

FH D

Fachhochschule Düsseldorf
University of Applied Sciences

FB 4

Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Department of Mechanical and Process Engineering

Studiengang
Prozess-, Energie-, und Umwelttechnik

Bachelor-Thesis

Numerische Strömungsberechnung von Radial-
ventilatoren mit und ohne Spiralgehäuse

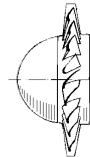
von

Nicolai Stenzel
Matrikelnummer 551731

1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier, FH Düsseldorf
2. Prüfer: Sophia Schönwald M.Sc., FH Düsseldorf

August

2013



Thema einer Bachelor Thesis (Abschlussarbeit)

für

Nicolai Stenzel

Matrikel-Nr. 551731

Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier

Strömungstechnik und Akustik

Fachbereich 4

Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Josef-Gockeln-Str. 9

40474 Düsseldorf

Phone (0211) 4351-848

Fax (0211) 4351-468

E-Mail Frank.Kameier@fh-duesseldorf.de

<http://ifs.muv.fh-duesseldorf.de>

Düsseldorf, den 04.10.2012

Numerische Strömungsberechnung von Radialventilatoren mit und ohne Spiralgehäuse

Zielsetzung dieser Abschlussarbeit ist die Erweiterung der Auslegungsstrategie von Radialventilatoren. Hierzu sollen mittels numerischer Strömungssimulationen die Kennlinien verschiedener radialer Laufräder berechnet werden. Zunächst soll die Strömung in den Laufrädern hinsichtlich einer sinnvoll geführten Strömung unter dem Gesichtspunkt einer konstanten Verzögerung mit und ohne Gehäuse untersucht werden. In diesem Zusammenhang werden die Laufräder zunächst „freilaufend“ berechnet“. In einem weiteren Schritt sollen die Laufräder mit entsprechendem Gehäuse numerisch abgebildet werden. Dadurch soll der Einfluss des Gehäuses auch in Bezug auf die aerodynamischen Kenndaten dokumentiert werden.

Mit der Kenntnis der Abhängigkeit des Betriebsverhaltens von Laufrädern mit und ohne Gehäuse soll anschließend der Kennlinienverlauf für unterschiedliche, insbesondere kleine Breitenverhältnisse bestimmt werden. Das Breitenverhältnis gibt den Faktor von Gehäusebreite zur Laufradaustrittsbreite an und hat Einfluss auf den Wirkungsgrad der Strömungsmaschine. Aus der Literatur bekannte Auslegungen decken nur Breitenfaktoren größer 2 ab. Aufbauend auf die Berechnungen der freilaufenden Ventilatoren soll die Abhängigkeit

des Wirkungsgrades auch bei Breitenverhältnissen über und unter dem Faktor 2 bestimmt werden.

Abschließend soll aus den numerischen Daten ein Polynom abgeleitet werden, um den Wirkungsgrad als Funktion des Breitenverhältnisses nahezu beliebig prognostizieren zu können.

Folgende Schritte sind für die Bearbeitung erforderlich:

- Erarbeitung eines Projektzeitplans,
- Einarbeitung in der Literatur zur Auslegung von Radialventilatoren,
- Auslegung von verschiedenen radialen Laufrädern unter der Berücksichtigung der meridionalen Verzögerungszahl,
- Erstellung der Geometrien und Aufbereitung in ANSYS CFX,
- Numerische Berechnung mit und ohne Gehäuse der ausgelegten Laufräder,
- Erstellung eines Polynoms Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Breitenverhältnisses,
- Kurzdarstellung der Arbeitsergebnisse in Form eines Posters.

Kurzfassung

Der Einfluss des Spiralgehäuses eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln auf die Laufradströmung, bezogen auf das Verhältnis von Laufradaustrittsbreite und Gehäusebreite (Breitensprung) sollte untersucht werden. Zu diesem Zweck wurden numerische Berechnungen eines vorhandenen Modells mit dem ursprünglichen Gehäuse, verbreitertem Gehäuse und freilaufend durchgeführt.

Durch die Hinzunahme der freilaufenden Variante, wurde eine detaillierte Untersuchung des Einflusses, den das Gehäuse auf die Laufradströmung hat, ermöglicht.

Außerdem wurde ein neues Ventilatormodell in Anlehnung an die Literatur ausgelegt, für CFD-Simulationen aufbereitet und ebenfalls mit und ohne Gehäuse berechnet, um einen weiteren Wert des Breitensprungs untersuchen zu können.

Der Einfluss des Gehäuses konnte anhand der Simulationsergebnisse aufgezeigt werden: Bei Teillast ist die Führung durch den Stator vorteilhaft, während es bei Überlast einen Strömungsstau verursacht, der ohne Gehäuse nicht auftritt.

Des Weiteren wurden der hintere und vordere Radseitenraum untersucht, um weitere Erkenntnisse über die Strömungsverhältnisse im Gehäuse zu sammeln.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	4
Inhaltsverzeichnis	5
Symbolverzeichnis	7
1 Einleitung	9
2 Grundlagen	10
2.1 Ähnlichkeitslehre	10
2.2 Klassifizierung von Strömungsmaschinen	11
2.3 Strömungsmechanik.....	12
3 Computational Fluid Dynamics	14
3.1 Räumliche und zeitliche Diskretisierung	14
3.2 Grenzschichttheorie.....	15
3.3 Strömungsberechnung (RANS/URANS).....	17
3.4 Turbulenzmodelle	19
3.4.1 k-epsilon-Modell.....	19
3.4.2 Wilcox k-omega-Modell.....	20
3.4.3 Shear Stress Transport.....	21
4 Auslegung von Radialventilatoren	22
4.1 Konstruktionsparameter	22
4.1.1 Entwurf des Radialrads.....	22
4.1.2 Gestaltung des Radeinlaufs	23
4.1.3 Anzahl und Form der Laufradschaufeln	25
4.1.4 Spiralgehäuse.....	26
4.1.5 Verhältnis der Laufradaustrittsbreite zur Gehäusebreite	27
4.1.6 Radialventilatoren ohne Spiralgehäuse.....	28
4.2 Auslegungstool der Fachhochschule Düsseldorf	29
4.3 Auslegung eines Radialventilators.....	31
4.3.1 Adaption der Konstruktionsmerkmale nach H. Siefert	31
4.3.2 Validierung des Zungenabstandes.....	32
4.3.3 Bestimmung fehlender Parameter.....	34
4.3.4 Bestimmung der Betriebspunkte	35
5 Aufbereitung CAD/CFD	38
5.1 Aufbereitung der Geometrie	38
5.1.1 Verarbeitung der parametrisierten Skizze in Autodesk Inventor	39
5.1.2 Anpassung von Laufrad und Einlaufdüse im Ansys Design Modeler.....	43

5.2	Vernetzung	45
5.2.1	Strukturiertes Netz mit Ansys Icem	45
5.2.2	Unstrukturiertes Netz mit Ansys Autovernetzer	49
5.3	Set-Up in Ansys CFX Pre	51
6	Auswertung	58
6.1	Validierung der Simulationsergebnisse anhand einer Prüfstandsmessung	59
6.2	RV722 mit Gehäusevariationen	62
6.3	RV722 ohne Spiralgehäuse	65
6.4	Auslegung nach Siefert	67
6.5	Auslegung nach Siefert, Berechnung ohne Spiralgehäuse	69
6.6	Rotationsfaktor im vorderen und hinteren Radseitenraums	71
7	Zusammenfassung	75
	Quellenverzeichnis	76
	Abbildungsverzeichnis	78
	Erklärung	81

Symbolverzeichnis

A	[m ²]	Fläche
b_1	[mm]	Laufraudeintrittsbreite
b_2	[mm]	Laufradaustrittsbreite
B	[mm]	Gehäusebreite
\underline{c}	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
D	[mm]	Durchmesser
D_1	[mm]	Laufraudeintrittsdurchmesser
D_2	[mm]	Laufradaustrittsdurchmesser
F_2	[-]	Second Blending Function
h_{tot}	[m ² /s ²]	Mittlere Ruheenthalpie
k	[m ² /s ²]	Turbulente kinetische Energie
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
M	[Nm]	Moment
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
P	[kW]	Leistung
Δp	[Pa]	Druckänderung
r	[mm]	Radius
r_z	[mm]	Zungenradius
R	[mm]	Spiralradius
R_{Sch}	[mm]	Schaufelkrümmungsradius
Re	[-]	Reynolds-Zahl
s	[mm]	Spaltweite
Δt	[s]	Zeitschritt
\underline{u}	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
\bar{U}_i	[m/s]	Durchschnittskomponente der Strömungsgeschwindigkeit

u^+	[-]	Charakteristische Geschwindigkeit
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
\underline{w}	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
Δx	[mm]	Netzgröße
Y	[m ² /s ²]	Spezifische Stutzenarbeit
y^+	[-]	Charakteristische Wandkoordinate
∇	[-]	Laplace-Operator
α	[°]	Steigungswinkel der Spirale
β_1	[°]	Schaufeleintrittswinkel
β_2	[°]	Schaufelaustrittswinkel
γ	[°]	Deckscheibenwinkel
δ	[-]	Durchmesserzahl
η	[-]	Wirkungsgrad
θ_z	[°]	Zungenwinkel
μ	[-]	Dynamische Viskosität
ν	[Ns/m ²]	Kinematische Viskosität
ξ	[-]	Verengungsfaktor
π	[-]	Kreiskonstante
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	Schnelllaufzahl
τ_{ij}	[N/m ²]	Molekularer Spannungstensor
φ	[-]	Lieferzahl
ψ	[-]	Druckzahl
ω	[min ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln sind eine Art von Ventilatoren, die in der Industrie und Klimatechnik immer dann zum Einsatz kommt, wenn eine große Druckerhöhung benötigt wird. Durch die Umlenkung der Strömung von axialer in radiale Richtung und den daraus resultierenden Fliehkräften, kann mit einem Radialventilator eine große Druckerhöhung erzeugt werden, während mit einer Axialmaschine größere Volumenströme gefördert werden können.

Eine entscheidende Komponente ist hierbei das sogenannte Spiralgehäuse, das das Radialrad umschließt. Die Art und Weise, wie hierbei die Strömung geführt wird, hat entscheidenden Einfluss auf die Effizienz der gesamten Maschine. Das Ziel ist hierbei eine verlustfreie Strömungsführung und eine Verzögerung der Strömung, die zur Umwandlung der kinetischen Energie in Druckenergie dient. Ein genaueres Verständnis des Zusammenspiels von Rotor und Stator dieser weit verbreiteten Strömungsmaschine könnte also die Grundlage für Optimierungsverfahren bilden, die vielerorts Energieeinsparungen ermöglichen würden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll anhand von stationären und transienten numerischen Strömungssimulationen von Radialventilatoren mit verschiedenen Gehäusevariationen, sowie frei ausströmenden Radialrädern gezeigt werden, dass die Form des Gehäuses auf die Strömung im Laufrad und den Gesamtwirkungsgrad großen Einfluss hat.

Ein wichtiger Einflussfaktor ist hierbei der Breitensprung, also das Verhältnis von Laufradaustrittsbreite zur Breite des Spiralgehäuses. Um diesen Parameter zu variieren, soll ein vorhandenes Laufradmodell mit drei verschiedenen Gehäusen berechnet werden. Außerdem soll ein neues Modell mit theoretisch optimalem Breitenverhältnis in Anlehnung an Konstruktionsparameter aus der Literatur ausgelegt, für numerische Strömungssimulationen aufbereitet und berechnet werden. Anhand dieses Modells soll untersucht werden, ob sich die bisherigen Ergebnisse auf andere Baureihen von Radialventilatoren anwenden lassen. Zusätzlich wird das Verhalten der Laufräder beider Modelle bei freiem Ausströmen in ein Raumvolumen untersucht.

Die Validierung und Bewertung der Berechnungsmethode erfolgt durch einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit Prüfstandsmessungen bzw. Messwerten aus der Literatur.

2 Grundlagen

Die Auslegung und Simulation von Radialventilatoren erfordert neben dem Verständnis der numerischen Theorie und der Auslegungsvorschriften gute Kenntnisse der zugrundeliegenden Strömungsmechanik, der Ähnlichkeitstheorie, sowie der grundlegenden Klassifizierung von Strömungsmaschinen. Das folgende Kapitel stellt eine Übersicht der wesentlichen Grundkenntnisse dar.

2.1 Ähnlichkeitslehre

Das Ziel der Ähnlichkeitslehre ist es, Gesetzmäßigkeiten in Form von dimensionslosen Kennzahlen zu formulieren, die für alle geometrisch ähnlichen Strömungsmaschinen gelten und von den absoluten Maßen der jeweiligen Maschine unabhängig sind. So ist es möglich, Modellversuche mit kleineren, maßstabgetreuen Laborausführungen von großen Maschinen durchzuführen, deren Ergebnisse sich auf die Ausführung in Originalgröße übertragen lassen.

Im Wesentlichen wird bei der Formulierung einer dimensionslosen Kennzahl eine Größe gewählt, für welche die Kennzahl ein Maß darstellen soll und mit Hilfe einer Dimensionsanalyse so mit anderen Einflussgrößen verrechnet, dass sich die Einheiten komplett herauskürzen. Sehr gängige und für diese Arbeit relevante Kennzahlen sind:

Die Durchfluss- oder Lieferzahl φ , stellt das Verhältnis vom geförderten Volumenstrom zum theoretisch förderbaren Volumenstrom dar:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot u_2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi^2 \cdot D^3 \cdot n}$$

Die Druckzahl ψ , die ein Maß für die erreichte Druckerhöhung liefert:

$$\psi = \frac{Y \cdot 2}{u_2^2} = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \rho}$$

Die Schnelllaufzahl σ :

$$\sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = n \cdot \frac{(\dot{V} \cdot 4)^{\frac{1}{2}} \cdot \pi^{\frac{1}{2}}}{(Y \cdot 2)^{\frac{3}{4}}} = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{2 \cdot \sqrt{\pi}}{2^{\frac{3}{4}}}$$

Die Durchmesserzahl δ :

$$\delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} = D \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}$$

Eine weitere sehr wichtige Kenngröße, die zur Bewertung von Strömungsmaschinen eingesetzt wird, ist der Wirkungsgrad η :

$$\eta = \frac{\Delta p \dot{V}}{P_{mech}}$$

2.2 Klassifizierung von Strömungsmaschinen

Im Wesentlichen wird im Bereich der Strömungsmaschinen zwischen radialen und axialen Maschinen unterschieden, sowie zwischen Arbeits- und Kraftmaschinen. Durch eine Arbeitsmaschine wie z.B. einer Pumpe oder einem Ventilator wird dem Fluid Energie zugeführt, während eine Kraftmaschine einen Teil der Bewegungsenergie des Fluids aufnimmt und in elektrische Energie umwandelt, wie es etwa bei Windkraftanlagen oder Dampfturbinen der Fall ist. Hierbei findet bei radialen Maschinen eine Umlenkung der Strömungsrichtung statt, die eine größere Druckerhöhung möglich macht, aber auch das Fördern größerer Volumenströme erschwert. Im Gegensatz dazu stehen die axialen Strömungsmaschinen, die die Strömungsrichtung nicht beeinflussen und so größere Volumenströme bei geringerer Druckerhöhung fördern können.

Anhand dieser Merkmale lassen sich die verschiedenen Strömungsmaschinen bestimmten Einsatzgebieten zuordnen.

Die ersten Bemühungen Strömungsmaschinen durchgängig zu klassifizieren stammen von Cordier [1], der für die Optimalpunkte verschiedener Maschinen die Schnelllaufzahl über die Durchmesserzahl doppellogarithmisch auftrug. Die Messpunkte der unterschiedlichen Strömungsmaschinen verteilen sich dabei in einem schmalen Band um eine repräsentative Kurve. Das so entstandene Cordier-Diagramm und Variationen davon dienen auch heute noch zur Auslegung von Strömungsmaschinen und zur Bestimmung ihrer Anwendungsbereiche (Abbildung 2-1: Cordier Diagramm nach Bohl).

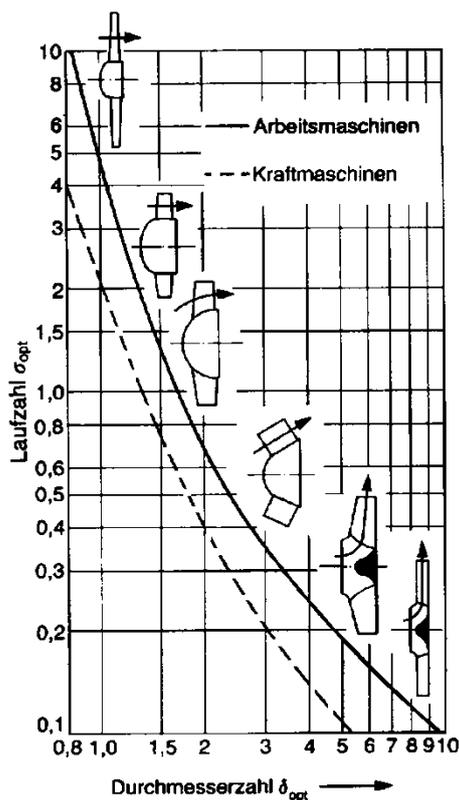


Abbildung 2-1: Cordier Diagramm nach Bohl [2]

2.3 Strömungsmechanik

Die strömungsmechanische Grundlage für das Verständnis der Energieübertragung zwischen Strömungsmaschine und Fluid bildet die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung. Diese ergibt sich nach [3] aus der Definition der Absolutgeschwindigkeit sowie dem Drehimpulssatz.

Die Absolutgeschwindigkeit lässt sich aus der Umfangsgeschwindigkeit \underline{u} und der Relativgeschwindigkeit \underline{w} bestimmen:

$$\underline{c} = \underline{u} + \underline{w}$$

Für den Drehimpulssatz (Eulerscher Momentensatz) gilt mit dem Moment der Volumenkräfte \underline{M}_V , dem Moment der Kräfte auf den Mantel \underline{M}_M und dem Moment der Kräfte auf die Endfläche des Stromfadens \underline{M}_E :

$$\underline{M}_V + \underline{M}_M + \underline{M}_E = \dot{m}(\underline{r}_2 \times \underline{c}_2 - \underline{r}_1 \times \underline{c}_1)$$

Wird eine schaufelkongruente Strömung bei unendlich vielen, unendlich dünnen Schaufeln angenommen, ergibt sich:

$$\underline{M}_M = \dot{m}(\underline{r}_2 \times \underline{c}_2 - \underline{r}_1 \times \underline{c}_1)$$

Nach Ausführung des Kreuzproduktes erhält man für die z-Richtung:

$$M = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u})$$

Für die Leistung an der Welle einer Strömungsmaschine gilt:

$$P = \omega \cdot \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u})$$

Mit

$$u_1 = \omega \cdot r_1$$

und

$$u_2 = \omega \cdot r_2$$

ergibt sich:

$$P = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$$

Die spezifische Stufenarbeit ist positiv definiert, also folgt:

$$Y = \frac{P}{\dot{m}}$$

Man erhält die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung für eine Arbeitsmaschine:

$$Y = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Da die Absolutgeschwindigkeit c_1 senkrecht auf der Umfangsgeschwindigkeit u_1 steht, ist $c_{1u} = 0$ und es ergibt sich folgende Vereinfachung für den radialen Lufteintritt [4]:

$$Y = u_2 c_{2u}$$

Eine graphische Veranschaulichung der durch die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung beschriebenen Physik liefern die Geschwindigkeitsdreiecke am Lauf- radein- und Laufradaustritt (Abbildung 2-2). Anhand dieser Darstellung kann man erkennen, dass die Drallkomponente c_{2u} bei schaufelkongruenter Anströmung der Schau- feln am Laufradaustritt vorliegt und dem Fluid also Energie zugeführt wurde.

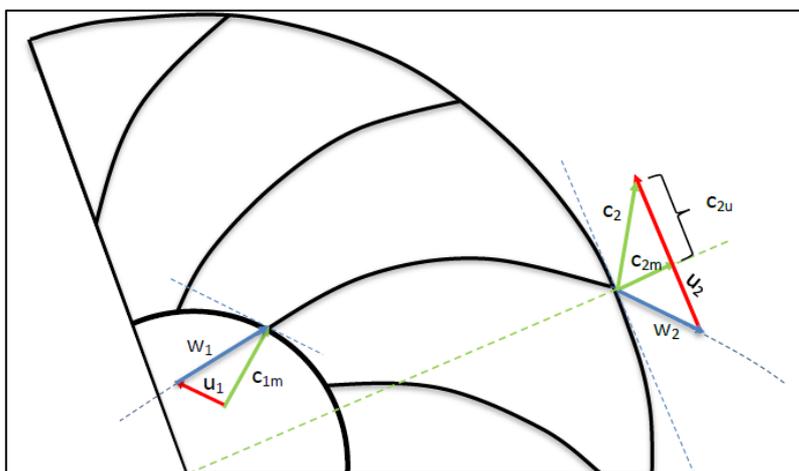


Abbildung 2-2: Geschwindigkeitsdreiecke [5]

3 Computational Fluid Dynamics

Mit Computational Fluid Dynamics (CFD) bezeichnet man die computergestützte numerische Berechnung von strömungstechnischen Vorgängen. Hierbei steht eine Vielzahl von Berechnungsmodellen zur Verfügung, da sich je nach Beschaffenheit des physikalischen Vorgangs verschiedene Vereinfachungen und Näherungsverfahren anbieten. Die räumliche Diskretisierung erfolgt durch die Erstellung eines Rechnetzes (Mesh), das die zu untersuchende Geometrie mit Berechnungspunkten durchzieht. Das folgende Kapitel stellt eine Übersicht der Berechnungsverfahren und theoretischen Grundlagen dar, die in dieser Arbeit zum Einsatz kamen, wobei ausschließlich der Fall eines inkompressiblen Fluids betrachtet wird.

3.1 Räumliche und zeitliche Diskretisierung

Die Grundlage für numerische Berechnungen jeder Art ist die Aufteilung des physikalischen Vorganges in eine endliche Anzahl von Raumelementen und Zeitschritten, man spricht dabei von räumlicher und zeitlicher Diskretisierung.

Die räumliche Diskretisierung erfolgt in Ansys CFX nach dem Prinzip eines elementbasierten Finite Volumen Verfahrens. Hierbei wird das Arbeitsgebiet durch ein Rechenetz (Mesh) in endliche Volumina aufgeteilt, anhand welcher relevante Größen wie Energie, Impuls und Masse errechnet werden.

Abbildung 3-1 zeigt eine Illustration anhand eines typischen zweidimensionalen Netzes mit Tetraederelementen. Die Lösungsvariablen und Fluideigenschaften innerhalb des Kontrollvolumens (Control Volume) werden in den umgebenden Knotenpunkten (Nodes) gespeichert.

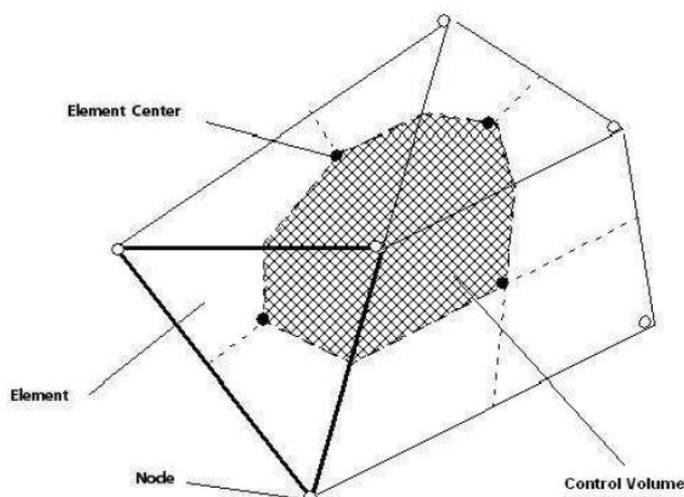


Abbildung 3-1: Zweidimensionales Mesh [6]

Ein Maß für die nötige Auflösung der räumlichen und zeitlichen Diskretisierung ist die Courant-Zahl mit der Strömungsgeschwindigkeit u , dem Zeitschritt Δt und der Netzgröße Δx [7]:

$$Courant = \frac{u\Delta t}{\Delta x}$$

Sie gibt an um wie viele Elemente sich eine betrachtete Größe pro Zeitschritt maximal fortbewegt. Für ein stabiles Berechnungsverfahren sollte die Bedingung $Courant < 1$ erfüllt sein, da so gewährleistet ist, dass für einen Zeitschritt genügend Berechnungspunkte einbezogen werden können.

Man unterscheidet bei der Zeitdiskretisierung zwischen expliziten und impliziten Methoden. Als explizit bezeichnet man eine Zeitdiskretisierung, bei welcher die Werte der Variablen zum neuen Zeitpunkt nur von deren Werten zum alten Zeitpunkt abhängen. D.h. dass der Wert jeder Knotenvariablen zum neuen Zeitpunkt nur von den bekannten Werten zum Ausgangszeitpunkt abhängt. Damit erübrigt sich ein Gleichungslöser und das Verfahren ist gut überschaubar und schnell programmierbar. Allerdings wird das Verfahren bei zu großem Zeitschritt instabil. Es muss ein Stabilitätskriterium eingehalten werden. Das voll implizite Verfahren ist dagegen unbedingt stabil. Bei diesem Verfahren hängen die Werte zum neuen Zeitpunkt von den Werten der Nachbarn zum neuen Zeitpunkt ab, d.h. dass ein echt gekoppeltes System von Gleichungen aufgestellt und gelöst werden muss. Dies ist auch der Fall bei sog. semi-impliziten Verfahren, wo die Variablen auf dem neuen Zeitebene sowohl vom alten wie vom neuen Zeitpunkt abhängen. Durch semi-implizite Verfahren kann die Genauigkeit der Zeitdiskretisierung verbessert werden, der große Vorteil von expliziten Verfahren, der Verzicht auf einen Gleichungslöser, entfällt dagegen ebenfalls [8].

3.2 Grenzschichttheorie

Die Grenzschichttheorie ist ein Teilgebiet der Strömungslehre, das sich mit den Bereichen einer Strömung befasst, die von der Reibung einer anliegenden Wand beeinflusst werden. Auch bei numerischen Strömungssimulationen müssen den speziellen Eigenschaften solcher Grenzschichten Rechnung getragen werden, da sie einen großen Einfluss auf den Strömungsverlauf einer gegebenen Anordnung hat.

Im Wesentlichen unterscheidet man in der Grenzschichttheorie zwischen laminaren und turbulenten Grenzschichten. Turbulenzen, also zeitliche und räumliche Schwankungen im Strömungsfeld, treten beim Erreichen einer kritischen Geschwindigkeit auf und ihre numerische Berechnung gestaltet sich erheblich komplizierter, als die Berechnung laminarer Strömungsverläufe. Ein Maß für den Turbulenzgrad einer Strömung stellt die Reynolds-Zahl Re dar:

$$Re = \frac{\rho c d}{\mu} = \frac{c d}{\nu}$$

Abbildung 3-2 zeigt den Übergang von einer laminaren zu einer turbulenten Grenzschicht mit steigender Reynolds-Zahl.

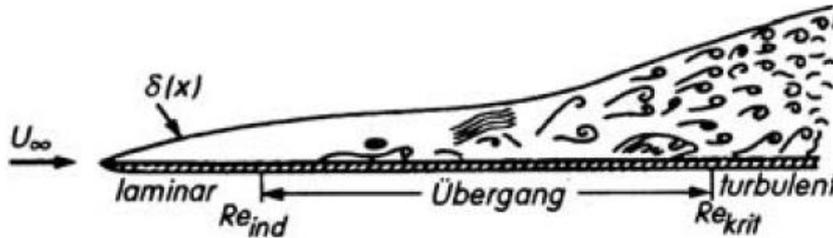


Abbildung 3-2: Grenzschichtübergang mit steigender Reynolds-Zahl [9]

Um das Geschehen in der Grenzschicht angemessen auflösen zu können, werden dimensionslose Kenngrößen für die Geschwindigkeit und die Wandkoordinate eingeführt. Für die charakteristische Wandkoordinate der Wandschicht y^+ gilt:

$$y^+ = y \frac{u_\tau}{\nu}$$

Mit der Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ gilt für die charakteristische Geschwindigkeit:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau}$$

Für die reinviskose Unterschicht im Bereich von $0 \leq y^+ < 5$ gilt der lineare Zusammenhang:

$$u^+ = y^+$$

Hier hat die molekulare Viskosität einen größeren Einfluss als die Turbulenz der weiter entfernten Schichten.

Den Bereich von $5 \leq y^+ < 70$ bezeichnet man als Übergangsbereich. Ab $y^+ > 70$ gilt das logarithmische Wandgesetz:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+$$

Abbildung 3-3 zeigt den Zusammenhang zwischen u^+ und y^+ für die verschiedenen Grenzschichtbereiche [10].

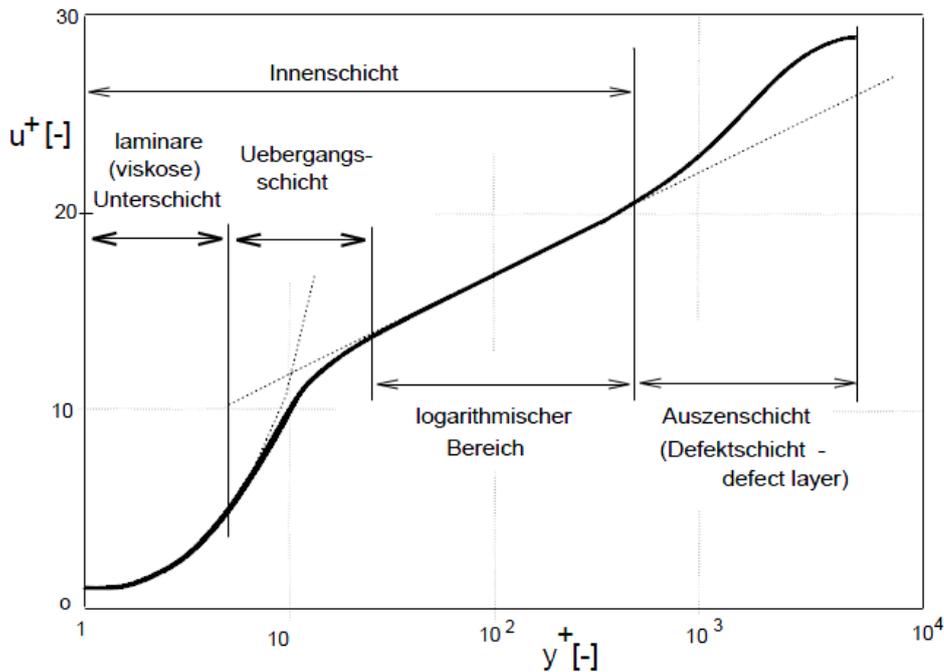


Abbildung 3-3: Bereichseinteilung turbulenter Grenzschichten [11]

3.3 Strömungsberechnung (RANS/URANS)

Die grundlegendste Form der numerischen Strömungsberechnung ist die direkte numerische Simulation (DNS). Bei diesem Verfahren werden die Navier-Stokes Gleichungen für inkompressible Medien für jeden Berechnungspunkt vollständig und ohne Vereinfachungen berechnet.

Die Navier-Stokes Gleichungen (Impulssatz) für inkompressible Medien lauten:

$$\rho \frac{D\underline{c}}{Dt} = \rho \underline{f} - \nabla p + \mu \Delta \underline{c}$$

Da es sich hierbei um ein System aus drei Gleichungen und vier Unbekannten (drei Geschwindigkeitskomponenten und Druck) handelt, wird eine weitere Gleichung benötigt, um das Gleichungssystem lösen zu können. Zu diesem Zweck wird die Kontinuitätsgleichung hinzugezogen:

$$\nabla \cdot \underline{c} = 0$$

Dieses Verfahren liefert zwar sehr detaillierte Ergebnisse, bringt aber auch extrem lange Simulationszeiten bei sehr hohem Rechenaufwand mit sich. Aus diesem Grund wird es fast ausschließlich in der Grundlagenforschung angewandt.

Um die Dauer der Simulationen zu verkürzen, werden üblicherweise Turbulenzmodelle eingesetzt, um die Berechnung turbulenter Strömungsverläufe zu vereinfachen, die ansonsten sehr aufwändig wäre. Der allgemeine Ansatz ist dabei, Strömungsgrößen in

einen konstanten Durchschnittsanteil und einen zeitabhängig Schwankungsanteil aufzuteilen. So gilt etwa für die Strömungsgeschwindigkeit:

$$U_i = \bar{U}_i + u_i$$

Die Durchschnittskomponente ergibt sich aus:

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt$$

Wobei Δt eine Zeiteinheit ist, die gegenüber den turbulenten Schwankungen klein ist und gegenüber der Zeiteinheit in welcher die Gleichungen gelöst werden groß.

Für instationäre Strömungen werden die Gleichungen kollektiv gemittelt, was eine Verwendung der gemittelten Gleichungen für transiente Simulationen ermöglicht. Die resultierenden Gleichungen nennt man „Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations“ (URANS).

Setzt man die gemittelten Größen in die ursprünglichen Berechnungsgleichungen ein erhält man:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0$$

Wobei τ_{ij} der molekulare Spannungstensor ist, der sowohl die Normal- als auch die Scherkomponente enthält.

Die Reynolds-gemittelte Energiegleichung lautet:

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E$$

Die mittlere Ruheenthalpie lautet:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k$$

Diese enthält einen Anteil der turbulenten kinetischen Energie k [12]:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$$

3.4 Turbulenzmodelle

Wie genau die Turbulenzphänomene in der Berechnung angenähert werden entscheidet sich durch die Wahl des Turbulenzmodells. Dieses Kapitel bietet eine Übersicht über die wichtigsten Varianten.

3.4.1 k-epsilon-Modell

Das k-ε-Modell führt zwei neue Variable ein: Die turbulente kinetische Energie k ist als die Varianz der Geschwindigkeitsschwankungen der Strömung definiert.

Die turbulente Wirbeldissipation ε beschreibt die Zeit in der die Schwankungen der Geschwindigkeit dissipieren.

Für die Kontinuitätsgleichung gilt:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0$$

Für den Impulssatz gilt:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

Wobei S_M die Summe der Körperkräfte ist, μ_{eff} die effektive Viskosität unter Berücksichtigung der Turbulenz und p' der modifizierte Druck, der sich folgendermaßen ergibt:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$$

Das k-ε-Modell basiert auf dem Konzept der Wirbelzähigkeit, es gilt also:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

Wobei μ_t die turbulente Viskosität ist, für welche im k-ε-Modell von folgendem Zusammenhang mit der turbulenten kinetischen Energie mit der Konstante C_μ ausgegangen wird:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Die Werte für k und ε kommen direkt aus den differentiellen Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie und die Turbulenzdissipationsrate mit den Konstanten $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k und σ_ε und den Einflussgrößen der Auftriebskraft $P_{\varepsilon b}$ und P_{kb} :

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b})$$

Für die Modellierung der Turbulenzproduktion P_k gilt [13]:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right)$$

3.4.2 Wilcox k-omega-Modell

Das k- ω -Modell bietet gegenüber dem k- ε -Modell Vorteile bei der Behandlung wandnaher Berechnungen bei niedriger Reynolds-Zahl, da es eine weniger feine Grenzschichtauflösung erfordert, was es für viele industrielle Anwendungen praktikabler als das k- ε -Modell macht.

Im k- ω -Modell wird von folgender Beziehung zwischen der turbulenten Viskosität und der turbulenten kinetischen Energie ausgegangen:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$$

Das k- ω -Modell nach Wilcox löst zwei Transportgleichungen, eine für die turbulente kinetische Energie k und eine für die turbulente Frequenz ω .

k-Gleichung:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}$$

ω -Gleichung:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b}$$

Zusätzlich zu den unabhängigen Variablen werden die Dichte ρ und der Geschwindigkeitsvektor U als bekannte Größen aus der Navier-Stokes Methode behandelt. Die Turbulenzproduktionsrate P_k wird wie im k- ε -Modell berechnet.

