

Masterarbeit

Vorhersage der Strömung in schnellläufigen Betonspiralgehäusepumpen

in Zusammenarbeit mit:

ASTRÖ

Anstalt für Strömungsmaschinen

ANDRITZ AG

Graz

Michael Haider

Oktober 2013

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni
Vorstand: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Technische Universität Graz
Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich dem Institutsleiter sowie den Bediensteten des Institutes für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz, im Speziellen meinem Betreuer, Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni, der mich immer mit seinem äußerst kompetenten Fachwissen in jeder technischen Problemstellung zielorientiert beraten hat, danken.

Des Weiteren spreche ich der Anstalt für Strömungsmaschinen (ASTRÖ) und deren Mitarbeitern ein Dankeschön aus. Besonders hervorheben möchte ich hierbei den Leiter der CFD-Abteilung, Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Arnold Gehrler, der mir mit seiner profunden Fachkenntnis jederzeit zur Seite stand.

Kurzfassung

Titel: Vorhersage der Strömung in schnellläufigen Betonspiralgehäusepumpen

Die Anstalt für Strömungsmaschinen (ASTRÖ) ist ein Tochterunternehmen der ANDRITZ-AG in Graz und eine staatlich autorisierte Versuchsanstalt für Strömungsmaschinen. Nebenbei erfolgt in diesem Unternehmen die hydraulische Auslegung von Betonspiralgehäusepumpen. Diese werden u.a. für Bewässerungs- und Entwässerungssysteme eingesetzt. Für die hydraulische Auslegung kommt die CFD-Berechnungssoftware ANSYS-CFX zum Einsatz. Bei bisherigen Berechnungen wich der Wirkungsgrad gegen Teillast stark nach oben ab. Meine Aufgabe war es, die Ursache dieser Abweichung zu ergründen und daraus die Parameter so abzuändern, dass das Ergebnis mit dem Modellversuch in deren Charakteristik korreliert.

Im ersten Schritt erfolgte die Gittergenerierung von Spirale und Saugraum per ICEM-CFD in strukturierter und unstrukturierter Ausführung. Anschließend wurden mittels ANSYS-CFX die ersten Simulationen gestartet. Durch die anschließende Auswertung mittels CFX-Post bzw. durch die automatisierte Auswertung mit Excel konnte ein guter erster Einblick in die Strömung von schnellläufigen Betonspiralgehäusepumpen erlangt werden.

Durch etliche weitere Untersuchungen konnten mehrere unterschiedliche Ursachen gefunden werden. Darauf aufbauend wurden die Eingangsparameter derart abgeändert, dass zukünftig auch bei Betonspiralgehäusepumpen (CVP) eine zuverlässige Vorhersage des Wirkungsgrades erfolgen kann.

Abstract

Title: Prediction of flow in concrete volute pumps (CVP)

The Institute for Turbomachinery (ASTRÖ) is a 100-percent-subsiary of ANDRITZ AG based in Graz and a state-authorized laboratory for flow machines. Furthermore, this company also creates hydraulic designs of concrete volute pumps. These pumps are used for irrigation and drainage systems. For the hydraulic design, the CFD calculation software named ANSYS-CFX is used. In previous calculations, part-load efficiency has deviated. My task was, to figure out what caused this deviation and to modify the parameters, so that the result shows the same characteristics as the model test.

In a first step, mesh generation of volute and suction were carried out by means of ICEM CFD. The simulations ran in ANSYS-CFX. After a first analysis by Excel and CFX-Post, an insight into the flow of concrete volute pumps was gained.

Through a number of further tests, several different causes were found. Based on that, the input parameters were modified. In the future, the efficiency can be second-guessed quite reliably, even for concrete volute pumps (CVP).

Inhaltsverzeichnis

1 Grundlagen über Betonspiralgehäusepumpen (CVP)	1
1.1 Technische Daten	2
1.2 Mechanischer Aufbau	6
1.2.1 Stahlbetonbauteile	6
1.2.2 Metallbauteile	7
1.3 Auswirkungen einer steigenden Förderhöhe	9
1.4 Material	9
1.5 Querschnittsform Betonspirale	11
1.6 Ausführungsformen des Saugraumes	13
1.7 Vergleich von vertikaler Betonspiralgehäusepumpe mit vertikaler Tauchpumpe .	13
1.7.1 Kostenvergleich	15
1.7.2 Wartungsintervalle	16
2 Aufgabenstellung	18
3 Modellbeschreibung	20
3.1 Gittergenerierung	21
3.2 Erhaltungsgleichung	23
3.2.1 Kontinuitätsgleichung	23
3.2.2 Impulsgleichung	24
3.3 Interfaces	26
3.4 Randbedingungen	27
3.5 Turbulenzen	29
3.6 Turbulenzmodell	31
3.7 Designpunktermittlung mittels CFD	33
3.7.1 Direkte Ermittlung	33
3.7.2 Indirekte Ermittlung	37
3.7.2.1 Druckverteilung in der Spirale	37
3.7.2.2 Radialkraftauswertung	39
3.7.2.3 Druckverteilung am Profil	40
3.7.2.4 NPSH-Kurve	41
4 Berechnung mit Ergebnissen	45
4.1 Berechnete Betriebspunkte	45
4.2 Gittermodell	45
4.2.1 Gittermodell für den Saugraum	46
4.2.2 Gittermodell für das Laufrad	46
4.2.3 Gittermodell für die Spirale	46

4.3	Vergleich unterschiedlicher Arten der Wirkungsgradauswertung	52
4.4	Vergleich 1-Schaufel-Modell zu 5-Schaufel-Modell	52
4.5	Untersuchung des Interface- und Torque-Errors	54
4.6	Einfluss von Clocking auf den Gesamtwirkungsgrad	59
4.7	Einfluss der Anzahl von Interfacebändern auf den Gesamtwirkungsgrad	60
4.8	Einfluss der 'Intersection-Control' auf den Gesamtwirkungsgrad	62
4.9	Einfluss der unterschiedlichen CFX-Pre-Einstellungen auf den Gesamtwirkungsgrad	66
4.9.1	Vergleich der Randbedingungen	66
4.9.2	Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzmodelle	66
4.9.3	Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzgrade	68
4.9.4	Vergleich der Interfaceeinstellungen bei den Turbulenzmodellen k-omega und SST	69
4.10	Übersichtsdarstellung der Ergebnisse	71
4.11	Ergebnisauswertung bei unterschiedlicher Interfaceeinstellung bzw. Gitterart . . .	74
4.11.1	Verwendung der Interfaceoption 'stage average velocity' (av)	74
4.11.2	Verwendung der Interfaceoption 'frozen-rotor' (fr)	82
4.11.3	Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – unstrukturiertes Gitter	88
4.11.4	Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – strukturiertes Gitter	100
4.11.5	Transiente Rechnung	110
4.12	Fadensondenbeobachtung am Sporn	112
4.13	Wirkungsgradauswertung bei geänderter Spiralgeometrie	114

5 Fazit und Ausblick

Abbildungen

1	Druckziffer in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [1]	4
2	Verlustarten in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [2]	4
3	Druckziffer und Geometrieverhältnisse in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [3]	5
4	Pumpenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Durchflussmenge und der spezifischen Drehzahl [4]	5
5	Layout Betonspiralgehäusepumpe [5]	6
6	Ablösungen am Spiralsporn [6]	8
7	Leitapparatring eines Herstellers [7]	10
8	Unterschiedliche Querschnittsformen von Spiralen [8]	11
9	Auswirkung auf den Wirkungsgrad durch unterschiedliche Querschnittsformen von Spiralen [8]	12
10	Sekundärströmung in einem quadratischen Querschnitt [6]	13
11	Ausführungsformen des Saugraumes [8]	14
12	Betonspiralgehäusepumpe (links) und Tauchmotorpumpe (rechts) [7]	14
13	Wirkungsgradabweichung CFD-Modell zu Modellversuch	18
14	Strömungsraum einer Betonspiralgehäusepumpe – CVP, Modell mit einer Passage	20
15	Unterschied Datenstruktur [9]	21
16	Blockstruktur der Spirale	22
17	Massenströme an einem Volumenelement [10]	24
18	Impuls am infinitesimal kleinen Volumenelement [10]	25
19	Angreifende Spannungen am infinitesimal kleinen Volumenelement [10]	25
20	Optionen der Interfaceeinstellungen in CFX	28
21	Energiespektrum E einer turbulenten Strömung in Abhängigkeit von der Größenstruktur der Wirbel [11]	30
22	Möglichkeiten der Designpunktermittlung (Eigene Darstellung)	33
23	Teilwirkungsgrade hydraulischer Strömungsmaschinen (Eigene Darstellung)	35
24	Austrittsgeschwindigkeiten aus Spirale in Symmetrieebene	36
25	Spiralauslegung [1]	38
26	Abmessungen Spirale [6]	39
27	Konturplot des Drucks in Symmetrieebene der Spirale	40
28	Radialkraftverlauf	41
29	Druckverteilung am Profil (Sporn)	42
30	NPSH-Verlauf in Anlehnung an die Vorlesungsunterlage „Hydraulische Strömungsmaschinen“ von Herrn Professor Jaberg [12]	44

31	Für den Saugraum verwendete Gitter	47
32	Für das Laufrad verwendete Gitter	48
33	Y-Plus-Wert einiger unterschiedlicher Spiralgitter aus Abbildung 34 und 35	49
34	Für die Spirale verwendete Gitter (1/2)	50
35	Für die Spirale verwendete Gitter (2/2)	51
36	Vergleich der Wirkungsgradauswertung nach $ptot$ bzw. $ptot$ -IEC	53
37	Vergleich des Wirkungsgrades zwischen 1-Schaufel-Modell und 5-Schaufel-Modell	54
38	Interface-Error nach $ptot$	56
39	Interface-Error nach $ptot$ -IEC	57
40	Gesamtwirkungsgradverlauf in Abhängigkeit vom Interface-Error	58
41	Torque-Error	59
42	Auswirkung von Clocking auf den Wirkungsgrad bei den Betriebspunkten BP1 und BP2	60
43	Einfluss der Anzahl von Interfacebändern auf den Gesamtwirkungsgrad	61
44	Sutherland-Hodgeman-Algorithmus für den Modus 'Direct Intersection'	63
45	2D-Pixelmap für den Modus 'Bitmap'	63
46	Einfluss der 'Intersection-Control' (BITMAP/DIRECT) auf den Gesamtwirkungsgrad	65
47	Einfluss der 'Intersection-Control' (ON/OFF) auf den Gesamtwirkungsgrad	65
48	Einfluss von unterschiedlichen Randbedingungen auf den Gesamtwirkungsgrad	67
49	Einfluss von unterschiedlichen Turbulenzmodellen auf den Gesamtwirkungsgrad	68
50	Einfluss von unterschiedlichen Turbulenzgraden auf den Gesamtwirkungsgrad	69
51	Einfluss der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell k-omega	70
52	Einfluss der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell SST	71
53	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Gesamtwirkungsgrad	77
54	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Radialkraftverlauf	78
55	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den sigma-iso-0,3 Verlauf	78
56	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Konturplot des statischen Drucks	79
57	Vergleich der Interfaceeinstellungen (av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Austrittsfläche des Laufrades	80
58	Vergleich der Interfaceeinstellungen (av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale	81
59	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Gesamtwirkungsgrad	83
60	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Radialkraftverlauf	84
61	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den sigma-iso-0,3 Verlauf	84
62	Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Konturplot des statischen Drucks	85
63	Vergleich der Interfaceeinstellungen (fr/av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Austrittsfläche des Laufrades	86
64	Vergleich der Interfaceeinstellungen (fr/av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale	87
65	Unterschiedliche Radialverdichtung der Spirale am Eintritt, Sporn unverdichtet	89
66	Einfluss der Vergitterung am Spiraleingang auf den Gesamtwirkungsgrad	90
67	Einfluss der Vergitterung am Spiraleingang auf die Radialkraft	90
68	Wandverdichtung der Spirale im Bereich des Sporns	92

69	Einfluss der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns auf den Gesamtwirkungsgrad	93
70	Einfluss der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns auf den Radialkraftverlauf	93
71	Vergleich der Spirale 'ASTROE' mit Spirale 'HFMunstruk9' – zusätzliche Radialverdichtung	94
72	Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf den Gesamtwirkungsgrad	95
73	Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf die Radialkraft	95
74	Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf Sigma iso 0,3	96
75	Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf den Druckverlauf in der Spirale	97
76	Vergleich der Spirale 'ASTROE' mit Spirale 'HFMunstruk8' – zusätzliche Radialverdichtung	98
77	Gesamtwirkungsgradverlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE' .	99
78	Radialkraftverlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'	99
79	sigma-iso-0,3-Verlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'	100
80	Konturplot des statischen Drucks für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'	101
81	Interfaceauswertung am Laufrad-Ausgang für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'	102
82	Interfaceauswertung am Spiraleintritt für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'	103
83	Gesamtwirkungsgradverlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1' . .	104
84	Radialkraftverlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'	105
85	Sigma-iso-0,3 Verlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'	105
86	Konturplot des statischen Drucks für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'	106
87	Vergleich der unterschiedlichen Modelle an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Austrittsfläche des Laufrades – HFM Spirale strukturiert .	108
88	Vergleich der unterschiedlichen Modelle an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale – HFM Spirale strukturiert . . .	109
89	Wirkungsgradverlauf transient	111
90	Radialkraftverlauf transient	111
91	Betrachtungsrichtung für Fadensondenbeobachtung	112
92	Vergleich der Fadensondenbeobachtung bei unterschiedlichen Betriebspunkten .	113
93	Vergleich des Gesamtwirkungsgrades bei der optimierten Spiralgeometrie	114

Tabellen

1	Vergleich von CVP mit Tauchmotorpumpe [5]	17
2	Berechnete Betriebspunkte	46
3	CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung	52
4	CFX-Pre-Einstellung für unterschiedliche Laufschaufelanzahl	53
5	Interface Error ptot	55
6	Interface Error ptot-IEC	56
7	CFX-Pre-Einstellung für den Clocking-Vergleich	60
8	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfacebänder	61
9	CFX-Pre-Einstellung für den Wirkungsgradvergleich der 'Intersection-Control' DIRECT/BITMAP	64
10	CFX-Pre-Einstellung für den Wirkungsgradvergleich der 'Intersection-Control' ON/OFF	64
11	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Randbedingungen	67
12	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzmodelle	67
13	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich von unterschiedlichen Turbulenzgraden	68
14	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfaceeinstellung stage und frozen- rotor beim Turbulenzmodell k-omega	70
15	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfaceeinstellung stage und frozen- rotor beim Turbulenzmodell SST	70
16	Bewertungsmatrix – Abkürzungserklärung siehe Tabelle 17	73
17	Abkürzungserklärung für Bewertungsmatrix siehe Tabelle 16	73
18	CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung (av/tp)	77
19	CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung (fr/tp)	83
20	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der unterschiedlichen Radialverdichtungen am Eingang	89
21	CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns	91
22	CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlichen Gittermodellen HFMunstruk8	98
23	CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlichen Gittermodellen HFMstruk	104

Abkürzungen

ASTRÖ	Anstalt für Strömungsmaschinen
CVP	concrete volute pump
mWS	Meter Wassersäule
m	Meter
KWh	Kilowattstunde
h/a	Stunden pro Jahr
h	Stunde
CFD	Computational Fluid Dynamics
NPSH	net positive suction head
av	stage average velocity
tp	constant total pressure
fr	frozen rotor
BP	Betriebspunkt
2D	2-dimensional
3D	3-dimensional
RB	Randbedingung
LES	Large Eddy Simulation
DES	Detached Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes

SAS	Scale Adaptive Simulation
SST	Shear Stress Transport
IEC	International Electrotechnical Commission
GHz	Gigahertz
IF	Interface
DNS	Direct Numeric Simulation
Z1	Eine Schaufel
Z5	Fünf Schaufeln
fr	Radialkraft
SR	Saugraum
LR	Laufgrad
SP	Spirale

1 Grundlagen über Betonspiralgehäusepumpen (CVP)

Die erste Betonspiralgehäusepumpe (CVP) wurde im Jahr 1917 im Saint-Nazaire-Hafen in Frankreich gebaut [13]. Der Hauptgrund für den damaligen Bau einer Betonspiralgehäusepumpe lag hauptsächlich – bedingt durch den ersten Weltkrieg – im knapp gewordenen Rohstoff Stahl. Wie schon der Name ausdrückt, werden bei einer CVP das Spiralgehäuse sowie der Saugraum anstatt aus Stahl mittels Beton ausgeführt. Die maximalen Fördermengen liegen bei $50 \text{ m}^3/\text{s}$, und dies bei Förderhöhen von bis zu 40 m [14], [7].

Die Anwendungsgebiete sind sehr vielseitig [14]:

- Ent- und Bewässerung,
- Trink- und Nutzwasserversorgung,
- Kühlwasserpumpen für Kraftwerke,
- Meerwasser-Pumpen.

Die Vorteile sind [8]:

- Geringeres Gewicht und geringere Kosten der Betonspirale (bis zu 30 Prozent).
- Geringere Anforderungen an dafür benötigte Hubmaschinen.
- Hohe Korrosionsbeständigkeit und großer Erosionswiderstand des Betonspiralgehäuses für Meerwasseranwendungen.
- Geringere Vibrationen (Geräuschreduzierung) durch die vibrationsdämpfende Wirkung von Beton.
- Keine Ablagerungen in der Betonspirale und damit verbunden ein geringerer Wartungsaufwand.

- Aufbau vor Ort, damit verbunden ein geringerer Lieferaufwand.
- Der Bau der Betonspirale kann relativ einfach von lokal ansässigen Bauunternehmen übernommen werden.
- Geringere Wartungskosten.

Die Schwachstellen sind:

- Zulässige maximale Geschwindigkeiten in der Betonspirale von 10 m/s [6],
- Förderhöhen von max. 40 m möglich.

1.1 Technische Daten

Die spezifische Drehzahl ist folgendermaßen definiert:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[0.75]{H}} \quad (1.1)$$

Dies bedeutet, dass die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Pumpe ermittelt wird, die innerhalb einer Sekunde eine Wassermenge von einem Kubikmeter einen Meter hoch befördert und somit ein Vergleich von unterschiedlichen Pumpen möglich ist. Q steht für die Fördermenge in m^3/s , H für die Förderhöhe in m und n steht für die Drehzahl in U/min [2]. Die spezifische Drehzahl ist ein Maß für die Laufradform. Bei Radialrädern unterscheidet Gülich [6] zwischen einem n_q von 7 bis 100 U/min. Bei einer spezifischen Schnellläufigkeit von über 90 U/min werden Betonspiralgehäusepumpen meist als Diagonalräder ausgeführt. Der Wirkungsgrad bei einer spezifischen Drehzahl von 50 U/min wird maximal und nimmt darüber nur leicht ab. Die bei der jeweiligen spezifischen Drehzahl vorherrschenden Verlustarten sind in Abbildung 2 dargestellt. Unter einem n_q von 50 U/min sinkt hingegen der Wirkungsgrad mäßig ab, und unterhalb von 35 U/min nimmt dieser sehr stark ab. Aus diesem Grund kann es notwendig werden, die Pumpe zweistufig auszuführen, was dazu führt, dass die spezifische Drehzahl steigt. Eine zusätzliche Stufe bedeutet hingegen zusätzlichen Bauaufwand und somit höhere Kosten. Deshalb muss individuell abgeschätzt werden, unter welchem Wert n_q eine zweite Stufe sinnvoll ist. Die Aussage, dass eine zweite Stufe deshalb erforderlich ist, um genügend Druck zu erzeugen, ist nicht richtig. Eine weitere Möglichkeit der Optimierung von n_q wäre, die Motordrehzahl zu erhöhen. Folgende Vor- und Nachteile ergeben sich dadurch:

- Sofern sich das n_q unterhalb von 50 U/min befindet, ergibt sich durch die höhere Drehzahl auch ein höherer Wirkungsgrad.

- Speziell bei kleineren Pumpen werden handelsübliche Asynchronmotoren eingesetzt. Eine Polpaarzahl von 1 entspricht einer Drehzahl von knapp 3000 U/min. Wird die Polpaarzahl z.B. auf 2 erhöht, ergibt sich eine Drehzahl von knapp 1500 U/min. Je geringer die Polpaarzahl, desto höher die Drehzahl [15]. Eine geringe Polpaarzahl bedeutet weniger Wicklungen und somit eine Fixkosteneinsparung. Der Unterschied der Fixkosten sinkt mit abnehmender Anzahl der Polpaare und liegt beim Vergleich zwischen einem Polpaar und zwei Polpaaren nahezu gleichauf.

Nachteile:

- Eine Erhöhung der Drehzahl führt dazu, dass die Zentrifugal- und Zentripetalkräfte progressiv mit der Drehzahl steigen. Die Folge daraus sind Schwingungen, Vibrationen und ein höherer Verschleiß in der Radialdichtung.
- Eine Erhöhung der Drehzahl bedeutet auch eine Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit, und somit steigen die Relativ- und Absolutgeschwindigkeit. Nach Bernoulli ist im ruhenden System entlang einer Stromlinie die Totalenergie konstant. Prinzipiell bedeutet eine Erhöhung der kinetischen Energie automatisch eine Reduzierung des statischen Druckes und somit Kavitationsgefahr. Kavitation tritt dann auf, wenn der statische Druck unter den Dampfdruck des Mediums sinkt.

Abbildung 1 zeigt sehr gut die Abhängigkeit der Druckziffer von der spezifischen Schnellläufigkeit. Als Beispiel nehme man ein n_q von 90 U/min und erhalte dadurch eine Druckziffer, die im Bereich zwischen 0,55 und 0,65 liegt. Die Druckziffer ist eine dimensionslose Kennzahl des Druckes und wird ermittelt, indem die Stutzenarbeit durch die spezifische kinetische Energie dividiert wird. Mithilfe der Druckziffer kann daraus folgend auf die Umfangsgeschwindigkeit des Laufradausgangs geschlossen werden. Dadurch können bei bekannter Drehzahl der Laufradaußendurchmesser ermittelt sowie eine erste Abschätzung des Laufraddurchmessers vorgenommen werden. In weiterer Folge werden mit empirischen Anhaltswerten und viel Erfahrung alle weiteren Parameter zur Pumpenauslegung ermittelt. In Abbildung 1 werden neben der Druckziffer die empfohlenen Geometrieverhältnisse in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl abgebildet. Dabei steht D_2 für den Austrittsdurchmesser, D_s für den Eintrittsdurchmesser, b_2 für die Austrittsbreite und z für die Anzahl der Laufschaufeln. In Abbildung 4 wird u.a. die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Durchflussmenge dargestellt. Dabei gilt, je höher die Durchflussmenge desto größer der Wirkungsgrad.

Auslegungskriterien für Pumpen nach Priorität:

- Sicherheit und Zuverlässigkeit (z.B. in der Verfahrenstechnik und Energietechnik)
- Kavitationsgerechte Auslegung

- Optimierung des Wirkungsgrades für den angestrebten Fahrbereich unter Berücksichtigung der Häufigkeit der einzelnen Teilfahrbereiche
- Minimierung von Druckpulsationen und Vibrationen (siehe API 610 [16])

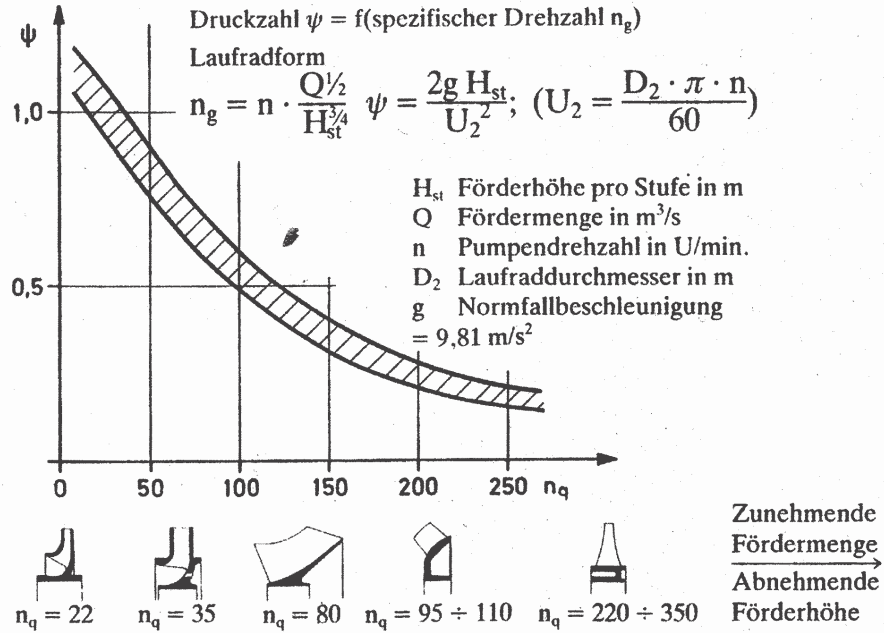


Abbildung 1: Druckziffer in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [1]

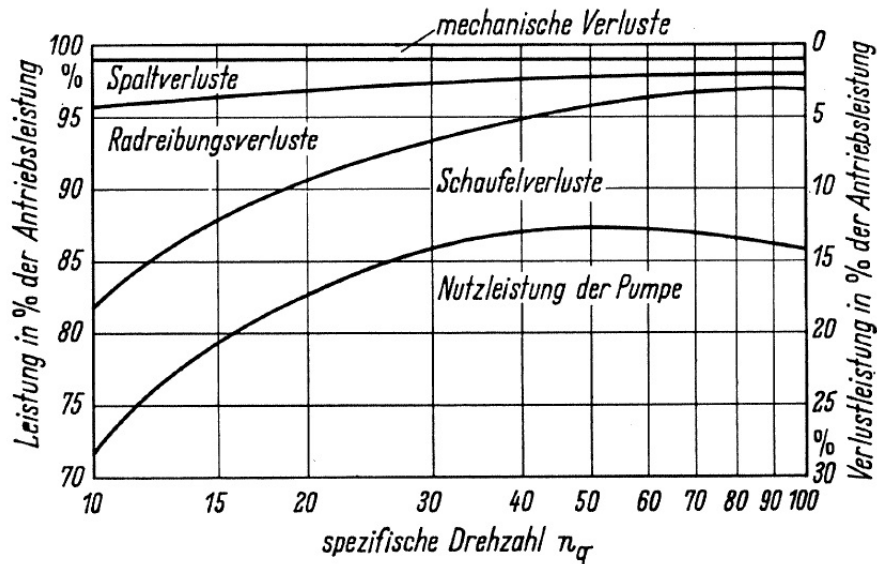


Abbildung 2: Verlustarten in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [2]

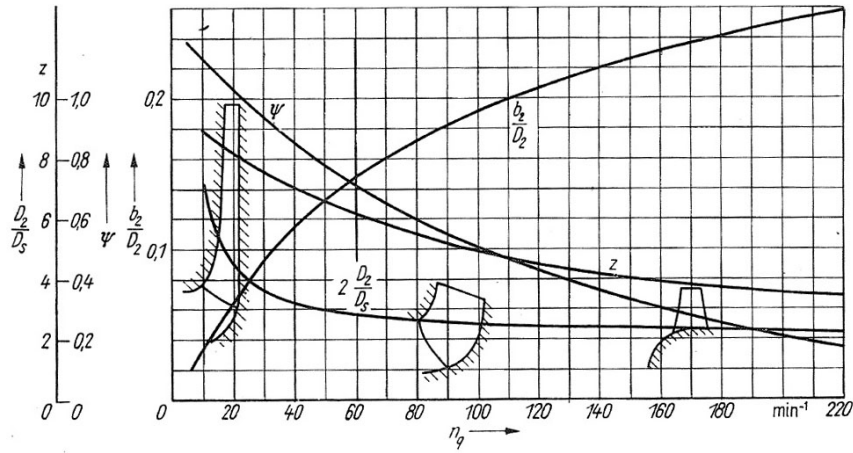


Abbildung 3: Druckziffer und Geometrieverhältnisse in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [3]

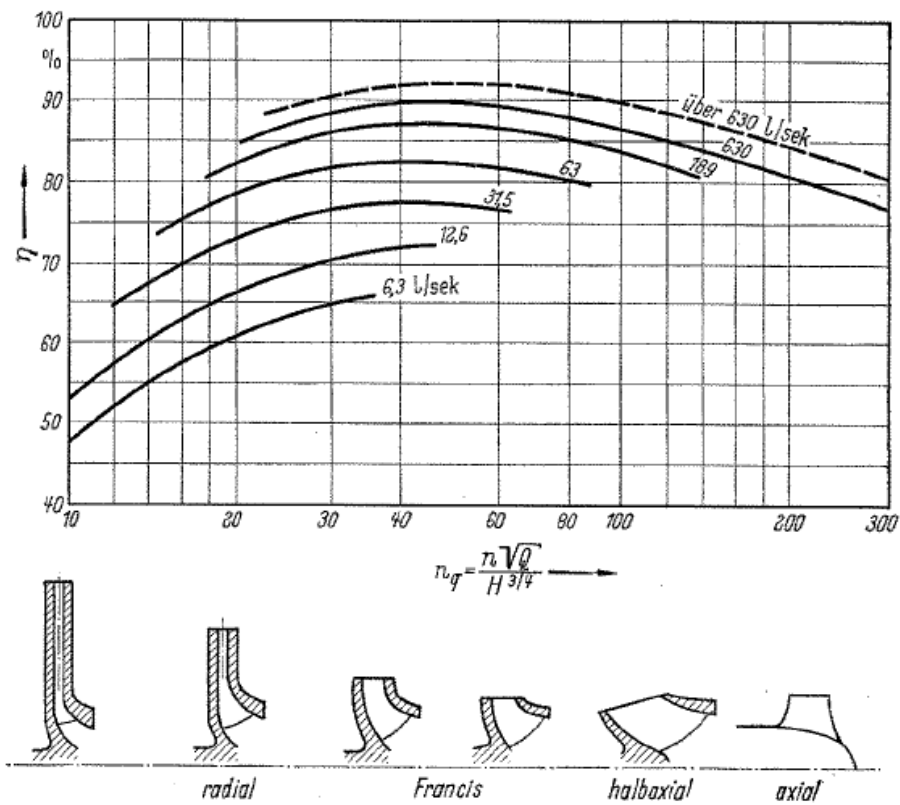


Abbildung 4: Pumpenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Durchflussmenge und der spezifischen Drehzahl [4]

1.2 Mechanischer Aufbau

Abbildung 5 zeigt den Querschnitt einer Betonspiralgehäusepumpe. Die mechanischen Komponenten von Betonspiralgehäusepumpen werden unterschieden in Stahlbetonbauteile und Metallbauteile:

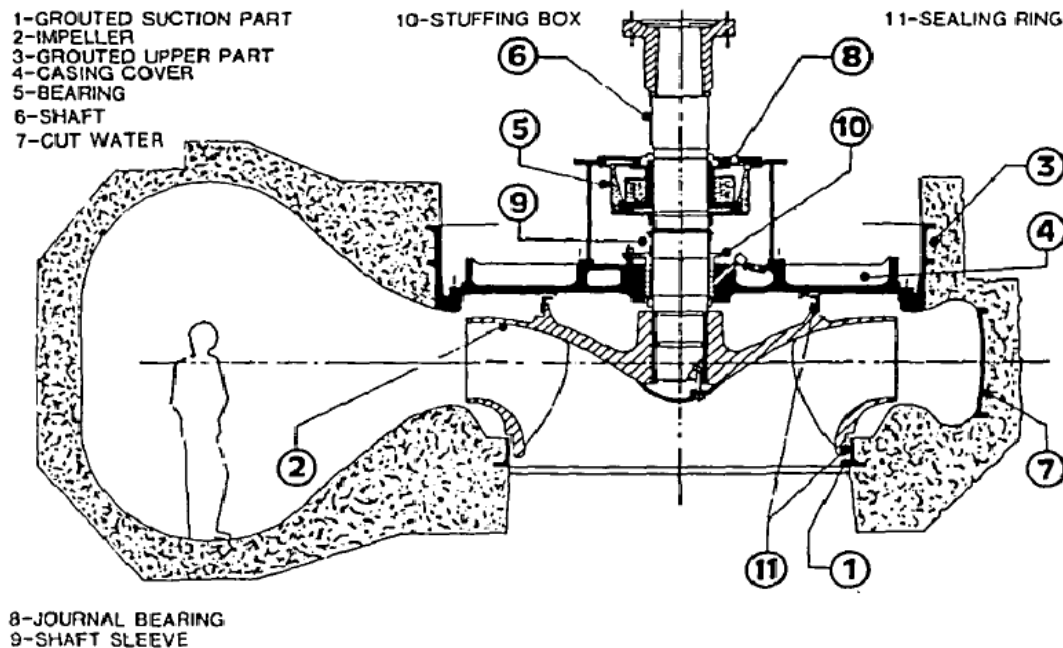


Abbildung 5: Layout Betonspiralgehäusepumpe [5]

1.2.1 Stahlbetonbauteile

Stahlbetonbauteile:

- Saugraum
- Spirale

Der Saugraum ist eines der zwei Stahlbetonbauteile in einer CVP. Wichtig dabei ist die Abstimmung des Eintrittsquerschnittes im Verhältnis zum Austrittsquerschnitt. Weiters sollte der Saugraum einen möglichst hohen Wirkungsgrad aufweisen. Nachdem es im Saugraum eine beschleunigte Strömung gibt, sind die Verluste generell als gering anzusehen. Der Saugraum ist gekrümmt ausgeführt. Dadurch besteht die Gefahr, dass die Strömungsverwirbelungen des Krümmers in das Laufrad getragen werden und es damit zu einer ungleichmäßigen Anströmung im Laufrad kommen

kann. Dies muss vermieden werden, indem der Abstand zwischen Krümmer und Laufradeintritt groß genug gewählt wird. Als Richtwert für den minimalen Krümmerabstand kann der Wert 2-mal Eintrittsdurchmesser gewählt werden. In bestimmten Fällen ist ein Unterschreiten möglich, jedoch muss dies im Einzelfall geprüft werden. Auch ein Einbau eines Gleichrichters nach dem Krümmer kann das Geschwindigkeitsprofil innerhalb einer kürzeren Wegstrecke rotationssymmetrisch angleichen. Ein zu großer Krümmerabstand hat zur Folge, dass die Aushubkosten während des Baus steigen.

Die Form einer Betonspirale sollte so gewählt werden, dass ein möglichst hoher Gesamtwirkungsgrad erreicht wird. Um den Fertigungsaufwand entsprechend zu verringern, ist es zielführend, die Kontur einer Betonspirale möglichst einfach zu gestalten. Eine z.B. polygonförmige Annäherung einer Kurve ist daher beim Bau von Betonspiralen notwendig, auch wenn dies meist zu Wirkungsgradeinbußen führt. Eine Aussteifung der Betonspirale bzw. das Abgießen des Betons in die Form sollte möglichst einfach vonstattengehen. Nachdem es sich bei einer Betonspirale immer auch um ein Diffusorelement handelt und dieses die Aufgabe hat, aus kinetischer Energie Druck zu erzeugen, ist es wichtig, den Wirkungsgrad zu berücksichtigen. Eine verzögerte Strömung ist vielfach mit einer Strömungsablösung verbunden, was zu höheren Verlusten führt. Des Weiteren besteht die Gefahr einer Strömungsablösung in der Grenzschicht am Ausgang des Diffusors. Im Bereich des Sporns kann sowohl bei Teillast als auch bei Überlast eine Ablösung auftreten. Dies geschieht durch eine Falschanströmung – bedingt durch die geringere bzw. höhere Fördermenge – im Sporn. In Abbildung 6 kann dies eindrucksvoll betrachtet werden. Die Auslegung der Spiralgeometrie erfolgt zumeist nach dem Drallsatz. Ziel der Spiralauslegung ist es, die Radialkraft möglichst gering zu halten, um einen minimal möglichen Lagerverschleiß zu erhalten. Am Ende der Spirale sollte die Strömung drallfrei abströmen, sodass die Verluste gering sind. Eine 2-flutige Spirale hat zur Folge, dass außerhalb des Designpunktes die Radialkraft moderat ansteigt. Diese Gestaltung würde nur dann Sinn machen, wenn die Pumpe tatsächlich in einem breiteren Fahrbereich betrieben wird. Eine 2-flutige Spirale wird bei Betonspiralen selten eingesetzt und würde auch zu einem höheren Bauaufwand führen.

1.2.2 Metallbauteile

(1) und (3) in Abbildung 5 zeigen ein eingelassenes Verbindungsteil für die Anbindung des Saugraums bzw. der Gehäuseabdeckung. Das Laufrad (2) hat die Hauptaufgabe, die mechanische Energie, welche an der Laufradwelle beaufschlagt wird, in kinetische Energie bzw. in weiterer Folge im Laufradkanal bzw. Diffusor der Betonspirale in Verschiebearbeit (Druckenergiehöhe) umzuwandeln. Das Laufrad kann als Radialrad, Halbaxialrad und Axialrad ausgeführt werden. In Abbildung 5 wird ein Radiallaufrad abgebildet.

Die Gehäuseabdeckung (4) schützt die Umgebung vor dem Fluid aus dem Radseitenraum.

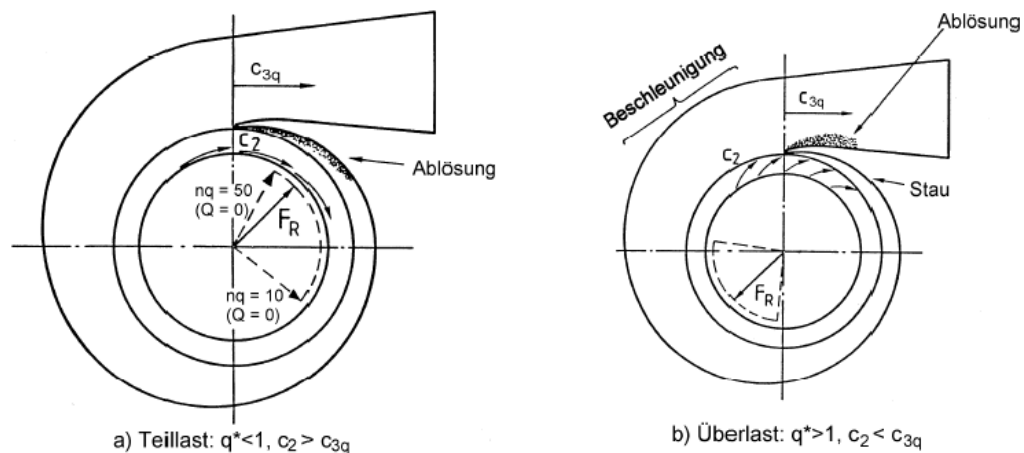


Abbildung 6: Ablösungen am Spiralsporn [6]

Die Lagerung der Welle erfolgt mittels des Gleitlager (5) und (8). Wälzlager kommen meist nur bei kleinen Serienpumpen zum Einsatz. Der Vorteil der Gleitlager liegt im geringeren Reibungswiderstand durch Flüssigkeitsreibung und der damit verbundenen höheren Lebensdauer durch geringeren Verschleiß. Festkörperreibung bzw. Mischreibung, welche einen höheren Reibungswiderstand aufweist, tritt nur beim Anlauf bzw. Auslauf auf, jedoch sind die Investitionskosten eines Gleitlagers entsprechend höher.

Die Welle (6) verbindet den Motor mit dem Laufrad. Ein großer Vorteil dieser Bauart ist, dass die Welle kaum mit dem Fördermedium der Pumpe in Kontakt tritt.

Der Sporn (7) teilt das Fluid einerseits in jenen Teil, der in den Ringraum fließt, und denjenigen Teil, der über den Diffusor der Spirale Richtung Pumpenausgang fließt. Da die Drücke und Geschwindigkeiten im Bereich des Sporns hoch sind und zu wenig Platz für einen festigkeitstauglichen Sporn aus Beton zur Verfügung steht, wird dieser aus Stahl gefertigt. Ein großer Nasenradius führt dazu, dass die Strömung unempfindlicher gegenüber Falschanströmung wird, jedoch steigt dadurch auch der Stoßverlust. Je breiter der Fahrbereich, desto variabler die Anströmrichtungen. Somit wird bei einem breiteren Fahrbereich auch ein größerer Nasenradius gewählt.

Die Stopfbuchse (10) dichtet den Spalt zwischen Welle und Gehäuseabdeckung ab. Aufgrund der geringeren Leckage werden auch Gleitringdichtungen eingesetzt. Die Dichtringe (11) haben die Aufgabe, die Leckströme zu minimieren.

1.3 Auswirkungen einer steigenden Förderhöhe

Auswirkungen einer steigenden Pumpenförderhöhe von über 40 mWS bei Betonspiralgehäusepumpen [7]:

- Steigende Radialkraft
- Höhere Geschwindigkeiten in der Betonspirale

Betonspiralen sind bis zu Fluidgeschwindigkeiten von 10 m/s einsetzbar [6]. Oberhalb dieser Geschwindigkeit kommt es zu Erosion. Dadurch ist dieser Bereich zu vermeiden. Jedoch kann der gefährdete Bereich lokal mit Metallpanzerungen geschützt werden. Werden an vielen Orten Metallpanzerungen benötigt, wird meist aus wirtschaftlichen Gründen die gepanzerte Betonspirale durch eine geschweißte Metallspirale ersetzt. Steigende Radialkräfte können durch eine verstärkte Welle bzw. stabilere Gleitlager aufgenommen werden, jedoch sind diese Maßnahmen mit erhöhten Platzanforderungen bzw. höheren Kosten verbunden.

Um diese Problematik bei großen Förderhöhen in den Griff zu bekommen, hat ein Hersteller am Eingang in die Betonspirale eine Art Leitapparating angebracht. Siehe dazu Abbildung 7. Der Flügel des Leitapparates weist eine konstante Dicke auf und beinhaltet zudem keinen Freiheitsgrad in Drehachse. Dies hat den Vorteil, dass dieser günstiger herstellbar ist. Außerdem ist keine zusätzliche Hydraulikeinheit erforderlich, jedoch kann ein nicht verstellbarer Flügel bei nur einem Auslegungspunkt eine minimale Verlustziffer aufweisen. In allen anderen Bereichen steigt die Verlustziffer an, da der Leitapparat in diesem Anströmwinkel nicht geometrisch stoßfrei angeströmt wird. Der betreffende Hersteller führt an, dass mithilfe dieses Ringes beide Probleme beseitigt werden. Bedingt durch den Leitapparating, welcher sich in radiale Richtung ausstreckt, wird die Fließgeschwindigkeit in der Betonspirale reduziert und gleichzeitig die Radialkraft gesenkt. Eine CFD-Analyse, durchgeführt mittels ANSYS-CFX, zeigt bei einem eingebauten Leitapparating eine Radialkraftreduzierung von über 60 Prozent im Vergleich zum konventionellen Aufbau [7].

1.4 Material

Der Saugraum und die Spirale werden aus Stahlbeton gefertigt, wodurch sich entsprechend große Kosteneinsparungen ergeben. Speziell beim Einsatz von Meerwasser müssten teure Duplexstähle eingesetzt werden, um die Korrosionsrate zu minimieren [17].

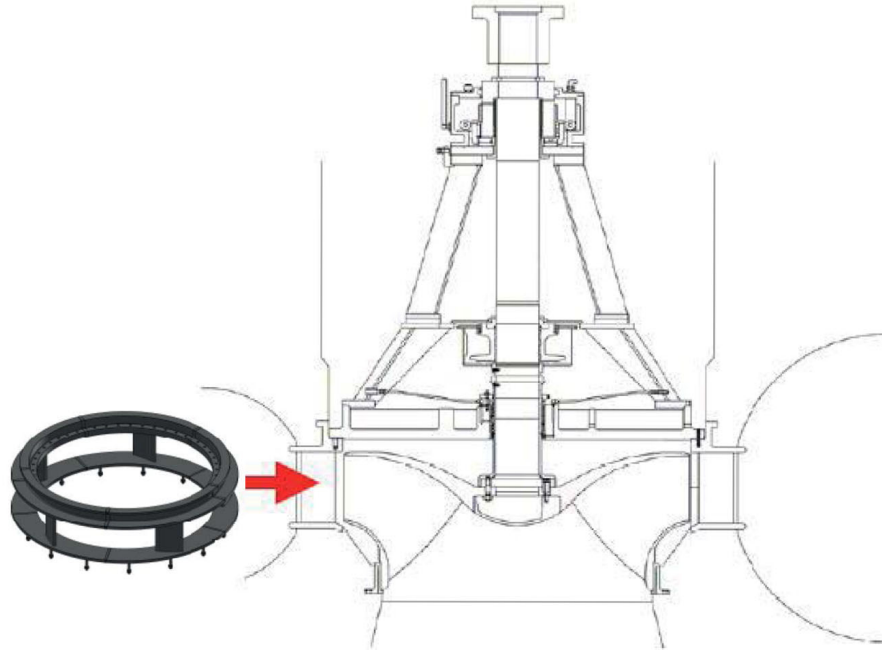


Abbildung 7: Leitapparating eines Herstellers [7]

Bei der Auswahl der Art des Fördermediums kann folgendermaßen unterschieden werden:

- Süßwasser sauber
- Süßwasser mit Sandpartikeln
- Meerwasser sauber
- Meerwasser verschmutzt

Für das Laufrad wird bei Süßwasser meist ein Aluminium-Bronze-Werkstoff eingesetzt. Um die Abrasionsfestigkeit zu erhöhen, wird bei Süßwasser mit Sandpartikeln martensitischer Niro-Stahl eingesetzt. Der festigkeitssteigernde Mechanismus erfolgt bei diesem Stahl durch Mischkristallhärtung, welche hauptsächlich durch das Kohlenstoffatom ausgelöst wird. Durch Beimengung von chromäquivalenten Elementen wird die Korrosionsbeständigkeit verbessert. Für Meerwasser kommt als Laufradwerkstoff austenitischer bzw. austenitisch-ferritischer Stahl (Duplexstahl) zum Einsatz. Die Beimengung von chromäquivalenten Legierungselementen ist bei dieser Art von Stahl höher. Somit kann die Korrosionsrate trotz dem Einsatz von Meerwasser als Fördermedium gesenkt werden [13].

1.5 Querschnittsform Betonspirale

Folgende Gesichtspunkte sind bei der Auswahl der Querschnittsform einer Betonspirale entscheidend [7]:

- ein hoher hydraulischer Wirkungsgrad,
- eine einfach herstellbare Stahlbetonschalung,
- das Abgießen des Betons in die Form sollte möglichst einfach sein.

Die Abbildung 8 zeigt drei unterschiedliche Formen von Spiralquerschnitten. Die linke Spiralenform dieser Abbildung zeigt einen runden Querschnitt. Dadurch steigen die Kosten für die Fertigung der Betonspirale. Im Gegensatz zur mittleren bzw. rechten Darstellung kann bei Verwendung der runden Querschnittsform sowie einer spezifischen Schnellläufigkeit zwischen 70 bis 100 U/min eine Wirkungsgraderhöhung von 1 Prozent erreicht werden. Bei höherer spezifischer Schnellläufigkeit gibt es keinen nennenswerten Wirkungsgradvorteil einer runden Querschnittsform. In Abbildung 9 wird eine Eta-Auswertung über die Fördermenge bei unterschiedlichen Spiralenquerschnittsformen dargestellt. Diese Modellversuche wurden mit dem gleichen Laufrad sowie den drei unterschiedlichen Spiralen ausgeführt. Hier bestätigt sich der Unterschied des Wirkungsgrades bei unterschiedlicher Querschnittsform der Spirale. Bezüglich der spezifischen Schnellläufigkeit dieser Pumpe wurde keine Aussage gemacht. Es kann jedoch, bedingt durch die Wirkungsgradabweichungen und die radiale Ausführung des Laufrades, darauf geschlossen werden, dass sich die spezifische Schnellläufigkeit unterhalb von 100 U/min bewegt [8].

