

# **Numerische Untersuchung von Schwachlastströmungen in mehrstufigen Axialturbinen**

**Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation**

**von**

**Dipl.-Ing. Nils Herzog  
geboren am 25.11.1974 in Potsdam**

**Hannover 2008**

Vorsitz:	Prof. Dr.-Ing. B. Denkena
1. Referent	Prof. Dr.-Ing. J. R. Seume
2. Referent	Prof. Dr.-Ing. M. Lawerenz
Tag der Promotion:	22.02.2008

**Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Universität Hannover. Vorarbeiten wurden in der Entwicklungsabteilung Dampfturbine bei Siemens in Mülheim durchgeführt.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. J. Seume, der diese Arbeit mit großem persönlichem Engagement begleitet und in vielerlei Hinsicht mit kritischen Anmerkungen und Anregungen bereichert hat und meinem Betreuer von der Dampfturbinenabteilung, Klaus Rothe.

Auch ohne die Unterstützung der Mitarbeiter des Institutes für Antriebstechnik des DLR Köln bei Fragen zu dem numerischen Rechenverfahren TRACE wären wichtige Teile meiner Arbeit nicht durchführbar gewesen.

Allen Freunden, Kolleginnen und Kollegen die mich in meiner Arbeit in vielen Diskussionen, mit Hinweisen und kritischen Fragen unterstützt und motiviert haben, danke ich ebenfalls. Herausheben möchte ich hier Achim Griebel, der mir besonders am Anfang meiner Arbeit oft bei Fragen zu Unix- und Netzwerkproblemen zur Seite gestanden hat und auch Enis Imetovski und Luis Moreno, bei denen ich immer ein offenes Ohr gefunden habe.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern dafür danken, dass sie mich immer unterstützt haben und mein Studium ermöglicht haben und meiner Partnerin Silvia Noblecilla möchte ich danken für ihre Hilfe und ihr Verständnis.



## INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1	MOTIVATION .....	1
1.2	BESCHREIBUNG DES STRÖMUNGSPROBLEMS .....	2
1.3	ZIEL UND AUFBAU DER ARBEIT .....	5
<b>2</b>	<b>STAND DER FORSCHUNG.....</b>	<b>6</b>
2.1	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUR VENTILATION.....	6
2.2	ANSÄTZE ZUR BERECHNUNG DER VENTILATION .....	12
2.3	NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN DER VENTILATION.....	16
2.4	ENTWICKLUNGSSTAND DER NUMERISCHEN SIMULATION.....	17
<b>3</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>18</b>
3.1	PRÜFSTAND .....	18
3.2	DIE VERSUCHSTURBINE MIT VIERSTUFIGER BESCHAUFELUNG .....	19
3.3	DIE VERSUCHSTURBINE MIT MODERNER 7-STUFIGER HD-BESCHAUFELUNG.....	21
3.4	ANGEWANDTE MESSTECHNIK .....	24
3.4.1	<i>Ermittelte Messgrößen bei der 4-stufigen Luftturbine</i> .....	24
3.4.2	<i>Durchführung der Messungen der 4-stufigen Luftturbine</i> .....	24
3.4.3	<i>Messtechnik für die 7-stufige Luftturbine</i> .....	25
<b>4</b>	<b>NUMERISCHE GRUNDLAGEN.....</b>	<b>26</b>
4.1	DIE NAVIER-STOKES GLEICHUNGEN .....	26
4.2	DAS NUMERISCHE RECHENVERFAHREN TRACE .....	28
4.2.1	<i>Raumdiskretisierung</i> .....	29
4.2.2	<i>Zeitdiskretisierung</i> .....	30
4.2.3	<i>Modellierung der Turbulenz</i> .....	31
4.2.4	<i>Transitionsmodellierung</i> .....	31
4.2.5	<i>Der Gleichungslösungsalgorithmus</i> .....	32
4.2.6	<i>Preconditioning</i> .....	32
4.2.7	<i>Paralleles Rechnen</i> .....	32
4.2.8	<i>Preprocessing</i> .....	34
4.2.9	<i>Randbedingungen</i> .....	35
4.2.10	<i>Postprocessing</i> .....	36
<b>5</b>	<b>NUMERISCHE BERECHNUNG DES SCHWACHLASTBETRIEBES.....</b>	<b>37</b>
5.1	STATIONÄRE SIMULATION DER 4-STUFIGEN MODELLTURBINE .....	37
5.1.1	<i>Vernetzung und Modellierung der 4-stufigen Turbine</i> .....	37
5.1.2	<i>Kennfeldberechnung der 4-stufigen Turbine</i> .....	39
5.1.3	<i>Vergleich der Strömungsfeldmessung und -berechnung</i> .....	40
5.1.4	<i>Ergebnisse für 2800 min<sup>-1</sup></i> .....	41
5.1.5	<i>Ergebnisse für 5600 min<sup>-1</sup></i> .....	41
5.1.6	<i>Ergebnisse für 7500 min<sup>-1</sup></i> .....	45
5.1.7	<i>Stromlinienbilder der 4-stufigen Turbine im Mittenschnitt</i> .....	45
5.1.8	<i>Stromlinienverläufe auf den Schaufeloberflächen der 4-stufigen Turbine</i> .....	46
5.1.9	<i>Darstellung umfangsgemittelter Werte für die 4-stufige Turbine</i> .....	48
5.1.10	<i>Einfluss der Drehzahlerhöhung auf die Schaufeltemperatur</i> .....	49
5.2	STATIONÄRE SIMULATION DER 7-STUFIGEN MODELLTURBINE .....	50
5.2.1	<i>Vernetzung und Modellierung der 7-stufigen Turbine</i> .....	50
5.2.2	<i>Kennfeldberechnung der 7-stufigen Turbine</i> .....	53
5.2.3	<i>Stromlinienverläufe der 7-stufigen Turbine im Mittenschnitt</i> .....	54
5.2.4	<i>Stromlinienverläufe auf den Schaufeloberflächen der 7-stufigen Turbine</i> .....	55
5.2.5	<i>Schaufeltemperaturen der 7-stufigen Turbine</i> .....	56
5.2.6	<i>Darstellung umfangsgemittelter Werte für die 4-stufige Turbine</i> .....	57
5.3	INSTATIONÄRE SIMULATION DES SCHWACHLASTBETRIEBES DER 4-STUFIGEN MODELLTURBINE .....	59
5.3.1	<i>Motivation für instationäre Simulationen</i> .....	59
5.3.2	<i>Netzanpassung, Initialisierung und Randbedingungen</i> .....	59
5.3.3	<i>Analyse der Ergebnisse der instationären Simulationen</i> .....	59
5.3.4	<i>Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den instationären Simulationen</i> .....	61

---

<b>6</b>	<b>ANALYSE UND VERGLEICH DER ERGEBNISSE .....</b>	<b>62</b>
6.1	AUSWERTUNG VON STUFENGEMITTELTEN WERTEN .....	62
6.1.1	<i>Vergleich der gemittelten Durchflusszahlen .....</i>	<i>62</i>
6.1.2	<i>Vergleich der stufengemittelten Leistungszahlen .....</i>	<i>63</i>
6.2	VERGLEICH CHARAKTERISTISCHER GRÖßEN ÜBER DER KANALHÖHE .....	64
6.2.1	<i>Vergleich der Durchflusszahlen über der Kanalhöhe .....</i>	<i>64</i>
6.2.2	<i>Vergleich der Leistungszahlen über der Kanalhöhe .....</i>	<i>65</i>
6.3	AUSWERTUNG DER ANSTRÖMUNGSCHARAKTERISTIK .....	66
6.4	VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNGEN .....	68
6.5	VERGLEICH DER KONFIGURATIONEN .....	72
<b>7</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG, SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK .....</b>	<b>73</b>
7.1	ZUSAMMENFASSUNG .....	73
7.2	SCHLUSSFOLGERUNGEN .....	73
7.3	AUSBLICK .....	74
	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>75</b>
<b>A.</b>	<b>KENNFELDPARAMETER .....</b>	<b>81</b>
<b>B.</b>	<b>FEHLERBETRACHTUNG .....</b>	<b>82</b>
<b>C.</b>	<b>DETAILS ZU NUMERISCHEN GRUNDLAGEN .....</b>	<b>83</b>
<b>D.</b>	<b>QUALITATIVE BEURTEILUNG DER SIMULATIONSERGEBNISSE .....</b>	<b>88</b>
<b>E.</b>	<b>WEITERE ERGEBNISSE DER SIMULATIONEN .....</b>	<b>92</b>

<b>ABBILDUNG 1.1: PROZESSKREISLAUFSHEMA IM NORMALEN BETRIEB</b>	3
<b>ABBILDUNG 1.2: PROZESSKREISLAUFSHEMA IM LEERLAUFBETRIEB</b>	4
<b>ABBILDUNG 1.3: PROZESSKREISLAUFSHEMA BEI EINEM STÖRFALL</b>	4
<b>ABBILDUNG 2.1: TRANSIENTE TEMPERATURVERTEILUNG IN DEN TURBINENSCHAUFELN BEI VENTILATION IM HOCHDRUCKTEIL EINER DAMPFTURBINE</b>	10
<b>ABBILDUNG 2.2: SCHEMA DER DURCHSTRÖMUNG EINER NIEDERDRUCK-DAMPFTURBINE IM VENTILATIONSBETRIEB</b>	11
<b>ABBILDUNG 2.3: ENTWICKLUNG DER RECHNERPERFORMANCE ÜBER DIE ZEIT</b>	17
ABBILDUNG 3.1: LUFTVERSORGUNGSSYSTEM DER VERSUCHSTURBINE	18
<b>ABBILDUNG 3.2 BILD DER GEÖFFNETEN 4-STUFIGEN TURBINE</b>	20
ABBILDUNG 3.3 LÄNGSSCHNITT DER 4-STUFIGEN TURBINE	20
<b>ABBILDUNG 3.4 PROFILSCHNITTE DER LAUF- UND LEITSCHAUFELN</b>	21
ABBILDUNG 3.5 GEÖFFNETE 7-STUFIGE TURBINE IN DER SEITENANSICHT	22
ABBILDUNG 3.6 LÄNGSSCHNITT DER 7-STUFIGEN LUFTTURBINE DES TFD	22
ABBILDUNG 3.7 PROFILSCHNITTE DER LAUF- UND LEITSCHAUFELN DER 7-STUFIGEN TURBINE	23
ABBILDUNG 3.8 PNEUMATISCHE 5-LOCH-SONDE MIT TOTALTEMPERATURMESSSTELLE	25
ABBILDUNG 4.1: STRUKTURIERTES UND UNSTRUKTURIERTES RECHENNETZ	34
<b>ABBILDUNG 4.2: VEREINFACHTER ALGORITHMUS ZUR NETZGENERIERUNG</b>	35
ABBILDUNG 5.1: GROBES RECHENNETZ FÜR DIE 4-STUFIGEN LUFTTURBINE IM MITTENSCHNITT	37
<b>ABBILDUNG 5.2: GESAMTNETZ DER VIERSTUFIGEN KONFIGURATION MIT VERLÄNGERTEM AUSTRITT</b>	38
<b>ABBILDUNG 5.3: NETZE DER 4-STUFIGEN BESCHAUFELUNG VON LEIT- UND LAUFSCHAUFEL IM MITTENSCHNITT</b>	39
<b>ABBILDUNG 5.4: VERGLEICH DER TURBINENLEISTUNG UND DES WIRKUNGSGRADES VON SIMULATION UND EXPERIMENT</b>	40
<b>ABBILDUNG 5.5: VERWENDETE MESSEBENEN BEI DER 4-STUFIGEN TURBINE</b>	41
ABBILDUNG 5.6: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALTEMPERATUREN FÜR 2800 MIN <sup>-1</sup>	42
ABBILDUNG 5.7: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALDRÜCKE FÜR 2800 MIN <sup>-1</sup>	42
ABBILDUNG 5.8: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALTEMPERATUREN FÜR 5600 MIN <sup>-1</sup>	43
ABBILDUNG 5.9: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALDRÜCKE FÜR 5600 MIN <sup>-1</sup>	43
ABBILDUNG 5.10: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALTEMPERATUREN FÜR 7500 MIN <sup>-1</sup>	44
ABBILDUNG 5.11: VERGLEICH GEMESSENER UND BERECHNETER TOTALDRÜCKE FÜR 7500 MIN <sup>-1</sup>	44
ABBILDUNG 5.12: STROMLINIENBILDER DER 4-STUFIGEN TURBINE IM MITTENSCHNITT BEI EINER DREHZAHL VON 7500 MIN <sup>-1</sup> MIT ABNEHMENDEN MASSENSTRÖMEN	46
ABBILDUNG 5.13 STROMLINIENVERLAUF AUF DER SAUGSEITE DER 4. LEITSCHAUFEL DER 4-STUFIGEN TURBINE MIT ABNEHMENDEM RELATIVEN MASSENSTROM {(A):100%; (B):50%; (C):9%} VON INNEN BETRACHTET	47
ABBILDUNG 5.14 STROMLINIENVERLAUF AUF DER DRUCKSEITE DER 4. LEITSCHAUFEL DER 4-STUFIGEN TURBINE MIT ABNEHMENDEM RELATIVEN MASSENSTROM {(A):100%; (B):50%; (C):9%}	47
ABBILDUNG 5.15: UMFANGSGEMITTELTE TOTALTEMPERATUR UND AXIALE GESCHWINDIGKEITVERTEILUNG DER 4-STUFIGEN TURBINE BEI 9% DES RELATIVEN MASSENSTROMES BEI UNTERSCHIEDLICHEN DREHZAHLEN	48
<b>ABBILDUNG 5.16: SCHEMA DER DURCHSTRÖMUNG DER 4-STUFIGEN TURBINE IM VENTILATIONSBETRIEB</b>	49
ABBILDUNG 5.17: STATISCHE TEMPERATUREN AUF DEN SCHAUFELOBERFLÄCHEN DER 4-STUFIGEN TURBINE BEI EINEM RELATIVEN MASSENSTROM VON 9% UND UNTERSCHIEDLICHEN DREHZAHLEN	50
ABBILDUNG 5.18: PROFILE DER 7-STUFIGEN TURBINE	51
<b>ABBILDUNG 5.19: NETZE VON LEIT- UND LAUFSCHAUFEL IM MITTENSCHNITT</b>	51
<b>ABBILDUNG 5.20: GESAMTNETZ DER SIEBENSTUFIGEN KONFIGURATION MIT DETAILANSICHT</b>	52
ABBILDUNG 5.21: BERECHNETE LEISTUNG UND ISENTROPER WIRKUNGSGRAD DER 7-STUFIGEN TURBINE	53
ABBILDUNG 5.22: STROMLINIENBILDER DER 7-STUFIGEN TURBINE IM MITTENSCHNITT MIT ABNEHMENDEN MASSENSTRÖMEN BEI EINER DREHZAHL VON 6300 MIN <sup>-1</sup>	54
ABBILDUNG 5.23 STROMLINIENVERLAUF AUF DER SAUGSEITE DER 7. LEITSCHAUFEL DER 7-STUFIGEN TURBINE MIT ABNEHMENDEM RELATIVEN MASSENSTROM {(A):100%; (B):50%; (C):9%} VON INNEN BETRACHTET	55

---

ABBILDUNG 5.24 STROMLINIENVERLAUF AUF DER DRUCKSEITE DER 7. LEITSCHAUFEL DER 7-STUFIGEN TURBINE MIT ABNEHMENDEM RELATIVEN MASSENSTROM {(A):100%; (B):50%; (C):9%}	56
ABBILDUNG 5.25 SCHAUFELTEMPERATUREN BEI AUSLEGUNG UND SCHWACHLAST DER 7-STUFIGEN TURBINE	56
ABBILDUNG 5.26 UMFANGSGEMITTELTE TOTALTEMPERATUR (LINKS) UND AXIALE GESCHWINDIGKEIT (RECHTS) DER 7-STUFIGEN TURBINE BEI UNTERSCHIEDLICHEM MASSENSTROM UND EINER DREHZAHL VON 6300 MIN <sup>-1</sup>	57
<b>ABBILDUNG 5.27: SCHEMA DER DURCHSTRÖMUNG DER 4-STUFIGEN TURBINE IM VENTILATIONSBETRIEB</b>	58
ABBILDUNG 5.28 ZEITGENAUE STROMLINIENVERLÄUFE WÄHREND EINER SCHAUFELDURCHGANGSPERIODE	60
ABBILDUNG 6.1 GEMITTELTE DURCHFLUSSZAHLEN ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE	62
ABBILDUNG 6.2 GEMITTELTE STUFENLEISTUNGEN ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4-STUFIGE UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE	63
ABBILDUNG 6.3 DURCHFLUSSZAHLEN ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE	64
ABBILDUNG 6.4 DURCHFLUSSZAHLEN ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE BEI SCHWACHLAST	65
ABBILDUNG 6.5 LEISTUNGSZAHL ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE	65
ABBILDUNG 6.6 LEISTUNGSZAHL ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE BEI SCHWACHLAST	66
<b>ABBILDUNG 6.7 SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER VERÄNDERUNG DES ANSTRÖMWINKELS BEI UNTERSCHIEDLICHEN RELATIVEN MASSENSTRÖMEN UND EINER DREHZAHL VON 6300 1/MIN</b>	67
ABBILDUNG 6.8 BEZOGENER ABSTAND $X_s/L$ DER 3. STUFE BEI UNTERSCHIEDLICHEN RELATIVEN MASSENSTRÖMEN	67
ABBILDUNG 6.9 ANSTRÖMWINKELS DER 3. STUFE BEI UNTERSCHIEDLICHEN RELATIVEN MASSENSTRÖMEN	68
ABBILDUNG 6.10 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	69
ABBILDUNG 6.11 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	70
ABBILDUNG 6.12 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	70
ABBILDUNG 6.13 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	71
<b>ABBILDUNG D.1 NETZVERGLEICH ZWISCHEN FEINEM UND GROBEM NETZ</b>	89
<b>ABBILDUNG D.2 VERLAUF DER RESIDUEN FÜR DAS 4-STUFIGE GROBE UND FEINE NETZ</b>	90
<b>ABBILDUNG D.3 VERLAUF DER RESIDUEN FÜR DAS 4-STUFIGE UND DAS 7-STUFIGE NETZ</b>	90
<b>ABBILDUNG D.4 VERLAUF DER EIN- UND AUSTRITTMASSENSTRÖME FÜR 3 BETRIEBSPUNKTE DER 4-STUFIGEN TURBINE</b>	91
<b>ABBILDUNG D.5 VERLAUF DER EIN- UND AUSTRITTMASSENSTRÖME FÜR 4 BETRIEBSPUNKTE DER 7-STUFIGEN TURBINE</b>	91
ABBILDUNG E.1 VERGLEICH DER GESAMTLEISTUNGSZAHLEN DER 4- UND DER 7-STUFIGEN TURBINE	92
ABBILDUNG E.2 SPEZIFISCHE ARBEIT ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE	92
ABBILDUNG E.3 SPEZIFISCHE ARBEIT ÜBER DER STUFENANZAHL FÜR DIE 4- UND DIE 7-STUFIGE LUFTTURBINE FÜR DEN SCHWACHLASTFALL	93
ABBILDUNG E.4 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	94
ABBILDUNG E.5 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	94
ABBILDUNG E.6 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	95
ABBILDUNG E.7 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	95
ABBILDUNG E.8 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	96