Für die Konstanten des Modells gilt:

$$\beta' = 0,09$$

$$\alpha = \frac{5}{9}$$

$$\beta = 0,075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

Der Reynolds Schubspannungstensor $\rho \overline{u_i u_j}$ wird wie folgt berechnet:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right)$$

Der zusätzliche Auftriebsterm der ω -Gleichung lautet [14]:

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1) C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb})$$

3.4.3 Shear Stress Transport

Das k - ω -basierte Shear Stress Transport (SST) Modell berücksichtigt den Transport der turbulenten Scherspannung und liefert sehr genaue Vorhersagen über das Auftreten und die Stärke von Strömungsablösung unter gegenläufigen Druckgradienten.

Um eine präzise Vorhersage der Wirbelzähigkeit treffen zu können, wird eine sogenannte „Blending Function“ eingeführt, die eine Maximalwertfunktion auf die Wandgrenzschicht beschränkt [15]:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}$$

Wobei für die Wirbelzähigkeit v_t gilt:

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho}$$

Für die Blending Function F_2 gilt:

$$F_2 = \tanh(\text{arg}_2^2)$$

Mit:

$$\text{arg}_2^2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Shear Stress Transport Modell verwendet.

4 Auslegung von Radialventilatoren

Im folgenden Kapitel wird zunächst eine Übersicht über die wichtigsten Konstruktionsmerkmale von Radialventilatoren gegeben, sowie einige beispielhafte Verfahren diese bei der Auslegung einer Maschine zu bestimmen. Anschließend wird in Anlehnung an eine Veröffentlichung von Heinz Siepert (2007) ein neuer Ventilator mit dem vermuteten optimalen Breitenverhältnis ausgelegt.

4.1 Konstruktionsparameter

Im Laufe des 20. Jahrhunderts wurden für die Auslegung von Radialventilatoren eine Vielzahl empirischer Konstruktionsvorschriften formuliert. Insbesondere Leonhard Bommes hat auf diesem Gebiet umfangreiche Leistungen erbracht. Im Folgenden soll anhand ausgewählter Beispiele verdeutlicht werden, welche Parameter für die Konstruktion eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln nötig sind und wie sie berechnet werden können. Den Ausgangspunkt bilden hierbei dimensionslose Kennzahlen, die sich üblicherweise durch Berücksichtigung der jeweiligen Anforderungen vor der Auslegung bestimmen lassen.

4.1.1 Entwurf des Radialrads

Die grundlegenden Maße eines Radialventilators sind der Laufradeintrittsdurchmesser D_1 , der Laufradaustrittsdurchmesser D_2 , die Laufradeintrittsbreite b_1 , die Laufradaustrittsbreite b_2 und der Deckscheibenwinkel γ . Abbildung 4-1 zeigt eine Übersicht dieser Hauptmaße.

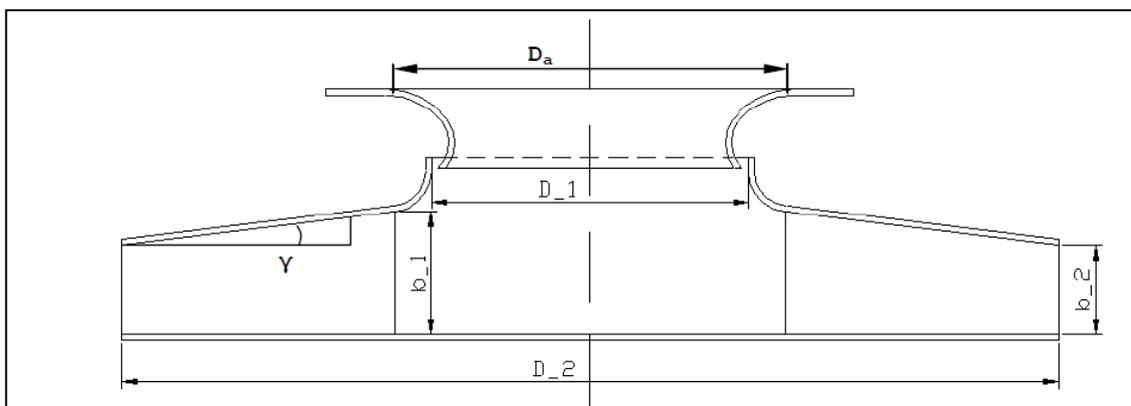


Abbildung 4-1: Schnittdarstellung eines Radialrads mit den Hauptmaßen [16]

Den Ausgangspunkt bildet in diesem Fall das Durchmesserverhältnis D_1/D_2 wobei sich die Druckzahl und die Schnelllauzahl aus den gewünschten Eigenschaften (Drehzahl, Druckerhöhung) ergeben. Für das Durchmesserverhältnis gilt:

$$\frac{D_1}{D_2} = 1,25 \cdot \psi^{\frac{1}{2}} \cdot \sigma^{\frac{5}{6}}$$

Außerdem ist durch die Literatur die relative Schaufeleintrittsbreite b_1/D_1 bekannt:

$$\frac{b_1}{D_1} = 0,54 \cdot \sigma^{\frac{1}{6}}$$

Für die Bestimmung von D_2 ist die Kenntnis der Umfangsgeschwindigkeit u_2 nötig:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\psi \cdot \rho}}$$

Daraus ergibt sich für D_2 :

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n} = \frac{1}{\pi \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\psi \cdot \rho}}$$

Über das Durchmesser Verhältnis lässt sich nun D_1 bestimmen, über die relative Eintrittsbreite b_1 .

Für die relative Schaufelaustrittsbreite gilt:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{b_1}{D_1} \cdot \frac{D_1}{D_2} - 0,5 \cdot \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right) \cdot \tan \gamma$$

Da D_2 bekannt ist, folgt für b_2 :

$$b_2 = b_1 - 0,5 \cdot (D_2 - D_1) \cdot \tan \gamma$$

Für den Deckscheibenwinkel γ kann nach Bommers ein Winkel zwischen 10° und 12° angenommen werden, wenn der Ventilator ein Durchmesser Verhältnis zwischen 0,355 und 0,71 hat [17].

4.1.2 Gestaltung des Radeinlaufs

Besondere Beachtung sollte der Dimensionierung des Radeinlaufs geschenkt werden, da dieser einen entscheidenden Einfluss auf die Arbeitsweise und letztendlich die Effizienz des Ventilators hat. Hier strömt das Fluid aus der Einlaufdüse in das Laufrad ein, wobei es sich bewährt hat, zwischen der Einlaufdüse und der Deckscheibe des Laufrads einen Spalt offen zu lassen. Die so entstehende Rückströmung hat eine stabilisierende Wirkung auf die Strömung im Laufrad und verhindert Ablösung an der Umlenkkontur der Deckscheibe, die sich akustisch positiv auswirkt.

In einer Veröffentlichung von Bommers [18] werden fünf verschiedene Varianten des Radeinlaufs behandelt, anhand derer hier die vielschichtigen Überlegungen verdeutlicht

werden sollen, die die bestmögliche Berechnung dieses Konstruktionsmerkmals erfordert.

Bei der ersten Variante handelt es sich um eine kreisbogenförmige Umlenkkontur, welche die Zirkulationsströmung derartig führen soll, dass eine Ablösung der Strömung auf der Saugseite verhindert wird. Abbildung 4-2 zeigt eine Skizze dieses Vorgangs.

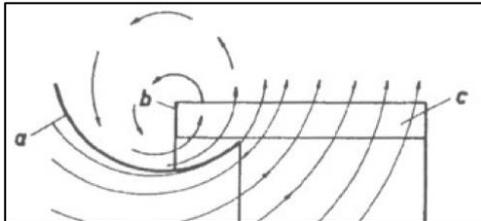


Abbildung 4-2: Radeinlauf Typ I

Die zweite Variante (Abbildung 4-3) weist eine hyperbelartige Umlenkkontur auf, wobei der Spaltstrom tangential zur Deckscheibenkontur eingeleitet wird.

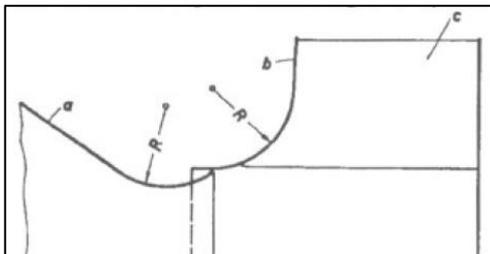


Abbildung 4-3: Radeinlauf Typ II

Die tragflügelartige Umlenkkontur der dritten Variation stellt einen weiteren Ansatz dar. Hierbei befindet sich der Spalt an der Stelle, an der die Strömung abreißen würde, was durch den tangential zur Deckscheibenkontur einströmenden Spaltstrom verhindert wird (Abbildung 4-4).

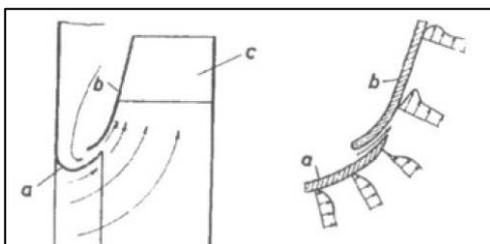


Abbildung 4-4: Radeinlauf Typ III

Bei der vierten Variante (Abbildung 4-5) wird der Spalt an der engsten Stelle des Saugquerschnitts platziert und der eingezogene Einlauftring überlappt im Laufradinneren die Deckscheibe.

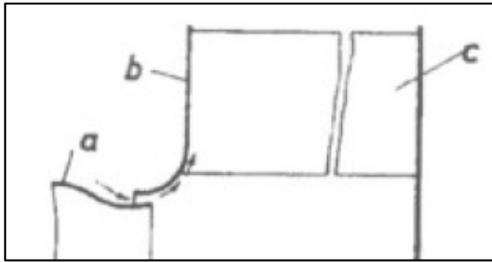


Abbildung 4-5: Radeinlauf Typ IV

Der Krümmungsradius von Einlaufdüse und Deckscheibenkontur bei der fünften Variante (Abbildung 4-6) sind gleich, ergeben aber keinen stetigen Verlauf, was weniger Fertigungsgenauigkeit erfordert. Der Spaltstrom staut sich zunächst auf, um dann bis in den Schaufelbereich zu beschleunigen. Er verläuft dabei nicht tangential zur Deckscheibenkontur, sondern verhindert nur die Ablösung an der engsten Stelle des Saugquerschnitts.

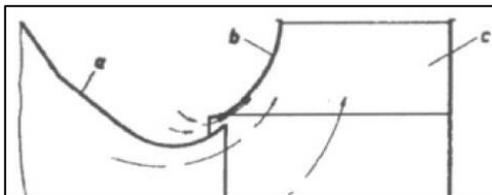


Abbildung 4-6: Radeinlauf Typ V

Die Untersuchungen von Bommers zu diesen fünf Variationen des Radeinlaufs ergaben, dass die ersten vier Typen stark von der Fertigungsgenauigkeit abhängen und schon bei kleinen Mängeln deutliche Wirkungsgradeinbußen zeigen. Typ V hingegen bietet deutlich mehr Bauspiel. Des Weiteren sind die dimensionslosen Ventilator Kennzahlen von der Reynolds-Zahl des Radeinlaufs abhängig. Die Effizienz steigt mit der Reynolds-Zahl, besonders im kritischen Bereich zwischen 100.000 und 200.000 (Grenzschichtübergang: Von „laminar abgerissen“ zu „turbulent anliegend“) ist eine starke Zunahme zu beobachten.

4.1.3 Anzahl und Form der Laufradschaufeln

In die Bestimmung der Schaufelzahl sollten nach der Literatur theoretisch der Minderleistungsansatz nach Pfeleiderer [19] und Überlegungen zur akustischen Güte der Maschine eingehen. In der Praxis ergeben sich allerdings aufgrund von Fertigungseigenschaften und akustischer Merkmale (Blattfolgefrequenz) oft deutlich mehr Schaufeln, als nach dem Minderleistungsansatz errechnet werden, weswegen dieser nicht zwingend berücksichtigt werden muss.

Aus der Schnelllaufzahl und dem Verengungsfaktor ξ_1 am Laufradeintritt ergibt sich für den Schaufeleintrittswinkel β_1 folgende Beziehung:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{0,233}{\xi_1} \cdot \sigma^{-\frac{2}{3}}\right)$$

Der Unterschied zwischen β_1 und β_2 beträgt dabei üblicherweise zwischen 5° und 15° . Erfahrungsgemäß lassen sich mit einer Differenz zwischen Schaufeleintritts- und Schaufelaustrittswinkel von 10° sehr gute Wirkungsgrade erzielen.

Für die Verengungsfaktoren an Ein- und Austritt gilt:

$$\xi_i = 1 - \frac{s \cdot z}{\pi \cdot D_i \cdot \sin \beta_i}$$

Die Schaufelgeometrie wird schließlich vom Schaufelkrümmungsradius R_{Sch} vervollständigt [20]:

$$R_{Sch} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \cdot (r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_1 \cdot \cos \beta_1)}$$

4.1.4 Spiralgehäuse

Für die Auslegung des Spiralgehäuses hat sich die sogenannte Vier-Radien-Methode als besonders günstig erwiesen. Der Hauptgrund hierfür liegt darin, dass das Verfahren eine relativ einfache Fertigung des Gehäuses ermöglicht.

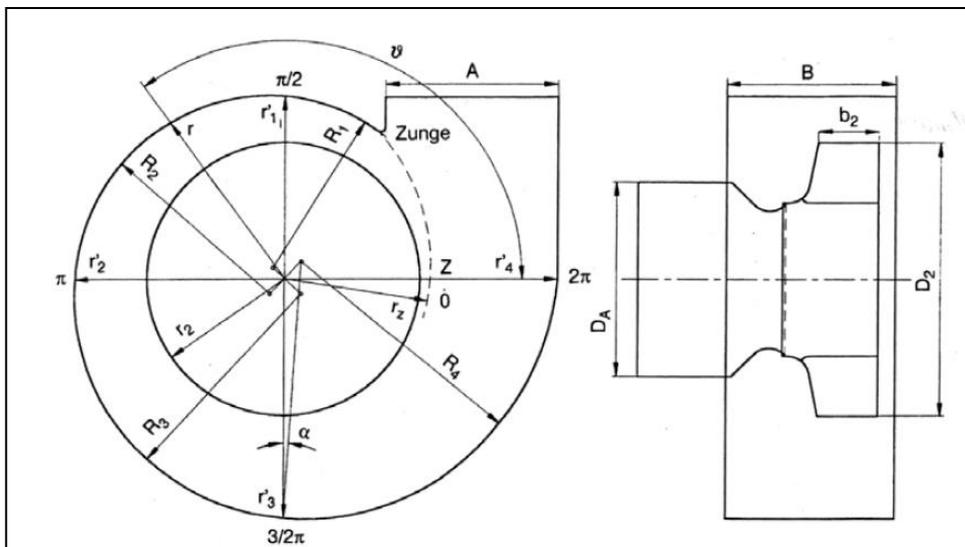


Abbildung 4-7: Übersicht der Parameter für die Vier-Radien-Methode [17]

Nach Bommers/Reinartz [17] gilt für die Form der Einheitssilhouette:

$$\ln \frac{r}{r_z} = (\tan \alpha) \cdot \vartheta = \left(\frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot \ln \frac{\kappa_4}{\kappa_1} \right) \cdot \vartheta$$

Hierbei ergeben sich mit $\kappa_1 \geq \frac{2}{3}$ und $\kappa_4 = 0,9 \dots 1,1$ günstige Spiralabmessungen.

Für den Spiralradius R_1 gilt:

$$R_1 = \frac{r_z + r'_1}{2 \cdot \cos \alpha}$$

Analog gilt für die restlichen Radien (bei $i=2..4$):

$$R_i = \frac{r'_{i-1} + r'_i}{2 \cdot \cos \alpha}$$

Für alle Radien der Spirale sollte der Steigungswinkel α konstant sein. Dieser lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$\tan \alpha = \frac{b_2}{B} \cdot \frac{\varphi}{\psi} \cdot \frac{D_2}{2 \cdot b_2}$$

4.1.5 Verhältnis der Laufradaustrittsbreite zur Gehäusebreite

Ein einflussreicher, aber bisher noch nicht ausführlich erforschter Parameter bei der Konstruktion von Radialventilatoren mit Spiralgehäuse ist der Breitensprung, also das Verhältnis von Gehäusebreite zu Laufradaustrittsbreite (B/b_2).

Dieser wird bisher im Auslegungstool der FHD noch nicht berücksichtigt.

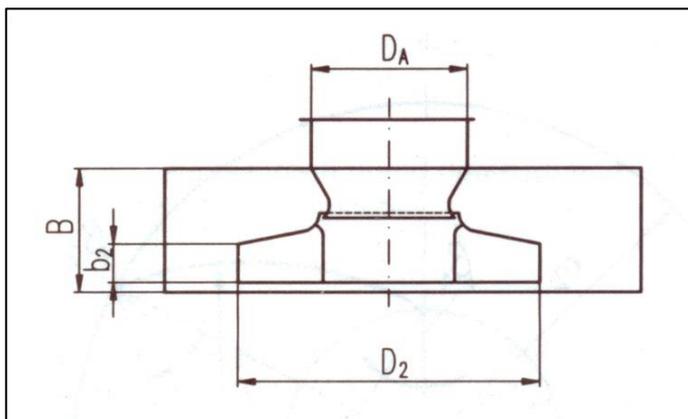


Abbildung 4-8: Seitensicht der Laufrad- und Gehäusegeometrie

Bei einer Betrachtung der Anordnung von Laufrad und Spiralgehäuse wird der große Einfluss deutlich, den dieser Parameter auf die Funktionsweise der Maschine hat. Vom Laufradaustritt strömt das Fluid in das Spiralgehäuse ein und erfährt so sehr plötzlich eine große Änderung des Strömungsquerschnitts.

Messungen von Bommes [17] ergaben einen deutlichen Zusammenhang zwischen dem Breitensprung und der Effizienz eines Radialventilators, wie die Kennlinie in Abbildung 4-9 zeigt.

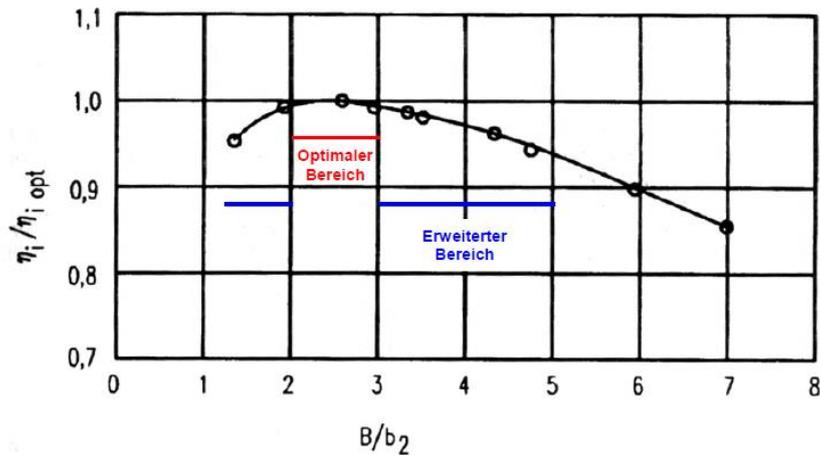


Abbildung 4-9: Wirkungsgradverhältnis über Breitensprung

Demnach sollte der Breitensprung etwa zwischen 2 und 3 liegen, um ein gutes Betriebsverhalten der Maschine gewährleisten zu können, doch auch Werte bis 5 sind ohne drastische Leistungseinbußen möglich.

4.1.6 Radialventilatoren ohne Spiralgehäuse

In der Klimatechnik finden häufig auch Radialventilatoren ohne Spiralgehäuse („freilaufend“) Verwendung. Zu ihrem Betriebsverhalten gibt es allerdings keine große Anzahl von Veröffentlichungen. Aufschlussreiche Arbeiten zu diesem Thema stammen von Anschütz (1996), Zarschler (2005) und Siepert (2007).

Laut Anschütz [21] lässt sich bei Anpassungsmöglichkeit der Ventilatorgröße (Laufrad-durchmesser) für jeden Betriebspunkt ein Ventilator mit Gehäuse finden der effizienter ist als die freilaufende Variante. Des Weiteren ist die Kennlinie des gehäuselosen Ventilators flacher, der Wirkungsgrad bei hohen Durchsätzen am besten und es ist mehr Schallabstrahlung zu erwarten. Üblicherweise ist also ein Ventilator mit Gehäuse der freilaufenden Variante vorzuziehen. Liegt jedoch eine begrenzte Einbausituation vor, die nicht genug Raum für den optimalen Gehäuseventilator bietet, kann oft durch die freilaufende Variante ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden.

Außerdem ist die Ausblasgeschwindigkeit an der Druckseite vergleichsweise niedrig und somit auch der Anteil des dynamischen Drucks am Gesamtdruck.

Das Laufrad eines freilaufenden Ventilators sollte kompakt sein und die Maschine sollte einen breiten Volumenstrombereich ohne große Wirkungsgradabfälle abdecken können. Weitere Anforderungen, die Zarschler [22] an einen gehäuselosen Radialventilator stellt, sind ein geringer Schallpegel, sowie eine hohe mechanische Belastbarkeit und ein breiter Drehzahlbereich.

Soll die Druckzahl eines freilaufenden Radialventilators erhöht werden, erfolgt dies laut Zarschler durch eine Erhöhung des Schaufelaustrittswinkels bei gleichzeitiger Erhöhung

der Schaufelzahl. Ein Nebeneffekt ist allerdings die Zunahme innerer Verluste. Eine Erhöhung der Förderzahl ist durch eine Vergrößerung der Laufradbreite zu erzielen

Einen direkten Vergleich der Wirkungsgrade von Radialventilatoren mit und ohne Spiralgehäuse liefert eine Arbeit von Siepert [23]. Auch hier ist der flachere Kennlinienverlauf der gehäuselosen Variante zu beobachten (Abbildung 4-10).

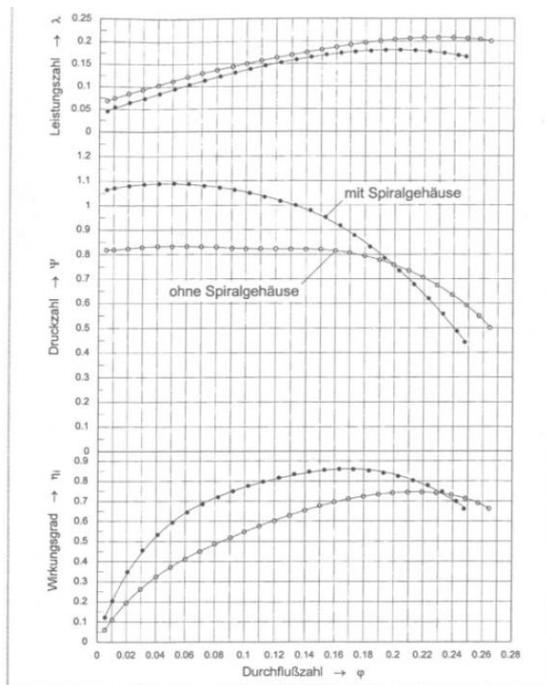


Bild 4
Dimensionsloses Kennfeld des Laufrades
 $z = 7$, mit und ohne Spiralgehäuse

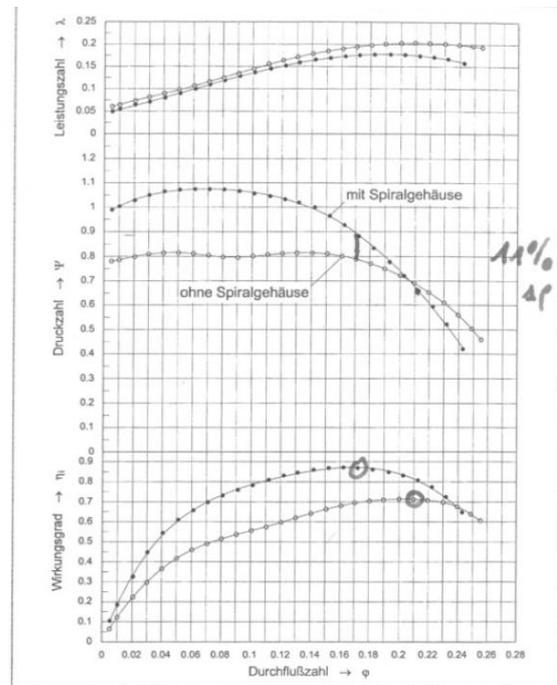


Bild 5
Dimensionsloses Kennfeld des Laufrades
 $z = 9$, mit und ohne Spiralgehäuse

Abbildung 4-10: Kennlinien eines Radialventilators mit und ohne Spiralgehäuse [23]

In der numerischen Erforschung von Radialventilatoren lassen sich durch die Berechnung einer freilaufenden Variante Aussagen über den Einfluss des Stators, also des Gehäuses treffen. Zu diesem Zweck werden die Laufradwirkungsgrade der Variante mit Gehäuse und der freilaufenden Variante verglichen. Tritt hierbei ein Unterschied auf, lässt das auf eine Beeinflussung der Laufradströmung durch den Stator schließen, sind die Werte sehr ähnlich, ist diese Beeinflussung widerlegt.

4.2 Auslegungstool der Fachhochschule Düsseldorf

Um eine überschaubare Dimensionierung von Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln vornehmen zu können, wurde an der Fachhochschule Düsseldorf ein Auslegungstool mit grafischer Benutzeroberfläche (GUI) in Microsoft Excel umgesetzt. Die grafische Benutzeroberfläche ist in Abbildung 4-11 zu sehen. Aktuell wird an einer Portierung unter Matlab gearbeitet, um die Abhängigkeit von verschiedenen Excel-Versionen (hier Version 2003) zu vermeiden.

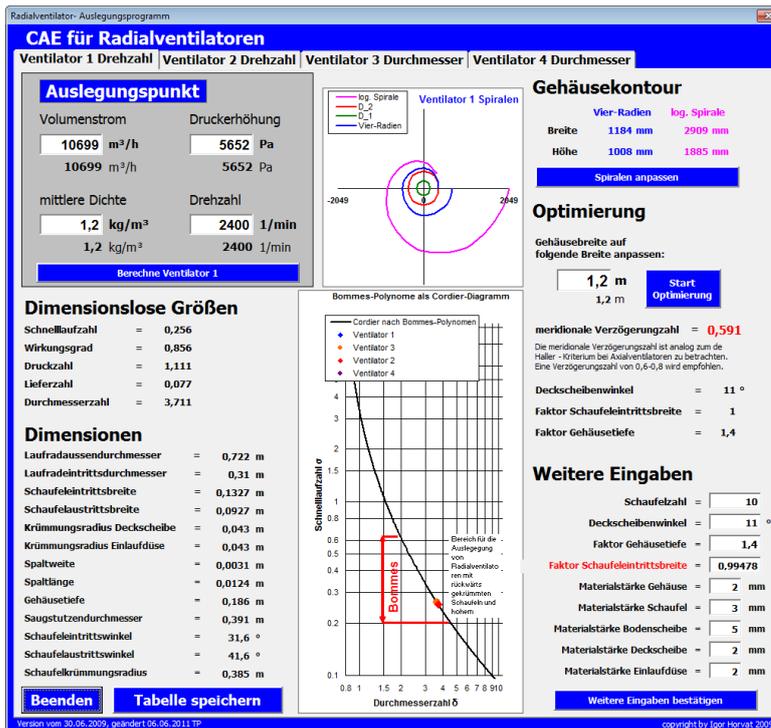


Abbildung 4-11: GUI des Auslegungstools

Über die grafische Benutzeroberfläche lässt sich schnell und unkompliziert ein Ventilator zu einem gewünschten Betriebspunkt (Volumenstrom, Druckerhöhung, Dichte des Fördermediums und Drehzahl oder Laufraddurchmesser) berechnen. Zu diesem Zweck wurden die Berechnungsformeln und Auslegungspolynome nach L. Bommes [24] verwendet, von denen einige schon im Abschnitt „Konstruktionsmerkmale“ beschrieben wurden. Je nachdem ob man die Drehzahl oder den Laufraddurchmesser vorgeben möchte, werden zwei verschiedene Rechenwege zur Bestimmung von Druckzahl und Wirkungsgrad angewandt, was in Abbildung 4-12 veranschaulicht wird.

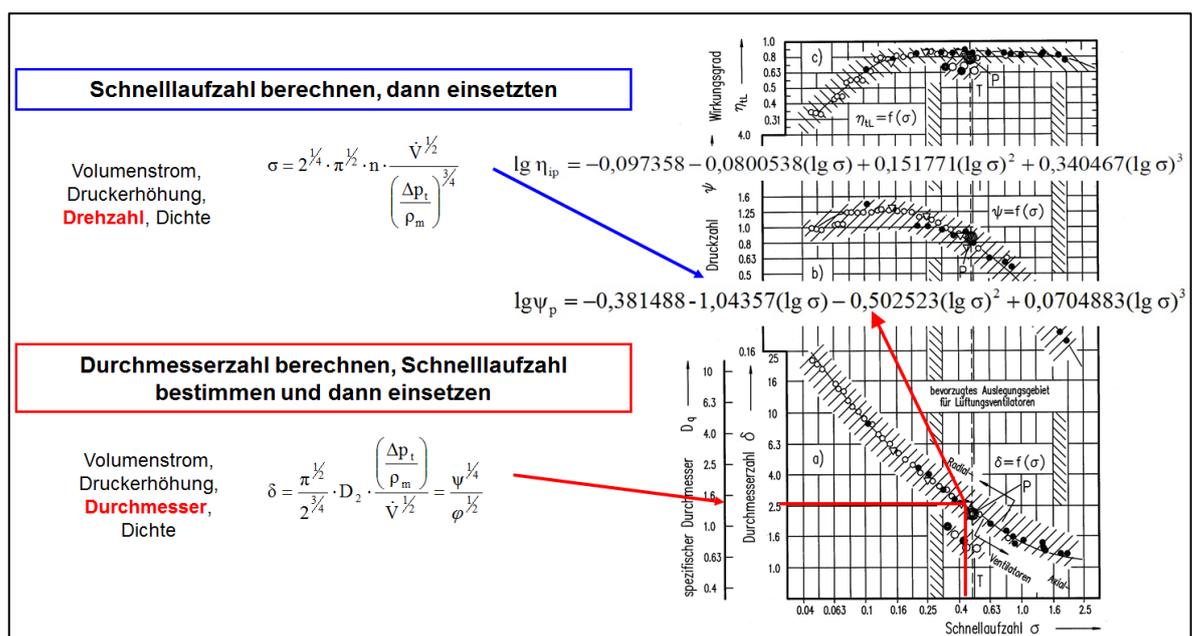


Abbildung 4-12: Darstellung der beiden möglichen Rechenwege

Das Spiralgehäuse wird mit der Vier-Radien-Methode berechnet, wobei im Rahmen eines Optimierungsansatzes die Kontur einer logarithmischen Spirale (potentialtheoretischer Ansatz ohne Berücksichtigung der Reibung) angenähert werden soll. Das Berechnungsverfahren der Vier-Radien-Methode berücksichtigt die Verluste einer realen Strömung und die logarithmische Spirale stellt theoretisch die ideale Strömungsführung dar, da sie genau die Bahn beschreibt, die Strömungsteilchen durchlaufen, wenn sie das Laufrad im Sinne der Potentialtheorie verlassen. Durch eine iterative Annäherung in der Auslegung zwischen der realen und potentialtheoretischen Kontur des Spiralgehäuses, kann von einer weitestgehend verlustfreien Strömung im Gehäuse ausgegangen werden (Abbildung 4-13).

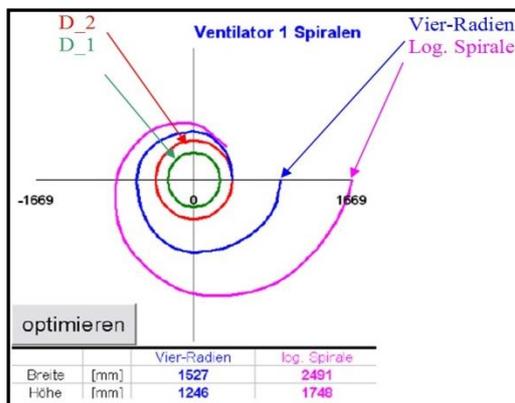


Abbildung 4-13: Detailansicht der Spiralberechnung

Wenn die Auslegung fertiggestellt ist, kann der errechnete Ventilator, bestehend aus Laufrad, Einlaufdüse und Spiralgehäuse mit Hilfe einer vollständig parametrisierten 3-D-Konstruktion mit Autodesk Inventor als CAD Modell ausgegeben werden.

4.3 Auslegung eines Radialventilators

Bommes hat im Rahmen seiner Untersuchungen Hinweise zum Breitenverhältnis Gehäusetiefe zu Laufradaustrittsbreite gegeben (siehe 4.1.6). Um die experimentellen Daten nachzuvollziehen und einen weiteren Punkt im Diagramm Wirkungsgrad über Breitenverhältnis angeben zu können, wurde ein entsprechender Ventilator mit Spiralgehäuse neu ausgelegt und numerisch berechnet. Eingestellt wurde ein vermutlich optimales Breitenverhältnis von 2,5. Vorgesehen sind außerdem Simulationen einer freilaufenden Variante, um den Einfluss des Stators auf das Betriebsverhalten differenzierter betrachten zu können (siehe 4.1.6).

4.3.1 Adaption der Konstruktionsmerkmale nach H. Siefert

Damit eine große Realitätsnähe gewährleistet ist, wurden die meisten Maße und Parameter dem HLH-Artikel „Einfluss des Spiralgehäuses auf den Kennlinienverlauf von Radialventilatoren“ von Heinz Siefert [25] entnommen. Der Artikel enthält gemessene

Kennlinien und die wichtigsten Konstruktionsmerkmale eines Ventilators mit einem Breitenverhältnis von 2,583, wie auf Abbildung 4-14 zu sehen ist.