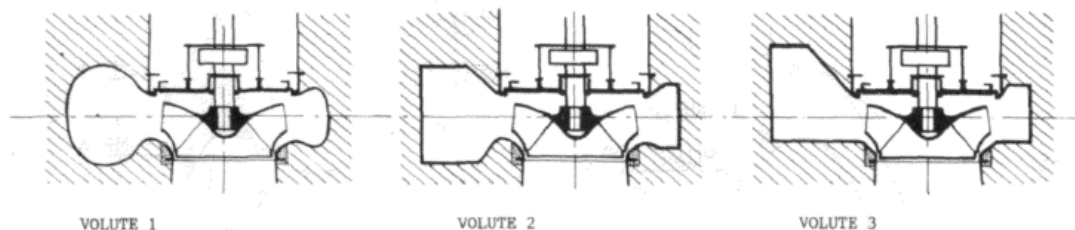


Abbildung 8: Unterschiedliche Querschnittsformen von Spiralen [8]

Der Einfluss von Sekundärströmungen in Betonspiralgehäusepumpen ist stark abhängig von der Geometrieform. Ein nicht-kreisförmiger Querschnitt eines geraden Rohres führt dazu, dass die Geschwindigkeitsverteilung nicht rotationssymmetrisch ausgeprägt ist. Der Schnitt A-A in Abbildung 10 weist ein anderes Geschwindigkeitsprofil auf als der Schnitt B-B. Bedingt durch das unterschiedliche Geschwindigkeitsprofil ergeben sich auch unterschiedliche Wandschubspannungen. Je steiler der Geschwindigkeitsgradient, desto größer die Wandschubspannung. Folglich weist der

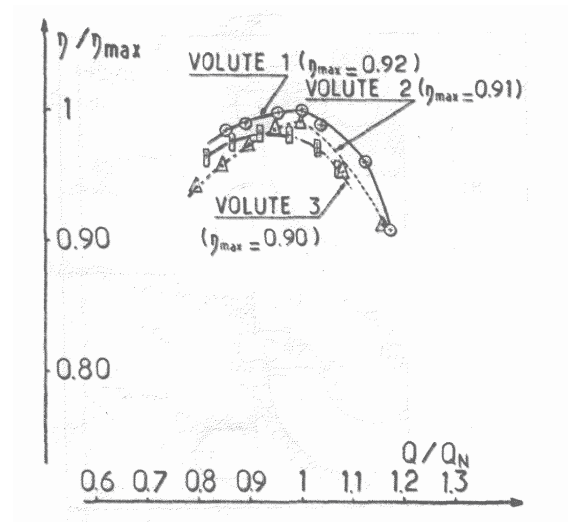


Abbildung 9: Auswirkung auf den Wirkungsgrad durch unterschiedliche Querschnittsformen von Spiralen [8]

Diagonalschnitt B-B eine geringere Wandschubspannung auf. Der statische Druck ist bei geraden Bahnen über den Querschnitt konstant. Dies ist nur dann erfüllt, wenn es zu Ausgleichsströmungen von Orten mit niedriger Schubspannung zu Orten mit höherer Schubspannung kommt. Diese Sekundärströmungen treten nicht nur bei quadratischen Querschnitten auf, sondern auch bei rechteckigen bzw. vieleckigen. Je höher die Anzahl der Vielecke eines Querschnittes ist, desto geringer ist die Wandschubspannungsdifferenz und somit auch die Sekundärströmung bzw. der Verlust. Die Geschwindigkeitskomponente der Sekundärströmung beträgt in einer Betonspirale ca. 1 bis 2 Prozent der Geschwindigkeit in der Kanalmitte [6]. Mittels geometrischer Ausrundung der Kanten kann die Sekundärströmung etwas gesenkt werden, allerdings steigt dadurch der Bauaufwand bei Betonspiralen.

Die mittlere Darstellung in Abbildung 8 unterscheidet sich von der rechten Darstellung durch die symmetrische Anordnung des Spiralenquerschnittes. Bei einer symmetrischen Anordnung des Spiralenquerschnittes entsteht ein Doppelwirbel durch zwei entgegengesetzte Wirbel. Dieser weist einen etwas höheren Verlust auf als der einfache Wirbel, welcher bei der asymmetrischen Spiralenquerschnittsausführung entsteht. Weiters wird die Spiralenform aus der rechten Darstellung meist bei halbaxialen Pumpen verwendet, während die mittlere und die linke Darstellung aus Abbildung 8 meist bei radialer Bauart zum Einsatz kommen [8].

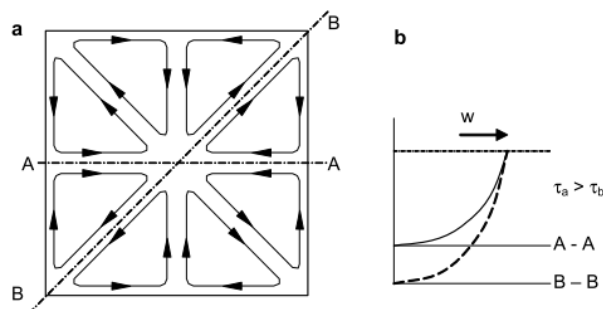


Abbildung 10: Sekundärströmung in einem quadratischen Querschnitt [6]

1.6 Ausführungsformen des Saugraumes

Auch der Saugraum kann unterschiedlich gestaltet werden. In Abbildung 11 sind drei unterschiedliche Ausführungsformen dargestellt. Der hydraulische Wirkungsgrad des Saugraumes ist sehr hoch. Dies lässt sich mit der beschleunigenden Strömung im Saugraum erklären. Das Hauptaugenmerk in der Auslegung liegt auf der rotationssymmetrischen Anströmung des Laufrades bzw. auf der geometrisch stoßfreien Anströmung des Laufradprofils [18]. Um den Flügel unabhängiger bezüglich des Anströmwinkels zu gestalten, kann der Nasenradius des Flügelprofils vergrößert werden. Dies geschieht meist bei Axialpumpen, jedoch steigt dadurch der Stoßverlust.

Die linke Darstellung zeigt eine Ausführungsform, die meist in französischen Kernkraftwerken eingesetzt wird. Es kommt zu einer stärkeren Querschnittsverengung zwischen Eingang und Ausgang im Vergleich zur mittleren Darstellung. Dies führt zu einer auslegungsgerechten Anströmung des Laufrades. Die mittlere Darstellung lässt sich leichter herstellen und weist eine geringere erforderliche Einbautiefe auf, was den Aushubaufwand senkt. Die rechte Darstellung in Abbildung 11 zeigt die Kompaktbauweise eines Saugraumes, welche von der Firma ASTRÖ verwendet wird. Die Ausführung dieses Saugraumes lässt sich wirtschaftlich besser darstellen. Der Wirkungsgrad dieser Ausführung ist jedoch geringfügig niedriger. Weiters muss gerade bei dieser Ausführungsform in der Entwicklungsphase besonders auf eine ideale Anströmung des Laufrades Rücksicht genommen werden [8].

1.7 Vergleich von vertikaler Betonspiralgehäusepumpe mit vertikaler Tauchpumpe

Die Anwendungsgebiete von Betonspiralgehäusepumpen und Tauchmotorpumpen überschneiden sich. Deshalb ist es von Interesse, die Unterschiede dieser beiden Typen aufzuzeigen. Tauchmotorpumpen können bei Förderhöhen von 5 bis 80 Metern bei einer Fördermenge von bis zu $15 \text{ m}^3/\text{s}$

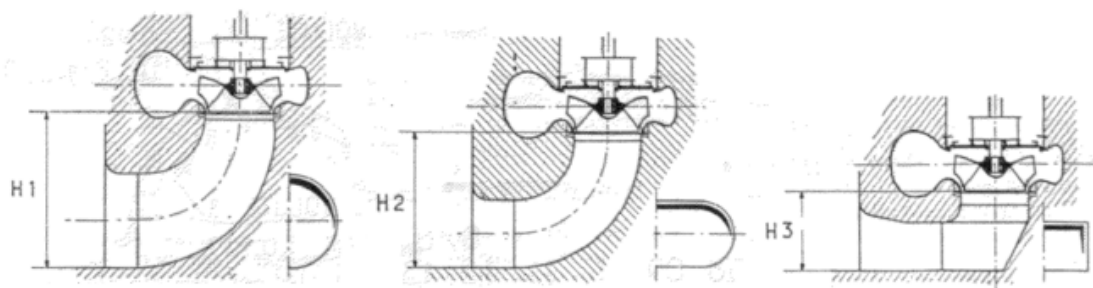


Abbildung 11: Ausführungsformen des Saugraumes [8]

eingesetzt werden. Im Gegensatz dazu können die Betonspiralgehäusepumpen mit Förderhöhen von bis zu 40 Metern sowie Fördermengen von 5 bis 40 m³/s eingesetzt werden. In Abbildung 12 werden diese beiden Pumpentypen skizziert.

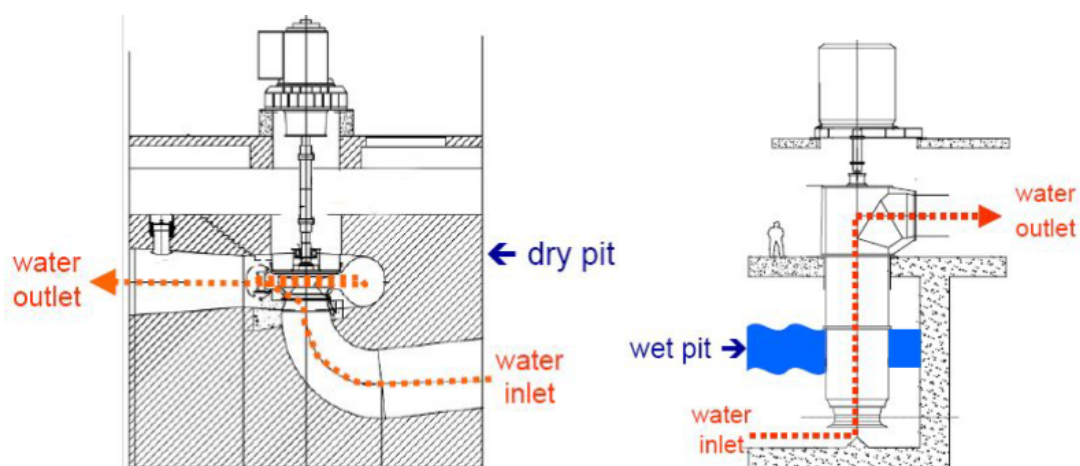


Abbildung 12: Betonspiralgehäusepumpe (links) und Tauchmotorpumpe (rechts) [7]

Im Vergleich zur Tauchmotorpumpe wird bei der Betonspiralgehäusepumpe die Strömung dank Saugraum und Spirale besser geführt. Der Saugraum erlaubt eine nahezu gleichmäßige Anströmung des Laufrades. Um bei der Tauchmotorpumpe eine rotationssymmetrische und wirbelfreie Anströmung in das Laufrad zu erhalten, bedarf es einer entsprechend genauen Auslegung. Die umfangreichen Richtungsänderungen der Strömung in der Tauchmotorpumpe sorgen für höhere Verluste. Diese Verluste sowie die größeren spezifischen Drehzahlen führen zu Wirkungsgradeinbußen von ca. 2 Prozent. Durch Einsatz einer optimierten Einlaufdüse können diese Verluste minimiert werden [7].

1.7.1 Kostenvergleich

Canavelis et al. [5] haben die Fixkosten einer Betonspiralgehäusepumpe mit zwei Tauchmotorpumpen verglichen, und es ergab sich ein Kostenvorteil von 34 Prozent für die Betonspiralgehäusepumpe. Prunieres et al. [7] haben die variablen Kosten für elektrische Energie anhand eines Beispiels bei einem Kernkraftwerk in Frankreich untersucht. Für die Kühlung des Wärmetauschers bedarf es eines Kühlmittelstroms von $50 \text{ m}^3/\text{s}$ bei einem Druckverlust von 3,4 bar. Es wurden wieder beide Pumpentypen verglichen. Da die Tauchmotorpumpe nur bis zu einer Fördermenge von $15 \text{ m}^3/\text{s}$ eingesetzt werden kann, benötigt es dafür vier Pumpen. Für die Variante mit der CVP werden zwei Pumpen mit je $25 \text{ m}^3/\text{s}$ Fördermenge eingesetzt. Wie zuvor oben erwähnt, können CVP bis $50 \text{ m}^3/\text{s}$ eingesetzt werden, jedoch kommen aus Sicherheitsgründen zwei CVP zum Einsatz. Bei der Tauchmotorpumpe kühlen zwei Pumpen 50 Prozent des Wärmetauschers. Bei dieser Ausführung muss durch Klappen bzw. Schieber dafür gesorgt werden, dass dieser Bereich auch mit einer Pumpe versorgt werden kann. Diese Klappen und Schieber verursachen weitere hydraulische Verluste. Nicht zu vergessen sind die höheren Kosten.

Für die Berechnung der variablen Kosten werden folgende weitere Randbedingungen gewählt:

- Elektrischer Wirkungsgrad des Motors von 96 Prozent (gilt für beide Modelle),
- Kosten für die elektrische Energie von 0,07 Euro/KWh,
- Einsatzdauer 7500h/a 40 Jahre lang,
- Kapitalkosten: (Inflation bei 3 Prozent und Kreditzinsen bei 5 Prozent).

Aus diesen Parametern ergeben sich folgende Kosten für die elektrische Energie:

- 278,9 Millionen Euro für die Betonspiralgehäusepumpe,
- 291,1 Millionen Euro für die Tauchmotorpumpe.

Nach 40 Jahren ergeben sich somit Kosteneinsparungen von 12,2 Millionen Euro beim Einsatz einer Betonspiralgehäusepumpe. Relativ betrachtet ergibt sich dadurch eine Kostensenkung von 4,4 Prozent [7].

1.7.2 Wartungsintervalle

Der Vorteil von Betonspiralgehäusepumpen ergibt sich dadurch, dass viele mechanische Teile nicht mit Wasser in Berührung kommen und somit die Kosten für die Wartung sinken. Eine exemplarische Auflistung des Wartungsaufwandes wird hier näher erläutert [7]:

- Alle sechs Monate bzw. alle 4000 Betriebsstunden sollte die Ölqualität der Lager geprüft und notfalls ausgetauscht werden.
- Spätestens alle 18 Monate bzw. alle 12000 Betriebsstunden muss das Gleitlageröl erneuert werden.
- Alle fünf Jahre muss der Spaltabstand der Lager überprüft werden.
- Alle neun Jahre sollte es zu einer Generalüberholung kommen, wobei auch die Lagerteile getauscht werden müssen.
- Die Lebensdauer von Laufrad, Welle und Antrieb beträgt ca. 60 Jahre.

Vergleicht man die Wartungsintervalle mit denen einer Tauchmotorpumpe, bei der z.B. alle 2500 Stunden das Gleitlageröl ausgetauscht sowie alle 4 Jahre eine Generalüberholung durchgeführt werden muss, reduzieren sich die Wartungsintervalle und die Einsatzzeit der Pumpe wird erhöht. Tests in französischen Kernkraftwerken zeigen, dass die Verfügbarkeit einer CVP über einen Zeitraum von 10 Jahren zwischen 99,95 und 99,97 Prozent liegt. Dies bedeutet, dass während einer Einsatzzeit von 1000 h die Pumpe ca. 0,5 h nicht im Einsatz ist. Hochgerechnet auf ein Jahr bei einer Einsatzzeit von 7500 Stunden ergibt sich eine Ausfallzeit von knapp 4 Stunden. Im Vergleich dazu liegen Tauchmotorpumpen laut vorheriger Berechnungsmethode bei einer Ausfallzeit von ca. 8 h pro Jahr [7].

Abschließend werden in Tabelle 1 nochmals die Merkmale einer Betonspiralgehäusepumpe jenen der Tauchmotorpumpe gegenübergestellt.

Tabelle 1: Vergleich von CVP mit Tauchmotorpumpe [5]

	Betonspiralgehäusepumpe	Vertikale Metallgehäusepumpe
Saugseite	Keine Totwassergebiete Keine Wirbel Keine Ablagerungen Stoßfreie Anströmung	Totwassergebiete Gefahr von Wirbelbildung Ablagerungen Keine stoßfreie Anströmung
Lager	Kein Kontakt mit Wasser Ölschmierung Einfache Temperaturmessung Lebensdauer min. 10 Jahre Einfache Instandhaltung	Kontakt mit Wasser Mögliche Vibrationen und Schläge Geringe Zuverlässigkeit Schwierige und teure Instandhaltung
Welle	Trocken, kein Kontakt mit Wasser Keine Korrosion, langlebig Keine Vibrationen	Kontakt mit Wasser Hohe Spannungen Möglicherweise Vibrationen
Gehäuse	Keine Korrosion Keine Erosion Keine Ablagerungen Keine Vibrationen Keine Wartung erforderlich	Korrosion (chemisch und elektrolytisch) Ablagerungen Vibrationen Hoher Wartungsaufwand
Überprüfung Instandhaltung	Einfach Schweres Hubgerät nicht erf. Überprüfung ohne Demontage Generalüberholung alle 5 bis 7 Jahre	Schwierig Schweres Hubgerät erf. Generalüberholung erforderlich Generalüberholung alle 2 bis 3 Jahre (vielfach öfter)

2 Aufgabenstellung

Die hydraulische Auslegung von Betonspiralgehäusepumpen erfolgt – neben anderen Möglichkeiten – mittels CFD. Das Unternehmen ASTRÖ setzt, neben eigenen Programmen, dazu das Programm ANSYS-CFX ein. Dabei werden die Erhaltungsgleichungen numerisch gelöst. Bei bisherigen Berechnungen seitens der ASTRÖ hat sich gezeigt, dass das Wirkungsgradoptimum – berechnet mittels CFD – mit den Modellversuchen nicht übereinstimmt. Im Detail verschiebt sich bei numerischer Berechnung das Wirkungsgradoptimum gegen Teillast. In Abbildung 13 kann dieses Phänomen beobachtet werden.

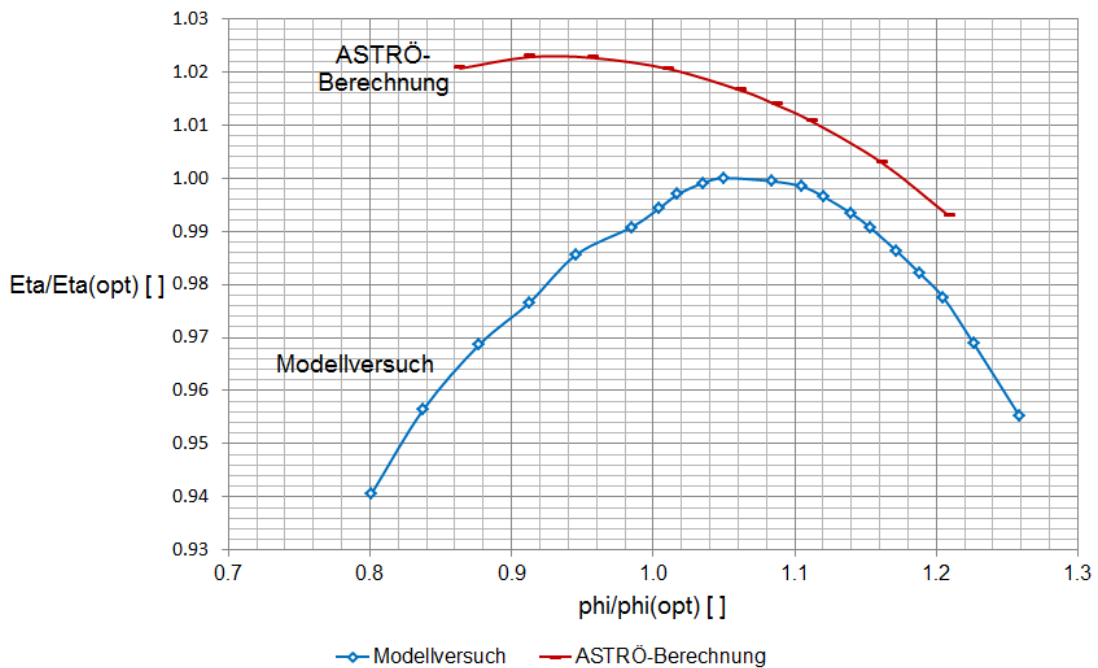


Abbildung 13: Wirkungsgradabweichung CFD-Modell zu Modellversuch

Ziel dieser Masterarbeit ist es, die Abweichung des Wirkungsgradoptimums zu ergründen und in weiterer Folge eine Rechenmethode anzubieten, die das Wirkungsgradoptimum in Abhängigkeit von der Förderziffer richtig darstellt. Das Phänomen dieser Abweichung tritt nur bei leitschaukellosen Spiralgehäusepumpen auf. Berechnungen von Metallspiralgehäusepumpen mit Leitapparat weisen diese Art von Wirkungsgradabweichung nicht auf. Bezüglich spezifischer Schnellläufigkeit

sei erwähnt, dass solche Effekte wiederum nur bei höherer Schnellläufigkeit von n_q 70 U/min und größer auftreten.

Technische Daten der untersuchten Betonspiralgehäusepumpe:

- Förderhöhe 35m,
- Fördermenge 75m^3 ,
- Laufraddurchmesser am Ausgang über 4 Meter,
- Spezifische Schnellläufigkeit n_q 90 U/min.

Für die Modelluntersuchung im Labor vor Ort bei ASTRÖ wurde ein Modellmaßstab von 1:10 gewählt. Parallel dazu wurde das CFD-Modell ebenfalls im Maßstab 1:10 ausgeführt. Die Geometrie des Strömungsraums dieser Pumpe war bis auf kleine Abänderungen bereits vorgegeben. Anderenfalls wäre ein Vergleich nicht zulässig gewesen. Die Gittererstellung erfolgte, bis auf das Laufradgitter, im Rahmen dieser Masterarbeit.

3 Modellbeschreibung

Im Zuge dieser Masterarbeit wurde das Modell einer schnellläufigen Betonspiralgehäusepumpe mit n_q 90 U/min untersucht. Der Einsatz dieser Pumpe wurde im Kapitel 1 näher erläutert. In Abbildung 14 wird der Strömungsraum dieser Pumpe dargestellt.

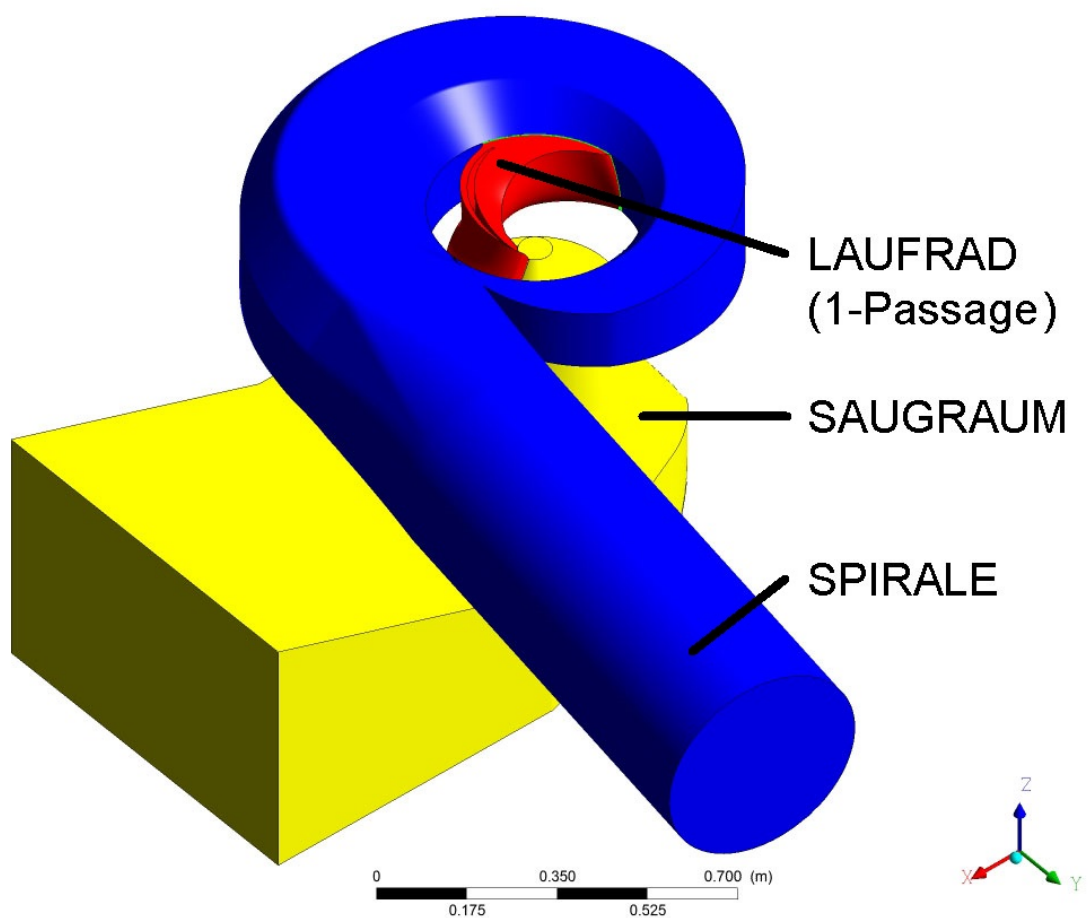


Abbildung 14: Strömungsraum einer Betonspiralgehäusepumpe – CVP, Modell mit einer Passage

Aufgeteilt wird dieses Modell in drei Strömungsbereiche, sogenannte Domains. Domain 1 stellt den Saugraum dar und ist gelb dargestellt. Der Saugraum wird in der Berechnung mittels ANSYS-

CFX als stehendes System betrachtet. Am Ausgang des Saugraums erfolgt der Übergang in den rotierenden Domain, das Laufrad. Das Laufrad wird hier rot dargestellt. In Abbildung 14 wird nur eine Laufschaufel dargestellt. Unter Zuhilfenahme des Interfaces „Rotational Periodicity“ werden die restlichen vier Laufschaufeln berücksichtigt, ohne dabei jede einzelne Laufschaufel direkt zu berechnen. Am Ausgang des Laufrades erfolgt der Übergang in die Spirale, die wieder statisch betrachtet wird und hier blau dargestellt ist.

3.1 Gittergenerierung

Im Rahmen dieses Projektes wurden die Gitter des Saugraumes und der Spirale mittels ICEM-CFD erzeugt. ICEM-CFD ist eine Software zur Gittergenerierung und bietet ein breites Spektrum von Anwendungsmöglichkeiten für die Gittererstellung. Bezüglich der Art der Gitter wird zwischen unstrukturierten und strukturierten Gittern unterschieden. Die Vorteile der strukturierten Gitter liegen in der einfachen Datenstruktur und einer somit geringeren Berechnungszeit. Ein unstrukturiertes Gitter weist eine komplexe Datenstruktur auf und benötigt eine Connectivity-Matrix, die mitgeführt werden muss. Der Unterschied in der Datenstruktur wird in Abbildung 15 dargestellt.

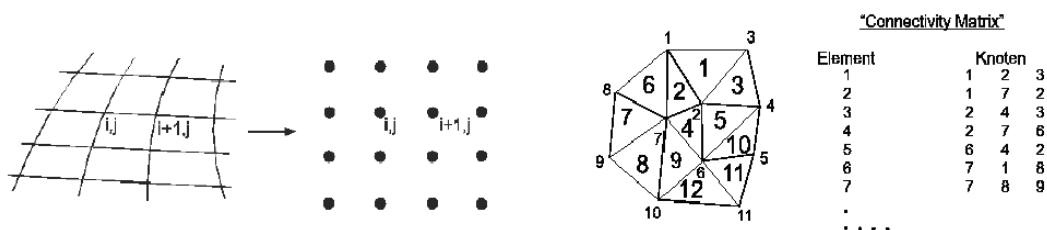


Abbildung 15: Unterschied Datenstruktur [9]

Der numerische Fehler liegt bei strukturierten Gittern insgesamt in einem geringeren Größenordnungsbereich. Die Abhängigkeit des numerischen Fehlers von der Anströmrichtung tritt jedoch nur bei strukturierten Gittern auf.

Eigenschaften von strukturierten Gittern [9], [19]:

- Hauptsächlich Vierecke (2D) und Quader (3D),
- Gittergenerierung „von Hand“ sorgt für höhere Flexibilität während der Gittererzeugung,
- Eignet sich für einfache Geometrien,
- Der Einsatz bei komplexen Geometrien führt zu erhöhtem Aufwand während der Gittergenerierung,

- Aufwändige Gitterverfeinerung,
- Einfache Algorithmen → geringere Rechendauer.

Eigenschaften von unstrukturierten Gittern:

- Hauptsächlich Dreiecke (2D) und Tetraeder (3D),
- Eignet sich gut für komplexe Geometrien,
- Einfache Gitterverfeinerung.

Die strukturierte Gittererstellung der Spirale erfolgte mittels ICEM-CFD über eine geeignete Blockstruktur. Zu Beginn der Blockerstellung wird ein sich mit der Geometrie überlappender Block erstellt. Mittels Split-Tools werden die Blöcke in Abhängigkeit der Geometrie geteilt und je nach Bedarf gelöscht oder mit der Geometrie assoziiert. Insgesamt wurde ein Einzelblock in 145 Teilblöcke übergeführt, um eine möglichst gute Annäherung der Blöcke an die Geometrie zu erhalten. In Abbildung 16 kann die Blockstruktur der strukturierten Spirale betrachtet werden.

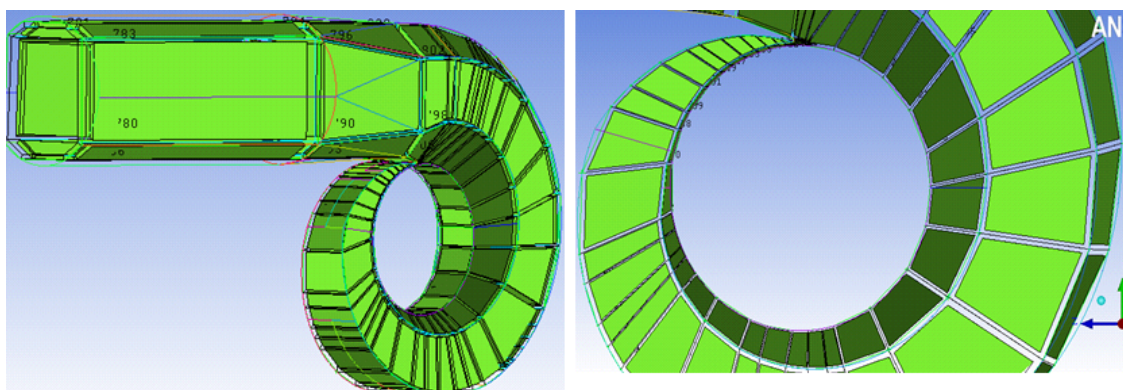


Abbildung 16: Blockstruktur der Spirale

Nach erstellter Blockstruktur wird mit der Gittergenerierung fortgefahren. Um einen möglichst realitätsnahen Geschwindigkeitsverlauf im Wandbereich zu erhalten, ist es notwendig in diesem Bereich die Zellen zu verdichten. Eine weitere notwendige Gitterverfeinerung erfolgt im Bereich des Sporns. Gerade in Teillast bzw. Überlast treten im Bereich des Sporns Ablösungen auf. Mögliche Rückströmungen in das Laufrad im Bereich des Sporns liefern einen weiteren Grund für die Gitterverfeinerung an dieser Stelle. Auch eine radiale Gitterverdichtung am Eingang in die Spirale kann notwendig werden. Diesbezügliche Auswirkungen werden in Kapitel 4.11.3 ausführlich beschrieben. Mittels Blockstruktur ist es mit wenig Aufwand möglich, für jeden einzelnen Block die Gitterweite individuell festzulegen.

Auslegungsziele der Vergitterung [19]:

- So viele Elemente wie notwendig, so wenige wie möglich,
- Orthogonaler Winkel, nach Möglichkeit größer als 20 Grad,
- Maximales Seitenverhältnis kleiner als 200,
- Zellwachstumsfaktor nicht größer als 20.

Die Gittererzeugung des Laufrades erfolgt meist mittels TurboGrid. In diesem Fall erfolgte die Gittererstellung mittels eines von ASTRÖ intern vorhandenen Gittererzeugungstools, welches strukturierte Gitter erzeugt. Weiters muss erwähnt werden, dass eine strukturierte Gittererzeugung mittels ICEM-CFD einen viel höheren zeitlichen Aufwand erforderlich macht, als mit derselben kommerziellen Software, jedoch unstrukturiert ausgeführt.

3.2 Erhaltungsgleichung

Mithilfe der Erhaltungsgleichungen werden folgende unbekannte Strömungsgrößen berücksichtigt:

- Geschwindigkeitskomponente in drei Richtungen (u, v, w)
- Dichte ρ
- Druck p
- Temperatur T

Pumpen transportieren inkompressible Medien, was eine konstante Dichte bedeutet und zudem kann die Temperaturerhöhung vernachlässigt werden. Somit ergeben sich fünf unbekannte Größen, die in Erhaltungsgleichungen gelöst werden.

3.2.1 Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass die zeitliche Änderung der Masse im Volumenelement gleich groß sein muss wie die Summe aller zufließenden Massenströme in das Volumenelement minus der abfließenden Massenströme aus dem Volumenelement.

In Abbildung 17 wird ein Volumenelement mit den zufließenden und abfließenden Massenströmen in die drei Achsrichtungen (x, y, z) dargestellt. Durch die linke Fläche $dy \cdot dz$ fließt in x -Richtung

der Massenstrom von $\rho \cdot u \cdot dy \cdot dz$. Von der Stelle x nach $x+dx$ wird der Massenstrom um $(\partial(\rho \cdot u) / \partial x) \cdot dx$ erhöht.

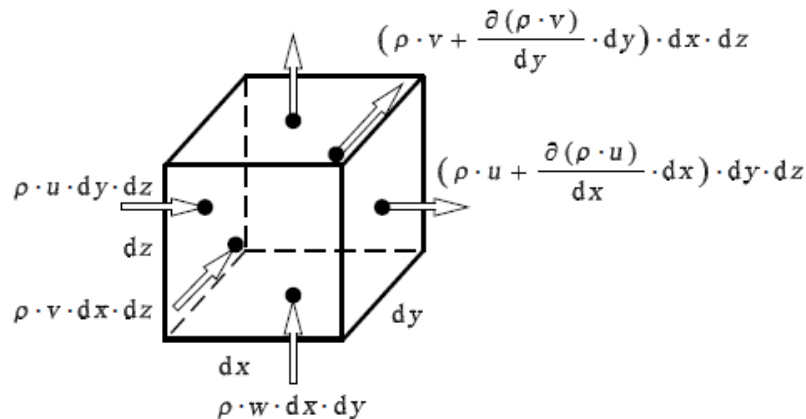


Abbildung 17: Massenströme an einem Volumenelement [10]

Nachdem die Zu- und Abflüsse in y - und z -Richtung berücksichtigt wurden, ergibt sich daraus die Kontinuitätsgleichung für kompressible Medien, welche in der Formel 3.1 dargestellt ist.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

In Formel 3.2 wird die Kontinuitätsgleichung für inkompressible Fluide vereinfacht dargestellt.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

3.2.2 Impulsgleichung

Die Impulsgleichung für laminare Strömungen ist folgendermaßen definiert: Die zeitliche Änderung des Impulses im Volumenelement ist gleich groß wie die zufließenden Impulsströme in das Volumenelement minus die abfließenden Impulsströme aus dem Volumenelement plus die auf das Volumenelement wirkenden Scherkräfte und Normalspannungen und letztlich die auf die Masse des Volumenelementes wirkenden Kräfte.

Der Impuls entspricht dem Produkt aus Masse und Volumen. In Abbildung 18 werden die ein- und ausströmenden Impulse eines Volumenelementes in x -Richtung betrachtet. Analog geschieht dies auch für die y - und z -Koordinate. Abbildung 19 stellt die Normal- und Schubspannungen in x -Koordinatenrichtung dar.

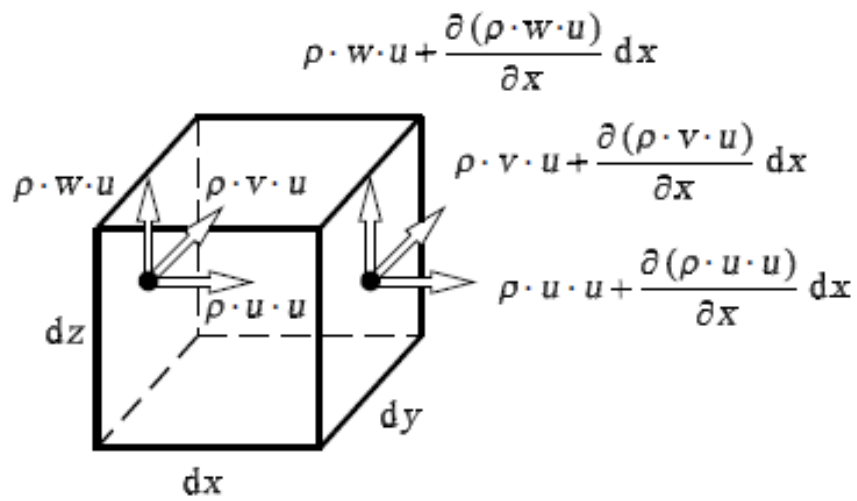


Abbildung 18: Impuls am infinitesimal kleinen Volumenelement [10]

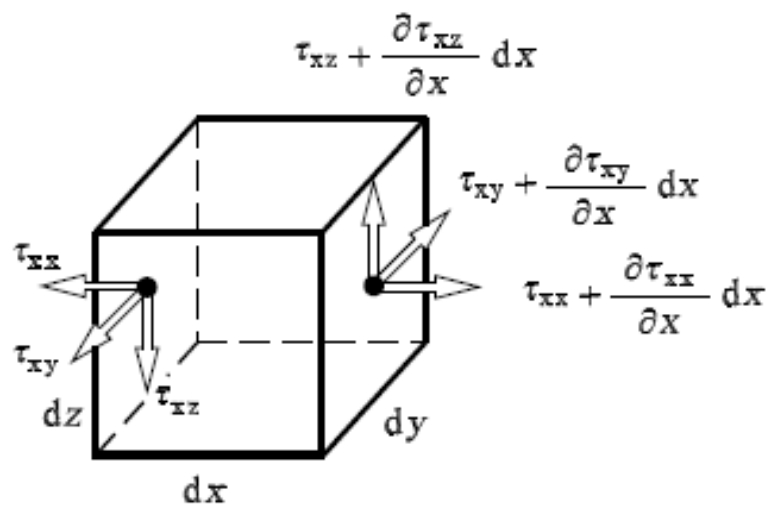


Abbildung 19: Angreifende Spannungen am infinitesimal kleinen Volumenelement [10]

Vektor \vec{k} gibt die auf die Masse des Volumenelementes wirkenden Kräfte an. Diese werden auch als Volumenkräfte bezeichnet. Volumenkräfte sind z.B. Gravitationskräfte oder Trägheitskräfte.

Anhand dieser Erkenntnisse wird die vorläufige Impulsgleichung in x-Richtung angeschrieben (siehe Formel 3.3).

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = k_x + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.3)$$

Eine reibungsfreie Außenströmung hat zur Folge, dass nur noch Normalspannungen und keine Schubspannungen auftreten. Normalspannungen entsprechen daher dem Flüssigkeitsdruck. Die Normalspannungen werden in zwei Teile aufgespalten. Der erste Teil besteht aus dem Druck p und der zweite Teil aus σ_{xx} , deren Anteil mit den Reibungseffekten des Fluides zusammenhängt. Daraus ergibt sich eine leicht abgewandelte Form der Impulsgleichung, die auch die Größe des Druckes darstellt (Formel 3.4).

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = k_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.4)$$

In einem weiteren Schritt wird ein Zusammenhang von Schub- und Normalspannung sowie den Geschwindigkeitskomponenten hergestellt. Das Newton'sche Reibungsgesetz, das die lineare Abhängigkeit von Geschwindigkeitsgradient und Schubspannung darstellt, wird erweitert zum Stokes'schen Reibungsansatz. Mithilfe dieses Ansatzes kann die Impulsgleichung für inkompressible Medien auf Formel 3.5 übergeführt werden.

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = k_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

Die Betrachtung der Energiegleichung ist nicht notwendig, da bei der Berechnung von Pumpen nur isotherme Modelle zur Anwendung kommen.

3.3 Interfaces

Interfaces dienen dazu, verschiedene Domains miteinander zu verbinden. Domains wiederum bestehen aus einem oder mehreren Gittermodellen. Die Notwendigkeit eines eigenen Domains für

das Laufrad ergibt sich aus der Relativbewegung des Laufrades zu den anderen beiden Komponenten. Weiters muss auch in allen Bereichen in denen zwei Gittermodelle aufeinandertreffen und am Übergangspunkt kein kongruentes Gitterbild vorhanden ist, ein Interface gesetzt werden. Dies kann auch innerhalb eines Domains auftreten.

Abbildung 20 bildet die verschiedenen Optionen der Interfaceeinstellung bei stationären Berechnungen ab. Beim Frozen-Interface werden alle Strömungsgrößen in Betrag und Richtung vom Laufradausgang 1:1 an den Spiraleingang weitergegeben. Der Nachteil dieser Variante ist, dass Geschwindigkeitsspitzen nicht gemittelt, sondern direkt ausgegeben werden. Dadurch ist das Rechenergebnis von der Drehposition des Laufrades abhängig. Der Rotor wird inkrementell um jeweils 12 Grad gedreht. Das Frozen-Interface erfordert eine Berechnung für jede einzelne Laufradposition. Der Rechenaufwand steigt dadurch erheblich.

Um diesen Nachteil zu beheben, kann das Stage-Interface verwendet werden. Dabei kommt es zu einer bandweisen Mittelung der aus dem Laufrad austretenden Strömungsgrößen in Umlaufrichtung. Die maximale Anzahl der Bänder kann vorgegeben werden. Die Breite der Bänder ist abhängig von der Gitterweite und wird vom System automatisch gewählt [20]. Die Auswertung der Strömungsgrößen in Umlaufrichtung ergibt trotzdem keinen konstanten Verlauf in Umlaufrichtung, da Rückströmungen bzw. Rückwirkungen aus dem Spiralenbereich darauf einwirken. In einer weiteren Option namens „downstream velocity constraint“ wird der aus dem Laufrad austretende Geschwindigkeitsfluss über zwei verschiedene Arten gemittelt:

- constant total pressure (tp)
- stage average velocity (av)

Die anbei in Klammer gesetzten Abkürzungen dieser Einstellungen werden bei den folgenden Berechnungen verwendet. Bei beiden Einstellungen gilt, dass der Druck der aus dem Laufrad austretenden Flüsse direkt berechnet wird. Die Geschwindigkeitsberechnung bei Interfaceeinstellung 'tp' erfolgt durch Subtraktion des Druckes vom gemittelten Totaldruck. Bei der Interfaceeinstellung 'av' wird die Geschwindigkeit direkt gemittelt und daraus der Totaldruck berechnet.

3.4 Randbedingungen

Mittels Randbedingungen erfolgt die Definition des Strömungsraumes an den Rändern. Folgende Randbedingungen werden verwendet:

- Wall
- Inlet

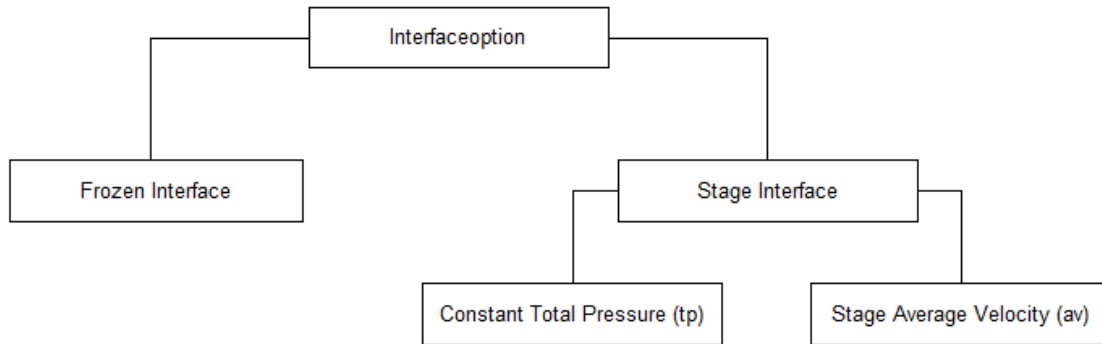


Abbildung 20: Optionen der Interfaceeinstellungen in CFX

- Outlet
- Opening
- Symmetry
- Rotor-Stator-Interface

Die Randbedingung Inlet beschreibt den Zustand des Strömungsmediums beim Eintritt in den Strömungsraum. Dabei kann einerseits die Geschwindigkeit in Betrag und Richtung sowie andererseits der Totaldruck bzw. der statische Druck des eintretenden Massenflusses angegeben werden. Die Outlet-Randbedingung definiert jene Fläche des Mediums, in welcher das Strömungsmedium austritt. Dabei werden an dieser Fläche wieder die bekannten Strömungsgrößen wie Druck, Geschwindigkeit oder Massenfluss definiert. Es ist auch möglich, durch eine Text-Datei (csv) die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten individuell anzugeben. Optional kann auch die Randbedingung Opening verwendet werden. Dabei wird die definierte Fläche Opening in beide Richtungen durchströmt. Die Randbedingung Wall beschreibt die Eigenschaft der Wand, die den Strömungsraum beschränkt. Unterschieden wird in 'Free-Slip-Wall' und 'No-Slip-Wall'. 'Free-Slip-Wall' bedeutet, dass keine Wandreibung vorhanden ist, wodurch sich der benötigte Rechenaufwand verringert. Die Tatsache der nicht vorhandenen Wandreibung verfälscht das Ergebnis und wird daher nur für kleine, nicht ergebnisrelevante Flächen benötigt. Die Option 'No-Slip-Wall' berechnet in Abhängigkeit der Qualität von der Wandverdichtung die Wandschubspannungen entsprechend genau. RB-Symmetrie spiegelt den Strömungsraum entlang einer Ebene. Dabei wird nur eine Spiegelhälfte berechnet. Die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt auf das ganze Modell bezogen. In den folgenden Berechnungen kommen vorwiegend die Randbedingung Totaldruck am Eingang und statischer Druck am Ausgang zur Anwendung.

Anfangsbedingungen werden nur bei transienten Berechnungen benötigt, wobei es wichtig ist, dass eine Startlösung aus einer stationären Berechnung verwendet wird. Bei hydraulischen Strömungs-

maschinen kann eine transiente Rechnung folgendermaßen variiert werden:

- Zeitliche Änderung der Eingangs- und Ausgangsrandbedingung
- Zeitliche Änderung der Rotorposition (Änderung der Drehposition des Rotors)
- Zeitliche Änderung einer Strömungsgröße im Strömungsraum (Grundsätzlich ist eine nicht laminare Strömung, wie sie bei hydraulischen Strömungsmaschinen auftritt, immer transient, jedoch wird durch die Reynolds'sche Mittelung der Strömungsgrößen die Strömung laut Rechenmodell wieder stationär. Dies gilt nicht für LES-Modelle, da dort große Turbulenzwirbel berechnet werden.)

Die ersten beiden Punkte können auch als zeitliche Änderung der Randbedingungen zusammengefasst werden.

3.5 Turbulenzen

Turbulenzen sind regellose Bewegungen in Ort und Zeit und sind immer transient, dreidimensional und wirbelbehaftet. Weiters sind Turbulenzen sehr Mischungintensiv. Dies führt zu einem starken Austausch von Impuls, Wärme sowie Stoff. Die größten Wirbel werden durch die Geometrie bestimmt und weisen eine niedrigere Frequenz auf. Die Größe der kleinsten Wirbel, die eine höhere Frequenz aufweisen, wird durch die Zähigkeit des Fluides bestimmt. Es können durchaus auch geordnete Strukturen vorhanden sein. In einer Energiekaskade kommt es zum Zerfall von großen Wirbeln zu kleinen. Die kinetische Energie wird in Dissipation umgewandelt und führt zu hydraulischen Verlusten. Mithilfe von Turbulenzmodellen kann eine Abschätzung bezüglich der Auswirkung einer turbulenten Strömung gefunden werden. Dies geschieht mittels Reynolds-Mittelung, welche die Aufspaltung in einen mittleren sowie einen infolge Turbulenz schwankenden Anteil vorsieht. Je nach Softwarehersteller werden unterschiedliche Turbulenzmodelle trotz gleicher Namensgebung verwendet.

Werden die Turbulenzwirbel nicht modelliert sondern berechnet, kommt eine transiente Berechnungsmethode zum Einsatz. Mittels der Large Eddy Simulation (LES) werden die großen Wirbelstrukturen berechnet und die kleinen Wirbelstrukturen modelliert. Dies gilt sowohl für den Bereich der Grenzschicht als auch für den Bereich der Kernströmung. Der Nachteil dieses Modelles liegt in der dafür erforderlichen feinen Gitterauflösung in der Grenzschicht. Mithilfe der Detached Eddy Simulation (DES) wird die Grenzschicht mittels RANS-Modell berechnet und die Kernströmung mittels LES. Der RANS-LES-Übergang (Switch) ist dabei sehr stark abhängig von der Gitterqualität. Diese Problematik wird durch die Scale-Adaptive-Simulation (SAS) behoben. Beim SAS-SST-Modell erfolgt z.B. ein Switch zwischen Grenzschicht (k-omega-Modell) und Kernströmung (k-epsilon-Modell). Große Turbulenzwirbel werden dabei nur in der Kernströmung

berechnet. Die restlichen Wirbel werden modelliert [20].