---

ABBILDUNG E.9 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	96
ABBILDUNG E.10 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	97
ABBILDUNG E.11 VERLAUF DER ISENTROPEN MACHZAHLEN IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE STATOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	97
ABBILDUNG E.12 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	98
ABBILDUNG E.13 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 4-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	98
ABBILDUNG E.14 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM AUSLEGUNGSFALL	99
ABBILDUNG E.15 VERLAUF DER WANDSCHUBSPANNUNG IM MITTENSCHNITT FÜR ALLE ROTOREN DER 7-STUFIGEN TURBINE IM SCHWACHLASTFALL	99

# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Erläuterung</u>	<u>Definitionsgleichung</u>
$a$	[m/s]	Schallgeschwindigkeit	
$c_f$	[-]	dimensionsloser Reibungsbeiwert	
$c_p$	[-]	dimensionsloser Druckbeiwert	
$C_{\mu}$	[]	Anisotropieparameter	C-13
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$	[-]	Konstanten	C-11
$c$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem	
$c_p$	[kJ/kgK]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	
$D_m$	[m]	mittlerer Durchmesser	2-1
$E$	[-]	Expansionszahl	2-1
$F$	[N]	Kraft	4-7
$h$	[kJ/K]	spezifische Enthalpie	A-1
$H$	[m]	Schaufel- bzw. Kanalhöhe	
$I$	[kg·m/s]	Impuls	4-7
$J$	[]	Jacobideterminante	C-9
$K$	[-]	Verlustleistungsfaktor	2-1
$k$	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	turbulente kinetische Energie	C-10
$l$	[m]	Länge	2-1
$L$	[m]	Sehnenlänge	
$Ma$	[-]	Machzahl	
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom	
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Drehzahl bzw.	
$n$	[mol]	Stoffmenge bzw.	5-2
$p$	[Pa]	Druck	5-1
$P$	[kW]	Leistung	2-1
$P_k$	[]	Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie	C-12
$R$	[J/molK]	Universelle Gaskonstante	5-2
$Re$	[-]	Reynoldszahl	
$r$	[m]	Radius	
$s$	[kJ/K]	spezifische Entropie	
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Oberfläche	4-1
$S_{ij}$	[-]	Deformationsgeschwindigkeitstensor	C-12
$T$	[K]	Temperatur	5-1
$t$	[s]	Zeit	4-1
$U$	[kJ/kgK]	Innere Energie	
$u$	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit	2-1
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen	4-1
$y^+$	[-]	Dimensionsloser Wandabstand	
$x_H$	[m]	Position der Hinterkante	
$x_S$	[m]	Reale Anströmposition	
$x_0$	[m]	Ideale Anströmposition	
$x,y,z$	[m]	Kartesische Ortskoordinaten	4-1

## Griechische Symbole

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>	
$\alpha$	[°]	Strömungswinkel im Absolutsystem	
$\alpha^+$	[-]	Konstante	C-24
$\beta$	[°]	Strömungswinkel im Relativsystem	
$\beta^+$	[-]	Konstante	C-24
$\beta^*$	[-]	Konstante	C-23
$\gamma$	[°]	Nickwinkel	
$\delta$	[m]	Grenzschichtdicke	

$\varepsilon$	[-]	Turbulente Dissipation	C-11
$\zeta$	[-]	Verlustkoeffizient	
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad	5-1
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent	5-1
$\mu$	[N·s /m <sup>2</sup> ]	dynamische Viskosität	
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematische Viskosität	C-10
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte	2-1
$\sigma^+, \sigma^*$	[-]	Konstanten	C-23, C-24
$\sigma_k, \sigma_t$	[-]	Konstanten	C-10, C-11
$\varphi$	[-]	Durchflusszahl	A-3
$\tau$	[N/m <sup>2</sup> ]	Wandschubspannung	A-1
$\Phi$	[-]	Potential	C-17
$\psi$	[-]	Leistungzahl	A-2
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	charakt. Frequenz der energiedissipierenden Wirbel	C-22
$\Omega_{ij}$	[-]	Rotationstensor	C-16
$\xi, \eta, \zeta$	[-]	Ortskoordinaten im Rechenraum	C-2, C-3, C-4

### Subskripte

0	Eintritt Leitschaufelebene
1	Austritt Leitschaufelebene
2	Austritt Laufschaufelebene
is	Isentrop
max	Maximalwert
nabe	Nabe
nenn	Nennwert
p	Druck
ref	Referenzwert
rel	Relativ
stat	Statisch
tot	Total
turb	Turbulent
u	Umfang
v	Ventilationsverlust

### Superskripte

p	Druck
---	-------

### Abkürzungen

AV	Abfangventil
CFL	Courant – Friedrich - Levy Bedingung
DMS	Dehnungsmeßstreifen
EL	Entleerungsleitung
FD	Frischdampf
FV	Frischdampfventil
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite Elementmethode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FLOP	Floating Point Operations per Second
GuD	Gas- und Dampfturbinen
HCF	High Cycle Fatigue
HD	Hochdruck
LCF	Low Cycle Fatigue
LES	Large Eddy Simulation (Simulation der Grobstruktur)
MD	Mitteldruck
MPI	Message Passing Interface
MUSCL	monoton upstream-centred scheme for conservation laws
MW	Mega Watt
ND	Niederdruck

<i>PDG</i>	<i>partielle Differentialgleichung</i>
<i>PVM</i>	<i>Parallel Virtual Machine</i>
<i>RSK</i>	<i>Rückschlagklappe</i>
<i>TRACE</i>	<i>Turbomachinery Research Aerodynamics Computational Environment (CFD-Programm)</i>
<i>TVD</i>	<i>Total Variation Diminishing</i>
<i>ZB</i>	<i>Zwischenboden</i>
<i>ZÜ</i>	<i>Zwischenüberhitzung</i>

## Numerische Untersuchung von Schwachlastströmungen in mehrstufigen Axialturbinen

Stichworte: Ventilation, Schwachlastberechnung, Axialturbinen

### Kurzfassung:

Weltweit spielen Dampfturbinen bei der Energieversorgung eine bedeutende Rolle. Dabei ist die Effizienzsteigerung bei gleichzeitig zuverlässigem Betriebsverhalten eine wesentliche Aufgabe von Dampfturbinenherstellern, um den möglichst effektiven Einsatz von Energieträgern zu ermöglichen.

Die Entwicklung von immer größeren und immer effizienteren Dampfturbinen hat aber dazu geführt, dass auch die Schaufelgrößen in Hochdruckdampfturbinen immer mehr zugenommen haben. Dadurch ist der Hochdruckteil der Dampfturbinen bei An- und Abfahrvorgängen, beim Schnellschluss der Dampfzuleitung oder bei Teillastbetrieb stärker Ventilationseffekten ausgesetzt. Bei geringer Durchströmung der Turbine wird dem Dampf durch die letzten Schaufelkränze wieder Leistung zugeführt und dadurch seine Temperatur erhöht, was bei zu geringem Abtransport des Dampfes zu einem Temperaturstau führen kann. Dies kann eine zusätzliche Aufheizung der Schaufeln und im Extremfall das Auftreten schwerer Materialschäden nach sich ziehen.

Um die Strömungseigenschaften und physikalischen Mechanismen bei Teillast besser zu verstehen, wurde die vierstufige Luftturbine der Universität Hannover untersucht. Strömungs- und Kennfeldmessungen wurden durchgeführt. Mithilfe dieser Ergebnisse konnten Randbedingungen für die numerischen Berechnungen mit dem Strömungslöser TRACE gewonnen und diese Rechnungen später auch validiert werden. Aufbauend auf den numerischen Ergebnissen für die vierstufige Turbine wurden anschließend numerische Schwachlastberechnungen für die siebenstufige Konfiguration durchgeführt und ausgewertet. Mithilfe der validierten vierstufigen Ergebnisse und der vorab berechneten siebenstufigen Ergebnisse konnten erste grundlegende Zusammenhänge für den Ventilationsfall abgeleitet werden. Diese Erkenntnisse können dazu dienen, die Strömungsverhältnisse in Hochdruckdampfturbinen besser vorherzusagen, und es können auf der Basis dieser Untersuchungen gezielt Vorsichtsmaßnahmen zur Vermeidung von Schaufelbeschädigung ausgearbeitet werden. Es konnte gezeigt werden, dass durch das Rückstromgebiet hinter der letzten Stufe kühleres Medium aus dem Austrittsdiffusor in die Turbine transportiert wird.

## **Numerical study of part load operation in multistage axial turbines**

Keywords: windage, part load operation, axial turbines

### Abstract:

Steam turbines are an important key component for the electric energy supply worldwide. Therefore producers of steam turbines must develop highly efficient machines, which are at the same time very reliable also at part load operation.

The design of bigger and more efficient steam turbines in the last decades led to a development of bigger blades even in high pressure steam turbines and therefore to increased problems with windage effects at certain operation points and during the shut down and particularly during trips of entire steam turbines. When the steam mass flow is low or even interrupted, it cannot cool down the rotating blades of the turbine. The kinetic energy of the rotor blades is thus transformed into thermal energy of the enclosed steam. The temperature increase in the steam leads to an increase in blade temperature which can lead to serious blade damage and therefore must be prevented. To better understand the aerodynamic characteristics and the flow mechanisms at part-load, investigations of the flow field at low Mach numbers have been undertaken in a four-stage research air turbine. CFD-simulations with the Navier-Stokes flow solver TRACE, which was developed by DLR, have been carried out for the four stage turbine with the measured boundary conditions and have been compared to the experimental data at partial load. The comparison showed a good accordance of the numerical results of the four stage turbine with the experimental data. On this basis the newly developed seven stage turbine geometry was used for numerical investigations at part load operation in order to extent the knowledge basis systematically. The calculation results help to predict the critical operating conditions which lead to the highest thermal stresses and to quantify the rise in temperature. Such computational results for real multi-stage high-pressure turbines will help to develop rules for steam turbine operation and can help to prevent serious damage. It was shown that a recirculation behind the last stage is transporting cooler fluid from the diffuser into the turbine.

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Das anhaltende Interesse an der Verbesserung der bestehenden Kraftwerkstechnik und damit insbesondere der Dampfturbine als wichtigstem Leistungsträger innerhalb von Energieumwandlungsanlagen hat mehrere Gründe:

Zum einen ist es wichtig, die fossilen Energien möglichst effizient zu nutzen, da die negativen ökologischen Auswirkungen des intensiven Einsatzes fossiler Brennstoffe in den letzten Jahren immer deutlicher zu Tage treten. Das Gleichgewicht des Gesamtökosystems Erde wird durch die zusätzlichen Kohlendioxidemissionen des Menschen beeinflusst. Ein großer Prozentsatz der anthropogenen Emissionen wird durch die Verbrennung von fossilen Brennstoffen bei der Elektrizitätswandlung freigesetzt. Daher ist es für die Hersteller von Kraftwerken und Kraftwerkskomponenten besonders wichtig, durch gezielte Maßnahmen den Kohlendioxidausstoß zu verringern, so zum Beispiel durch eine kontinuierliche Verbesserung des Wirkungsgrades der Dampfturbinen.

Zum zweiten besteht ein großes wirtschaftliches Interesse an einer möglichst kosteneffizienten Dampfturbine. Dabei spielt nicht nur der Wirkungsgrad, sondern auch die Steigerung der Leistungsdichte und eine Verbesserung des Betriebsverhaltens eine Rolle. Die Entwicklung in Richtung einer höheren Leistungsfähigkeit wird zusätzlich zu den ohnehin schon wirksamen Gesetzen des Marktes und der Eigenverantwortung der Industrie durch weitere politische Gegebenheiten forciert. Dabei zeichnen sich unterschiedliche Entwicklungstendenzen ab. So befindet sich ein System zum Handel mit CO<sub>2</sub>-Zertifikaten im Aufbau, das die Erzeugung von Kohlendioxid zu einem wesentlichen Kostenfaktor beim Betrieb von Kraftwerken werden lässt. Um den CO<sub>2</sub>-Ausstoß zu minimieren, muss demzufolge die Effizienz der Energieumwandlung steigen. Außerdem ist in Deutschland durch das Stromsteuergesetz eine weitere Abgabenlast hinzugekommen, die zu höheren Strompreisen für die Verbraucher führt und den Kostendruck auf die Unternehmen erhöhen soll. Allerdings hat dieses Gesetz aufgrund der großen Steifigkeit der Stromnachfrage eine noch relativ geringe Regelwirkung.

Der vielleicht wichtigste Punkt ist der stärkere Wettbewerb, dem die Energieversorgungsunternehmen durch die Liberalisierung des europäischen Strommarktes ausgesetzt sind. Dieser fordert eine immer höhere Flexibilität der Energieanlagen. Denn die Energieumwandlung muss aufgrund mangelnder Speichermöglichkeiten und -kapazitäten von elektrischer Energie immer zeitnah der Nachfrage folgen. Durch das Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz aus dem Jahr 2002, welches die Nutzung der Abwärme im Kraftwerksprozess fördern soll, wird die Zahl der Anlagen mit Kraft-Wärme-Kopplung zunehmen. Dies bedeutet für die Dampfturbinen eine steigende Belastung mit stark variierenden Betriebsbedingungen. Dazu gehören sehr unterschiedliche Lastanforderungen, die zu unterschiedlichen technologischen Entwicklungen führen. Zum einen wird in Zukunft immer mehr Wert darauf gelegt, dass für bestimmte Zeitintervalle eine Dampfturbine auch in der Lage ist, Überlast zu fahren. Dabei kann der Leistungsanstieg bei entsprechend niedrigerem Wirkungsgrad bis zu 10% betragen, und dies kann durch bestimmte Maßnahmen erreicht werden, wie durch Wichtmann (2007) beschrieben. Des Weiteren wirken sich die neuen Anforderungen auch auf das gewünschte Anfahrverhalten von Dampfturbinen aus. Um hier kleinere Anfahrzeiten zu ermöglichen und damit größere Lastgradienten, werden nach Alstedt et al (2007) in moderne Dampfturbinen wenn möglich optimierte Design- und

Kontrollkonzepte verwendet. Ein weiterer Aspekt ist, dass zukünftig auch häufiger im Teillastbetrieb gefahren wird.

Diese im letzten Abschnitt genannten Punkte standen in den vergangenen Jahrzehnten bei der Dampfturbinenentwicklung nicht im Vordergrund, rücken aber durch die veränderten Anforderungen des Marktes immer mehr ins Blickfeld.

All diese beschriebenen Zustände sind noch unter der Kategorie „erwünschte“ Betriebszustände einzuordnen. Aber im Betrieb einer Dampfturbinenanlage treten auch unerwünschte Betriebszustände auf, namentlich Ventilationszustände bei extremer Schwachlast. Bei diesen muss als erstes auf die Betriebssicherheit geachtet werden und an zweiter Stelle auf die hohe Verfügbarkeit der Komponenten.

Die genaue Untersuchung von Grenzlastzuständen in Dampfturbinen ist in diesem Zusammenhang ein wichtiges Forschungsobjekt und bildet den Kern dieser Arbeit. Hierbei geht es um eine bessere Abbildung der Vorgänge in diesem Betriebszustand, zur besseren Einschätzung von Risiken, zur Anpassung von Kontrollmechanismen der Dampfturbine und zum besseren physikalischen Verständnis. Um die komplexen Verhältnisse einer ventilierenden Strömung in einer Turbomaschine beschreiben zu können, sind neben den geplanten numerischen Simulationen auch experimentelle Untersuchungen notwendig. Dabei dient die Luftturbine des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik als Versuchsträger.