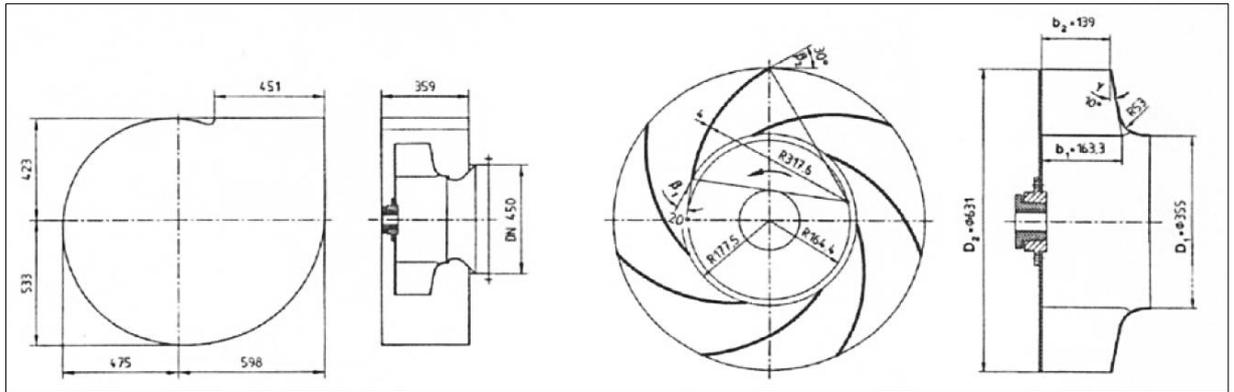


Abbildung 4-14: Konstruktionsmerkmale von Siefert [25]

Diese Daten wurden direkt in die Ergebnistabelle des Excel-Konstruktionswerkzeugs eingegeben, ohne aber die implementierte automatisierte Bauraumoptimierung zu verwenden. Maße die dem Artikel nicht zu entnehmen waren, wurden nach Auslegungsvorschriften von L. Bommers ergänzt (siehe 4.3.2 und 4.3.3), wie zum Beispiel der Radius der Gehäusezunge und der Abstand zwischen Zunge und Laufradaustritt. Tabelle 4-1 fasst sämtliche verwendete Größen zusammen

Tabelle 4-1: Direkte Eingabe in die Excel-Tabelle des Auslegungstools

Laufadaussendurchmesser	0,6310	m
Laufadeintrittsdurchmesser	0,3550	m
Schaufeleintrittsbreite	0,1630	m
Schaufelaustrittsbreite	0,1390	m
Deckscheibenwinkel	10,0000	grd
Schaufeleintrittswinkel	20,0000	grd
Schaufelaustrittswinkel	30,0000	grd
KrümmungsradiusDeckscheibe	0,0530	m
KrümmungsradiusEinstromdüse	0,0530	m
Durchmesser	0,3000	m
Spaltweite	0,0031	m
Spaltlänge	0,0126	m
Gehäusebreite	0,3590	m
SeitenlängeStutzen	0,3966	m
Schaufelkrümmungsradius	0,3176	m
Schaufelzahl	10,0000	oE
Saugstutzendurchmesser	0,4500	m

Aufgrund der starken Anlehnung an die Arbeit von H. Siefert, erhält dieses Modell die Bezeichnung „RV Siefert“. Die nötigen Ergänzungen durch weitere Auslegungsvorschriften werden im Folgenden erläutert.

4.3.2 Validierung des Zungenabstandes

Bei dem Import der gesammelten Auslegungsdaten in die Inventorkonstruktion, ergab sich automatisch ein Abstand vom Laufrad zur Gehäusezunge von 78,6mm (s. Abbildung 4-15). Das Verhältnis von Laufradaustrittsdurchmesser zum Zungenabstand beträgt also $D_2/\Delta r = 631\text{mm} / 78,6\text{mm} = 8,0$.

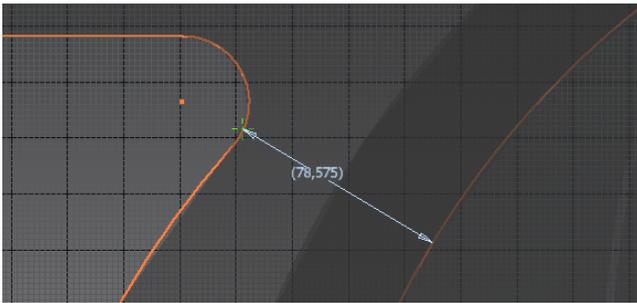


Abbildung 4-15: Zungenabstand des RV Siepert Modells

Um die akustische Güte und Effizienz des Modells zu gewährleisten, wurden die Abmessungen mit Angaben von Bommes [26] verglichen. Abbildung 4-16 zeigt eine Übersicht der von Bommes vorgeschlagenen Abmaße der Gehäusezunge.

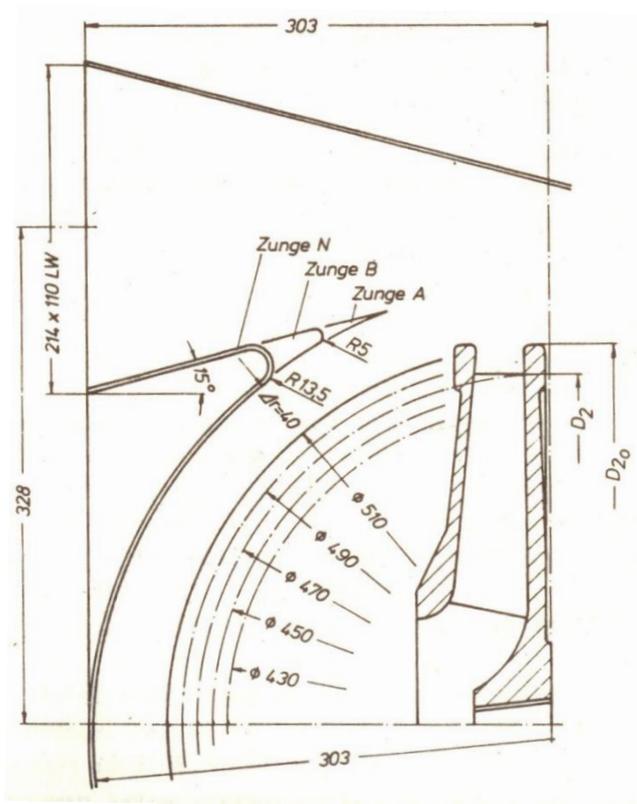


Abbildung 4-16: Darstellung verschiedener Zungenabstände nach Bommes [26]

Der kleinste Zungenabstand der von Bommes angegeben wurde, beträgt 40mm bei einem Laufradaustrittsdurchmesser von 510mm ($D2/\Delta r = 12,8$) und der größte 120mm bei einem Laufradaustrittsdurchmesser von 430mm ($D2/\Delta r = 3,6$).

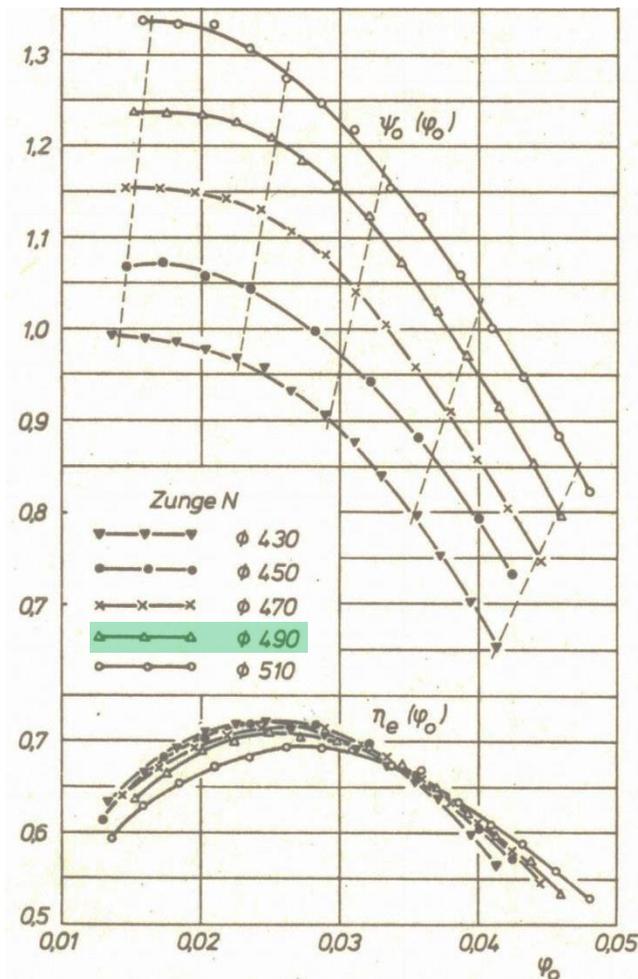


Abbildung 4-17: Kennlinien mit verschiedenen Zungenabständen [27]

Abbildung 4-17 zeigt, dass eine starke Abnahme des Wirkungsgrads erst bei dem kleinsten vermessenen Zungenabstand bzw. dem größten Verhältnis $D_2/\Delta r$ auftritt. Da das Verhältnis vom Laufradaußendurchmesser zum Zungenabstand der Maschine von Siepert noch etwas unter dem zweitgrößten dieser Messreihe ($D_2/\Delta r = 8,2$) liegt, ist davon auszugehen, dass keine Beeinträchtigung des Betriebsverhaltens zu erwarten ist.

4.3.3 Bestimmung fehlender Parameter

Abgesehen von den schon feststehenden Parametern (s. Abbildung 4-14), mussten weitere sinnvolle Werte für den Zungenradius, den Zungenwinkel θ_Z (in der Inventorkonstruktion fest mit 45° angegeben) und die Breite des Druckstutzens gefunden werden.

Der Zungenradius wurde folgendermaßen nach einer Konstruktionsvorschrift von Bommes [28] berechnet, wobei r_2 einer der Radien des Spiralgehäuses ist, der von Siepert [25] mit 475mm angegeben wurde:

$$R_Z = 0,05 \cdot r_2 = 0,05 \cdot 475\text{mm} = 23,75\text{mm}$$

Außerdem soll der Zungenwinkel laut [28] zwischen 55° und 65° liegen. Folglich wurde $\theta_Z = 60^\circ$ gewählt.

Nach Eingabe dieser Werte ergab sich die Breite des Druckstutzens automatisch zu 361,3mm, Abbildung 4-18 zeigt eine Zusammenfassung der ergänzten Parameter.

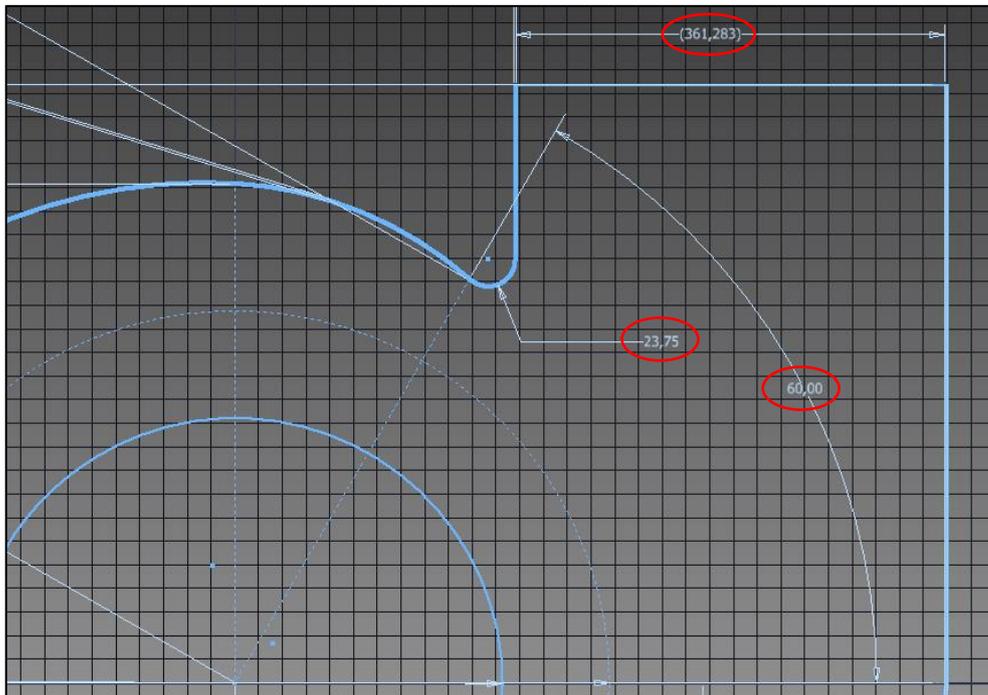


Abbildung 4-18: Übersicht der ergänzten Werte

Obwohl sich so eine Austrittsfläche des Druckstutzens ergibt, die etwa 20% kleiner ist als die Eintrittsfläche des Saugstutzens, sind nach Hönmann [29] keine negativen Auswirkungen auf die Effizienz der Maschine zu erwarten.

4.3.4 Bestimmung der Betriebspunkte

Um einen aussagekräftigen Kennlinienabschnitt simulieren zu können, sollen drei charakteristische Betriebspunkte vorgegeben werden: Ein Teillastpunkt, der Optimalpunkt und ein Überlastpunkt.

Die dimensionsbehafteten Werte ergeben sich aus der dimensionslosen Kennlinie, die Siepert [30] gemäß seiner Messungen veröffentlicht hat. Auf diese Weise können die Simulationsergebnisse einfach mit realen Messergebnissen verglichen werden, ohne den Ventilator vor Ort zu haben und eigene Messungen durchführen zu müssen. Die experimentelle Validierung ist für die numerischen Strömungsberechnungen im derzeitigen Stand der Methodenfindung an der FH Düsseldorf sehr wichtig.

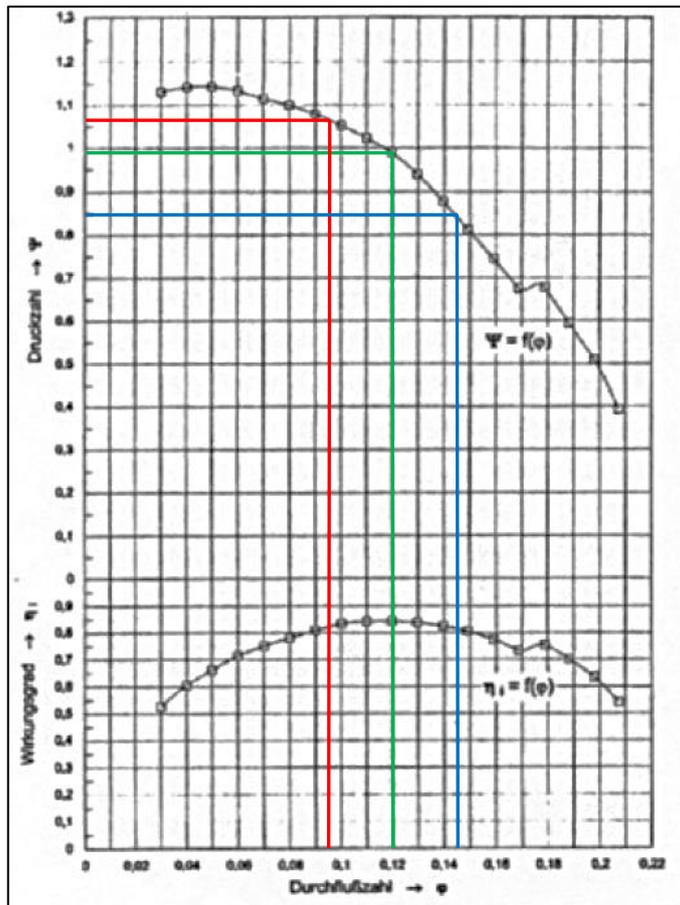


Abbildung 4-19: Ablesen der Betriebspunkte [30]

Für den Optimalpunkt ergibt sich durch Ablesen aus Abbildung 4-19:

$$\varphi_{\text{Optimal}} = 0,12; \psi_{\text{Optimal}} = 0,99; \eta_{\text{Optimal}} = 0,85;$$

Um die Teil- und Überlastpunkte zu erhalten, wird die Lieferzahl um etwa 20% nach links und rechts variiert. So erhält man folgende Werte:

Tabelle 4-2: Abgelesene Betriebspunkte

	φ	ψ	η
Teillast	0,095	1,06	0,82
Optimalpunkt	0,12	0,99	0,85
Überlast	0,145	0,85	0,81

Aus den Definitionen der dimensionslosen Kennzahlen lassen sich die Volumenströme und für die Simulation die anzugebenden Massenströme und bei entsprechend zugehörigen Druckdifferenzen für die Simulation berechnen. Für die Drehzahl n werden 1500 Umdrehungen pro Minute (25 1/s) gewählt, was den bisherigen Simulationen entspricht. Mit Welcher Drehzahl Siepert gearbeitet hat, ist seiner Veröffentlichung nicht zu entnehmen, idealerweise spielt das im Sinne der Ähnlichkeitslehre aber keine Rolle. Die Luftdichte wird mit $1,2 \text{ kg/m}^3$ angenommen.

Die Massenströme erhält man aus der Definition der Lieferzahl:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi^2 \cdot D^3 \cdot n}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{4} \cdot \varphi \cdot \pi^2 \cdot D^3 \cdot n \cdot \rho$$

Die zu erwartenden Druckdifferenzen werden mit Hilfe der Druckzahl berechnet:

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \rho}$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \psi \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \rho$$

Zahlenbeispiel für den Optimalpunkt:

Berechnung des Massenstroms:

$$\dot{m} = \frac{1}{4} \cdot \varphi \cdot \pi^2 \cdot D^3 \cdot n \cdot \rho$$

$$\dot{m} = \frac{1}{4} \cdot 0,12 \cdot \pi^2 \cdot (0,631\text{m})^3 \cdot 25\text{s}^{-1} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Berechnung der voraussichtlich erzeugten Druckdifferenz:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \psi \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \rho$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot 0,99 \cdot \pi^2 \cdot (0,631\text{m})^2 \cdot (25\text{s}^{-1})^2 \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1444 \text{ Pa}$$

Die Ergebnisse für alle drei Betriebspunkte sind in Tabelle 4-3 angegeben.

Tabelle 4-3: Errechnete Betriebspunkte

	\dot{m}	\dot{V}	Δp
Teillast	$1,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$1,50 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	1562 Pa
Optimalpunkt	$2,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$1,88 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	1459 Pa
Überlast	$2,68 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$2,25 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	1253 Pa

5 Aufbereitung CAD/CFD

Nachdem die zu simulierenden Betriebspunkte bestimmt wurden, soll im Folgenden erläutert werden, wie auf der Grundlage der Auslegung eine verlässliche numerische Simulation aufgesetzt werden kann und welche Techniken und Software dabei zum Einsatz kommen.

5.1 Aufbereitung der Geometrie

Zunächst muss aus den in der Auslegung ermittelten Daten ein 3D-CAD Modell des Ventilators als Negativmodell (siehe 5.1.1) für die Strömung erstellt werden, das anschließend als Grundlage für die lokale Diskretisierung, also die Vernetzung der Ventilatorgeometrie, dient.

Durch eine vollständig parametrisierte Konstruktionsvorlage in Autodesk Inventor (Abbildung 5-1) ist es möglich, die Abmessungen des ausgelegten Ventilators direkt aus dem Excel-Werkzeug zu übernehmen. Hierbei spielt es keine Rolle, ob die automatische Auslegung mit Hilfe der graphischen Benutzeroberfläche genutzt wurde, oder ob eine direkte Eingabe anderweitig ermittelter Daten in die Tabelle erfolgt ist.

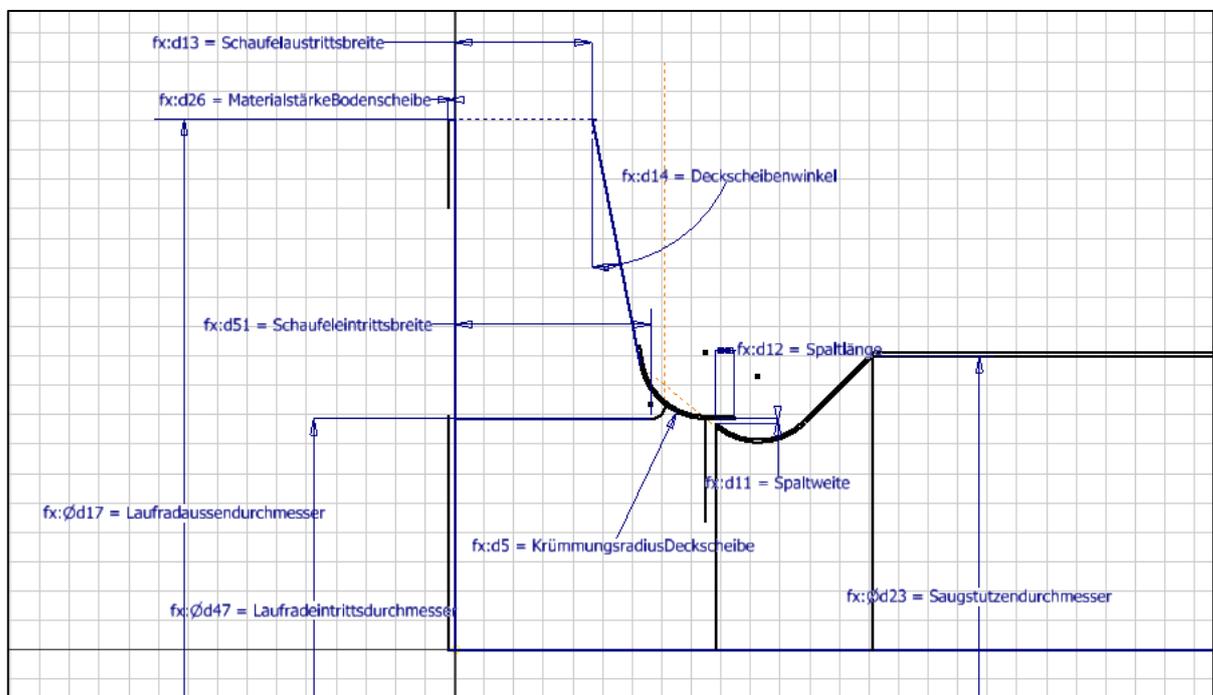


Abbildung 5-1: Parametrisierte Skizze in Autodesk Inventor

Das so erstellte 3D-Modell kann nun für die Verwendung in einer numerischen Simulation aufbereitet werden.

5.1.1 Verarbeitung der parametrisierten Skizze in Autodesk Inventor

Bei der Erstellung der benötigten Modelle für die numerische Simulation müssen sogenannte „Negative“ der Geometrie erstellt werden – also Modelle in denen die Hohlräume der realen Geometrie als Volumenkörper dargestellt sind und umgekehrt.

Zu diesem Zweck werden zunächst Bauteile von Einlaufdüse (Abbildung 5-3) und Laufrad mit und ohne Materialstärke erstellt (Abbildung 5-2, grüne Markierung).

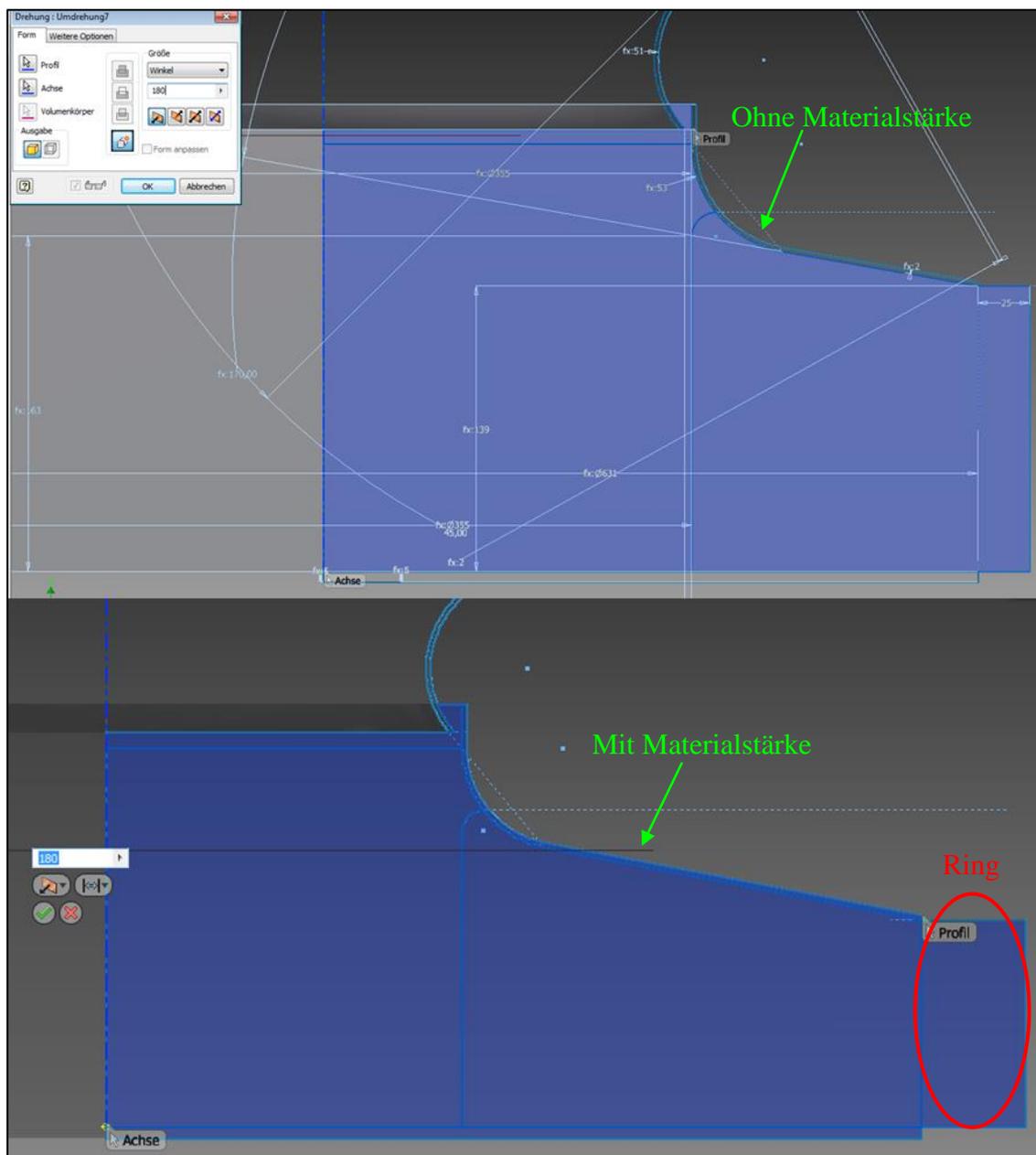


Abbildung 5-2: Drehung der Laufradskizze mit und ohne Materialstärke

Wie Abbildung 5-2 zeigt, liegt um den Laufradaustritt herum ein Ring (rote Markierung), der kein Teil des Laufrades darstellt, sondern nur verhindert, dass direkt am Austritt eine Übergabe zwischen dem raumfesten und dem rotierenden Bezugssystem möglich ist - man spricht in der verwendeten CFD Software auch von einem Interface.

Das Interface kann derart aufbereitet werden, dass eine präzise Berechnung der Strömungsgrößen an dieser Übergangsstelle erfolgt.

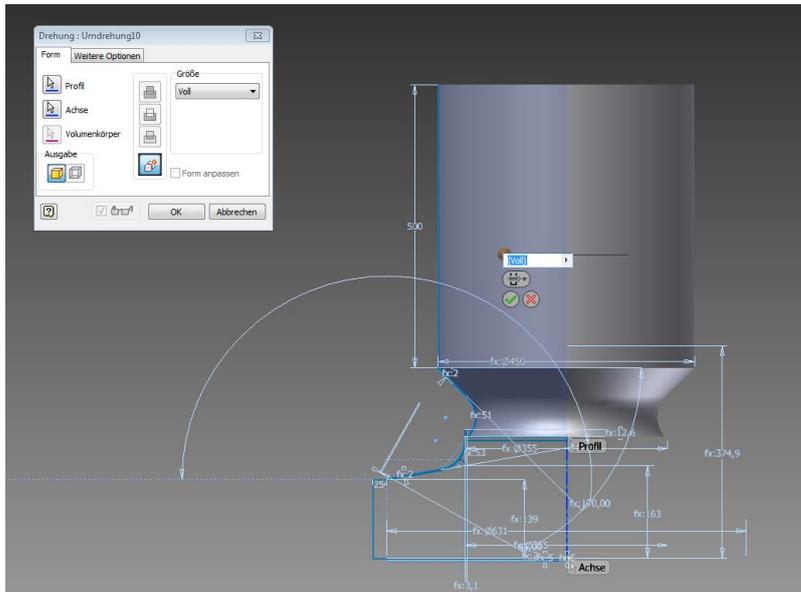


Abbildung 5-3: Drehung der Düse und Einlaufstrecke

Mit der Ableitungsfunktion von Autodesk Inventor kann man nun die Komponenten mit Materialstärke von dem Gehäusevolumen oder dem Volumen des freien Raums abziehen, so dass die Materialstärken als Hohlraum vorhanden bleiben, wenn man die Komponenten ohne Materialstärke einsetzt (Abbildung 5-4). Die Schaufeln werden vorher aus dem Modell des Laufrades ohne Materialstärke ausgeschnitten.

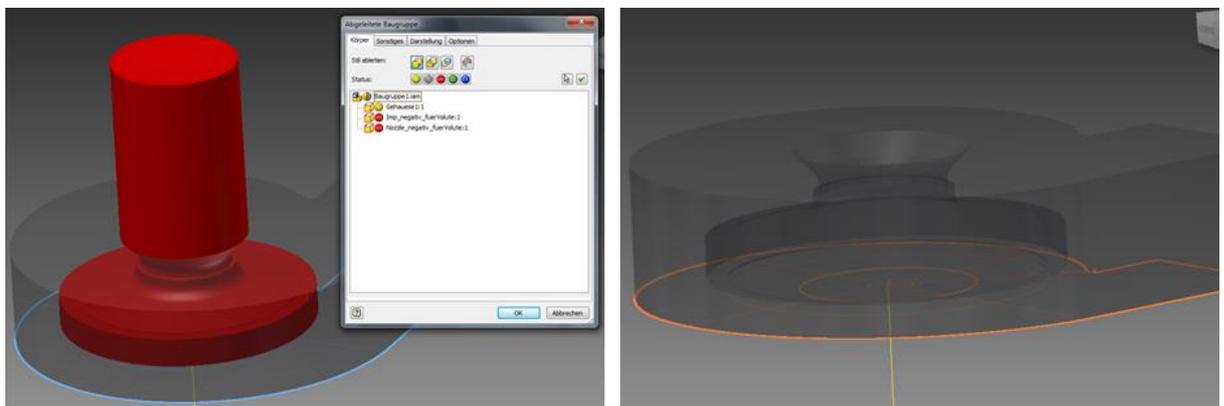


Abbildung 5-4: Gehäuse vor und nach der Ableitung der Teile mit Materialstärke

Um eine hinreichend genaue Übereinstimmung mit den Gegebenheiten eines genormten Ventilatorprüfstands gemäß ISO5801 wie er an der FHD vorhanden ist und wie Siepert (2007) ihn verwendet hat, zu gewährleisten, wird zur Gehäusegeometrie ein Übergangsstück mit angeschlossener Messstrecke hinzugefügt. Das Übergangsstück zwischen dem rechteckigen Gehäuseaustritt und dem runden Rohreintritt wird in Inventor mit der Funktion „Erhebung“ (Abbildung 5-5) erzeugt.

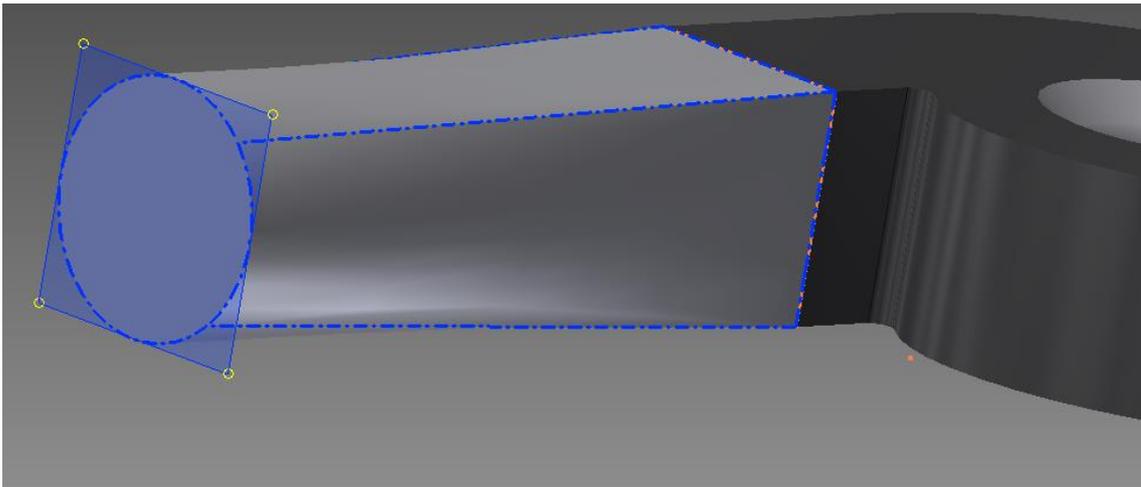


Abbildung 5-5: Diffusor als Erhebung

Nun werden die Bauteile (Gehäuse/Raum, Laufrad ohne Materialstärke, Einlaufdüse ohne Materialstärke) in einer Baugruppe zusammengesetzt, wobei darauf zu achten ist, dass der Koordinatenursprung im Mittelpunkt der Bodenscheibe des Laufrads liegt. Anschließend wird bei der Variante mit Spiralgehäuse durch eine einfache Extrusion das Rohr hinzugefügt, das die Messstelle darstellt (Abbildung 5-6, blauer Rohrabschnitt).

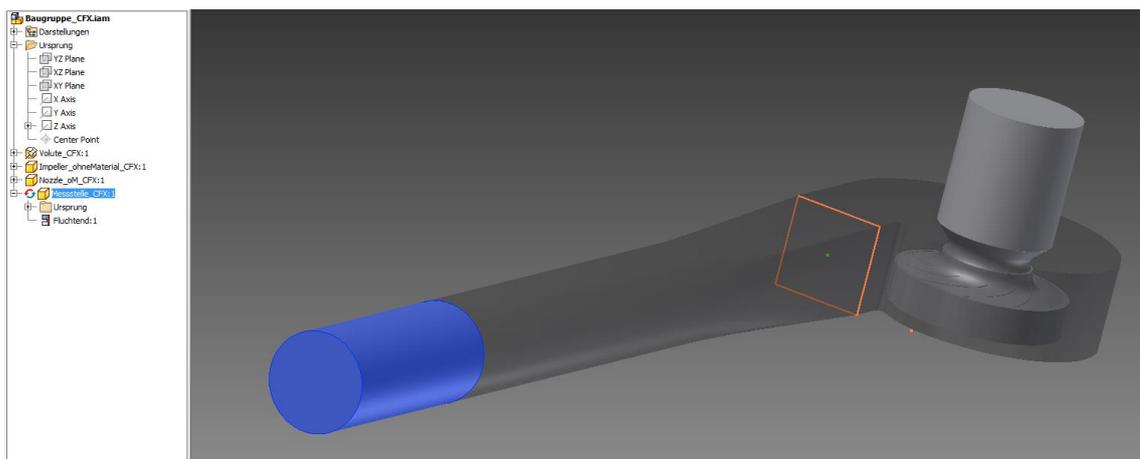


Abbildung 5-6: Erstellung der Messstelle in der Baugruppe

Die Geometrie für den freien Raum, der die gehäuselosen Ventilatoren umgeben soll wird durch einen großzügig dimensionierten zylindrischen Drehkörper (Abbildung 5-7) dargestellt, um die Ausströmungsvorgänge möglichst unbeeinträchtigt abzubilden.

Für den Radius des Zylinders wurde $4 \cdot D_2$ gewählt und für seine Höhe $(2 \cdot D_2) + D_5$. Die Abhängigkeit von D_2 und D_5 wurden frei gewählt und dienen der Vereinheitlichung der verschiedenen Modelle. Sie haben sich in vorangegangenen Simulationen für die unbeeinträchtigte Darstellung des Ausströmens in den freien Raum bewährt.