In Abbildung 21 wird das Energiespektrum von Turbulenzballen in Abhängigkeit von der Größe betrachtet.

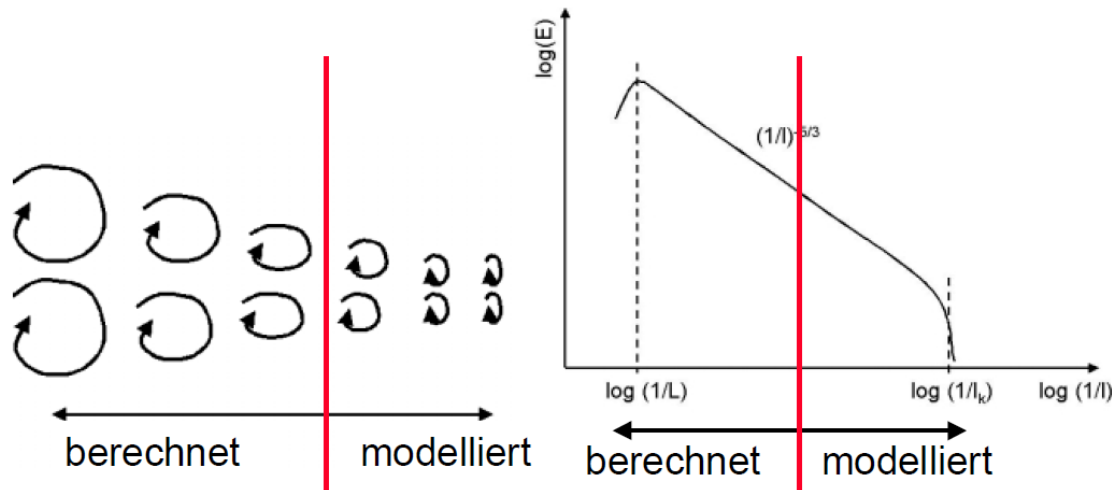


Abbildung 21: Energiespektrum E einer turbulenten Strömung in Abhängigkeit von der Größensstruktur der Wirbel [11]

Mittels DNS werden alle Wirbel berechnet. Aufgrund der hohen erforderlichen Rechenleistung kommt diese Berechnungsmethode für technische Strömungen nicht zum Einsatz. Das Einsatzgebiet von DNS-Anwendungen liegt u.a. in der Entwicklung von neuen Turbulenzmodellen bzw. der Vorhersage des laminar-turbulenten Umschlages bei z.B. Tragflügeln. Turbulenzen treten bei einer Überschreitung der kritischen Reynolds-Zahl auf. Die kritische Reynolds-Zahl ist folgend definiert [21]:

$$Re = \frac{L \cdot U}{\nu} \quad (3.6)$$

L	m	charakteristische Länge
U	m/s	charakteristische Geschwindigkeit
ν	m^2/s	charakteristische kinematische Viskosität

Die Reynolds-Zahl ist eine dimensionslose Zahl und stellt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften dar. In Pumpen erreichen Reynolds-Zahlen eine Größenordnung von 10^6 und mehr.

3.6 Turbulenzmodell

Mittels Turbulenzmodellen werden Turbulenzen modelliert und nicht berechnet, da eine Berechnung zeitlich sehr aufwändig wäre. In der Reynolds-Gleichung treten zusätzliche Terme in Form des Reynolds'schen Spannungstensors auf, welche mittels Turbulenzmodellen gelöst werden. Diese zusätzlichen Terme lassen sich nicht direkt berechnen, da immer neue Unbekannte auftreten. Dies wird als Schließungsproblem bezeichnet. Mithilfe des Turbulenzmodells kann das Gleichungssystem geschlossen werden. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten:

- Wirbelviskositätsmodell
- Reynolds-Spannungsmodell

Das Reynolds-Spannungsmodell weist eine höhere Komplexität auf, da mindestens sechs zusätzliche Transportgleichungen entstehen. Die besten Ergebnisse liefert dieses Modell bei starken Krümmungen und Drall. Der große Nachteil liegt in der Stabilität, deshalb wird dieses Modell für hydraulische Strömungsmaschinen kaum angewendet.

Beim Wirbelviskositätsmodell wird zwischen dem 0-, 1-, 2- und Mehrgleichungsmodell unterschieden. Hauptsächlich kommt das 2-Gleichungsmodell zur Anwendung. Beim 2-Gleichungs-Turbulenzmodell erfolgt die Lösung zweier gekoppelter Transportgleichungen. Die bekanntesten 2-Gleichungs-Modelle sind:

- k-omega-Modell
- k-epsilon-Modell
- SST-Modell

Das k-epsilon-Modell ist das wohl bekannteste Turbulenzmodell. Da die Normalspannung in alle Raumrichtungen gleich groß ist (isotrop), wird die Geschwindigkeit bei großem Normalspannungseinfluss ungenau berechnet. Daraus ergibt sich, dass sich dieses Modell sehr gut für Kernströmungen eignet. Der geringe Rechenaufwand für dieses Modell bietet einen weiteren Pluspunkt. Bei folgenden Anwendungen sollte dieses Modell, bedingt durch Ungenauigkeiten, nicht zum Einsatz kommen [6]:

- Strömungen auf gekrümmten Bahnen,
- Verzögerte Strömungen,
- Rotierenden Komponenten, da die Feldkräfte die Grenzschichten beeinflussen,

- Drallbehaftete Strömungen,
- Starke Sekundärströmungen,
- An Orten mit starken Geschwindigkeitsgradienten (z.B. in Staupunktnähe).

Aus diesem Grund wird dieses Modell für hydraulischen Strömungsmaschinen kaum zum Einsatz kommen.

Das k-omega-Modell, welches für das gegenständliche Projekt bevorzugt verwendet wird, liefert bedingt durch die nichtlineare Wandfunktion (turbulentes Längenmaß in Wandnähe wird automatisch reduziert) und einen zusätzlichen Dämpfungsterm ein solides Ergebnis für wandnahe Strömungen mit Druckgradient. Die Mängel des k-omega-Modells liegen in der Hypersensitivität des turbulenten Austauschs bei entgegen der Strömungsrichtung wirkenden Druckgradienten. Dabei kommt es zu einer Verlagerung der Ablöselinie stromabwärts bzw. zu einer Nichtindikation von Ablösungen. Durch das k-omega-Modell werden wiederum zwei Transportgleichungen gelöst. Eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie k und die andere Transportgleichung für die charakteristische Frequenz der Wirbel.

Das SST-Modell bietet die Vorteile des k-omega-Modells in Wandnähe und des k-epsilon-Modells in der Kernströmung in einem Modell an. Dadurch wird ein entsprechend genaues Ergebnis erreicht. Darüber hinaus ist diese Berechnung wirtschaftlich gut darstellbar, bedingt durch die geringe Rechendauer. Mittels Blendingfaktor wird der Übergang der beiden Modelle definiert. Dies erfolgt bei einem dimensionslosen Wandabstand von 11. Für die turbulente Grenzschicht wird der dimensionslose Wandabstand in Formel 3.7 und 3.8 definiert [22].

$$y^+ = y \cdot \frac{w_0}{\nu} \quad (3.7)$$

$$w_0 = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (3.8)$$

y^+	[]	dimensionsloser Wandabstand
y	m	Abstand in y-Achse (quer zur Hauptströmungsrichtung)
ν	m^2/s	charakteristische kinematische Viskosität
w_0	m/s	Schubspannungsgeschwindigkeit
τ_0	N/m^2	Wandschubspannung
ρ	kg/m^3	Dichte

3.7 Designpunktermittlung mittels CFD

Der Designpunkt ist der Auslegungspunkt, für welchen die Pumpe konzipiert wird bzw. in deren Fahrbereich die Pumpe am häufigsten betrieben wird. Die Ermittlung dieses Punktes ist von entsprechender Relevanz und erfolgt neben anderen Möglichkeiten auch mittels CFD. Dies ist hier der Fall. Auch seitens CFD gibt es unterschiedliche Ansätze zur Designpunktermittlung, welche in Abbildung 22 skizziert sind.

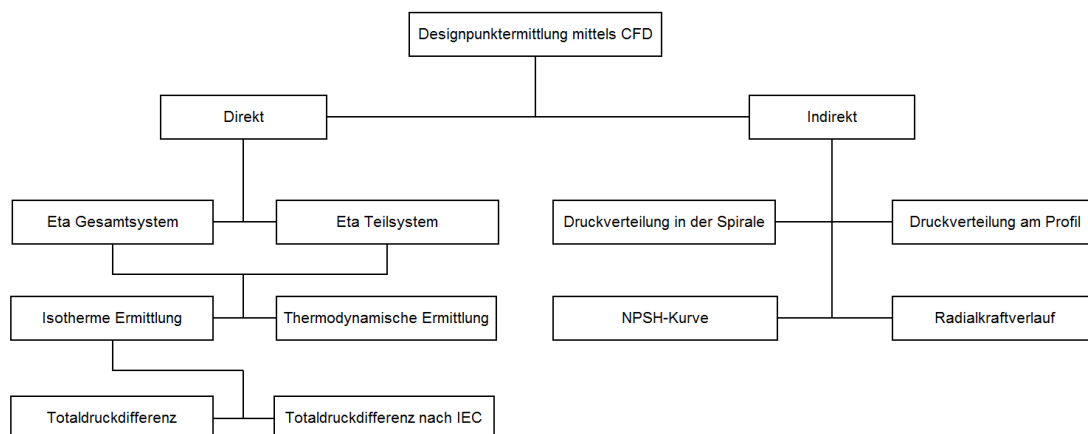


Abbildung 22: Möglichkeiten der Designpunktermittlung (Eigene Darstellung)

3.7.1 Direkte Ermittlung

Mittels direkter Ermittlung des Designpunktes wird neben der Designpunktermittlung auch der exakte Wert dazu geliefert. Die weitere Unterteilung der direkten Wirkungsgradberechnung erfolgt nach Gesamtsystem und Teilsystem. Bei der Ermittlung des Gesamtsystems erfolgt die Auswertung zwischen dem Eingang des Saugraums und dem Ausgang der Spirale. Ein Multiplizieren der Teilwirkungsgrade von Saugraum, Laufrad und Spirale findet bei der Eta-Teilsystem-Auswertung seine Anwendung. Dabei wird der Interfacefehler, welcher zwischen Interface-Eingang und Interface-Ausgang auftritt, nicht berücksichtigt oder es wird bewusst eine Kompensation zugeschlagen.

Der Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis von energetischem Nutzen zu Aufwand. Der Nutzen einer Pumpe ergibt sich aus der Totaldruckerhöhung zwischen Eingangs- und Ausgangsstutzen einer Pumpe. Der Aufwand einer Pumpe ergibt sich aus dem Produkt von Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit, welche an der Kupplung (verbindet Elektromotor mit Pumpenlaufrad) anliegt. Dieser Wirkungsgrad wird als Pumpen-Gesamtwirkungsgrad bezeichnet und in den mechanischen Wirkungsgrad sowie den inneren Wirkungsgrad unterteilt. Bei einem angenommenen Wirkungsgrad von 90 Prozent bedeutet dies, dass 90 Prozent der an die Pumpe zugeführten Energie an die

Anlage weitergegeben und dort verbraucht werden. Nur die restlichen 10 Prozent der Energie sind Verluste, die der Pumpe zuzuordnen sind. Diese werden überwiegend über die höhere Temperatur an das Medium abgegeben.

In der CFD-Berechnung wird immer der hydraulische Wirkungsgrad ermittelt. Wenn in der anschließenden Auswertung vom Gesamtwirkungsgrad gesprochen wird, bezieht sich dies bei CFD-Berechnungen auf den hydraulischen Wirkungsgrad. Das Wort „Gesamt“ bezieht sich dabei auf die berücksichtigten Elemente bestehend aus Saugraum, Laufrad und Spirale.

Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt die Verluste aus den Lagern und Wellendichtungen.

Der innere Wirkungsgrad segmentiert sich in den hydraulischen Wirkungsgrad, den Radseitenreibungswirkungsgraden und den volumetrischen Wirkungsgrad.

Der hydraulische Wirkungsgrad berücksichtigt die Verluste infolge Reibung und Verwirbelung zwischen Pumpeneingang und Pumpenausgang.

Reibungsverluste entstehen in der Grenzschicht infolge Schubspannung. Speziell bei beschleunigten Strömungen und Rohrströmungen sind diese dominierend. Bei verzögerten Strömungen, wie z.B. dem Diffusor, tritt häufig Ablösung auf, wobei in diesem Fall die Reynolds-Zahl sowie die Oberflächenrauigkeit kaum Einfluss auf die Höhe der Verluste haben.

Verwirbelungsverluste können durch folgende Phänomene verursacht werden [6]:

- Turbulenz
- Ablösung
- Stoßverluste
- Nachlaufströmung hinter der Schaufel
- Sekundärströmungen
- Ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung

Der volumetrische Wirkungsgrad berücksichtigt die Verluste aus dem Spaltstrom, dem Entlastungsstrom und gegebenenfalls dem für Hilfszwecke beanspruchten Förderstrom, wie z.B. Versorgung des hydrodynamischen Lager.

Die Radseitenreibungsverluste entstehen jeweils außen an den Deck- und Tragscheiben, die in der Flüssigkeit rotieren und grobtheoretisch eine Couette-Strömung abbilden.

Abbildung 23 stellt die unterschiedlichen Teilwirkungsgrade dar.

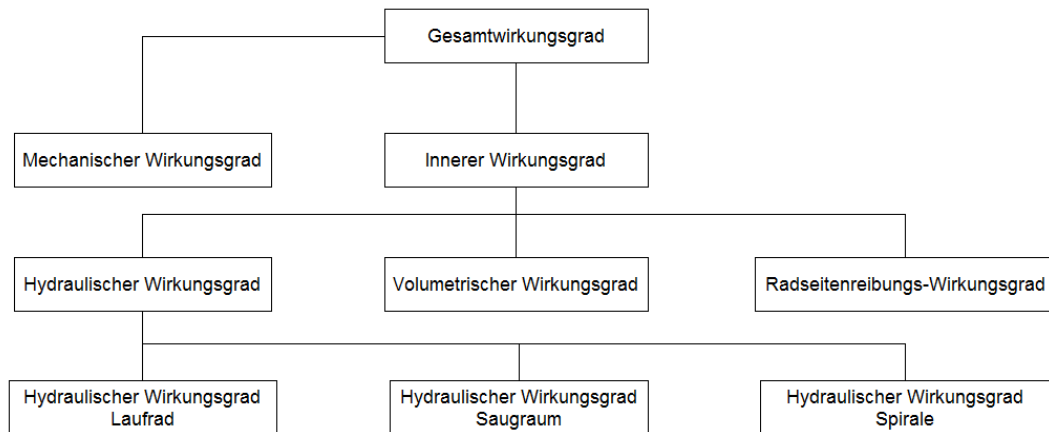


Abbildung 23: Teilwirkungsgrade hydraulischer Strömungsmaschinen (Eigene Darstellung)

In Abbildung 22 wird weiters zwischen isothermer und thermodynamischer Wirkungsgradermittlung unterschieden. Bei der isothermen Wirkungsgradermittlung erfolgt die Berechnung der effektiven Förderhöhe über die Totaldruckdifferenz. Bei der thermodynamischen Wirkungsgradermittlung wird über die Erwärmung des Fluides auf den Wirkungsgrad geschlossen. Der Nachteil dieser Variante ist die erforderliche höhere Rechenleistung, da auch die Erhaltungsgleichung der Totalenergie gelöst werden muss. Für die Wirkungsgradmessung von Kraftwerken mit großen Fallhöhen, wie z.B. der Peltonturbine, wird diese Methode eingesetzt, jedoch nicht in der CFD-Berechnung.

Bei den weiteren Berechnungen erfolgte die Auswertung des hydraulischen Wirkungsgrades u.a. nach IEC 60193 [23] und IEC 60041 [24] (siehe Formel 3.9).

$$\eta_h = \frac{\Delta p_{tot-IEC} \cdot Q}{M \cdot \omega} \quad (3.9)$$

$\Delta p_{tot-IEC}$	N/m^2	Totaldruckdifferenz nach IEC
Q	m^3/s	Durchflussmenge
M	Nm	Drehmoment
ω	$1/\text{s}$	Winkelgeschwindigkeit

Dabei wird die Totaldruckdifferenz zwischen dem Eingang des Saugraumes und dem Ausgang der Spirale berücksichtigt. Die Ermittlung des Totaldruckes erfolgt über Aufspaltung in den statischen Druck und den dynamischen Druck. Für die Ermittlung des dynamischen Drucks wird die

drallfreie Komponente der Geschwindigkeit c_m am Austritt herangezogen. Eine gänzlich drallfreie Abströmung am Spiralausgang ist das Ziel jeder hydraulischen Auslegung, jedoch kann dies selten umgesetzt werden. In Abbildung 24 ist der Unterschied der Geschwindigkeiten zwischen drallfreier Komponente ' c_m ' und drallbehafteter Komponente ' c ' in der Symmetrieebene der Spirale dargestellt. In der Realität tritt am Ausgang die Geschwindigkeit der drallbehafteten Komponente, auch Absolutgeschwindigkeit c genannt, auf. Doch die Norm nach IEC berücksichtigt nur die drallfreie Komponente der Austrittsgeschwindigkeit. Versuche haben gezeigt, dass bei der vorliegenden Betonspiralgehäusepumpe die Wirkungsgradauswertung nach IEC einen um ca. 0,2 Prozentpunkte geringeren Wirkungsgrad aufweist. Abbildung 24 zeigt jedoch, dass nach dem Austritt der Strömung aus der Spirale die r -Komponente der Absolutgeschwindigkeit ' c ' in Reibungswärme umgewandelt wird, da dieser Anteil die Wand des Rohres im rechten Winkel anströmt. Daraus folgend entspricht die Wirkungsgradauswertung nach IEC eher der Realität. In Abbildung 24 ist auch der Geschwindigkeitsdrall in Umfangsrichtung φ mit $c \cdot \varphi$ berücksichtigt. Auch dieser Teil wird durch Reibung größtenteils abgebaut. Die Wirkungsgradauswertung nach Totaldruck, ohne Umwege über den statischen und dynamischen Druck, bietet eine weitere Möglichkeit der Wirkungsgradbetrachtung.

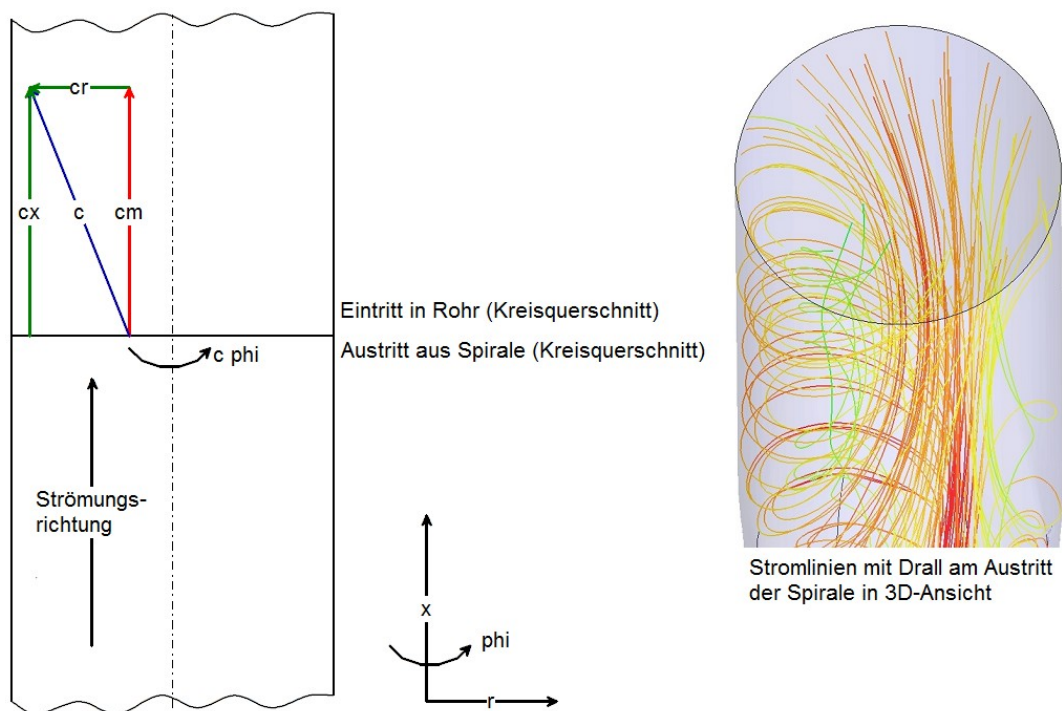


Abbildung 24: Austrittsgeschwindigkeiten aus Spirale in Symmetrieebene

3.7.2 Indirekte Ermittlung

3.7.2.1 Druckverteilung in der Spirale

Das Newton'sche Trägheitsgesetz besagt, dass ein Körper seine physikalische Bewegungsgröße beibehält, sofern dieser nicht daran gehindert wird. Für den Austritt des Fluides aus dem Laufrad gilt dasselbe. Dabei folgt das Fluid den Gesetzmäßigkeiten nach Formel 3.10 (Reibungsfreiheit vorausgesetzt).

$$c_u \cdot r = c_{2u} \cdot r_2 \quad (3.10)$$

c_u	m/s	Drallkomponente der Absolutgeschwindigkeit im Radius r
r	m	Radius an der untersuchten Stelle
c_{2u}	m/s	Drallkomponente der Absolutgeschwindigkeit im Laufradaustritt
r_2	m	Radius am Laufradaustritt

Nun kann für einen beliebigen Punkt im Spiralgehäuse eine Aussage für c_u getroffen werden. Die geometrische Auslegung der Spirale erfolgt nach den Gesichtspunkten des Drallsatzes. Somit ergibt sich eine umfangssymmetrische Strömung im Spiralgehäuse. Die Förderhöhe bleibt über den Umfang konstant (siehe Formel 3.11).

$$H(\varepsilon) = konst = \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (3.11)$$

H	m	Förderhöhe
ρ	kg/m ³	Dichte
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
p	Pa	Druck
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
ε	Grad	Winkel in Umfangsrichtung

Formel 3.11 besagt, dass H über φ konstant bleibt. In Teillast kann der Ringraum als gekrümmter Diffusor betrachtet werden. Dabei steigt der statische Druck und die kinetische Energie sinkt. Genau umgekehrt verhält sich die kinetische Energie bzw. Druckenergiehöhe bei Überlast, wo der

Ringraum eine gekrümmte Düse abbildet. Im Designpunkt ändern sich sowohl die Druckenergiehöhe als auch die Geschwindigkeitsenergie in Umlaufrichtung nicht. Eine konstante Geschwindigkeit in Umlaufrichtung bedeutet, dass der Querschnitt über den Umfang ansteigen muss, da über die Umlaufrichtung gesehen immer mehr Fluid in die Spirale eintritt. Ein konstanter Druck bedeutet, dass sich die resultierenden Druckkräfte der Spirale von zwei gegenüberliegenden, gleich großen Flächen aufheben ($p_R \cdot A = p_L \cdot A$). Siehe dazu Abbildung 25.

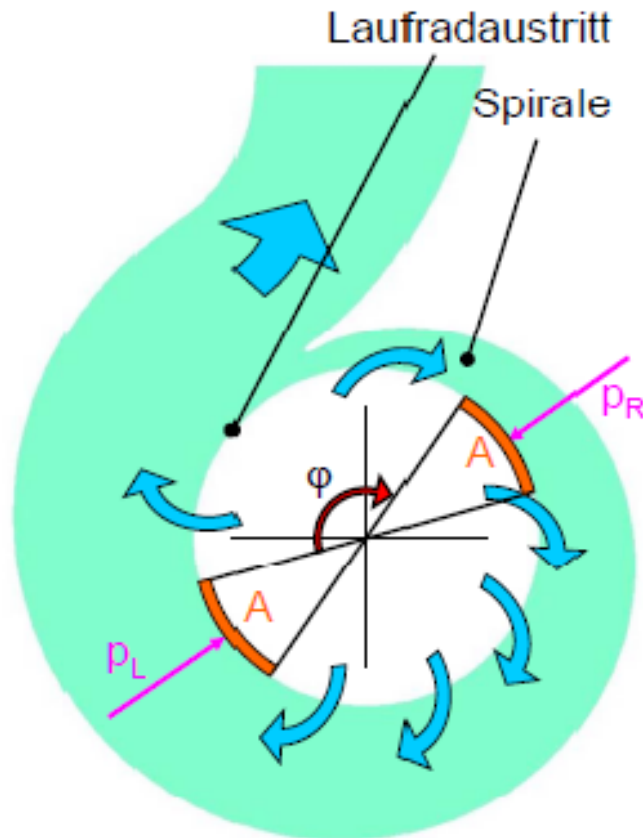


Abbildung 25: Spiralauslegung [1]

Die Auslegung des Spiralquerschnitts erfolgt nach Formel 3.12. Abbildung 26 vermittelt eine grafische Übersicht über die Abmessungen der Spirale. Der optimale Querschnitt wird für den Designpunkt herangezogen, da die Pumpe für diesen Bereich ausgelegt ist [6].

$$\int_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} dr = \frac{Q_{opt} \cdot \epsilon^0}{360 \cdot c_{2u} \cdot r_2} \quad (3.12)$$

r_A	m	Außenradius Spirale
r_Z	m	Innenradius Spirale

b	m	Breite der Spirale
r	m	Radius
Q_{opt}	m^3/s	Auslegungsmenge
ε^0	Grad	Umfangsposition
c_{2u}	m/s	Drallkomponente der Absolutgeschwindigkeit im Laufradaustritt
r_2	m	Radius am Laufradaustritt

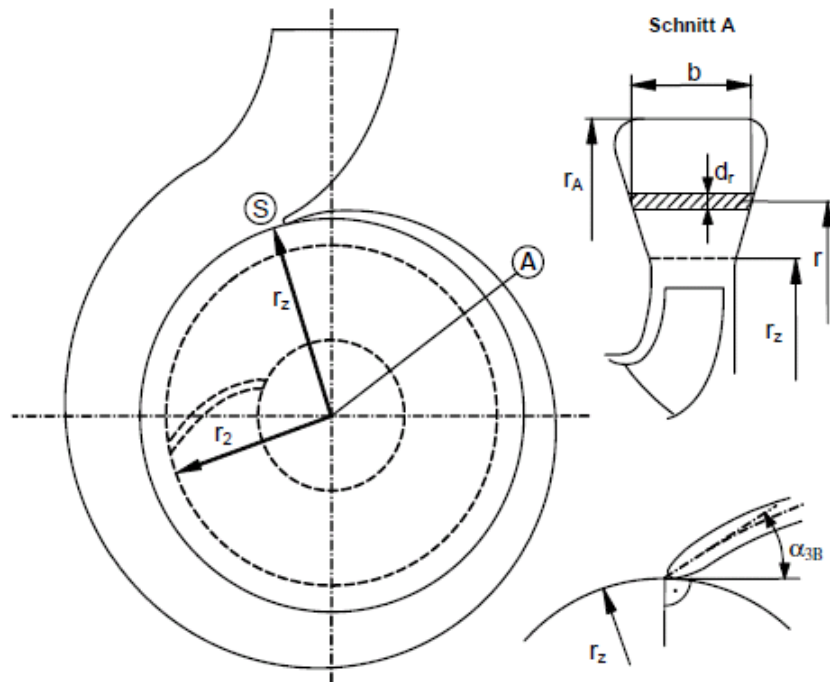


Abbildung 26: Abmessungen Spirale [6]

Über einen Vergleich der Konturplots für den statischen Druck in der Symmetrieebene der Spirale kann bei unterschiedlichen Betriebspunkten auf den Auslegungspunkt geschlossen werden. In Abbildung 27 sind die Konturplots der Betriebspunkte 1 bis 9 (siehe Tabelle 2) nebeneinander angeordnet. Gemäß Drallsatz darf sich im Designpunkt der statische Druck bei konstantem Radius in Umlaufrichtung nicht ändern. In Betriebspunkt 5 erkennt man, bis auf den Bereich des Sporns, eine klar symmetrische Verteilung des Drucks in Umlaufrichtung. Daher wird in einer grafischen Auswertung in Form eines Druckkonturplots der Designpunkt visuell dargestellt.

3.7.2.2 Radialkraftauswertung

Gemäß Drallsatz tritt im Bereich des Designpunkts die minimale Radialkraft auf. Abbildung 28 stellt die Radialkraft dimensionslos bezogen auf die Förderziffer dar.

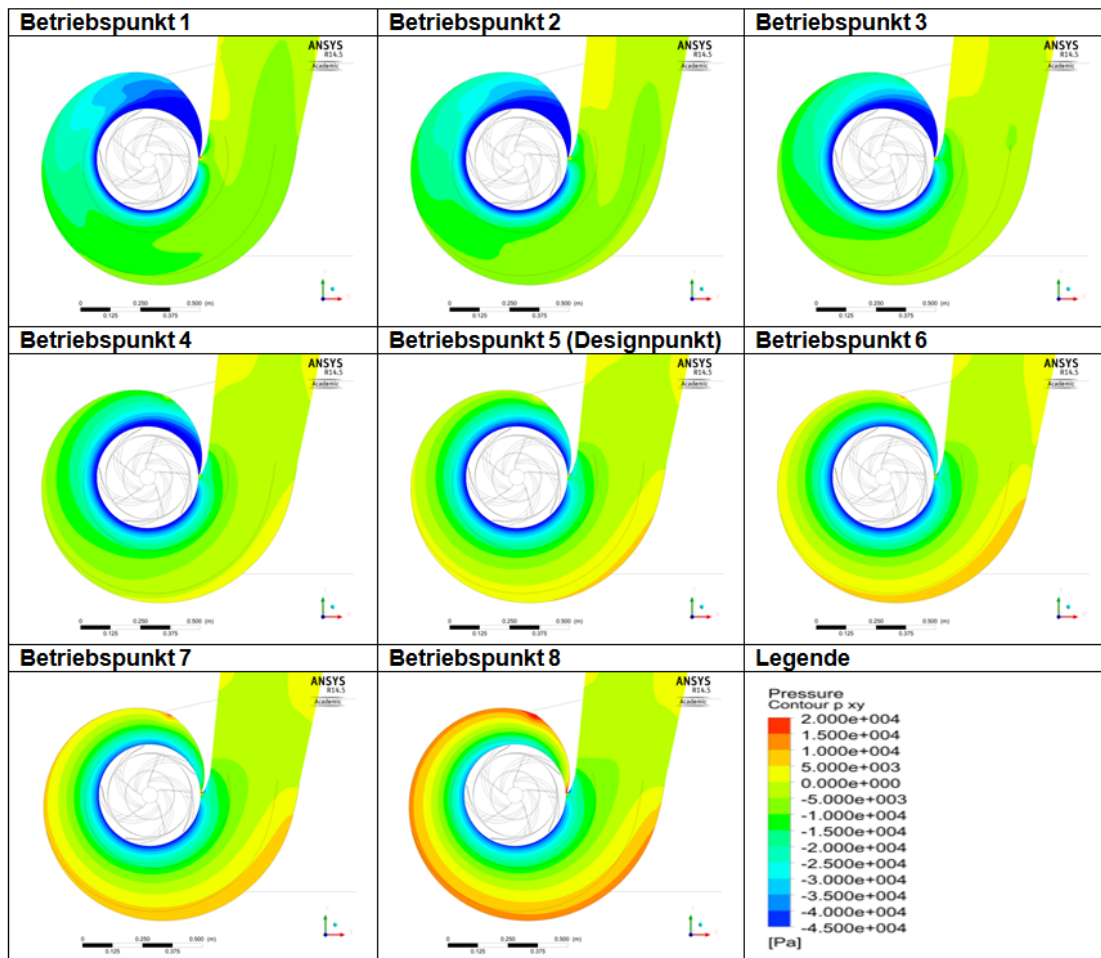


Abbildung 27: Konturplot des Drucks in Symmetrieebene der Spirale

3.7.2.3 Druckverteilung am Profil

Im Auslegungspunkt sollte die Anströmung des Profils in Richtung der Skelettlinie erfolgen. Im Bereich des Staupunkts wird der statische Druck maximal. Mittels grafischer Auswertung kann über die Position des maximalen statischen Drucks die Anströmrichtung des Fluides abgeleitet werden. Für jenen Konturplot, wo die Position des maximalen statischen Drucks mit jener der Skelettlinie korreliert, ergibt sich der Auslegungspunkt bzw. Designpunkt. In Abbildung 29 kann diese Übereinstimmung im Bereich von Betriebspunkt 5 erkannt werden. Beim Teillastverhalten tritt der Bereich des maximalen statischen Druckes auf der Diffusorseite des Sporns auf, bei Überlastverhalten auf der abgewandten Diffusorseite des Sporns. Dies lässt sich dadurch begründen, dass bei Teillast der Austrittswinkel aus der Spirale geringer ist als bei Überlast. Der Grund für den geringeren Austrittswinkel aus dem Laufrad kann folgendermaßen begründet werden: Eine bei Teillast geringere Durchflussmenge führt dazu, dass bei gleichem Laufradkanalquerschnitt die

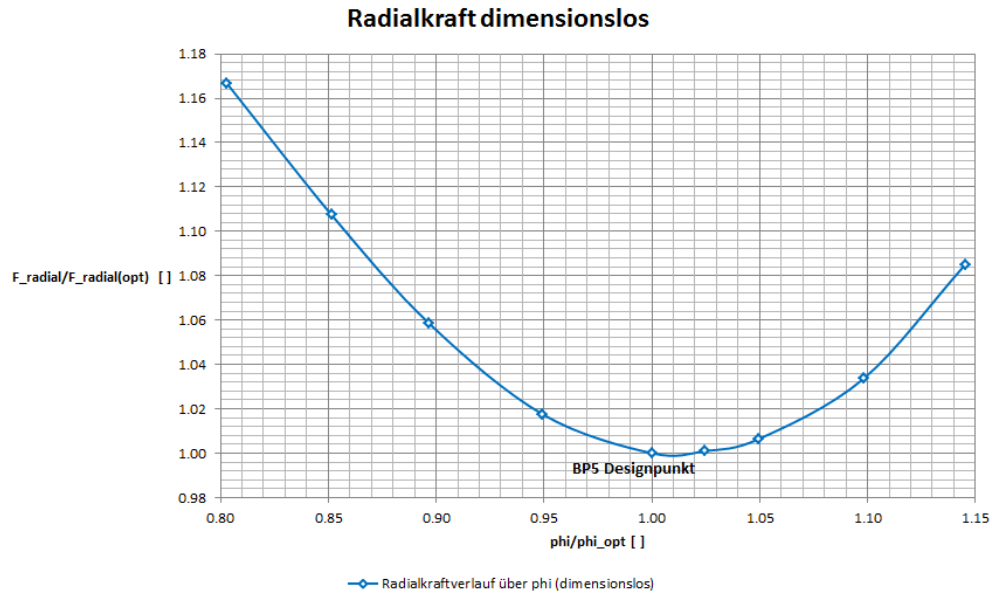


Abbildung 28: Radialkraftverlauf

radiale Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad sinkt. Die Drallkomponente der Durchflussgeschwindigkeit bleibt, bedingt durch die konstante Drehzahl, annähernd gleich. Der Austrittswinkel verkleinert sich dadurch. Beispielhaft wurde die Druckverteilung des Spornprofils betrachtet. Dieselben Gesetzmäßigkeiten gelten auch für das Laufradprofil.

3.7.2.4 NPSH-Kurve

In Abbildung 30 wird der NPSH-Verlauf über die Fördermenge skizziert. Es zeigt sich, dass im Auslegungspunkt der $NPSH_i$ -Wert minimal wird. $NPSH_i$ ist die Abkürzung für „net positive suction head“ und ist ein Kennwert für die Kavitation. Der Index i kennzeichnet die beginnende Kavitation. In Formel 3.13 wird der NPSH-Wert näher definiert.

$$NPSH = \frac{p_{tot,S} - p_d}{\rho \cdot g} \quad (3.13)$$

NPSH	[m]	Net Positive Suction Head
$p_{tot,S}$	[Pa]	Totaldruck an der Stelle S (Eintrittsstutzen)
p_d	[Pa]	Dampfdruck des Mediums
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
ρ	kg/m^3	Dichte

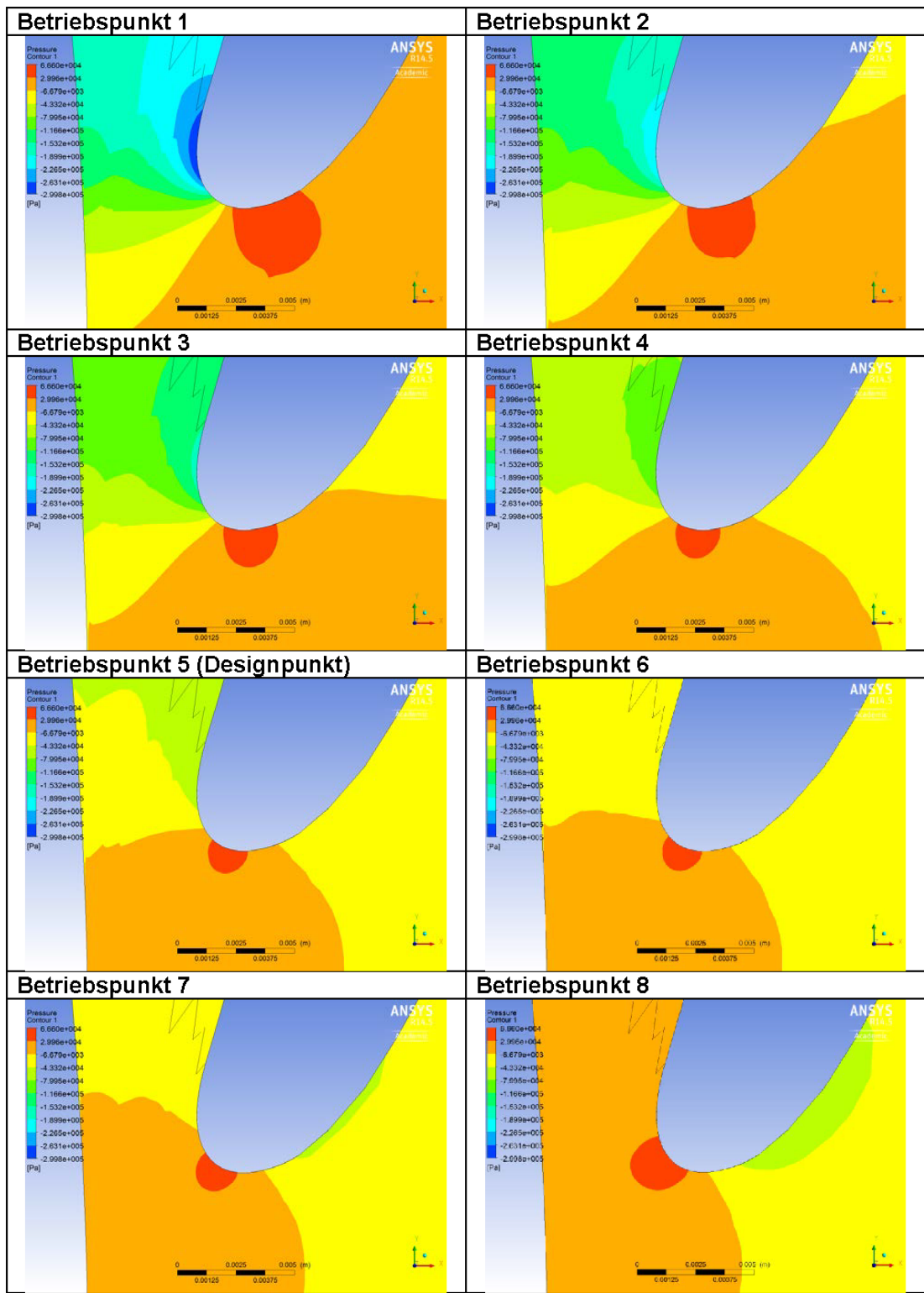


Abbildung 29: Druckverteilung am Profil (Sporn)

Eine geometrisch stoßfreie Anströmung bedeutet, dass das Profil in Richtung der Skelettlinie angeströmt wird. Dies wird für den Auslegungspunkt angestrebt. Kommt es zu einer Falschanströmung, können folgende Effekte auftreten:

- Kavitation
- Strömungsablösung

Ein gleichzeitiges Auftreten beider Effekte ist möglich, jedoch haben diese nichts miteinander zu tun. Wie zuvor erwähnt liegt Kavitation dann vor, wenn der statische Druck unter den Dampfdruck des Mediums sinkt. Es entstehen Hohlräume, die nach einer Implosion lokal einen hohen Druck bzw. eine hohe Temperatur erzeugen. Sofern diese Blasen in Wandnähe implodieren, tritt ein Materialabtrag auf und führt zur Zerstörung der Hydraulik einer Strömungsmaschine [25]. In einigen Fällen kann diese Zerstörung innerhalb von Stunden eintreten. Kavitation kann auch akustisch wahrgenommen werden und kann ebenfalls als Kavitationskriterium herangezogen werden. Wasser weist bei niedrigeren Temperaturen eine geringere Dampfdruckhöhe auf [26]. Dies bedeutet, dass Kavitation bei geringeren Temperaturen später auftritt. Jedoch ist bei tieferen Fluidtemperaturen die Auswirkung, auf den durch die Implosion der Blase verursachten Materialabtrag höher. Eine Falschanströmung des Profils führt dazu, dass sich auf einer Seite des Profils der dynamische Druck erhöht. Nach Bernoulli ist jedoch der Totaldruck entlang einer Stromlinie konstant. Folglich sinkt der statische Druck an dieser Stelle, und es kann Kavitation eintreten. In Überlast tritt Kavitation im Bereich der Druckseite auf. Die Saugseitenkavitation tritt im Teillastbereich auf. Dies kann durch entsprechende Geschwindigkeitsdiagramme nachvollzogen werden. Der Übergang zwischen Druckseitenkavitation und Saugseitenkavitation ist unstet. Dies kommt in der Natur nicht vor und ergibt sich dadurch, dass zwei Kurven (Saugseitenkavitation und Druckseitenkavitation) übereinandergelegt werden und nur die zahlenwertmäßig größere Kurve als Volllinie dargestellt ist. Die strichlierten Linien stellen die wertmäßig kleineren Kurven dar. Es wird in $NPSH_0$ und $NPSH_3$ unterschieden. 0 stellt den beginnenden Förderhöhenabfall dar, 3 stellt einen Förderhöhenabfall von 3 Prozent dar. Pumpen können unter Umständen mit leichter Kavitation betrieben werden. Bei Turbinen darf dies nicht vorkommen. Auch im Medizinbereich, wo ein durch Kavitation hervorgerufenes Verschmutzen des Fördermediums, bedingt durch den Materialabtrag, eintreten kann, ist dies nicht zulässig. Bei Falschanströmung kann im Bereich des Profils eine Strömungsablösung auftreten. Dabei greift eine Grenzschichtströmung mit niedrigem Energieniveau gegen einen zu großen Druckgradienten an. Dies führt zu Strömungsablösungen im Wandbereich. Eine Strömungsablösung tritt meist bei verzögerten Strömungen, wie z.B. im Diffusor, auf. Der Laufradkanal einer Pumpe ist ebenfalls als Diffusorelement ausgeführt und ist somit im Bereich des Profils bei Falschanströmung ablösungsgefährdet. Q_{opt} entspricht dabei Eta_{opt} .

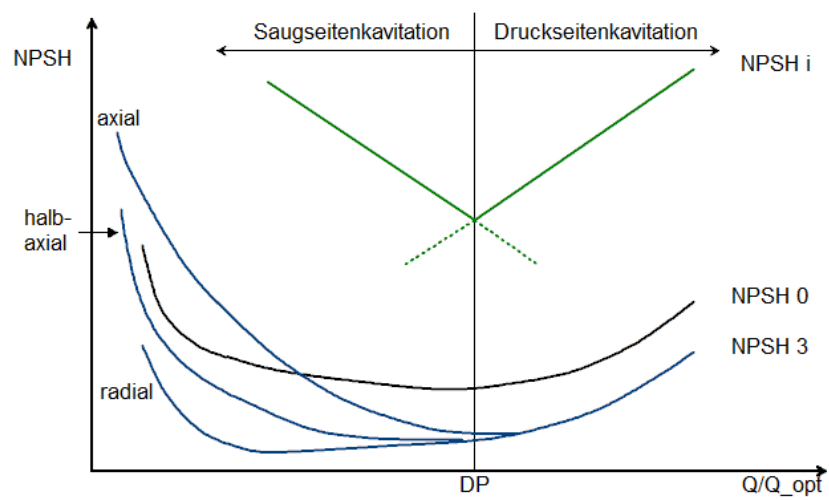


Abbildung 30: NPSH-Verlauf in Anlehnung an die Vorlesungsunterlage „Hydraulische Strömungsmaschinen“ von Herrn Professor Jaberg [12]

4 Berechnung mit Ergebnissen

Um die Ursache der Wirkungsgradabweichung zu finden, wurden viele verschiedene Berechnungsoptionen bzw. Gittermodelle getestet. Bereits seitens ASTRÖ gab es dahingehend Untersuchungen, jedoch brachten diese kein endgültiges Ergebnis. In der Vorgehensweise wurden zuerst bei gegebener Geometrie viele unterschiedlich strukturierte Gitter für Saugraum und Spirale angefertigt. Durch strukturierte Gitter konnte die notwendige Anzahl der Elemente verringert werden, um so eine geringere notwendige Berechnungszeit zu erlangen. Es hat sich weiters gezeigt, dass ein Initialisieren einer bestehenden, ähnlichen Lösung die notwendigen Iterationsschritte bedeutend minimiert. Beim Initialisieren werden die relevanten strömungstechnischen Kennzahlen aus dem Gittermodell einer ähnlichen Lösung auf das aktuelle Gittermodell interpoliert.

4.1 Berechnete Betriebspunkte

Insgesamt wurden neun Betriebspunkte ausgewertet. Der Designpunkt wurde mit Betriebspunkt 5 angenommen. Der Modellversuch auf einem Prüfstand der Andritz AG (ASTRÖ) ergab, dass der maximale Wirkungsgrad zwischen Betriebspunkt 4 und 5 liegt. Die bisherigen CFD-Berechnungen von ASTRÖ ergaben einen maximalen Wirkungsgrad bei BP2. In Tabelle 2 sind die einzelnen Betriebspunkte sowie deren Durchfluss dimensionslos dargestellt. Die Betriebspunkte 1 bis 4 befinden sich in Teillast. Der Überlastbereich beginnt ab Betriebspunkt 6. Durch unterschiedliche Gitter bzw. Einstellungen kann sich der Wirkungsgrad auch im Auslegungspunkt etwas Richtung Betriebspunkt 4 bzw. 6 verschieben. Ausschlaggebend ist jedoch der Vergleich mit der Förderziffer φ aus dem Modellversuch. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt dimensionslos.

4.2 Gittermodell

In diesem Abschnitt werden alle für die Berechnung verwendeten Gitter aufgelistet und mit den wichtigsten Kennzahlen erläutert.

Tabelle 2: Berechnete Betriebspunkte

Betriebspunkt	Durchfluss q^* bezogen auf den Designpunkt (DP)
BP1	0,77
BP2	0,83
BP3	0,88
BP4	0,94
BP5 (DP)	1,00
BP6	1,03
BP7	1,05
BP8	1,10
BP9	1,14

4.2.1 Gittermodell für den Saugraum

In Abbildung 31 werden die beiden unterschiedlichen Saugraumgitter dargestellt. Der ASTRÖ-Saugraum im linken Bereich weist um den Faktor 4 mehr Knoten bzw. um den Faktor 20 mehr Elemente auf. Im Gegensatz zur Spirale bildet sich im Saugraum eine beschleunigte Strömung aus. Daher wurde bei den allermeisten Modellen der Saugraum HFM gewählt. Der rot markierte Bereich im unteren Bild der Abbildung 31 stellt den geometrisch unterschiedlichen Übergang vom Saugraum in das Laufrad dar. Der linke Bereich ist kegelförmig ausgeführt. Beim Gittererzeugungstool der Firma ASTRÖ wird dies standardmäßig auf diese Weise erzeugt. Eine, wie im Bild rechts dargestellt flache Ausführung wäre hier mit einem höheren Aufwand verbunden. Die Gittergenerierung mittels der kommerziellen Software ICEM-CFD erfolgt manuell, wodurch die Abänderung in einem flachen Übergang mit keinem großen zusätzlichen Aufwand verbunden ist. Die flache Ausführung kommt der Realität viel näher. Daher wird diese bevorzugt.