## **1.2 Beschreibung des Strömungsproblems**

Üblicherweise bestehen Dampfturbinen mit großer Leistung aus mehreren Druckteilen mit jeweils unterschiedlichen Beschaukelungen. Entlang des Strömungspfadcs nehmen der Volumenstrom und die Strömungsgeschwindigkeit, bei gleichzeitig steigenden durchströmten Querschnitten zu. Sukzessive wird die Enthalpie abgebaut und in kinetische Energie umgewandelt. In jeder Teilturbine werden, für die sich verändernden Strömungsverhältnisse, unterschiedliche Beschaukelungen eingesetzt, die für den Auslegungsfall optimiert sind. Da Turbinen möglichst immer bei Vollast gefahren werden, sind sie für diesen Betriebszustand nach Teufelberger (1980) auch ausgelegt. Bei dem hier betrachteten Phänomen treten allerdings andere Strömungszustände auf. Bei stark reduzierten Durchsatzraten, bei denen die Dampfturbine mit keinem oder nur geringem Massenstrom beaufschlagt wird, ändert sich das Strömungsfeld grundlegend, da der Strömung ausgehend, von den letzten Stufen in Teilbereichen, Leistung zugeführt wird. Dies erfolgt aufgrund der Tatsache, dass sich der Rotor bei plötzlichen Änderungen der Betriebsbedingungen, wie zum Beispiel bei Notabschaltungen, dennoch weiterdreht, da er eine enorme Trägheit besitzt. Die kinetische Energie des Rotors wird in kinetische Energie des eingeschlossenen Fluids umgewandelt, und das Fluid wird durch Dissipation der kinetischen Energie aufgeheizt. Die Wärme wird dann an die Schaufeln und das Gehäuse weitergeleitet. Dieser Betriebszustand mit vermindertem Massendurchsatz, bei dem eine Beschaukelung oder Teile davon Leistung von der Welle oder von ausreichend beaufschlagten Laufradteilen aufnehmen, wird Ventilation genannt.

In der Beschaukelung können als Folge dieses Zustandes unzulässig hohe Temperaturen auftreten, wodurch die Schaufelfestigkeit beeinflusst wird und die Verankerung der Schaufeln gelockert werden kann. Des Weiteren liegt ein stark instationäres Strömungsfeld vor, was zu dynamischen Schaufelbeanspruchungen führt. Sowohl thermische als auch mechanische Belastung wirkt sich negativ auf die Lebensdauer der Bauteile aus und kann im Extremfall zu schweren Turbinenschäden führen.

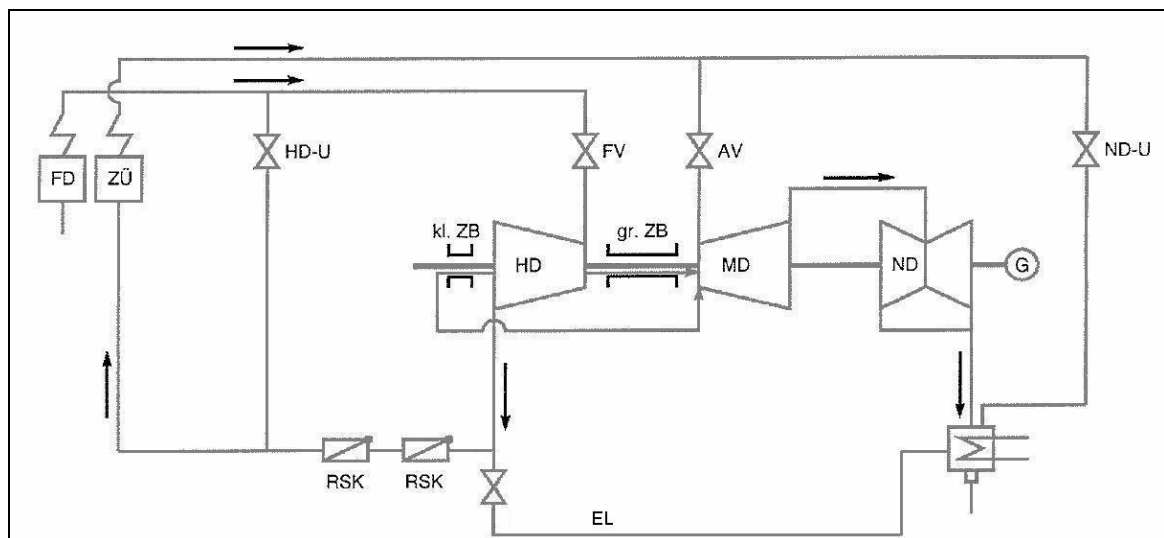
Zustände mit Ventilation treten dauerhaft bei Turbinen mit Wärmeauskopplung, Anlagen mit Kraft-Wärme-Kopplung und im Umleitbetrieb auf. Kurzzeitige Zustände für das



mögliche Auftreten von Ventilation, sind das An- und Abfahren von Turbinen, das Abschalten auf Eigenbedarf oder Leerlauf sowie Störungen mit Lastabwurf.

Die hier betrachtete Ventilation in Hochdruckteilturbinen kommt insbesondere in Anlagen mit externer Dampfwischenüberhitzung vor. Zur Erhöhung des Wirkungsgrades wird eine Carnotisierung des Gesamtprozesses angestrebt, dazu sind möglichst viele Zwischenüberhitzer im Dampfkreislauf einzusetzen. Dampfturbinenanlagen werden daher mit mehreren Zwischenüberhitzern betrieben. Aus Kostengründen ist deren Anzahl aber dennoch auf ein effizientes Maß beschränkt. Hierbei wird der Dampf nach einer gewissen Expansion noch einmal dem Kessel zugeführt und dort überhitzt, um anschließend wieder expandiert zu werden.

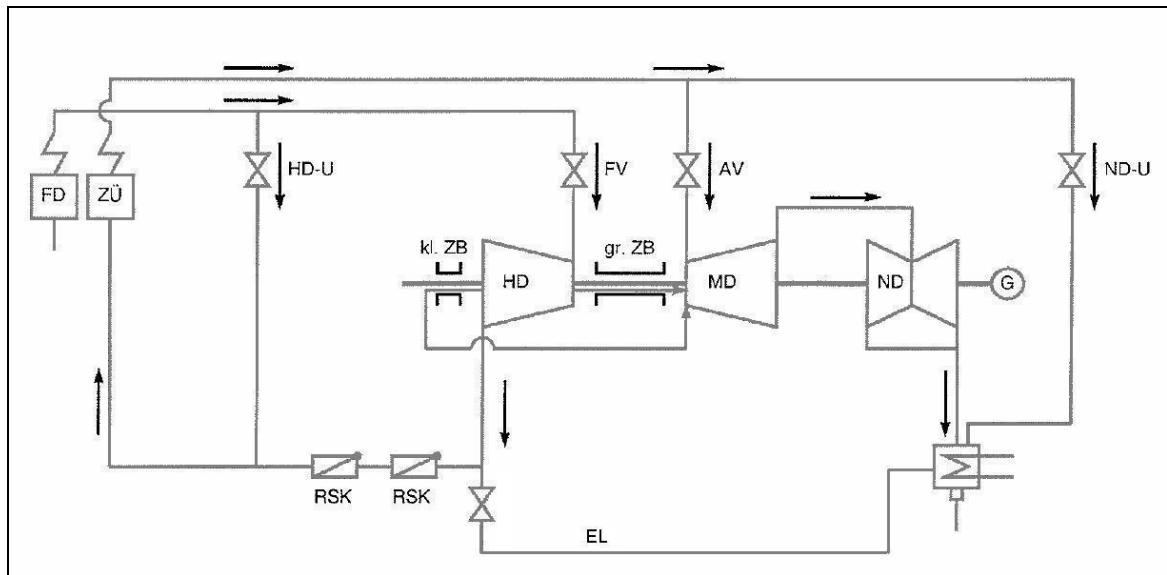
Um das hier betrachtete Problem der Ventilation in Hochdruckdampfturbinen verstehen zu können, sind genauere Betrachtungen der möglichen Betriebszustände notwendig. Dabei wird zwischen Dampfkreisläufen mit und ohne Umleitsystem unterschieden. In Abbildung 1.1 ist der normale Kreislaufbetrieb einer Dampfturbinenanlage mit HD-, MD- und ND-Teilturbinen mit Zwischenüberhitzern und einem Umleitsystem schematisch dargestellt. Der Dampf entspannt in der HD-Turbine, nimmt den Weg durch die Zwischenüberhitzer in die MD-Turbine und wird anschließend in der ND Turbine bis auf Kondensatordruck entspannt. Werden zu hohe Dampfmassenströme im Kessel erzeugt, deren Enthalpie in der Turbine nicht abgebaut werden kann, z.B. bei einem Leistungsabfall, wird der überschüssige Dampf im ersten betrachteten Fall über eine Umleitstation in den Kondensator abgeleitet. Es handelt sich um den sogenannten Schwachlastbetrieb.



**Abbildung 1.1: Prozesskreislaufschema im normalen Betrieb**

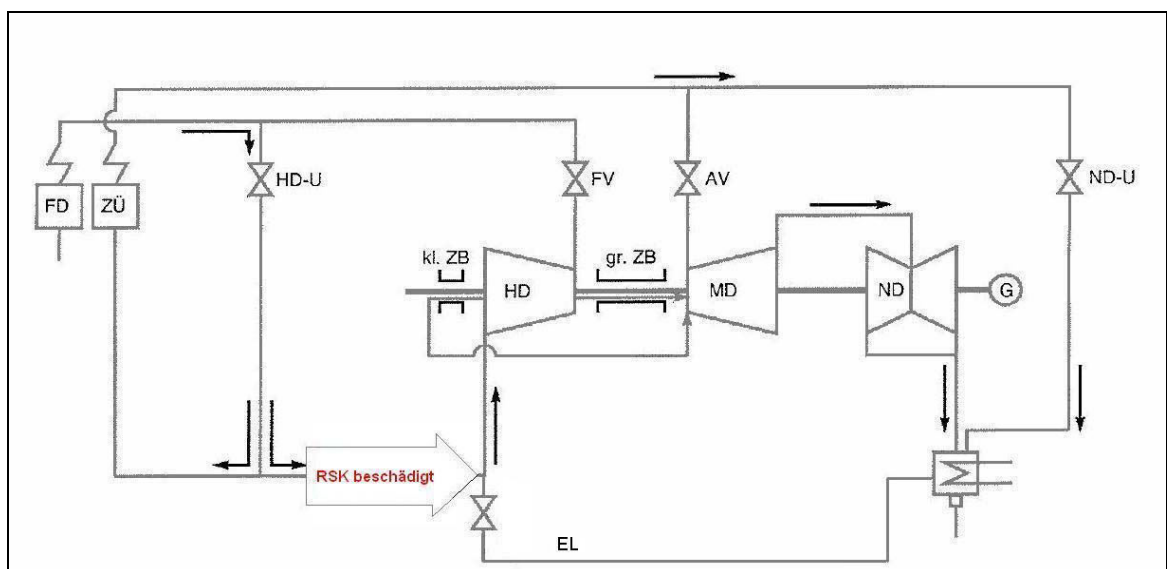
Der Leerlaufbetrieb ist in Abbildung 1.2 dargestellt und entspricht dem extremsten Schwachlastfall. Es werden in diesem Fall von der Turbine nur die Generatorverluste bei elektrischer Nullleistung und die Verluste durch Lagerreibung überwunden. Der Massenstrom, der durch die HD-Turbine strömt, wird durch das Frischdampfventil geregelt und der überschüssige Massenstrom wird über die Umleitstation geleitet. Es ist ein starker Abfall des Dampfmassenstromes durch diese Teilturbine zu verzeichnen. Dadurch werden die HD-Turbine und damit auch die anderen Teilturbinen im Zustand extremer Teillast betrieben, und die Temperaturen steigen an. Dennoch wird in diesem Betriebszustand noch ein geringer Massenstrom durch die Turbine gefördert, der Wärme abführen kann und somit zu einer Kühlung beiträgt. Die Durchströmung wird dabei auch von dem Druck hinter der HD-Turbine bestimmt. Dabei gibt die Einstellung der Niederdruckumleitstation den Druck hinter dem Zwischenüberhitzer vor und damit auch

den Druck der hinter der HD-Turbine auftritt. Dieser Druck muss erst überwunden werden, damit sich die Rückschlagklappen öffnen können.



**Abbildung 1.2: Prozesskreislaufschema im Leerlaufbetrieb**

Ein geringerer Massenstrom kann auch über die Entleerungsleitung abgeführt werden, die einen kleineren Querschnitt besitzt. Sind Frischdampf und Abfangventil geschlossen, wird der gesamte Dampf über die HD-Umleitstation in den Kondensator abgeleitet. Tritt an dieser Stelle ein Versagen der Rückschlagklappen auf, dann werden diese rückwärts durchströmt, und der Dampf kann in den Hochdruckteil der Turbine eindringen und über die Zwischenböden in den Mitteldruckteil strömen und die Turbine hochfahren. Dieser Fall ist in Abbildung 1.3 illustriert. Die Hochdruckturbine beginnt zu ventilieren und dadurch kommt es zu einem gefährdenden Anstieg der Temperaturen. Weiterhin sind Dampfturbinenanlagen ohne Umleitsystem betroffen. Es kann hier zur Ventilation bei gestörtem Betriebsverhalten z.B. Lastabwurfbetrieb und Turbinenschnellschluss kommen. Die HD-Turbine und die Rohrleitungen zwischen Schnellschlussventil, HD-Turbine und



**Abbildung 1.3: Prozesskreislaufschema bei einem Störfall**

KZÜ-Rückschlagklappe bilden nach Schnellschlussauslösung einen weitgehend abgedichteten Raum. Die einzigen Leckquerschnitte sind die Entwässerungsleitungen, die Entleerungsleitungen und die Wellendichtungen. Wenn der Druck in diesem Raum nicht schnell genug abgebaut wird, kann es zu einer unzulässigen Ventilation kommen.

Da die bei Ventilation erzeugte Wärme in der Turbine proportional von der Dichte abhängt, ist die Hochdruckturbinen in dieser Hinsicht besonders stark betroffen. Grundsätzlich lässt sich daher sagen, dass sich Ventilationsverluste in Mittel- und Niederdruckturbinenteilen besser kontrollieren lassen, da der Druck hier innerhalb von Sekunden auf den Kondensatordruck sinkt. Hochdruckturbinen mit Anzapfungen sind unkritischer, da bis zu 40% Dampf abgezogen werden können und so der thermische Schock stark reduziert werden kann. Dennoch vermindert jeder Schnellschluss die Lebensdauer insbesondere des Rotors und der inneren Zylinder. Die negativen Auswirkungen können jedoch vermindert werden.

### **1.3 Ziel und Aufbau der Arbeit**

Ziel dieser Arbeit ist es, die Kenntnisse zur Ventilation in mehrstufigen Dampfturbinen systematisch zu erweitern, um einen sicheren Betrieb im Schwachlastbereich zu gewährleisten. Den Kern der Arbeit bilden dabei die numerischen Untersuchungen von Strömungsphänomenen bei Teillast- und extremem Schwachlastbetrieb in einer luftbetriebenen Modellturbinen. Die Ergebnisse der Berechnungen sollen zur Entwicklung eines Ventilationssschutzes in HD-Turbinen herangezogen werden. Die relevanten Betriebszustände wurden experimentell erfasst und anschließend numerisch nachgebildet. Die Ventilationsforschung am TFD ist daher in einen numerischen und einen experimentellen Bereich eingeteilt, welche natürlich eng miteinander verknüpft sind.

Die Arbeit gliedert sich dabei in folgende Abschnitte: Zunächst wird in Kapitel 2 auf die bisherigen Forschungsergebnisse zu diesem Thema eingegangen. Dabei richtet sich das Augenmerk zum einen auf die experimentellen Erkenntnisse und zum anderen auf die bisher gesammelten numerischen Erfahrungen.

In Kapitel 3 werden die technischen Grundlagen für die experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Es wird detailliert auf den Aufbau der Versuchsturbinen in ihrer 4- und ihrer 7-stufigen Konfiguration sowie auf die Messtechnik und das verwendete Auswertungsprogramm eingegangen.

Anschließend werden in Kapitel 4 die numerischen Verfahrensgrundlagen beschrieben. Es wird das Berechnungsprogramm TRACE vorgestellt, und die getroffenen vereinfachenden Annahmen und Einstellungen werden im Einzelnen erläutert.

Darauf folgt im Kapitel 5 die Darstellung der berechneten stationären Simulationsergebnisse für die 4-stufige und die 7-stufige Konfiguration der Luftturbinen, wobei die 4-stufigen Ergebnisse direkt mit den experimentellen Ergebnissen von den Kennfeld- und Strömungsfeldmessungen verglichen wurden. Anschließend werden auch instationäre Simulationsergebnisse vorgestellt.

In Kapitel 6 wird anschließend eine analytische Betrachtung der Ergebnisse durchgeführt, wobei allgemeine Aussagen über das Verhalten der Versuchsturbinen mit vier- und siebenstufiger Beschauelung bei Schwachlast getroffen werden.

Abschließend werden in Kapitel 7 Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen gezogen. Anschließend wird ein Ausblick gegeben auf die zukünftigen Forschungsaufgaben, die im Zusammenhang mit dem Thema Schwachlast in Dampfturbinen wichtige und interessante Impulse geben können.

## 2 Stand der Forschung

Die Dampfturbine bildet in sehr vielen modernen Energieumwandlungsanlagen das Kernstück des Gesamtprozesses. Sie steht daher, trotz ihrer schon sehr langen Geschichte, bei der immer weitere Leistungssteigerungen und Vergrößerungen der Turbinenbaugrößen erfolgten, auch heute weiter im Zentrum von Forschung und Entwicklung. Bisher waren die wichtigsten Ziele der Forschung dabei: die Erhöhung des aerodynamischen Wirkungsgrades im Auslegungsbereich, die Steigerung der Verfügbarkeit und der Betriebszuverlässigkeit nach Menny (2003).

Dennoch war auch schon zu Beginn des letzten Jahrhunderts die Beurteilung der Ventilationsverluste bei teilbeaufschlagten und leerlaufenden Turbinen Forschungsgegenstand. So wurden schon Anfang des letzten Jahrhunderts von Stodola und Buckingham erste Verlustmodelle erstellt, jedoch hauptsächlich für Regelstufen mit kurzen Laufschaufeln. Die weitere Leistungssteigerung von Dampfkraftwerken und damit einhergehend der Anstieg der Turbinenbaugröße führte zu neuen Problemen und Fragestellungen im Zusammenhang mit der Ventilation der Niederdruckturbinen. So verdreifachten sich die Austrittsflächen der Turbinen im Zeitraum von 1935 bis 1965 nach Truckenmüller (2003) und die Spitzenumfangsgeschwindigkeiten der Endstufenlaufschaufel erhöhten sich von 340 m/s auf 700 m/s in modernen Anlagen, was auch eine enorme Steigerung der Ventilationsleistung in bestimmten Betriebszuständen hervorrufen kann.