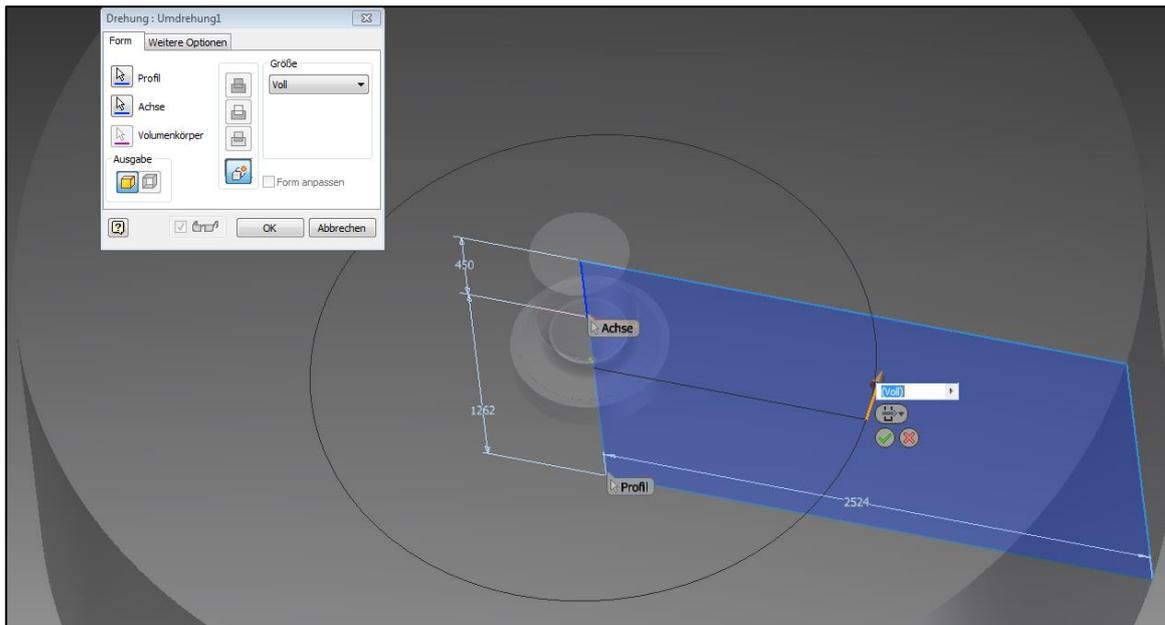


Abbildung 5-7: Drehung des freien Raums

Um zu verhindern, dass am Radeinlauf ein Interface liegt, wird dieser mit der Düsenkomponente zusammengefasst. Bei Gehäuse und Raum wird deswegen durch eine Extrusion vom Ort der obersten Kante der Einlaufdüse bis in den Raum, der später das Laufrad enthalten wird, Material weggenommen (Abbildung 5-8). Die entsprechende Bearbeitung der Düsengeometrie wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

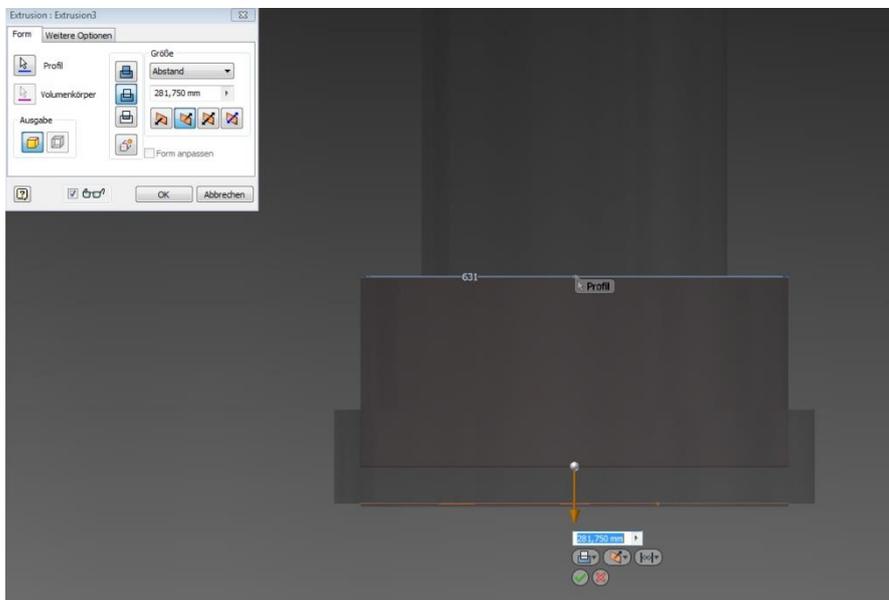


Abbildung 5-8: Extrusion für Interface zwischen Einlaufdüse und Gehäuse/Raum

Vom Modell des freien Raums wird anschließend ein Viertelschnitt erstellt, welcher als Grundlage für die Vernetzung dient (Abbildung 5-9).

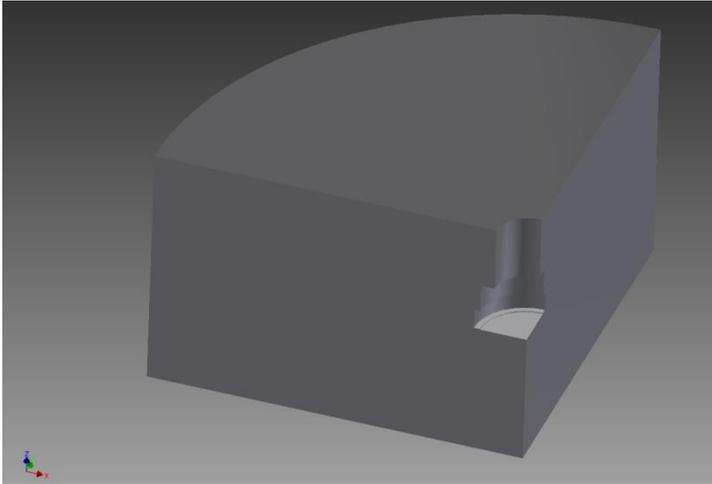


Abbildung 5-9: Fertige Raumgeometrie

5.1.2 Anpassung von Laufrad und Einlaufdüse im Ansys Design Modeler

Auf Grundlage der in Inventor erstellten Baugruppe, erfolgt in diesem Fall die weitere Aufbereitung von Einlaufdüse, Laufrad und Spiralgehäuse im Design Modeler von Ansys CFX. Welche CAD-Anwendung hierbei zum Einsatz kommt ist prinzipiell unerheblich, jedoch hat sich der Funktionsumfang des Design Modelers als besonders geeignet für diese spezielle Aufgabe erwiesen.

Das Ziel ist die Erstellung eines Viertelschnitts der Einlaufdüse inkl. Radeinlauf und dem umliegenden Gehäusevolumens, sowie eines Tortenschnitts vom Laufrad, der einen Schaufelkanal mit der Schaufel in der Mitte enthält. Da alle zu berechnenden Ventilatoren über 10 Laufschaufeln verfügen, handelt es sich in diesem Fall um einen Zehntelschnitt.

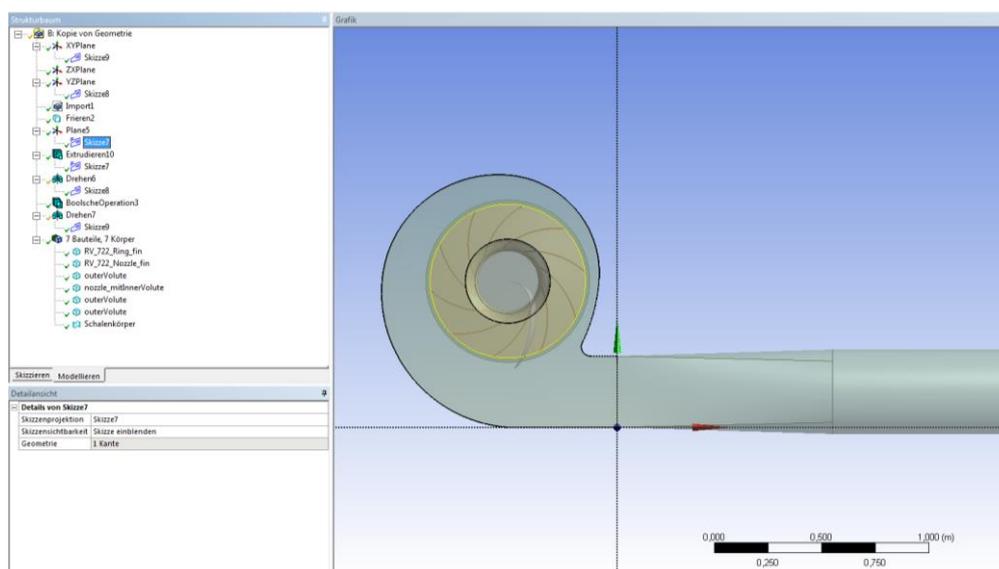


Abbildung 5-10: Erstellung einer Projektionsskizze im Design Modeler

Der Design Modeler erlaubt das Erstellen von Skizzen und Projektionsskizzen (Abbildung 5-10), sowie Drehungen oder Extrusionen bei effektiv umsetzbarer Bezugnahme

auf die Geometrie und ihre verschiedenen Komponenten. Auf Abbildung 5-11 ist die Vorbereitung des Tortenschnitts durch Skizzen aus Splines und Linien zu sehen.

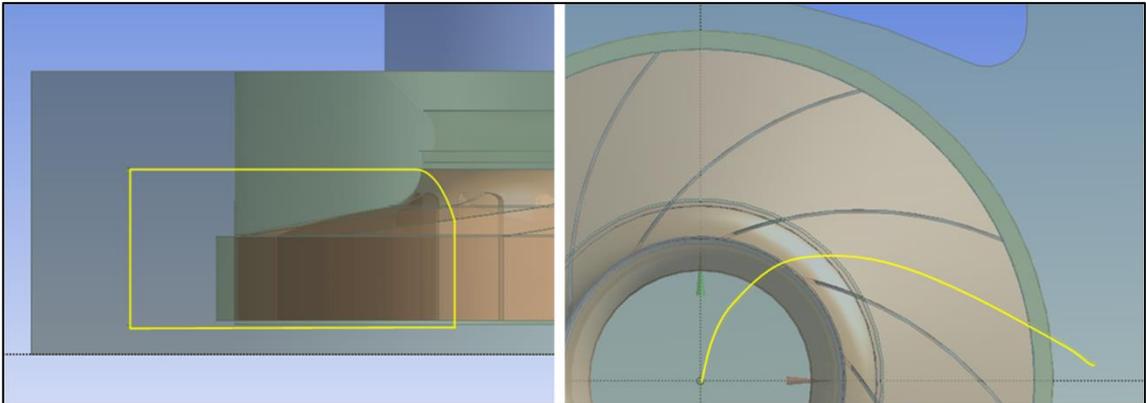


Abbildung 5-11: Skizzen für den Laufradtortenschnitt

Wenige Arbeitsschritte später kann der Tortenschnitt durch eine Drehung der vorbereiteten Skizzen um 36° erstellt werden, wie in Abbildung 5-12 zu sehen ist.

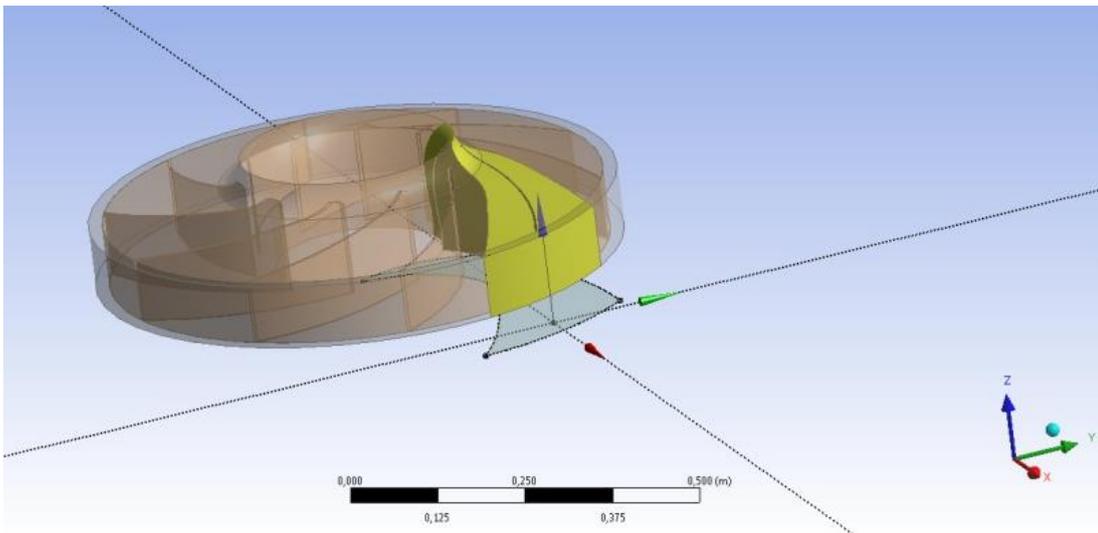


Abbildung 5-12: Aufbereitung des Laufradtortenschnitts

Analog zum Vorgehen in Kapitel 5.1.1, soll am Spalt des Radeinlaufs keine Übergabe durch ein Interface erfolgen. Zu diesem Zweck wird ein Teil des umliegenden Gehäusvolumens bis zur Deckscheibe des Laufrads ausgeschnitten und mit der Düse vereinigt (Abbildung 5-13, links). Anschließend wird von der modifizierten Einlaufdüsengeometrie ein Viertelschnitt, ähnlich dem des Raumvolumens, erstellt. Abbildung 5-13 zeigt zwei Zwischenschritte dieses Vorganges. Damit ist die Aufbereitung der Geometrie abgeschlossen und die Vernetzung kann begonnen werden.

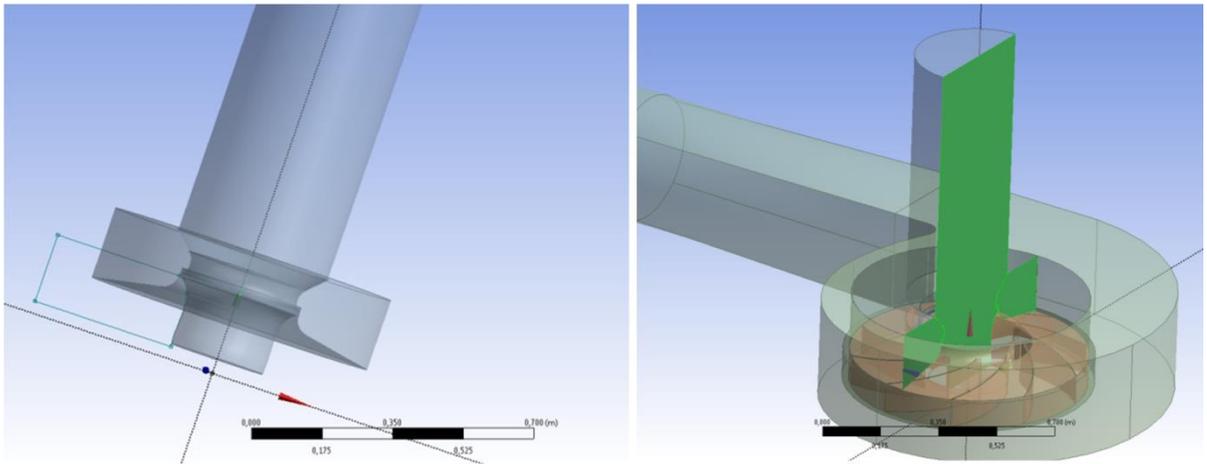


Abbildung 5-13: Aufbereitung der Einlaufdüse mit umliegendem Gehäusevolumen

5.2 Vernetzung

Für die Erstellung des Rechennetzes gibt es im Wesentlichen zwei Möglichkeiten: Die strukturierte, manuelle Vernetzung mit Hexaederelementen und die unstrukturierte, automatische Vernetzung mit Tetraederelementen. Beide Varianten bringen charakteristische Vor- und Nachteile mit sich. Im Folgenden werden die Auswahl zwischen den Verfahren und die wichtigsten Aspekte ihrer Durchführung genauer erläutert.

5.2.1 Strukturiertes Netz mit Ansys Icem

Die Variante der strukturierten Vernetzung wurde in diesem Fall mit Ansys Icem umgesetzt. Dabei handelt es sich um ein sehr vielseitiges Werkzeug, mit dem Hexaedernetze von hoher Qualität erstellt werden können, dessen Bedienung allerdings einiger Einarbeitungszeit bedarf. Da allerdings aufgrund der Knotenzahl pro Element 2,5 mal mehr Tetraederelemente als Hexaederelemente nötig sind um die gleiche Berechnungsqualität zu erreichen, lassen sich hier gegenüber der automatischen Vernetzung mit tetraedrischen Elementen erhebliche Einsparungen der Simulationszeit erzielen. Außerdem ist möglich bei der manuellen Erstellung des Netzes sehr gezielt zu bestimmen, welche Bereiche der Geometrie feiner vernetzt werden sollen und welche auch mit einer kleineren Elementzahl hinreichend gut dargestellt werden können. Es gilt also stets abzuwägen, ob sich der größere Aufwand insgesamt lohnt.

Hier wurde entschieden das Laufrad, die Einlaufdüse und das Raumvolumen strukturiert zu vernetzen. Bei Laufrad und Einlaufdüse ist das durch die relativ hohe Komplexität der Geometrie begründet, der die automatische Vernetzung nicht gerecht werden könnte. Im Fall des Raumvolumens ergibt sich der Vorteil, dass man durch eine gröbere Vernetzung der weiter außen gelegenen Raumbereiche die Elementzahl kleiner halten kann, als das im Autovernetzer der Fall wäre.

Anhand des Raumvolumens sollen nun die wesentlichen Strategien für die strukturierte Vernetzung in Icem dargelegt werden.

Nachdem die in Inventor erstellte Geometriedatei importiert wurde, werden zunächst sämtliche Flächen der Geometrie benannt (Abbildung 5-14). Diese Benennungen werden später von Ansys CFX Pre für das Set-Up der Simulation übernommen und sind daher möglichst aussagekräftig zu wählen.

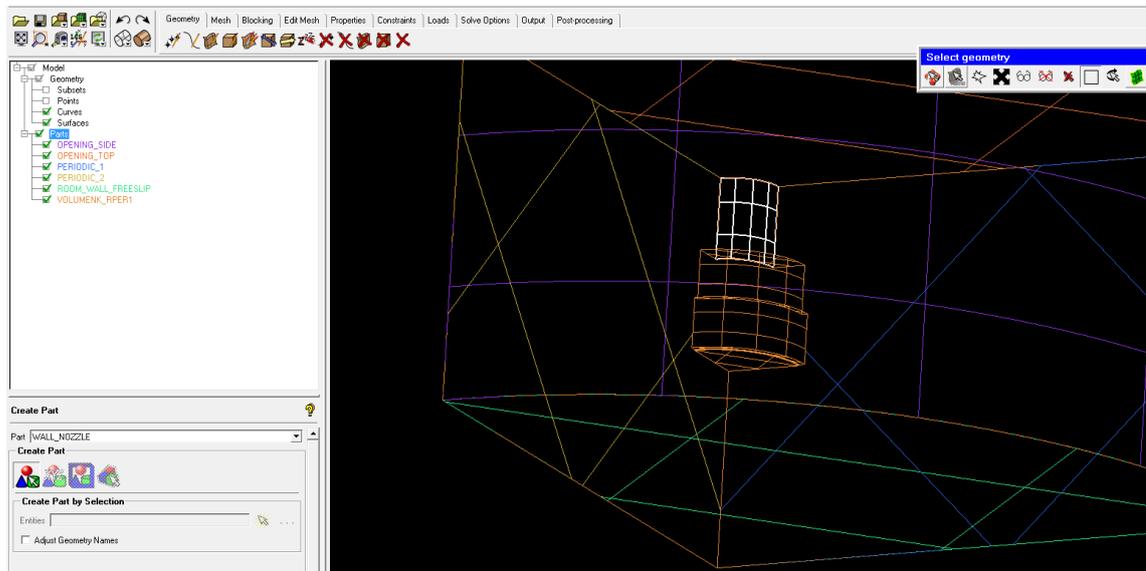


Abbildung 5-14: Benennung der Flächen

Um mit Icem arbeiten zu können, ist es wichtig zu verstehen, wie die ursprüngliche Geometrie und das entstehende Netz dargestellt werden. Der Einfachheit halber werden hier die englischen Bezeichnungen, wie sie im Programm verwendet werden, übernommen. Die Geometrie setzt sich aus Points, Curves und Surfaces zusammen, während das sogenannte Blocking aus Vertices, Edges und Faces besteht. Diese Nomenklatur wird auf Abbildung 5-15 verdeutlicht. Das Blocking ist die Grundlage für das Netz und muss der Geometrie angeglichen werden, um dem Netz die richtige Form zu geben.

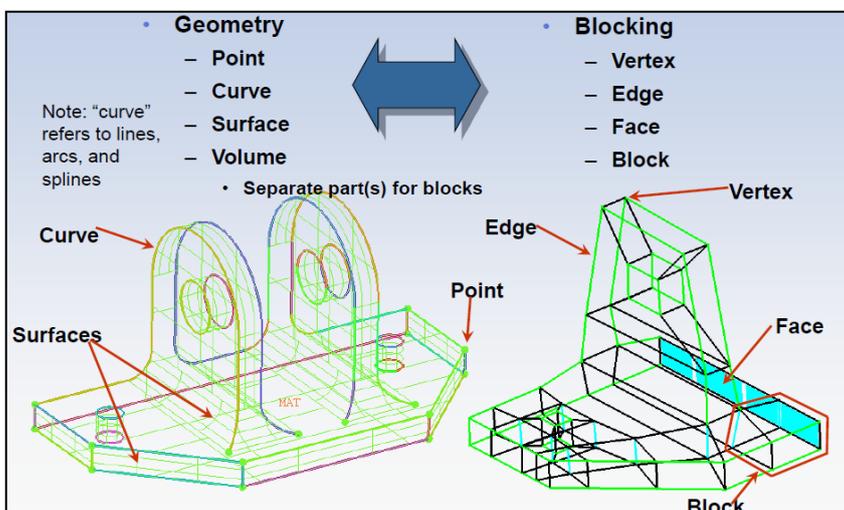


Abbildung 5-15: Geometrie und Blocking in Ansys Icem [31]

Nachdem es erstellt wurde, handelt es sich bei dem Blocking um einen Quaderförmigen Block, der die gesamte Geometrie einschließt. Durch verschiedene Operationen wie Spaltung in kleinere Blöcke, Verschiebung und Assoziation von Komponenten des Blockings mit Komponenten der Geometrie, soll nun eine Übereinstimmung mit der gewünschten Geometrie erzielt werden.

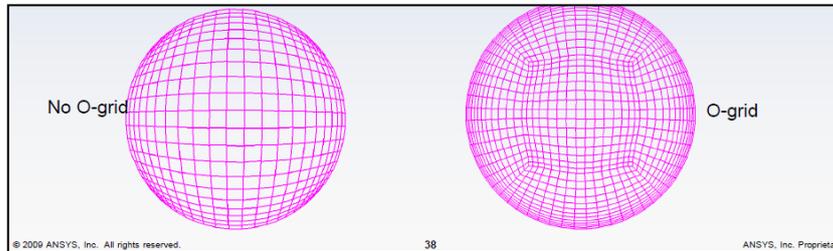


Abbildung 5-16: Kugelförmiges Netz mit und ohne O-Grid [31]

In diesem Fall ist der erste Schritt die Erstellung von drei O-Grids, also einer „o-förmig“ zulaufenden (siehe Abbildung 5-16) Netzform die sich gut für Runde Geometrien eignet. Bei dieser Operation wird das Blocking für jedes O-Grid in vertikaler Richtung geteilt, wie in Abbildung 5-17 zu sehen ist.

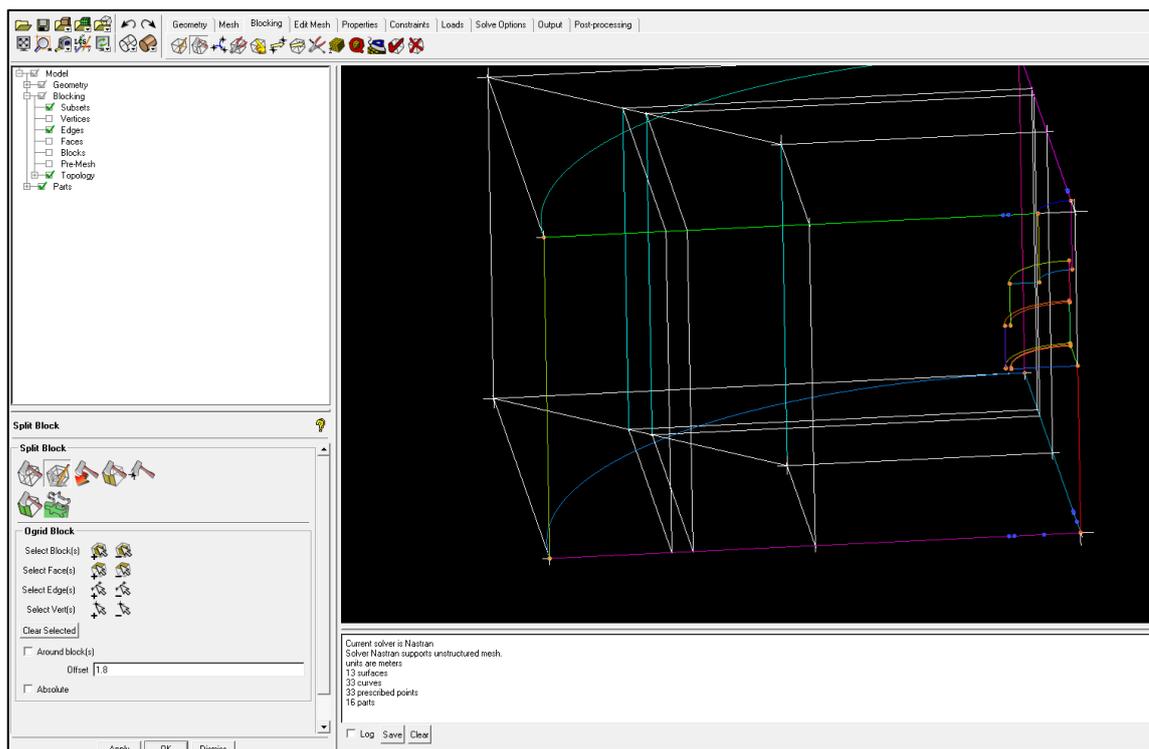


Abbildung 5-17: Anpassung des Blockings durch ein O-Grid

Anschließend müssen die neu entstandenen Edges auf die Curves der Raumgeometrie gelegt werden. Dies wird durch die Funktion „Move Vertices“ (Abbildung 5-17, links) und die Assoziation, also Verknüpfung der Edges mit den Curves, die die Laufradkontur etc. darstellen, erreicht. Durch die Assoziation passt sich das Blocking der kreisbogenförmigen Kontur der Geometrie an, wie in Abbildung 5-18 rechts zu sehen ist.

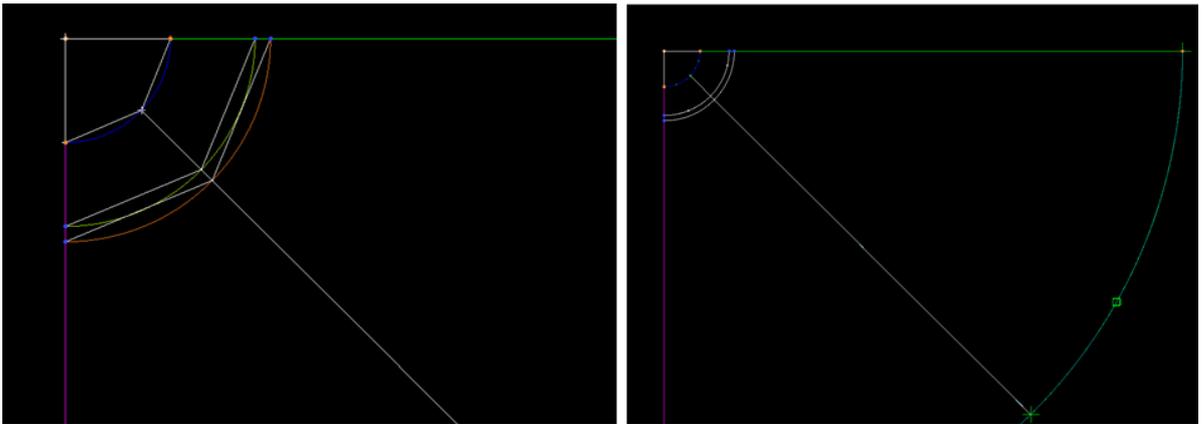


Abbildung 5-18: Ausrichtung des O-Grids, Assoziation der Edges

Nachdem das Blocking auch in horizontaler Richtung der Geometrie entsprechend aufgeteilt wurde, müssen alle Blöcke gelöscht werden, die an Stellen liegen, die kein Netz enthalten sollen (Abbildung 5-19, links).

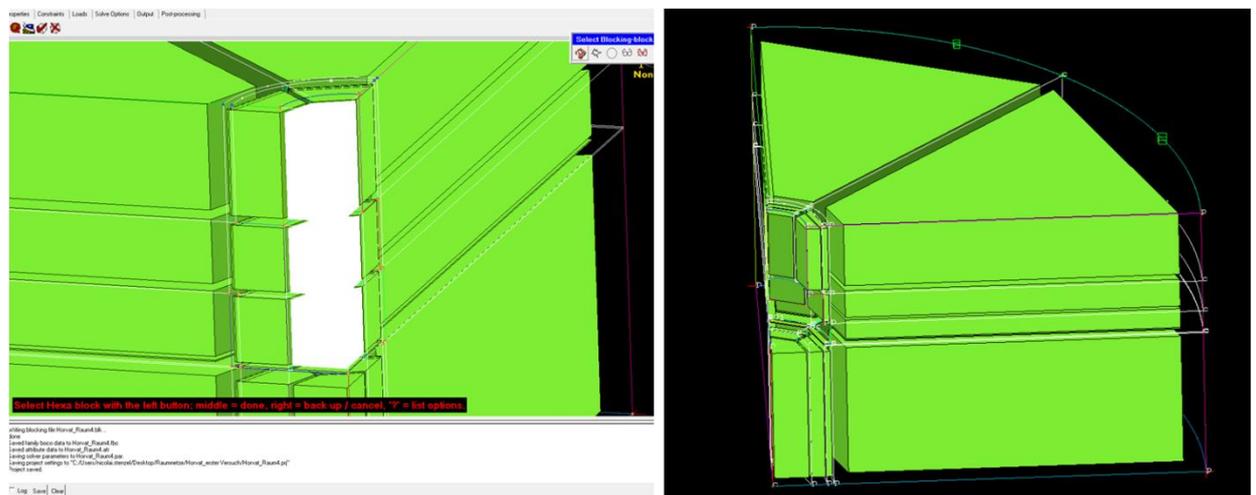


Abbildung 5-19: Löschen von überflüssigen Blöcken (links) und fertiges Blocking (rechts)

Wenn das Blocking vollständig der Geometrie angepasst ist, wie auf Abbildung 5-19 rechts zu sehen, gilt es für eine möglichst hohe Netzqualität zu sorgen. Dabei kommen in diesem Fall drei Parameter zum Einsatz, die in Icem einsehbar sind:

Der Formfaktor der Elemente (Aspect Ratio), also das Verhältnis der längsten Elementkante zur kürzesten sollte unter 100 liegen, um zu flache Elemente zu vermeiden. Die Volumenänderung (Volume Change) zwischen angrenzenden Elementen sollte ein Verhältnis von 10 nicht überschreiten, um eine gleichmäßige Berechnung zu gewährleisten. Des Weiteren sollte der Eckwinkel der Elemente 160° nicht überschreiten (Maximal Dihedral Angle).

Eine Übersicht der fertigen Netze für Einlaufdüse, Laufrad und Raumvolumen ist in Abbildung 5-20 zu sehen.

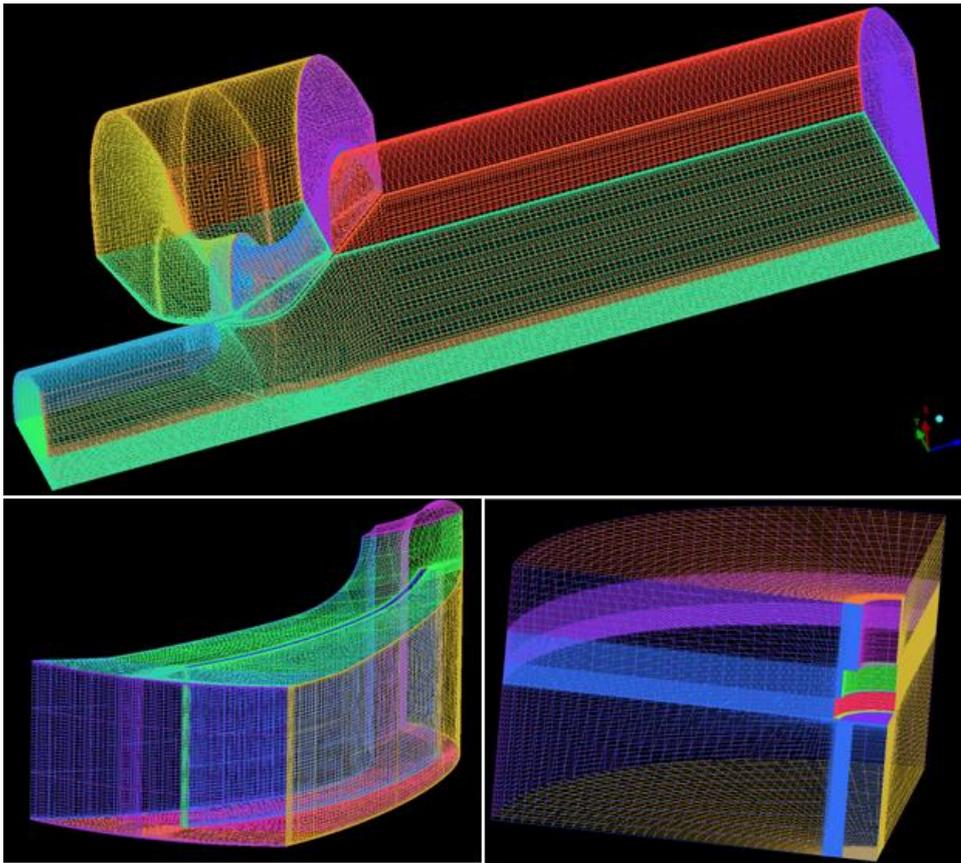


Abbildung 5-20: Fertige Netze: Einlaufdüse (Oben), Laufrad (Unten links), Raumvolumen (Unten rechts)

5.2.2 Unstrukturiertes Netz mit Ansys Autovernetzer

Für das Spiralgehäuse und das angeschlossene Rohrstück wird die unstrukturierte Vernetzung im Ansys Autovernetzer angewandt. Im Gegensatz zum Raumvolumen bietet sich hier eine recht gleichmäßige Verteilung der Berechnungspunkte an und Bereichen, die eine größere Genauigkeit erfordern, kann mit einer lokalen Verkleinerung der Elementgröße oder einer Prismenschicht Rechnung getragen werden. Da Prismenschichten nicht für tangential zueinander stehende Flächen gesetzt werden können, kann das Laufrad nicht automatisch vernetzt werden (Übergang von den Laufradschaufeln zur Bodenscheibe). Wie schon in Icem, ist es auch hier nach dem Import der Geometriedatei wichtig, alle Flächen mit schlüssigen Benennungen zu versehen (Abbildung 5-21), was die Weiterverarbeitung im Set-Up erleichtert.