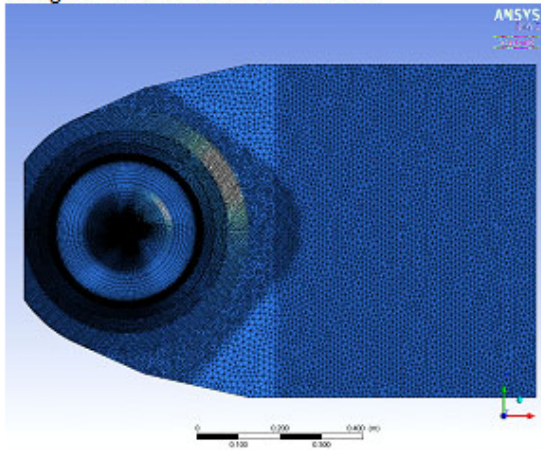
4.2.2 Gittermodell für das Laufrad

Das Gittermodell des Laufrades wurde von ASTRÖ mit einem internen Gittergenerierungstool erzeugt. Das Gitter des Laufrades wurde strukturiert ausgeführt und ist in Abbildung 32 sichtbar. Bei den Berechnungen kann zwischen einem 1-Schaufel-Modell und einem 5-Schaufel-Modell unterschieden werden. Die Auswirkung dieser beiden Modelle auf den Gesamtwirkungsgrad wird in Kapitel 4.4 erklärt.

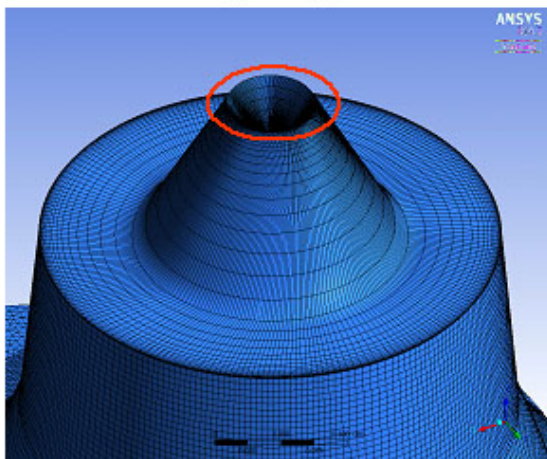
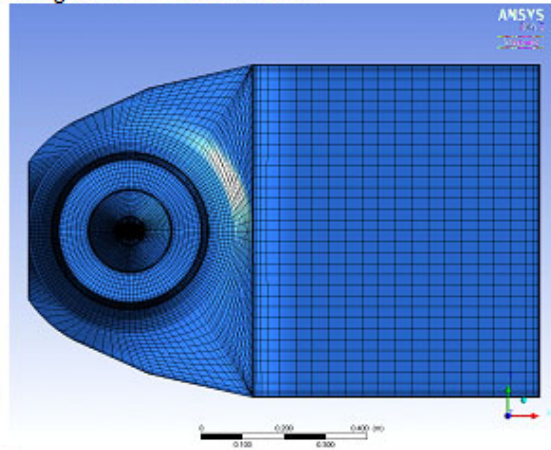
4.2.3 Gittermodell für die Spirale

Die Gittermodelle der Spirale wurden in Abbildung 34 und 35 dargestellt. Die darin dargestellte Anzahl an unterschiedlichen Gittervariationen beläuft sich auf 12. Insgesamt wurden jedoch ca. 15

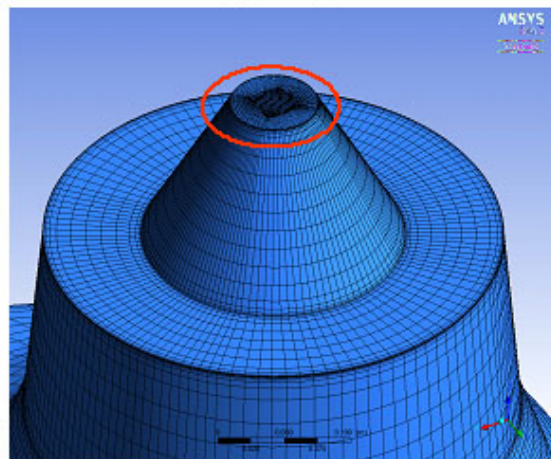
Saugraum – ASTRÖ unstrukturiert



Saugraum – HFM strukturiert



Knoten: 879 042
Elemente: 4 563 369
Tetraeder: 4 268 759
Wedges: 294 610
Min. Orthogonalwinkel: 2,2°
Max. Seitenverhältnis: 2 464



Knoten: 263 291
Elemente: 253 184
Hexaeder: 253 184
Min. Orthogonalwinkel: 15 °
Max. Seitenverhältnis: 139

Abbildung 31: Für den Saugraum verwendete Gitter

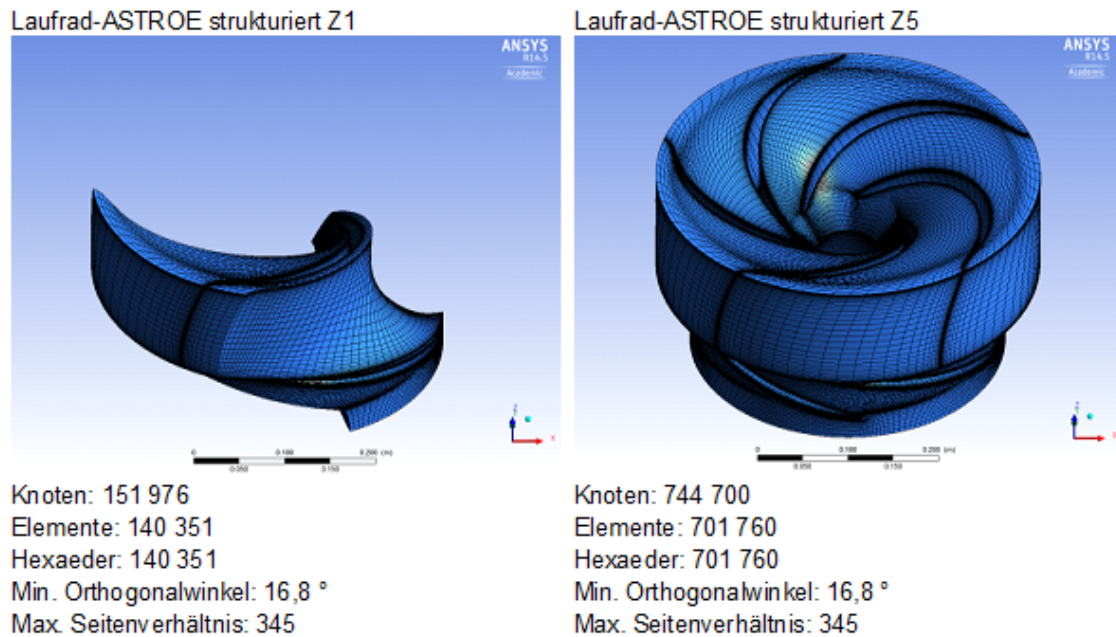


Abbildung 32: Für das Laufrad verwendete Gitter

weitere Gittermodelle erstellt, die allerdings in dieser Masterarbeit nicht weiter betrachtet werden. Im folgenden Abschnitt werden die unterschiedlichen Gittermodelle näher erläutert.

Die Spirale 'ASTROE' ist das Originalmodell, welches von der Firma ASTRÖ für diese Modellberechnung verwendet wurde und eine entsprechende Wirkungsgradabweichung aufweist. Diese Spirale wurde unstrukturiert vergittert und im Wandbereich verdichtet. Die Spirale 'HFMstruk1' ist strukturiert vergittert und besteht insgesamt nur aus 1.068 Millionen Elementen. Neben einer Wandverdichtung wurde auch eine Verdichtung am Spiraleingang angebracht. Die Spirale 'HFMunstruk1' besitzt keine Wandverdichtung und wurde aufgrund der geringen Gitterzellenanzahl meist bei Voruntersuchungen für das Verhalten von unstrukturierten Gittern benützt.

Die Gittermodelle Spirale 'HFMunstruk2', Spirale 'HFMunstruk3' und Spirale 'HFMunstruk4' wurden unstrukturiert vergittert und speziell am Spiraleingang stärker vergittert. Das Gittermodell Spirale 'HFMunstruk2' weist am Spiraleingang eine Verdichtung auf, jedoch ohne Prismenlayer. Spirale 'HFMunstruk3' weist eine 5-lagige Prismenschicht auf und Spirale 'HFMunstruk4' 20 Prismenlayer.

Für die Gittermodelle Spirale 'HFMunstruk5', Spirale 'HFMunstruk6' und Spirale 'HFMunstruk7' wurde neben der Eintrittsverdichtung auch eine Wandverdichtung angebracht. Spirale 'HFMunstruk8' weist neben der Wand- und Eingangsverdichtung auch eine größere Gesamtverdichtung auf, was sich durch eine Elementanzahl von 15,6 Millionen widerspiegelt. Spirale 'HFMunstruk9'

ist bis auf die zusätzliche Radialverdichtung am Spiraleintritt ident mit Spirale 'ASTROE'. Und bei Spirale 'HFMunstruk10' wurde die gesamte Gitterverdichtung auf 35,8 Millionen Elemente erhöht.

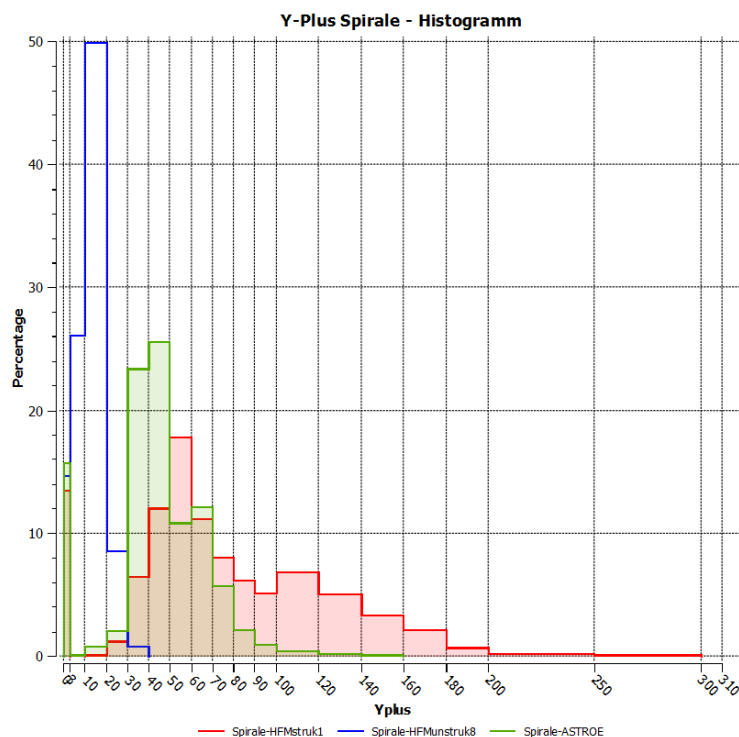
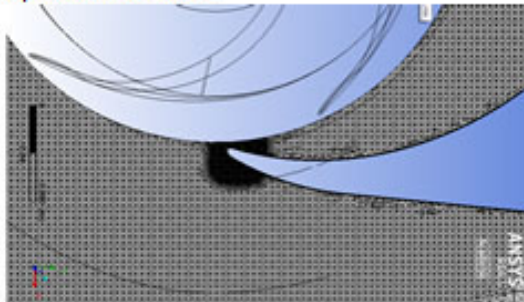


Abbildung 33: Y-Plus-Wert einiger unterschiedlicher Spiralgitter aus Abbildung 34 und 35

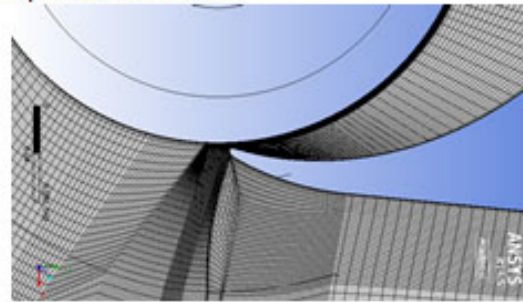
Es muss darauf geachtet werden, dass zumindest 10 Gitterzellen innerhalb der Grenzschicht platziert werden sollen, um eine möglichst genaue Geschwindigkeitsvorhersage an der Wand zu erreichen. Dies bedeutet, dass der dimensionslose Wandabstand y^+ nicht zu hoch sein soll. Ein zu geringer Wandabstand führt dazu, dass der erste Knoten innerhalb der laminaren Grenzschicht platziert ist, wo die Wandfunktion nicht gültig ist. Für das k-epsilon-Modell wird seitens ANSYS ein dimensionsloser Wandabstand von kleiner 300 empfohlen. Das untere Limit wird nicht vorgegeben, da CFX eine skalierbare Wandfunktion einsetzt und die wandnahen Knoten außerhalb des Gültigkeitsbereiches ignoriert. Deshalb sind dimensionslose Wandabstände von unter 20 bei diesem Turbulenzmodell nicht sinnvoll. Für das k-omega-Modell und das SST-Modell wird seitens ANSYS ebenfalls ein Y-Plus-Wert von kleiner 300 empfohlen. Für kleine Reynolds-Zahlen werden Y-Plus-Werte von kleiner 2 erforderlich, um ein wirklich genaues Ergebnis zu erzielen [20]. Abbildung 33 stellt den dimensionslosen Wandabstand (Y-Plus) von unterschiedlichen Spiralgittern in einem Histogramm dar. Spirale 'HFMunstruk8' (blau) weist aufgrund der großen Wandverdichtung einen entsprechend kleinen Y-Plus-Wert auf. Vergleicht man Spirale 'ASTROE' (grün) und Spirale 'HFMunstruk1' (rot) ergibt sich bei Spirale 'ASTROE' (grün) eine etwas geringere mittlere Y-Plus-Verteilung. Insgesamt ist der Y-Plus-Wert deutlich höher als bei Spirale 'HFM-unstruk8', jedoch gilt für alle Spiralen, dass die ANSYS-Vorgabe von kleiner 300 nicht überschritten wurde.

Spirale - ASTROE



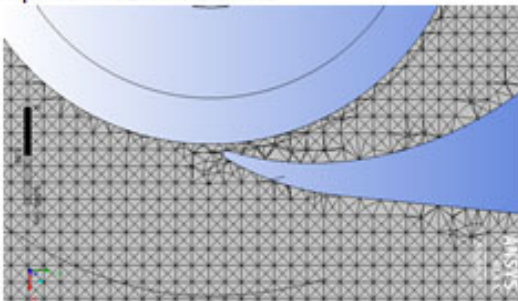
Knoten: 2 425 975
 Elemente: 12 377 245
 Tetraeder: 11 461 934
 Pyramiden: 11
 Wedges: 915 300
 Min. Orthogonalwinkel: 12°
 Max. Seitenverhältnis: 136

Spirale - HFMstruk1



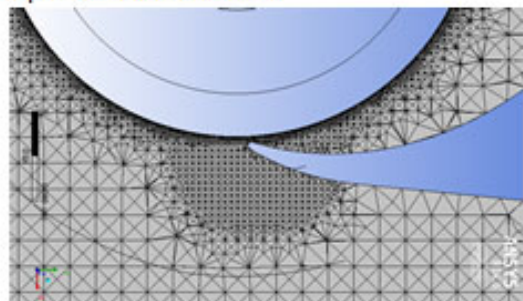
Knoten: 1 113 620
 Elemente: 1 069 772
 Hexaeder: 1 069 772
 Min. Orthogonalwinkel: 13,6°
 Max. Seitenverhältnis: 454

Spirale - HFMunstruk1



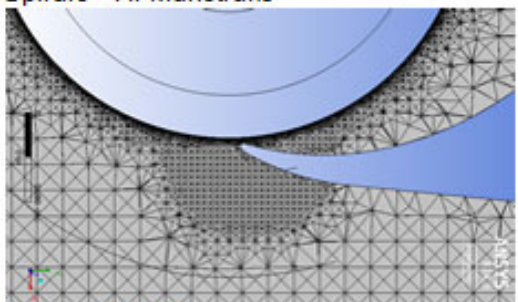
Knoten: 276 088
 Elemente: 1 570 705
 Tetraeder: 1 570 705
 Min. Orthogonalwinkel: 45,8°
 Max. Seitenverhältnis: 5

Spirale - HFMunstruk2



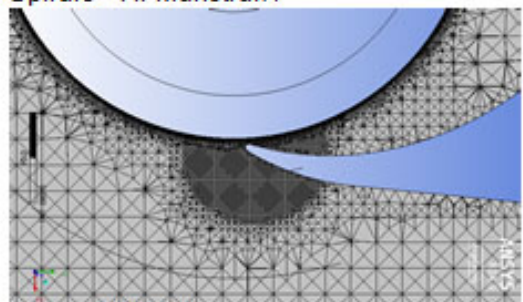
Knoten: 467 228
 Elemente: 2 378 294
 Tetraeder: 2 378 294
 Min. Orthogonalwinkel: 46,7°
 Max. Seitenverhältnis: 6

Spirale - HFMunstruk3



Knoten: 822 352
 Elemente: 2 463 304
 Tetraeder: 1 433 351
 Pyramiden: 468
 Wedges: 1 029 485
 Min. Orthogonalwinkel: 15,9°
 Max. Seitenverhältnis: 345

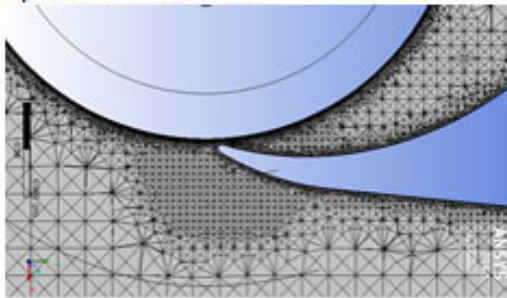
Spirale - HFMunstruk4



Knoten: 800 724
 Elemente: 2 583 503
 Tetraeder: 1 613 651
 Pyramiden: 4 435
 Wedges: 965 417
 Min. Orthogonalwinkel: 15°
 Max. Seitenverhältnis: 345

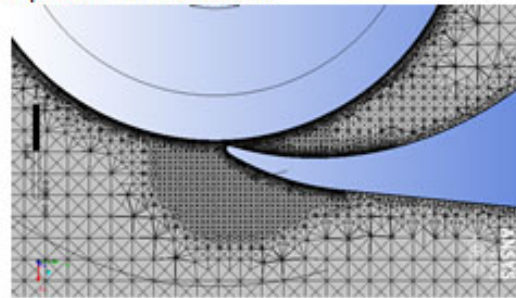
Abbildung 34: Für die Spirale verwendete Gitter (1/2)

Spirale – HFMunstruk5



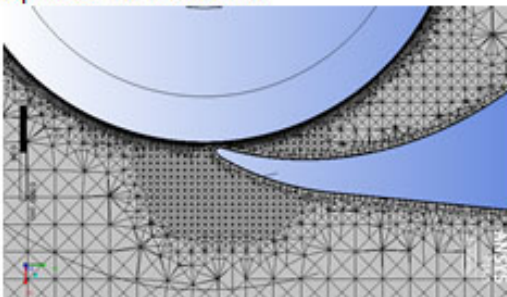
Knoten: 3 503 415
 Elemente: 15 628 440
 Tetraeder: 13 124 938
 Pyramiden: 4004
 Wedges: 2 499 498
 Min. Orthogonalwinkel: 13,6°
 Max. Seitenverhältnis: 192

Spirale – HFMunstruk6



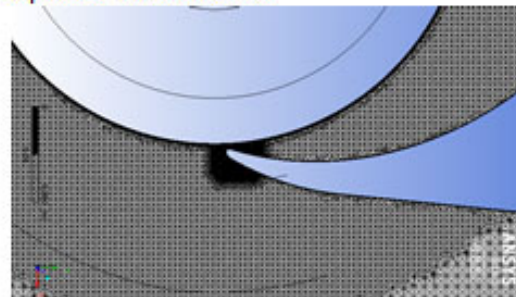
Knoten: 4 049 111
 Elemente: 11 102 695
 Tetraeder: 5 192 163
 Pyramiden: 21 026
 Wedges: 5 889 506
 Min. Orthogonalwinkel: 12,1°
 Max. Seitenverhältnis: 503

Spirale – HFMunstruk7



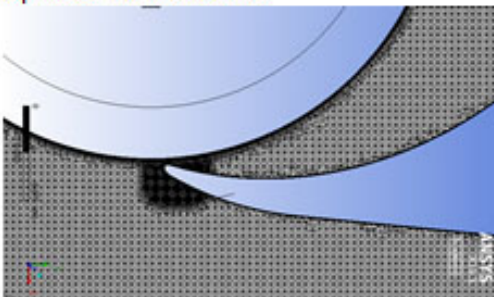
Knoten: 1 782 596
 Elemente: 4 960 885
 Tetraeder: 2 373 879
 Pyramiden: 16 800
 Wedges: 2 570 206
 Min. Orthogonalwinkel: 13,3°
 Max. Seitenverhältnis: 486

Spirale – HFMunstruk8



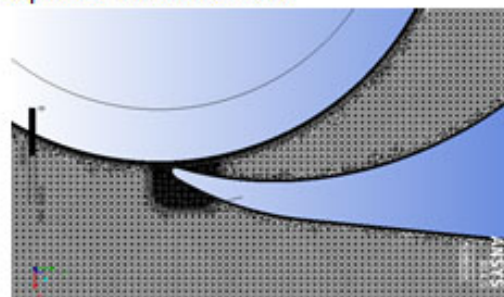
Knoten: 3 503 415
 Elemente: 15 628 440
 Tetraeder: 13 124 938
 Pyramiden: 4004
 Wedges: 2 499 498
 Min. Orthogonalwinkel: 14°
 Max. Seitenverhältnis: 545

Spirale – HFMunstruk9



Knoten: 2 542 525
 Elemente: 12 533 122
 Tetraeder: 11 334 391
 Pyramiden: 7 841
 Wedges: 1 190 890
 Min. Orthogonalwinkel: 14,2°
 Max. Seitenverhältnis: 132

Spirale – HFMunstruk10



Knoten: 6 871 602
 Elemente: 35 804 649
 Tetraeder: 33 431 269
 Pyramiden: 8 579
 Wedges: 2 364 801
 Min. Orthogonalwinkel: 9,9°
 Max. Seitenverhältnis: 128

Abbildung 35: Für die Spirale verwendete Gitter (2/2)

4.3 Vergleich unterschiedlicher Arten der Wirkungsgradauswertung

Abbildung 36 stellt den Unterschied der Wirkungsgradauswertung zwischen $ptot$ -IEC nach Formel 3.9 und $ptot$ dar. In Tabelle 3 sind die wichtigsten Einstellungen der beiden Berechnungsmethoden angeführt. In Kapitel 3.7.1 wurde der Unterschied dieser beiden Berechnungsmethoden genauer betrachtet. Die Berechnung zeigt, dass es keine Auswirkungen durch unterschiedliche Totaldruckermittlungsmethoden auf die Gesamtwirkungsgradcharakteristik gibt. Bezüglich der Wirkungsgradhöhe beträgt der Unterschied dieser beiden Methoden maximal 0,5 Prozentpunkte und ist über den Verlauf konstant.

Tabelle 3: CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung

Modell	$ptot$	$ptot$ -IEC
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	13 Mio.	13 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	$ptot$	$ptot$ -IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

4.4 Vergleich 1-Schaufel-Modell zu 5-Schaufel-Modell

Um Rechendauer zu optimieren, hat es Vorteile nur eine Laufschaufel eines Laufrades für die Berechnung heranzuziehen. Hier wurde untersucht, ob es einen Unterschied zwischen einer Schaufel oder fünf Schaufeln bezüglich des Gesamtwirkungsgrades gibt. Das Ergebnis zeigt, dass es kaum einen Unterschied zwischen den beiden Gesamtwirkungsgraden gibt. Dies gilt sowohl für die Interfaceeinstellung constant total pressure 'tp' in Abbildung 37 mit den Einstellungen aus Tabelle 4 als auch für die Interfaceeinstellung stage average velocity (av), welche hier nicht abgebildet ist. Bei Betriebspunkt 3 zeigt sich eine kleine Abweichung, welche jedoch nur bei der Interfaceeinstellung 'tp' auftritt.

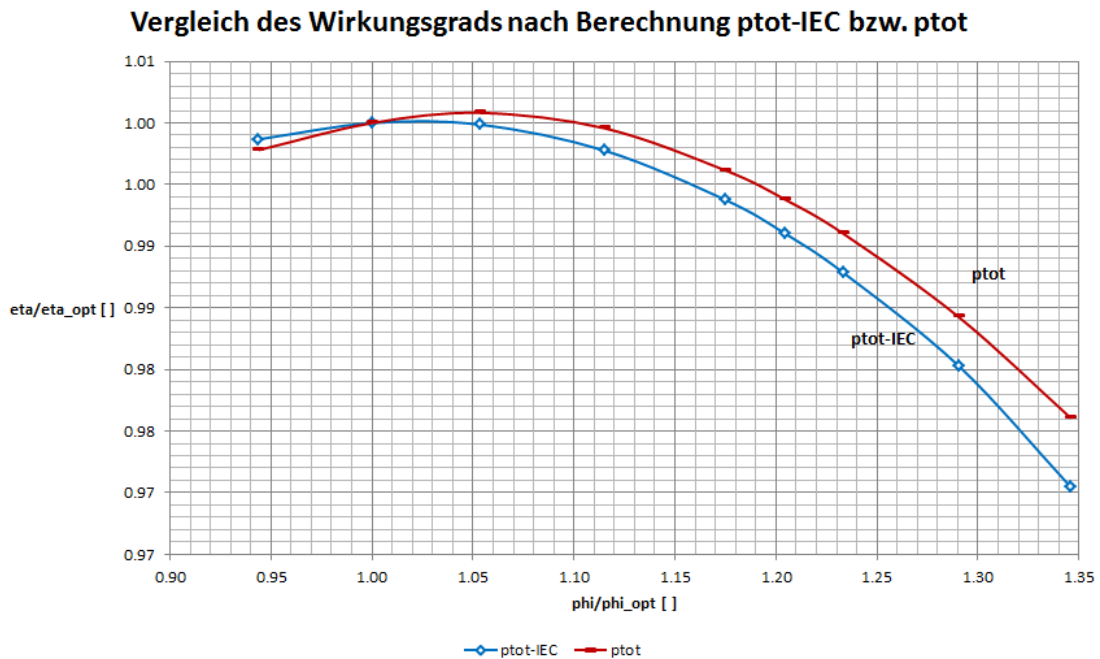


Abbildung 36: Vergleich der Wirkungsgradauswertung nach ptot bzw. ptot-IEC

Tabelle 4: CFX-Pre-Einstellung für unterschiedliche Laufschaufelanzahl

Modell	Eine Schaufel	Fünf Schaufeln
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z5
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1.5 Mio.	2,1 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

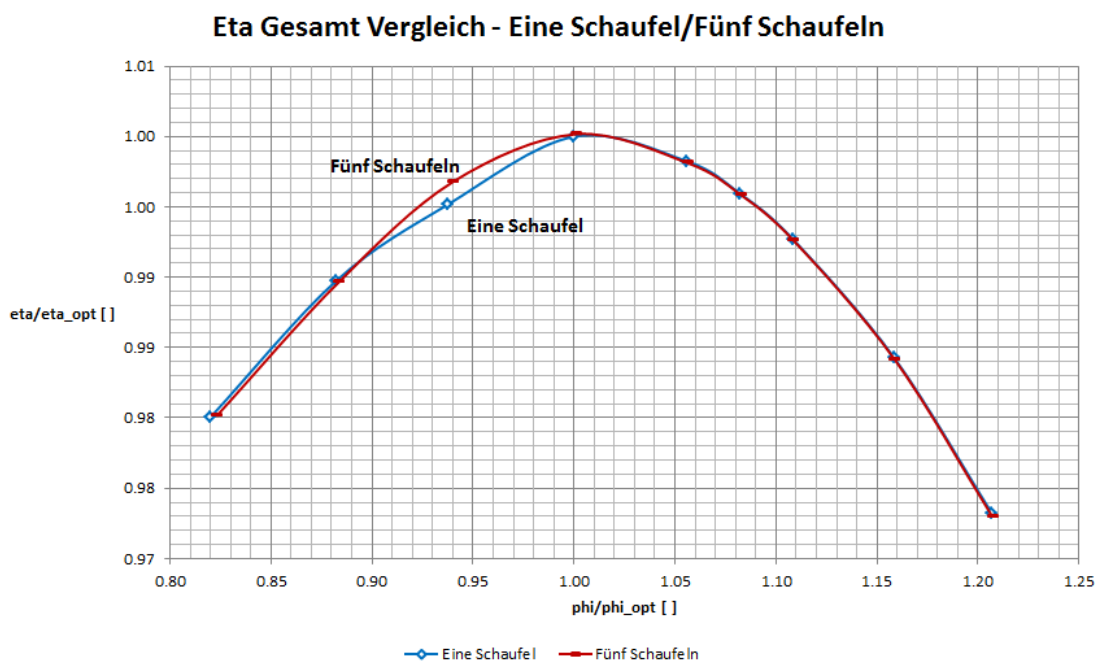


Abbildung 37: Vergleich des Wirkungsgrades zwischen 1-Schaufel-Modell und 5-Schaufel-Modell

4.5 Untersuchung des Interface- und Torque-Errors

Der Interface-Error gibt die Höhe des numerischen Verlustes zwischen Interface-Eingang (Ausgang Laufrad) und Interface-Ausgang (Eingang Spirale) an. Physikalisch gibt es keinen Unterschied zwischen Ausgang Laufrad und Eingang Spirale. Jedoch ergibt sich an der Überlappungsfläche, bedingt durch die unterschiedlichen Gittererstellungsmethoden von Laufrad und Spirale, eine nicht kongruente Gitterfläche. Durch unterschiedliche Interpolationsmethoden, welche in Kapitel 4.8 genauer erläutert werden, erfolgt die Transformation der Strömungsgrößen. Hierbei entsteht ein Offset, der als Interface-Error bezeichnet wird. Im Zuge der Auswertung wurde der Interface-Error in Abbildung 38 über den Förderzifferverlauf dargestellt. Es zeigt sich ein höherer Interface-Error bei der Interfaceeinstellung 'av'. Jedoch hängt dies auch von der Berechnungsmethode des Interface-Errors ab. In diesem Fall erfolgte die Auswertung des Errors nach $ptot$. Bei Auswertung des Interface-Errors nach IEC (statischer und dynamischer Druck addiert) ergibt sich in der Interfaceeinstellung 'av' der geringere Interface-Error (siehe Abbildung 39). Für die beiden Auswertungen wurden die Einstellungen aus Tabelle 5 und 6 herangezogen. Diese numerischen Verluste führen gleichzeitig zu rechnerischen hydraulischen Verlusten, da der Totaldruck innerhalb des Interfaces abnimmt. In Formel 4.1 wird die Berechnungsmethode des Interface-Errors dargestellt. Die Unterteilung des Interface-Errors erfolgt in Interface 1 (Saugraum-Laufrad) und Interface 2 (Laufrad-Spirale). Die Auswertungen des Interface-Error ergeben, dass Interface 1 nur 10 Prozent zum Gesamtinterface-Error beiträgt. Aus diesem Grund beschränkt sich die Auswertung

in Abbildung 38 auf Interface 2 (LaufRad-Spirale).

Mögliche Gründe der vergleichsweise geringen Abweichung von Interface 1:

- Bessere Gitterqualität durch sich besser überlappende Gitterflächen,
- Drallfreie Strömung,
- Keine Rückströmung,
- Beschleunigende Strömung,
- Keine Wirbel am Eintritt,
- Rotationssymmetrische Anströmung.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (4.1)$$

H	m	Interface-Error in mWs
Δp	Pa	Totaldruckdifferenz zwischen Interface-Ausgang und Interface-Eingang
g	m/s ²	Erdbeschleunigung

Tabelle 5: Interface Error ptot

Modell	Delta H Interface 2 ptot av	Delta H Interface 2 ptot av
Saugraum	HFM	HFM
LaufRad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	13 Mio.	13 Mio.
Turbulenzmodell	k ω	k ω
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	av	tp

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

Interessant ist die Frage, ob der Interface-Error einen Einfluss auf die Abweichungen des Gesamtwirkungsgrades hat. Der in Abbildung 39 erkennbare Anstieg des Interface-Errors gegen Teillast könnte ein Indiz dafür sein. Abbildung 40 vergleicht den vom Interface-Error befreiten Wirkungsgradverlauf mit dem Interface-Error behafteten Verlauf nach der Totaldruckermittlung. Es zeigt sich, dass der Interface-Error keinen Einfluss auf die Wirkungsgradcharakteristik hat.

Tabelle 6: Interface Error ptot-IEC

Modell	Delta H Interface 2 ptot-IEC av	Delta H Interface 2 ptot-IEC av
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementeanzahl	13 Mio.	13 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	av	tp

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

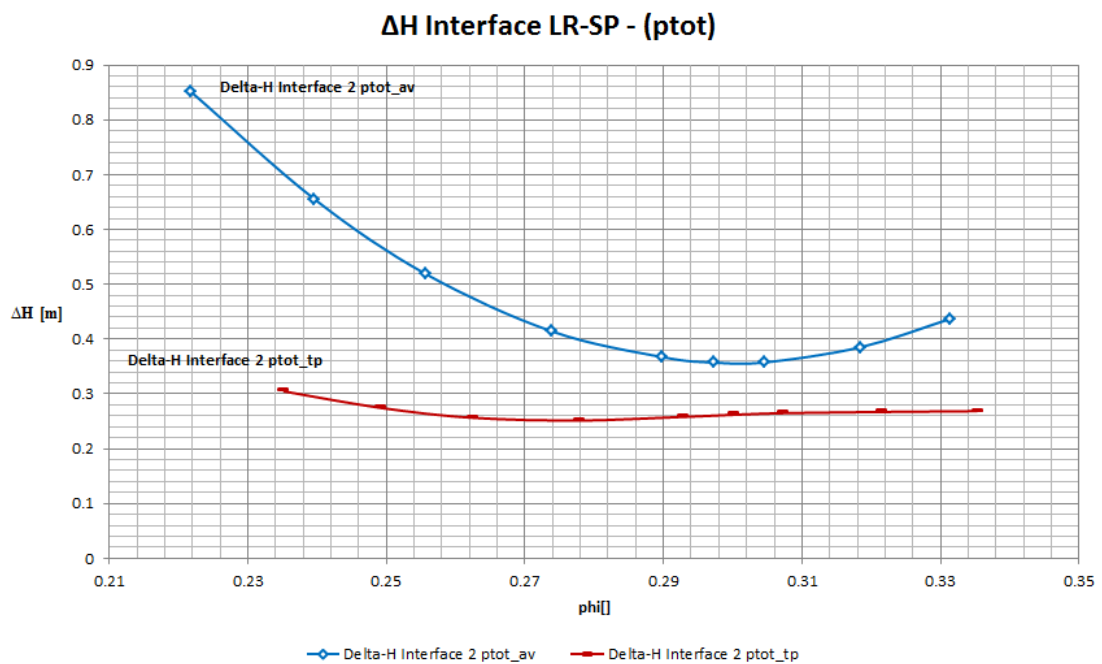


Abbildung 38: Interface-Error nach ptot

Für eine Beeinflussung des Wirkungsgradverlaufs müsste der Interface-Error gegen Teillast viel höher ansteigen. Der Unterschied zwischen den absoluten Wirkungsgraden der beiden Berechnungsmethoden beträgt maximal einen Prozentpunkt und hat keine Auswirkung auf die, in dieser Masterarbeit untersuchte, Teillastabweichung.

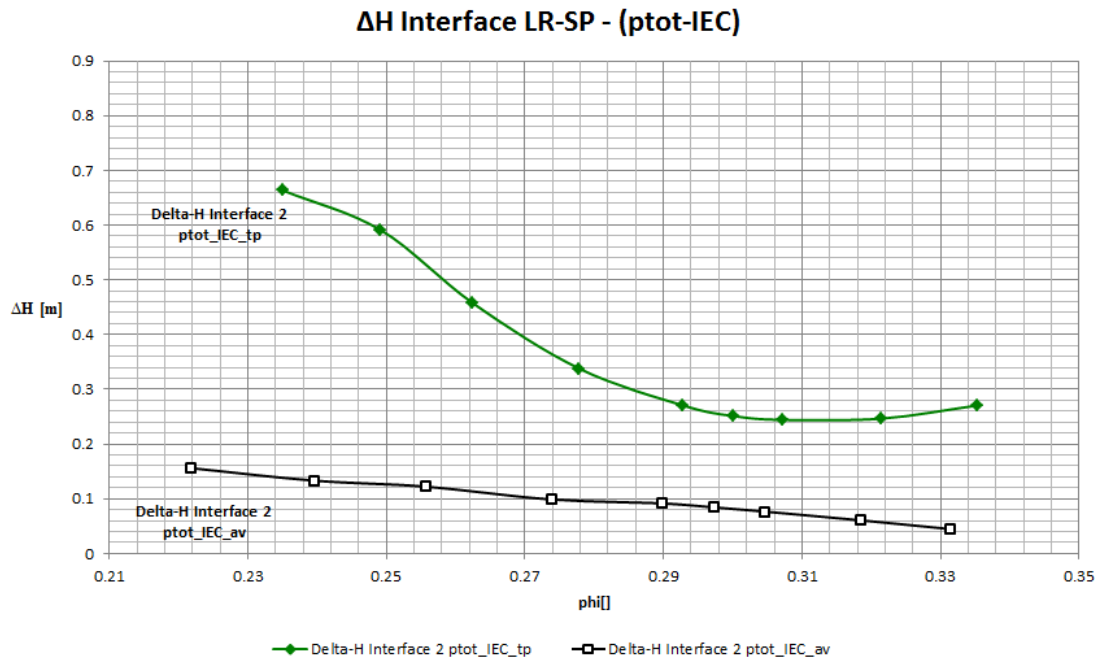


Abbildung 39: Interface-Error nach ptot-IEC

In einer weiteren Betrachtung wird der Torque-Error genauer erläutert. Das Wellenmoment kann einerseits über den jeweiligen Druck die Fläche sowie den dazugehörigen Achsabstand und andererseits über die Drallkomponente dargestellt werden. Die Abweichung dieser beiden Momentenberechnungsmethoden wird als Torque-Error bezeichnet. In Abbildung 41 ergibt sich ein größerer Torque-Error bei Interfaceeinstellung 'tp'. Wie sich jedoch dieser Fehler auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt wird nachfolgend gezeigt. Es gibt zwei Möglichkeiten für eine derartige Wirkungsgradberechnung (siehe Formel 4.2 und 4.3).

$$\eta = \frac{\Delta p \cdot Q}{\sum_i p_i \cdot A_i \cdot r_i \cdot \omega} \quad (4.2)$$

$$\eta = \frac{\Delta p}{(c_2 - c_1) \cdot Q \cdot \rho} \quad (4.3)$$

η	[]	Gesamtwirkungsgrad
Δp	Pa	Totaldruckdifferenz zwischen Interface-Ausgang und Interface-Eingang

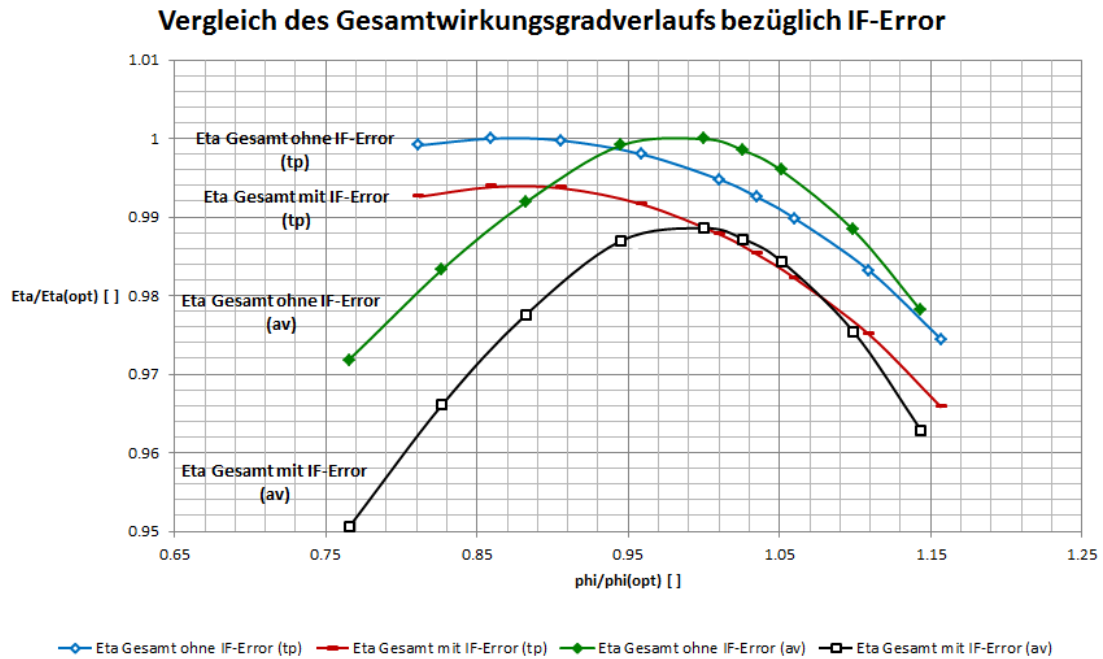


Abbildung 40: Gesamtwirkungsgradverlauf in Abhängigkeit vom Interface-Error

p_i	Pa	Druck an Fläche i
A_i	mm^2	Fläche i
r_i	mm	Abstand Fläche i zu Drehachse
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
c_2	m/s	Drallkomponente der Absolutgeschwindigkeit am Ausgang
c_1	m/s	Drallkomponente der Absolutgeschwindigkeit am Eingang
Q	m^3/s	Durchfluss
ρ	kg/m^3	Dichte

Der Unterschied zwischen diesen beiden Ermittlungsverfahren führt nicht zu einer Abweichung der Wirkungsgradcharakteristik. Der absolute Fehler liegt bei max. 0,1 Prozentpunkten, was relativ gering ist.

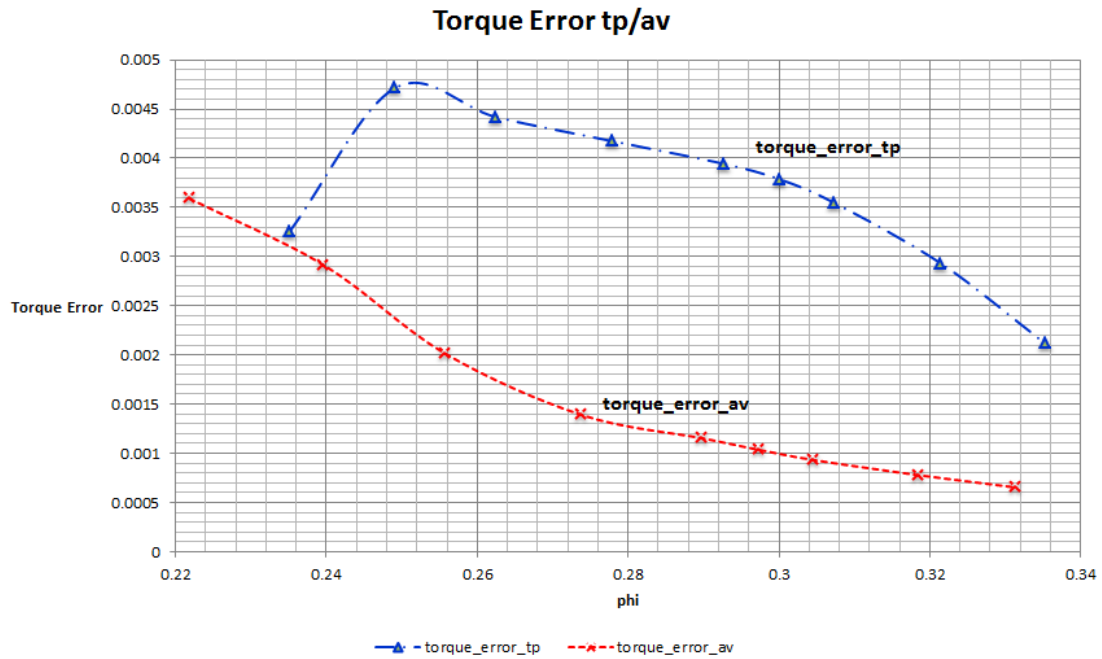


Abbildung 41: Torque-Error

4.6 Einfluss von Clocking auf den Gesamtwirkungsgrad

Clocking bedeutet, dass das Laufrad in Umlaufrichtung, in diesem Fall immer um 12 Grad, gedreht wird. Ziel ist es, eine Auswirkung bei unterschiedlicher Rotorposition auf den Gesamtwirkungsgrad zu erlangen. Als Modell wurden der Saugraum HFM, Laufrad $Z=1$ und eine unstrukturierte Spirale 'HFMunstruk1' mit der Interfaceeinstellung 'tp' gewählt. Genau bei diesem Typ gab es die Abweichungen im Gesamtwirkungsgrad. Die unstrukturierte Spirale 'HFMunstruk1' wurde deshalb gewählt, da diese weniger Elemente besitzt und somit die Rechendauer verkürzt werden kann. Es wurden Betriebspunkt 1 und Betriebspunkt 2 untersucht. Die gewählten Einstellungen sind in Tabelle 7 einsehbar. Aus Abbildung 42 ergibt sich die Schlussfolgerung, dass ein unterschiedlicher Rotorwinkel nur minimalste Unterschiede im Gesamtwirkungsgradverlauf hervorruft. Dies gilt für die Interfaceeinstellung 'av'. Beim Stage-Interface sollte die Rotorposition ohnehin keinen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgradverlauf haben.

Tabelle 7: CFX-Pre-Einstellung für den Clocking-Vergleich

Modell	BP 1	BP 2
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	HFMunstruk1	HFMunstruk1
Elementanzahl	2 Mio.	2 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC
Clocking	$\Delta \phi$ 12 Grad	$\Delta \phi$ 12 Grad

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

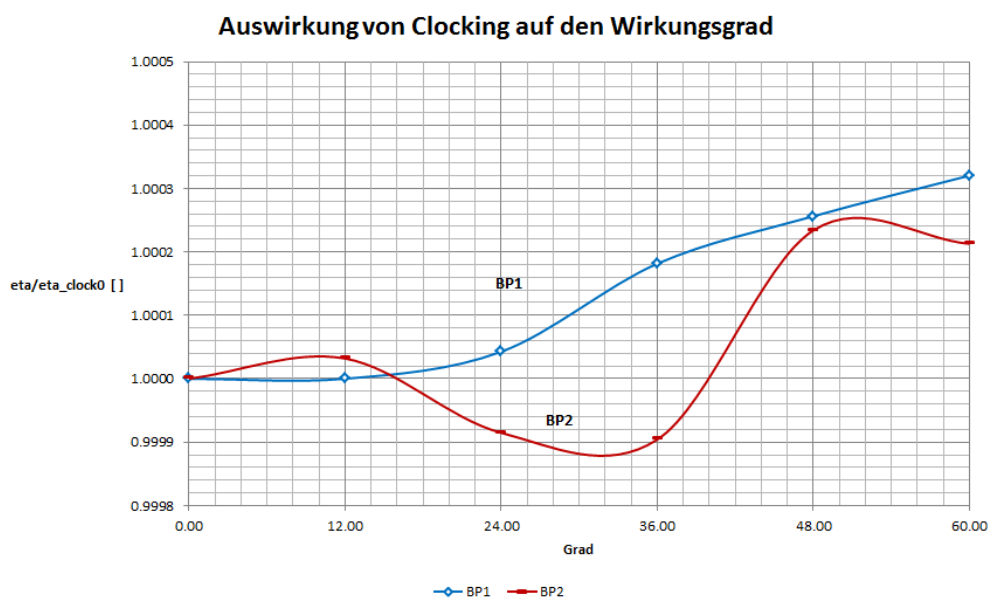


Abbildung 42: Auswirkung von Clocking auf den Wirkungsgrad bei den Betriebspunkten BP1 und BP2

4.7 Einfluss der Anzahl von Interfacebändern auf den Gesamtwirkungsgrad

Beim Stage-Interface erfolgt die Mittelung der Strömungsgrößen in Umlaufrichtung mittels Bändern (siehe auch Kapitel 3.3). Die maximale Anzahl der Bänder kann dabei vorgegeben werden. Im vorliegenden Versuch wurde die Anzahl der Bänder mit 39, 32 und 20 festgelegt. Die Breite der Bänder wird unter Berücksichtigung des Gitters vom System über einen Algorithmus bestimmt.