Dabei ist interessant, dass unterschiedliche Forschungsschwerpunkte in westlich orientierten Ländern und in den ehemaligen sozialistischen Staaten in Osteuropa und in der Sowjetunion auf diesem Gebiet gesetzt wurden. Während in westlichen Ländern insbesondere Untersuchungen zur betriebssicheren Auslegung der Niederdruckturbinenbeschaufelung und hochzyklischen Schwingungsbelastungen durchgeführt wurden, war in den ehemaligen sozialistischen Ländern auf das thermische und dynamische Betriebsverhalten bei Ventilation ein zentraler Gegenstand der Forschung. Dies ist mit der stärkeren Nutzung von Kraft-Wärmekopplung in diesen Staaten zu erklären, die des Öfteren zu verschiedenen Turbinenschäden aufgrund von Ventilation geführt hat.

In dieser Arbeit steht nicht die Betrachtung des Schwachlastverhaltens von Niederdruck-, sondern von Hochdruckdampfturbinen im Mittelpunkt. Es existiert zwar zu dem Thema Ventilationsbetrieb von Turbinen eine Vielzahl von Veröffentlichungen, aber nur ein geringer Teil hat sich mit der Untersuchung von Hochdruckturbinen beschäftigt.

Im Folgenden sind die wichtigsten Arbeiten zu dem gesamten Themenkomplex Schwach- und Teillastverhalten von Turbinen zusammengestellt. Dabei werden im ersten Abschnitt experimentelle Arbeiten und Ergebnisse in chronologischer Abfolge präsentiert und im zweiten Teil Arbeiten mit theoretischen Berechnungen vorgestellt.

### **2.1 Experimentelle Untersuchungen zur Ventilation**

Um die komplexen Vorgänge experimentell zu erfassen, wurden verschiedene Versuche an zumeist maßstabsgetreuen Modellmaschinen durchgeführt, da reale Maschinen oft nicht verfügbar und die Gefährdung und die Kosten für die Instrumentierung zu hoch sind. Dabei geht es vorwiegend um die Erfassung des Phänomens der Schwachlastströmung und dessen Auswirkungen.

Schon erste Arbeiten zu dem Thema zeigen ein charakteristisches Strömungsbild mit Ablösungen hinter der Endstufe wie in dieser Veröffentlichung zu dem Verhalten der Endstufenbeschaufelung bei niedrigem Durchsatz nach Troyanowski et al (1970). Es wird ein Maximum an Schwingungen bei 20% des Auslegungsmassenstromes und nabenseitige

Ablösungen festgestellt, die schon bei 10% vermindertem Massenstrom auftreten und sich dann zur Gehäuseseite hin ausweiten.

Weitere experimentelle Untersuchungen bei sehr geringen Durchsätzen bis hin zu Nulldurchsatz wurden an Kraftwerksturbinen durch Lagun et al (1971) durchgeführt. Es handelt sich um Strömungsfeldmessungen, die ergeben haben, dass bei einem relativen Massenstrom von weniger als 15% sich Rückströmgebiete in den oberen 20% des Strömungskanals hinter den Leitschaufeln ausbilden. Die Hauptströmung im Ventilationsbetrieb verändert sich somit, da sie vom Gehäuse weggelenkt wird, wie auch in anderen Arbeiten beschrieben wird. Die Messergebnisse werden an Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen über der Schaufelhöhe erläutert. Bei Nulldurchsatz ergibt sich eine Temperatursteigerung um 110 bis 130 K am Turbineneintritt und um 220 bis 250 K am Turbinenausstritt. Es werden verschiedene Schutzkonzepte aufgezeigt und Kühlmaßnahmen diskutiert.

Auch in der Arbeit von Stasny (1971) werden bei Messungen an einer 200 MW Dampfturbine Rückströmungen an den Schaufeln der letzten Stufe nachgewiesen, wobei Abhängigkeiten von der Leistung der Maschine aufgezeigt werden. Dabei wird ein direkter Zusammenhang zwischen der Höhe des Rückströmgebietes und der Machzahl der Endstufenströmung hergestellt, wobei der Einfluss der Reynoldszahl auf die Größe des Endstufenwirbels als gering eingeschätzt wird. Des Weiteren wird von Hinterkantenerosion im Bereich der Schaufelfüße der Laufschaufeln durch Wassertropfen in der Rückströmung berichtet.

Wie stark sich die Ventilation auf eine Dampfturbine auswirken kann, wird beispielhaft in Schadensberichten von Kugler (1980) und von Keysselitz und Meyer (1983) beschrieben. Im ersten Fall ist die Hochdruckturbine einer 70 MW Anlage für 12 Minuten bei Nenndrehzahl aufgrund eines Ausfalls der Steuerspannung in Ventilation gefahren und hat so erhebliche Schäden durch thermische Belastung erlitten.

Im zweiten Bericht handelt es sich um den Hochdruckteil einer 300 MW Gleichdruckturbine, die einen Schaufelschaden im Leerlaufbetrieb erlitten hat. Interessant ist in diesem Fall die Beschädigung der Stufen 4-8 des 10-stufigen Hochdruckturbinenteils. Zumeist handelte es sich um Schaufelbrüche und abgetrennte Deckbänder. Obwohl von konventionellen Korrelationen vorhergesagt wird, dass die letzten Schaufeln am stärksten belastet sind, sind diese hier nicht beschädigt. Infolgedessen wurden Anschlussuntersuchungen an einer ähnlichen Turbine durchgeführt und insbesondere die Temperaturen in der 8. Stufe ermittelt, die sich im Leerlaufbetrieb und bei sehr niedrigen Massenströmen höher einstellten als am Ein- und Austritt der Maschine.

In der Untersuchung von Stetter und Besigk (1985) geht es um Auslegungskriterien von Niederdruckschaufeln bei stark variablen Strömungsverhältnissen. Da diese zu einer sehr viel höheren Beanspruchung der Endstufen führen, wird in dieser Arbeit eine Risikoabschätzung unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Betriebszustände vorgenommen, wie der Dampfentnahmen, der Nass- oder der Trockenkühlung.

Das sich ergebende Strömungsbild wird von Stetter und Besigk anhand der Verteilung der axialen Durchsatzkomponente über der Schaufelhöhe der letzten Laufschaufel bei Variation des Volumenstroms bei unterschiedlichen Nabenverhältnissen beschrieben. Bei kleinen Volumenströmen wird der Durchsatz im Nabenbereich stark reduziert, wohingegen an den Schaufelspitzen der Durchsatz relativ konstant bleibt. Dies deutet darauf hin, dass die Hauptströmung hinter den Laufschaufeln in den äußeren Bereich abgedrängt wird. Bei kleinem Nabenverhältnis ist diese Charakteristik noch deutlicher ausgeprägt, und daher sind die langen Schaufeln in der Endstufe besonders von diesem Vorgang betroffen. Im konkreten besprochenen Fall geht bei 30 bis 40% des relativen Massenstromes die Axialgeschwindigkeitskomponente im Nabenbereich gegen Null.

Eine übergreifendere Betrachtung für alle möglichen Turbinenfahrweisen hat Zehner (1980) vorgestellt. In seiner Arbeit wird nicht nur ein Strömungszustand in einem Quadrant

untersucht, sondern es werden für alle vier Quadranten und somit alle möglichen Betriebsbereiche für Gas- und Dampfturbinen generalisierte stationäre Kennfelder erzeugt., wobei ein Quadrant jeweils über die Durchströmungsrichtung der Turbine und die Drehrichtung des Turbinenläufers definiert ist und sich somit 4 Quadranten ergeben.

Die Arbeit gliedert sich in einen rechnerischen und einen experimentellen Teil, wobei der experimentelle Teil an der luftbetriebenen Modellturbine am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (ehemals IfS) mit einer Stufenanzahl von 1 bis 7 und variierenden Schaufelgeometrien durchgeführt wurde.

Der in dieser Arbeit in Abschnitt 3.1 und 3.2 beschriebene Versuchsstand entspricht diesem experimentellen Aufbau mit einigen kleineren Modifikationen. Die drei Konfigurationen bestanden aus stark verwundenen Schaufeln mit einem Reaktionsgrad von 0,5 im Mittenschnitt. Die Schaufelform ist typisch für Gasturbinen.

Ein wichtiges Resultat dieser Arbeit ist die Erfassung und Schematisierung von Betriebspunkten weit abseits des normalen Betriebs von Turbomaschinen und die ausführliche Dokumentation der Ergebnisse für die einstufige Konfiguration in Kennfeldern für die Leistung und die Druckverhältnisse in Abhängigkeit von dem Massenstrom und von dem Drehmoment. Des Weiteren werden die Zustandsänderungen bei der Konfiguration mit einer 7-stufigen Turbine auch anhand von Druck- und Temperaturverläufen beschrieben.

Bei dem anschließenden Vergleich mit theoretisch ermittelten Daten ist insbesondere die Übereinstimmung bei negativer Durchströmungsrichtung nicht zufriedenstellend, wohingegen für positive Durchströmung eine gute Tendenz zu erkennen ist, aber dennoch großes Verbesserungspotential besteht.

Um Aussagen über den Beginn der Ventilation treffen zu können, werden durch Rieß et al (1989) Messungen an einer 350 MW-Dampfturbine durchgeführt. Hierbei wurden die Temperaturen, Drücke und Geschwindigkeiten an verschiedenen Stellen der Turbine vermessen und ausgewertet. Dabei ergab sich ein Ventilationsbeginn bei einem relativen Massenstrom von 40%, wobei die Ausbildung eines Endstufenwirbels beobachtet wurde.

Einige Arbeiten beschäftigen sich mit der Risikoverminderung bei eventuell auftretender Ventilation. So wurden durch Franc (1992) Kühlmaßnahmen bei dem Betrieb von Niederdruckdampfturbinen bei Nulldurchsatz diskutiert, speziell bei der Anwendung von Dampfturbinen zur Fernwärmeerzeugung. Dabei wird der Dampf als Kühlmedium genutzt, und sorgt so für eine Abfuhr der Ventilationsleistung. Die Endstufe wird gekühlt, indem Wasser hinter die letzte Stufe in die Rückströmung gedüst wird unter Ausnutzung des Endstufenwirbels.

Zur Ermittlung der grundlegenden Phänomene bei Ventilation wurden durch Evers (1985) umfangreiche Messungen der dreidimensionalen Turbinenströmung vorgenommen. Dabei wurde wiederum an der luftbetriebenen Modellturbine des TFD bei unterschiedlichen Konfigurationen gemessen (1-stufig bis 4-stufig).

Zunächst werden Ergebnisse der Strömungsuntersuchungen für die 1-stufige Turbine diskutiert. Bei abnehmendem Massendurchsatz entstehen zwei ausgeprägte Wirbelgebiete und die Stufe wird diagonal durchströmt. Die Ventilationserscheinungen beginnen hierbei am Laufschaufelaustritt im Bereich der Schaufelspitzen. Bedingt durch die saugseitige Anströmung der Schaufeln treten hier Ablösungen der Strömung auf. Bei weiterer Verminderung des Massendurchsatzes bildet sich im axialen Spalt zwischen Leit- und Laufrad ein Ablösegebiet mit Rückströmungen aus, und die Hauptströmung wird in die Nähe der Nabe abgedrängt. Beim Durchlaufen durch das Laufrad wird die Hauptströmung durch die Wirkung der Zentrifugalkräfte diagonal in Richtung des Gehäuses gelenkt. Dadurch entsteht ein Ablösegebiet im nabennahen Bereich in der Austrittsebene nach dem Laufrad.

Die darauf folgenden 2-stufigen Experimente dienen der Untersuchung der Reaktion einer nachstehenden Stufe auf diese Bedingungen. Es zeigt sich, dass sich trotz der veränderten

Zuströmung insgesamt gesehen ähnliche Stromlinienverläufe ergeben wie bei der 1-stufigen Variante. Es ergeben sich wechselseitig nur zusätzliche Rückstromgebiete.

Die dann beschriebenen experimentellen Untersuchungen der 4-stufigen Turbine sind hier von besonderem Interesse. Es ist zu erkennen, dass bei abnehmendem Massenstrom ausgehend vom Austritt der Turbine die einzelnen Stufen nach und nach vom Turbinenbetrieb in den Verdichterbetrieb übergehen. Im reinen Ventilationsbetrieb treten mit Ausnahme der ersten Stufe hinter allen Stufen Wirbelgebiete auf. Dabei wird durch die Strömungsmessungen nach den Leiträdern der mäanderförmige Verlauf des Hauptmassenstroms in der Meridionalebene nachgewiesen.

Von Evers wird eine klare Unterteilung der Leistungsbereiche vorgenommen. Dabei sind die Verläufe des Wirkungsgrades bei sinkendem Massenstrom über der Schaufelhöhe der einzelnen Stufen ausschlaggebend für den Beginn der lokalen Ventilation.

Bei zirka 50% des Nennmassenstromes treten in der letzten Stufe erstmalig höhere Temperaturen auf als in der 3. Stufe.

Bei einem relativen Massenstrom von 41% ist eine Temperaturzunahme von der 2. zur 3. Stufe zu beobachten. Ab einem relativen Massenstrom von 30% verrichtet nur noch die 1. Stufe Arbeit. Bei 5% des Nennmassenstromes ventilieren bereits alle Stufen. Evers merkt an, dass die Totaltemperatur zur Überwachung der Betriebszustände am ehesten geeignet ist, da sie auf kleinste Veränderungen bei der Energieübertragung sehr schnell reagiert und so Gefährdungssituationen frühzeitig erkennbar sind.

Neben der thermischen Belastung der Turbinen durch diese Art der Durchströmung beschäftigen sich auch einige Arbeiten mit den mechanischen Belastungen.

In der Veröffentlichung von Gloger et al (1989), in der es prinzipiell um die Auslegung von Niederdruckbeschaufelungen für Dampfturbinen geht, wird auch das Schwachlastverhalten als ein Teilaspekt angesprochen. Die dazu durchgeführten Messungen bei geringen Massenströmen werden beschrieben. Es ergeben sich typische Strömungsbilder in der Niederdruckturbine mit dem mäanderförmigen Verlauf der Hauptströmung und der nabennahen Rückströmung hinter der letzten Stufe und einem Rückstromgebiet in Gehäusenähe zwischen der Leit- und der Laufschaufelreihe.

Eine nähere Betrachtung der dynamischen Beanspruchung der Schaufeln führt bei dieser Untersuchung an einer Kraftwerksturbine und einer Modellturbine zu der Erkenntnis, dass bei Durchflusszahlen zwischen 0,1 und 0,15 die höchsten Schwingungsamplituden auftreten.

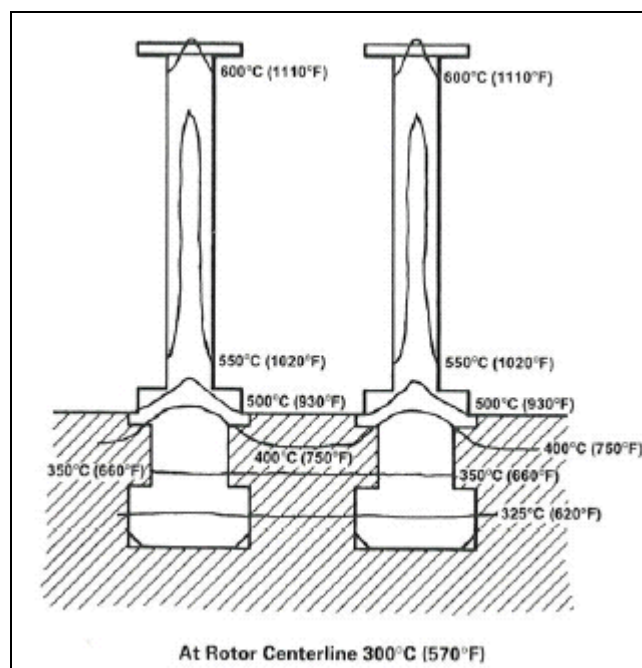
Um die Ursachen und Erregermechanismen von erhöhten Schwingungen im Teil- und Schwachlastbereich herauszufinden, wurden durch Riehm et al (1995) und Riehm (1997) experimentelle Arbeiten durchgeführt. Dabei liegt der Schwerpunkt auf der Untersuchung von Schwingungen der freistehenden Laufschaufeln. Der Ansatz bestand darin, den Massendurchsatz der Turbine zu verändern, um besonders ungünstige Betriebspunkte festzustellen. Die Experimente wurden an einem Modell einer Kondensationsdampfturbine im Niederdruckbereich in drei- und einstufiger Version durchgeführt. Auf den Laufschaufeln angebrachte Dehnungsmessstreifen sorgten für die Schwingungsüberwachung. Das instationäre Verhalten der Turbine wurde mit wandbündig eingebauten instationären Drucksensoren gemessen, welche zusätzlich zu stationärer Messtechnik installiert wurden. Die Auswertung der Ergebnisse ergab, dass Betriebspunkte existieren, bei denen bestimmte Schwingungsformen erhöhte Amplituden aufweisen. Besonders Torsionsgrundschwingungen, welche der Mode 3 entsprechen, werden von Riehm hervorgehoben, da hier einzelne Schaufeln in einem schmalen Betriebsbereich resonanzartig schwingen, was beachtliche dynamische Schaufelbeanspruchungen zur Folge hat. Die Wechsellastspannungen der anderen Eigenmoden steigen zwar bei Unterschreiten eines bestimmten Volumenstroms deutlich an, jedoch haben diese Schwingungen eher einen stochastischen Charakter.