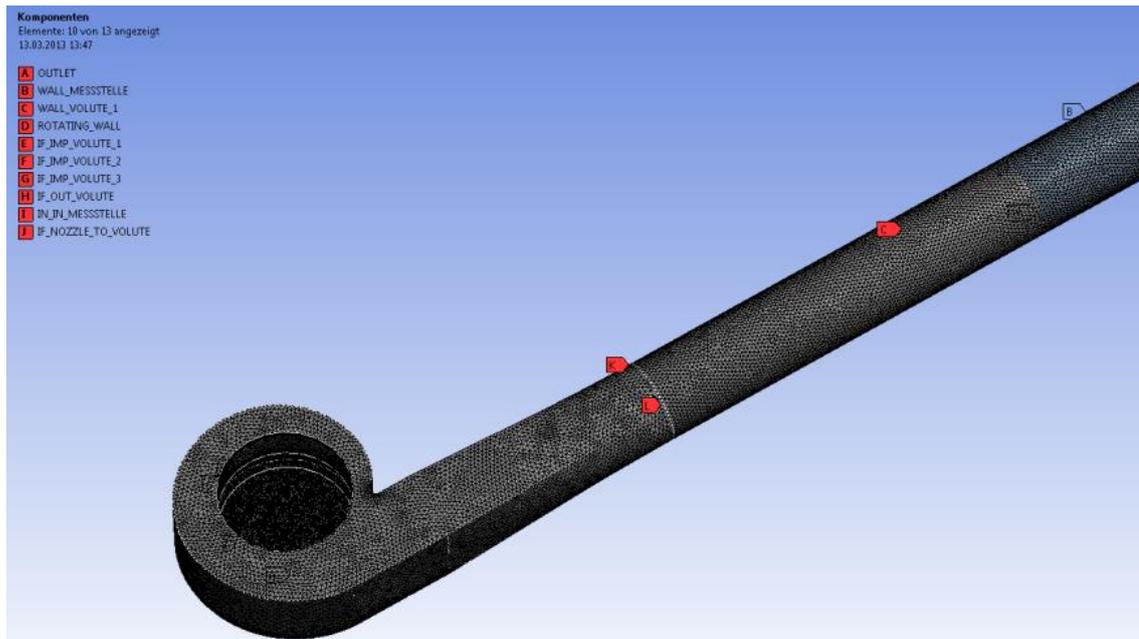


Abbildung 5-21: Benennung der Flächen

Für das ganze Modell eine Größe der Tetraederelemente vorgegeben, diese lässt sich allerdings an ausgewählten Flächen verkleinern. Abbildung 5-22 zeigt diesen Vorgang am Beispiel der Gehäusezunge, deren Berechnung durch eine höhere Auflösung verbessert werden kann.

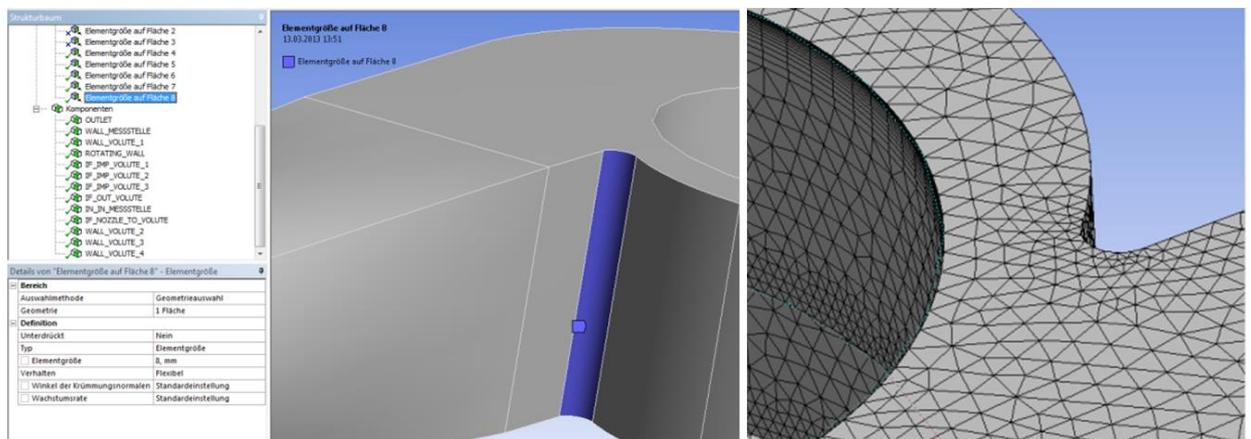


Abbildung 5-22: Verkleinerung der Elementgröße an der Zunge

Eine weitere Möglichkeit zur gezielten Verfeinerung des Netzes ist der Einsatz von Prismenschichten, also einer Schicht von hexaedrischen Elementen, die zur Wand hin immer feiner werden und so besonders gut als Grenzschichtauflösung geeignet sind. Diese Technik wird für das Spiralgehäuse an jeder Wand eingesetzt, die Auswahl der entsprechenden Flächen und das Ergebnis am Beispiel der Rohrwand sind auf Abbildung 5-23 zu sehen.

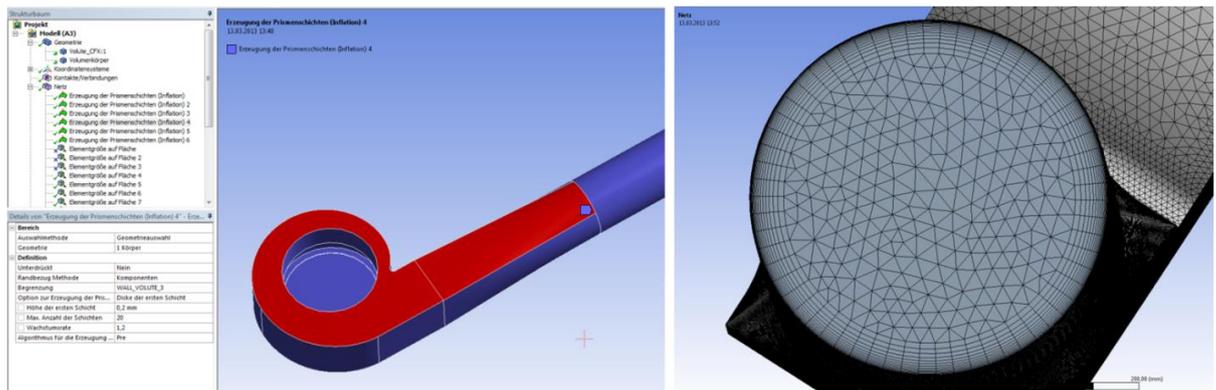


Abbildung 5-23: Erstellung einer Prismenschicht

Wenn alle Bereiche des Rechnetzes, die eine größere Anzahl von Berechnungspunkten erfordern, mit kleineren Elementgrößen oder Prismenschichten versehen wurden, ist das Netz des Spiralgehäuses fertig gestellt (Abbildung 5-24).

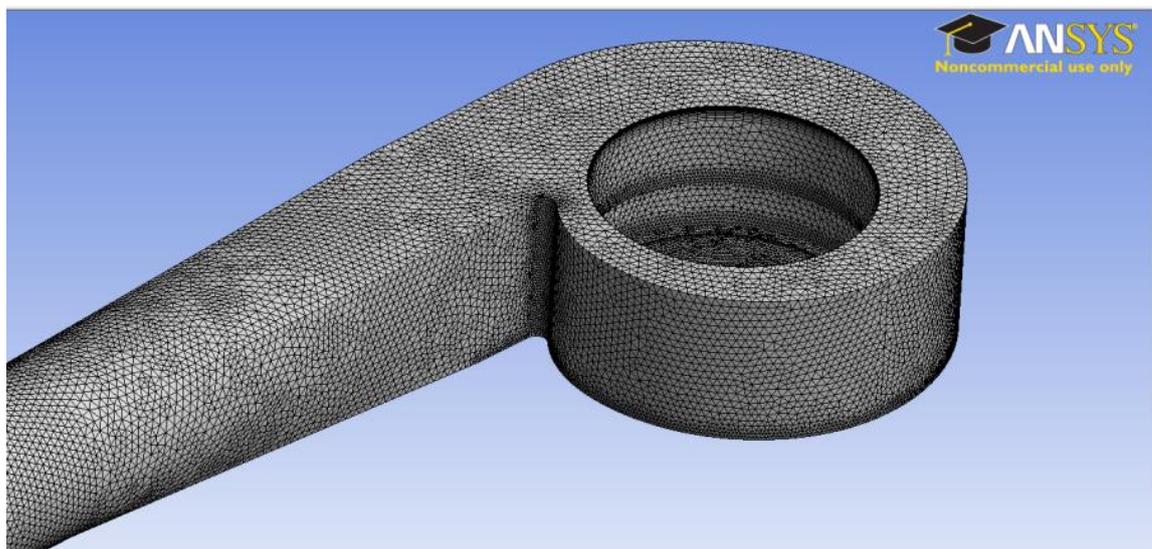


Abbildung 5-24: Fertiges Netz des Spiralgehäuses

5.3 Set-Up in Ansys CFX Pre

Ansys CFX Pre ist der Teil des Ansys Programmpaketes, in dem Simulationen konfiguriert werden. Hier gibt es umfangreiche Möglichkeiten zur Angabe der nötigen Randbedingungen, Simulationsparameter, mitzuschreibenden Variablen etc.

Nach dem Laden der fertigen Netzdateien, ist es in unserem Fall nötig die Teilschnitte von Laufrad, Einlaufdüse und Raumvolumen zu vervielfältigen. Vorher ist es jedoch ratsam zu kontrollieren, ob die Koordinatensysteme der Komponenten übereinstimmen, was sich bereits vor der Vervielfältigung erkennen lässt. Abbildung 5-25 zeigt die noch unvollständigen Komponenten nach dem Laden für den Fall eines freilaufenden Ventilators.

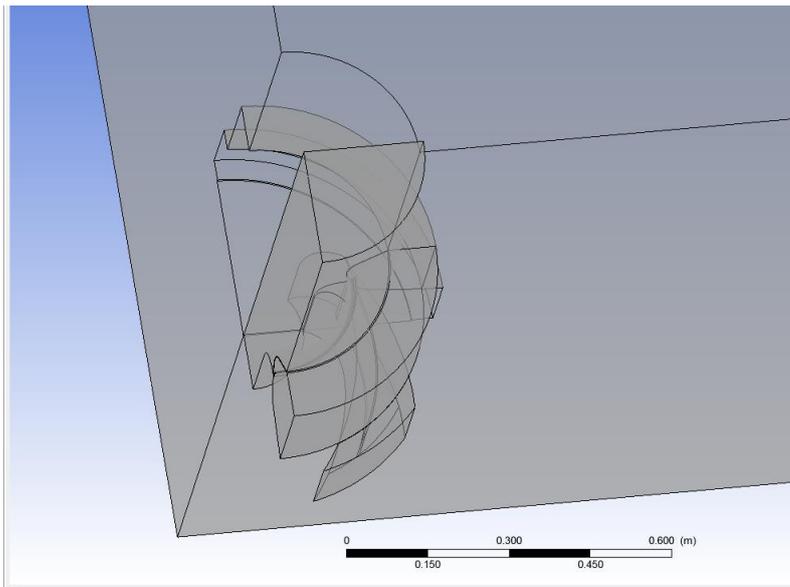


Abbildung 5-25: Netze der Komponenten vor der Vervielfältigung

Um das Netz des Laufrads, das als Tortenschnitt vorliegt, zu vervielfältigen verwenden wir die Funktion „Transform Mesh“ mit der Option „Rotation“. Es sollen 9 Kopien durch Drehungen von jeweils 36° erstellt werden, wobei das Original erhalten bleiben muss. Wichtig ist außerdem, einen Haken bei „Glue Adjacent Meshes“ (Kleben angrenzender Netze) zu setzen, damit die Komponente anschließend auch als ein zusammenhängendes Teil behandelt werden kann. Dieser Vorgang ist auf Abbildung 5-26 zu sehen.

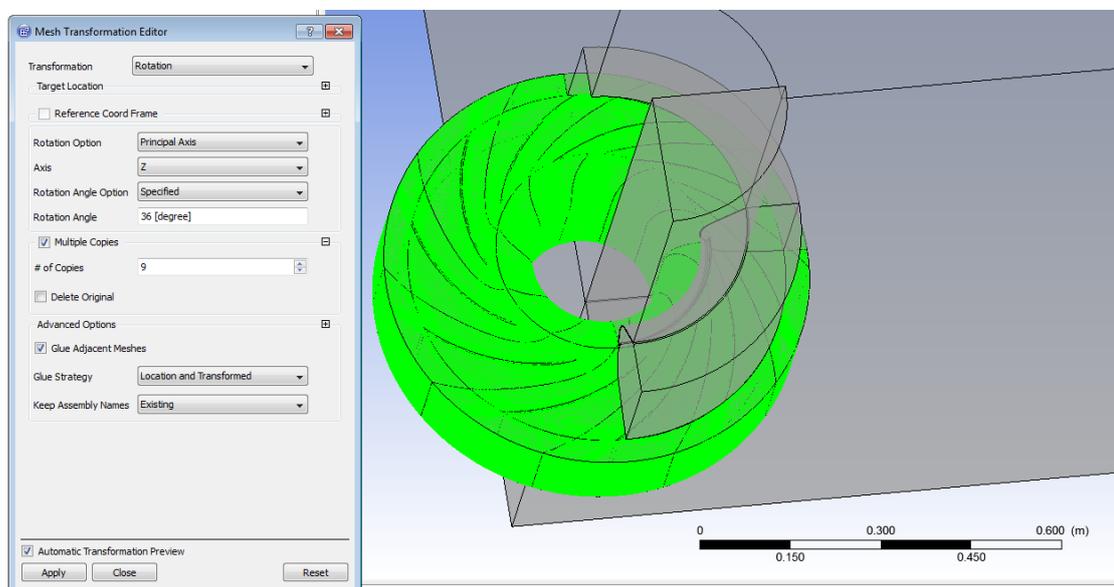


Abbildung 5-26: Vervielfältigung des Laufrads durch eine Drehung

Das Vorgehen für Einlaufdüse und Raumvolumen gestaltet sich sehr ähnlich, allerdings wird hier als Transformationsmethode „Reflection“ gewählt, da es sich um einfache Viertelschnitte handelt. Statt der Drehung werden diese Teilschnitte also zuerst entlang der YZ- und dann entlang der XZ-Ebene gespiegelt. Auch hier wird das Original behal-

ten und die nebeneinander liegenden Netzstücke geklebt. Abbildung 5-27 zeigt dies am Beispiel der Einlaufdüse.

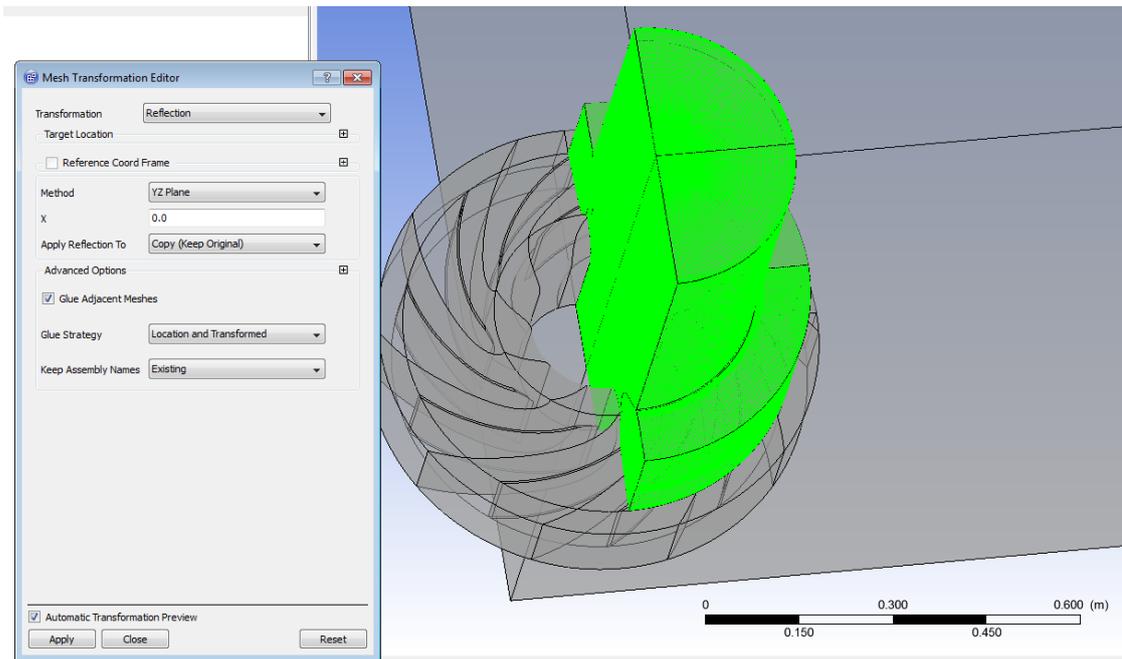


Abbildung 5-27: Vervielfältigung der Einlaufdüse durch Spiegelung

Im Fall des Ventilators mit Gehäuse muss das Netz des Gehäuses nicht weiter bearbeitet werden. Abbildung 5-28 zeigt die fertig transformierten Netze für den freilaufenden Fall.

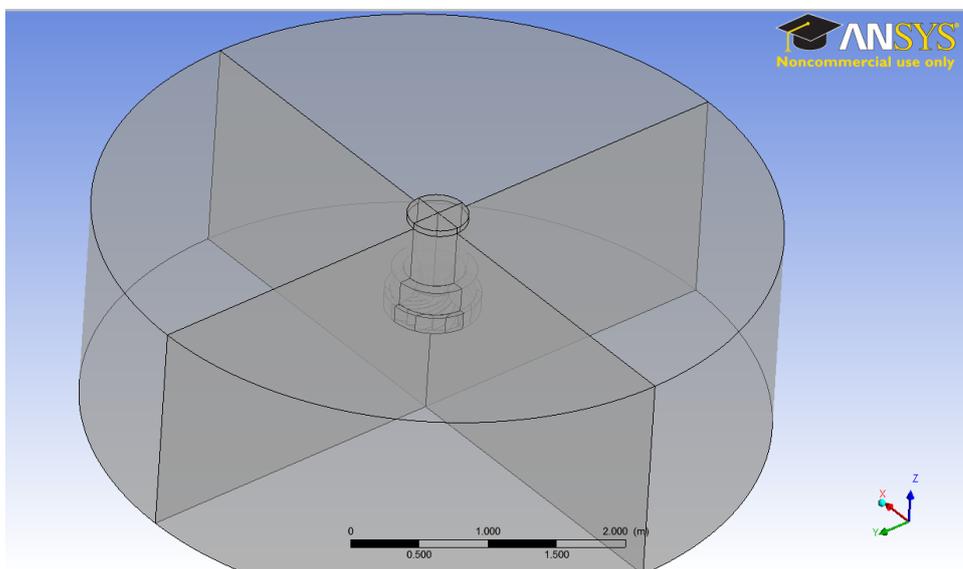


Abbildung 5-28: Netz nach Vervielfältigung aller Komponenten

Nachdem das Netz der gesamten Geometrie einsatzbereit ist, müssen nun die „Domains“ (Komponenten), „Boundaries“ (Unterschiedliche Flächen der Komponenten, z.B. Wände, Öffnungen oder Eintritte) und „Interfaces“ (Übergabe zwischen zwei Komponenten) bestimmt werden. Da die Domains sich automatisch aus den Komponenten des Netzes ergeben, werden nun die Interfaces bestimmt. Hierbei ist darauf zu ach-

ten, dass die richtigen Domains ausgewählt sind und alle Flächen die an der Übergabe beteiligt sein sollen. Da durch die Vervielfältigungen eine recht große Zahl von Einzelflächen entstanden ist und sowohl eine rotierende, als auch eine stationäre Domain enthalten sind, ist hier eine sorgfältige Kontrolle notwendig.

Als „Interface Model“ ist „General Connection“ anzugeben. Dabei handelt es sich um ein sehr flexibles Übergabemodell, das auch Regionen mit unterschiedlichen Netztypen oder Rotationszuständen verbinden kann. So ist es z.B. möglich eine Übergabe zwischen dem Hexaedernetz des Laufrads und dem Tetraedernetz des Gehäuses zu erzeugen.

Als „Frame Change/Mixing Model“ für rotierende Bereiche sollte „Frozen Rotor“ bei stationären Rechnungen und „Transient Rotor Stator“ bei transienten angewählt werden. Bei der Verwendung des „Frozen Rotor“-Modells wird eine Rechnung durchgeführt, in der die Komponenten relativ zueinander eine feste Position haben. Auf der Grundlage einer Position wird die Strömungstopologie auf den gesamten Umfang hochgerechnet. Dieses Modell benötigt den geringsten Rechenaufwand, berücksichtigt aber keinerlei instationäre Effekte. Es bietet sich also für stationäre Simulationen an und kann bei weniger komplexen Strömungsverläufen gute Abschätzungen des Geschehens erzielen. Außerdem wird zur Initialisierung einer transienten Rechnung ein ausreichend konvergiertes stationäres Ergebnis benötigt.

Mit dem „Transient Rotor Stator“-Modell wird die reale Interaktion zwischen der rotierenden und der ruhenden Komponente simuliert. Ihre relative Position wird für jeden gerechneten Zeitschritt aktualisiert. Der große Nachteil ist hierbei der enorme Aufwand an Rechenleistung und Speicherkapazität, was allerdings durch die Güte der Ergebnisse gerechtfertigt wird [32].

Ein Beispiel für die Einstellungen, die bei der Definition einer Übergabe erfolgen, zeigt Abbildung 5-29 am Beispiel einer stationären Rechnung.

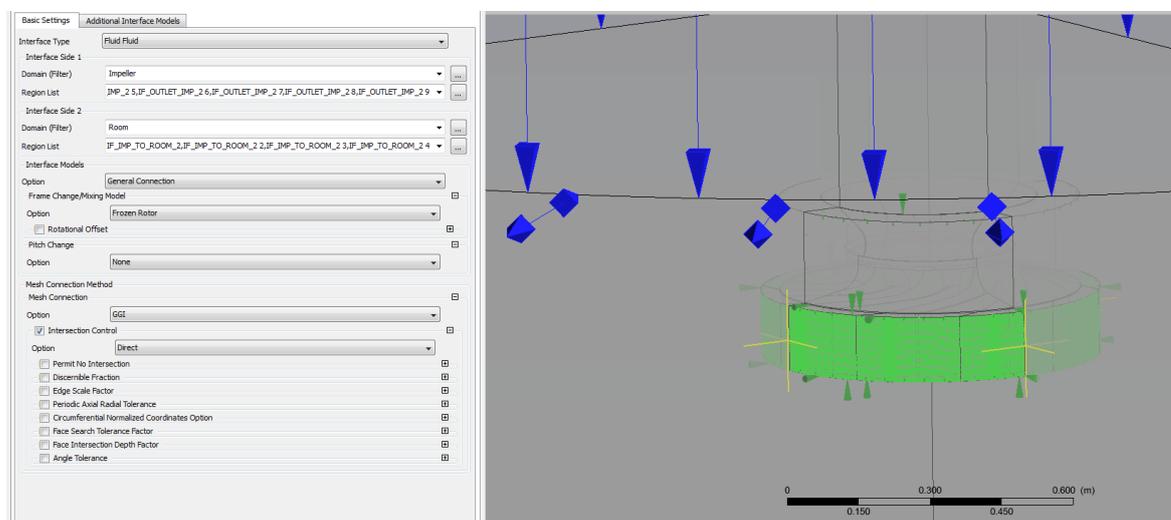


Abbildung 5-29: Festlegung des Interfaces zwischen Laufrad und Raum

Die Bestimmung von Boundaries ist diesem Vorgang sehr ähnlich: Man wählt in der gewünschten Domain die Option „Create Boundary“, bestimmt die Flächen die einbezogen werden sollen, gibt an ob es sich z.B. um eine Wand, eine Öffnung, oder einen Einlass handeln soll und wählt eine schlüssige Benennung. Beispielhaft ist dies auf Abbildung 5-30 zu sehen. Diesen Vorgang wiederholt man, bis sämtliche Flächen der Geometrie bestimmt sind. Bei der Erstellung eines Interfaces werden die entsprechenden Boundaries automatisch eingefügt.

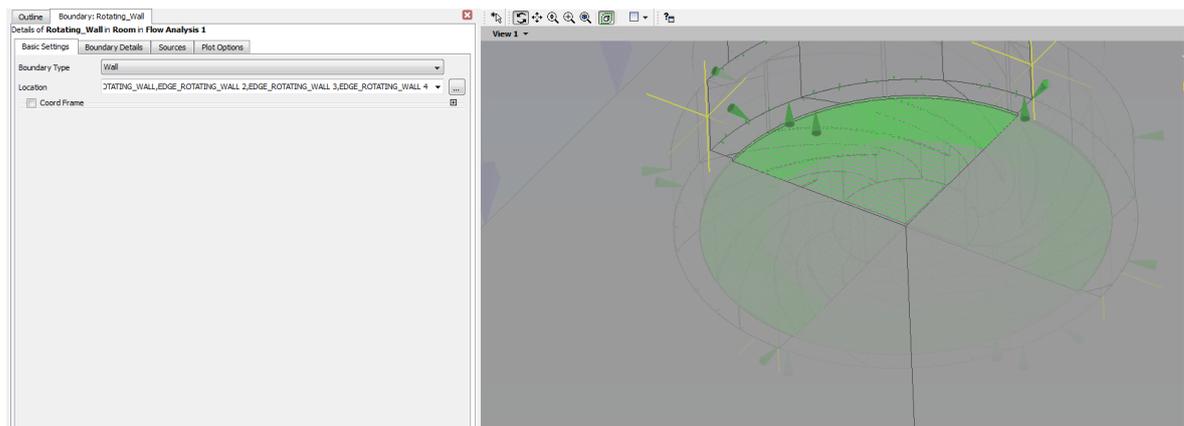


Abbildung 5-30: Bestimmung einer Wand (Boundary Type: Wall)

Bei rotierenden Komponenten ist zusätzlich darauf zu achten, dass man im entsprechenden Menü die Eigenschaften der Rotation angibt. In unserem Fall geschieht die Vorgabe der Drehzahl durch einen fest definierten Ausdruck („Expression“, siehe unten). Abbildung 5-31 zeigt die Eingabe für die rotierende Bodenscheibe.

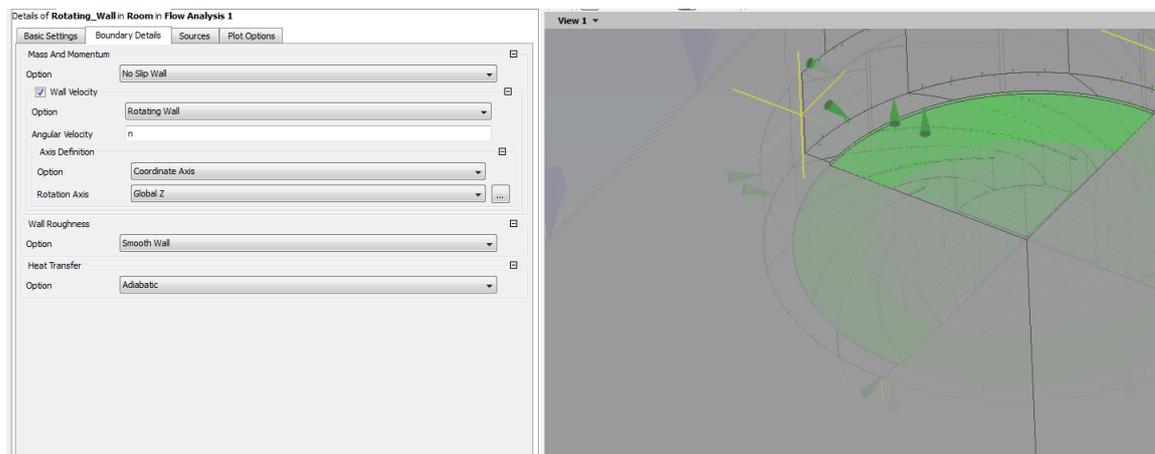


Abbildung 5-31: Angabe der Rotationsparameter für die rotierende Bodenscheibe

Wenn sämtliche Flächen definiert sind, werden unter „Analysis Type“ die Rahmenbedingungen für die Simulation festgelegt. Hier wird bestimmt ob die Berechnung stationär oder transient erfolgt, wie fein die zeitliche Auflösung sein soll und wie lange die Simulation laufen wird. Zeitschritte und Laufzeit werden in diesem Fall ebenfalls als Expressions angegeben, wie auf Abbildung 5-32 zu sehen ist.

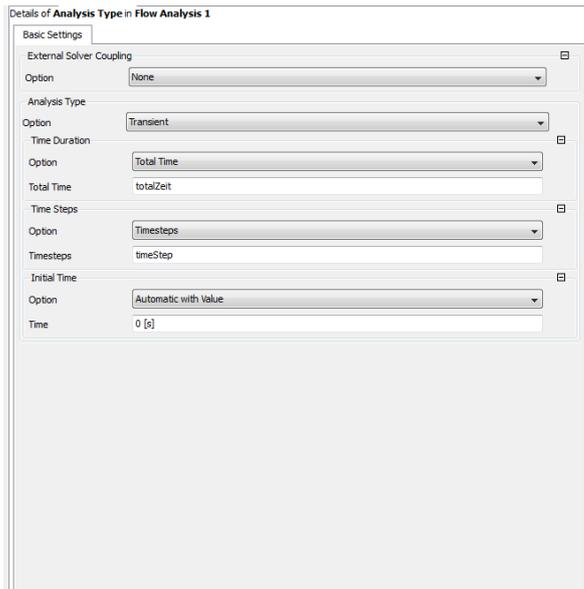


Abbildung 5-32: Einstellung des Berechnungsverfahrens

Unter „Solver Control“ werden weitere Eigenschaften der Berechnung, wie die Ordnung der Turbulenzberechnung, Konvergenzkriterien und Anzahl der „Coefficient Loops“ für transiente Rechnungen, vorgegeben. Am Beispiel einer transienten Simulation ist dies in Abbildung 5-33 zu sehen.

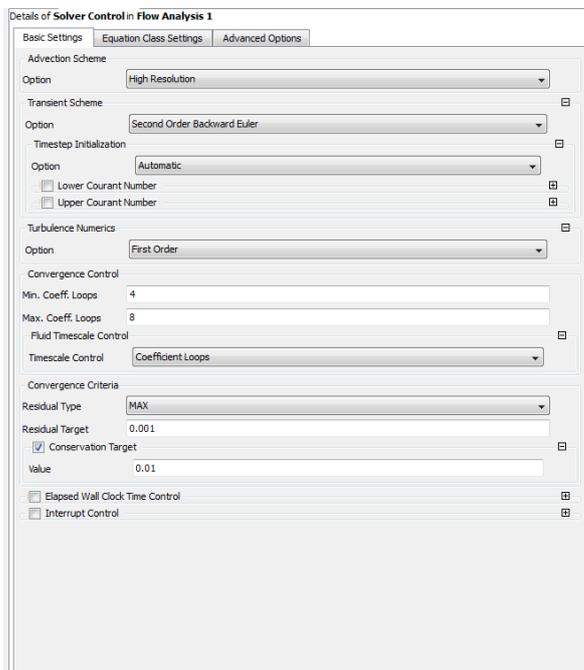


Abbildung 5-33: Konfiguration des Solvers

Ein sehr wichtiger Punkt bei der Konfiguration einer transienten Simulation, ist anzugeben welche Variablen als transiente Statistik für jeden Zeitschritt mitgeschrieben werden sollen (Abbildung 5-34). Wie sich später herausstellen wird, ist nur so die bestmögliche Auswertung der Simulationsergebnisse möglich.

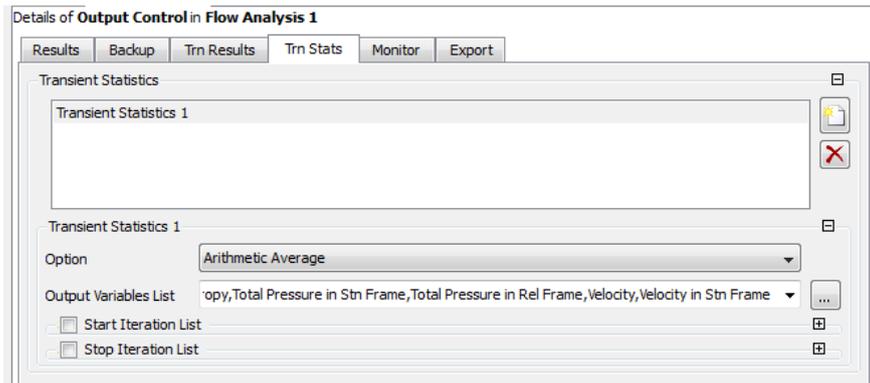


Abbildung 5-34: Angabe der Werte die in der transienten Statistik enthalten sein sollen

Schließlich können „Expressions“ erstellt werden, wobei es sich um Variablen handeln kann, die während der Simulation überwacht werden können oder auch simulationsrelevante Parameter wie die Drehzahl oder Simulationsdauer. Abbildung 5-35 zeigt eine Übersicht der Expressions, die in diesem Fall verwendet wurden.

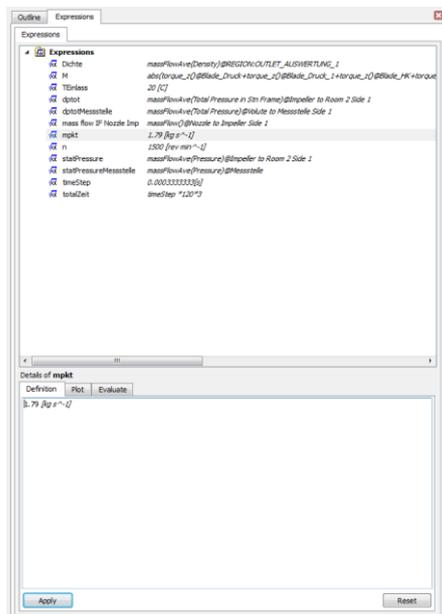


Abbildung 5-35: Übersicht der Expressions

6 Auswertung

Um den Einfluss, den das Gehäuse auf das Betriebsverhalten der Maschine hat, bewerten zu können, wurden Simulationen zwei verschiedener Ventilatoren in Varianten mit Gehäuse, freilaufend und Breitenvariationen des Gehäuses durchgeführt.

Bei dem ersten Modell handelt es sich um den Radialventilator RV722 der in der FHD bereits an einem Prüfstand vermessen wurde, was einen direkten Vergleich der Simulationsergebnisse mit experimentellen Messwerten ermöglicht. Es wurden Simulationen mit dem Gehäuse in Originalgröße und freilaufend, mit Einlaufdüse und Laufrad in einem Raumvolumen durchgeführt. Das numerische Berechnungsgebiet ist Abbildung 6-1 zu entnehmen, die Drehzahl für sämtliche Simulationsläufe betrug 1500 1/min.

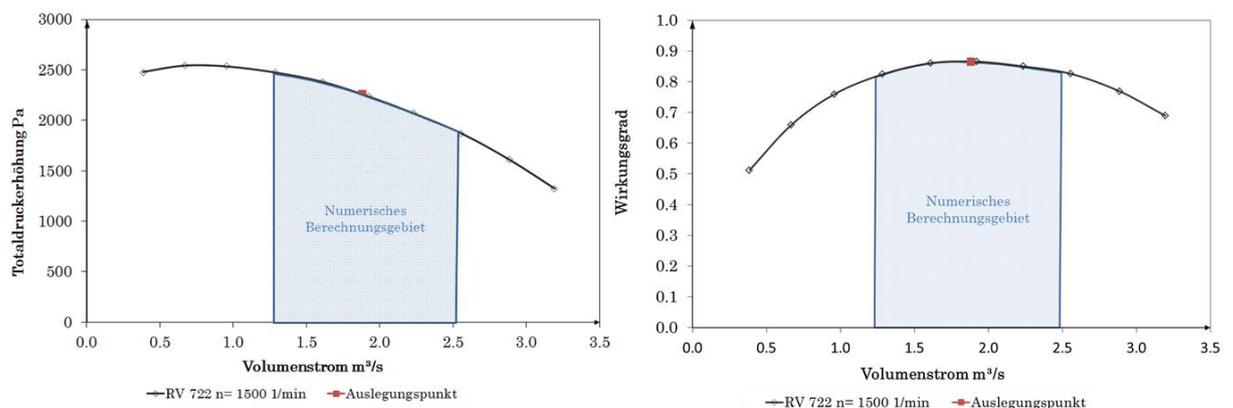


Abbildung 6-1: Numerisches Berechnungsgebiet für RV722, n=1500 1/min [34]

Außerdem wurden zwei Varianten mit verbreitertem Gehäuse berechnet, die entsprechenden Maße sind auf Abbildung 6-2 dargestellt. So konnten zwei weitere Werte des Breitenstroms untersucht werden.