Im Bereich der Grenzschicht, wo die Gitterverdichtung größer ist, kommen mehr Bänder zum Einsatz. Der Vergleich der unterschiedlichen Bänderanzahl wurde sowohl in der Interfaceeinstellung 'tp' als auch bei 'av' durchgeführt. In Abbildung 43 zeigt sich ganz klar, dass die Anzahl der Bänder keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat. Im Betriebspunkt 2 gibt es Abweichungen der unterschiedlichen Bänderanzahl, welche auf eine nicht vollständig auskonvergierte Lösung zurückzuführen sind.

Tabelle 8: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfacebänder

Modell	39 Bänder	32 Bänder	20 Bänder
Saugraum	HFM	HFM	HFM
Laufrad	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMunstruk1	HFMunstruk1	HFMunstruk1
Elementanzahl	2 Mio.	2 Mio.	2 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp oder av	tp oder av	tp oder av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC
Anzahl Interfacebänder	39	32	20

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

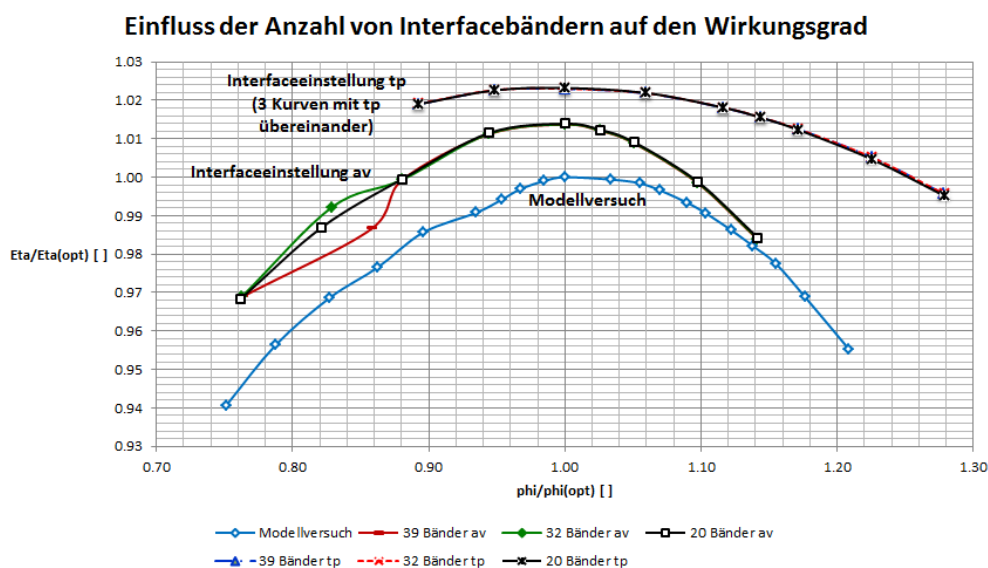


Abbildung 43: Einfluss der Anzahl von Interfacebändern auf den Gesamtwirkungsgrad

4.8 Einfluss der 'Intersection-Control' auf den Gesamtwirkungsgrad

Die 'Intersection-Control' kommt bei nicht kongruenten Gitterflächen zwischen Interface-Eingang und Interface-Ausgang zur Anwendung. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten, wie die Strömungsgrößen zwischen Interface-Eingang bzw. Interface-Ausgang weitergegeben werden:

1. Direct Intersection
2. Bitmap Intersection

Die Direct Intersection funktioniert folgendermaßen: Die Strömungsgrößen der beiden Gitterflächen werden nach dem Sutherland-Hodgeman-Algorithmus ermittelt. In Abbildung 44 kann die Funktionsweise dieses Algorithmus betrachtet werden. Fläche 3, welche grün gekennzeichnet ist, stellt die Fläche eines Gitters am Interface-Ausgang dar. Die Strömungsgrößen, welche an Fläche 3 weitergegeben werden, ergeben sich aus den Flächen 1 und 2, welche durch Klipping des nicht mit Fläche 3 überlappenden Bereiches entstehen. Das Klipping erfolgt in vier Schritten gegen den Uhrzeigersinn, beginnend mit der linken Seite und endend mit der oberen Seite (siehe Abbildung 44). Dieser Algorithmus ist schneller und genauer. Beim Bitmap-Algorithmus kommt eine 2D-Pixelkarte zum Einsatz (siehe Abbildung 45). Der sich überlappende Flächenanteil wird dabei über den Anteil der sich überschneidenden Pixel berechnet. Die Genauigkeit dieser Methode hängt stark von der Anzahl der Pixel ab. Die Standardeinstellung für die Anzahl der Pixel liegt bei 100. Bei großen Gitterauflösungsunterschieden zwischen den beiden Flächen bzw. bei Gitterunregelmäßigkeiten muss die Anzahl der Pixel erhöht werden. Die Intersektionzeit steigt quadratisch mit der Anzahl der Pixel. Dies bedeutet bei einer Verdoppelung der Auflösung auf 200 Pixel eine Vervierfachung der Intersektionszeit [20].

In Abbildung 46 kann die Auswirkung dieser beiden Einstellungen auf den Gesamtwirkungsgrad betrachtet werden. Es gibt bei diesem Gittermodell keine Auswirkung zwischen den beiden Einstellungen. Weiters kann die 'Intersection-Control' auch deaktiviert werden. Dies führt dazu, dass die Standardeinstellung Direct Intersection verwendet wird. Daraus ergibt sich kein Unterschied zwischen den beiden Gesamtwirkungsgradverläufen (siehe Abbildung 47).

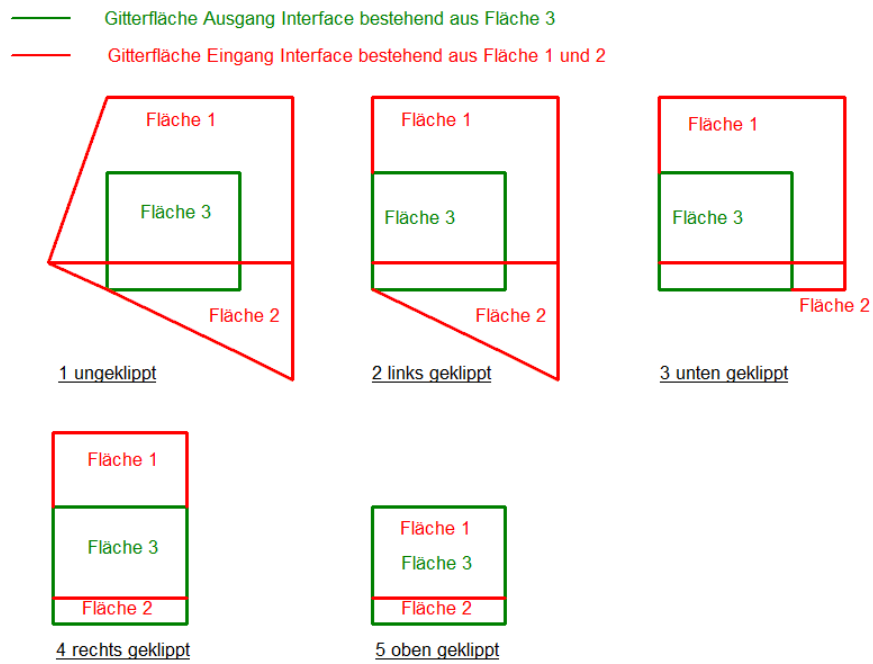


Abbildung 44: Sutherland-Hodgeman-Algorithmus für den Modus 'Direct Intersection'

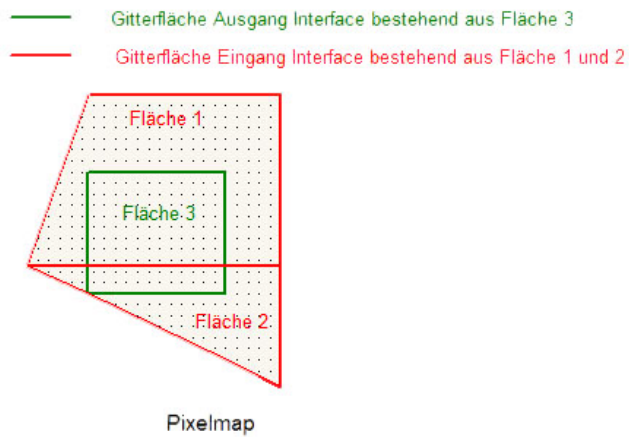


Abbildung 45: 2D-Pixelmap für den Modus 'Bitmap'

Tabelle 9: CFX-Pre-Einstellung für den Wirkungsgradvergleich der 'Intersection-Control' DIRECT/BITMAP

Modell	'Intersection-Control' DIRECT	'Intersection-Control' BMP
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	13 Mio.	13 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp oder av	tp oder av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC
'Intersection-Control'	DIRECT	BITMAP

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 4.2 und 3

Tabelle 10: CFX-Pre-Einstellung für den Wirkungsgradvergleich der 'Intersection-Control' ON/OFF

Modell	'Intersection-Control' ON	'Intersection-Control' OFF
Saugraum	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	13 Mio.	13 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp oder av	tp oder av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC
'Intersection-Control'	ON	OFF

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

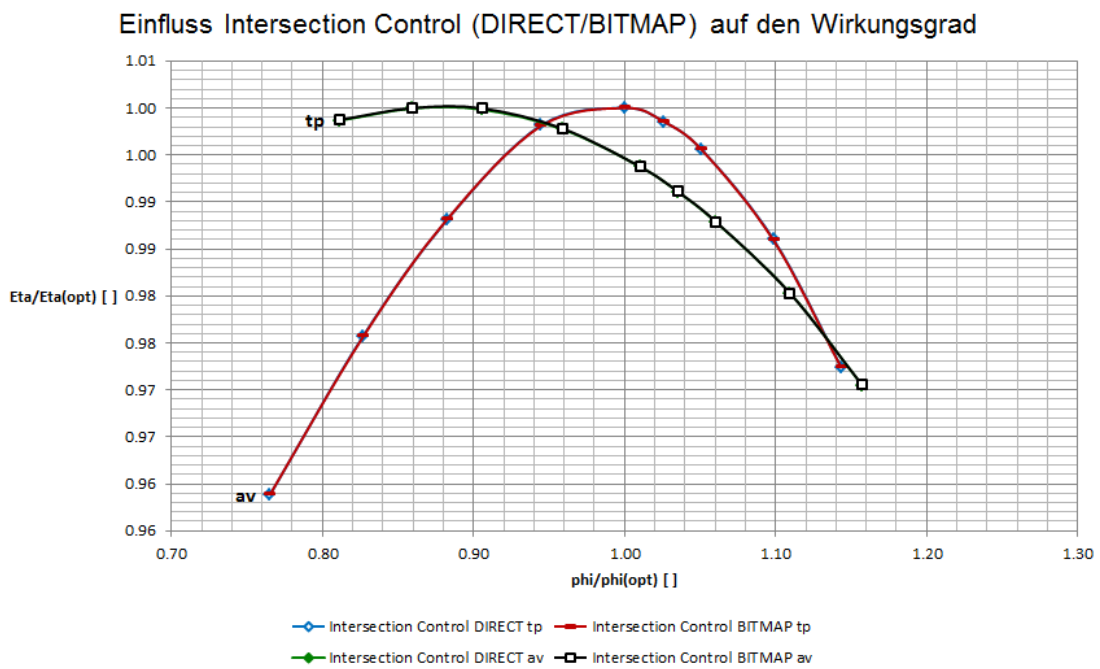


Abbildung 46: Einfluss der 'Intersection-Control' (BITMAP/DIRECT) auf den Gesamtwirkungsgrad

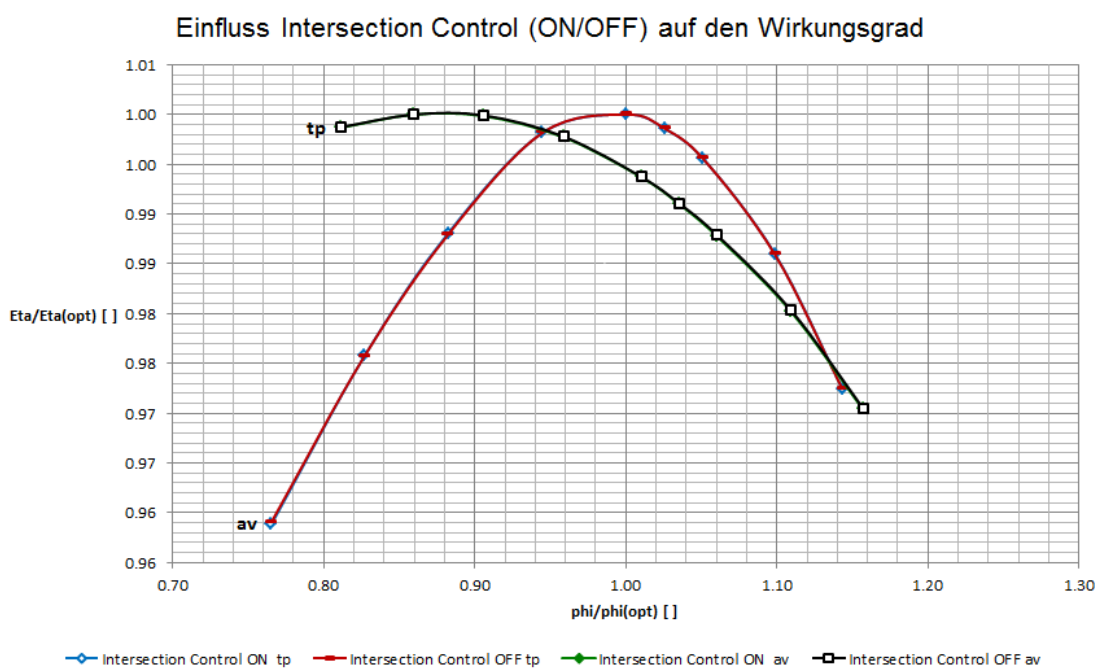


Abbildung 47: Einfluss der 'Intersection-Control' (ON/OFF) auf den Gesamtwirkungsgrad

4.9 Einfluss der unterschiedlichen CFX-Pre-Einstellungen auf den Gesamtwirkungsgrad

In den folgenden Diagrammen wurde der Gesamtwirkungsgrad bei unterschiedlichen Konfigurationen jedoch demselben Gittermodell sowie der Interfaceeinstellung 'av' mit dem „Originalmodell“ der Firma ASTRÖ verglichen. Die für die Betrachtung herangezogenen Betriebspunkte lauten BP2($q^* = 0,83$), BP5($q^* = 1$), BP7($q^* = 1,05$) und BP9($q^* = 1,14$). Diese Untersuchungen wurden am Beginn durchgeführt, um einen groben Überblick über die Auswirkungen von unterschiedlichen Einstellungen auf den Gesamtwirkungsgrad zu erlangen.

Folgende CFX-Pre-Einstellungen wurden verglichen:

- Randbedingungen
- Turbulenzmodelle
- Turbulenzgrad
- Interface-Kombination von (Stage/Frozen) bei den Turbulenzmodellen k-omega und SST

4.9.1 Vergleich der Randbedingungen

Wie bereits in Kapitel 3.4 erwähnt, gibt es eine Fülle von unterschiedlichen Randbedingungskombinationen. Am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen wird für Pumpen bevorzugt die Ausführung mit Massenfluss am Eingang und statischem Druck am Ausgang eingesetzt. ASTRÖ setzt meist die Kombination von Totaldruck am Eingang und statischem Druck am Ausgang ein. ANSYS-CFX empfiehlt in den Tutorials die Verwendung von Totaldruck am Eingang und Massenfluss am Ausgang als Randbedingungskombination für hydraulische Strömungsmaschinen. Die Versuche in Abbildung 48 zeigen, dass unterschiedliche Randbedingungskombinationen nur einen minimalen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgradverlauf haben.

4.9.2 Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzmodelle

In Kapitel 3.5 wurde das Phänomen Turbulenz erläutert. In diesem Abschnitt wird die Auswirkung auf den Gesamtwirkungsgradverlauf näher betrachtet. Zwischen den vier Turbulenzmodellen gibt es bezüglich Wirkungsgradcharakteristik keine Abweichungen (siehe Abbildung 49). Die geringen Abweichungen des Gesamtwirkungsgrades könnten sich damit erklären lassen, dass die turbulenten Verluste in einer Radialpumpe generell gering sind.

Tabelle 11: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Randbedingungen

Modell	ptot-Massenfluss	Massenfluss-pstat	ptot-pstat
Saugraum	HFM	HFM	HFM
Laufblad	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Massenfluss	Totaldruck
RB Outlet	Massenfluss	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	av	av	av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

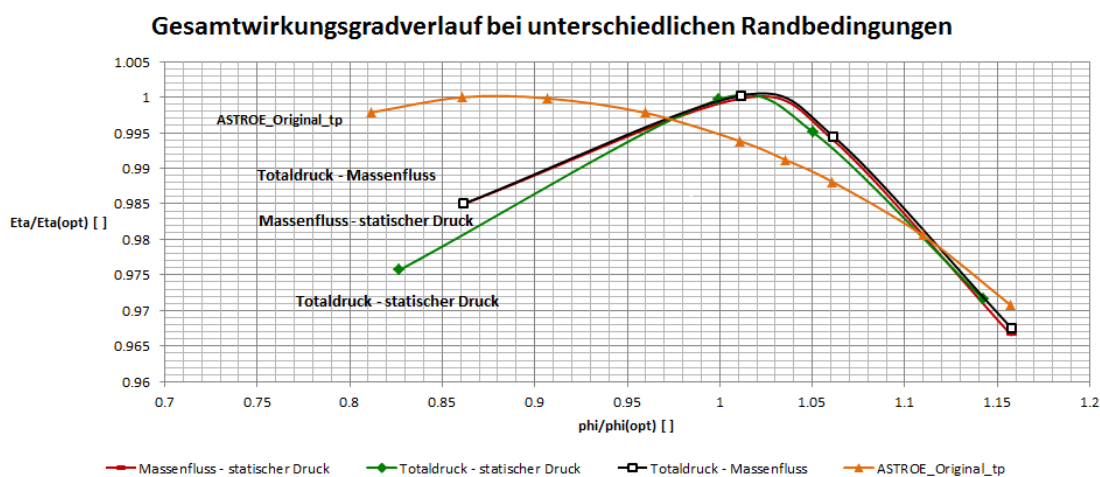


Abbildung 48: Einfluss von unterschiedlichen Randbedingungen auf den Gesamtwirkungsgrad

Tabelle 12: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzmodelle

Modell	SST	$k\omega$	$k\varepsilon$	bsl
Saugraum	HFM	HFM	HFM	HFM
Laufblad	Z1	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	SST	$k\omega$	$k\varepsilon$	bsl
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	st. Druck	st. Druck	st. Druck	st. Druck
Stage Interface	av	av	av	av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

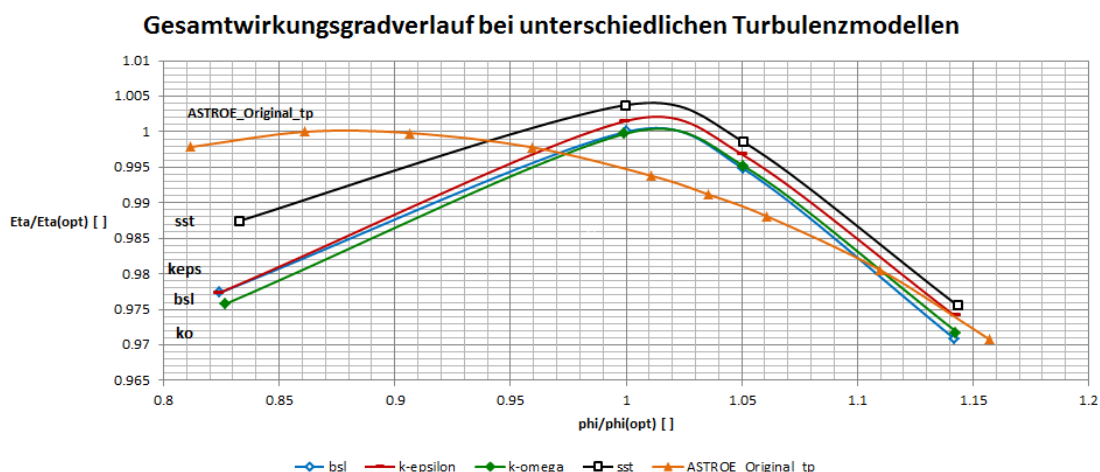


Abbildung 49: Einfluss von unterschiedlichen Turbulenzmodellen auf den Gesamtwirkungsgrad

4.9.3 Vergleich der unterschiedlichen Turbulenzgrade

Ein Turbulenzgrad von 5 Prozent bedeutet, dass auf einer Kantenlänge von z.B. 100 mm 5 mm (5 Prozent von 100 mm) mit Turbulenzballen versehen sind. Je größer die Turbulenz, desto größer die Dissipation. Somit sinkt der Wirkungsgrad. Wie in Kapitel 4.9.2 angeführt, ergibt sich bedingt durch den geringen turbulenten Anteil keine größere Auswirkung auf den Gesamtwirkungsgrad (siehe Abbildung 50).

Tabelle 13: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich von unterschiedlichen Turbulenzgraden

Modell	5 Prozent	1 Prozent	10 Prozent
Saugraum	HFM	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	av	av	av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC
Turbulenzgrad	5 Prozent	1 Prozent	10 Prozent

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

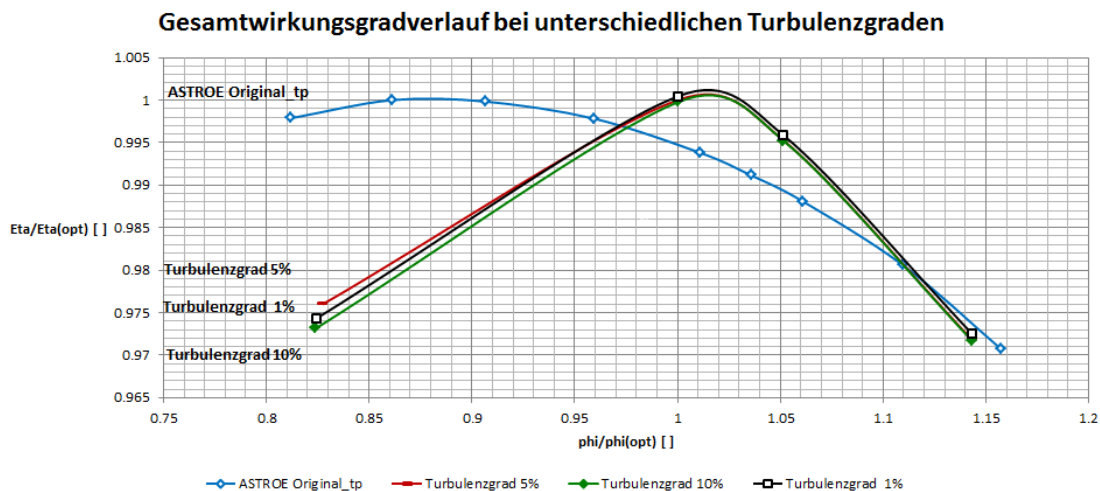


Abbildung 50: Einfluss von unterschiedlichen Turbulenzgraden auf den Gesamtwirkungsgrad

4.9.4 Vergleich der Interfaceeinstellungen bei den Turbulenzmodellen k-omega und SST

In Kapitel 3.3 wurde der Unterschied der Interfaceeinstellungen genauestens betrachtet. In diesen beiden Untersuchungen wurde der Gesamtwirkungsgrad bei unterschiedlicher Interfaceanordnung und den Turbulenzmodellen k-omega und SST betrachtet. Die Interfaceanordnung frozen-stage sagt aus, dass das Interface 1 zwischen Ausgang Saugraum und Eingang Laufrad als frozen-rotor, und das Interface 2 zwischen Laufrad und Spirale als stage ausgeführt ist. Das Stage-Interface wurde mit der Interfaceeinstellung 'av' berechnet. In Abbildung 51 und 52 werden die Verläufe des Wirkungsgrades über die Fördermenge dimensionslos abgebildet. Es zeigt sich bei den unterschiedlichen Modellen ein nahezu identer Verlauf in deren Charakteristik, jedoch nicht in deren Größe.

Tabelle 14: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell k-omega

Modell	frozen-stage	stage-stage	frozen-frozen	stage-frozen
Saugraum	HFM	HFM	HFM	HFM
Laufblad	Z1	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	k ω	k ω	k ω	k ω
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	st. Druck	st. Druck	st. Druck	st. Druck
Stage Interface	av fr-st	av st-st	av fr-fr	av st-fr
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

Tabelle 15: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell SST

Modell	frozen-stage	stage-stage	frozen-frozen	stage-frozen
Saugraum	HFM	HFM	HFM	HFM
Laufblad	Z1	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1	HFMstruk1
Elementanzahl	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	SST	SST	SST	SST
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	st. Druck	st. Druck	st. Druck	st. Druck
Stage Interface	av fr-st	av st-st	av fr-fr	av st-fr
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

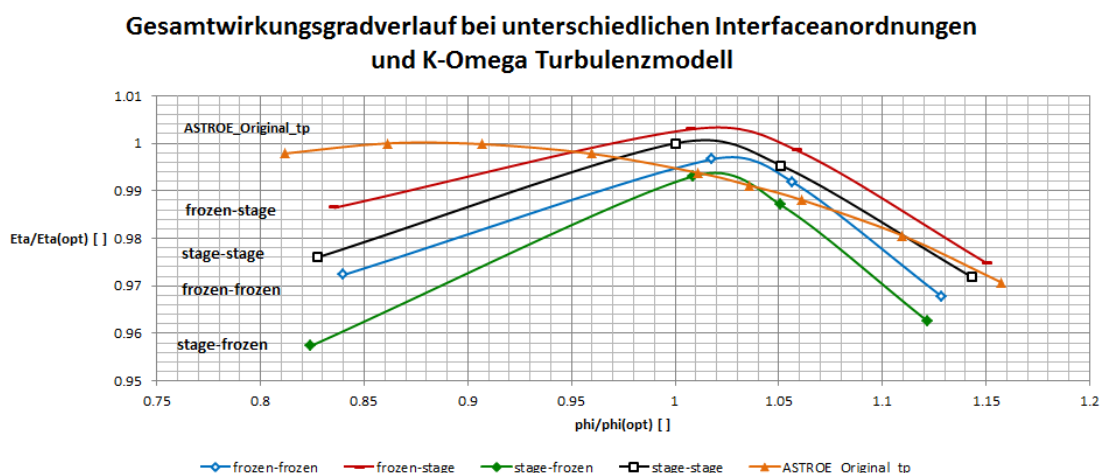


Abbildung 51: Einfluss der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell k-omega

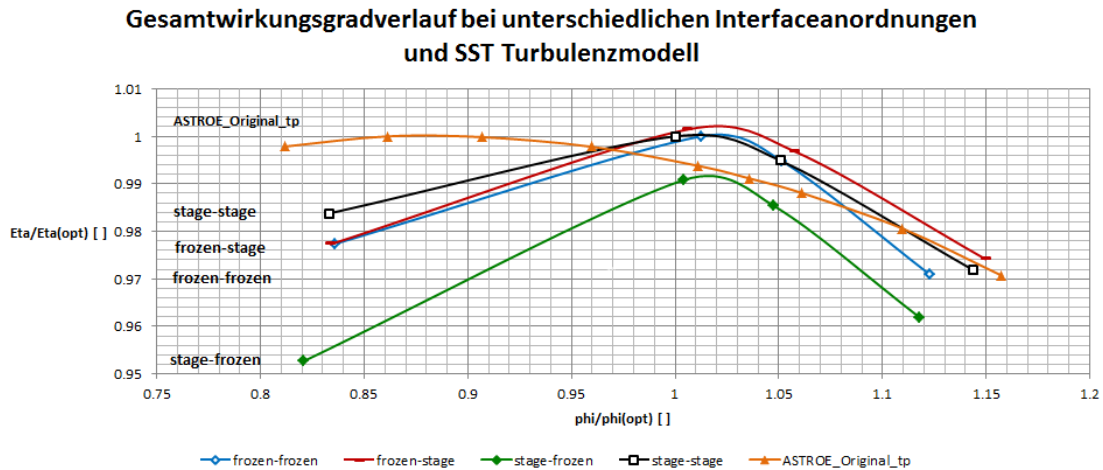


Abbildung 52: Einfluss der Interfaceeinstellung stage und frozen-rotor beim Turbulenzmodell SST

4.10 Übersichtsdarstellung der Ergebnisse

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurden mehr als 80 verschiedene Berechnungsreihen untersucht. Um die Ergebnisse in einer übersichtlichen Form darzustellen, wurde – in Tabelle 16 ersichtlich – eine Bewertungsmatrix gewählt. Insgesamt wurden 17 verschiedene Varianten zur Bewertung herangezogen. Die Kategorisierung erfolgte dabei gemäß Gitterart und Interfaceeinstellung. Bei der Art des Gitters wurde zwischen strukturierten und unstrukturierten Gittern unterschieden. Bezüglich der Gitterverdichtung erfolgte die Differenzierung in vorhandene bzw. nicht vorhandene Wandverdichtung bzw. Radialverdichtung am Spiraleintritt. Bei einer stationären Rechnung wurde in Interfaceoption 'tp', 'av' und 'fr' unterschieden. Für die transiente Rechnung in t-z5 und t-z1. Abkürzung t-z5 bedeutet, dass sich das Laufrad dreht und für jede Drehposition ein Wert berechnet wird. Das z5 steht dabei für die Anzahl von fünf Laufschaufeln. Ein von ANSYS neu implementiertes Tool – Transient Blade Row Modell – erlaubt es, auch bei einer transienten Rechnung nur mit einer Schaufel zu rechnen und die Ergebnisse auf die restlichen Laufschaufeln zu extrapolieren. Als Bewertungskategorie wurden der Gesamtwirkungsgradverlauf, der Radialkraftverlauf, der NPSH-Verlauf sowie der Druckkonturplot herangezogen. Für die hier aufgelisteten Berechnungen wurde das k-omega-Turbulenzmodell mit den Randbedingungen Totaldruck am Eingang und statischer Druck am Ausgang eingesetzt.

In Tabelle 16 Zeile 12 wird das Modell der Firma ASTRÖ näher beschrieben. Der einzige Nachteil dieses Modells ist, dass der Wirkungsgradverlauf nicht richtig dargestellt wird. In allen anderen Kategorien ergibt sich bei diesem Modell ein solides Ergebnis. Das beste Gesamtergebnis lieferte die strukturierte Spirale mit Wand- und Radialverdichtung und Interfaceeinstellung 'tp'.

Nachstehend wurde die Auswertung laut Tabelle 16 schriftlich zusammengefasst.

Möglichkeiten, um einen mit dem Modellversuch übereinstimmenden Wirkungsgradverlauf zu erlangen:

- Interfaceeinstellung 'av',
- Interfaceeinstellung 'fr',
- radiale Verdichtung am Spiraleintritt, um auch bei Interfaceeinstellung 'tp' ein gutes Ergebnis zu erlangen.

Möglichkeiten, um einen mit dem Modellversuch übereinstimmenden Radialkraftverlauf zu erlangen:

- Verwendung der Interfaceeinstellung 'tp' ohne radiale Wandverdichtung.
- Bei strukturierten Gittern ist die Interfaceeinstellung 'tp' scheinbar unabhängiger von der radialen Wandverdichtung (Je nach Intensität der Radialverdichtung).

Möglichkeiten, um einen mit dem Modellversuch übereinstimmenden NPSH-Verlauf zu erlangen:

- Im Bereich des Designpunktes ergab sich bei allen Auswertungen ein Minimum.

Möglichkeiten, um einen mit dem Modellversuch übereinstimmenden Druckkonturplot-Verlauf zu erlangen:

- In dieser Auswertungskategorie lieferte die Interfaceeinstellung 'fr' die schlechtesten Ergebnisse und wurde deshalb als negativ bewertet. Für die Interfaceeinstellung 'tp' gab es eine sehr gute und für die Interfaceeinstellung 'av' eine gute Übereinstimmung.

Tabelle 16: Bewertungsmatrix – Abkürzungserklärung siehe Tabelle 17

Nr.	Gitterart	Wand V.	Radial V.	Interface	Eta	Fr	NPSH	Konturplot
1	strukt	ja	ja	tp	+	+	+	+
2	strukt	ja	ja	av	+	-	+	+
3	strukt	ja	ja	fr	+	-	+	-
4	strukt	nein	nein	tp	+/-	+	+	+
5	strukt	nein	nein	av	+	-	+	+
6	strukt	ja	ja	t-z5	+	+	n.b.	n.b.
7	strukt	ja	ja	t-z1	+	+	n.b.	n.b.
8	unstrukt	nein	nein	tp	-	+	+	+
9	unstrukt	nein	nein	av	+	-	+	+
10	unstrukt	nein	ja	tp	+	-	+	+
11	unstrukt	nein	ja	av	+	-	+	+
12	unstrukt	ja	nein	tp	-	+	+	+
13	unstrukt	ja	nein	av	+	+/-	+	+
14	unstrukt	ja	nein	fr	+	-	+	-
15	unstrukt	ja	ja	tp	+	-	+	+
16	unstrukt	ja	ja	av	+	-	+	+
17	unstrukt	ja	ja	fr	+	-	+	-

Tabelle 17: Abkürzungserklärung für Bewertungsmatrix siehe Tabelle 16

Abkürzung	Bedeutung
strukt	strukturiertes Gitter
unstrukt	unstrukturiertes Gitter
Wand V.	Wandverdichtung am Spiralengitter
Radial V.	Radialverdichtung am Spiraleintritt
Eta	Gesamtwirkungsgradauswertung
Fr	Radialkraftauswertung
NPSH	NPSH-Auswertung
Konturplot	Konturplot des Druckes in Symmetrieebene der Spirale
IF	Interfaceeinstellung
tp	Stage - constant total pressure
av	Stage - average velocity
fr	Frozen-Rotor Interface
t-z5	Transient Rotor-Stator mit 5 Schaufeln
t-z1	Transient Rotor-Stator mit 1 Schaufel
+	Übereinstimmung mit Modellversuch
-	Keine Übereinstimmung mit Modellversuch
+/-	Übereinstimmung mit Modellversuch teilweise gegeben
n.b.	nicht bewertet

4.11 Ergebnisauswertung bei unterschiedlicher Interfaceeinstellung bzw. Gitterart

- Verwendung der Interfaceoption 'stage average velocity' (av)
- Verwendung der Interfaceoption 'frozen-rotor' (fr)
- Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – unstrukturiertes Gitter.
- Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – strukturiertes Gitter.
- Transiente Rechnung

In den folgenden Unterkapiteln wurden die unterschiedlichen Modelle ausgewertet und analysiert.

4.11.1 Verwendung der Interfaceoption 'stage average velocity' (av)

In Kapitel 3.3 wurde die Funktionsweise der „stage average velocity“ Interfaceoption beschrieben. In dieser Untersuchung werden die Ergebnisse des Andritz-Original-Gittermodells, welches die Stage-Interfaceoption 'tp' verwendet, mit der Interfaceoption 'av' desselben Gittermodells verglichen. In Abbildung 53 wird der Wirkungsgradverlauf beider Rechenmodelle gegenübergestellt. Für die Interfaceeinstellung 'av' zeigt sich bezüglich des Wirkungsgradverlaufs eine sehr gute Annäherung an den Modellversuch. Das ursprüngliche ASTRO-Modell mit der Interfaceeinstellung 'tp' zeigt in der Wirkungsgradauswertung grobe Abweichungen. Der Radialkraftverlauf in Abbildung 54 weicht bei beiden Interfaceeinstellungen vom zuvor berechneten Designpunkt ab. Bei Interfaceeinstellung 'av' sollte laut Wirkungsgradberechnung das Radialkraftminimum bei Betriebspunkt 3 liegen, jedoch liegt es bei Betriebspunkt 5. Und auch in der Interfaceeinstellung 'tp', wo das Wirkungsgradmaximum bei Betriebspunkt 3 liegt, ergibt sich ein Radialkraftminimum bei Betriebspunkt 5, wo auch der angestrebte Designpunkt liegt. Die NPSH-Auswertung nach sigma-iso-0,3 in Abbildung 55 zeigt bei beiden Modellen ein Minimum im Bereich des Designpunkts. Der Konturplot in Abbildung 56 stellt den statischen Druck in der Symmetrieebene der Spirale dar. Bei beiden Modellen liegt dieser im Bereich von Betriebspunkt 5, der dort einen umfangssymmetrischen Verlauf aufweist. In der Interfaceeinstellung 'av' liegt dieser Punkt jedoch schon näher bei Betriebspunkt 6. Zusammenfassend betrachtet ergibt sich für das ASTROE-Modell mit der Interfaceeinstellung 'av' eine Radialkraftabweichung. In allen anderen Kategorien ergibt sich in der Interfaceoption 'av' ein übereinstimmendes Bild. Mittels Interfaceeinstellung 'av' wurden zudem viele andere Gittermodelle untersucht. Dabei zeigt sich bei jeder Auswertung, dass

die Wirkungsgradauswertung sehr gut mit dem Modellversuch übereinstimmt.

Abbildung 57 und 58 bilden die Geschwindigkeits-, Druck- und Totaldruckverteilung am Laufradausgang bzw. am Spiraleingang ab. Durch das Stage-Interface wird das sehr wellige Profil der Austrittsströmung des Laufrades gemittelt. In Abbildung 58 werden die relevanten Strömungsgrößen in Umlaufrichtung dargestellt. Die Kurven stellen den Betriebspunkt bei Teillast ($q^* = 0,83$ in Rot), Überlast ($q^* = 1,14$ in Grün) und im Designpunkt ($q^* = 1$ in Blau) in Umlaufrichtung dar. Für punktierte Linien gilt generell die Interfaceeinstellung 'av' und für Volllinien die Interfaceeinstellung 'tp'. Die Bezeichnungen Z1 bis Z5 markieren den Bereich der Laufschaufeln. Der Staupunkt im Bereich des Sporns wird durch ein Druckmaximum bzw. Geschwindigkeitsminimum gekennzeichnet. Im Betriebspunkt 2 (rote Linie) zeigt sich, bedingt durch den geringeren Eintrittswinkel der Strömung in die Spirale, die minimale Absolutgeschwindigkeit bei Punkt 690. Das Minimum der grünen Linie wird bei Punkt 715 erreicht. Dies kann durch den größeren Eintrittswinkel der Spirale begründet werden. Interessant ist der Unterschied der Extremwerte zwischen den beiden Interfaceeinstellungen 'av' und 'tp'. Diese ergeben sich aus der unterschiedlichen Berechnungsmethode. Im Auslegungspunkt (blau) zeigt sich ein in Umlaufrichtung konstanter Verlauf des Drucks. Dies ergibt sich dadurch, dass die Spirale für diesen Bereich ausgelegt wurde. Vereinfacht gesagt handelt es sich um eine gekrümmte Rohrströmung ohne Querschnittsänderung. Dabei wird der Druck, welcher am Ausgang des Laufrades anliegt, flügelweise und unter Berücksichtigung des Druckverlaufes in Umlaufrichtung gemittelt. In Abbildung 58, zweites Diagramm von oben, erkennt man den steigenden Druck im Bereich des Sporns. Dies bedeutet, dass es zu keiner Mittelung von rückströmenden Flüssen bzw. Rückkoppelungen kommt. Somit wird beim Stage-Interface nur der aus dem Laufrad austretende Fluss gemittelt.

In Teillast (rot) kann die Ringraumströmung als Diffusorströmung betrachtet werden, wodurch sich ein steigender Druck in Umlaufrichtung ergibt. Durch die geringe Durchflussmenge sowie den konstanten Durchmesser der Spirale ergibt sich eine in Umlaufrichtung stetig abnehmende Absolutgeschwindigkeit. Durch das Sinken der kinetischen Energie werden auch die Wandreibungsverluste minimiert (siehe Formel 4.4). Somit ergibt sich eine Abnahme des Totaldruckes in Umlaufrichtung.

In Überlast (grün) kann die Strömung im Ringraum als Düsenströmung betrachtet werden. Dort tritt ein sinkender Druck in Umlaufrichtung ein. Gemäß Bernoulli steigt dabei die Geschwindigkeit. In der Auswertung des Druckes ergibt sich für beide Interfaceeinstellungen ein mit der Physik übereinstimmendes Bild. Für den Verlauf des Totaldruckes gilt im Auslegungspunkt ebenfalls ein in Umlaufrichtung konstanter Verlauf. In Teillast sinkt durch die geringere Durchflussmenge die Geschwindigkeit der Strömung. Durch diese Verringerung der Geschwindigkeit steigt der Reibungskoeffizient λ kaum, jedoch werden die Wandreibungsverluste geringer. In Umlaufrichtung verstärkt sich dieser Effekt, was u.a. dazu führt, dass der Totaldruck in Umlaufrichtung steigt.

$$h_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.4)$$

h_v	m	Verlusthöhe
λ	[]	Reibungszahl
l	m	Länge
d	m	Durchmesser
v	m/s	Geschwindigkeit
g	m/s ²	Erdbeschleunigung

Bei Überlast sinkt der Totaldruck in Umlaufrichtung, da die Geschwindigkeit und somit auch die Verluste in Umlaufrichtung steigen. Mittels Interfaceeinstellung 'av' wird der Totaldruck in Umlaufrichtung realistischer abgebildet. Ein Vergleich mit dem Totaldruckverlauf im Frozen-Rotor-Modell bestätigt den Verlauf. Mit der Interfaceeinstellung 'tp' wird der Totaldruck der austretenden Flüsse aus dem Laufrad in Umlaufrichtung gemittelt. Über dieser Mittelung ergibt sich bei bekanntem Druckprofil ein Geschwindigkeitsprofil für den Laufradaustritt. Summiert mit den Rückströmungen aus der Spirale ergibt sich der tatsächlich angezeigte Geschwindigkeitsverlauf. Bei der Interfaceeinstellung 'tp' wird der Geschwindigkeitsverlauf realistischer dargestellt, da sich bei Teillast und Überlast die Geschwindigkeit in Umlaufrichtung der Spirale ändert.

Die Interfaceeinstellung 'av' zeigt im Bereich des Sporns das Geschwindigkeitsminimum richtig an, jedoch verläuft die austretende Geschwindigkeit entlang der Schaufeln, bedingt durch die Interfaceeinstellung 'av', konstant. Dies ist allerdings nur für den Auslegungspunkt gültig. Jedoch wird der Verlauf des Totaldrucks mit der Interfaceoption 'av' realistischer dargestellt. Die Auswertung des Wirkungsgradverlaufs zeigt, dass beim bestehenden Gitter nur in der Interfaceeinstellung 'av' ein plausibles Ergebnis erkennbar ist, da der Totaldruckverlauf dort realistischer angezeigt wird, trotz Abstrichen in der Genauigkeit des Geschwindigkeitsverlaufs. In Kapitel 4.11.3 wird gezeigt, dass eine bessere radiale Gitterverdichtung am Spiraleintritt den Wirkungsgradverlauf auch bei der Interfaceeinstellung 'tp' plausibler darstellt.