Bei sinkendem Volumenstrom kommt es an der Nabe zum Ablösen der Strömung, was jedoch nicht zu einem Schaufelschwingen führt. Wird aber die Strömung bis auf 25% des

Nennvolumenstroms reduziert, kommt es zum Flattern einiger Schaufeln in der Versuchsturbine durch die Strömungsablösung über die gesamte Schaufelhöhe. Dabei synchronisiert sich der Ausbreitungsmechanismus eines lokalen Abrissgebiets am Profil mit der Schwingungsbewegung der Torsionsgrundschwingung. Ein weiteres Absenken des Volumenstromes führt zu Schaufelschwingungen aufgrund der stochastischen Verteilung der Strömungsgrößen. Dieses Verhalten konnte auch nicht durch eine Verstimmung der Eigenfrequenzen benachbarter Schaufeln merklich beeinflusst werden.

Zusätzlich wurde der Einfluss des Kondensatordrucks untersucht. Es wurde festgestellt, dass die Ventilationsverlustleistung mit dem Kondensatordruck linear steigt und auch die Schwingungsbeanspruchung zunimmt. Ein Temperaturmaximum tritt in Gehäusenähe hinter der letzten Stufe auf. Bei der genaueren Betrachtung der Temperaturentwicklung kann bei abgeschalteter Kühlung ein umgekehrt proportionaler Zusammenhang zwischen dem Massenstrom und der höchsten Temperatur an der Laufschaufelspitze festgestellt werden.

Genauere Temperaturangaben für die Schaufeln im Ventilationsfall sind in der Literatur sehr selten zu finden. In einer Veröffentlichung von Uiker et al (1994) finden sich Werte für eine Hochdruckturbine (Abbildung 2.1).



**Abbildung 2.1: Transiente Temperaturverteilung in den Turbinenschaufeln bei Ventilation im Hochdruckteil einer Dampfturbine**

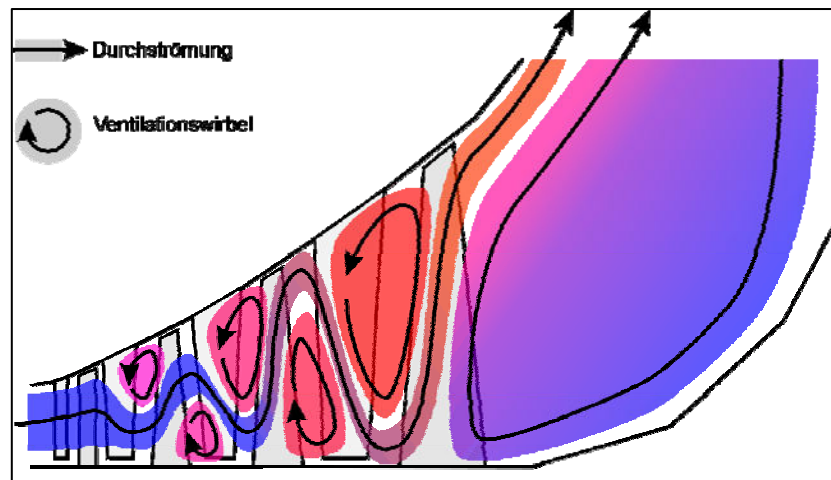
Bei der Erstinbetriebnahme werden üblicherweise auch Untersuchungen zum Lastabwurfverhalten durchgeführt. Interessant ist in diesem Zusammenhang ein Bericht von Altmann et al (1998) über die Inbetriebnahme der 800-MW-Entnahme-Kondensationsturbine beim Kraftwerk Schwarze Pumpe. Durch Temperaturmessungen konnte beim Lastabwurf auf 50 MW nach zirka 2 Minuten Ventilationsverhalten in der Hochdruckturbine detektiert werden.

Damit ist eine zeitliche Anordnung für eventuelle Schutzmaßnahmen möglich, z.B. durch das schnelle Öffnen einer Entleerungsleitung hinter dem Hochdruckteil, wozu allerdings zusätzlich eine permanente Temperaturüberwachung fest installiert werden muss. Die Schutzmaßnahmen und Kühleinrichtungen für die Niederdruckturbine sind hingegen schon fest vorgesehen.

Stationäre Strömungsfeldmessungen im Bereich der Endstufen von drei realen Dampfturbinen hat Schmidt (2000) durchgeführt und in seiner Arbeit analysiert. Wie in Abbildung 2.2



gezeigt, entstehen Wirbelgebiete, und es bildet sich eine mäanderförmige Hauptströmung aus, die durch die Maschine fließt. Dieses Phänomen wird ab einem relativen Volumenstrom von 50% ausgemacht. Ab diesem Punkt bilden sich hinter den Endstufen im Bereich der Nabe Wirbelgebiete mit Rückströmungen aus.



**Abbildung 2.2: Schema der Durchströmung einer Niederdruck-Dampfturbine im Ventilationsbetrieb**

Die oben gezeigte schematische Darstellung bezieht sich auf einen Massenstrom von 5% des Auslegungsmassenstromes. Besonderes Augenmerk legt Schmidt auf das Verhalten der Strömung an den Schaufelspitzen und in den Wirbeln. Es werden hier sehr hohe Geschwindigkeiten beobachtet. Dadurch nehmen die Wirbel nach den durchgeführten Berechnungen bis zu 4% der Nennleistung der Endstufe auf. Interessant ist der hier auch erwähnte Aspekt des Einflusses des Endstufenwirbels. Messungen der Dampftemperaturen auf den Leitschaufeln ergeben, dass die Stelle der maximalen Temperatur im Leitschaufelkranz der letzten Stufe liegt. Die Temperaturen der letzten Laufschaufelreihe liegen etwas tiefer, was mit der Kühlwirkung des hinter der Turbine zurückströmenden Dampfes erklärt wird.

Eine weitere Untersuchung an einer Endstufe einer Kraftwerksturbine wird durch Schmidt und Rieß (1999) vorgestellt. Dabei sind instationäre Strömungsmessergebnisse mit Hilfe von mehreren instationär messenden Drucksensoren an einer vierstufigen mit Kaltluft betriebenen Turbine bei Leistungsaufnahme vorgenommen worden.

Die Auswertung ergab nicht drehzahlharmonische Frequenzanteile, die etwa 2- bis 3-mal höher lagen als die Drehfrequenz bei 15 bis 25 % des Auslegungsvolumenstromes. Eine anschließende Modalanalyse zeigte, dass sich fünf umlaufende Zellen bilden, die sich mit einer Umlaufgeschwindigkeit von 58 % der Rotorfrequenz in Drehrichtung bewegen. Steigt der Volumenstrom, nimmt deren Anzahl ab.

Eine neuere Untersuchung von Gerschütz et al (2005) an einer ND-Modell dampfturbine des ITSM der Universität Stuttgart beschäftigt sich hauptsächlich mit den mechanischen Belastungen der frei stehenden ND-Schaufeln im Ventilationsbetrieb. Dazu wurden einerseits Dehnungsmessstreifen auf den Laufschaufeln appliziert, andererseits wurden instationär messende pneumatische Sonden eingesetzt, um die aerodynamischen Anregungsmechanismen zu erfassen.

Dabei wurden zwei Konfigurationen vermessen, und es wurde festgestellt, dass die mechanische Belastung der Laufschaufeln, die mit Dehnungsmessstreifen erfasst wurde, stark mit der Schaufellänge in Zusammenhang steht. Die erste Konfiguration mit den kürzeren Schaufeln weist eine starke Resonanz in der 2. Mode bei 13% des Nennmassenstroms auf,

während sich die zweite Konfiguration bei gleichem Durchsatz mit ihrer 4. Mode in Resonanz entsprechend dem Campell-Diagramm von Lechner und Seume (2003) befindet.

Besonders interessant ist die Aussage, die über den gehäusenahen Bereich der Turbine bei 13% des Nennmassenstroms getroffen wird. Hier wird mit instationären Druckmessungen an zwei Umfangspositionen aufgezeigt, dass die betrachteten Niederdruckschaufeln im Bereich der Blattspitzen wie ein Kompressor arbeiten. Außerdem konnte dabei demonstriert werden, dass sich in diesem Betriebspunkt große Ähnlichkeiten zu dem im Verdichterbetrieb auftretenden sogenannten „Rotating Stall“ ergeben. Es stellen sich rotierende Instabilitäten ein, wie sie auch durch Rapley et al (2007) beschrieben und berechnet werden.

In einer neueren Arbeit von Persico et al (2007) zu der Gewichtung der Faktoren, die sich bei Schwachlast auf Hochdruckturbinenstufen auswirken, wurde experimentell untersucht, welchen Einfluss insbesondere der axiale Abstand von Stator zu Rotor bei unterschiedlichen Lastbedingungen hat. Eine Hauptkenntnis ist, dass die Verluste durch Rotor-Stator-Interaktion im Verhältnis zu den Verlusten durch Sekundärströmung an Nabe und Gehäuse eine geringere Rolle spielen.

## 2.2 Ansätze zur Berechnung der Ventilation

Die Vorausberechnung von Betriebszuständen mit Ventilation ist mit ein- oder zweidimensionalen Berechnungsverfahren, die auf die Auslegung zugeschnitten sind, nur bedingt möglich, da dreidimensionale Strömungseffekte und instationäre Phänomene nicht wiedergegeben werden können. Daher wurden spezielle Anpassungen getroffen, um diese Rechenverfahren für die Ventilationsberechnung zu ertüchtigen. Hierbei erfordern unterschiedliche Turbinengeometrien unterschiedliche Anpassungen. Dabei haben, vereinfacht dargestellt, Hoch- und Mitteldruckteile von Dampfturbinen ähnliche Stufen mit kleiner Fächerung und geringerer Schaufellänge. Sie verhalten sich eher wie Repetierstufen, wohingegen Niederdruckteile eine große Fächerung haben. Bei stark sinkendem Volumenstrom verhalten sie sich nicht wie Repetierstufen. Bei stark gefächerten Niederdruckstufen sind die Strömungsverhältnisse an Nabe und Spitze sehr unterschiedlich.

Es gibt unterschiedliche Arbeiten auf dem Gebiet der theoretischen mathematischen Abbildung von Ventilations- und Teillastphänomenen. Von Beginn an war der Extremfall der Ventilation bei Nulldurchsatz von Interesse und ein Hauptziel war es, Ventilationsverlustkorrelationen zu erstellen.

Erste grundlegende Betrachtungen zur rechnerischen Ermittlung von Ventilationsverlustleistung haben Suter und Traupel (1959) vorgelegt. Die schon existierenden empirischen Verlustmodelle sind in dieser Arbeit unter Verwendung der Ähnlichkeitstheorie verbessert und verallgemeinert worden. Dazu wurden teilbeaufschlagte Regelstufen betrachtet und aus diesen Untersuchungen Verlustansätze abgeleitet, die auch in modifizierter Form für die Ventilation in Nieder- und Hochdruckteilturbinen angewendet werden. Die Ventilationsverlustleistung wird hierbei wie folgt berechnet:

$$P_v = K(1-E) \cdot \pi \cdot D_m \cdot L \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_m^3 \quad 2-1$$

Es ist zu erkennen, dass die Ventilationsleistung proportional mit der Dichte und der Ringfläche der Beschauflung anwächst und in dritter Potenz mit der Umfangsgeschwindigkeit. Dieser Zusammenhang leitet sich aus den angreifenden Strömungskräften her und der Term (1-E) bezieht sich auf das nicht beaufschlagte Kreissegment des Turbinenrades. Wenn E gegen Null geht, kommt es zur kompletten

Ventilation. Der Verlustleistungsfaktor  $K$  wird experimentell bestimmt und ist ein Formfaktor für unterschiedliche Geometrien.

Die auftretenden Verluste werden in dieser Arbeit zum einen der Ringreibung zugeschrieben, welche die rotierenden Schaufeln im Fluid verursachen und zum anderen der sich einstellenden Sekundärströmung. Die Verlustleistung, die für diese Sekundärströmung aufgewendet werden muss, kann mit der Eulerschen Momentengleichung mittels der Differenz der Umfangsgeschwindigkeitskomponenten in der Laufschaufelspitze und an der Schaufelnabe berechnet werden.

Auf diese ersten Arbeiten folgen verschiedene Ansätze zur Berechnung der Verlustleistung. So wird in der Arbeit von Usacev und Neujmin (1978) eine Gleichung zur Ventilationsverlustbestimmung theoretisch über die Zentrifugal- und Corioliskräfte hergeleitet. Diese Ansätze werden dann zu einem allgemein gültigen Ansatz bei unterschiedlichen Beschaukelungen weiterentwickelt. Durch diese Methode können Näherungswerte für die Ventilationsverluste bestimmt werden.

Neben diesen Betrachtungen zum Nulldurchsatz wurden erstmals ein- und mehrstufige Turbinen in den 60er Jahren auf ihr Teillastverhalten hin experimentell untersucht und anhand von Mittenschnittverfahren für diese Bereiche berechnet.

Auf diese Methode setzt auch Zehner (1980). Mit seiner Arbeit strebt er eine allgemeine Beschreibung aller denkbaren Betriebszustände sowohl experimentell als auch rechnerisch an. Als Grundlage der rechnerischen Behandlung der Strömung dienten ausführliche Untersuchungen der Charakteristiken ebener vor- und rückwärts durchströmter Turbinengitter mit vor- und rückwärts drehenden Schaufeln.

Die Berechnung der Vier-Quadranten-Kennfelder durch Zehner erfolgte für mehrstufige Turbinen ohne Berücksichtigung der Wärmeströme über die Systemgrenzen, basierend auf drei Rechenverfahren, die alle zu den Mittenschnittverfahren gehören. Es wird vereinfachend angenommen, dass es sich um die Strömung eines idealen Gases handelt, welches durch einen repräsentativen Stromfaden beschreibbar ist.

Weitere Untersuchungen zu unterschiedlichen Berechnungsmethoden stellt Teufelberger (1980) in seiner Arbeit an. Prinzipiell bezeichnet er die Berechnung der Stufencharakteristiken im Bereich der Schwachlast und der Ventilation als sehr problematisch und weist darauf hin, dass auf empirische Methoden zurückgegriffen werden muss. Die Grundlage für diese Methoden bilden Gittersversuche und Messungen an Versuchsturbinen. Exemplarisch wird das Gesamtphänomen am Beispiel einer Dampfturbinenanlage mit 400 MW Leistung und mit Zwischenüberhitzung beschrieben. Der kritische Wert des Volumenstromes tritt hier bei 40% auf. Ab hier kommt es zu Fehlanströmung und Ablöseerscheinungen an der Nabe.

Die Strömungsgeschwindigkeiten an den Schaufelspitzen ändern sich relativ wenig, während sie im Bereich der Nabe sehr stark abnehmen. Sinkt der Durchsatz weiter, breitet sich das Ablösegebiet zur Schaufelspitze hin aus. Bei Nulldurchsatz wird eine Zirkulationsströmung ausgemacht, wobei im Bereich der Nabe Dampf aus dem Abdampfraum in die Maschine gefördert und an der Spitze wieder in den Diffusorbereich transportiert wird.

Teufelberger stellt dabei fest, dass besonders die rechnerische Erfassung der Strömung in den Endstufen des Niederdruckteils zu erheblichen Problemen führt, wohingegen Hoch- und Mitteldruckteile der betrachteten Turbinen einfacher abzubilden sind. Dies gilt für die eindimensionale Berechnung, die zunächst vorgestellt wird, und die dreidimensionale Berechnung, welche auf der Berechnung der Meridianströmung basiert und im Normallastbetrieb für Niederdruckstufen bei der Auslegung angewendet wird. In beiden Fällen kommt es zu Konvergenzproblemen für sehr schwache Durchströmung. Dabei werden die Ablösungen der Strömung im Nabenbereich als Ursache der Konvergenzprobleme angesehen. Hier wird für die Abbildung dieser Bereiche ein „Through-Flow-Verfahren“ unter Berücksichtigung der Gittereigenschaften für die Berechnungen in Kombination mit einer

einfachen Leistungsbilanz vorgeschlagen. Die Rechnungen mit dem Bilanzverfahren werden abschließend mit den Messungen an einer 1200 MW Anlage verglichen. Dabei steht die experimentelle Bestimmung der Dampftemperaturen bei Ventilation im Vordergrund.

Die Leistung wurde von Schwachlast bis hin zu negativen Werten variiert und dabei der Einfluss des Druckes im Kondensator berücksichtigt. Es wurden die berechneten Temperaturen mit den gemessenen Werten im Bereich der Niederdruckendstufe verglichen. Der Vergleich zeigt, dass die gemessenen Temperaturen unter den berechneten Temperaturen liegen. Die Ursache hierfür können die Kühlmaßnahmen an der Turbine darstellen. Aber auch ohne Kühlmaßnahmen liegen die gemessenen Werte unter den berechneten Abdampftemperaturen nach dem Bilanzverfahren. Hierbei könnte die nicht berücksichtigte Kühlung durch rückströmenden Dampf eine wesentliche Rolle spielen. Dieses wird allerdings in Teufelbergers Arbeit nicht hervorgehoben. Die Ventilationsleistung eines Turbosatzes bei Auslegungskondensatordruck wird mit etwa 1,5 bis 3 % der Nennleistung angegeben.

Auch in der Arbeit von Evers (1985) stehen Berechnungen zum Thema Ventilation im Vordergrund. Wobei die Berechnungen, die anhand von einem Mehrschnittverfahren erfolgten, durch experimentelle Ergebnisse verifiziert werden. Im Vergleich zu den vorher veröffentlichten Untersuchungen zu diesem Themenbereich wurden nicht nur einstufige Modellturbinen oder reale Dampfturbinenendstufen betrachtet, sondern es wird, ausgehend von der einstufigen Modellturbine des TFD, auch das Betriebsverhalten für die Validierung der zwei- und vierstufigen Turbine herangezogen.