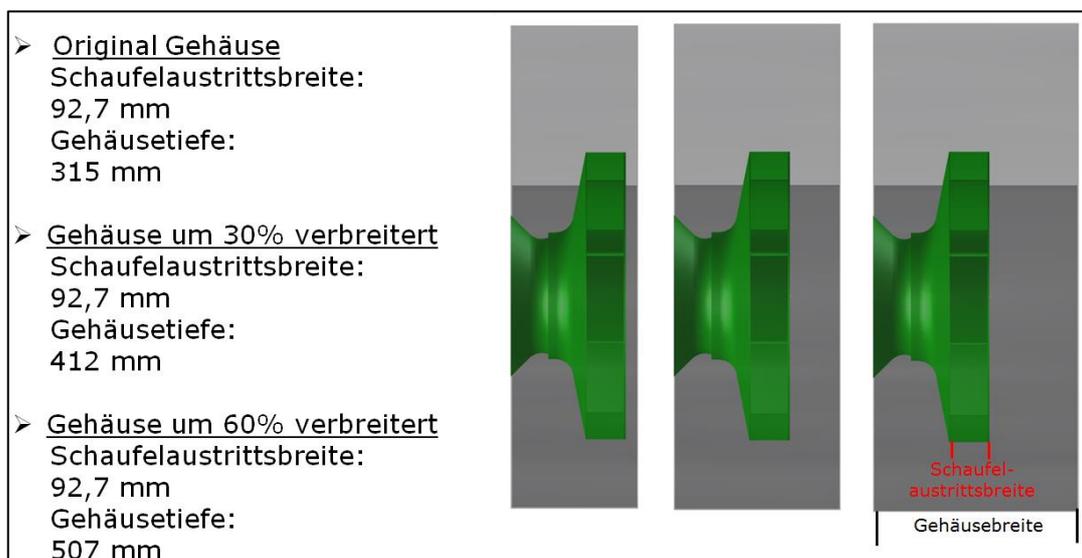


Abbildung 6-2: Breitenvariation des Gehäuses am RV722 [34]

Das zweite Modell wurde nach einer Vorlage von Siepert, wie in Kapitel 4.3 beschrieben, neu ausgelegt und an drei Betriebspunkten (Optimalpunkt, Teil- und Überlast) jeweils mit und ohne Spiralgehäuse berechnet.

6.1 Validierung der Simulationsergebnisse anhand einer Prüfstandsmessung

Bevor die Ergebnisse einer numerischen Strömungssimulation ausgewertet und interpretiert werden können, ist es nötig, diese durch einen Vergleich mit einer experimentellen Prüfstandsmessung zu validieren.



Abbildung 6-3: Prüfstand der FH Düsseldorf

Zu diesem Zweck werden Messdaten des Ventilatorprüfstandes (Abbildung 6-3) der Fachhochschule Düsseldorf hinzugezogen. Bei dem vermessenen Ventilator handelt es sich um die Originalauslegung von L. Bommes mit Spiralgehäuse, die Messungen erfolgten im Jahr 2010 [33](Abschlussarbeit Baidari).

Die Gegenüberstellung in Abbildung 6-4 (Druckerhöhung) und Abbildung 6-5 (Wirkungsgrad) zeigt, dass die URANS-Rechnungen gut mit der experimentellen Messung übereinstimmen. Die numerisch berechnete Druckerhöhung weicht hier um etwa 2% von der Gemessenen ab, im Teil- und Überlastbereich um 5%. Die stationäre Rechnung weist eine Abweichung von 4% im Auslegungspunkt, 6% im Überlastbereich und 17% im Teillastbereich auf.

Für den Wirkungsgrad beträgt die Abweichung der transienten Simulationsergebnisse von den Messergebnissen 2% im Auslegungspunkt. Die größte Abweichung beträgt 5% im Überlastbereich. Die stationäre Rechnung liefert für den Optimalpunkt und den Überlastbereich die gleiche Übereinstimmung mit der Messung, im Teillastbereich werden allerdings große Schwächen in der Berechnung von wirbelreichen Strömungsverläufen deutlich (20% Abweichung von der Messung).

Es werden also im Folgenden nur noch die transienten Ergebnisse berücksichtigt, die stationären Rechnungen dienen ausschließlich als Initialisierung für die URANS-Rechnungen. Auf diese Weise kann von einer befriedigenden Realitätsnähe der Simulationsergebnisse ausgegangen werden.

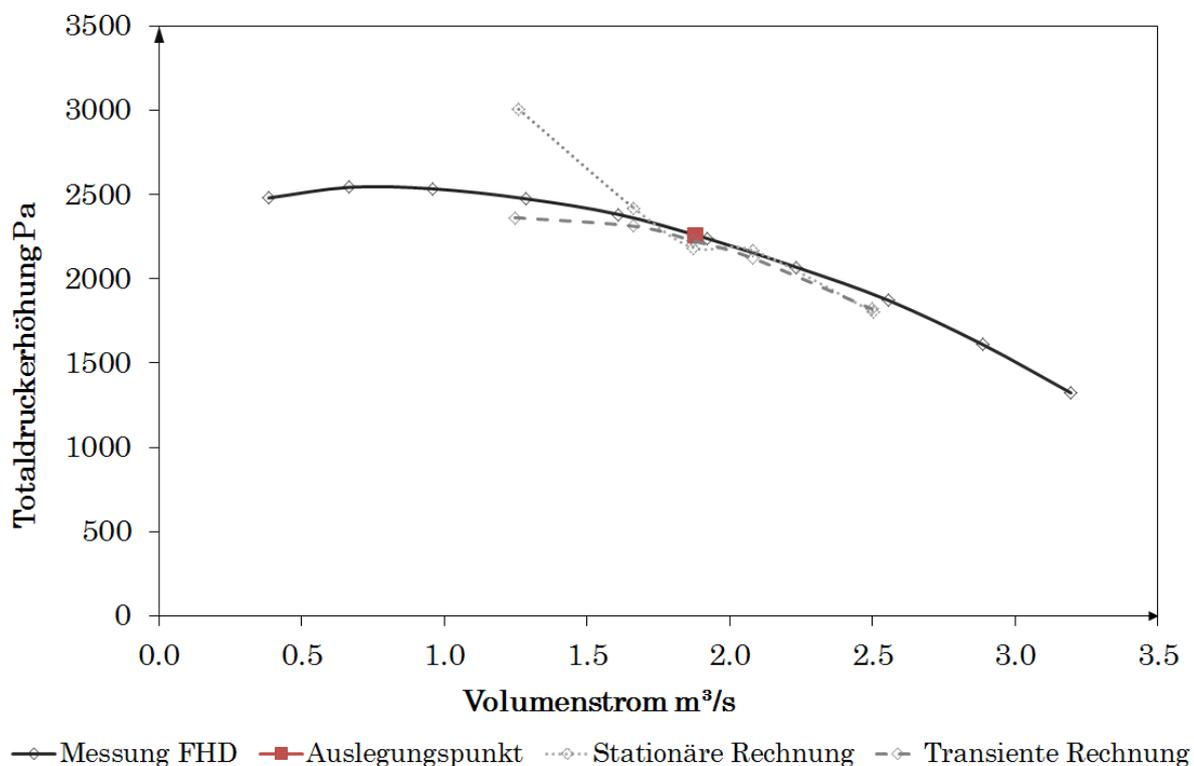


Abbildung 6-4: Druckdifferenz bei Messung und Simulation, RV722, $n=1500$ 1/min [34]

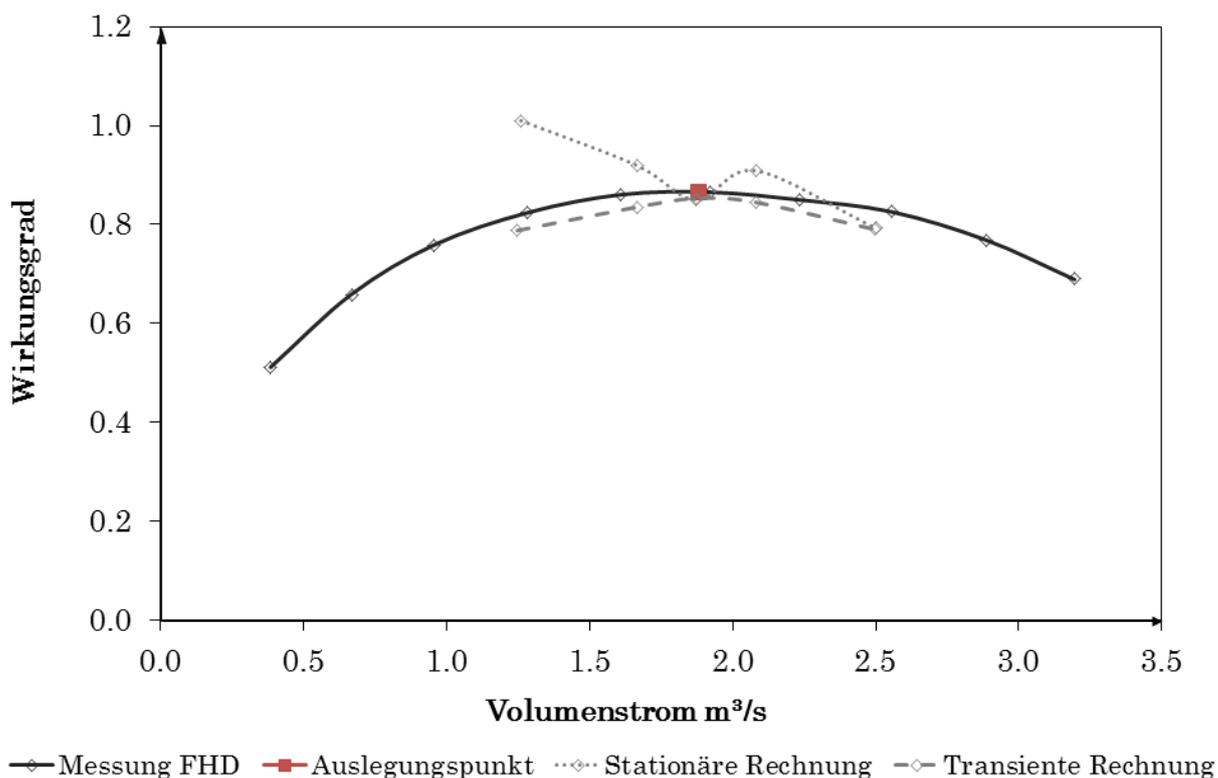


Abbildung 6-5: Wirkungsgrad bei Messung und Simulation, RV722, $n=1500$ 1/min [34]

Abbildung 6-6 zeigt das Strömungsfeld im Gehäuse im Auslegungspunkt in der Draufsicht. Dargestellt ist die Absolutgeschwindigkeit („Velocity in Stn Frame“) auf einer Ebene und durch Vektoren. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Gehäuse ohne Rückströmung vollständig durchströmt wird und die Strömungsgeschwindigkeit über den kompletten Querschnitt des Gehäuseaustritts weitestgehend konstant ist.

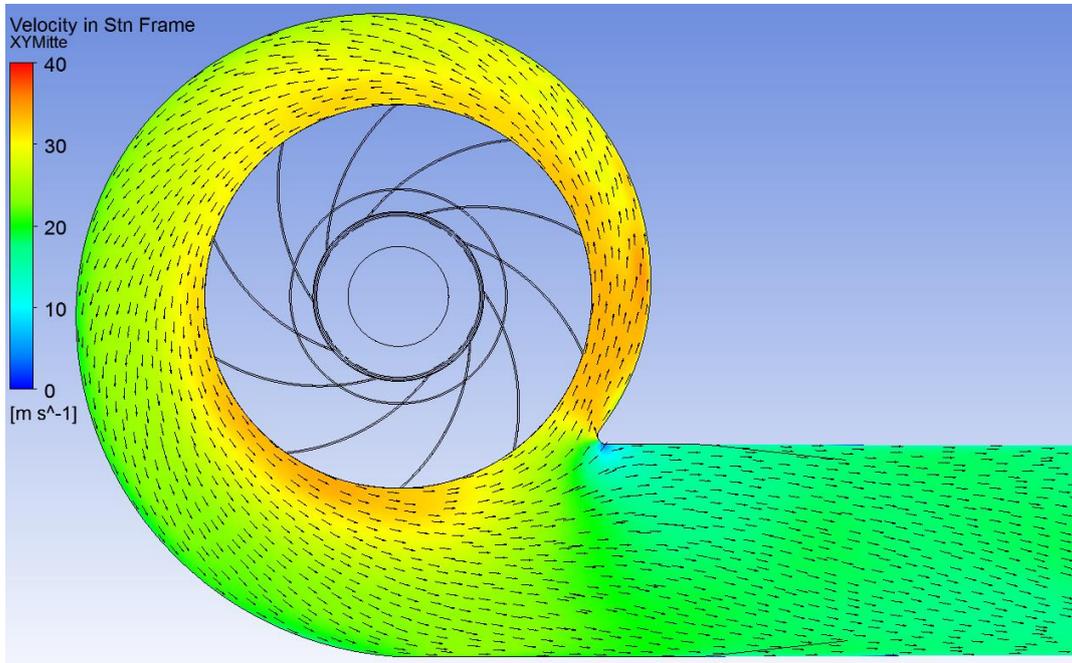


Abbildung 6-6: RV722, Strömung im Gehäuse, Optimalpunkt (1,87 m³/s)

Auf Abbildung 6-7 ist das Ausströmen aus dem Laufrad in das Gehäuse und die resultierende Wirbeltopologie in einer Schnittansicht, die mittig durch das Laufrad verläuft, dargestellt. Auffällig sind die hohen Geschwindigkeiten an der Umlenkkontur der Einlaufdüse, dem Radeinlauf und der Laufraddeckscheibe, wobei jedoch keine Ablösung stattfindet. Dies deutet auf eine gute Dimensionierung des Radeinlaufs hin (vgl. Kapitel 4.1.2).

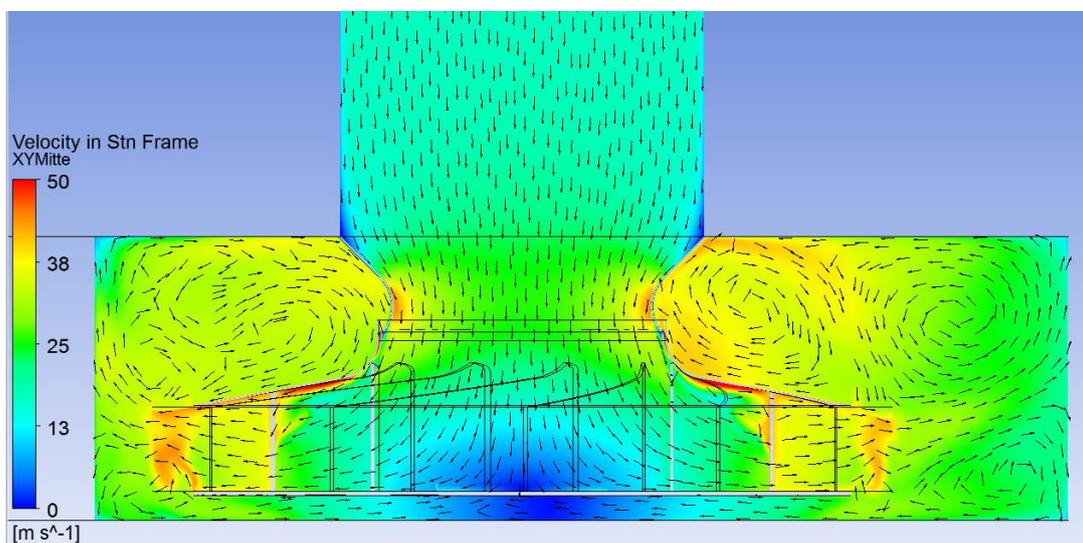


Abbildung 6-7: Geschwindigkeitsverteilung und Wirbeltopologie RV722, Optimalpunkt (1,87 m³/s)

Der Einfluss verschiedener Betriebspunkte auf die Laufradströmung wird in Abbildung 6-8 anhand der Relativgeschwindigkeit („Velocity“) in der XY-Ebene dargestellt. Beim links gezeigten Teillastpunkt fallen die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten bzw. die unzureichende Durchströmung des Laufrads auf, was eine Ablösung der Strömung in den Schaufelkanälen nahe dem Laufradaustritt zur Folge hat.

Auch der rechts gezeigte Überlastpunkt weist keine schaufelkongruente Laufradströmung auf, allerdings ist die Ursache dafür in diesem Fall der erhöhte Durchfluss und die resultierende Stauwirkung durch den Stator.

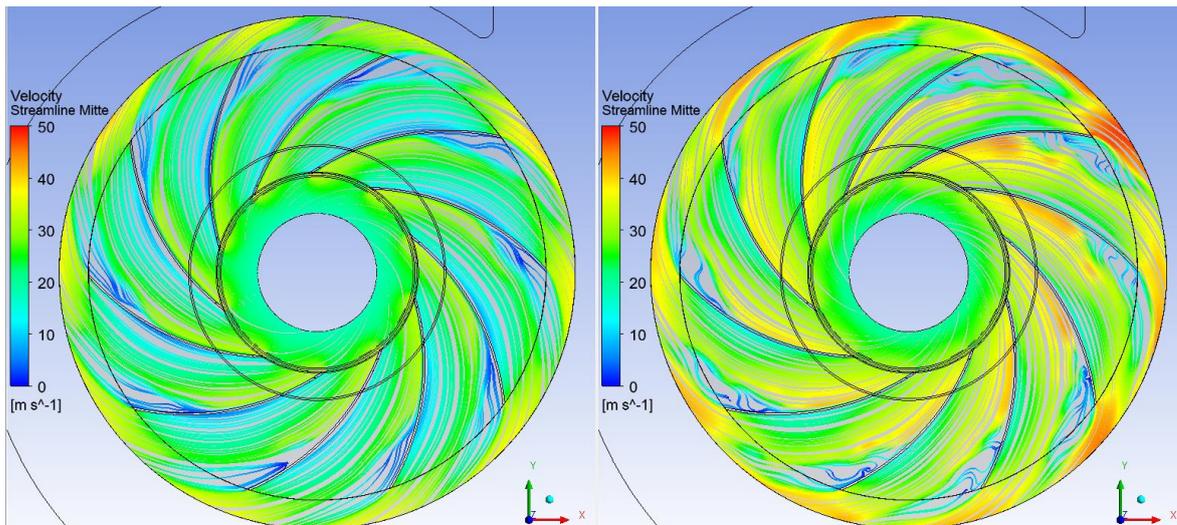
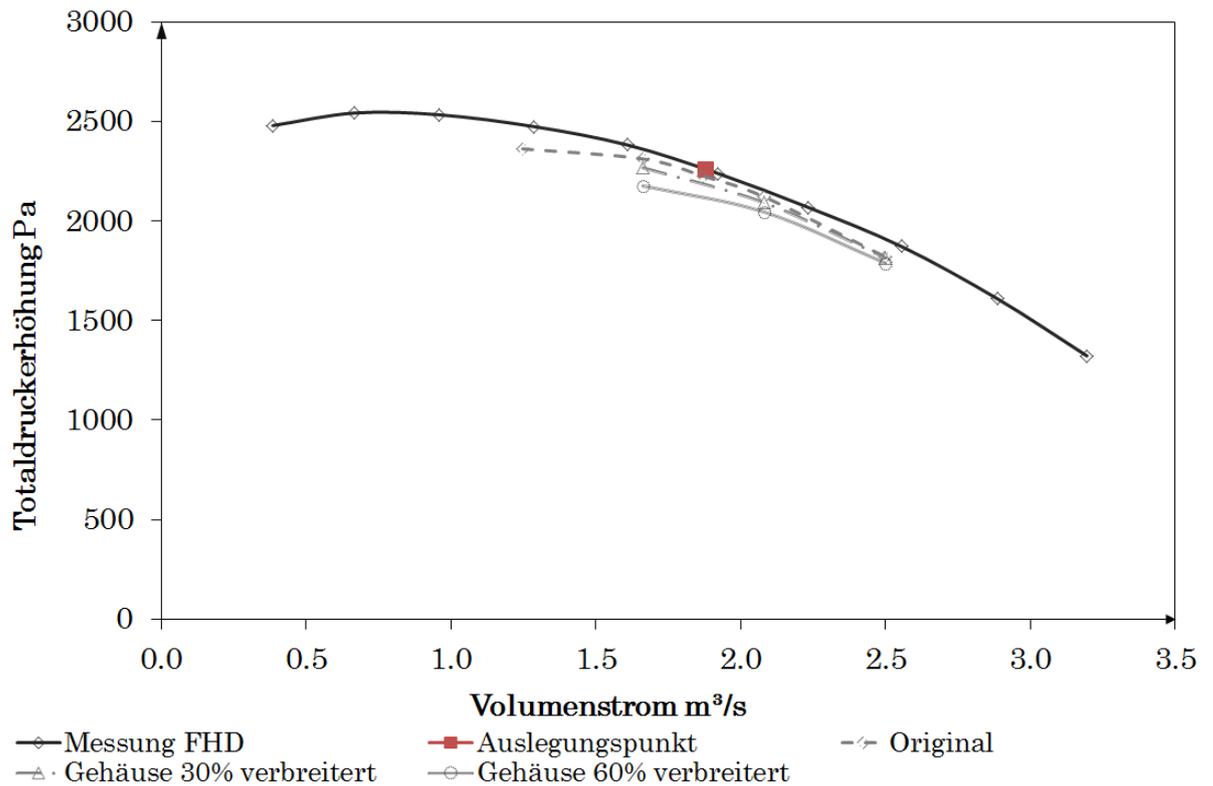
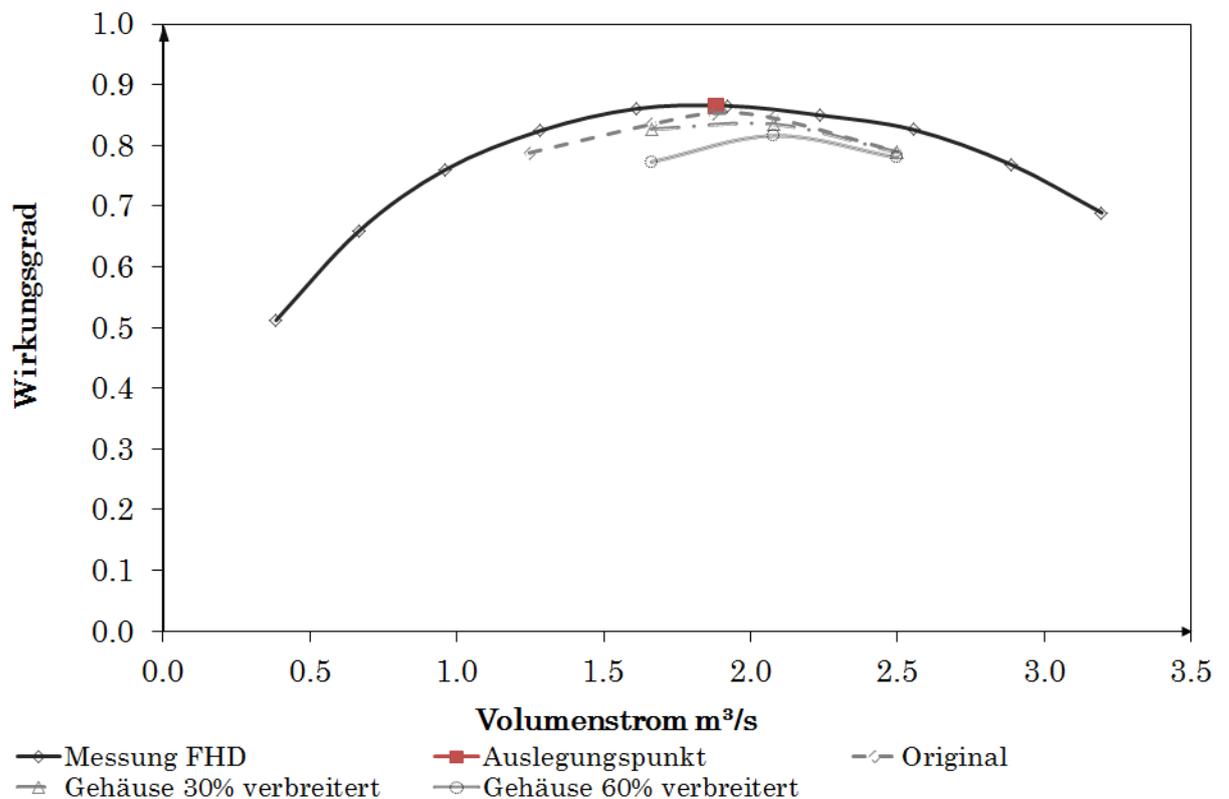


Abbildung 6-8: Laufradströmung RV722, links: Optimalpunkt (1,87 m³/s), rechts: Überlast(2,50 m³/s)

6.2 RV722 mit Gehäusevariationen

Die Kennlinien der Gehäusevariationen des RV722 (Abbildung 6-9 und 6-10) zeigen einen deutlichen Leistungsabfall gegenüber dem Original. Besonders das um 60% verbreiterte Gehäuse führt im Vergleich zu den Ergebnissen mit dem Originalgehäuse zu Einbußen in Druckerhöhung (6% bei Teillast) und Wirkungsgrad (8% bei Teillast).

Abbildung 6-9: Druckdifferenz mit Gehäusevariationen, $n=1500$ 1/min [34]Abbildung 6-10: Wirkungsgrad mit Gehäusevariationen, $n=1500$ 1/min [34]

Die Ursache für den signifikanten Leistungsabfall ist anhand der Laufradströmung auf Abbildung 6-11 zu erkennen. Schon mit dem ursprünglichen Gehäuse (links) ist eine schlechte Durchströmung des Laufrads mit einer druckseitigen Ablösung an den Schau-

feldern zu erkennen, jedoch ist der Effekt mit dem größeren Gehäuse (rechts) wesentlich stärker, da dieses eine für kleine Durchsätze unzureichende Strömungsführung bietet. Außerdem beginnt die Ablösung mit dem verbreiterten Gehäuse schon kurz nach dem Eintritt ins Laufrad, während sie mit dem Originalgehäuse erst näher am Austritt auftritt.

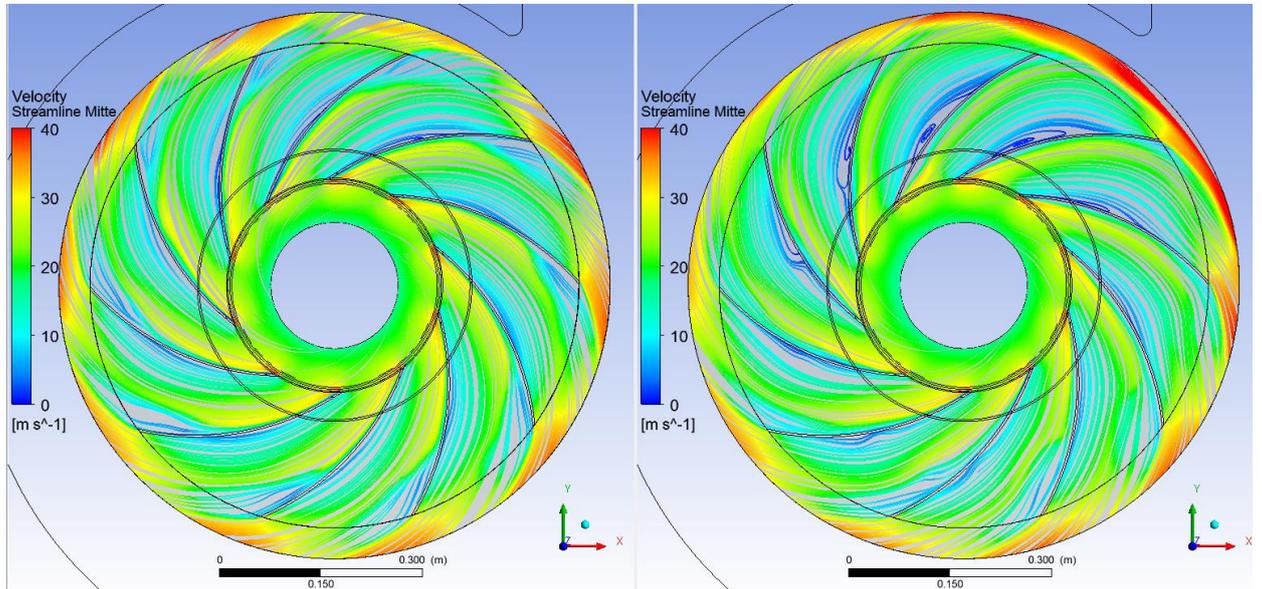


Abbildung 6-11: Laufradströmung: links Original, rechts 60% verbreitertes Gehäuse, $1,66 \text{ m}^3/\text{s}$, $n=1500 \text{ 1/min}$

Die Auswirkungen der schlechten Strömungsführung auf die Strömungsverhältnisse im Gehäuse sind auf Abbildung 6-12 dargestellt. Besonders auffällig ist die Rückströmung am Gehäuseaustritt, die durch die Druckverteilung im Stator zu erklären ist, welche hier zu einer starken Verzögerung der Geschwindigkeit führt (Abbildung 6-13).

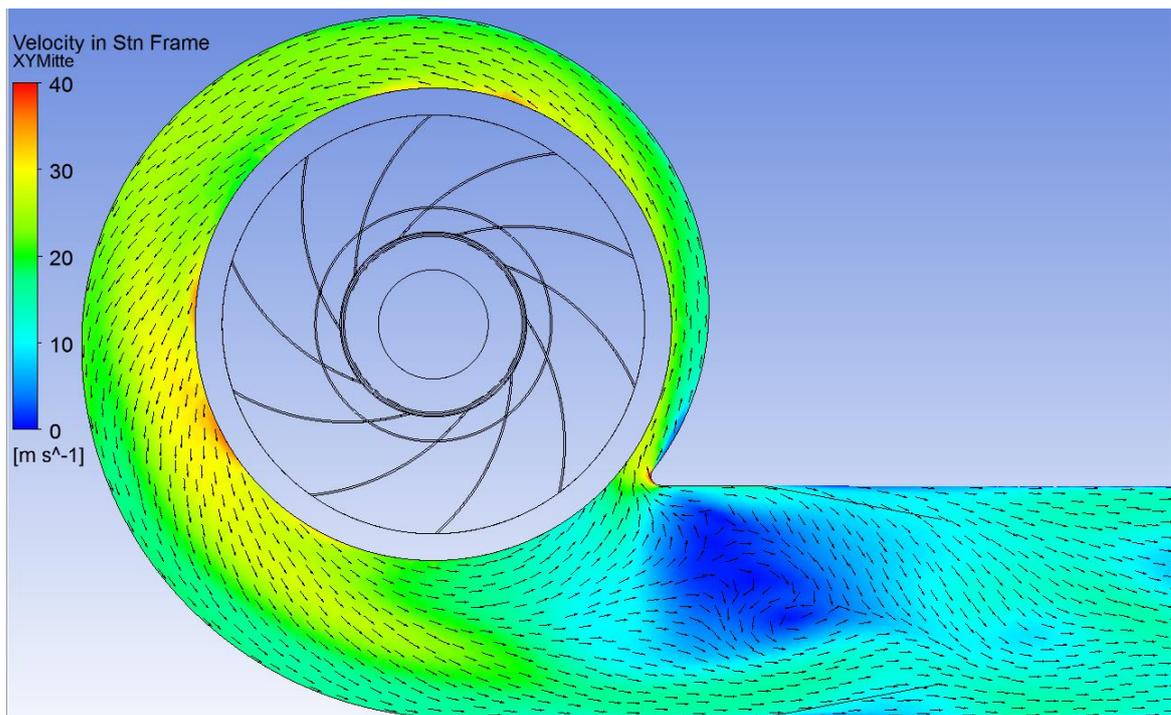


Abbildung 6-12: Strömung im 60% breiteren Gehäuse, Teillast

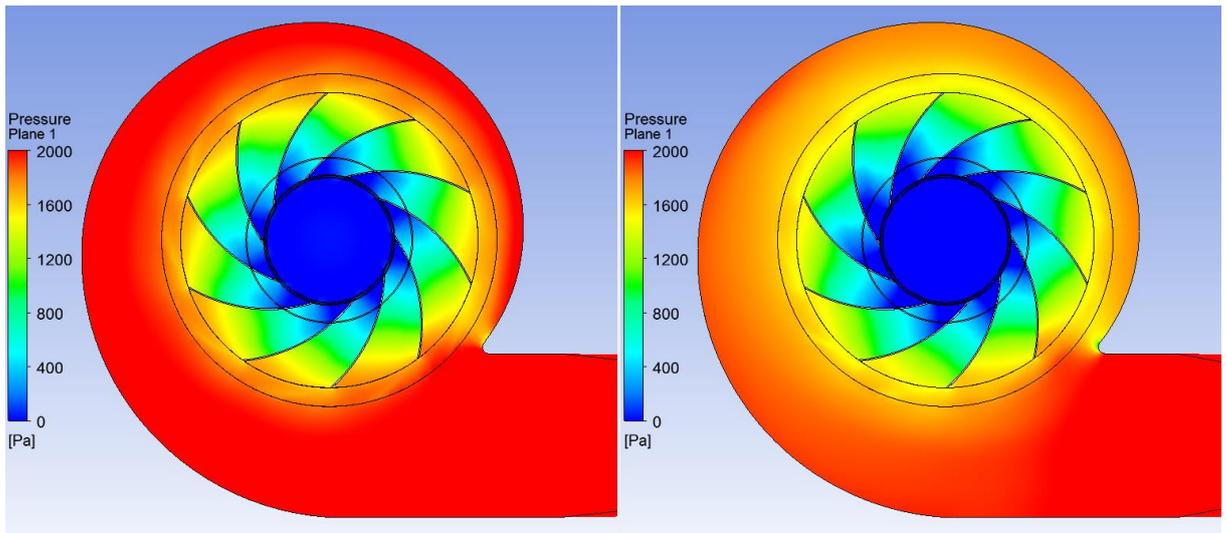


Abbildung 6-13: Druckverteilung im Gehäuse bei Teillast, rechts: Original, links: Um 60% verbreitert

6.3 RV722 ohne Spiralgehäuse

Die Ergebnisse des Vergleichs der Druckerhöhung am Laufradaustritt, sowie der Laufradaustrittswirkungsgrade der freilaufenden Variante mit den verschiedenen Gehäusevariationen sind auf Abbildung 6-14 und 6-15 zu sehen. Hierbei wird deutlich, dass die Werte der Druckerhöhung für alle Varianten dicht zusammen liegen (Größte Abweichung 2% bei Teillast), mit einem Wirkungsgradabfall um 4% im Teillastbereich bei dem gehäuselosen Ventilator.