Tabelle 18: CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung (av/tp)

Modell	Spirale-ASTROE tp	Spirale-ASTROE av
Saugraum	ASTRÖ	ASTRÖ
Laufrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	18 Mio.	18 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	av
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

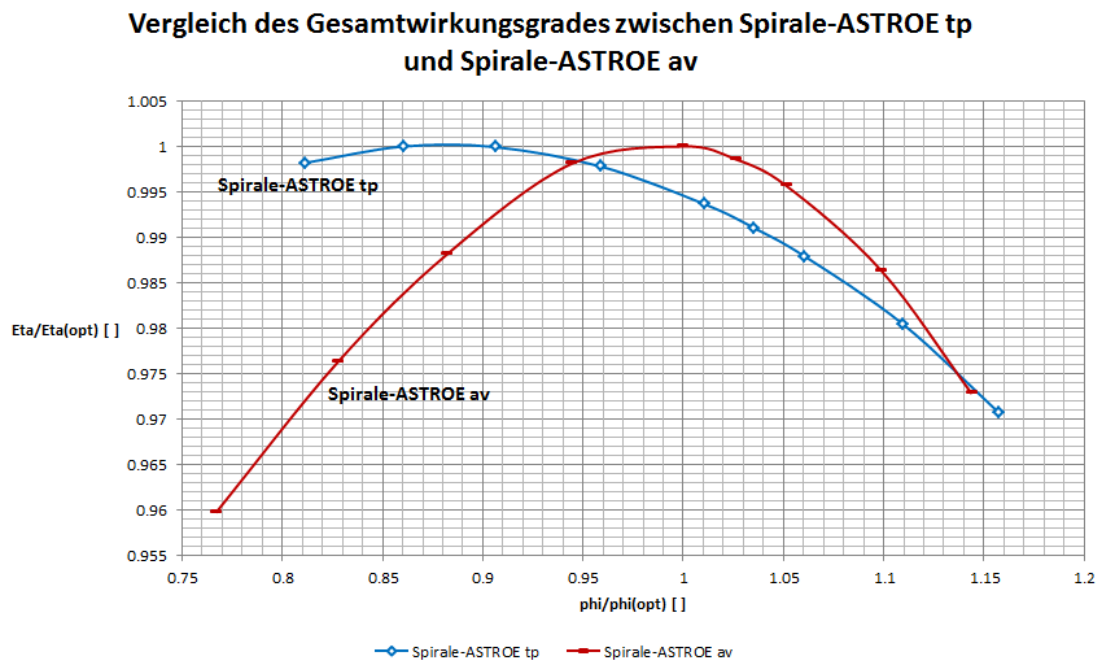


Abbildung 53: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Gesamtwirkungsgrad

Vergleich des Radialkraftverlaufs zwischen Spirale-ASTROE tp und Spirale-ASTROE av

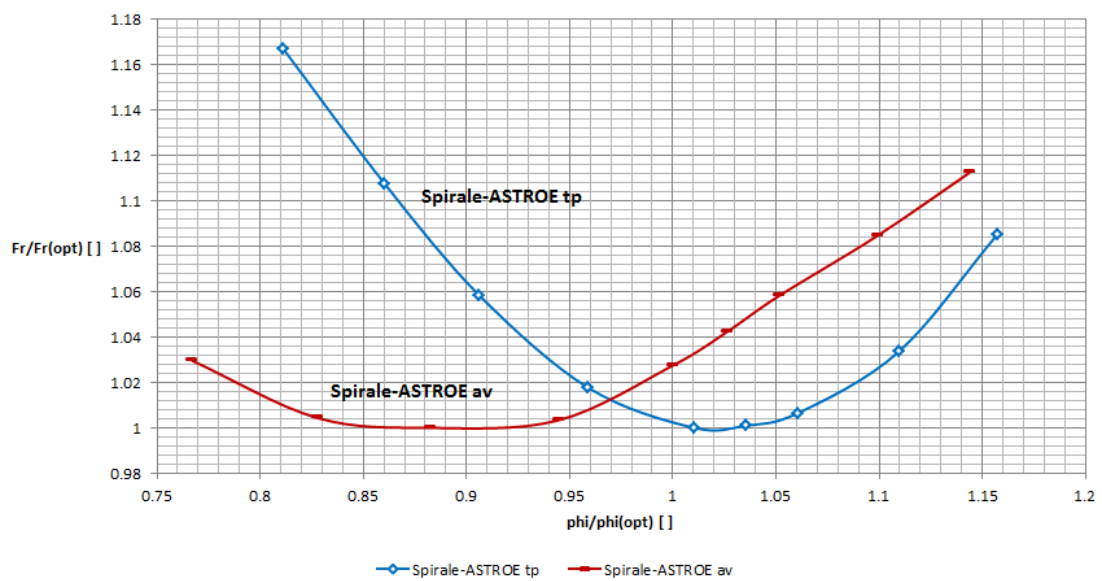


Abbildung 54: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Radialkraftverlauf

Vergleich von sig-iso 0,3 zwischen Spirale-ASTROE tp und Spirale-ASTROE av

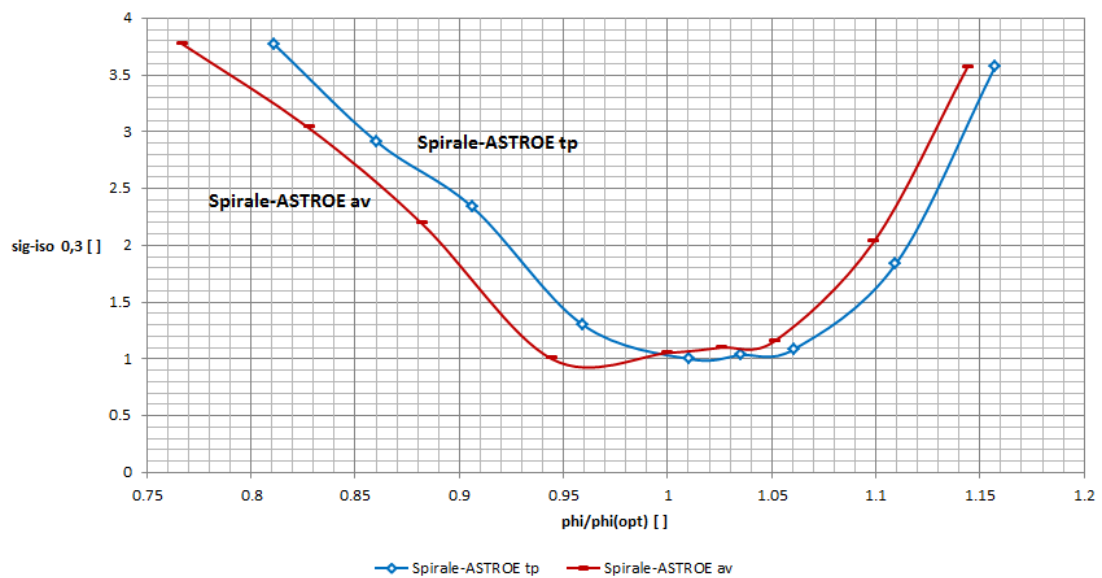


Abbildung 55: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den sigma-iso-0,3 Verlauf

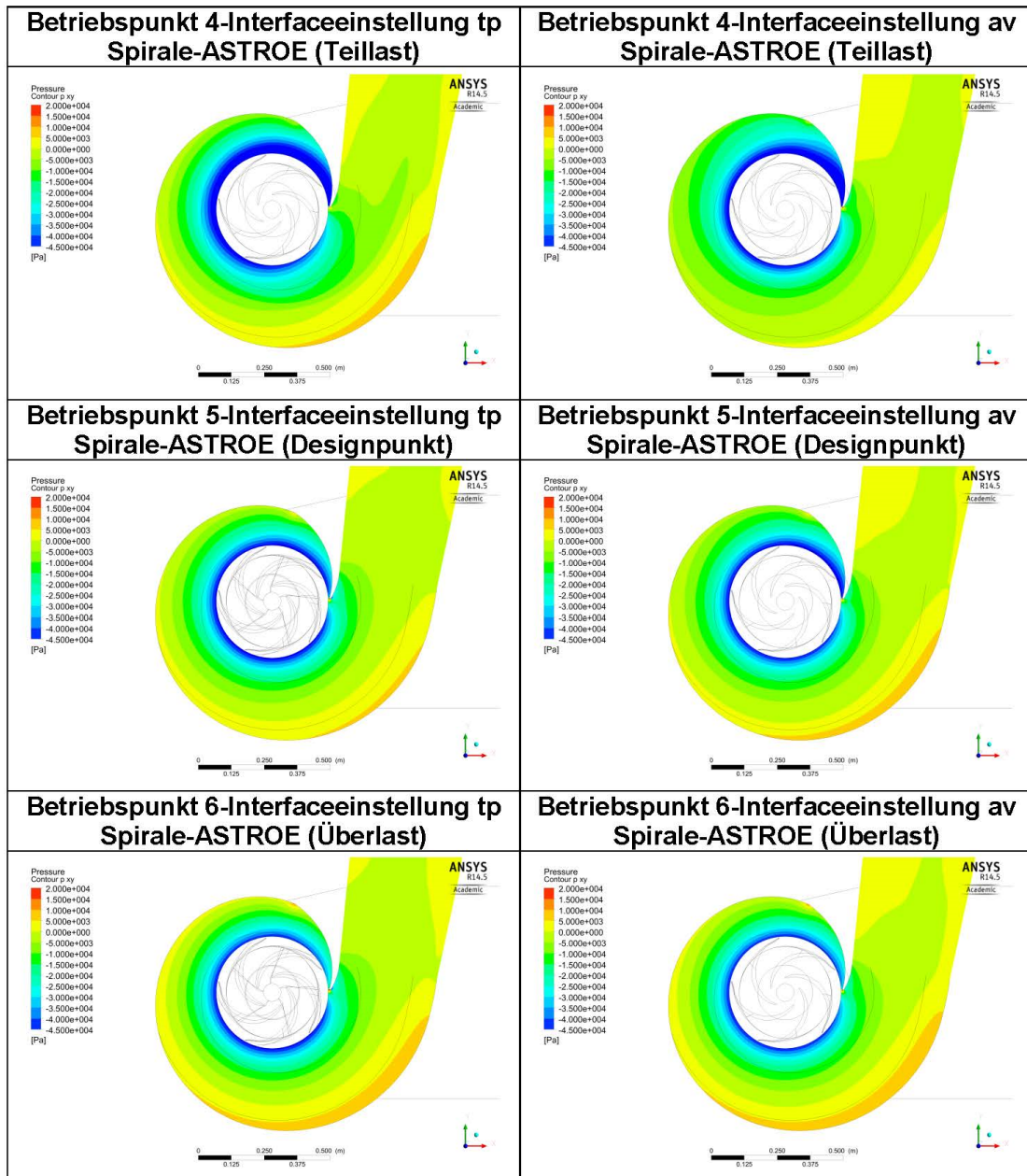


Abbildung 56: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (av/tp) auf den Konturplot des statischen Drucks

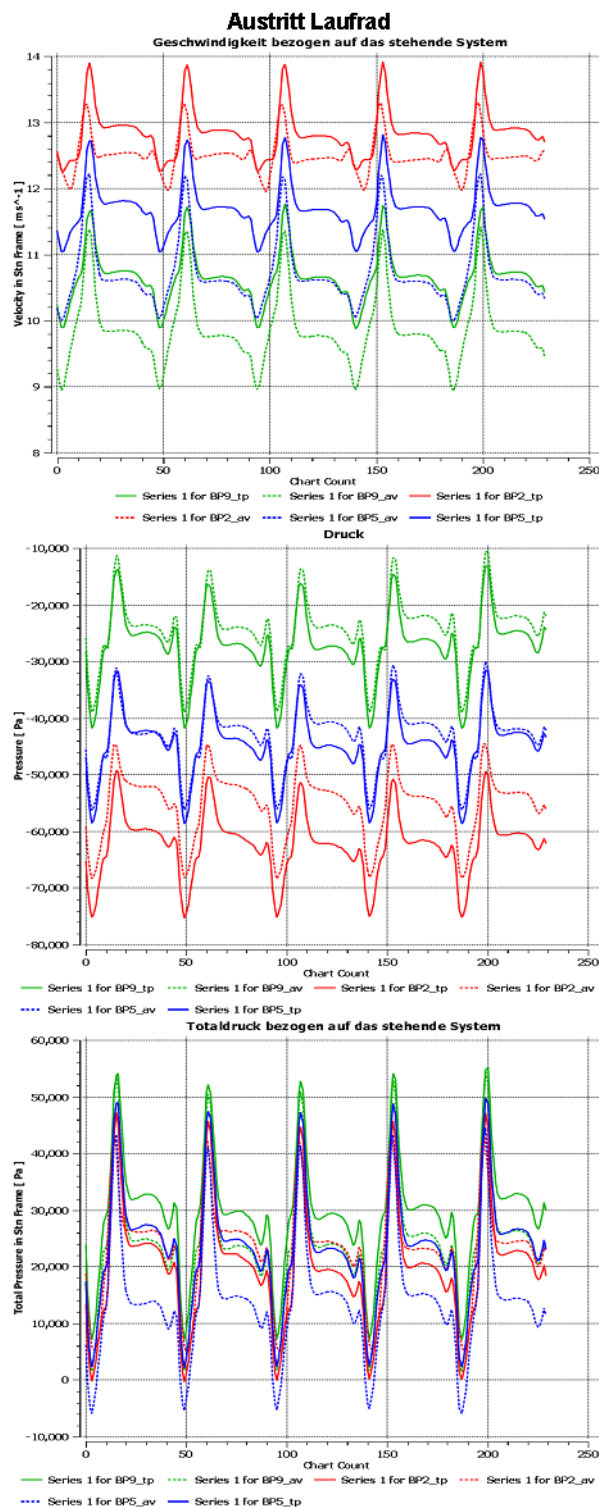


Abbildung 57: Vergleich der Interfaceeinstellungen (av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrie-
 ebene der Spirale und Austrittsfläche des Laufrades

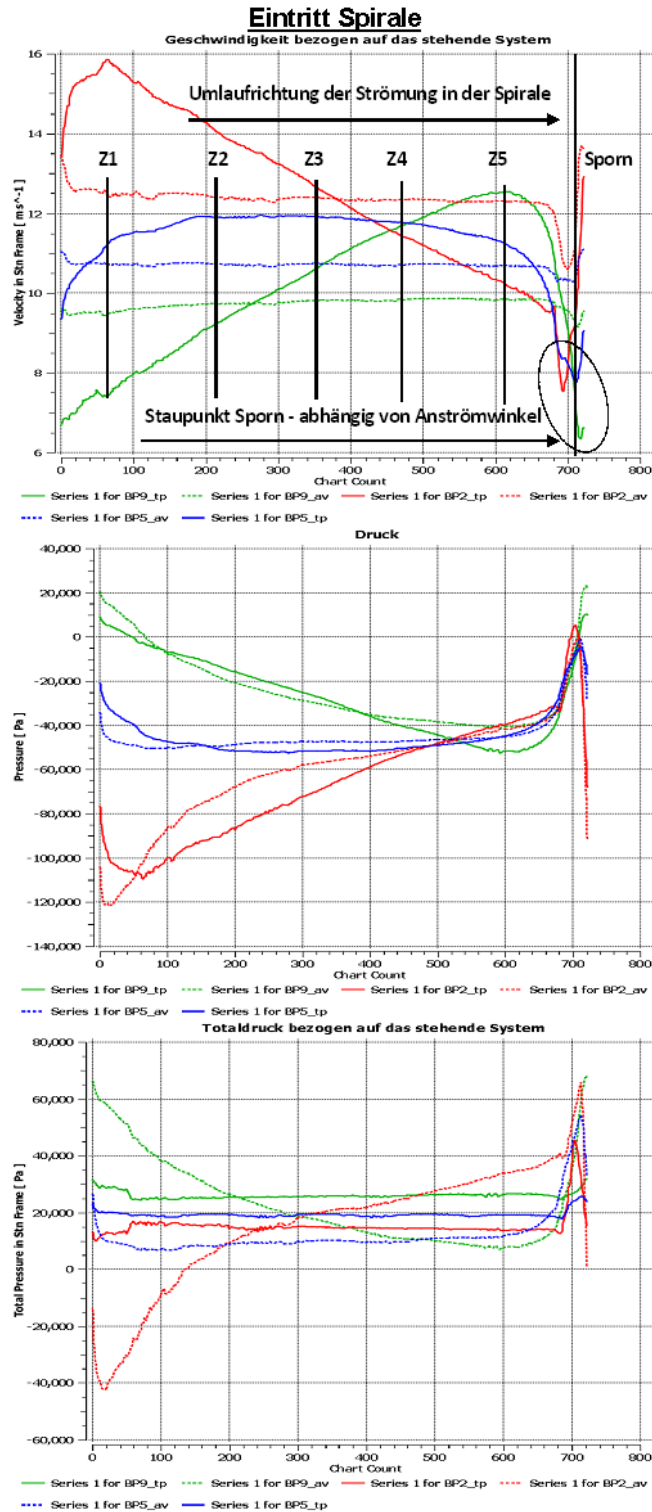


Abbildung 58: Vergleich der Interfaceeinstellungen (av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrie- ebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale

4.11.2 Verwendung der Interfaceoption 'frozen-rotor' (fr)

Beim Frozen-Interface erfolgt die Mittelung der Strömungsgrößen nicht in Umlaufrichtung, sondern es kommt zu einer direkten Übergabe der Strömungsgröße zwischen den beiden Interfaceflächen. Der Nachteil dieser Berechnungsmethode liegt darin, dass z.B. Druckspitzen am Laufradausgang 1:1 an den Spiraleintritt weitergegeben werden. Jedoch handelt es sich hier um ein statisches Berechnungsmodell, was dazu führt, dass z.B. die Druckspitzen immer am selben Ort wirken. Um dies zu verhindern, gibt es die Möglichkeit des Clockings. Dort wird für jede Rotorposition in Umlaufrichtung eine eigene Berechnung durchgeführt. Bei einem 5-Schaufel-Modell und einem inkrementellen Drehwinkel von 12 Grad bedeutet dies, dass sechs verschiedene Laufradpositionen für einen Betriebspunkt herangezogen werden. Unter Zuhilfenahme der Strömungsgrößenbewertung am Eintritt in die Spirale in Abbildung 63 werden die zuvor erwähnten Druckspitzenauswertungen sichtbar gemacht. In diesen Berechnungen wird das ASTRÖ-Originalmodell mit Interfaceeinstellung 'tp' mit demselben Gittermodell, jedoch mit der Interfaceeinstellung 'fr', verglichen. Beim Vergleich des Wirkungsgradverlaufs zeigt sich bei der Interfaceeinstellung 'fr' ein mit dem Modellversuch gut übereinstimmender Verlauf (siehe Abbildung 59). Der maximale Betriebspunkt liegt zwischen Betriebspunkt 5 und 6 (bei anderen Modellen war dieser meist oberhalb bzw. etwas unterhalb von Betriebspunkt 5), jedoch ergibt sich eine klare Übereinstimmung der beiden Förderziffern. Betriebspunkt 2 zeigt hingegen leichte Ausreißer. Der Vergleich der Radialkraft in Abbildung 60 ergibt eine ganz klare Abweichung in Teillast. Die Auswertung des sig-iso-0.3-Verlaufs in Abbildung 61 zeigt hingegen eine plausible Übereinstimmung bei einem Minimum im Betriebspunkt 5. Die Auswertung des Konturplots des statischen Drucks in der Symmetrieebene der Spirale in Abbildung 62 zeigt ebenfalls Abweichungen. Durch die nicht vorhandene Mittelung der Strömungsgrößen im Interface zeigen sich keine zentrierten kreisförmigen Konturen. Der Auslegungspunkt anhand dieser Unterlagen liegt bei Betriebspunkt 7.

Abbildung 63 und 64 bilden die Geschwindigkeits-, Druck- und Totaldruckverteilung am Laufradausgang bzw. am Spiraleingang ab. Das Frozen-Interface zeigt sich durch das stark schwankende Strömungsgrößenprofil in Umlaufrichtung. Der Totaldruckverlauf der Spirale 'ASTROE' 'fr' in Umlaufrichtung zeigt bis auf die Welligkeit ein mit der Interfaceeinstellung 'av' ähnliches Profil. Beim Geschwindigkeitsverlauf mit Interfaceeinstellung 'fr' zeigt sich ebenfalls eine bessere Übereinstimmung mit der Interfaceeinstellung 'av'. Für die Druckverteilung gilt für alle Interfaceeinstellungen ein ähnliches Bild. Dies erklärt sich durch dieselbe Methode der Berechnung bei allen drei Interfaceeinstellungen, welche direkt erfolgt.

Tabelle 19: CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlicher Wirkungsgradauswertung (fr/tp)

Modell	Spirale-ASTROE tp	Spirale-ASTROE fr
Saugraum	ASTRÖ	ASTRÖ
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	ASTRÖ
Elementanzahl	18 Mio.	18 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	fr
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

Vergleich des Gesamtwirkungsgrades zwischen Spirale-ASTROE tp und Spirale-ASTROE fr

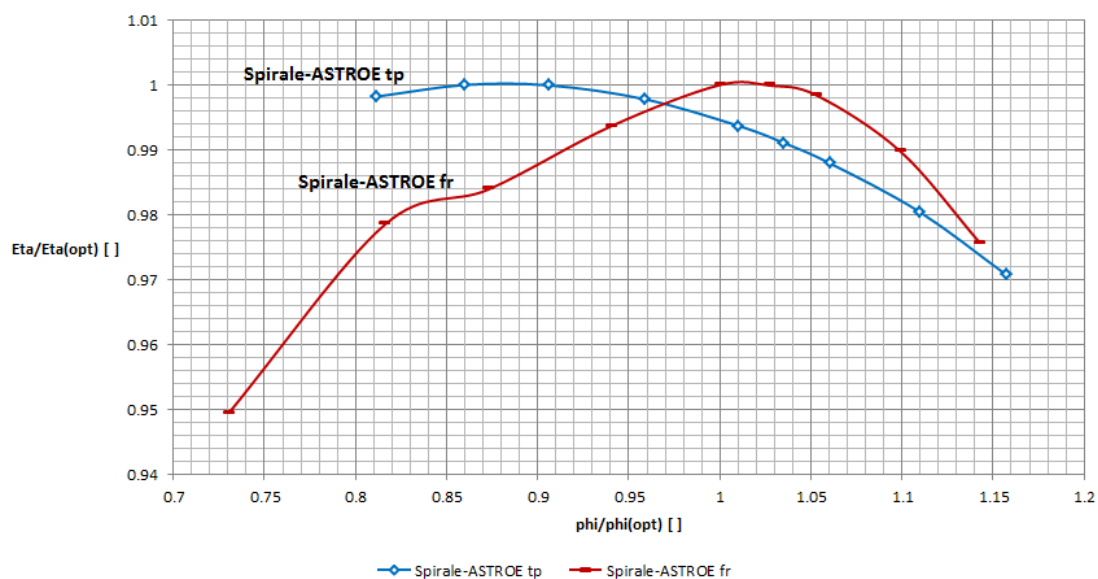


Abbildung 59: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Gesamtwirkungsgrad

Vergleich des Radialkraftverlaufs zwischen Spirale-ASTROE tp und Spirale-ASTROE fr

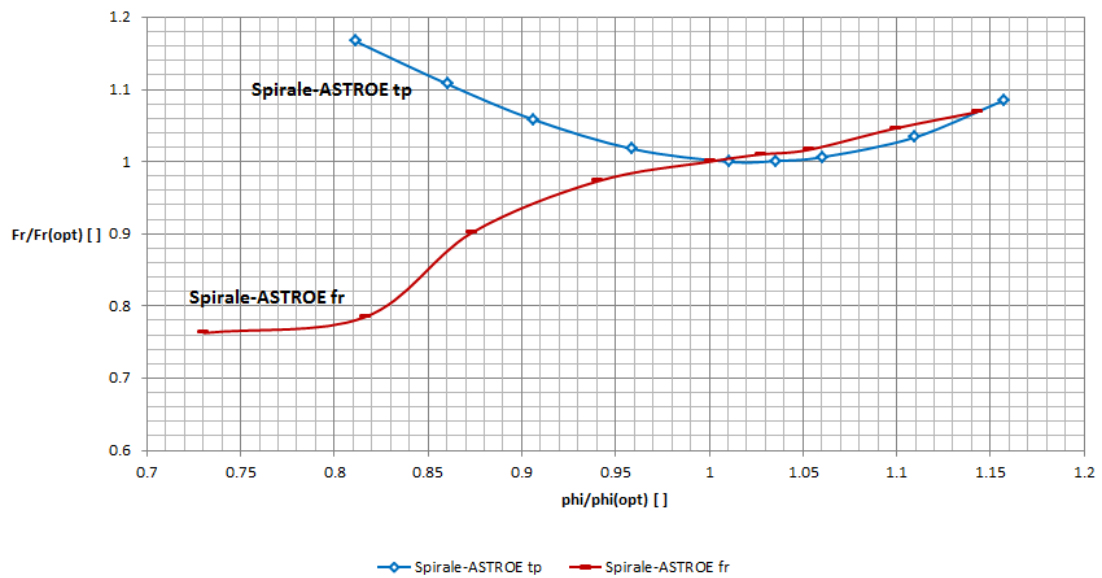


Abbildung 60: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Radialkraftverlauf

Vergleich von sig-iso 0.3 zwischen Spirale-ASTROE tp und Spirale-ASTROE fr

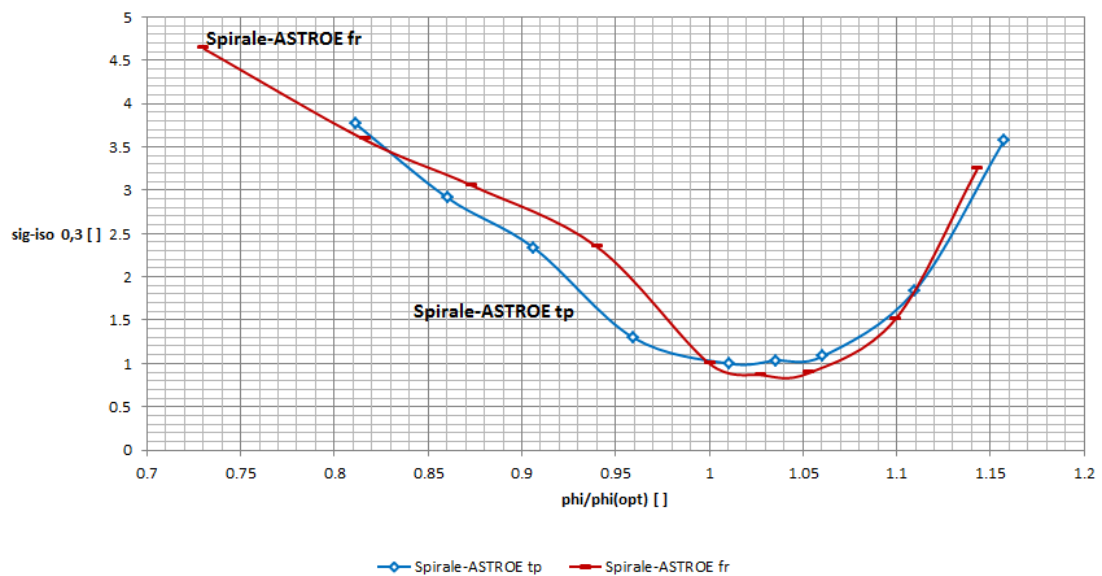


Abbildung 61: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den sigma-iso-0,3 Verlauf

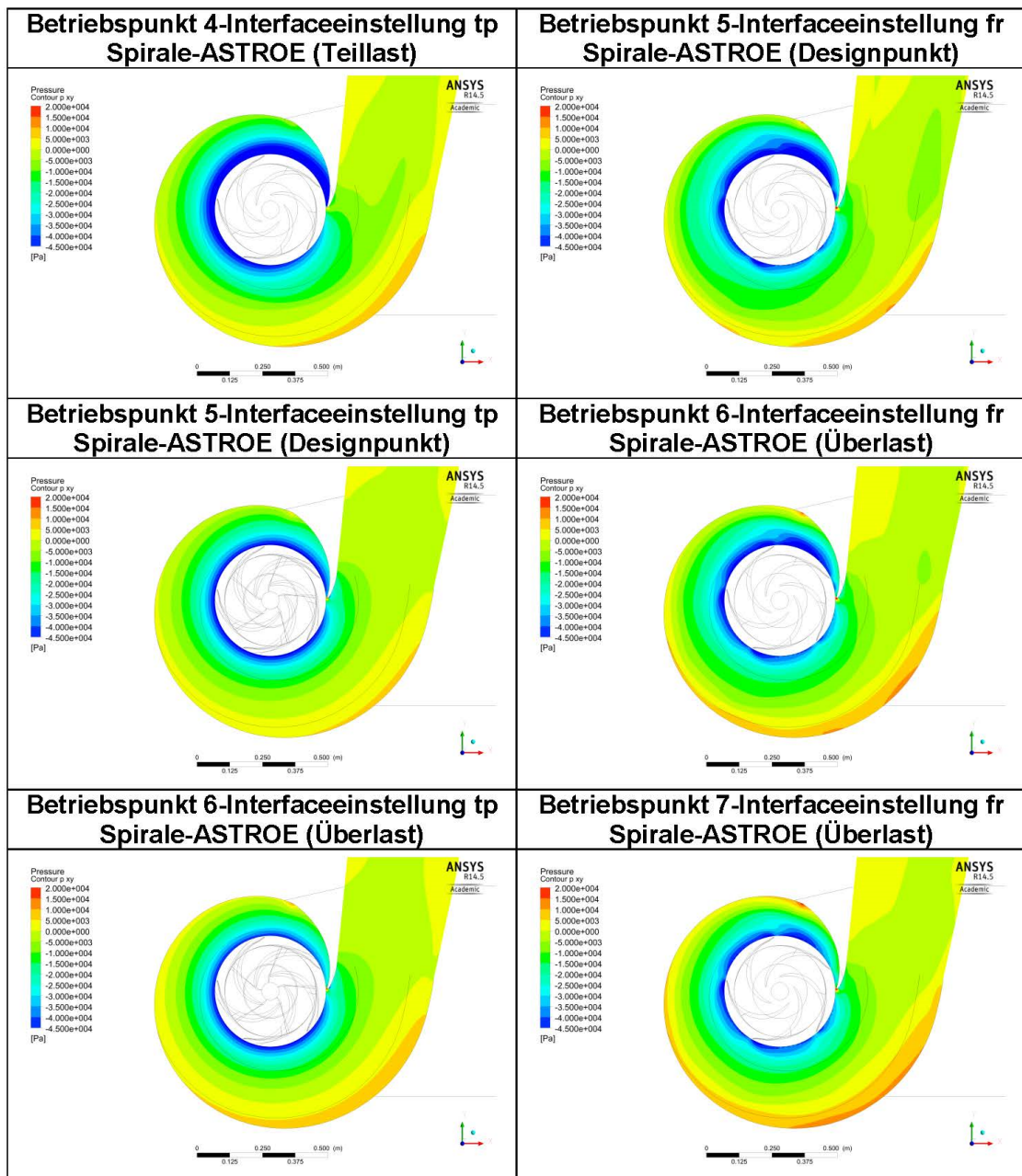


Abbildung 62: Auswirkungen der Interfaceeinstellungen (fr/tp) auf den Konturplot des statischen Drucks

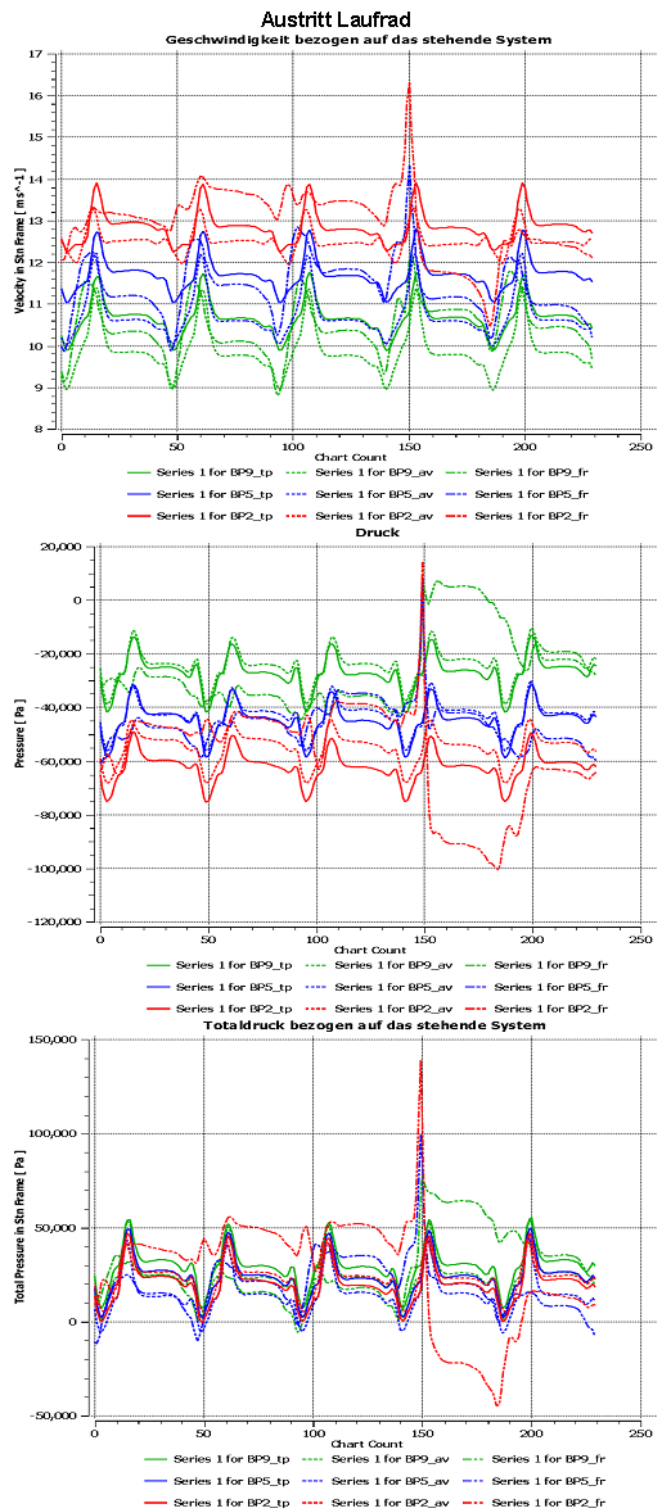


Abbildung 63: Vergleich der Interfaceeinstellungen (fr/av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrie- und Austrittsfläche des Laufrades

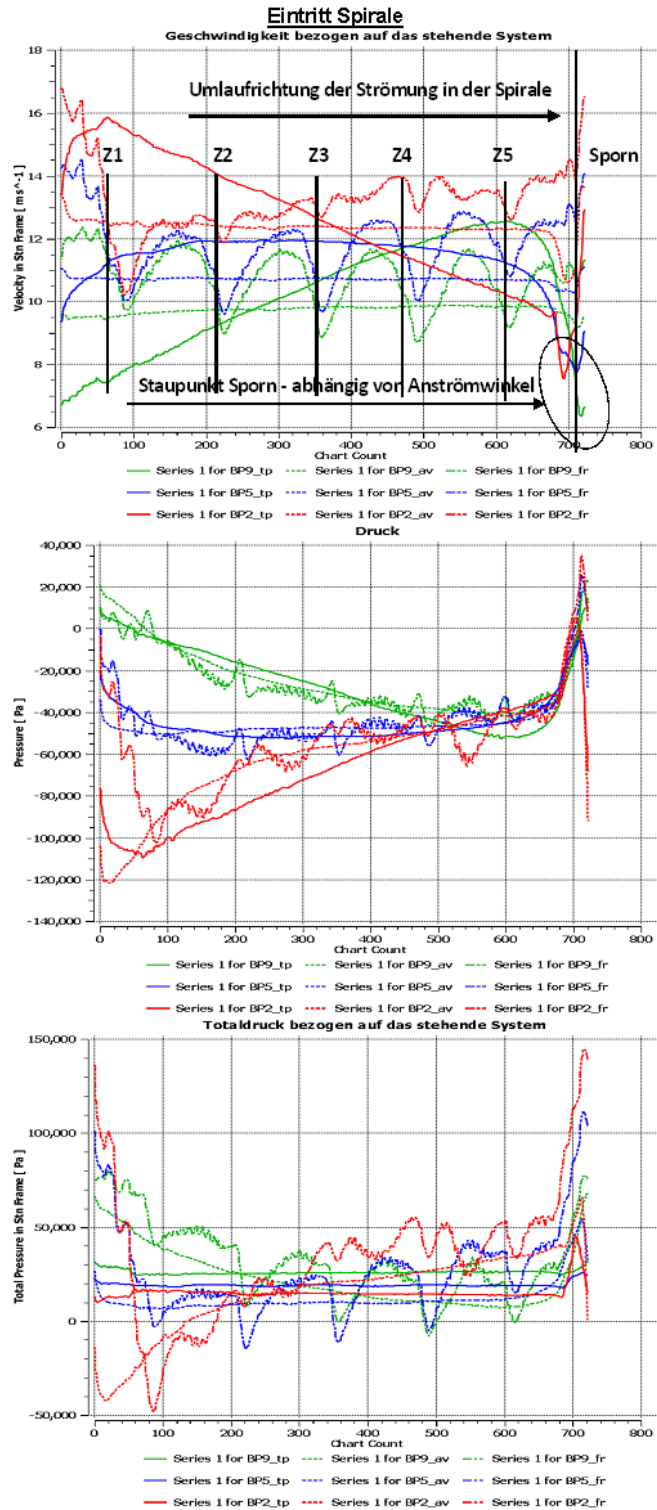


Abbildung 64: Vergleich der Interfaceeinstellungen (fr/av/tp) an der Schnittlinie zwischen Symmetrie- ebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale

4.11.3 Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – unstrukturiertes Gitter

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Radialverdichtung am Spiraleintritt eines unstrukturierten Gitters bezogen auf den Gesamtwirkungsgradverlauf mit Interfaceeinstellung 'tp' untersucht. In hier nicht näher erläuterten Berechnungen hat sich gezeigt, dass die Art der radialen Verdichtung bei strukturierten Gittern einen gewissen Einfluss auf die Lage des Designpunktes hat. Im Zuge dieser Berechnungen wurden die Auswirkungen detaillierter betrachtet. Dazu wurden drei unterschiedliche, unstrukturierte Spiralengitter mittels ICEM erstellt (siehe Abbildung 65). Das Hauptaugenmerk der Gittergenerierung lag auf der radialen Verdichtung am Spiraleingang. Dies führte dazu, dass die Verdichtung im Wandbereich vorläufig nicht berücksichtigt wurde. Das linke Modell mit Verfeinerung ohne Prismenlayer weist insgesamt 2,8 Millionen Elemente auf. Die Verfeinerung am Spiraleintritt erfolgte ohne Prismenlayer. Im Zuge der Berechnung hat sich herausgestellt, dass dieses Modell keine signifikante Verschiebung des Wirkungsgrades brachte (siehe Abbildung 66). Auch das Modell mit fünf Prismenlayer am Spiraleintritt brachte nur eine geringfügige Verschiebung des Wirkungsgrades gegen BP5 mit sich. Erst das Modell mit 20 Prismenlayer ergab das gewünschte Ergebnis. Dabei stellte sich der maximale Wirkungsgrad zwischen Betriebspunkt 4 und 5 ein.

In Abbildung 65 wird die nicht vorhandene Wandverdichtung visuell dargelegt. Daraus ergibt sich eine suboptimale Annäherung des Gitters an die Geometrie der Spirale im Bereich des Sporns, begründet durch die fehlende Wandverdichtung.

Einen weiteren Anhaltspunkt für die Position des Designpunktes liefert die Radialkraft. Bislang ergab sich bei unstrukturierten Gittern unter Interfaceeinstellung 'tp' trotz Wirkungsgradabweichung immer ein schlüssiges Bild bezüglich des Radialkraftverlaufs. So auch bei den Berechnungsmodellen Verfeinerung ohne Prismenlayer und, 5 Prismenlayer in Tabelle 20. Jedoch weist gerade dasjenige Modell, welches im Wirkungsgradverlauf den im Modellversuch ermittelten Werten gut angenähert wurde, eine Radialkraftabweichung bei Betriebspunkt 1 und 2 auf (siehe Abbildung 65).

Um den Einfluss der Wandverdichtung besser beurteilen zu können, wurden neue unstrukturierte Gittermodelle angefertigt. In Abbildung 68 sind die vier unterschiedlichen Spiralgitter abgebildet. Die Spirale 'HFMunstruk5', 6 und 7 weisen am Spiraleingang dieselbe Verdichtung auf (20 Prismenlayer im Abstand zwischen 0,1 bis 1 mm). In dieser Darstellung ergibt sich bei Spirale 'HFMunstruk5' und 'HFMunstruk7' eine durch die Wandverdichtung im Bereich des Sporns hervorgerufene, geringere Anzahl von Prismenlayern jedoch nur im Bereich des Sporns. Der Unterschied zwischen 'HFMunstruk5' und 'HFMunstruk7' ergibt sich durch den unterschiedlichen Übergang der Prismenschicht in das Kerngitter. Spirale 'HFMunstruk5' weist in diesem Bereich ein viel engmaschigeres Gitter auf und hat daher auch um mehr als 10 Millionen Elemente mehr.

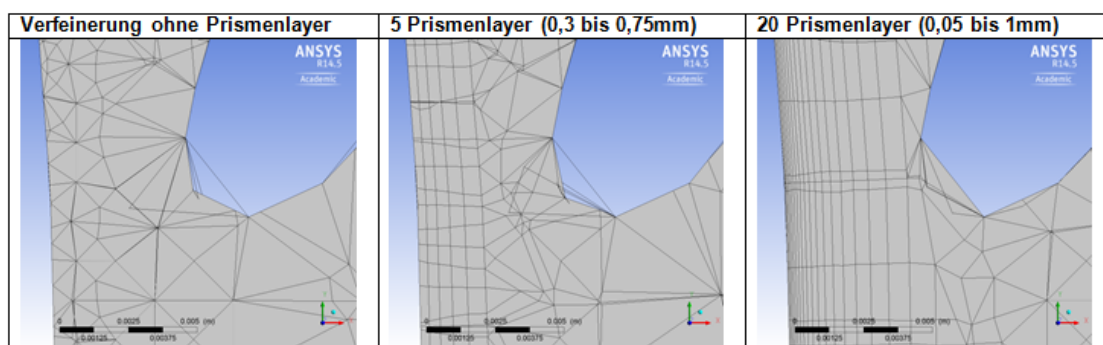


Abbildung 65: Unterschiedliche Radialverdichtung der Spirale am Eintritt, Sporn unverdichtet

Tabelle 20: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der unterschiedlichen Radialverdichtungen am Eingang

Modell	Verfeinerung o. Prismen	5 Prismenlayer	20 Prismenlayer
Saugraum	HFM	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMunstruk2	HFMunstruk3	HFMunstruk4
Elementanzahl	2,8 Mio.	2,9 Mio.	3 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 4.2 und 3
 Genaue Ausführung der Verfeinerung in Abbildung 65

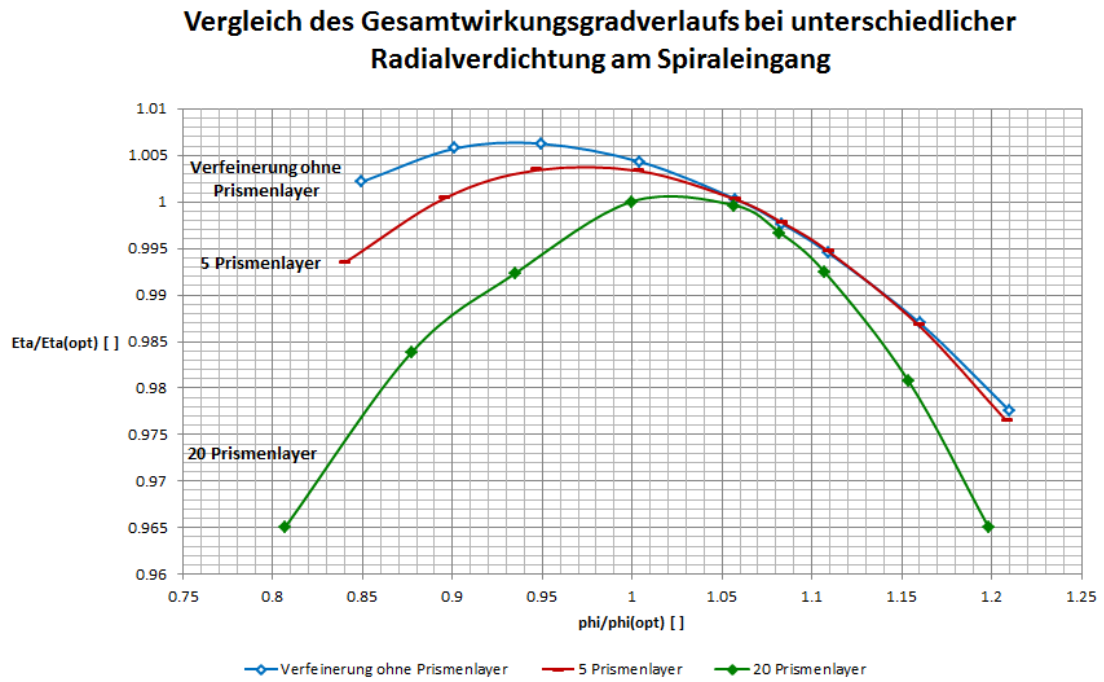


Abbildung 66: Einfluss der Vergitterung am Spiraleingang auf den Gesamtwirkungsgrad

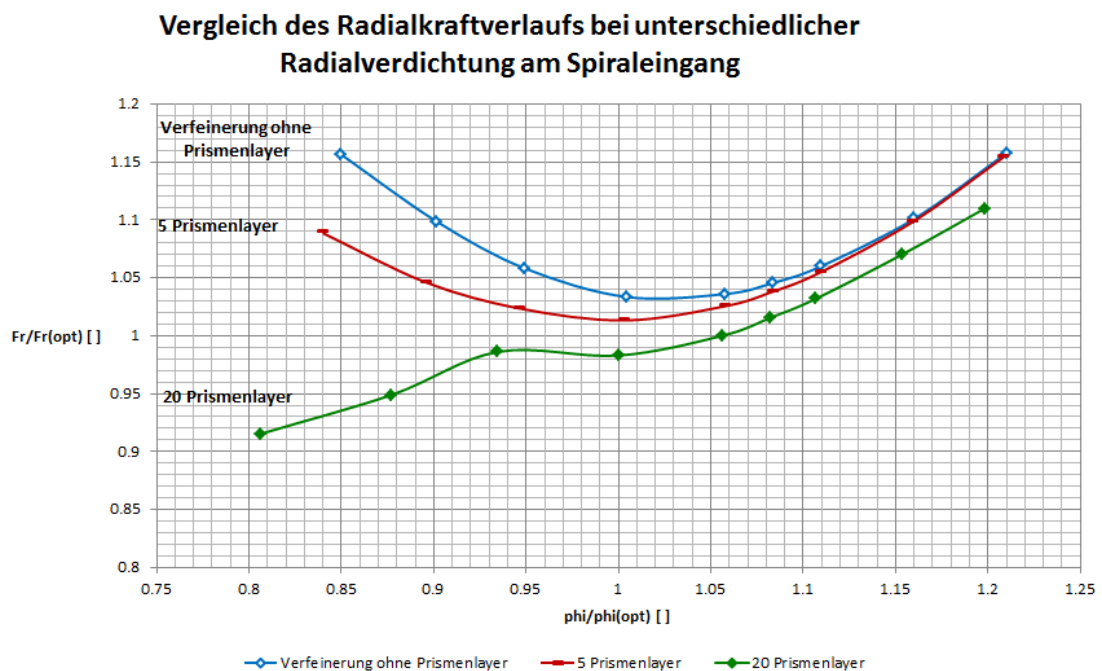


Abbildung 67: Einfluss der Vergitterung am Spiraleingang auf die Radialkraft

Der Unterschied ist jedoch in dieser Abbildung nicht ersichtlich, da nur der Bereich des Sporns dargestellt ist. In Spirale 'HFMunstruk6' wurde die Wandschicht im Bereich des Sporns sehr genau aufgelöst und erreicht Werte zwischen 0,1 mm und 0,2 mm bei sechs Schichten. Durch die feine Auflösung konnte das Gitter besser an die Geometrie der Spirale angenähert werden, und es wurde auf diese Weise die Prismenschicht am Spiraleintritt nicht gestaucht. Die feine Auflösung am Sporn ist von Vorteil, da gerade in diesem Bereich Ablösungen auftreten können. Das Gittermodell von ASTRÖ ist rechts unten erkennbar. Im Gegensatz zu den drei anderen Spiralen weist dieses Gittermodell keine Gitterverdichtung am Spiraleintritt auf.

Abbildung 69 stellt den Gesamtwirkungsgrad aller vier verschiedenen Gittermodelle dar. Generell zeigt eine Radialverdichtung am Spiraleingang ein Wirkungsgradoptimum bei BP5, welches dem Modellversuch entspricht. Gegen Teillast zeigt sich ein linearer Wirkungsgradabfall aller drei unstrukturierten Spiralen. Der Nachteil aller drei unstrukturierten Spiralen liegt in der zu geringen Gitterverdichtung im Kernbereich der Strömung. Die Radialkraftverläufe aller Gittermodelle in Abbildung 70 zeigen deren lokales Minimum bei Betriebspunkt 5. Verglichen mit dem Modell ASTROE, wo das Optimum bei BP5 liegt, weisen die Modelle Spirale 'HFMunstruk5', 6 und 7 bei BP1 und BP2 einen erneuten Abfall der Radialkraft auf. Aufgrund dieser Tatsache wurde ein neues Gittermodell erstellt.

Tabelle 21: CFX-Pre-Einstellung für den Vergleich der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns

Modell	HFMunstruk5	HFMunstruk6	HFMunstruk7	Sp.-ASTROE
Saugraum	HFM	HFM	HFM	HFM
Laufgrad	Z1	Z1	Z1	Z1
Spirale	HFMunstruk5	HFMunstruk6	HFMunstruk7	ASTRÖ
Elementanzahl	16 Mil.	11,5 Mil.	5,4 Mil.	12,5 Mil.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	st. Druck	st. Druck	st. Druck	st. Druck
Stage Interface	tp	tp	tp	tp
Wirkungsgradausw.	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 4.2 und 3
 Genaue Ausführung der Verfeinerung in Abbildung 68

Zu diesem Zweck wurde die Spirale 'ASTROE' (Original) zusätzlich am Eingang radial verdichtet. Die erste Zelle wurde mit 0,1mm verdichtet. Insgesamt wurden 15 Prismenlayer modelliert, deren Zellgrößenwachstum an das Kerngitter angepasst wurde. Abbildung 71 stellt die beiden untersuchten Gittermodelle gegenüber. Der Gesamtwirkungsgradverlauf mit Radialverdichtung in Abbildung 72 stimmt mit den Modellversuchen überein, jedoch tritt gegen Teillast erneut eine kleine Schwankung auf. Der Verlauf der Radialkraft in Abbildung 73 zeigt bis auf Betriebspunkt 1 und 2 einen dem Modellversuch gut angenäherten Verlauf. Interessant ist die wiederholte Abweichung des Radialkraftverlaufes bei Betriebspunkt 1 und 2.