In dem Mehrschnittverfahren sind Umlenk- und Verlustkorrelationen für den Nennbetrieb berücksichtigt, und es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messergebnissen, wobei im Schwachlastfall auch die Wirbelgebiete zwar tendenziell richtig wiedergegeben werden, jedoch für stabile Rechnungen noch eine Weiterentwicklung der verwendeten Modelle notwendig ist.

Auch wenn in der Arbeit von Kümmel (1984) insbesondere Prozessgasturbinen adressiert werden, so können doch generelle Aspekte bei Ventilationsbetrieb auch für Dampfturbinen abgeleitet werden, da sich das grundlegende Strömungsverhalten nicht unterscheidet. Interessant sind insbesondere die ermittelten Strömungsverluste bei Leistungsaufnahme, die an einer Prozessgasturbine mit 6 Stufen aufgenommen wurden. Die betrachtete Turbine wurde durch einen drehzahlgeregelten Pendelmotor betrieben und mit Kühlluft durch einen Schraubenverdichter beziehungsweise durch einen im selben Strang mitlaufenden Axialverdichter versorgt. Im Grundprinzip ging es um die Bestimmung der Abhängigkeit der inneren Verlustleistung der Turbine von der Drehzahl und von dem bezogenen Austrittsvolumenstrom.

Hierzu wurden alle wichtigen Parameter für eine Bilanzierung aufgenommen, wie die Drehzahl und das Drehmoment des Pendelmotors sowie der Druck und die Temperatur am Ein- und Austritt der Turbine und am Ein- und Austritt des Axialverdichters. Des Weiteren wurden die Ölmengen und Öltemperaturen von den Maschinenlagern und den Getrieben gemessen. Es sind Versuche bei unterschiedlichen Drehzahlen und unter Konstanzhaltung des Volumenstromes durchgeführt worden und bei unterschiedlichen Volumenströmen bei konstanter Drehzahl. Aus der Auswertung der Experimente ergab sich folgender Zusammenhang: die auf einen mittleren Dichtewert normierte Verlustleistung nimmt mit steigendem Volumenstrom linear ab, und die Verlustleistung steigt, wie erwartet, sehr stark mit der Drehzahl der Turbine an. Neben den ausführlichen Untersuchungen an der 6-stufigen Prozessgasturbine wurden auch Messungen an einer 4-stufigen Prozessgasturbine im Ventilationsbetrieb und an einer 3-stufigen Prozessgasturbine im Strang mit Leistungsaufnahme durchgeführt.

Damit konnte eine Aussage zu der Übertragbarkeit der Ergebnisse getroffen und außerdem der Einfluss der Stufenzahl auf die Verlustleistung beurteilt werden. Der Vergleich der empirischen Berechnungsansätze von Zehner (1980) mit experimentellen Ergebnissen ergibt

noch kein zufriedenstellendes Ergebnis über den gesamten Bereich. Die gemessenen Verlustleistungen lassen sich mit den entwickelten Berechnungsmodellen nicht genau vorhersagen. Der Vergleich mit der Gleichung von Traupel (1988) ergibt ein besseres Bild für mehrstufige, voll beaufschlagte Turbinen im Ventilationsbetrieb mit geringer Dichteänderung. Wie schon bei den vorherigen Publikationen gesehen, liegt der Schwerpunkt der meisten Arbeiten des Themenkomplexes bei der Ventilation in den Niederdruckturbinen, aber auch zur Hochdruckventilation gibt es Untersuchungen. So hat Bergmann (1994) eine Arbeit vorgelegt, in der er nachweist, dass Ventilation auch im Bereich der Hochdruckbeschaufelung einer Turbine mit Zwischenüberhitzung auftreten und diese auch zu Störfällen führen kann. So können unzulässig hohe Temperaturen auftreten, welche die Beschaufelung gefährden können. Die zugrundeliegenden Vorgänge sind auch schon in anderen Arbeiten, wie in der zuvor betrachteten von Evers (1985) aufgeführt. Bergmann 0 stellt Maßnahmen zur Begrenzung der Ventilation in Hochdruckturbinen vor, und es werden theoretische Betrachtungen, aufbauend auf den thermodynamischen Zusammenhängen der Ventilationserscheinungen, durchgeführt, welche zur Modifizierung von empirischen Verlustkorrelationen auf Basis der Gleichungen von Traupel (1988) herangezogen werden. Eine weitere wichtige Arbeit zu diesem Themenkomplex ist die von Petrovic und Rieß (1995). In dieser Untersuchung werden mehrstufige Gas- und Dampfturbinen im Nenn- und Teillastbetrieb berechnet und dazu ein zu diesem Zweck neu entwickeltes zweidimensionales Verfahren verwendet, welches auch Betriebsbereiche einschließt, bei denen Rückströmungen und Leistungsaufnahme der Beschaufelung auftreten. Es handelt sich dabei um ein so genanntes Through-Flow-Verfahren, wobei die Strömung als adiabat, rotationssymmetrisch und kompressibel angenommen wird.

Neben der Modellierung mit den Erhaltungs- und Zustandsgleichungen sind weitere Modelle für die Berechnung der radialen Verteilung der Verluste und die radiale Mischung implementiert.

Die Berechnungen liefern als Resultat die Verteilung der Strömungsgrößen in der Meridionalebene und die Kennfelder der Turbine. Es kann somit eine stufenweise Auswertung der Strömung erfolgen.

Die Ergebnisse werden mit Messwerten der ein- und vierstufigen Versuchsturbine des TFD und mit Werten aus einer Messung an einer Niederdruckdampfturbine mit 3 Stufen im Kraftwerk Tiefstack verglichen, wobei die Operationsbedingungen vom Nennmassenstrom bis zu zwanzig Prozent des Nennmassenstromes der betrachteten Turbine reichen.

Der Vergleich zeigt dabei, dass bestimmte Phänomene auch für den Teillast- und Schwachlastbereich durch die Berechnung wiedergegeben werden können. Dabei ergibt sich, dass beim Unterschreiten eines kritischen Wertes für den Massenstrom im Austrittsbereich ein Rückströmwirbel entsteht, der sich mit abnehmendem Durchsatz stromaufwärts ausbreitet.

Sobald die Rückströmung die Endstufe erreicht, stößt das Berechnungsprogramm an seine Grenzen. Dies bedeutet, dass die Phänomene innerhalb der Turbine nur unzureichend untersucht werden können. Außerdem arbeitet das Programm noch mit einigen zusätzlichen Hilfsmitteln, die den Anwendungsbereich zwar erweitern, aber dennoch schon eine Teillösung vorgeben, wodurch sich eine Verfälschung der Ergebnisse ergeben kann. In diesem Zusammenhang sei die Vorgabe der Umfangskomponente der Rückströmung genannt. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Rückstromzone, die experimentell häufig festgestellt wurde, im Stromlinienverlauf zu erkennen ist und mit bestimmten Vorgaben numerisch ermittelt werden konnte. Die weiterführende Arbeit von Petrovic und Rieß (1997) zeigt, dass mit dieser Methode eine gute Übereinstimmung von Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld mit den Messergebnissen einer Niederdruckturbine zu erreichen ist. Damit wurde ein wichtiger Schritt zur richtigen Vorhersage von Teillastfällen getan, aber die Berechnungen sind nur bis zu einem relativen Massenstrom von 20% erfolgreich, und auch

hier kann die Komplexität der Strömung mit diesem 2-D Verfahren nur unvollständig abgebildet werden kann.

In dieser Arbeit wurde die Ventilation dreidimensional und mit extremen Schwachlastbedingungen untersucht. Dabei galt es herauszufinden, ob auch in diesem Fall größere Rückströmgebiete auftreten und wie diese die Temperaturverteilung in der Turbine beeinflussen.

### **2.3 Numerische Untersuchungen der Ventilation**

Erste numerische Berechnungen, die sich auch mit dem Problem niedriger Durchflusszahlen beschäftigen, wurden unter anderem auch in der Arbeit von Benim et al (1995) durchgeführt. Der Fokus lag hierbei auf der Beurteilung der Strömung in einem Austrittsdiffusor einer Niederdruckdampfturbine. Hierzu wurde eine Analyse der dreidimensionalen, transsonischen und turbulenten Strömung in einer ND-Endstufe einer Dampfturbine mit nachgeschaltetem Diffusor durchgeführt, wobei sich eine Rückströmung bei niedrigen Volumenströmen ergab. Es wurde vor allem die Asymmetrie der Strömung im Diffusor untersucht. Durch ein mehrfaches Abgleichen der rotationssymmetrischen Rechnung des Turbinengitters mit der Berechnung des Abströmgehäuses wird die Umfangsvariation der Strömungsgrößen aus der Interaktion der Beschaukelung mit dem Abdampfgehäuse erfasst. Das Rückströmgebiet taucht hierbei nur im Oberteil des Diffusors auf, und es vergrößert sich über der Länge des Diffusors bis zur Gehäusewand. Es wurde auch ein Vergleich der numerischen Berechnung mit Messungen durchgeführt, der zu einem zufriedenstellenden Ergebnis führte, solange sich der relative Massenstrom bei 50% bewegte. Bei niedrigeren Durchsätzen konnte kein befriedigendes Ergebnis erzielt werden. Doch gerade diese Bereiche sind für diese Arbeit interessant.

Eine weitere interessante Arbeit zu dem Themenkomplex ist die numerische Untersuchung zum Einfluss von Teilbeaufschlagungsblenden auf den Wirkungsgrad von Dampfturbinen von Sakai et al (2006). Die eingebrachten Blenden sind Scheibenringe, die hinter einer Dampfturbinenstufe den Strömungskanal einengen und damit zu einer Teilbeaufschlagung führen. Als numerische Berechnungssoftware wurde CFX eingesetzt, und es wurden sowohl stationäre und als auch instationäre Rechnungen von Sakai durchgeführt und die Rechnungen anhand von Messergebnissen aus einer einstufigen Versuchsluftturbine mit Teilbeaufschlagungsblende verifiziert.

Ausgehend von den einstufigen Ergebnissen wurde danach eine zweistufige Konfiguration simuliert, bei der jede Stufe mit einer Teilbeaufschlagungsblende versehen wurde.

Dabei wurde der Einfluss des Verdrehens der Blenden auf das Strömungsbild und den Wirkungsgrad analysiert. Wesentliches Resultat ist, dass die Ventilationsleistung der nicht beaufschlagten Teile des Schaufelkranzes insbesondere von der Umfangsposition der Teilbeaufschlagungsblenden abhängt. Es ist besonders wichtig, die richtige Einstellung zu finden, da bei falscher Positionierung der Blenden ein Teil der Strömung in den nichtbeaufschlagten Bereich umgelenkt und so dort die Ventilationsleistung der Beschaukelung stark erhöht wird. Als Folge sinkt der Wirkungsgrad der Turbine um bis zu zweieinhalb Prozentpunkte. Hier liegt auch die Hauptschwierigkeit der betrachteten Arbeit. Die getroffenen Maßnahmen dienen der Nachbildung eines realen Strömungszustandes bei Teilbeaufschlagung, aber das reale Strömungsverhalten kann durch den Einsatz von Blenden nur angenähert werden. Wie sich die Strömung bei sinkendem Massenstrom ohne Einbauten wirklich verhält, wird nicht untersucht. Ergebnisse zu Strömungsberechnungen von mehrstufigen Turbinen im Schwachlastbetrieb unter Anwendung von 3D-CFD-Software, wie sie in dieser Arbeit vorgestellt werden, sind in der Literatur bisher nicht veröffentlicht.

## 2.4 Entwicklungsstand der Numerischen Simulation

Die in dieser Arbeit vorgestellten Berechnungen sind auf Basis von numerischen Rechenmodellen durchgeführt worden, die in den letzten Jahrzehnten immer weiter entwickelt wurden. Ein wichtiger Punkt, der diese Entwicklung begünstigt hat, ist der Umstand, dass die experimentelle Untersuchung von komplexen Strömungsvorgängen oftmals teurer ist, als die Simulation dieser Vorgänge. Dennoch bedarf es weiterhin der Validation der Simulationen mit realen Messwerten, aber die kostenintensiven und zeitintensiven experimentellen Untersuchungen können so auf ein notwendiges Maß eingeschränkt werden. Dabei sind zum einen die Lösungsalgorithmen kontinuierlich optimiert worden und zum anderen auch die dahinterstehenden Modelle zur Beschreibung der Strömung verbessert und angepasst worden. Des Weiteren wurden große Fortschritte auf dem Gebiet der instationären Simulation gemacht. Außerdem gewinnen numerische Berechnungsverfahren durch eine ständig anhaltende Kapazitätssteigerung der Hochleistungsrechner mit der Zeit immer mehr an Bedeutung. In Abbildung 2.3 ist diese Entwicklung in Flops dargestellt. Ein Flops bildet dabei die kleinste Einheit, welche aus einer Rechenoperation pro Sekunde besteht. Es ist die Gesamtsumme der weltweiten Rechenleistung, die Leistung des weltbesten Rechenclusters (#1) und die Leistung des Clusters an 500. Stelle (#500) dargestellt. Es zeigt sich in der logarithmischen Auftragung ein linearer Verlauf aller 3 Kurven.

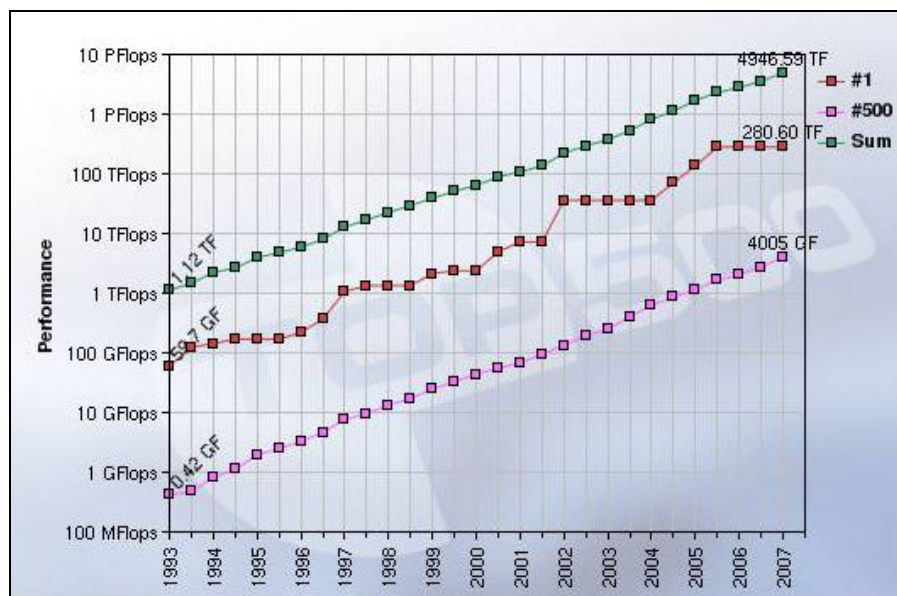


Abbildung 2.3: Entwicklung der Rechnerperformance über die Zeit

Die oben genannten Punkte führen dazu, dass auch für anspruchsvolle CFD Berechnungen aus heutiger Sicht sehr leistungskräftige Hardware für die Beschreibung und Erfassung von Strömungen in Turbomaschinen zum Einsatz bereit steht. Es sind unterschiedliche numerische Verfahren für die Lösung der auftretenden partiellen Differentialgleichungen entwickelt worden. Diese können anhand ihrer unterschiedlichen numerischen Methoden eingeteilt werden. Eine davon ist ab den siebziger Jahren die Finite Elemente Methode. Sie hat große Bedeutung auf dem Gebiet der Strukturmechanik, aber zum Teil auch in der Strömungsmechanik. Weitere Methoden sind das Spektralverfahren im Bereich der Strömungsmechanik und die Finite Differenzen Methode. Hanke-Bourgeois (2002) gibt einen Überblick über die numerischen Methoden.

Die in dieser Arbeit verwendete Finite Volumen Methode ist das bevorzugte Verfahren für viele moderne Strömungslöser, aufgrund von fortschrittlichen numerischen Algorithmen zur Konvergenzbeschleunigung und zur zeitlichen und räumlichen Diskretisierung.



### 3 Experimentelle Untersuchungen

Ein komplexes Strömungsphänomen wie die Ventilation in einer Turbine kann nicht mit letzter Sicherheit und Genauigkeit, allein basierend auf numerischen Simulationen, untersucht werden. Daher sind experimentelle Untersuchungen des Strömungsfeldes im Bereich kleiner Massenströme den numerischen Untersuchungen vorausgegangen. Dafür wurden umfangreiche Kennfeld- und Strömungsfeldmessungen mit pneumatischen Strömungsvektorsonden mit Temperaturmessstelle durchgeführt.

#### 3.1 Prüfstand

Als Versuchsträger dient die Luftturbine des Institutes für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Universität Hannover. In diesem Abschnitt wird der Aufbau des Versorgungssystems rund um die Turbine beschrieben. Das Schema der Gesamtanlage ist in Abbildung 3.1 darstellt.