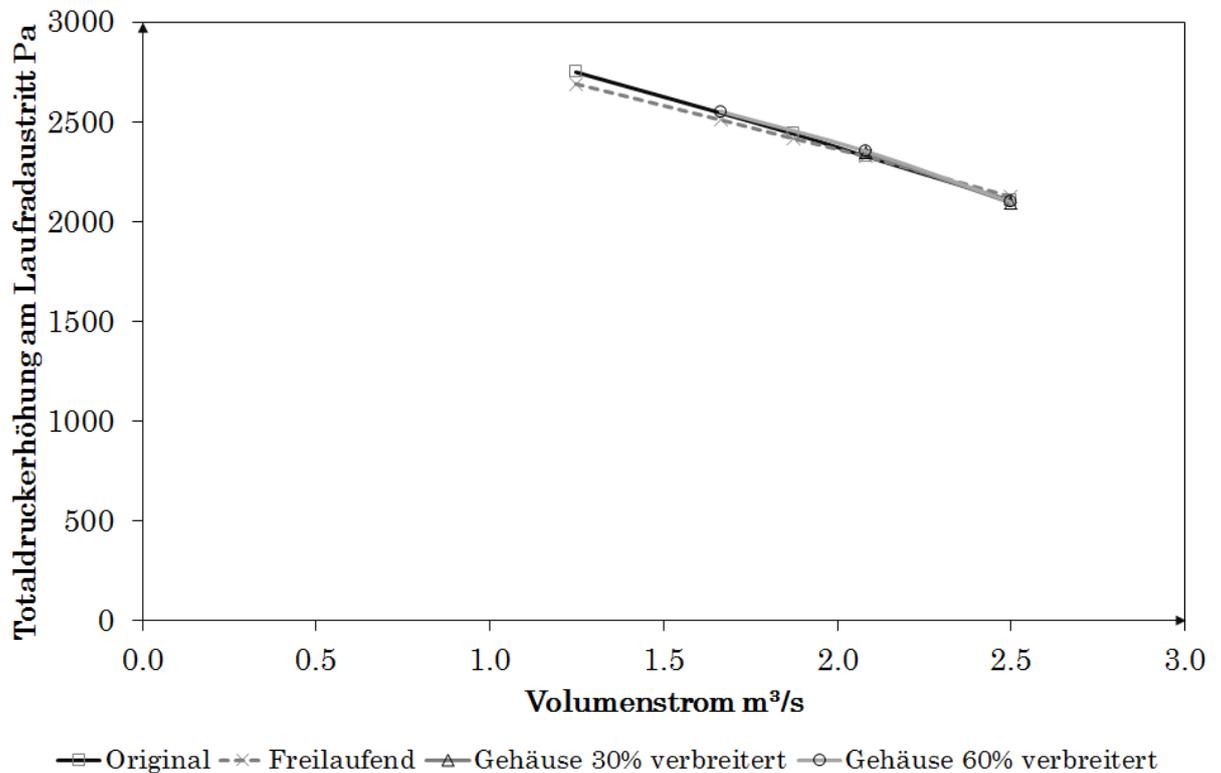


Abbildung 6-14: Druckerhöhung am Laufradaustritt, $n=1500$ 1/min

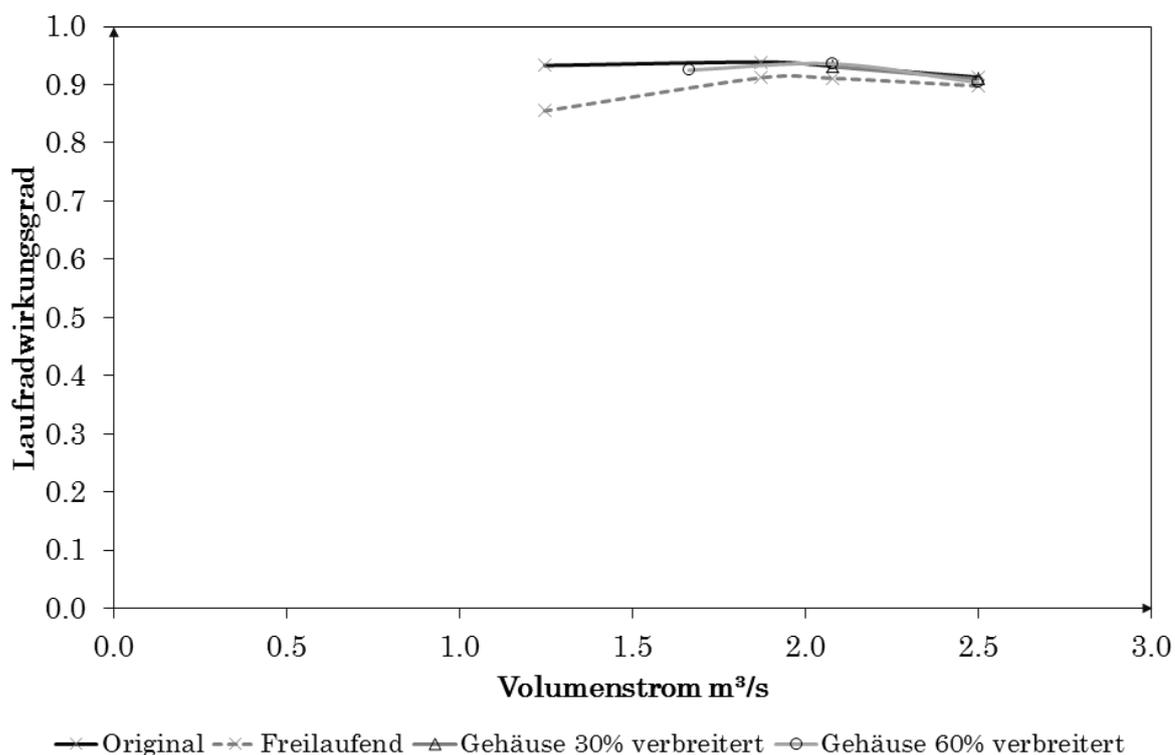


Abbildung 6-15: Lauftradwirkungsgrad, $n=1500$ 1/min

Ein Vergleich der Lauftradströmung bei Teillast (links) und Überlast (rechts) der freilaufenden Variante ist auf Abbildung 6-16 dargestellt. Während im Überlastbereich durch das fehlende Gehäuse eine schaufelkongruente Strömung ohne Rückstau möglich ist, fällt die fehlende Führung im Teillastbereich umso stärker ins Gewicht – es treten starke Verwirbelungen, sowohl druck- als auch saugseitig in den Schaufelkanälen auf.

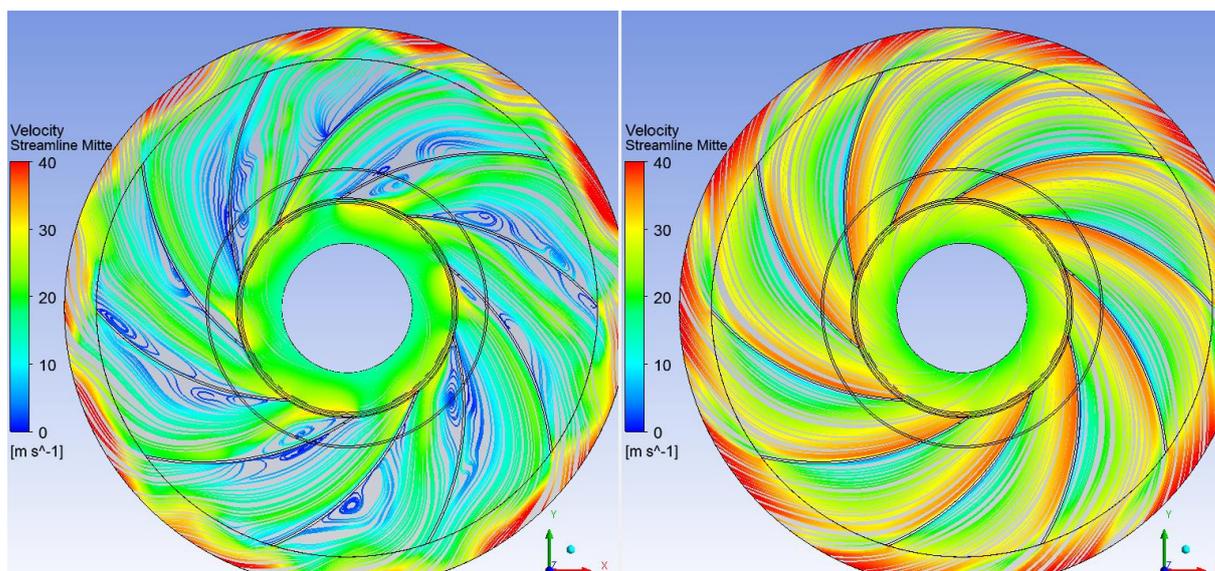


Abbildung 6-16: Lauftradströmung ohne Gehäuse, Links: Teillast ($1,66m^3/s$), rechts: Überlast ($2,5m^3/s$)

Abbildung 6-17 und 6-18 zeigen zwei verschiedene Ansichten des Ausströmens in den freien Raum beim Ventilator ohne Gehäuse. Es wird deutlich, dass der Einfluss des Ventilators auf die Strömungsverhältnisse im Raum auch in großer Distanz noch zu

erkennen ist und somit die Maße für das Raumvolumen günstig gewählt wurden (vgl. Kapitel 5.1.1).

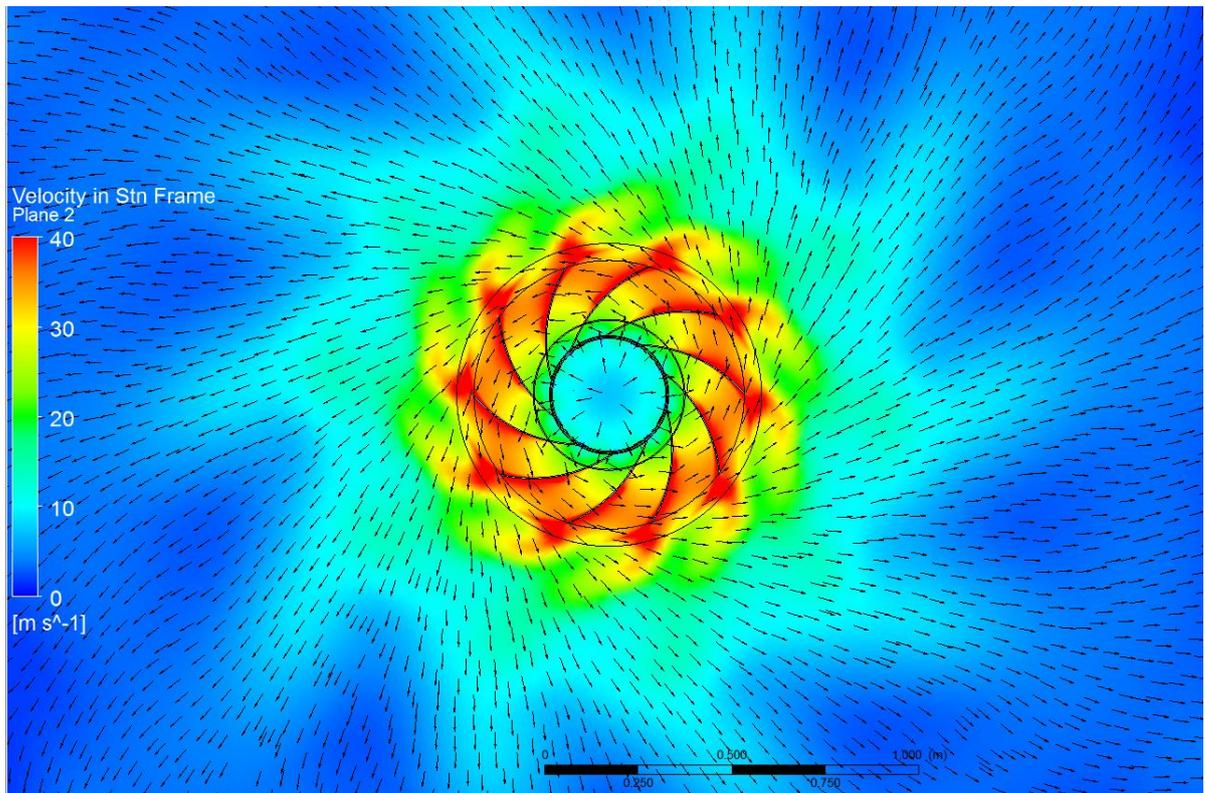


Abbildung 6-17: Ausströmen in den Raum, RV722 freilaufend, Optimalpunkt

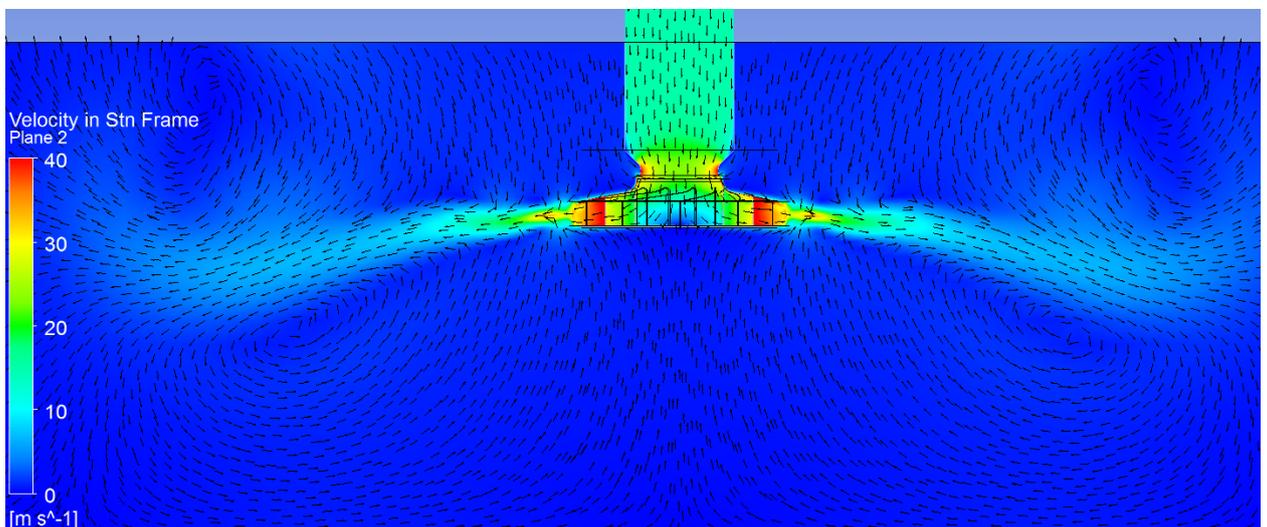


Abbildung 6-18: Ausströmen in den Raum, RV722 freilaufend, Optimalpunkt

6.4 Auslegung nach Siefert

Zunächst werden die Simulationsergebnisse des neu ausgelegten RV Siefert mit den Werten aus der Literatur (Siefert, 2007) verglichen. Abbildung 6-19 zeigt den Vergleich der Totaldruckerhöhungen, Abbildung 6-20 den Vergleich der Gesamtwirkungsgrade.

Insbesondere bei der Wirkungsgradkennlinie wurde eine sehr gute Übereinstimmung erzielt, lediglich im Überlastbereich weist das neue Modell einen um 2% erhöhten Wert auf. Außerdem erzielt es im Auslegungspunkt und Überlastbereich eine um 5% höhere Druckerhöhung. Die Gründe hierfür können in den Modifikationen der Zunge, des Querschnitts des Gehäuseaustritts und des Radeinlaufs, aber auch teilweise in einer Res-
tungenauigkeit der Simulationen liegen.

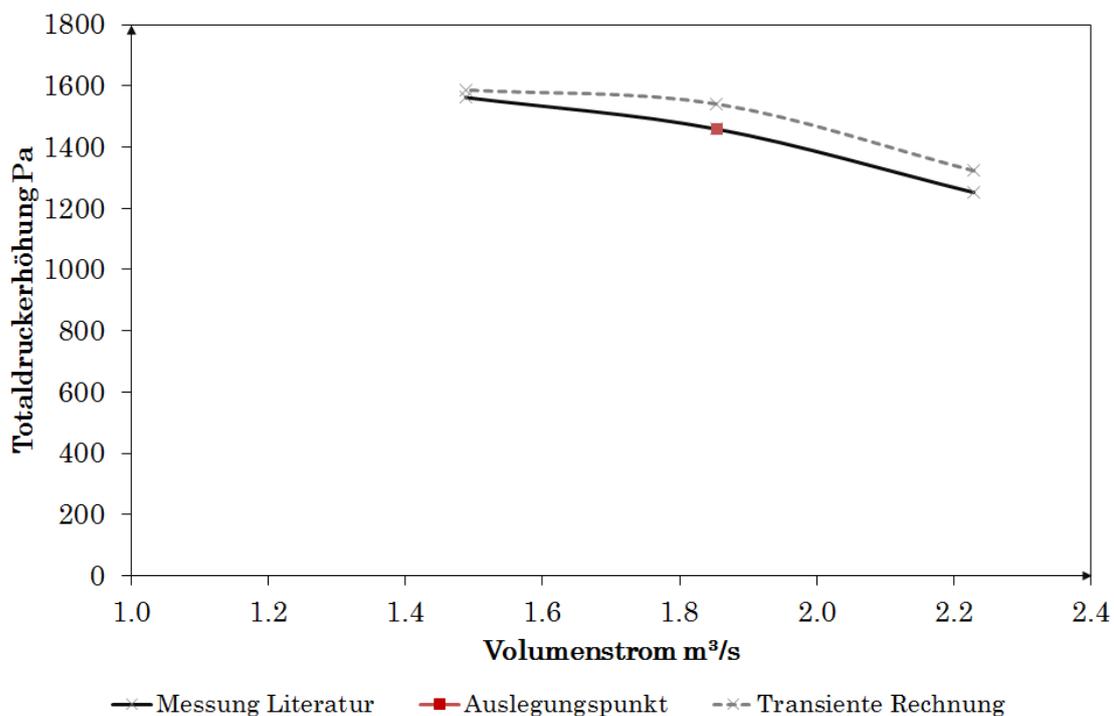


Abbildung 6-19: Druckerhöhung RV Siepert, Messung aus Literatur und URANS Simulation, $n=1500$ 1/min

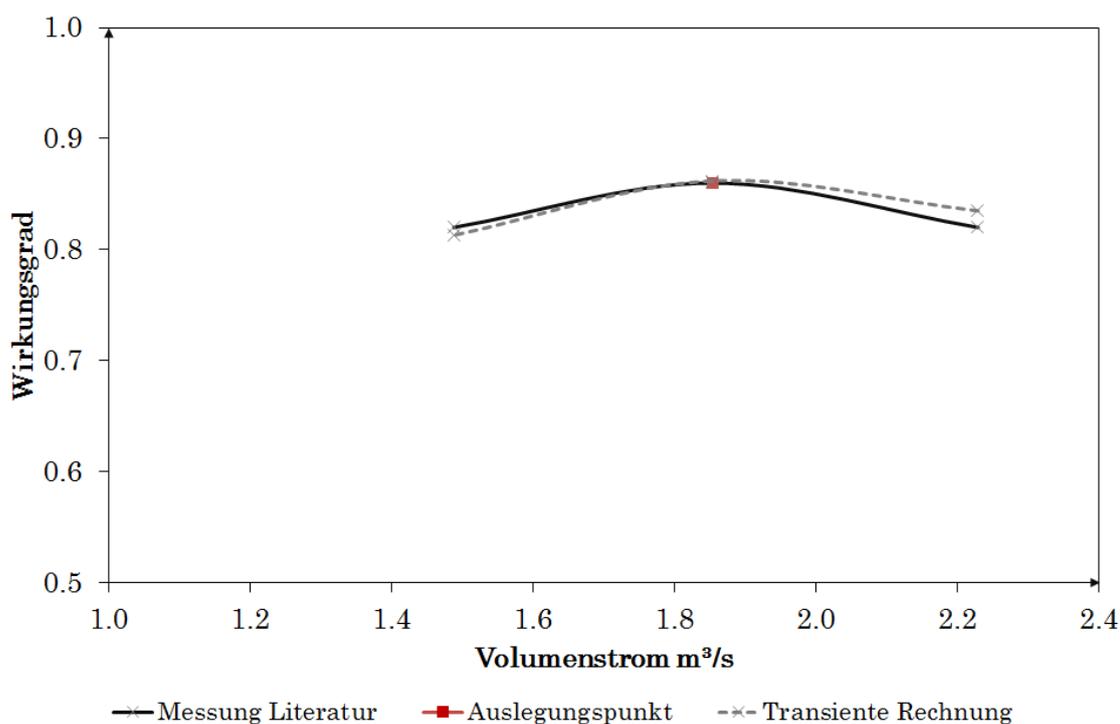


Abbildung 6-20: Wirkungsgrad RV Siepert, Messung aus Literatur und URANS Simulation, $n=1500$ 1/min

Abbildung 6-21 zeigt einen Vergleich der Laufradströmung des neuen Modells im Auslegungspunkt (links) und Überlastbereich (rechts). Auffällig ist die wirbelfreie Strömung im Überlastbereich, was den erhöhten Wirkungsgrad in diesem Punkt erklärt.

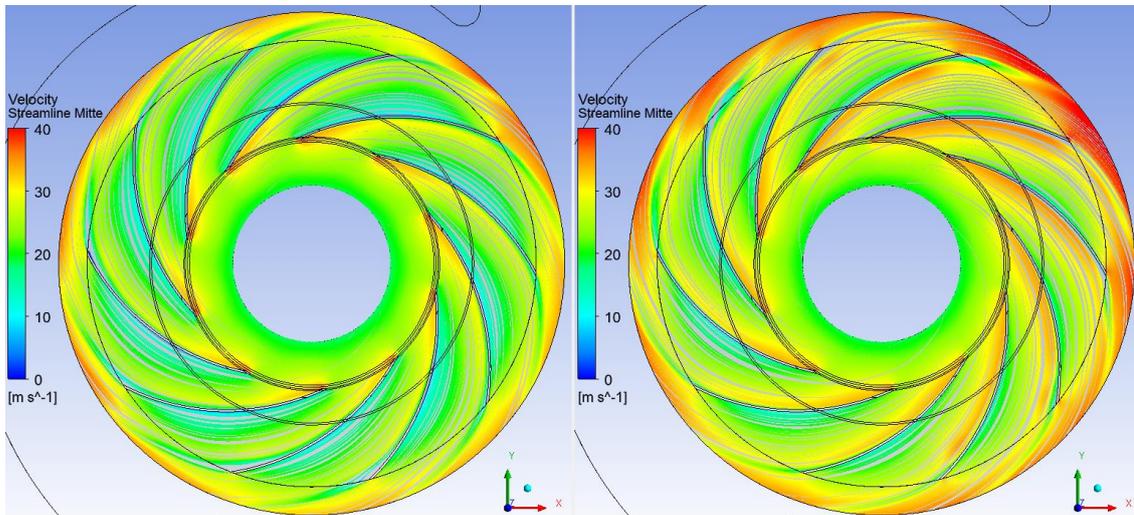


Abbildung 6-21: Laufradströmung RV Siepert, links: Optimalpunkt ($1,88 \text{ m}^3/\text{s}$), rechts: Überlast ($2,25 \text{ m}^3/\text{s}$)

Eine weitere Art die Laufradströmung zu visualisieren, ist in Abbildung 6-22 zu sehen: Dargestellt wird die Strömungsgeschwindigkeit (Farbe der Fläche) und Strömungsrichtung (Vektorgrafik) parallel zu den Schaufelflächen, in der Mitte der Schaufelkanäle. Auch hier lässt sich deutlich die schaufelkongruente Strömung erkennen.

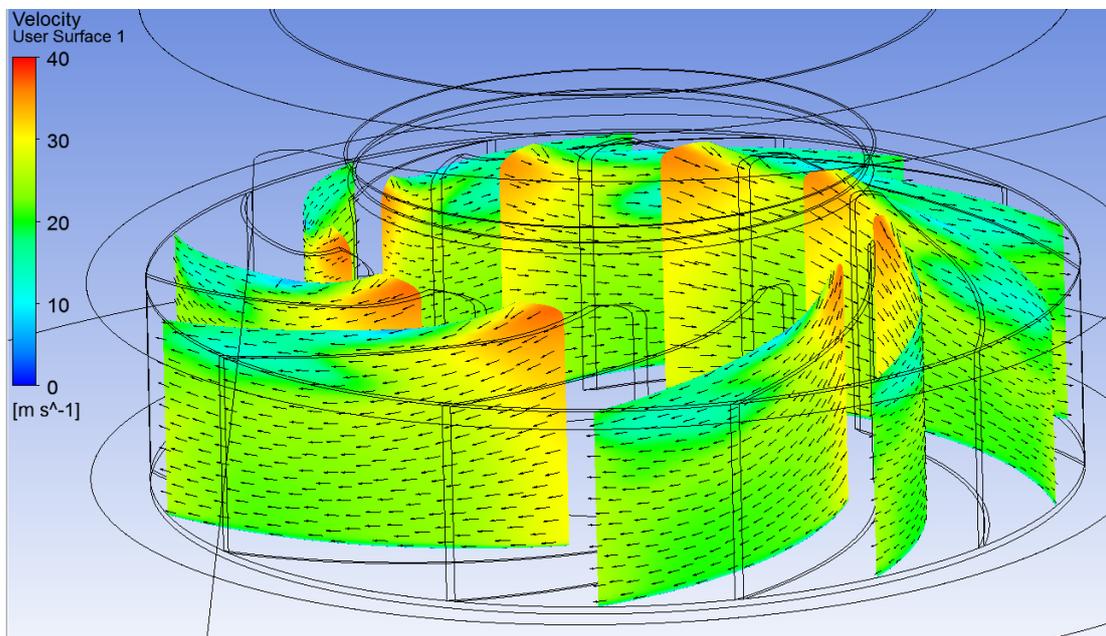


Abbildung 6-22: Geschwindigkeitsverteilung in den Schaufelkanälen, RV Siepert, Optimalpunkt ($1,88 \text{ m}^3/\text{s}$)

6.5 Auslegung nach Siepert, Berechnung ohne Spiralgehäuse

Die Ergebnisse der Berechnung der Auslegung nach Siepert ohne Gehäuse sind auf Abbildung 6-23 (Totaldruckerhöhung am Laufradaustritt) und 6-24 (Laufradwirkungsgrad-

de) zu sehen. Auch hier weichen die Druckdifferenzen nur um höchstens 5% voneinander ab, wobei die Werte für den freilaufenden Ventilator durchgängig etwas höher sind, während der Wirkungsgrad der freilaufenden Variante im Teillastbereich um etwa 2% abfällt.

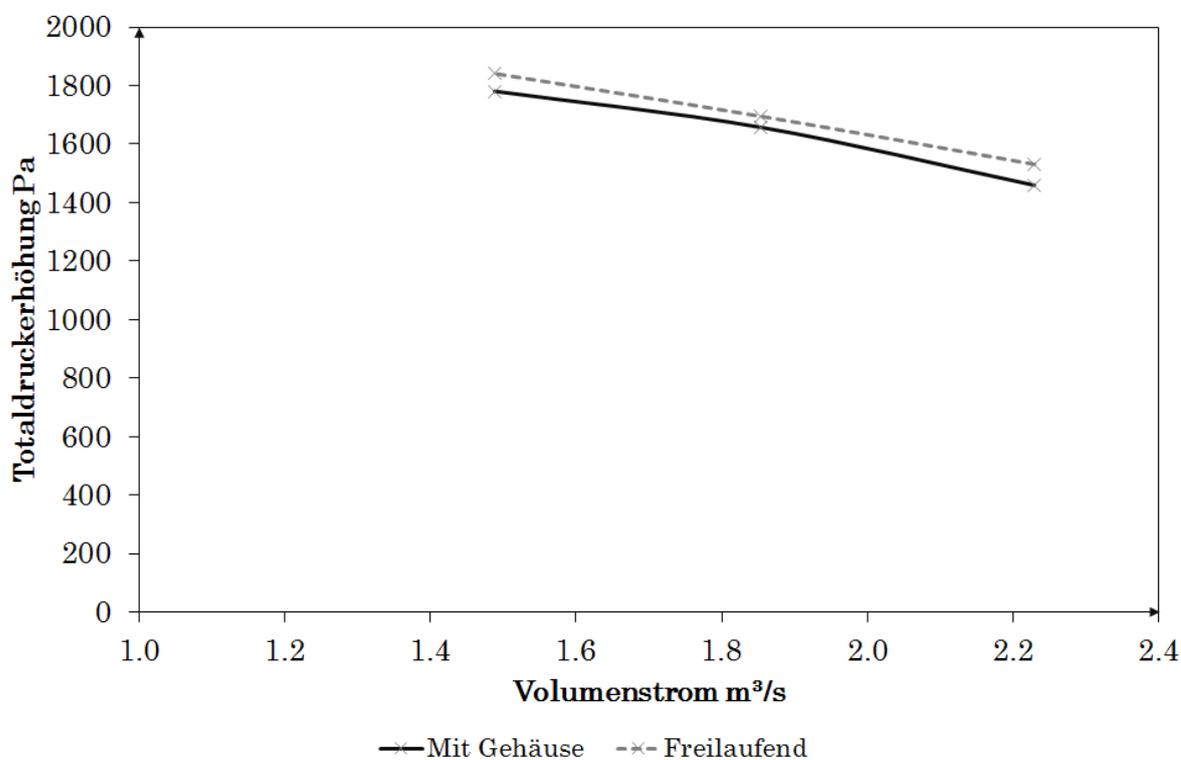


Abbildung 6-23: Druckerhöhung am Laufradaustritt RV Siepert mit und ohne Gehäuse, $n=1500$ 1/min

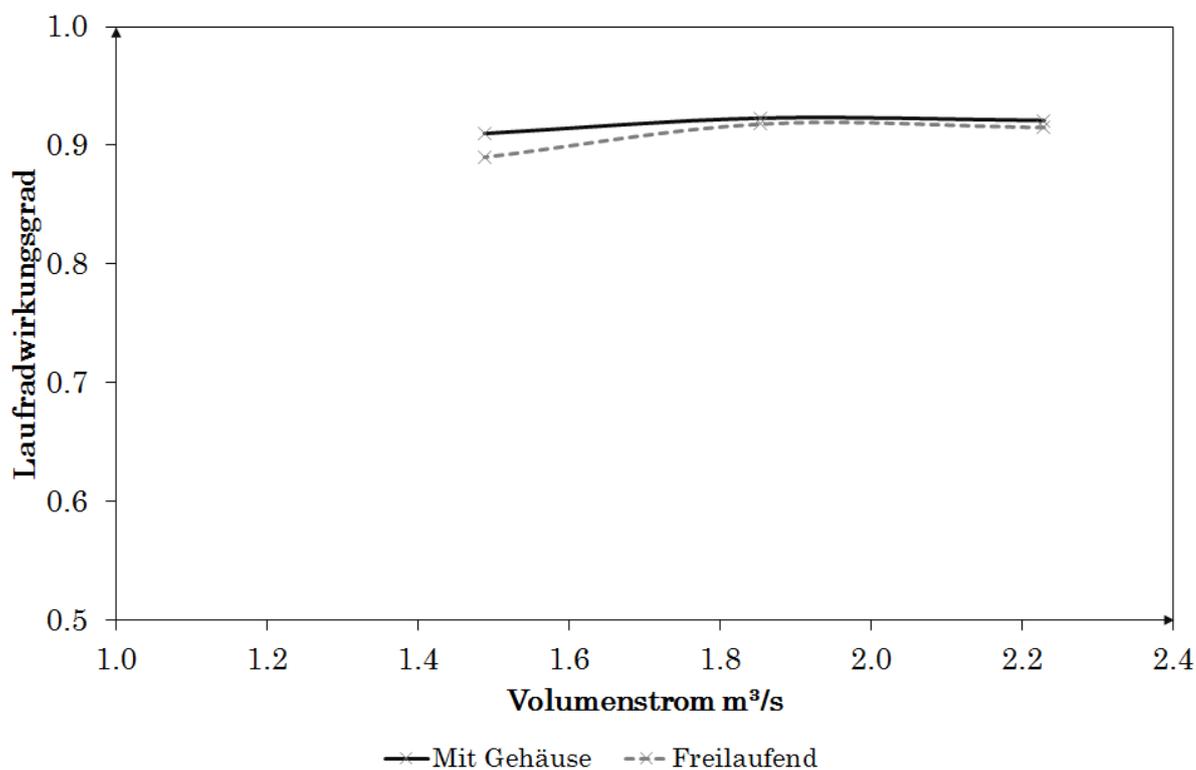


Abbildung 6-24: Laufadwirkungsgrad RV Siepert mit und ohne Gehäuse, $n=1500$ 1/min

Abbildung 6-25 zeigt den Vergleich der Laufradströmung bei Teillast mit (links) und ohne (rechts) Spiralgehäuse. Erneut wird deutlich, dass ohne Gehäuse in zahlreicheren Schaufelkanälen Wirbelbildung vorliegt, als mit Gehäuse.

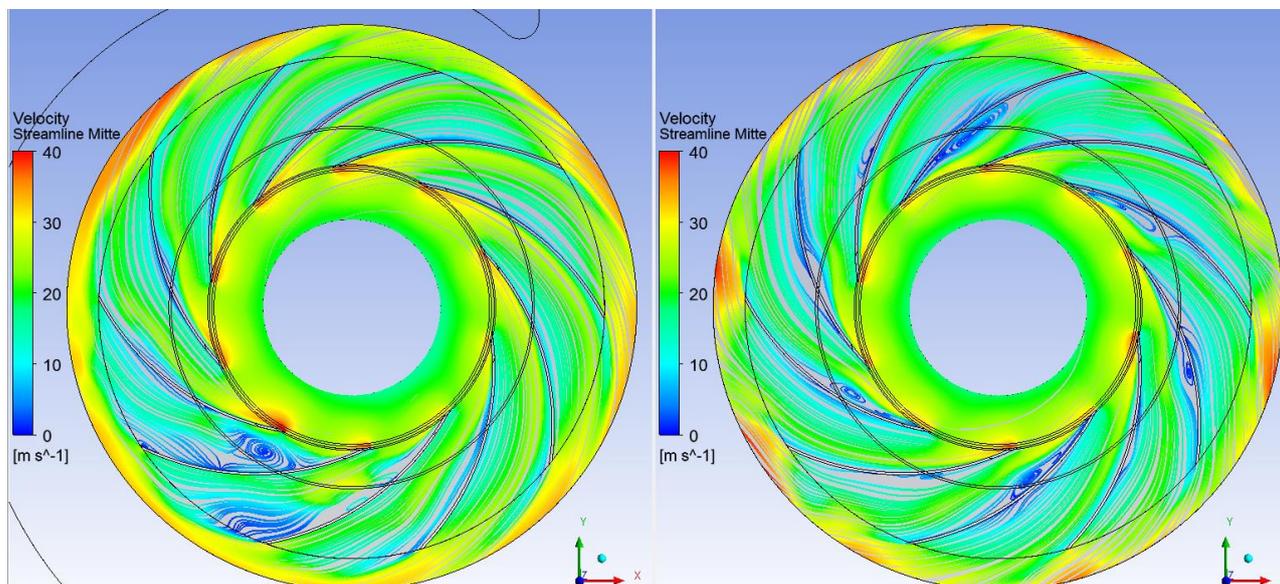


Abbildung 6-25: Laufradströmung bei Teillast (1,5 m³/s) RV Siepert, links: Mit Gehäuse, rechts: freilaufend

Abbildung 6-26 zeigt die gleiche Gegenüberstellung für den Überlastbereich. Hier ist wiederum klar zu erkennen, dass die Laufradströmung durch das Gehäuse gestaut wird und ohne dieses ungestörter ausströmen kann.