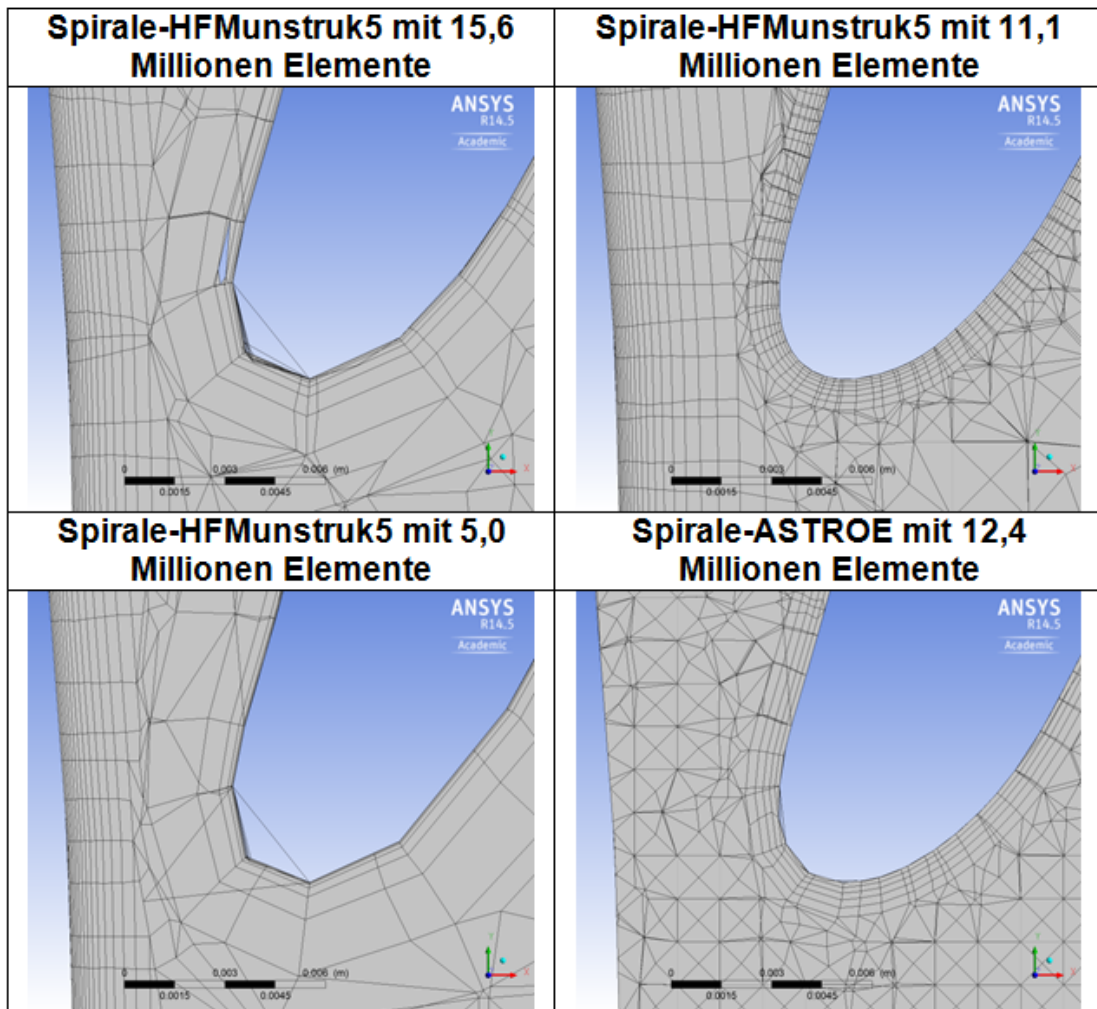


Abbildung 68: Wandverdichtung der Spirale im Bereich des Sporns

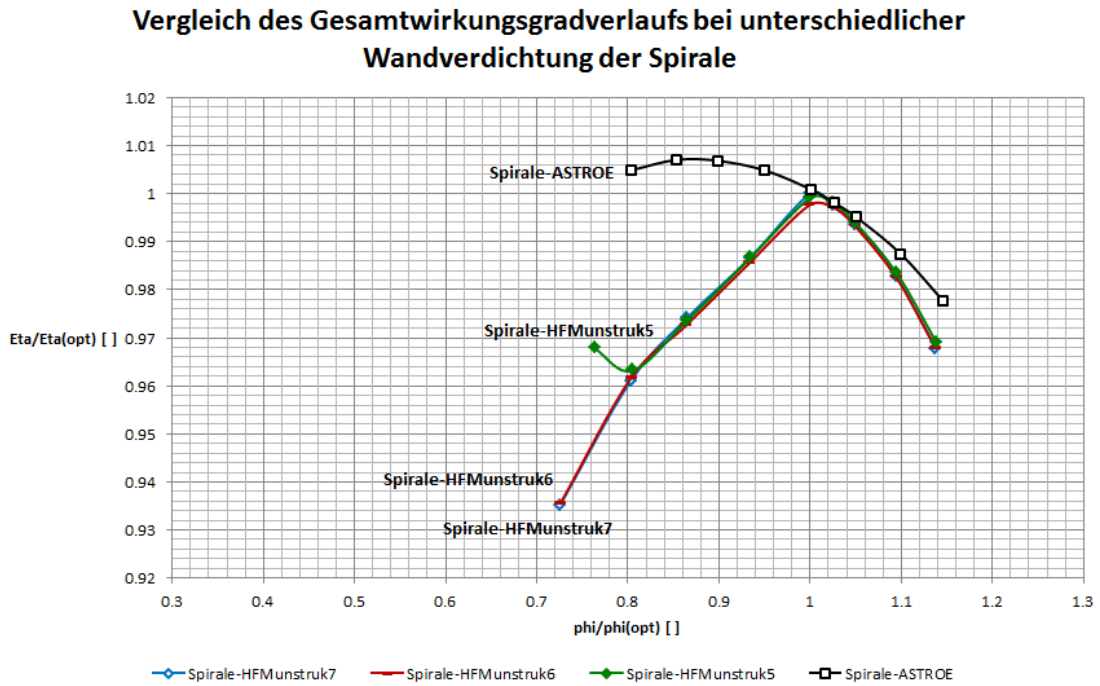


Abbildung 69: Einfluss der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns auf den Gesamtwirkungsgrad

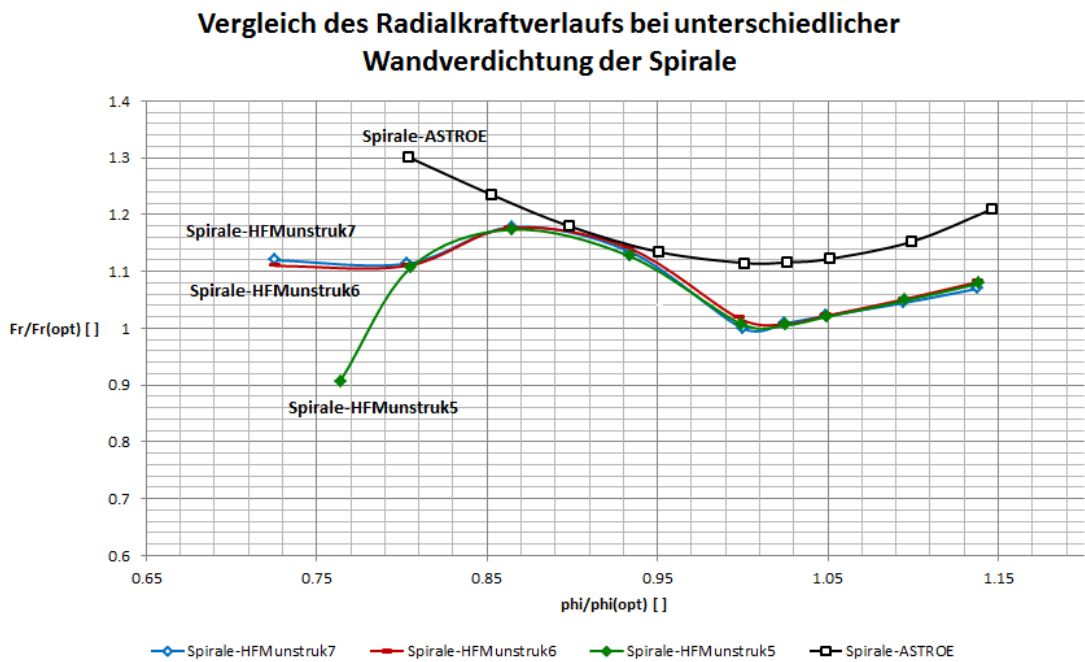


Abbildung 70: Einfluss der Wandverdichtung einer Spirale im Bereich des Sporns auf den Radialkraftverlauf

Über Druckkonturplots in der Symmetrieebene der Spirale kann durch eine umfangssymmetrische Druckverteilung auf die minimale Radialkraft und somit auf den Auslegungspunkt geschlossen werden. Diese Auswertung ergab ebenfalls, dass der Auslegungspunkt bei Betriebspunkt 5 liegt (siehe Abbildung 75). Somit zeigt sich, dass die minimale Radialkraft in Betriebspunkt 1 und 2 nicht durch die Druckverteilung in der Spirale hervorgerufen wird. Der Kavitationsbeiwert $\sigma_{0,3}$ ist ein dimensionsloser Beiwert, der Rückschlüsse auf das Kavitationsverhalten zulässt. In Formel 4.5 wird der Kavitationsbeiwert definiert. Die gegen Teillast und Überlast ansteigenden Kavitationsbeiwerte sind in Abbildung 74 dargestellt. Bezüglich der Kavitation verweise ich auf Kapitel 3.7.2.4.

$$\sigma_{0,3} = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH_{0,3}}{u_1^2} \quad (4.5)$$

$\sigma_{0,3}$	[-]	Kavitationsbeiwert – Kavitationskriterium – Quadrat mit 0,3 cm Seitenl.
$NPSH_{0,3}$	[m]	Net Positive Suction Head
u_1	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt
g	m/s ²	Erdbeschleunigung

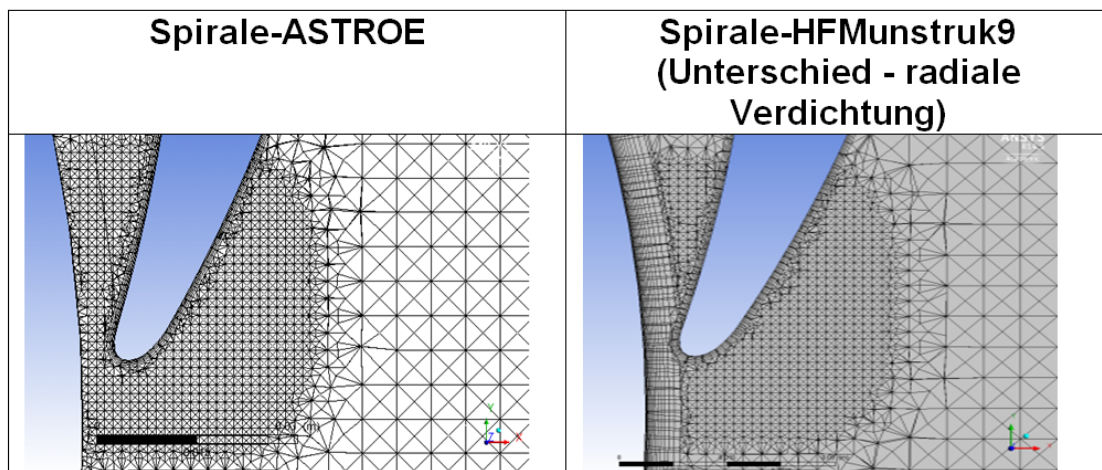


Abbildung 71: Vergleich der Spirale 'ASTROE' mit Spirale 'HFMunstruk9' – zusätzliche Radialverdichtung

Bei weiteren, hier nicht immer aufgelisteten Berechnungen wurde versucht, die Wandverdichtung so abzuändern, dass der Radialkraftverlauf richtig dargestellt wird. In dem hier beschriebenen neuen Gittermodell wurde die Wandverdichtung der ersten Gitterzelle auf 0,05 mm minimiert. Die Anzahl der Prismenlayer wurde auf 10 erhöht und die globale Gitterverdichtung um etwa 10 Prozent verringert (siehe Abbildung 76). Der NPSH-Verlauf in Abbildung 79, der Wirkungsgradverlauf in Abbildung 77 sowie der Konturplot des Druckes in Abbildung 80 ergeben wieder

Vergleich des Gesamtwirkungsgrades zwischen Spirale-ASTROE und Spirale-HFMunstruk9

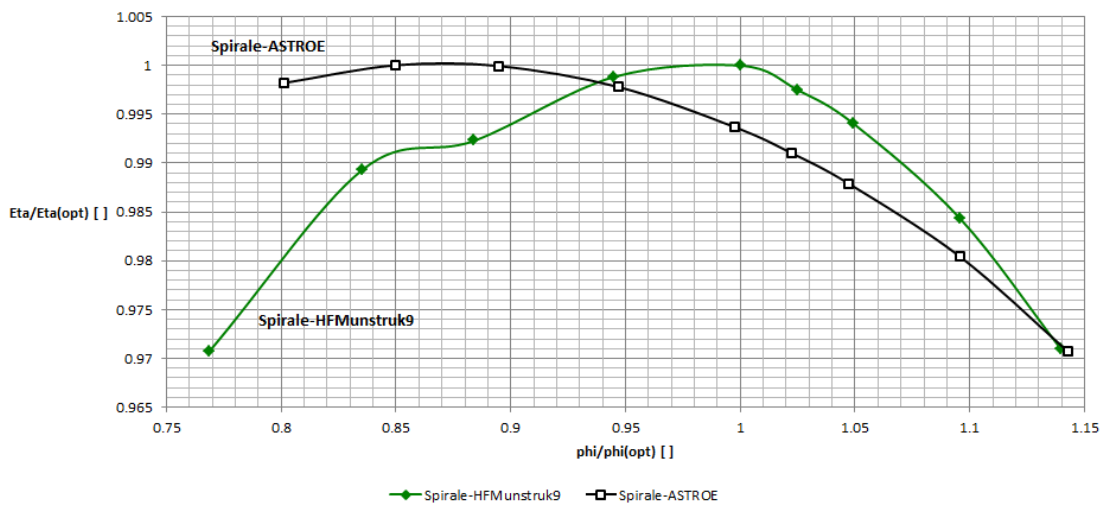


Abbildung 72: Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf den Gesamtwirkungsgrad

Vergleich des Radialkraftverlaufs zwischen Spirale-ASTROE und Spirale-HFMunstruk9

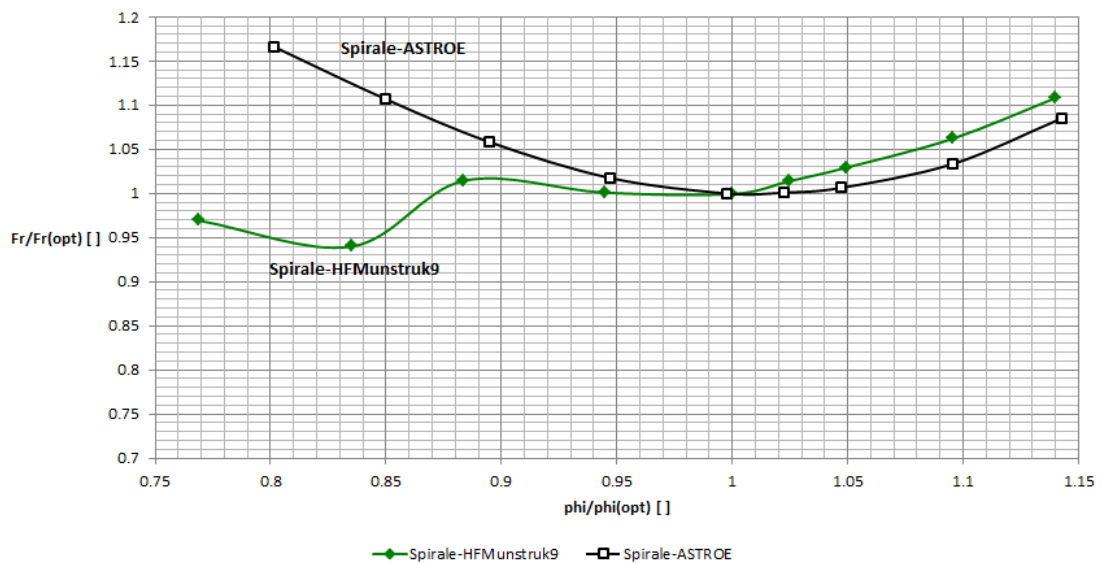


Abbildung 73: Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf die Radialkraft

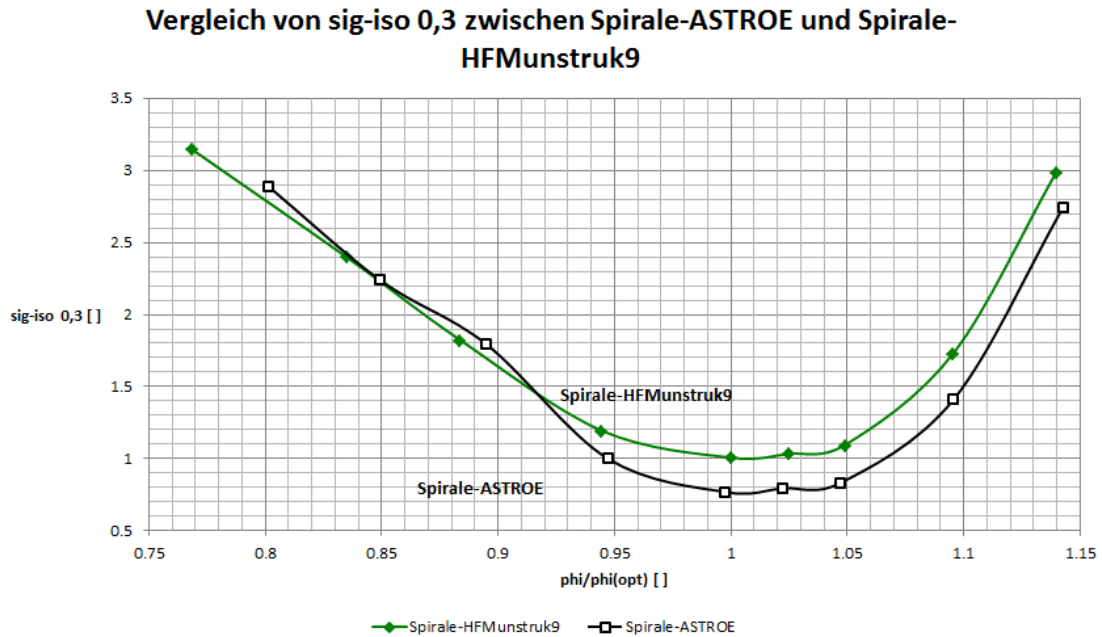


Abbildung 74: Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRO-Spirale auf Sigma iso 0,3

ein schlüssiges Bild. Durch die verstärkte Wandverdichtung in der Spirale hat sich der Radialkraftabfall in Teillast auch auf Betriebspunkt 3 ausgeweitet (siehe Abbildung 78). Abbildung 82 stellt den Verlauf der Strömungsgrößen in Umlaufrichtung dar. Der Geschwindigkeitsverlauf dieser Spirale (punktiert) erinnert eher an die Interfaceeinstellung 'av'. Dieser flache Verlauf in der Interfaceeinstellung 'tp' ergibt sich durch die radiale Verdichtung einerseits und die höhere Gesamtverdichtung des Gittermodells der Spirale andererseits. Der Totaldruckverlauf zeigt trotz Interfaceoption 'tp', die den Totaldruck am Laufradausgang mittelt, einen im Bereich von Laufrad 1 und 2 ansteigenden Verlauf. In Teillast entstehen durch die flachere Anströmung im Bereich des Sporns Rückströmungen. Die bessere Radialverdichtung sowie die feinere Netzauflösung in diesem Bereich führen dazu. Da jedoch die Mittelung des Totaldruckes in dieser Berechnungsoption nur für aus dem Laufrad austretende Flüsse gilt, ergibt sich ein nicht konstanter Totaldruckverlauf in Umlaufrichtung.

Das Druckmaximum (Spornbereich) des Gittermodells ASTROE (Volllinie) tritt an einer anderen Stelle auf als beim Vergleichsgittermodell (punktierte Linie). Auf der x-Achse wird für jede Gitterzelle eine Strömungsgröße ausgegeben. Durch die im Gegensatz zur ASTROE-Spirale engere Maschenweite der Spirale wird dieser Bereich örtlich an einer anderen Position dargestellt.

Um den Radialkraftabfall gegen Teillast richtig zu berechnen, wurden weitere Gitteranpassungen in der Spirale durchgeführt. Eine weitere Gitterverfeinerung der Spirale auf insgesamt 36,2 Millionen Elemente (HFMunstruk10) bzw. die Verfeinerung der Wandschicht brachte diesbezüglich keine Verbesserung.

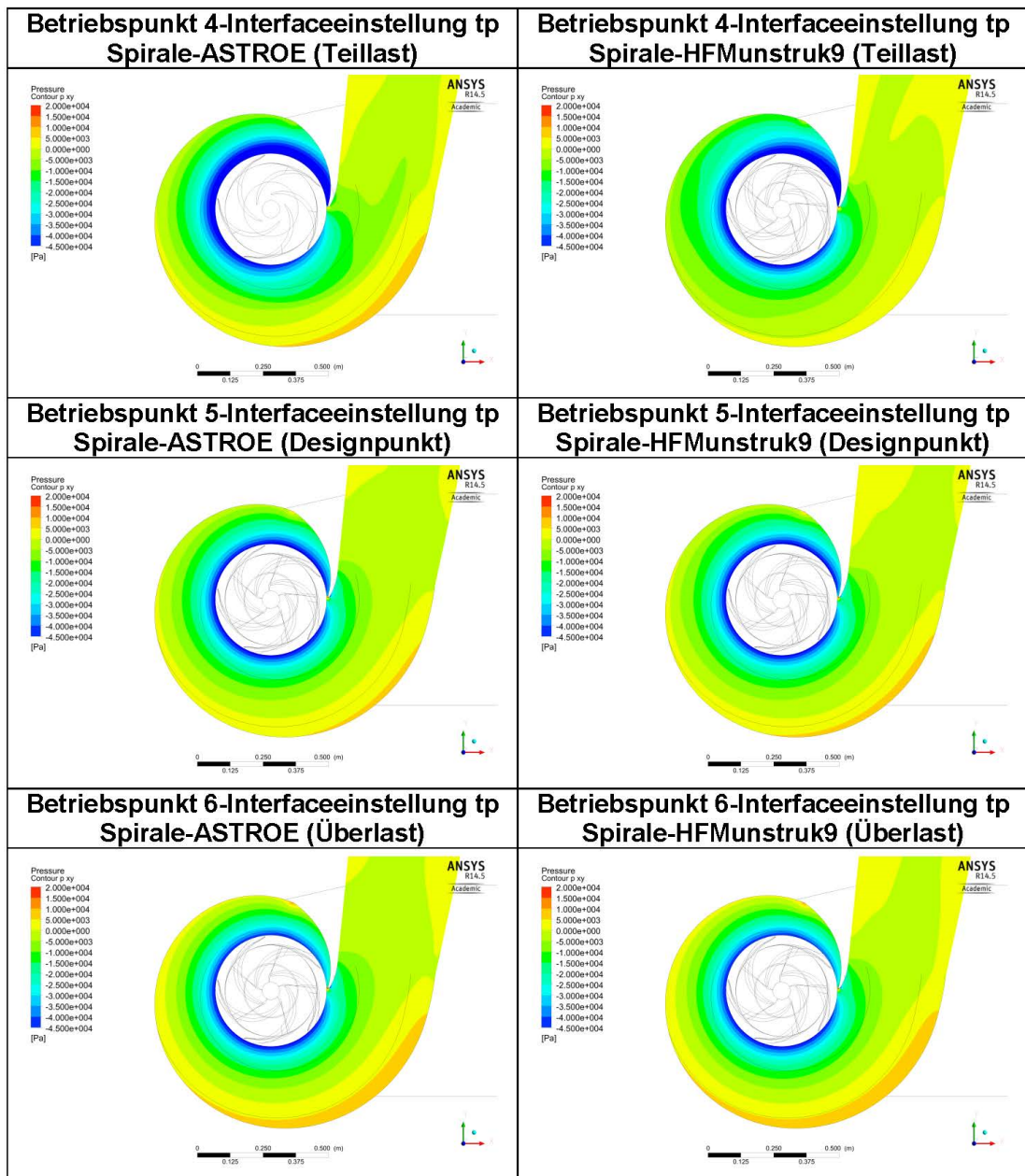


Abbildung 75: Einfluss der Radialverdichtung einer ASTRÖ-Spirale auf den Druckverlauf in der Spirale

Tabelle 22: CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlichen Gittermodellen HFMunstruk8

Modell	Spirale ASTROE tp	Spirale-HFMunstruk8 tp
Saugraum	ASTRÖ	HFM
Laufblad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	HFMunstruk8
Elementanzahl	18 Mio.	16 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

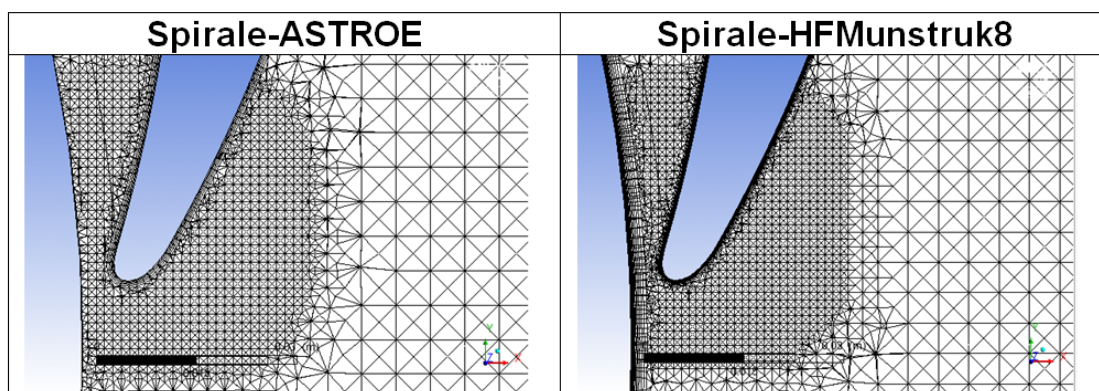


Abbildung 76: Vergleich der Spirale 'ASTROE' mit Spirale 'HFMunstruk8' – zusätzliche Radialverdichtung

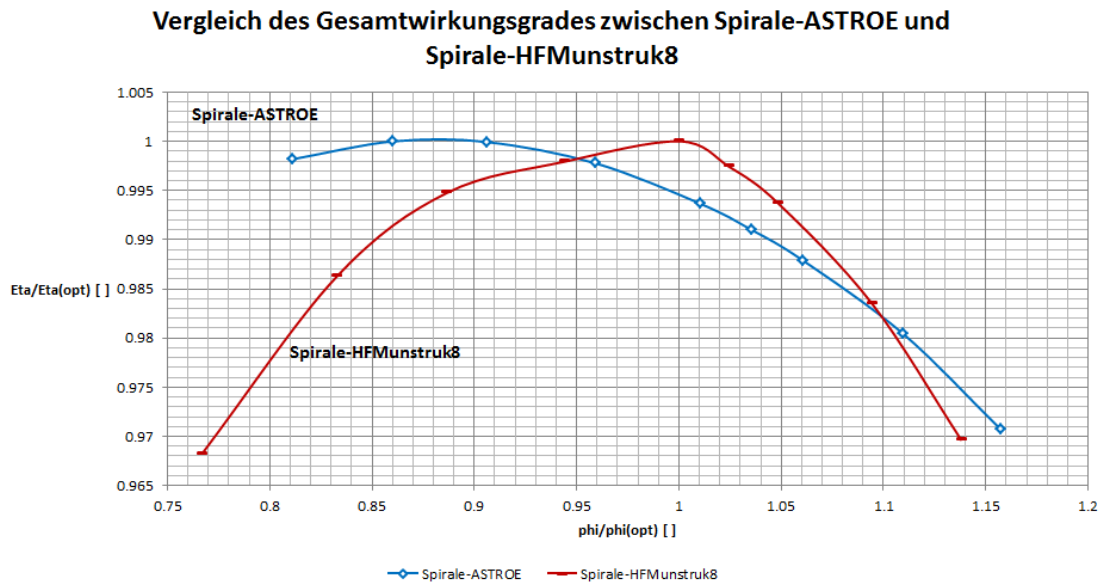


Abbildung 77: Gesamtwirkungsgradverlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

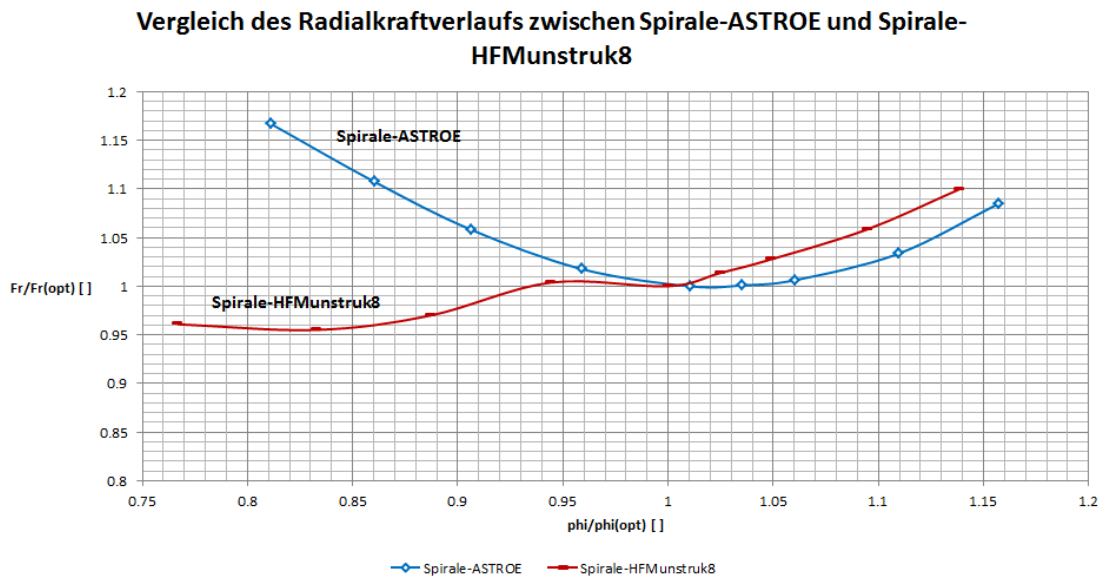


Abbildung 78: Radialkraftverlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

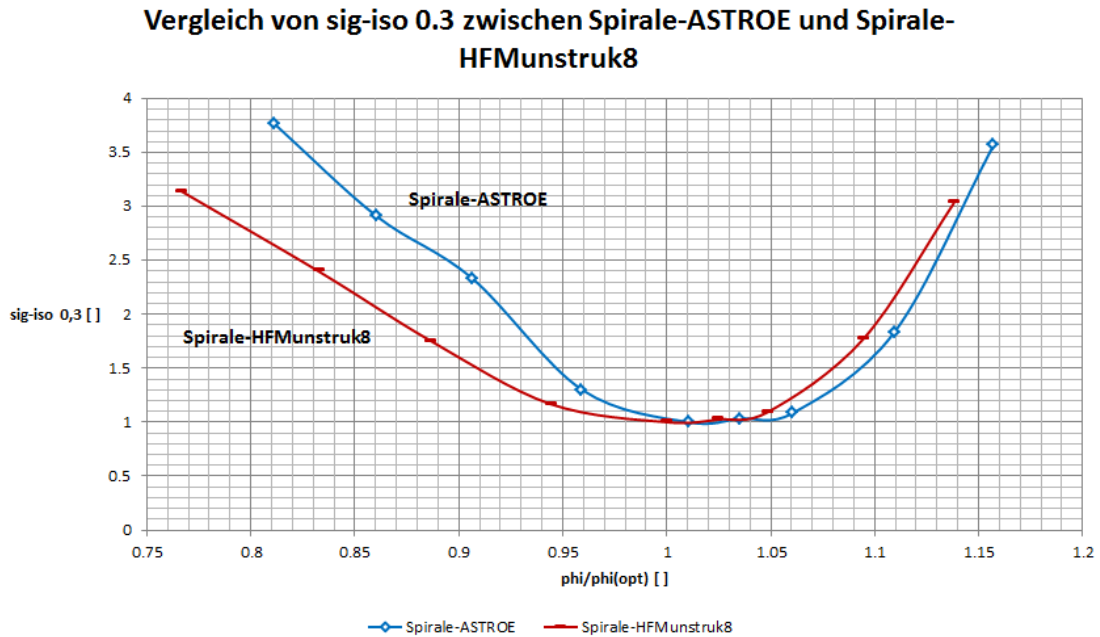


Abbildung 79: sigma-iso-0,3-Verlauf für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

4.11.4 Verwendung der Interfaceoption 'constant total pressure' (tp). Radiale Verdichtung am Spiraleingang – strukturiertes Gitter

Die hier verwendete Spirale wurde aus einem strukturierten Gittermodell bestehend aus 145 Blöcken mit ICEM-CFD 14.5 aufgebaut. Strukturierte Gitter haben den Vorteil, dass die numerische Diffusion bei orthogonaler Zellenanströmung minimal wird. Durch die in dieser Spirale verwendete Gitteranordnung ist die orthogonale Anströmung der Zellen über weite Strecken gewährleistet.

Es hat sich gezeigt, dass dies das einzige Gittermodell ist, das in den Auswertungskriterien Wirkungsgradverlauf (Abbildung 83), Radialkraftverlauf (Abbildung 84), Kavitationsauswertung (Abbildung 85) und Druckauswertung via Konturplot (Abbildung 86) ein mit dem Modellversuch übereinstimmendes Ergebnis liefert.

Einen Vergleich der Strömungsgrößenauswertung am Laufradausgang bzw. Spiraleingang liefern Abbildung 87 und Abbildung 88. Dieser Vergleich stellt eine Gegenüberstellung der drei Interfaceeinstellungen (tp, av und fr) von Spirale 'HFMstruk1' dar.

Die Gitteranzahl am Spiraleingang in Umlaufrichtung liegt bei etwas über 300 Elementen. Zum Vergleich, die ASTRÖ-Spirale weist in diesem Bereich einen Wert von etwas mehr als 700 Elementen auf. Die geringere Umfangsverdichtung des Spiraleingangs der strukturierten Spirale könnte als Grund für den nicht vorhandenen Unterschied zum Modellversuch gewertet werden.

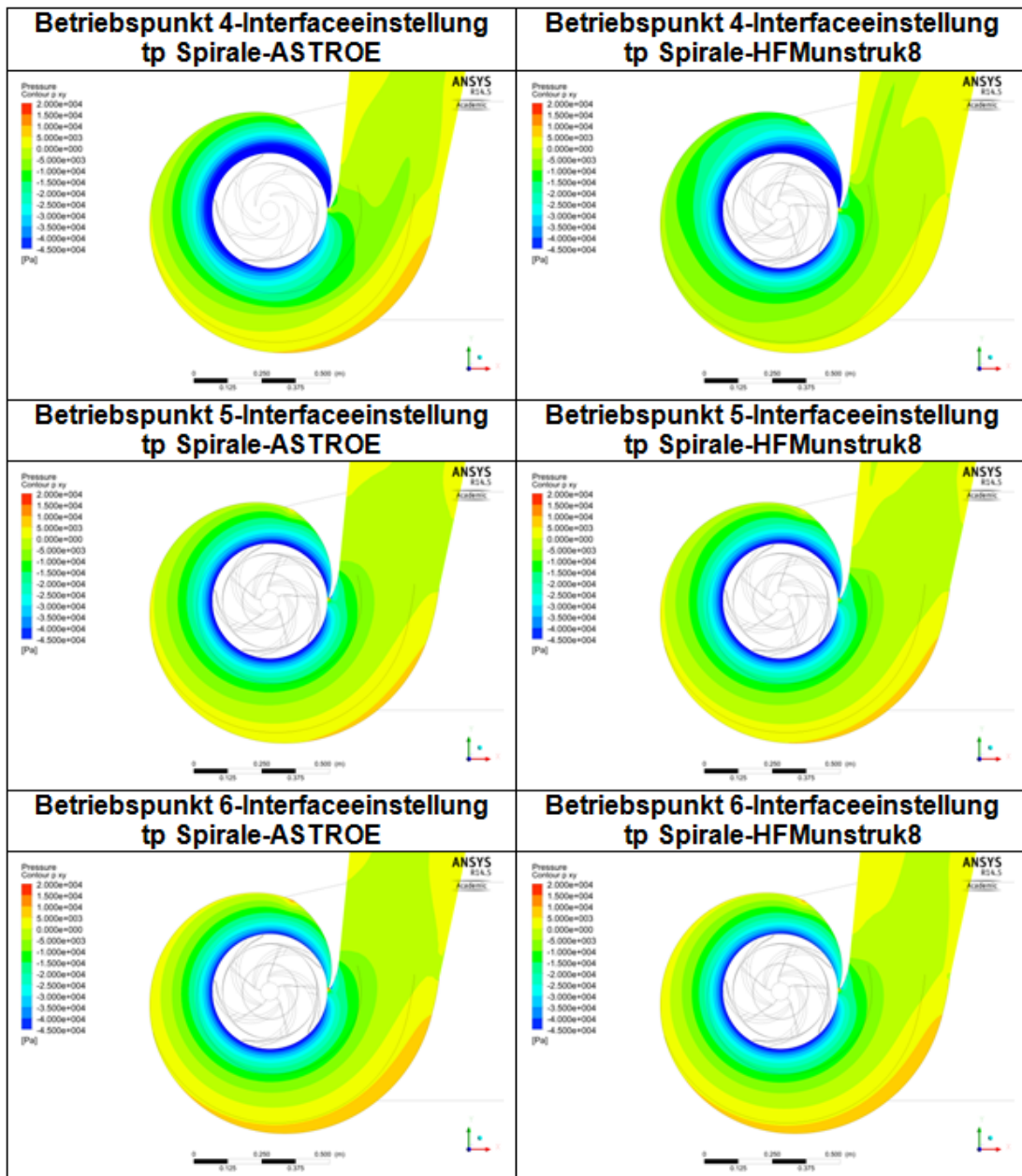


Abbildung 80: Konturplot des statischen Drucks für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

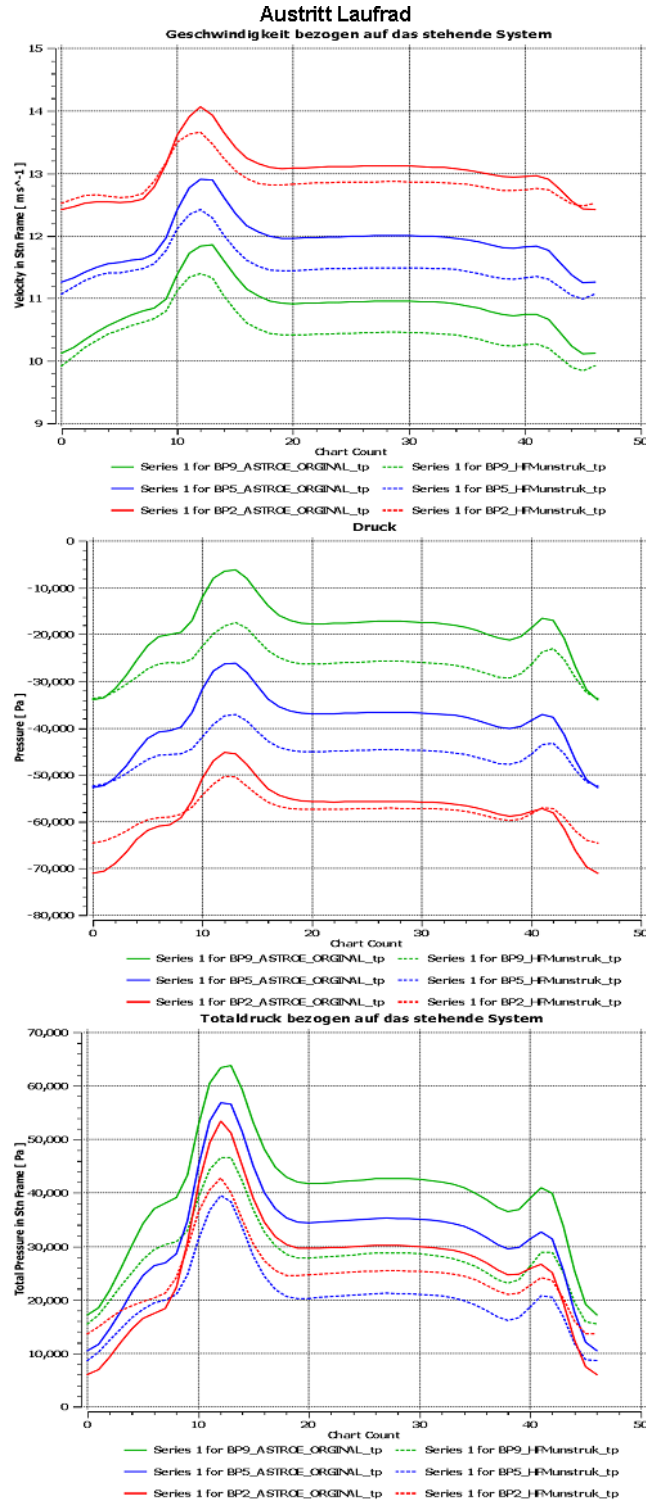


Abbildung 81: Interfaceauswertung am Laufrad-Ausgang für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

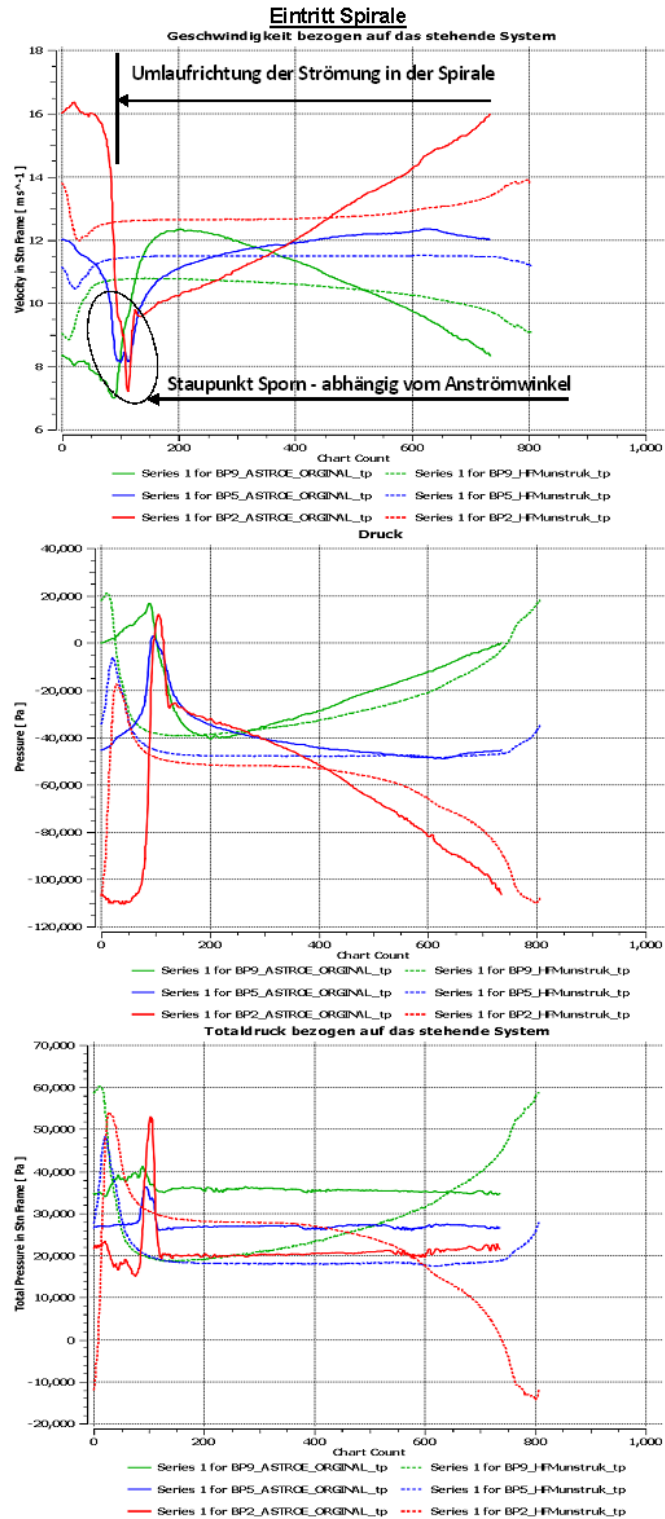


Abbildung 82: Interfaceauswertung am Spiraleintritt für Spirale 'HFMunstruk8' und Spirale 'ASTROE'

Tabelle 23: CFX-Pre-Einstellung bei unterschiedlichen Gittermodellen HFMstruk

Modell	Spirale-ASTROE tp	Spirale-HFMstruk1 tp
Saugraum	ASTRÖ	HFM
Laufgrad	Z1	Z1
Spirale	ASTRÖ	HFMstruk1
Elementanzahl	18 Mio.	1,5 Mio.
Turbulenzmodell	$k\omega$	$k\omega$
RB Inlet	Totaldruck	Totaldruck
RB Outlet	statischer Druck	statischer Druck
Stage Interface	tp	tp
Wirkungsgradauswertung	ptot-IEC	ptot-IEC

Erläuterung der Abkürzungen siehe Kapitel 3 und 4.2

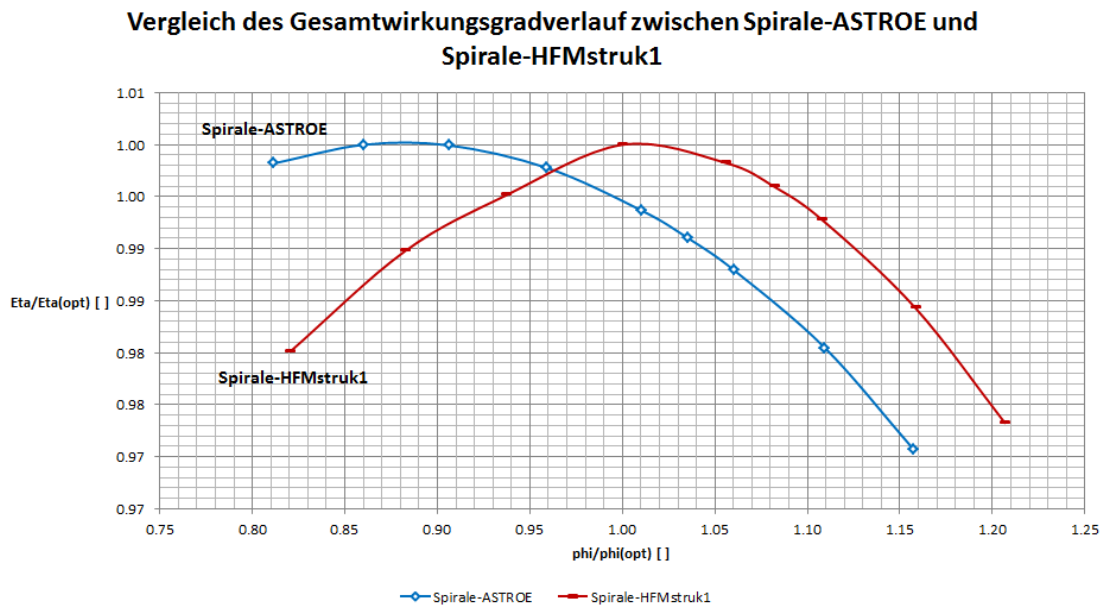


Abbildung 83: Gesamtwirkungsgradverlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'

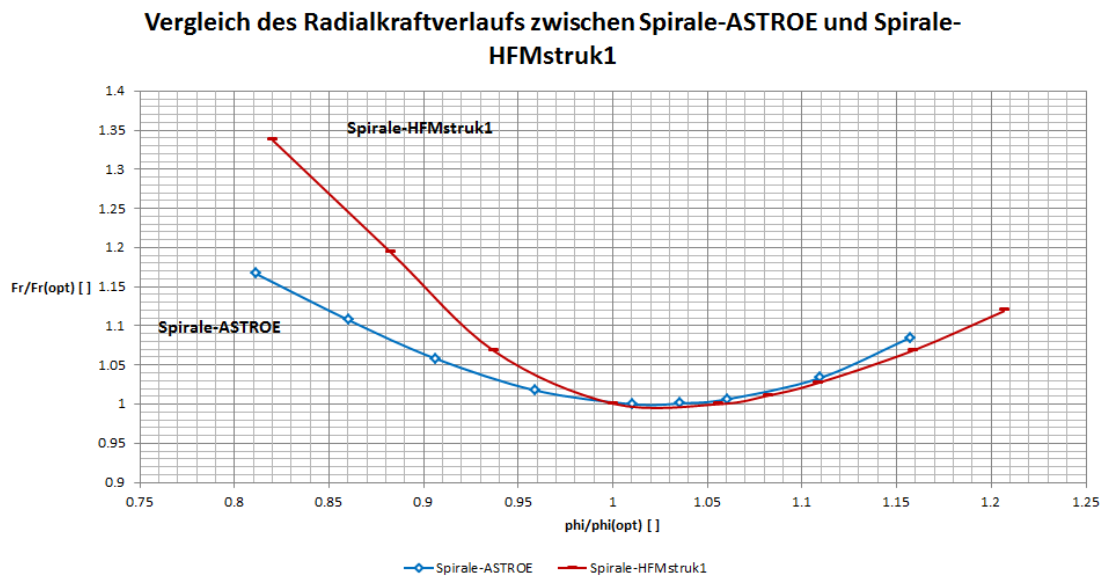


Abbildung 84: Radialkraftverlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'

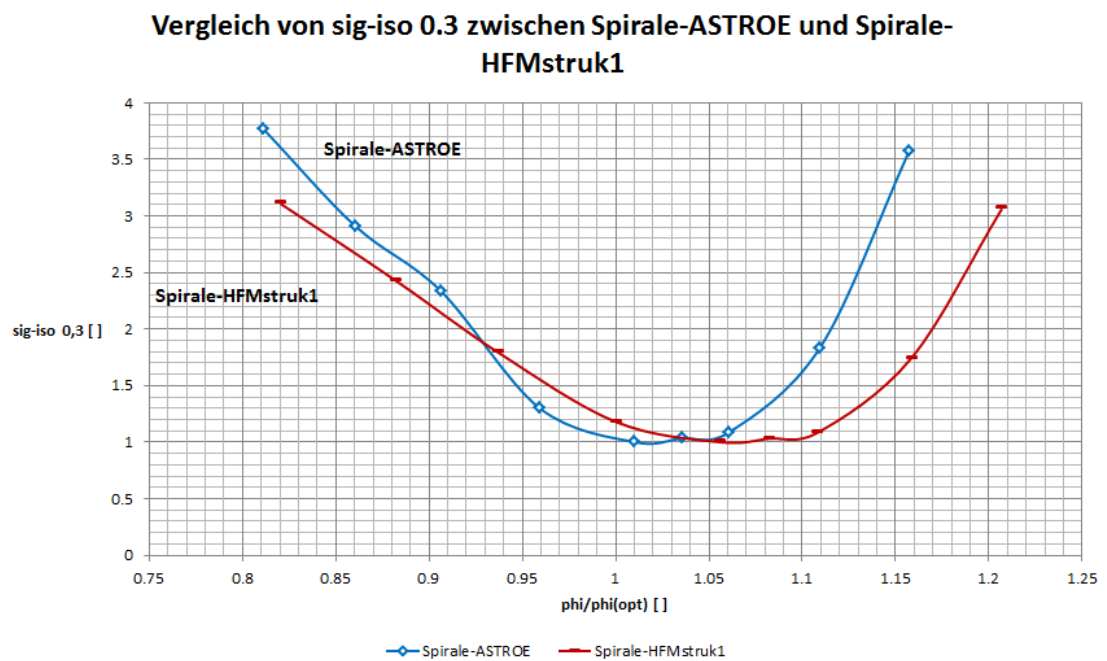


Abbildung 85: Sigma-iso-0,3 Verlauf für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'

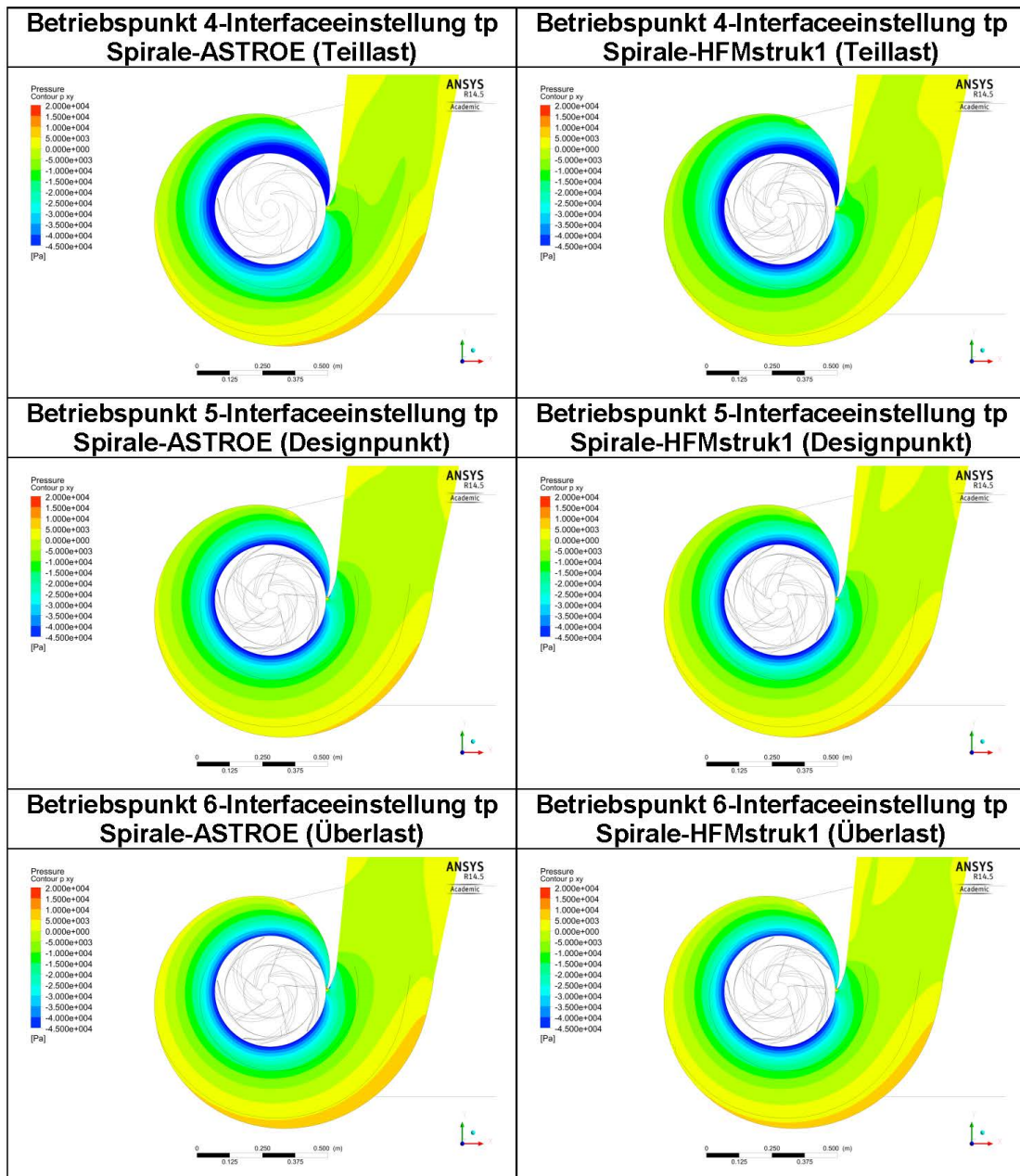


Abbildung 86: Konturplot des statischen Drucks für Spirale 'ASTROE' und Spirale 'HFMstruk1'

Demnach würde eine größere Gitterdichte ein genaueres Ergebnis liefern. Um dies zu bestätigen bzw. zu widerlegen, wurde ein unstrukturiertes Gitter mit der in Spirale 'HFMstruk1' vergleichbaren Gitterverdichtung am Spiraleingang ausgeführt. Trotzdem zeigt das Ergebnis bezüglich Radialkraftverlauf eine entsprechende Abweichung. Dies war bereits aus bisherigen Berechnungen mit unstrukturierten Gittern der Fall. Somit kann dies nicht der Grund für die Modellversuchsübereinstimmung der Spirale 'HFMstruk1' im Radialkraftverlauf sein.