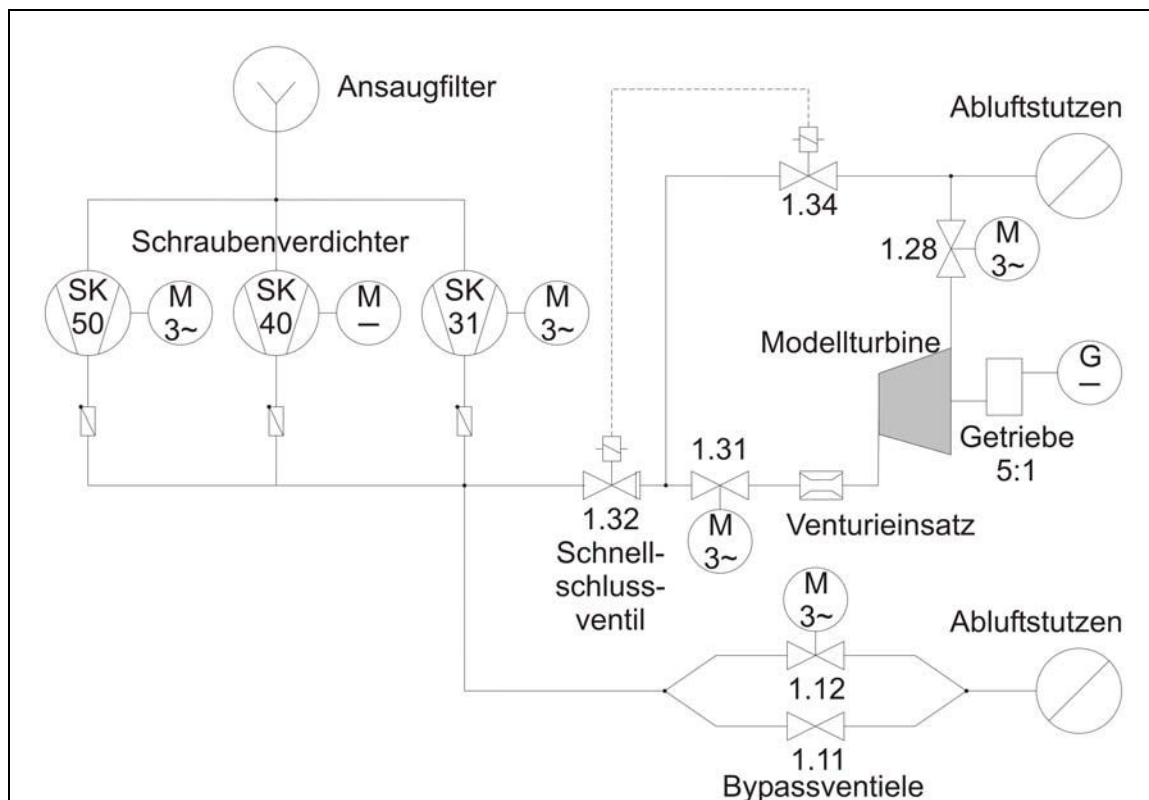


Abbildung 3.1: Luftversorgungssystem der Versuchsturbine

Die für die Experimente genutzte Luft wird vorgefiltert und von bis zu drei Schraubenkompressoren unterschiedlicher Baugröße angesaugt und komprimiert. Dabei wird der Massenstrom über die Schieber 1.11 und 1.12 eingestellt. Sehr kleine Massenströme können auch direkt mit dem Schieber 1.31 eingestellt werden, welcher sich im Zulauf der Turbine befindet. Bei Parallelschaltung der Kompressoren haben diese ein Fördervolumen von zusammen 11 Kubikmeter pro Sekunde und können die Luft auf einen Enddruck von maximal 4 bar verdichten. Bei Schwankungen des Umgebungsdruckes und der Außentemperatur während der Versuche bleibt das Fördervolumen konstant.



Um eine möglichst vollständig ausgebildete Strömung vor der Turbine sicherzustellen, ist eine 18 Meter lange gerade Zuströmleitung vorgesehen. Diese Leitung hat einen Innendurchmesser von 500 mm. Vor dieser Leitung befindet sich ein Schnellschlussventil (1.32), das bei Störfällen wie Überdrehzahl oder Netzausfall in Aktion tritt. Es ist mit einem Bypassventil (1.34) gekoppelt, sodass bei auslösendem Schnellschluss eine Druckentlastung des Zulaufs über das Ventil 1.34 erfolgen kann. Die Zuströmleitung ist über Bypassventile mit einem Schalldämpfer verbunden.

Der Massenstrom wird mittels einer Venturidüse bestimmt. Diese befindet sich in der Zuströmleitung 8,7 m vor dem Turbinenflansch und ist nach DIN 1952 kalibriert. Etwa 3,5 m vor der Turbine ist ein Stopfbuchsenkompensator eingebaut, der die Wärmedehnungen der Rohrleitung ausgleichen soll. Um den Drall in der Anströmung so weit wie möglich zu reduzieren, ist ein Lochsieb mit einem Öffnungsverhältnis von 0,5 in einer Entfernung von 1m vor der Turbine eingebaut. Gleichzeitig wird mit dieser Maßnahme das Geschwindigkeitsprofil der Rohrströmung vergleichmässigt und Vorturbulenz erzeugt. Die Messung des Turbulenzgrades nach dem Lochsieb ergibt mittlere Turbulenzwerte im Bereich von  $Tu = 0,05$  bis  $0,08$ . Nachdem die Luft die Turbine durchströmt hat, wird sie durch den ringförmigen Sammelraum und einen Abluftstutzen über den Schalldämpfer in die Atmosphäre ausgeblasen.

Die von der Turbine erzeugte Leistung wird über ein Untersetzungsgetriebe der Firma DEMAG an eine Gleichstrompendelmaschine (BBC) abgegeben. Diese Maschine kann sowohl im Schlepp- als auch im Generatorbetrieb genutzt werden und hat eine Leistung von 850 kW. So kann die Drehzahl der Turbine unabhängig vom Massenstrom eingestellt werden.

### **3.2 Die Versuchsturbine mit vierstufiger Beschau felung**

Die Luftturbine wurde in den 60er Jahren in Betrieb genommen und mehrfach umgebaut. Sie wurde für ein Forschungsprogramm zur Entwicklung von Heliumgasturbinen mit Hochtemperaturreaktor so konzipiert, dass Strömungsfelduntersuchungen in allen vier Quadranten möglich waren, Zehner (1980). Dies bedeutet, dass sie bei beiden Drehrichtungen vor- und rückwärts durchströmt werden kann. Die Modellturbine ist dabei in ihren Abmessungen so groß ausgelegt, dass der Effekt der Strömungsbeeinträchtigung durch die Sonden recht klein ausfällt.

Die Beschau felung war eine Gasturbinenbeschau felung, welche am Institut gefertigt wurde. Es handelt sich um Repetierstufen aus Aluminium. Die Bauart des Läufers erlaubt es, Modifikationen der Stufenanzahl vorzunehmen. Er weist 30 geräumte Tannenbaumnuten auf, in welche die Laufschaufeln und die Distanzstücke für die Leitschaufeln axial eingeschoben werden können. So können wahlweise eine ein-, eine zwei-, eine vier- und eine siebenstufige Beschau felung eingebaut werden. Der Umbau des Strömungskanals ist durch Auswechseln der Gehäuseringe und Verschieben der Laufschaufeln in den Axialnuten des Läufers relativ einfach durchzuführen. In dieser Arbeit wird von dieser Konfiguration nur die vierstufige Beschau felung von Bedeutung sein.

Um die Radialspalte möglichst klein zu halten, ist der Läufer kugelgelagert. Außerdem wurden die Axialabstände zwischen den einzelnen Stufen und auch zwischen dem vierten Leitschaufel- und Laufschaufelkranz etwas größer gewählt, um ausreichend Platz zu lassen für die Sondenmessungen.

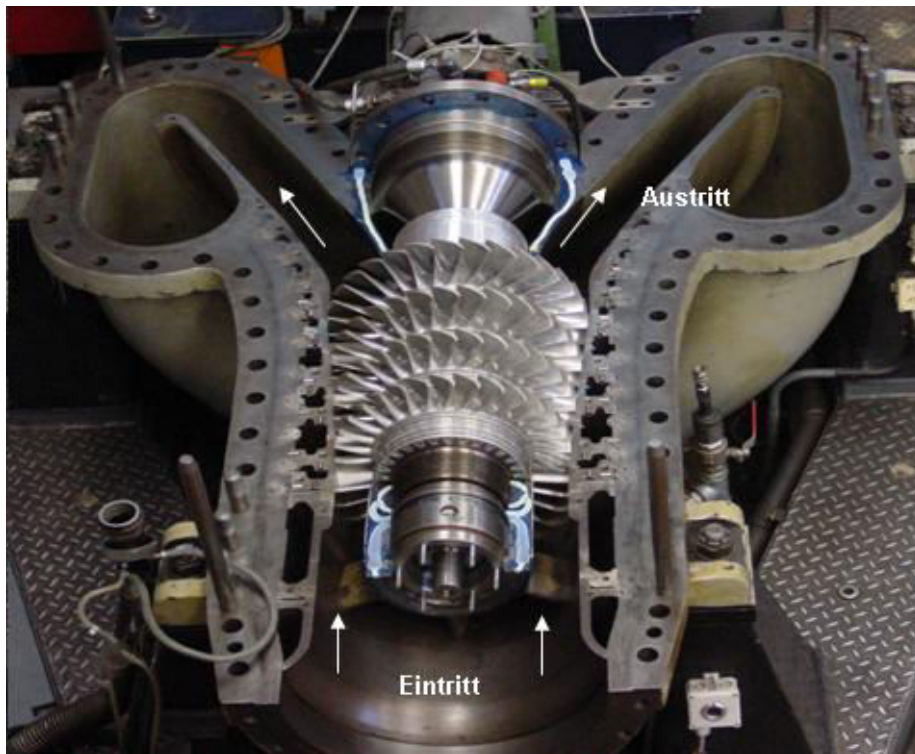


Abbildung 3.2 Bild der geöffneten 4-stufigen Turbine

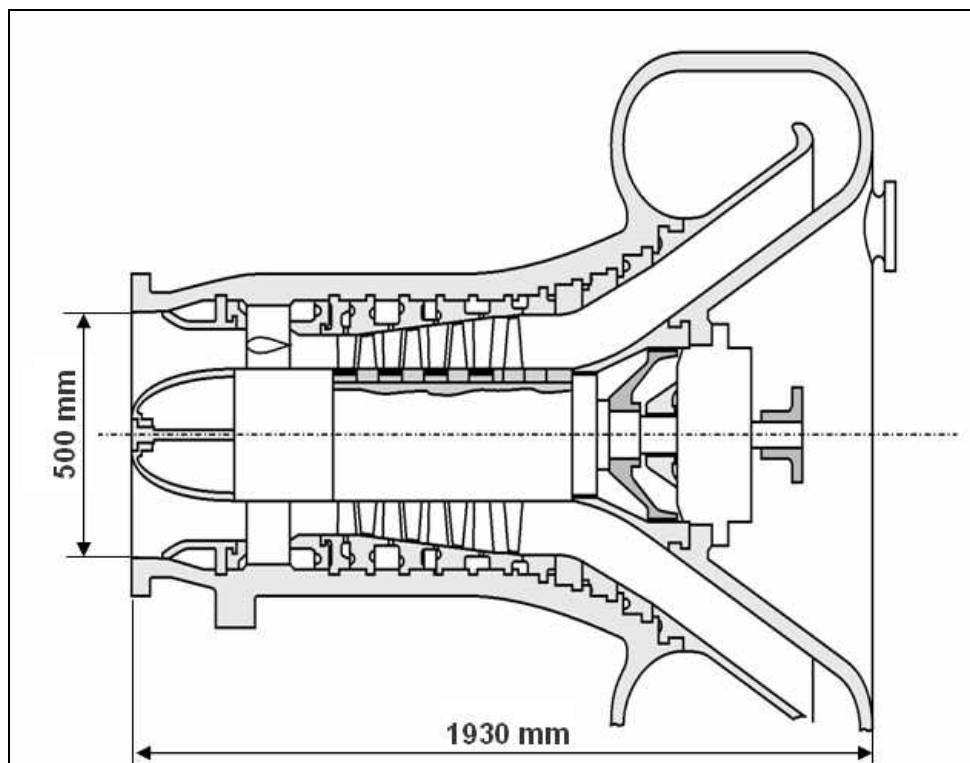


Abbildung 3.3 Längsschnitt der 4-stufigen Turbine

Die Laufschaufeln sind stark verwunden. Im Fußschnitt hat das Gitter einen kleinen Reaktionsgrad und erzeugt so eine große Umlenkung. Die Verhältnisse im Kopfschnitt sind hingegen umgekehrt. Hier ist die Umlenkung gering und die Reaktion groß. Der Reaktionsgrad im Mittenschnitt der letzten Stufe beträgt 50%.

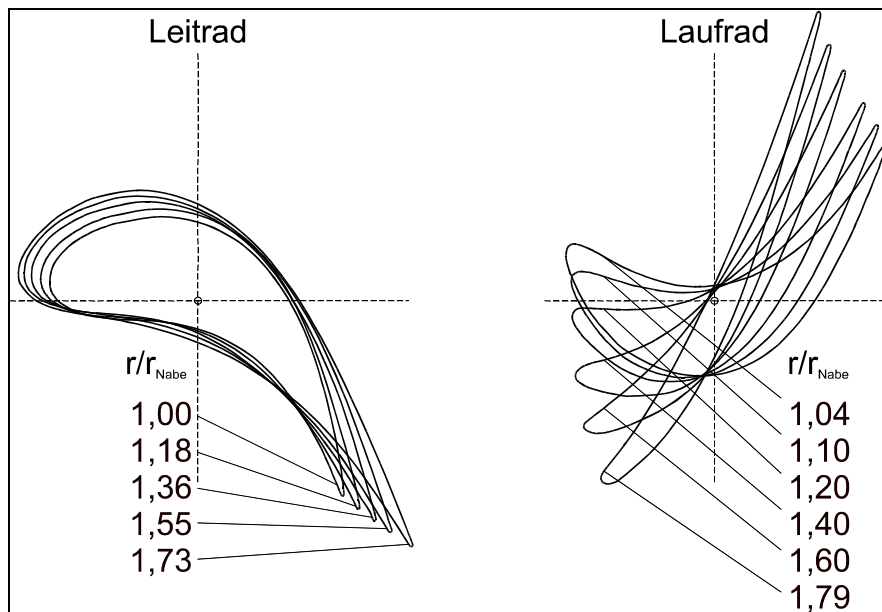


Abbildung 3.4 Profilschnitte der Lauf- und Leitschaufeln

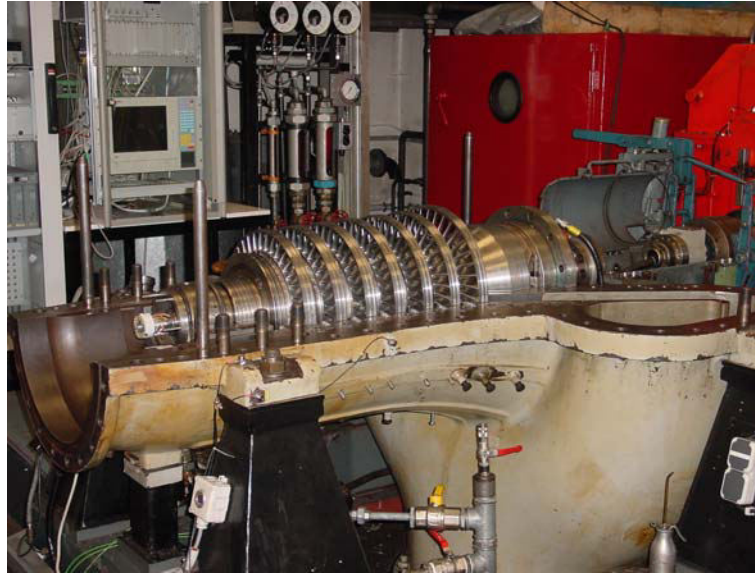
Die wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Im nachfolgenden Abschnitt ist die neue Turbine mit der 7-stufigen Beschau felung vorgestellt.

Anzahl der Stufen	4
Reaktionsgrad	0.5
Laufschaufeln	30
Leitschaufeln	29
Auslegungspunkt	
Leistung	703 kW
Auslegungsdrehzahl	7500 min <sup>-1</sup>
Auslegungsmassenstrom	7.8 kg/s
Druck am Eintritt	2.60 bar
Temperatur am Eintritt	140°C
Druck am Austritt	1.02 bar
Temperatur am Austritt	46°C
Isentroper Wirkungsgrad	91,3%

Tabelle 1 Technische Daten der 4-stufigen Luftturbine

### 3.3 Die Versuchsturbine mit moderner 7-stufiger HD-Beschau felung

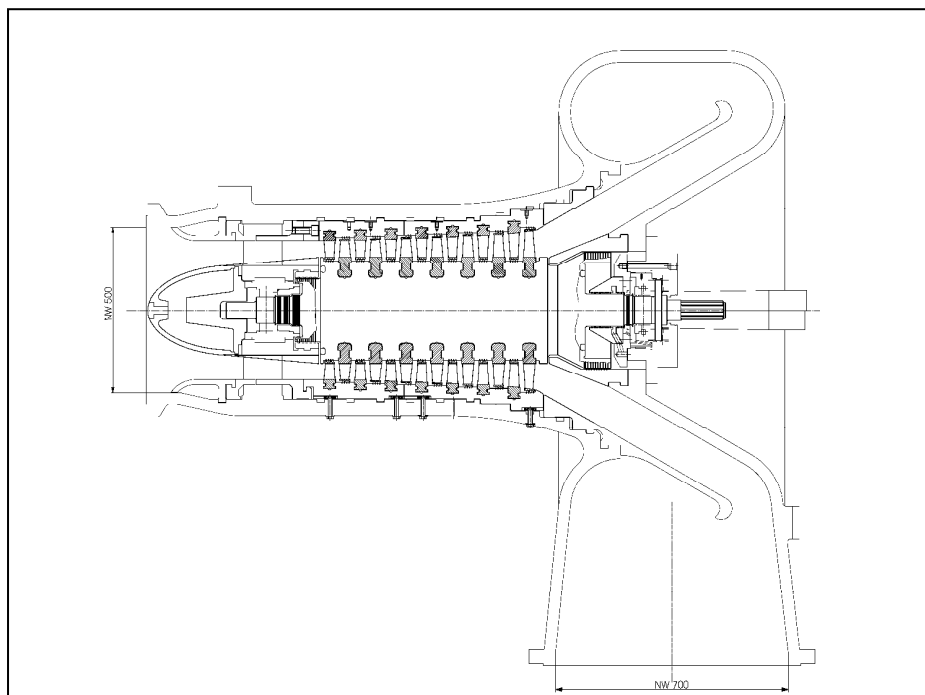
Speziell für die experimentellen Untersuchungen der Ventilation in Hochdruckdampfturbinen wurde eine neue moderne HD-Dampfturbinenbeschau felung für die bestehende Luftturbine entwickelt. Dabei ist die Stufenanzahl von 4 auf 7 erhöht worden, um die realen Temperaturverteilungen in Turbinen mit hoher Stufenanzahl besser wiedergeben zu können und speziell um die These zu überprüfen, dass die höchsten Temperaturen im extremen Schwachlastfall nicht am Ende der Maschine auftreten. In Abbildung 3.5 ist ein Foto der geöffneten Maschine mit dem neuen Läufer zu sehen.



