot{m} , Totaldruck p_t und Totaltemperatur T_t sowie eine Abschätzung des Einflusses auf den Wirkungsgrad $\Delta\eta$ durch Vergleich mit Ergebnissen der Aachen-Turbine mit ähnlichen Betriebsbedingungen.

Tabelle 2.3: Einfluss der Eintrittsrandbedingungen

Einströmrandbedingung	$\Delta \dot{m}$ in $\frac{kg}{s}$	Δp_t in Pa	ΔT_t in K	$\Delta \eta$
Referenzlösung	-1,466e-06	52,12	-0,048	0,5%
feineres Gitter im Rotor	-4,824e-06	52,45	-0,048	0,5%
schräge Einströmung	-1,125e-06	60,12	-0,028	0,25%
inhomogene TemperaturRB	1,464e-06	99,64	-0,852	1%
DralleintrittsRB A	1,062e-05	38,98	-1,781	2%
DralleintrittsRB B	1,326e-05	42,25	-1,648	2%
DralleintrittsRB C	9,005e-06	93,97	-1,736	2%
DralleintrittsRB D	1,555e-05	-2,815	-1,613	2%
DralleintrittsRB E	-4,143e-06	12,19	-1,592	2%
DralleintrittsRB F	-1,747e-06	24,06	-1,642	2%
Instationär	-1,209e-06	40,32	-0,852	1%

Es ist zu sehen, dass sich der Massenstrom vor und nach dem Stator-Rotor Interface nicht relevant unterscheidet. BLABLA