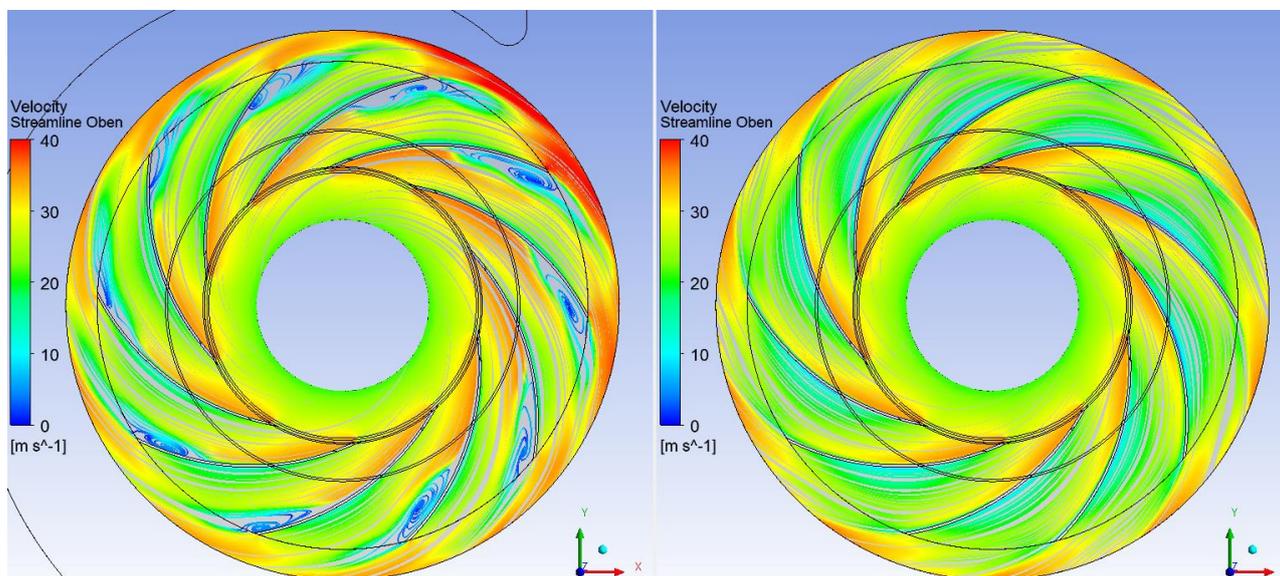


Abbildung 6-26: Laufradströmung bei Überlast RV Siepert, links: Mit Gehäuse, rechts: freilaufend

6.6 Rotationsfaktor im vorderen und hinteren Radseitenraums

Zur zusätzlichen Beschreibung der Gehäuseströmung wurden der vordere und hintere Radseitenraum, also die Bereiche zwischen Laufraddeckscheibe und der oberen Gehäusewand und der Laufradbodenscheibe und der unteren Gehäusewand, des Modells RV

Siepert untersucht. Besondere Beachtung wurde hierbei dem Rotationsfaktor c_u/u_2 geschenkt, also dem Anteil der Umfangsgeschwindigkeit an der Absolutgeschwindigkeit. Die Abbildungen 6-27, 6-28 und 6-29 zeigen Visualisierungen der Strömungstopologie in diesen Bereichen für die drei Betriebspunkte.

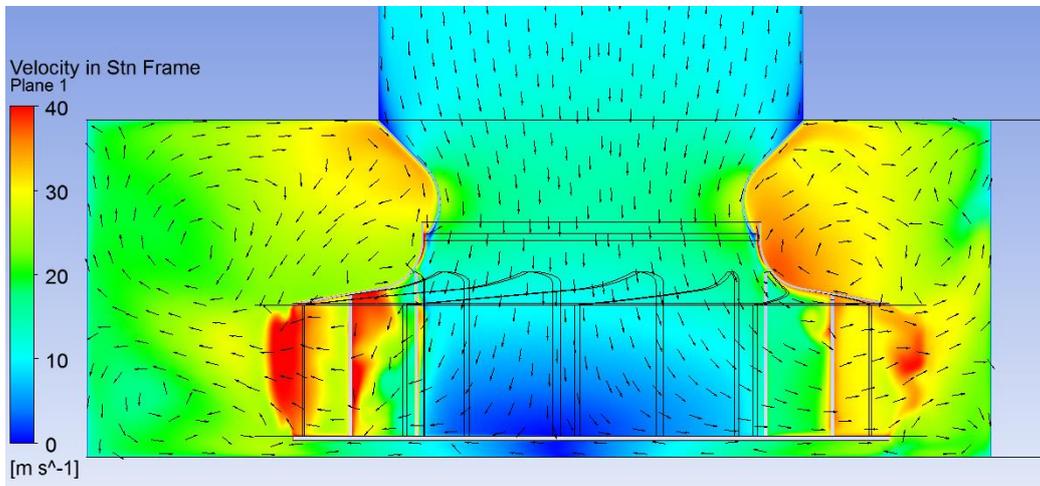


Abbildung 6-27: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Teillast

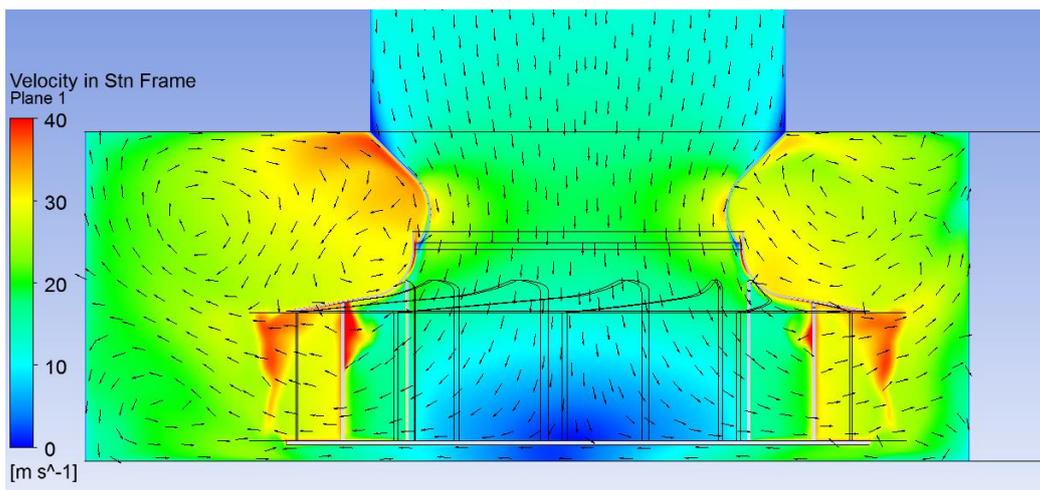


Abbildung 6-28: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Optimalpunkt

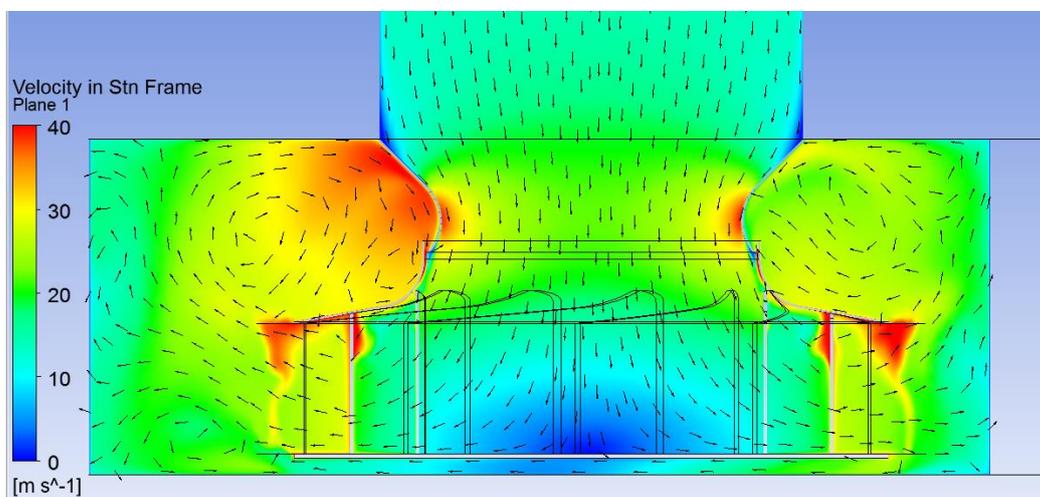


Abbildung 6-29: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Überlast

In den Abbildungen 6-31, 6-32 und 6-33 sind die Werte des Rotationsfaktors über die Position im jeweiligen Radseitenraum für drei verschiedene Durchmesser (Abbildung 6-30) aufgetragen. Die Positionswerte auf der x-Achse geben die Nähe zum rotierenden Laufrad an, wobei der Wert 1 die Position direkt am Laufrad darstellt und 0 die Position an der Gehäusewand.

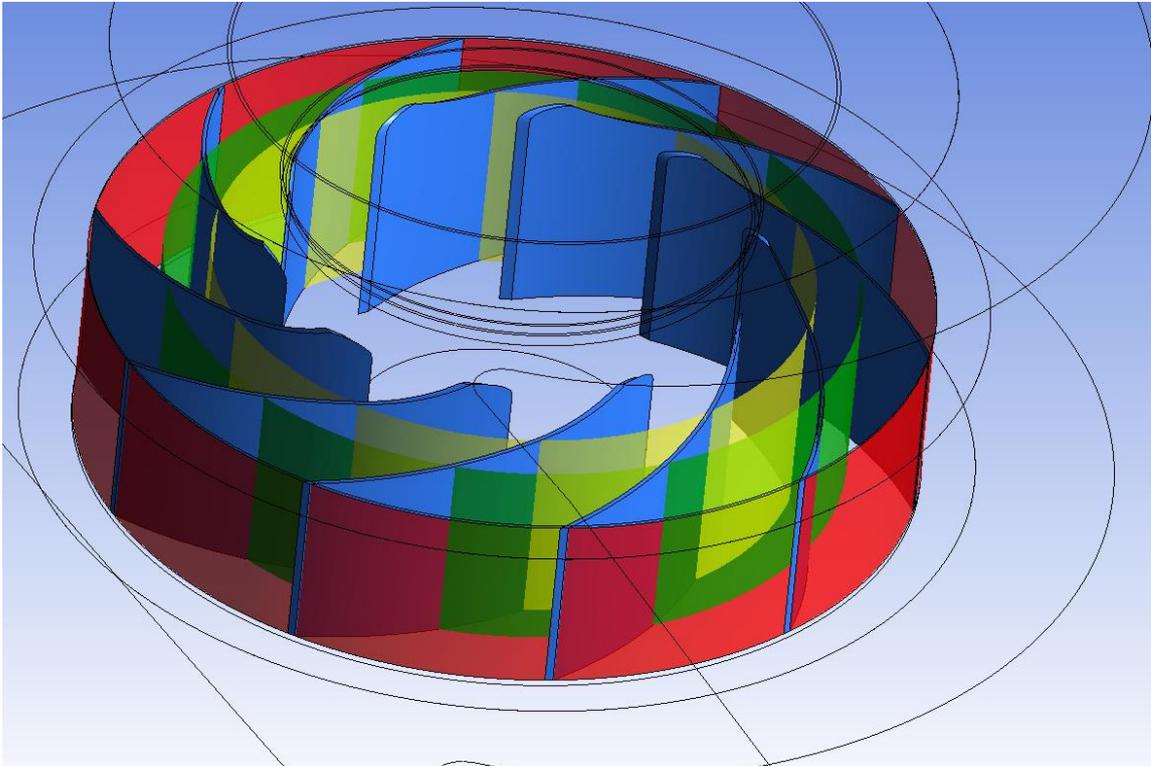


Abbildung 6-30: Durchmesser - rot: Laufradaustritt, grün: Mitte des Laufrads, gelb: Höhe Einlaufdüse

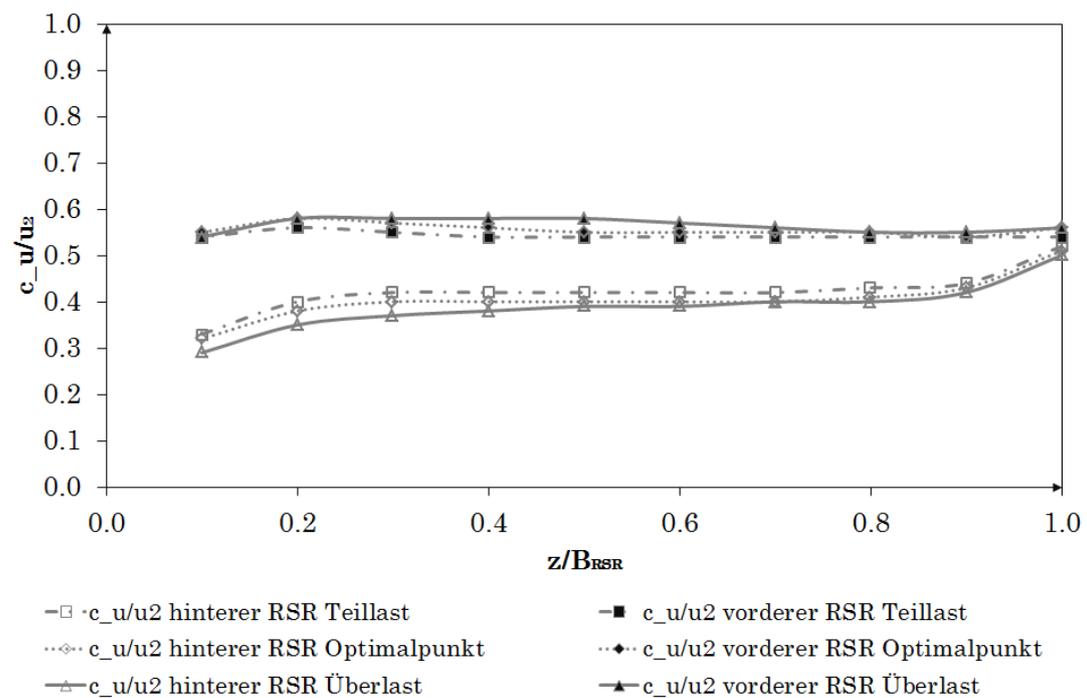


Abbildung 6-31: RV Siepert Rotationsfaktor Auswertung am Laufradaustritt, $n=1500$ 1/min [34]

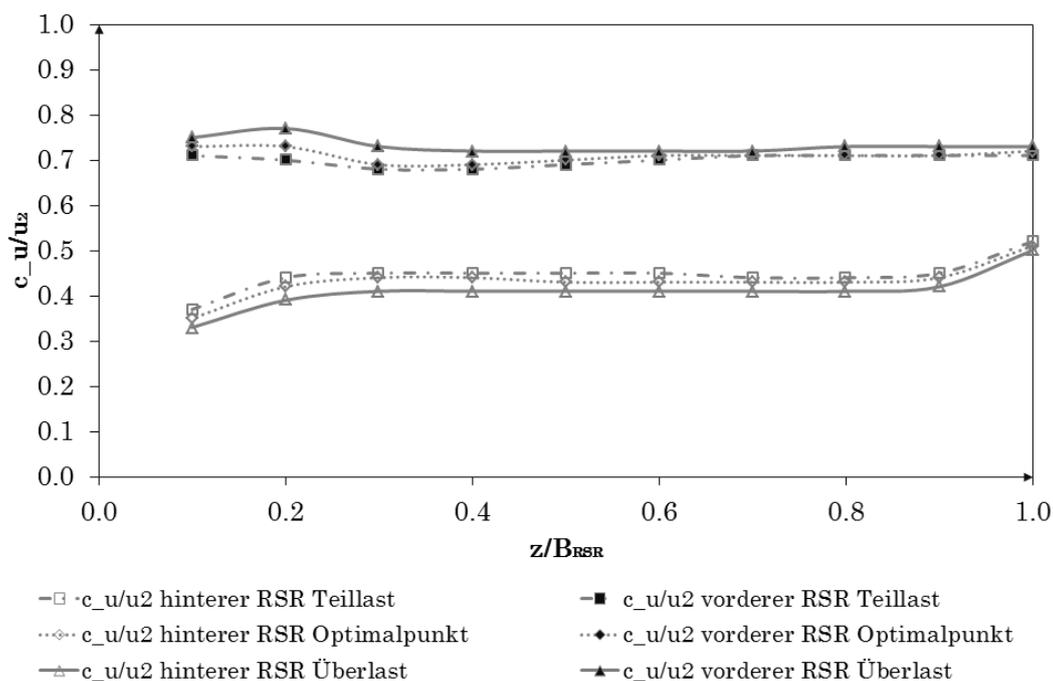


Abbildung 6-32: RV Siepert Rotationsfaktor, Auswertung über der Mitte des Laufrades, $n=1500$ 1/min [34]

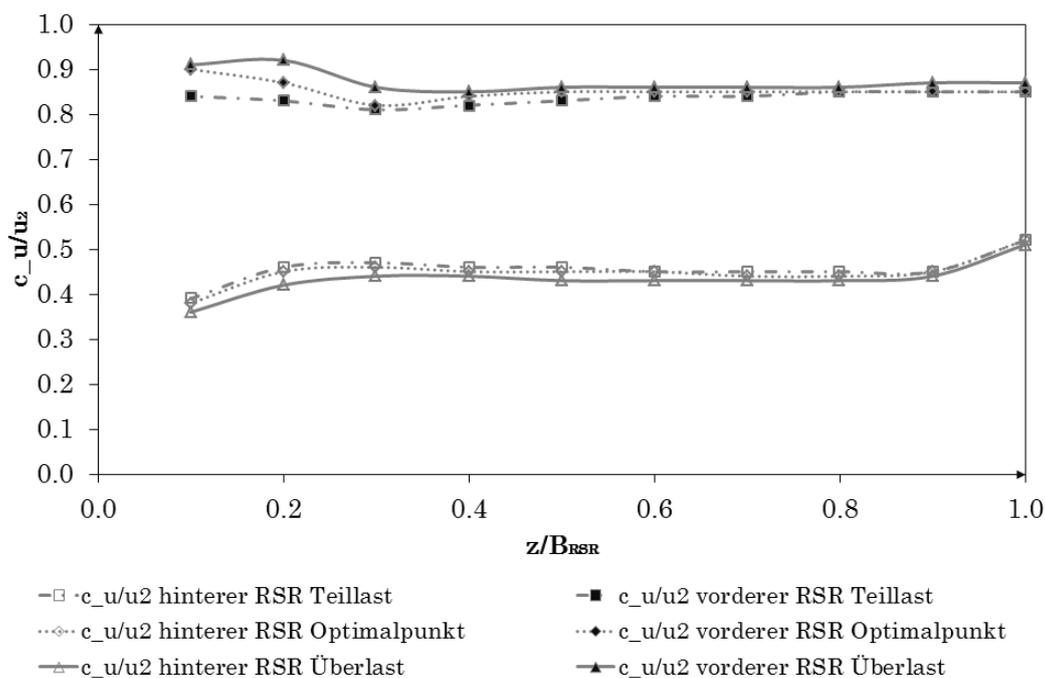


Abbildung 6-33: RV Siepert Rotationsfaktor, Auswertung auf Höhe der Einlaufdüse, $n=1500$ 1/min [34]

Es wird deutlich, dass die Durchmesser, an denen ausgewertet wurde, zu groß sind, um den Bereich der größten Verlangsamung für den hinteren Radseitenraum zu erfassen. Die Werte für den Rotationsfaktor ändern sich zwischen den drei Durchmessern kaum. Es ist allerdings gut zu erkennen, wie der Anteil der Umfangsgeschwindigkeit zum Rotor hin deutlich ansteigt. Im vorderen Radseitenraum ist ein deutlicher Anstieg des Rotationsfaktors mit kleiner werdendem Auswertungsdurchmesser zu sehen. Dies deckt sich mit der Geschwindigkeitsverteilung die auf den Abbildungen 6-27, 6-28, 6-29 zu sehen ist (hohe Geschwindigkeit im Bereich der Einlaufdüse).

7 Zusammenfassung

Die Realitätsnähe der transienten (URANS) Simulationsergebnisse konnte durch experimentelle Messergebnisse und Literaturwerte bestätigt werden. Auch die Auslegung des neuen Modells verlief erfolgreich, da die Betriebspunkte, die aus den Kennlinien von Siepert errechnet wurden, zufriedenstellend in den Simulationen reproduziert werden konnten.

Stationäre Rechnungen können im Auslegungspunkt eine gute Abschätzung des Betriebsverhaltens einer Strömungsmaschine liefern, sind allerdings bei wirbelreicheren Strömungsverläufen (Teillast) sehr fehleranfällig und nur als Initialisierung für die transienten Rechnungen zu verwenden.

Ein Einfluss des Spiralgehäuses auf die Laufradströmung konnte nachgewiesen werden. Besonders deutlich wurde dieser im Teil- und Überlastbereich, im Auslegungspunkt unterschieden sich die freilaufenden Modelle kaum von denen mit Gehäuse (maximal 2% Abweichung in Druckerhöhung und Wirkungsgrad). Im Teillastbereich konnte bei frei ausströmenden Laufrädern eine verstärkte Wirbelbildung in den Schaufelkanälen beobachtet werden, was auf die fehlende Führung des Stators zurückzuführen ist. Im Überlastbereich hingegen führt der Stator zu einem Rückstau in den Schaufelkanälen, während das Fluid bei der freilaufenden Variante wirbelfrei ausströmen kann.

Die prozentuale Abnahme des Laufradwirkungsgrades des freilaufenden Laufrads des RV722 gegenüber dem Modell mit Gehäuse betrug im Teillastbereich etwa 4% und für den neu ausgelegten RV Siepert 2%.

Im Bezug auf die Totaldruckerhöhung am Laufradaustritt zeigten die beiden Modelle unterschiedliche Verhaltensänderungen durch die Wegnahme des Gehäuses: Das Modell RV722 zeigte eine fast unveränderte Druckerhöhung, mit leichtem Abfall im Teillastbereich der freilaufenden Variante, während das Modell RV Siepert ohne Gehäuse eine durchgängig erhöhte Druckerhöhung aufwies. Der charakteristische Abfall im Teillastbereich, war allerdings auch hier noch zu erkennen.

Im Zusammenhang mit der vorhandenen Literatur lässt sich also der Schluss ziehen, dass sich der Einfluss eines Gehäuses auf die Laufradströmung nicht durch eine konkrete Gesetzmäßigkeit vorhersagen lässt, da dieser stark von den individuellen Eigenschaften des jeweiligen Rotors und Stators abhängt.

Außerdem wurde der Rotationsfaktor c_u/u_2 im vorderen und hinteren Radseitenraum des neu ausgelegten Ventilators bestimmt.

Quellenverzeichnis

- [1] O. Cordier, Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen, (1953)
- [2] W. Bohl, Strömungsmaschinen I, S.45, Vogel-Fachbuch (1994)
- [3] H. Schade/E. Kunz/F. Kameier/C. O. Paschereit, Strömungslehre, S. 138, Walter de Gruyter (2007)
- [4] L. Bommers/J. Fricke/ R. Grundmann, Ventilatoren, S. 13/14, Vulkan-Verlag Essen (2003)
- [5] R. Heinze, Vorlesungsskript Strömungstechnik II, FH Düsseldorf (2011)
- [6] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 348 (2010)
- [7] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 20 (2010)
- [8] ETH Zürich, Vorlesungsskript Hydraulik II,
http://www.ifu.ethz.ch/GWH/education/graduate/Hydraulik_II/Vorlesungen/k5.pdf
- [9] H. Schlichting/K. Gersten, Grenzschicht-Theorie, S. 418, Springer (2006)
- [10] H. Schlichting/K. Gersten, Grenzschicht-Theorie, S. 524, Springer (2006)
- [11] F. Buchner, Berechnung von turbulenten Plattengrenzschichten mittels algebraischem Turbulenzmodell, S. 22, TU Wien (2001)
- [12] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 78/79 (2010)
- [13] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 82/83 (2010)
- [14] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 85-87 (2010)
- [15] Ansys Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, S. 89/90 (2010)
- [16] I. Horvat/F. Kameier, CAE für Radialventilatoren unter dem Gesichtspunkt des Umweltschutzes - Energieeffizienz, Haltbarkeit, Lärm, S. 25 (2009)
- [17] L. Bommers/D. Reinartz, Polynomisches Verfahren zur optimalen Gestaltung von Radialventilatoren, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 48 (4) (1997)
- [18] L. Bommers, Zur Gestaltung des Radeinlaufs bei Radialventilatoren, Wärme-, Lüftungs- und Gesundheitstechnik (1962)
- [19] C. Pfeleiderer/H. Petermann, Strömungsmaschinen, Springer (2005)
- [20] I. Horvat/F. Kameier, CAE für Radialventilatoren unter dem Gesichtspunkt des Umweltschutzes - Energieeffizienz, Haltbarkeit, Lärm, S. 27/28 (2009)
- [21] J. Anschutz/S. Härtel, Ventilatoreneinsatz in Geräten – mit und ohne Spiralgehäuse, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 47 (8) (1996)
- [22] A. Zarschler, Entwicklungsprozesse freilaufender Radialräder, Fach.Journal (6) (2005)
- [23] H. Siefert, Kennfeldverlauf eines Radialrades mit und ohne Spiralgehäuse, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 58 (8) (2007)
- [24] L. Bommers/D. Reinartz, Entwurfspolynome zur optimalen Auswahl und Bemessung von Industrieventilatoren radialer Bauart, Vortrag in Zakopane (Polen) (6.10.-8.10. 1997)

- [25] H. Siefert, Einfluss des Spiralgehäuses auf den Kennlinienverlauf von Radialventilatoren, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 57 (2), S. 49 (2006)
- [26] L. Bommers, Minderung des Drehklanglärms bei einem Radialventilator kleiner Schnellläufigkeit, Westdeutscher Verlag, S. 91 (1979)
- [27] L. Bommers, Minderung des Drehklanglärms bei einem Radialventilator kleiner Schnellläufigkeit, Westdeutscher Verlag, S. 109 (1979)
- [28] L. Bommers/J. Fricke/ R. Grundmann, Ventilatoren, S. 120, Vulkan-Verlag Essen (2003)
- [29] W. Hönnmann, Zum Problem der optimalen Laufradbreite bei Radialventilatoren Teil 1, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 12 (6), S. 166 (1961)
- [30] H. Siefert, Einfluss des Spiralgehäuses auf den Kennlinienverlauf von Radialventilatoren, Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik 57 (2), S. 50 (2006)
- [31] I. Zimmermann, Meshing and Simulation of Turbo Machines, Ansys Continental Europe (2009)
- [32] Ansys CFX-Solver Modeling Guide S. 148-154 (2009)
- [33] J. Baidari, Untersuchung der Aerodynamischen Kenndaten eines Radialventilators, Bachelor Thesis FH Düsseldorf (2011)
- [34] FH Düsseldorf, Wirkungsgradoptimierung für Radialventilatoren als automatisiertes CAE Werkzeug- Reduktion von Geräuschen und thermoakustischen Resonanzen bei Ventilator, Brenner, Brennkammerkonfigurationen (Abschlussbericht), Förderkennzeichen 17044X10, PT-AIF

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Cordier Diagramm nach Bohl [2].....	12
Abbildung 2-2: Geschwindigkeitsdreiecke [5]	13
Abbildung 3-1: Zweidimensionales Mesh [6].....	14
Abbildung 3-2: Grenzschichtübergang mit steigender Reynolds-Zahl [9].....	16
Abbildung 3-3: Bereichseinteilung turbulenter Grenzschichten [11]	17
Abbildung 4-1: Schnittdarstellung eines Radialrads mit den Hauptmaßen [16]	22
Abbildung 4-2: Radeinlauf Typ I	24
Abbildung 4-3: Radeinlauf Typ II	24
Abbildung 4-4: Radeinlauf Typ III	24
Abbildung 4-5: Radeinlauf Typ IV	25
Abbildung 4-6: Radeinlauf Typ V	25
Abbildung 4-7: Übersicht der Parameter für die Vier-Radien-Methode [17]	26
Abbildung 4-8: Seitansicht der Laufrad- und Gehäusegeometrie.....	27
Abbildung 4-9: Wirkungsgradverhältnis über Breitensprung	28
Abbildung 4-10: Kennlinien eines Radialventilators mit und ohne Spiralgehäuse [23]	29
Abbildung 4-11: GUI des Auslegungstools	30
Abbildung 4-12: Darstellung der beiden möglichen Rechenwege	30
Abbildung 4-13: Detailansicht der Spiralberechnung	31
Abbildung 4-14: Konstruktionsmerkmale von Siefert [25].....	32
Abbildung 4-15: Zungenabstand des RV Siefert Modells.....	33
Abbildung 4-16: Darstellung verschiedener Zungenabstände nach Bommes [26]	33
Abbildung 4-17: Kennlinien mit verschiedenen Zungenabständen [27].....	34
Abbildung 4-18: Übersicht der ergänzten Werte	35
Abbildung 4-19: Ablesen der Betriebspunkte [30].....	36
Abbildung 5-1: Parametrisierte Skizze in Autodesk Inventor.....	38
Abbildung 5-2: Drehung der Laufradskizze mit und ohne Materialstärke	39
Abbildung 5-3: Drehung der Düse und Einlaufstrecke	40
Abbildung 5-4: Gehäuse vor und nach der Ableitung der Teile mit Materialstärke	40
Abbildung 5-5: Diffusor als Erhebung	41
Abbildung 5-6: Erstellung der Messstelle in der Baugruppe.....	41
Abbildung 5-7: Drehung des freien Raums	42
Abbildung 5-8: Extrusion für Interface zwischen Einlaufdüse und Gehäuse/Raum	42
Abbildung 5-9: Fertige Raumgeometrie	43
Abbildung 5-10: Erstellung einer Projektionsskizze im Design Modeler	43
Abbildung 5-11: Skizzen für den Laufradtortenschnitt.....	44
Abbildung 5-12: Aufbereitung des Laufradtortenschnitts	44
Abbildung 5-13: Aufbereitung der Einlaufdüse mit umliegendem Gehäusevolumen	45
Abbildung 5-14: Benennung der Flächen	46
Abbildung 5-15: Geometrie und Blocking in Ansys Icem [31].....	46
Abbildung 5-16: Kugelförmiges Netz mit und ohne O-Grid [31]	47

Abbildung 5-17: Anpassung des Blockings durch ein O-Grid.....	47
Abbildung 5-18: Ausrichtung des O-Grids, Assoziation der Edges	48
Abbildung 5-19: Löschen von überflüssigen Blöcken (links) und fertiges Blocking (rechts)	48
Abbildung 5-20: Fertige Netze: Einlaufdüse (Oben), Laufrad (Unten links), Raumvolumen (Unten rechts)	49
Abbildung 5-21: Benennung der Flächen	50
Abbildung 5-22: Verkleinerung der Elementgröße an der Zunge	50
Abbildung 5-23: Erstellung einer Prismenschicht.....	51
Abbildung 5-24: Fertiges Netz des Spiralgehäuses	51
Abbildung 5-25: Netze der Komponenten vor der Vervielfältigung.....	52
Abbildung 5-26: Vervielfältigung des Laufrads durch eine Drehung.....	52
Abbildung 5-27: Vervielfältigung der Einlaufdüse durch Spiegelung	53
Abbildung 5-28: Netz nach Vervielfältigung aller Komponenten	53
Abbildung 5-29: Festlegung des Interfaces zwischen Laufrad und Raum.....	54
Abbildung 5-30: Bestimmung einer Wand (Boundary Type: Wall)	55
Abbildung 5-31: Angabe der Rotationsparameter für die rotierende Bodenscheibe	55
Abbildung 5-32: Einstellung des Berechnungsverfahrens.....	56
Abbildung 5-33: Konfiguration des Solvers	56
Abbildung 5-34: Angabe der Werte die in der transienten Statistik enthalten sein sollen	57
Abbildung 5-35: Übersicht der Expressions	57
Abbildung 6-1: Numerisches Berechnungsgebiet für RV722, $n=1500$ 1/min [33].....	58
Abbildung 6-2: Breitenvariation des Gehäuses am RV722 [33]	58
Abbildung 6-3: Prüfstand der FH Düsseldorf	59
Abbildung 6-4: Druckdifferenz bei Messung und Simulation, RV722, $n=1500$ 1/min [33]	60
Abbildung 6-5: Wirkungsgrad bei Messung und Simulation, RV722, $n=1500$ 1/min [33]	60
Abbildung 6-6: RV722, Strömung im Gehäuse, Optimalpunkt ($1,87$ m ³ /s)	61
Abbildung 6-7: Geschwindigkeitsverteilung und Wirbeltopologie RV722, Optimalpunkt ($1,87$ m ³ /s).....	61
Abbildung 6-8: Laufradströmung RV722, links: Optimalpunkt ($1,87$ m ³ /s), rechts: Überlast($2,50$ m ³ /s)	62
Abbildung 6-9: Druckdifferenz mit Gehäusevariationen, $n=1500$ 1/min [33].....	63
Abbildung 6-10: Wirkungsgrad mit Gehäusevariationen, $n=1500$ 1/min [33].....	63
Abbildung 6-11: Laufradströmung: links Original, rechts 60% verbreitertes Gehäuse, $1,66$ m ³ /s, $n=1500$ 1/min	64
Abbildung 6-12: Strömung im 60% breiteren Gehäuse, Teillast.....	64
Abbildung 6-13: Druckverteilung im Gehäuse bei Teillast, rechts: Original, links: Um 60% verbreitert	65
Abbildung 6-14: Druckerhöhung am Laufradaustritt, $n=1500$ 1/min	65
Abbildung 6-15: Laufradwirkungsgrad, $n=1500$ 1/min.....	66
Abbildung 6-16: Laufradströmung ohne Gehäuse, Links: Teillast ($1,66$ m ³ /s), rechts: Überlast ($2,5$ m ³ /s)	66
Abbildung 6-17: Ausströmen in den Raum, RV722 freilaufend, Optimalpunkt	67
Abbildung 6-18: Ausströmen in den Raum, RV722 freilaufend, Optimalpunkt	67

Abbildung 6-19: Druckerhöhung RV Siepert, Messung aus Literatur und URANS Simulation, $n=1500$ 1/min	68
Abbildung 6-20: Wirkungsgrad RV Siepert, Messung aus Literatur und URANS Simulation, $n=1500$ 1/min	68
Abbildung 6-21: Laufradströmung RV Siepert, links: Optimalpunkt ($1,88$ m ³ /s), rechts: Überlast ($2,25$ m ³ /s).....	69
Abbildung 6-22: Geschwindigkeitsverteilung in den Schaufelkanälen, RV Siepert, Optimalpunkt ($1,88$ m ³ /s).....	69
Abbildung 6-23: Druckerhöhung am Laufradaustritt RV Siepert mit und ohne Gehäuse, $n=1500$ 1/min.....	70
Abbildung 6-24: Laufradwirkungsgrad RV Siepert mit und ohne Gehäuse, $n=1500$ 1/min.....	70
Abbildung 6-25: Laufradströmung bei Teillast ($1,5$ m ³ /s) RV Siepert, links: Mit Gehäuse, rechts: freilaufend	71
Abbildung 6-26: Laufradströmung bei Überlast RV Siepert, links: Mit Gehäuse, rechts: freilaufend	71
Abbildung 6-27: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Teillast	72
Abbildung 6-28: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Optimalpunkt	72
Abbildung 6-29: Strömung im Radseitenraum, RV Siepert, Überlast	72
Abbildung 6-30: Durchmesser - rot: Laufradaustritt, grün: Mitte des Laufrads, gelb: Höhe Einlaufdüse.....	73
Abbildung 6-31: RV Siepert Rotationsfaktor Auswertung am Laufradaustritt, $n=1500$ 1/min [33]	73
Abbildung 6-32: RV Siepert Rotationsfaktor, Auswertung über der Mitte des Laufrades, $n=1500$ 1/min [33]	74
Abbildung 6-33: RV Siepert Rotationsfaktor, Auswertung auf Höhe der Einlaufdüse, $n=1500$ 1/min [33].....	74

Erklärung

Hiermit versichere ich, Nicolai Stenzel, die vorliegende Bachelor-Thesis selbständig verfasst und keine weiteren als die angegebenen Hilfsmittel und Quellen benutzt zu haben.

Dies ist die von der Fachhochschule Düsseldorf zu bewertende Version.

Ort, Datum _____ Unterschrift _____