Die in dieser Arbeit untersuchte Spirale weist ebenfalls eine Radialverdichtung auf. Eine in dieser Arbeit nicht genauer ausgeführte Berechnung einer wie in diesem Fall strukturierten Spirale, jedoch ohne Radialverdichtung am Spiraleingang, liefert dasselbe Abweichungsmuster wie die Spirale 'ASTROE' mit Interfaceeinstellung 'tp'. Dies zeigt, dass eine Radialverdichtung am Spiraleingang empfohlen werden kann.

Zurück zur Abbildung 87 in der die Strömungsgrößen am Spiraleingang ausgewertet werden. Diese Auswertung mit Interfaceeinstellung 'fr' (Strich-Punkt-Punkt-Linie) zeigt ein unregelmäßig welliges Profil, was durch die gewählte Berechnungsmethode logisch erscheint. Die Druckauswertung, welche bei allen drei Einstellungen ähnlich sein sollte, weicht speziell bei der Teillastberechnung unter 'fr' stärker ab (siehe rote Strich-Punkt-Punkt-Kurve). Trotz demselben Gitter tritt das Druckminimum im Spornbereich ca. 40 Gitterzellen später auf. Da die Strömungsgrößen bei Interfaceeinstellung 'fr' am Laufradaustritt nicht gemittelt werden, ergibt sich diese Abweichung. Die Neigung der Druckverläufe bei allen Interfaceeinstellungen erfolgt bei Teillast (steigend) und Überlast (sinkend) im Bereich des Erwarteten. Auch die Geschwindigkeitsverläufe mit Interfaceeinstellung 'tp' und 'av' zeigen ein mit den vorangegangenen Auswertungen übereinstimmendes Bild. Für die Interfaceeinstellung 'fr' ergibt sich für Teillast, Designpunkt und Überlast ein steigendes Profil. Diese Abweichungen in Teillast und Designbereich lassen sich durch Rückströmungen allein nicht erklären. Die Totaldruckauswertung mit der Interfaceeinstellung 'tp' ergibt in Teillast steigende und in Überlast sinkende Verläufe. Verglichen mit Gittern ohne Radialverdichtung, wo die Strömungsgrößen weniger genau angezeigt werden, sind diese Verläufe weitgehend waagrecht.

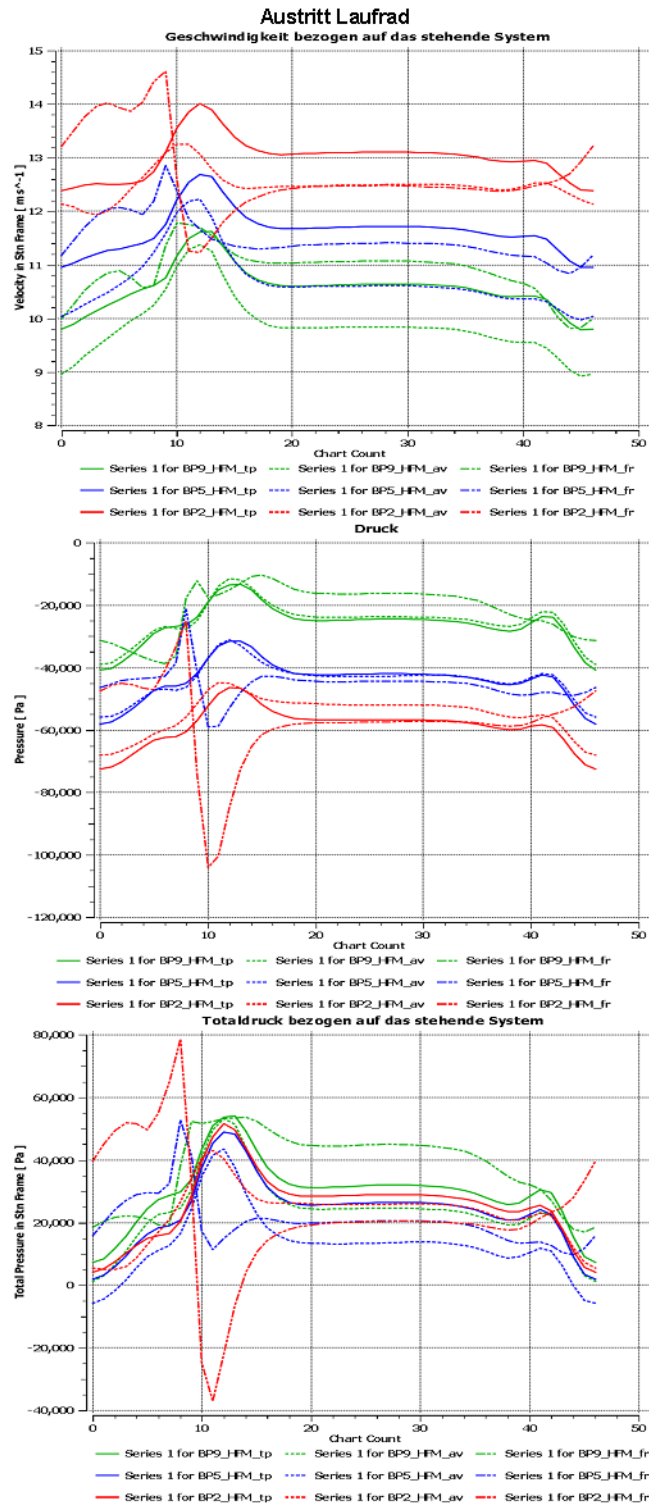


Abbildung 87: Vergleich der unterschiedlichen Modelle an der Schnittlinie zwischen Symmetrie-ebene der Spirale und Austrittsfläche des Laufrades – HFM Spirale strukturiert

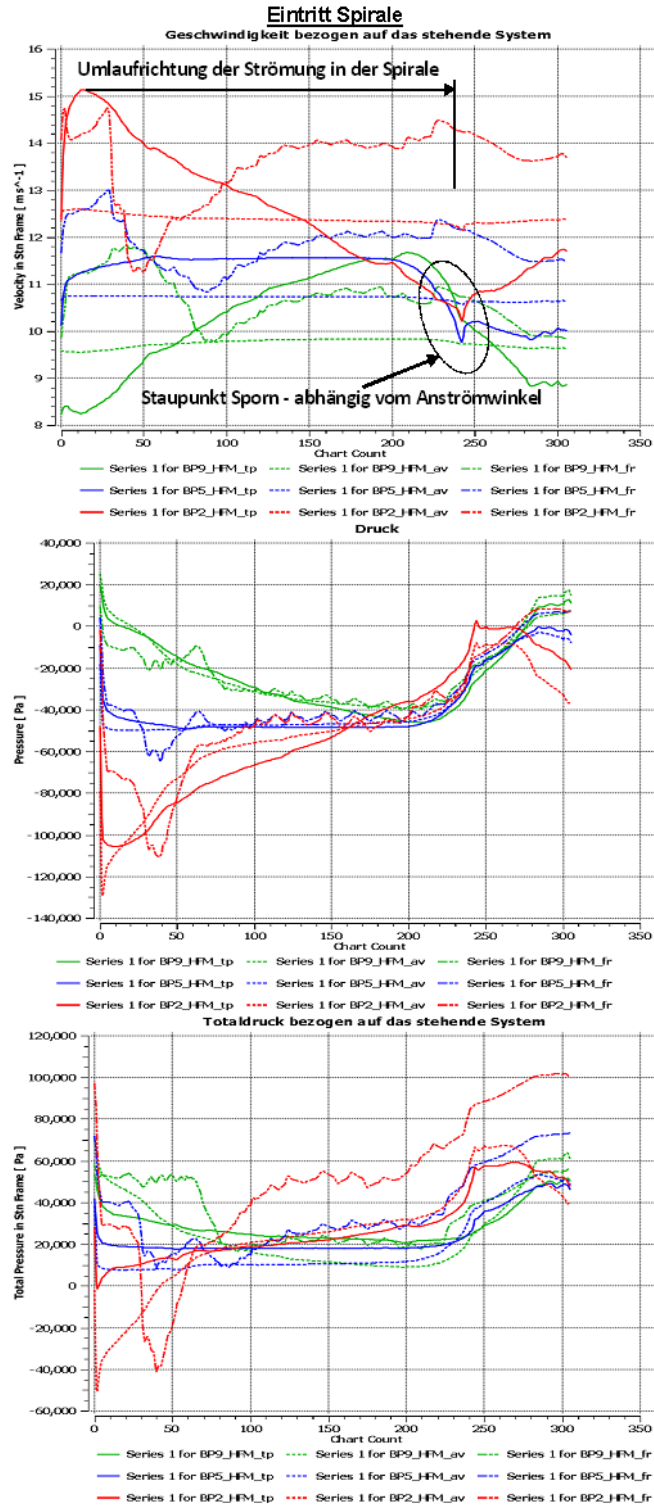


Abbildung 88: Vergleich der unterschiedlichen Modelle an der Schnittlinie zwischen Symmetrieebene der Spirale und Eintrittsfläche der Spirale – HFM Spirale strukturiert

4.11.5 Transiente Rechnung

Bei den hier verwendeten Berechnungsoptionen für die transiente Rechnung wurde als Turbulenzmodell weiterhin das k-omega-Modell eingesetzt. Der Unterschied zu den bisherigen Berechnungen ergibt sich durch einen tatsächlich drehenden Rotor. Dabei muss zuerst in einem stationären Modell eine Startlösung ermittelt werden. Darauf aufbauend dreht sich der Rotor in inkrementellen Schritten, welche individuell festgelegt werden. In dieser Berechnung betrug der Winkel 3,6 Grad. Für jede Position wird in Iteration-Loops das Ergebnis berechnet. Die in diesem Fall gewählte Anzahl von Loops betrug 10. Dadurch werden die Rotor-Stator-Wechselwirkungen besser abgebildet. Beim transienten Modell wird die Anzahl der Laufschaufeln unterschieden. Bei der konventionellen Methode wird der gesamte Umfang des Laufrades mit Laufschaufeln ausgefüllt. In diesem Fall liegt die Anzahl der Laufschaufeln bei 5. Die neue Methode namens 'transient blade row' benötigt nur eine Laufschaufel. Der Vorteil liegt in der geringeren benötigten Rechendauer. Ob es bezüglich der Genauigkeit des Ergebnisses starke Abweichungen zum konventionellen Modell gibt, wird nachstehend gezeigt. Auch bei der stationären Berechnung gab es diese Möglichkeit. Die Ergebnisse in Kapitel 4.4 zeigen keine Abweichungen zwischen den beiden Modellen.

In Abbildung 89 werden nunmehr die Gesamtwirkungsgradverläufe dargestellt. Im obersten Kurvenverlauf wird das Gittermodell 'ASTROE' in Interfaceeinstellung 'tp' abgebildet (stationär). Dieses Modell weist eine bekannte Abweichung des Wirkungsgrades in Teillast auf. Der Gesamtwirkungsgrad des Modellversuches wird in der untersten blauen Volllinie abgebildet und weist sein Maximum im Auslegungspunkt auf. Es zeigt sich, dass dieser Verlauf um 1 bis 2 Prozentpunkte niedriger ist. Beim Modellversuch wird der Gesamtwirkungsgrad ermittelt. Dieser beinhaltet neben den Radseitenreibungsverlusten auch die volumetrischen und mechanischen Verluste. Die CFD-Berechnung kann diese Verluste nicht berücksichtigen und ermittelt deshalb nur die hydraulischen Verluste. Dadurch ergibt sich dieser Unterschied.

Bei den mittleren vier dargestellten Kurvenverläufen wurde einheitlich das Gittermodell mit Saugraum HFM und Spirale 'HFMstruk1' gewählt. Die bereits bekannten Berechnungen 'HFMstruk1 tp' mit Interfaceeinstellung 'tp' und 'HFMstruk1 av' mit Interfaceeinstellung 'av' wurden als rote bzw. grüne Volllinie dargestellt. Die Modelle 'HFMstruk1 transient z1' und 'HFMstruk1 transient z5' bilden die beiden transienten Berechnungsergebnisse mit wahlweise einer Schaufel bzw. fünf Schaufeln. Bei allen Modellversuchen mit dem Gittermodell 'HFM-struk1' zeigt sich eine gute Übereinstimmung bezüglich der Wirkungsgradcharakteristik. Auch zwischen den beiden transienten Modellen mit einer bzw. fünf Schaufeln zeigt sich nur eine geringe Abweichung. Die etwas größeren Schwankungen beim Modell 'HFMstruk1 transient z5' sind darauf zurückzuführen, dass die Residuen leicht oberhalb des Bereiches $1 \cdot 10^{-5}$ liegen. Eine Erhöhung der Anzahl der Iteration-Loops könnte hier Abhilfe schaffen.

Der Radialkraftverlauf bei der transienten Rechnung in Abbildung 90 zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Realität, durch das Radialkraftminimum im Bereich des Auslegungspunktes.

Gesamtwirkungsgradverlauf für Spirale HFMstruk1 mit stationärer und transienter Rechnung verglichen mit dem Modellversuch

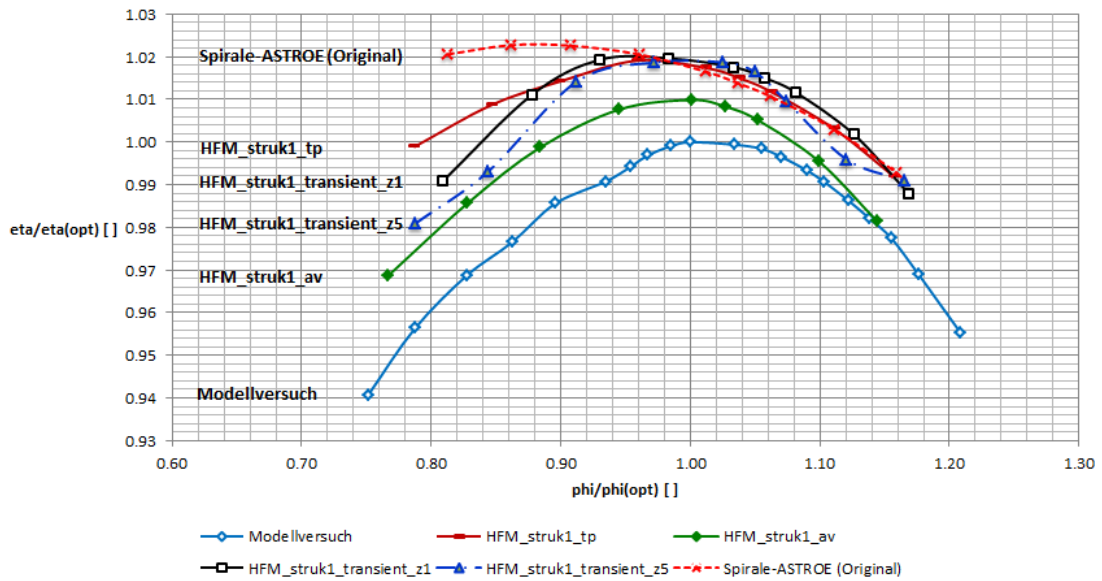


Abbildung 89: Wirkungsgradverlauf transient

Radialkraftverlauf für Spirale HFMstruk1 mit stationärer und transienter Rechnung verglichen mit dem Modellversuch

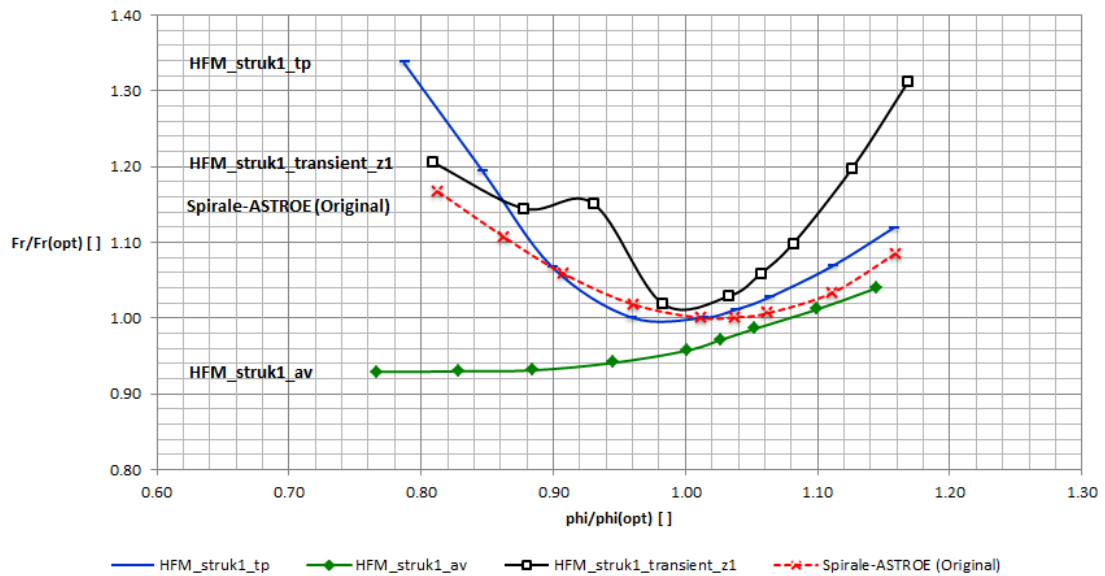


Abbildung 90: Radialkraftverlauf transient

4.12 Fadensondenbeobachtung am Sporn

Bei Modellversuchen kommt die Fadensondenbeobachtung dann zum Einsatz, wenn eine Aussage zur Strömungsrichtung an ausgewählten Punkten erforderlich ist. Da die Fäden fix verankert sind, ergeben sich überall gleich lange Fäden. Bei einer widerstandsabhängigen Lagerung der Stromfäden wäre nicht nur die Strömungsrichtung sondern auch die Größe der Geschwindigkeit ablesbar. Die Fadensondenbeobachtung wird mit den Berechnungsergebnissen der CFD-Rechnung verglichen. In Abbildung 91 werden die Aufnahmeposition sowie die Richtung der Fadensondenbeobachtung erläutert. Für die CFD-Auswertung erfolgte der Vektorplot bei einem Wandabstand von 0,2 mm. Es wurden jeweils drei verschiedene Betriebspunkte untersucht. Betriebspunkt 2 ($q^* = 0,83$) bei Teillast, Betriebspunkt 5 ($q^* = 1$) beim Auslegungspunkt und Betriebspunkt 9 ($q^* = 1,14$) bei Überlast. In Abbildung 92 wird diese Gegenüberstellung aufgezeigt. Die erste Bildreihe stellt die Stromfäden bei unterschiedlichen Betriebspunkten dar. Die zweite Bildreihe skizziert den Modellversuch mit der Spirale 'HFMstruk1' und die dritte Bildreihe das Modell ASTROE (Original), beide mit Interfaceeinstellung 'tp'. Nochmals zur Wiederholung: Das Modell mit der Spirale 'HFMstruk1' erlangte bei der Wirkungsgradauswertung in allen Auswertungsmethoden das beste Gesamtergebnis. Das Modell mit der Spirale 'ASTROE' lieferte bei der direkten Ermittlung des Wirkungsgrades Abweichungen in Teillast. Bei allen anderen Auswertungsmethoden lieferte es plausible Ergebnisse. Nun zu den Ergebnissen in Abbildung 92. Bei allen Auswertungen erkennt man einen geringeren Laufrad-Austrittswinkel gegen Teillast und einen höheren bei Überlast. Das Modell Spirale 'HFMstruk1' weist im Gegensatz zu Spirale 'ASTROE' im Bereich des Sporns eine höhere Geschwindigkeit auf. Gerade in Teillast ist dieser Unterschied gut erkennbar. Im Bereich des Eintritts in den Diffusor, mit einer roten 1 versehen, ergibt sich bei Betriebspunkt 9 zwischen Spirale 'ASTROE' und den anderen beiden Darstellungen ein deutlicher Unterschied in der Strömungsrichtung. Im Bereich der roten 2 zeigt Spirale ASTROE einen geringfügig kleineren Anströmwinkel. Ansonsten ergeben sich keine großen Unterschiede zwischen den Auswertungen. Eine gegen Überlast auftretende Ablösung der Strömung im Bereich der hier sichtbaren Seite des Sporns ist nicht erkennbar. Die Auswertung der Radialkraft zeigt ein globales Minimum im Bereich des Designpunktes.

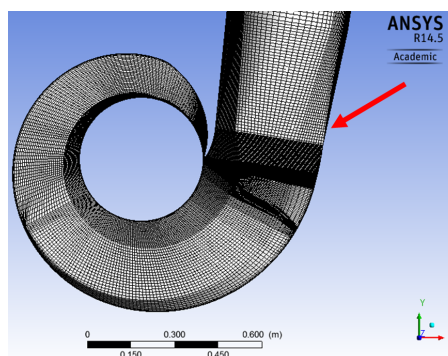


Abbildung 91: Betrachtungsrichtung für Fadensondenbeobachtung

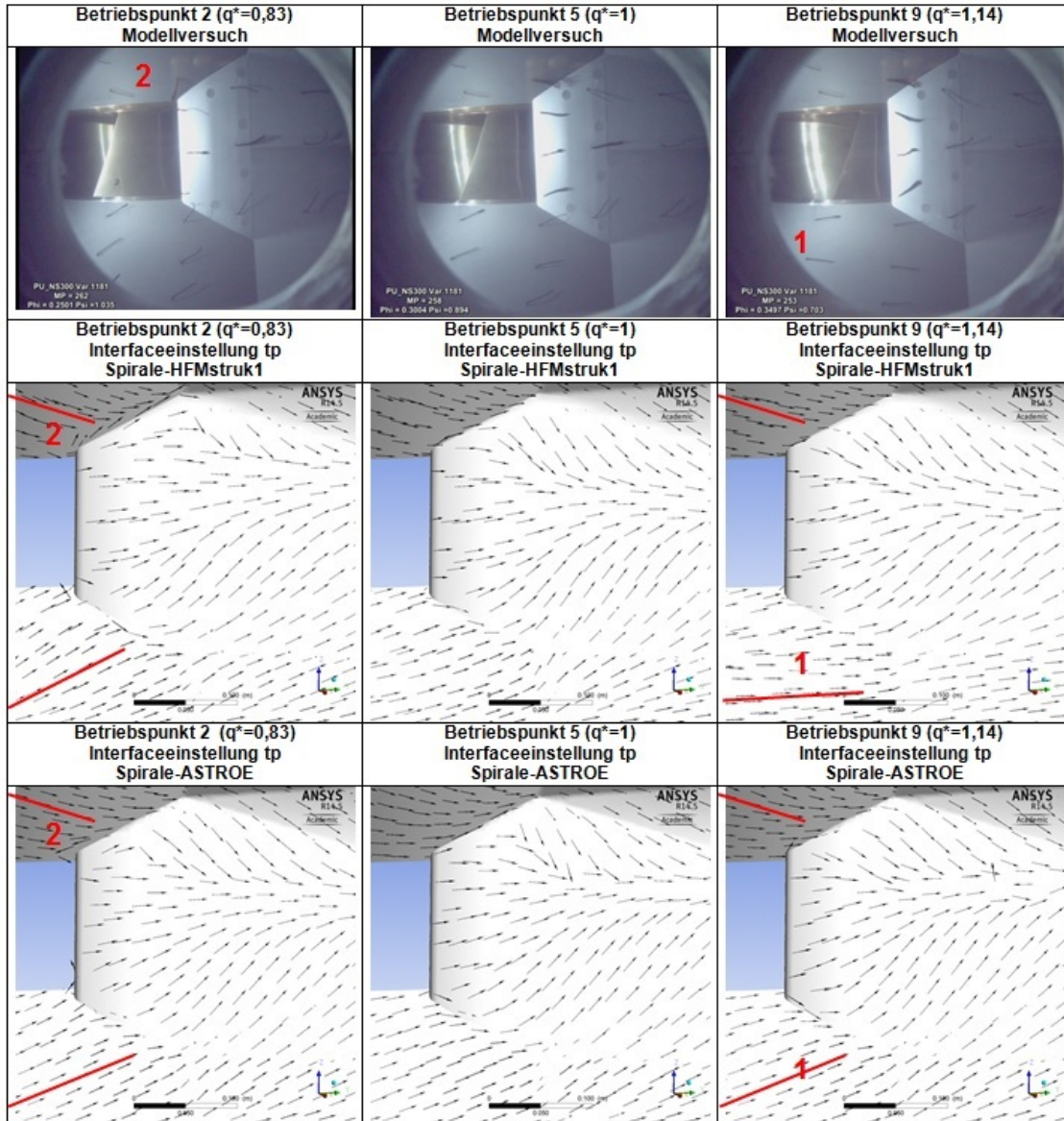


Abbildung 92: Vergleich der Fadensondenbeobachtung bei unterschiedlichen Betriebspunkten

4.13 Wirkungsgradauswertung bei geänderter Spiralgeometrie

Weiters wurde in folgenden Modellversuchen die Spiralegeometrie im Bereich des Diffusors bzw. des Ausganges seitens ASTRÖ angepasst. Die Vergitterung erfolgte ebenfalls seitens ASTRÖ mittels eines Gittergenerators für unstrukturierte bzw. strukturierte Gitter. Als CFX-Pre-Einstellung wurde das k-omega-Turbulenzmodell, Totaldruck am Eingang und statischer Druck am Ausgang, gewählt. Die Unterscheidung erfolgt einerseits durch die Interfaceeinstellung (av und tp) und andererseits durch die Gitterart der Spirale in unstrukturierte Gitter (12,5 Millionen Elemente) sowie strukturierte Gitter (2,2 Millionen Elemente). Daraus ergeben sich vier verschiedene Berechnungsmodelle, deren Wirkungsgradverlauf in Abbildung 93 sichtbar wird.

Wie bereits bei den vorangegangenen Modellen der unstrukturierten Spirale mit Interfaceeinstellung 'tp' und ohne radiale Gitterverdichtung am Spiraleingang weist auch das Modell (ASTROE NEU unstruk tp) (rot) in Abbildung 93 eine Wirkungsgradabweichung gegen Teillast auf. Für die Interface-Einstellung 'av' gibt es für beide Modelle (grün und blau) einen ähnlichen Wirkungsgradverlauf. Was auch nicht verwundert, da mit der Interfaceeinstellung 'av' das Wirkungsgradoptimum bei allen bisherigen Berechnungen immer richtig vorausgesagt wurde. Überraschend ist das Wirkungsgradoptimum beim Modell ASTROE Neu struk 'tp', welches erst bei Überlast auftritt. Darüber hinaus sinkt die Radialkraft gegen Teillast weiter ab, obwohl ein strukturiertes Gitter zur Anwendung kam. Dies könnte an der teilweise nicht vorhandenen Wandverdichtung bzw. der hohen Anzahl an Interfaces innerhalb des Gittermodelles liegen. Ein damit vergleichbares Gittermodell ist die Spirale 'HFMstruk1', die ebenfalls strukturiert vergittert wurde. Dort wurden sowohl der Wirkungsgradverlauf als auch der Radialkraftverlauf richtig berechnet.

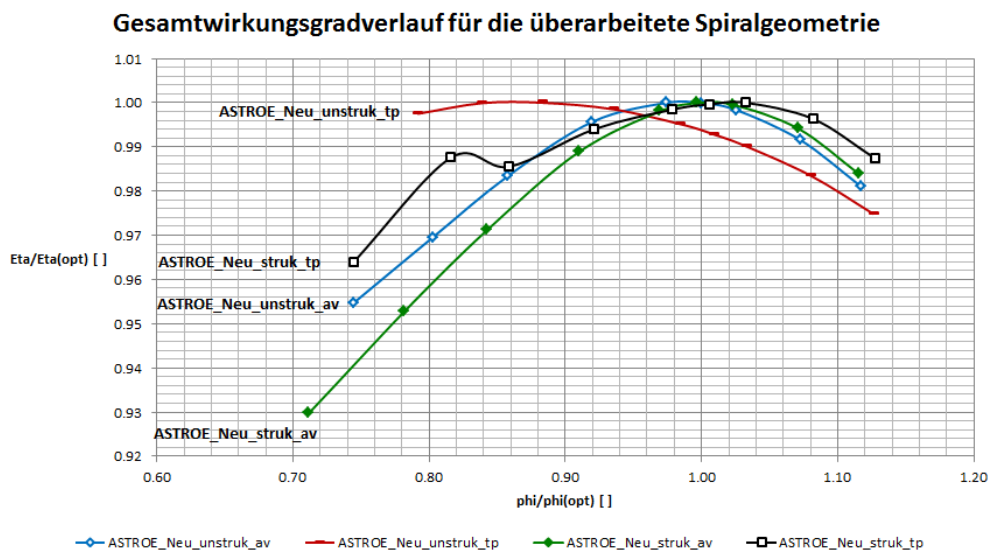


Abbildung 93: Vergleich des Gesamtwirkungsgrades bei der optimierten Spiralgeometrie

5 Fazit und Ausblick

Die ersten Basisüberlegungen für die Berechnung von hydraulischen Strömungsmaschinen erfolgten im Jahr 1952, und im Jahr 1987 wurde die erste Francis-Turbine mittels 3D-Euler berechnet [19]. Seit damals wurden die Modelle weiterentwickelt. Um die immer höheren Datenmengen zu akzeptablen Rechendauern bewältigen zu können, musste parallel dazu die Rechenleistung erhöht werden. Trotz einer Weiterentwicklung der Rechnerleistung kommen heutzutage im Bereich der hydraulischen Strömungsmaschinen meist stationäre RANS-Modelle zur Anwendung. Die transiente Rechnung, bei der auch die Rotor-Stator-Wechselwirkungen besser ausgewertet werden können, findet aufgrund der benötigten Rechnerleistung kaum Anwendung.

Deshalb beschäftigte ich mich in dieser Masterarbeit vorwiegend mit einer besseren Vorhersehbarkeit von Strömungen für schnellläufige Betonspiralgehäusepumpen (CVP) basierend auf RANS-Modellen. Gerade bei diesem Pumpentyp ergab die CFD-Berechnung eine starke Abweichung des Wirkungsgrades bezüglich Fördermenge. Interessant war, dass diese Wirkungsgradabweichung nur bei schnellläufigen Radialniederdruckrädern bzw. Halbaxialrädern ohne Leitschaufelapparat auftrat. Um die Ursache dieser Abweichung besser verstehen zu können, waren über 80 verschiedene Berechnungsreihen erforderlich. Für einen Quad-Prozessor mit 3,1 GHz ergibt sich daraus eine Berechnungsdauer von ca. 13 Monaten ohne Berücksichtigung der transienten Rechnung. Da die Strömung bei leitschaufellosen Spiralen am Spiraleingang einer starken und nicht durch die Leitschaufel geführten Drehung unterliegt, ist dieser Bereich entsprechend genau zu untersuchen. Bislang wurden Betonspiralen in diesem Bereich nicht feinmaschiger vergittert und wiesen in der Interfaceeinstellung 'tp' eine entsprechende Wirkungsgradabweichung auf. In Tabelle 16 liefert eine Bewertungsmatrix von unterschiedlichen Berechnungsergebnissen einen guten Überblick.

Eine Auswertung von Spiralen mit Radialverdichtung am Eingang ergab jedoch, dass sich auch bei Interfaceeinstellung 'tp' eine mit dem Modellversuch übereinstimmende Wirkungsgradcharakteristik ergibt. Die große Stärke der Interfaceeinstellung 'tp' liegt jedoch in der Radialkraftauswertung. Durch die Mittelung des Totaldruckes der austretenden Flüsse aus dem Laufrad, erlangt der am meisten für die Radialkraft verantwortliche Bereich, der Sporn, eine entsprechend hohe Wertigkeit bei der Radialkraftauswertung. Die Tatsache, dass bei unstrukturierten Gittern mit Radialverdichtung die Radialkraftauswertung in Teillast abweicht, hat mehrere Gründe. Interessant ist jedoch der Vergleich mit einer strukturierten Ausführung, wo dies nicht auftritt. Diese beiden Spiraltypen unterscheiden sich vordergründig durch folgende Merkmale:

1. eine geringere Umlaufverdichtung am Spiraleintritt bei der strukturierten Spirale,
2. Gitterart strukturiert bzw. unstrukturiert,
3. geringere Radialverdichtung am Spiraleintritt (gilt für strukturierte Spirale).

Um Punkt 1 auszuschließen, wurde eine unstrukturierte Spirale erstellt, die eine ähnliche Gitterverdichtung in Umlaufrichtung aufweist wie die strukturierte Spirale. Jedoch trat bei dieser Spirale weiterhin eine Radialkraftabweichung auf. Bezüglich Punkt 2 liegt der Unterschied zwischen unstrukturierten und strukturierten Gittern in der numerischen Diffusion. Der dabei entstehende Fehler ist bei unstrukturierten Gittern insgesamt größer und von der Anströmrichtung unabhängig. Bei strukturierten Gittern ist dieser Fehler bei orthogonaler Anströmung geringer als bei nicht orthogonaler Anströmung der Gitterzelle. Wie groß die Auswirkungen auf den Radialkraftverlauf und den Gesamtwirkungsgradverlauf sind, ist ungewiss. Die etwas geringere Radialverdichtung am Spiraleintritt der strukturierten Spirale liefert eine gute Balance im Ergebnis bezüglich Radialkraftverlauf und Wirkungsgradverlauf. Versuche mit einer unstrukturierten Spirale mit moderater Radialverdichtung bestätigen diese Tendenz. Der große Nachteil der Radialverdichtung besteht darin, dass eine geringfügige Änderung der Verdichtung große Auswirkungen auf das Ergebnis hat.

Erwähnt sei, dass durch die Radialverdichtung am Spiraleingang der Totaldruck in Umlaufrichtung trotz Interfaceeinstellung 'tp', wo der Totaldruck der austretenden Flüsse gemittelt wird, entsprechend schwankt. Eine Änderung des Totaldruckes in der Umlaufrichtung bei Teillast und Überlast entspricht physikalisch eher den Tatsachen.

In diesen Berechnungen wurde vorwiegend das k-omega-Modell verwendet. Der Nachteil dieses Modells liegt darin, dass u.a. Ablösungen im Bereich des Sporns, welche für die Radialkraftauswertung essentiell sind, eher untersensitiv erkannt werden.

Interfaceeinstellung 'av' liefert unabhängig von der Gitterart und Gitterausführung bei allen Modellen eine sehr gute Vorhersage der Wirkungsgradcharakteristik. Der Nachteil liegt vor allem bei der Radialkraftauswertung. Bei Interfaceeinstellung 'av' werden nur die aus dem Laufrad austretenden Geschwindigkeitsvektoren in Umlaufrichtung gemittelt. Über den statischen Druck, welcher in Teil- und Überlast in Umlaufrichtung entsprechend variiert, wird der Totaldruck ermittelt. Dieser variiert entsprechend und macht eine spornabhängige Radialkraftauswertung mit diesem Modell nicht möglich.

Zusammenfassend betrachtet ergibt sich mit Interfaceeinstellung 'av' jederzeit eine korrekte Wirkungsgradcharakteristik. Für den Radialkraftverlauf ergibt sich beim k-omega-Turbulenzmodell nur dann eine übereinstimmende Radialkraftkurve, wenn der Totaldruck der austretenden Flüsse konstant ist. In vielen weiteren Versuchen wurde der Bereich des Sporns noch feinmaschiger vergittert. Eine plausible Radialkraftauswertung für unstrukturierte Gitter mit Radialverdichtung

am Spiraleintritt konnte bis dato nicht gefunden werden.

Um in Zukunft mit einem stationären RANS-Turbulenzmodell für schnellläufige Betonspiralgehäusesepumpen eine geeignete Vorhersage für den Wirkungsgrad- und Radialkraftverlauf zu erlangen, gibt es zwei Möglichkeiten:

- Für ein unstrukturiertes Gitter ohne Radialverdichtung würde sowohl eine Berechnung mit Interfaceeinstellung 'av' für den Gesamtwirkungsgradverlauf als auch mit Interfaceeinstellung 'tp' für den Radialkraftverlauf vonnöten sein.
- Erstellung eines strukturierten Gitters mit geeigneter Radialverdichtung am Spiraleintritt und Interfaceeinstellung 'tp'.

Die erste Möglichkeit hat den Vorteil, dass dadurch ein exaktes Ergebnis für den Wirkungsgrad- und Radialkraftverlauf erlangt wird. Weiters ist das Erstellen von unstrukturierten Gittern sehr einfach mit ICEM-CFD möglich. Der Nachteil liegt in der Verdoppelung der Rechendauer bei gleicher Kapazität. Nachdem jedoch die Optimierung der Pumpengeometrie iterativ erfolgt und das Auslegungsziel neben dem Kavitationsverhalten ein für den Fahrbereich optimaler Wirkungsgrad ist, wäre hierfür die Interfaceeinstellung 'av' besser geeignet. Es müsste somit nicht jede Iterationsstufe zusätzlich mit Interfaceeinstellung 'tp' berechnet werden, um eine Aussage bezüglich der Radialkraft zu erlangen.

Die zweite Möglichkeit hat den Vorteil, dass nur ein Rechenschritt benötigt wird, um in beiden Kategorien eine gute Aussage treffen zu können. Darüber hinaus werden bei strukturierten Gittern weniger Elemente benötigt, um ein Ergebnis mit gleicher Genauigkeit zu erzielen. Der sehr große Nachteil liegt im hohen manuellen Zeitaufwand in der strukturierten Gitterstellung mittels ICEM-CFD. Ein automatisiertes Gittergenerierungstool für strukturierte Gitter mit entsprechender Radialverdichtung könnte hierbei Abhilfe schaffen.

Abschließend wurde im Rahmen dieser Masterarbeit eine transiente Rechnung durchgeführt. Dabei ergab die Auswertung bezüglich Wirkungsgrad und Radialkraft ein gutes Ergebnis. Jedoch wurde hierfür eine strukturierte Spirale eingesetzt. Durch das neue transiente Tool, bei dem nur eine Laufschaufel für die Berechnung herangezogen wird, ergibt sich eine etwas geringere Berechnungszeit.

In der Zukunft werden, bei sinkenden Hardwarekosten, die Berechnungen von großen Turbulenzballen anstelle der Modellierung sowie transiente Rechnungen fortlaufend bessere Ergebnisse liefern. Der Einsatz von SAS, DES und LES liefert dazu geeignete Tools. Wie sich hingegen der weitere Trend der Softwarekosten bei einer zunehmenden Konzentrierung auf einen Anbieter auswirkt, bleibt ungewiss.

Quellen

- [1] Jaberg H.: Unterlage zur Vorlesung Pumpen und Verdichter, TU-Graz, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, 2013.
- [2] Pfeleiderer C., Tetermann H.: Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, Berlin, 7. Auflage, 2005.
- [3] VEB.: Technisches Handbuch Pumpen, VEB-Verlag, Berlin, 7. Auflage, 1987.
- [4] Stepanoff A. J.: Radial- und Axialpumpen, Springer-Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1959.
- [5] Canavelis R., Daux J. P., Dinca F., Bloch J.-L. E.: Technical Feature of Large Vertical Concrete Volute Pumps, 2nd International Pump Symposium, Houston, 1992.
- [6] Gülich J. F.: Kreiselpumpen, Springer-Verlag, Heidelberg, 3. Auflage, 2010.
- [7] Prunieres R., Longatte F., Catelan F. X., Philippot J. M.: Concrete volute pumps: technology review and improvement, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 15 032021, Beijing, 2012.
- [8] Canavelis R., Daux J. P., Lapray J. F.: Latest developments of vertical concrete volute pumps, American Society of Mechanical Engineers Paper Volume 81, 1989.
- [9] Hickel S.: Unterlagen zur Vorlesung Angewandte Strömungssimulation, TU-München, Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik, 2012.
- [10] Oertel H. jr., Böhle M., Reviol T.: Strömungsmechanik, Vieweg+Teubner-Verlag, Karlsruhe, 6. Auflage, 2011.
- [11] Ruprecht A.: Unterlage zur Vorlesung Turbulenzmodellierung für ingenieurmässige Anwendungen, Universität Stuttgart, Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen, 2000.
- [12] Jaberg H.: Unterlage zur Vorlesung Hydraulische Strömungsmaschinen, TU-Graz, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, 2013.

-
- [13] Lapray J. F.: Seventy-five years of experience in concrete volute pumps, IMechE Paper C439/026, 1992.
- [14] ANDRITZ AG: Informationsbroschüre Vertikale Spiralgehäusepumpen, Graz, März 2013.
- [15] Binder A.: Elektrische Maschinen und Antriebe, Springer-Verlag, Berlin, 1. Auflage, 2012.
- [16] API Standard 610: Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries, 11th edition, also as ISO13709-2009 Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries, 2010.
- [17] Bargel H.-J., Schulze G.: Werkstoffkunde, Springer-Verlag, Heidelberg, 11. Auflage, 2012.
- [18] Pfeleiderer C.: Die Kreiselpumpen von Flüssigkeiten und Gase, Springer-Verlag, Berlin, 3. Auflage, 1949.
- [19] Benigni H.: Unterlage zur Vorlesung Rechnerische Simulation von Strömungsmaschinen und Anlagen, TU-Graz, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, 2012.
- [20] ANSYS Inc.: ANSYS CFX Guide, Release 14.5, 2013.
- [21] Schlichting H., Gersten K.: Grenzschicht-Theorie, Springer-Verlag, Berlin, 9. Auflage, 1997.
- [22] Böswirth L., Bschorer S.: Technische Strömungslehre, Springer-Verlag, Heidelberg, 9. Auflage, 2012.
- [23] IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests, 2. Auflage, 1999.
- [24] IEC 60041: Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines, 3. Auflage, 1991.
- [25] Sigloch H.: Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen, Hanser-Verlag, München, 2. Auflage, 1993.
- [26] Giesecke J., Heimerl S.: Wasserkraftanlagen - Planung, Bau und Betrieb, Springer-Verlag, Heidelberg, 5. Auflage, 2009.