**Abbildung 3.5 Geöffnete 7-stufige Turbine in der Seitenansicht**

Das Außengehäuse besteht aus Grauguss. Es wurde von der vorherigen Turbine übernommen und für den neuen Läufer angepasst. Dabei ist das Oberteil durch eine horizontale Teilfuge geteilt.

In Abbildung 3.6 ist der Querschnitt der 7-stufigen Turbine dargestellt. Die Turbine arbeitet mit Luft als Arbeitsmedium und erreicht damit eine Leistung von  $P_{\text{nenn}} = 640\text{kW}$  im Auslegungspunkt.



**Abbildung 3.6 Längsschnitt der 7-stufigen Luftturbine des TFD**

Zwei Innengehäuse dienen als Leitschaufelträger für die Turbine. Diese sind mit einer in der horizontalen Ebene liegenden Teilfuge versehen. Der Läufer ist geschmiedet und hat einen konstanten Durchmesser von 300 mm, wobei der Außendurchmesser des Ringraumes sich von 420 mm auf 487 mm aufweitet. In der unteren Abbildung sind die Profilschnitte der Lauf- und Leitschaufeln jeweils am Gehäuse und an der Nabe dargestellt.

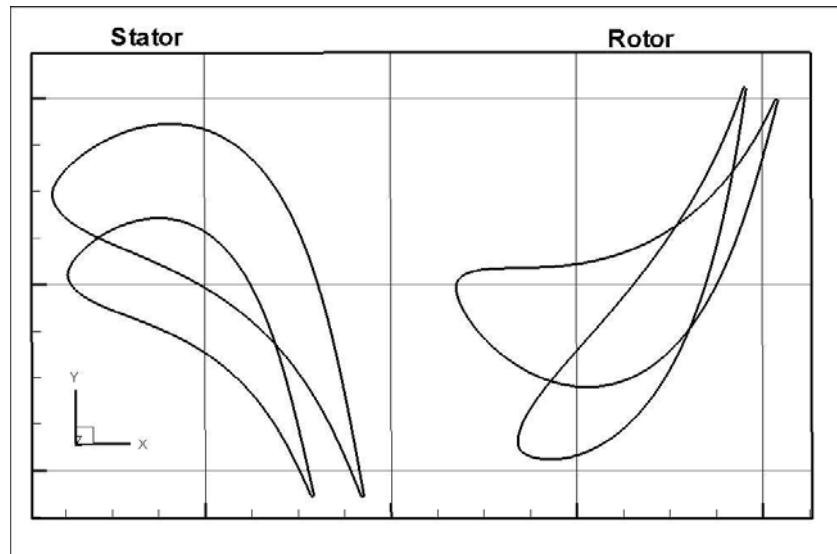


Abbildung 3.7 Profilschnitte der Lauf- und Leitschaufeln der 7-stufigen Turbine

Die wichtigsten Kenndaten der 7-stufigen Luftturbine sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Stufenanzahl	7						
Nennleistung	640 kW						
Nenn Drehzahl	6300 min <sup>-1</sup>						
Nennmassenstrom	5,75 kg/s						
Eintrittstemperatur	430 K						
Austrittstemperatur	320 K						
Eintrittsdruck	3,3 bar						
Austrittsdruck	1,02 bar						
Nabenverhältnis am Eintritt	0,76						
Nabenverhältnis am Austritt	0,66						
Stufe	1	2	3	4	5	6	7
Anzahl der Leitschaufeln	36	38	38	36	36	38	42
Anzahl der Laufschaufeln	37	36	37	38	40	39	40

Tabelle 2 Technische Daten der 7-stufigen Luftturbine

Die Turbine wurde mit einer neuen Beschaukelung nach den Auslegungsparametern für Hochdruckdampfturbinen von Siemens ausgestattet. Es handelt sich nicht um Repetierstufen, wie bei der 4-stufigen Turbine, sondern um so genannte 3DV Schaufeln, mit variablem Reaktionsgrad. Dabei wurde mit modernen Berechnungstools die Form dreidimensional optimiert.

Anders als bei der vierstufigen Luftturbinen, bei der freistehende Schaufeln verwendet wurden, ist die neue siebenstufige Beschaukelung mit Deckbändern versehen, die bei Leit- und Laufschaufeln mit ähnlichen Labyrinthdichtungen ausgestattet sind.

### **3.4 Angewandte Messtechnik**

Zur Erfassung der entscheidenden physikalischen Eigenschaften der Strömung in der Luftturbine sind Strömungs- und Kennfeldmessungen durchgeführt worden. Da der Versuchsstand nach längerem Stillstand reaktiviert wurde, wurde die eingesetzte Messtechnik für die Messungen an der vierstufigen Turbine in einem ersten Schritt wieder in Betrieb gesetzt. Dabei mussten viele Anpassungen und Erweiterungen durchgeführt werden. Ziel war es, die wichtigsten Strömungsgrößen: den Geschwindigkeitsvektor, den vorherrschenden statischen und totalen Druck und die statische Temperatur in den vorgegebenen Messebenen in der Turbine zu bestimmen. Weiterhin sollten die Drehzahl und der Massenstrom der Turbine zur Festlegung des Betriebspunktes bestimmt werden. Damit ist die Strömung hinreichend beschrieben. Eine weitere interessante Größe ist das Drehmoment an der Turbinenwelle, um festzustellen, ob sich eine Turbine im Leistungs- oder Schlepptrieb befindet.

Der Aufbau der Messkette, das verwendete Mess- und Steuerprogramm und die Vorgehensweise beim Kalibrieren der Messinstrumente sind in den vorangegangenen Arbeiten von Kang (2006) und Krüger (2003) genau beschrieben worden, und daher soll an dieser Stelle nicht im Detail darauf eingegangen werden. Im folgenden Abschnitt wird kurz darauf eingegangen, in welcher Weise Größen gemessen werden.

#### **3.4.1 Ermittelte Messgrößen bei der 4-stufigen Luftturbine**

Bei jeder Strömungsfeldmessung werden insgesamt 10 Differenzdrücke und Temperaturen, die Drehzahl, das Drehmoment, zwei radiale Positionen und zwei Gierwinkel aufgenommen. Das Drehmoment, das vom Turbinenläufer auf das Getriebe übertragen wird, wird dabei über eine zwischen Turbine und Getriebe befindliche, kalibrierte Drehmomentmesswelle der Firma „HBM“ vom Typ „T32 FN“ gemessen. Dabei wird auch die Drehzahl der Turbine erfasst. Das Nenndrehmoment der Messwelle beträgt 2000 Nm, die Nenndrehzahl liegt bei 15000 1/min. Das Festhalten der Umgebungstemperatur und des Umgebungsdrucks ist für die Auswertung der Versuche wichtig. Diese Umgebungsbedingungen werden zum einen mit einem Thermoelement des Typs K und zum anderen mit einem Referenzbarometer aufgenommen, wobei der Umgebungsdruck manuell in das Messprogramm eingegeben wird.

#### **3.4.2 Durchführung der Messungen der 4-stufigen Luftturbine**

Als erstes erfolgten Kennfeldmessungen über einen breiten Massenstrombereich bei drei verschiedenen Drehzahlen, um das Betriebsverhalten der Turbine abzubilden. Anhand der Kennfelder wurden Betriebspunkte für sinnvolle Ventilationsuntersuchungen bestimmt. Die notwendigen Strömungsfeldmessungen erfolgten mit konstantem minimalem Massenstrom und drei unterschiedlichen Drehzahlen. Für die Messungen des Strömungsfeldes wurden Strömungsvektorsonden eingesetzt (Abbildung 3.8). Der größte Vorteil dieser Sonden liegt dabei in der gleichzeitigen Messung von mehreren Strömungsgrößen an einem Punkt. So wird neben den unterschiedlichen Drücken auch die Totaltemperatur mit einem Thermoelement gemessen. Die Strömungsgrößen können dabei von den Sonden nicht direkt gemessen werden, sondern diese müssen vorab in einer bekannten Strömung kalibriert werden, um die gemessenen Werte dann in die gesuchten Strömungsgrößen umrechnen zu können.



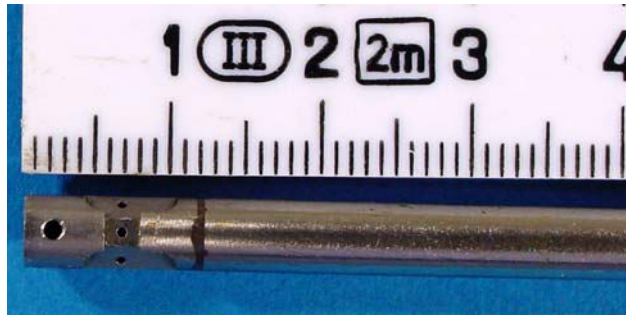


Abbildung 3.8 pneumatische 5-Loch-Sonde mit Totaltemperaturmessstelle

Zur Kalibrierung der verwendeten Fünfloch-Zylindersonden über beide Raumwinkel bei verschiedenen Machzahlen im niedrigen subsonischen Bereich (bis  $Ma=0,17$ ) dient der Niedergeschwindigkeitskalibrierkanal am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, der in der Arbeit von Bammert et al (1973) genau beschrieben ist. Die Kalibrierung der Sonden erfolgte, nachdem die Methode der Messauswertung festgelegt war. Die Auswertung der Sondenmessungen erfolgte dabei in der Gierwinkelebene mittels des Nullabgleichsverfahren und in der Nickwinkelebene über das Druckdifferenzenverfahren. Da der Einfluss der Kompressibilität im niedrigen subsonischen Bereich zu vernachlässigen ist, wurde die Kalibrierung nur bei einer Machzahl von 0,15 in Schritten von  $5^\circ$  durchgeführt und zwar über den Nickwinkelbereich von  $-40^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ$ . Dies ist der maximal einstellbare Bereich der im Kanal vorhandenen Sondenverstellvorrichtung. Der Sondenhersteller (United Sensors) gibt allerdings nur in einem Nickwinkelbereich von  $\gamma = \pm 40^\circ$  an, und daher wurden die Messungen nur in diesem Bereich quantitativ ausgewertet. Darüber hinausgehende Strömungswinkel flossen zum Teil qualitativ mit in die Ergebnisse ein. Die Ergebnisse der Messungen sind nicht in diesem Abschnitt der Arbeit dargestellt, sondern werden in Kapitel 5.1.2 und 5.1.3 direkt mit den numerisch berechneten Werten verglichen.

### 3.4.3 Messtechnik für die 7-stufige Luftturbine

Für die weiteren Untersuchungen an der 7-stufigen Turbine wurde die Messtechnik vollständig erneuert werden und mit den Erfahrungen aus den vorangegangenen Messungen speziell für den Teil- und Schwachlastbereich angepasst. Es werden weiterhin Strömungsvektorsonden eingesetzt, wie die pneumatische 5-Loch-Zylindersonde, aber es ist vorgesehen, die grundlegenden Strömungsgrößen mit den neu entwickelten 7-Loch-Halbkugelsonden durchzuführen. Dieser Sondentyp ist in der Lage, viel größere Nickwinkel (von  $-90^\circ$  bis  $80^\circ$ ), wie in der vorangegangenen Arbeit von Kang (2006) gezeigt wurde, zuverlässig zu messen. Damit ist die Erfassung der stark radial geneigten Strömungen im Schaufelkanal bei Ventilationsbetrieb möglich. Außerdem werden in den Messebenen zusätzlich Totaltemperatursonden verwendet, denn die 7-Loch-Halbkugelsonden haben keine Temperaturmessstelle im Sondenkopf. Anders als bei der vierstufigen Konfiguration sind zwischen allen Schaufelkränzen Sondenmessungen möglich, da ein Mindestabstand speziell für diesen Zweck eingehalten wurde.

Es sind Traversierschlitze vorgesehen, die auch Änderungen der Strömungsphänomene in Umfangsrichtung erfassen sollen. Weiterhin ist ein Kammsondenpaar im Diffusor der Turbine für die Messungen der Rückströmungen bei Schwachlast vorgesehen. Die Durchführung der Messungen zur Validierung der Berechnungen wird in künftigen Forschungsarbeiten thematisiert werden. Zunächst wird vor der Präsentation der Messergebnisse im folgenden Kapitel auf die numerischen Grundlagen und auf die genaue Modellierung der Strömung eingegangen.

## 4 Numerische Grundlagen

Die komplexen physikalischen Prozesse in der Strömung einer Turbomaschine lassen sich nur mit partiellen Differentialgleichungen höherer Ordnung beschreiben, die im Normalfall nicht mit analytischen Methoden, sondern nur mit numerischen Methoden zu lösen sind. Die im nächsten Abschnitt beschriebenen Navier-Stokes-Gleichungen bilden dabei die zentralen Gleichungen.

### 4.1 Die Navier-Stokes Gleichungen

Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben zeitabhängige Vorgänge, denen konvektive Ausbreitungsvorgänge zugrunde liegen und sind Grundgleichungen der Strömungsmechanik. Dabei wird das betrachtete Fluid als Kontinuum durch die Erhaltung des Impulses beschrieben. Die Navier-Stokes-Gleichungen sind ein System von nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen 2. Ordnung. Sie sind in der Lage, alle auftretenden Strömungsphänomene zu beschreiben.

Dem mathematischen Charakter nach können die Strömungsformen jeweils dem hyperbolischen, parabolischen oder elliptischen Gleichungstyp zugeordnet werden. Die instationären Erhaltungsgleichungen besitzen einen hyperbolischen Charakter in der Zeit und im Raum einen elliptischen Charakter bei Unterschallströmungen.

Das hyperbolische System ist hauptsächlich vom Effekt der Wellenfortpflanzung bzw. der Konvektion beherrscht, ihr homogener Typ lässt wellenähnliche Lösungen zu. Wenn nur gedämpfte Welleneffekte zugelassen sind, heißen die Gleichungen parabolisch. Die Wellenausbreitung erfolgt hier nur in einer Richtung. Mit diesen parabolischen Gleichungen kann beispielsweise das Strömungsfeld der Grenzschicht beschrieben werden.

Das elliptische System beschreibt neben Diffusionsphänomenen, bei denen sich Wellenstörungen in alle Richtungen ausbreiten, insbesondere Wirbel und Rezirkulationsströmungen. Die genaue Wiedergabe dieser Phänomene im inkompressiblen Strömungsfeld ist von zentraler Bedeutung für diese Arbeit. Für die Strömungen mit hohen Reynoldszahlen herrscht nach Hirsch (1988) Konvektion vor.

### Reynoldssches Transporttheorem

Für die Herleitung numerischer Lösungsverfahren werden die Bilanzgleichungen in der Regel auf der Basis raumfester Euler-Koordinaten betrachtet. Die zeitliche Ableitung des Integrals einer beliebigen Transportgröße  $\varphi$  ergibt unter Verwendung der Leibnizschen Integrationsregel das sogenannte Reynolds'sche Transporttheorem:

$$\frac{D}{Dt} \iiint_V \varphi dV = \iiint_V \frac{\partial \varphi}{\partial t} dV + \iint_S \varphi u_i n_i dS \quad 4-1$$

$V$  beschreibt ein Volumenelement, und dessen Oberfläche wird durch  $S$  wiedergegeben. Mit Hilfe des Satzes von Gauß lässt sich die Gleichung oben in die folgende Gleichung umformen:



$$\frac{D}{Dt} \iiint_V \varphi dV = \iiint_V \left[ \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\varphi u_i) \right] dV = 0 \quad 4-2$$

Die betrachtete Erhaltungsgleichung kann auch in differentieller Form dargestellt werden:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\varphi u_i) = 0 \quad 4-3$$

### **Kontinuitätsgleichung**

Eine fundamentale Gleichung ist die Kontinuitätsgleichung, welche den Erhalt der Masse des Fluids wiedergibt. Die Bilanzierung über ein Kontrollvolumen ergibt:

$$\iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \iint_S \rho u_i n_i dS = 0 \quad 4-4$$

Diese kann ebenfalls in differentieller Form geschrieben werden:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad 4-5$$

Diese Gleichung kann für inkompressible Fluide auf folgende Gleichung vereinfacht werden:

$$\operatorname{div} \vec{u} = \nabla \cdot \vec{u} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad 4-6$$

### **Impulserhaltungsgleichung**

Eine weitere fundamentale Gleichung ist die der Impulserhaltung. Sie besagt, dass die Änderung des Impulses sich aus der Summe aller angreifenden Kräfte auf das Fluid ergibt:

$$\frac{D\vec{I}}{Dt} = \sum \vec{F} \quad 4-7$$

$$\vec{I} = \iiint_V \rho \vec{u} dV \quad 4-8$$

Daraus ergibt sich für die Änderung des Impulses die folgende Gleichung:

$$\iiint_V \frac{D\vec{u}}{Dt} \rho dV = \iiint_V \rho \vec{k} dV + \iint_S \vec{\tau} dS \quad 4-9$$

In der obigen Gleichung werden die Massenkkräfte durch  $\vec{k}$  und die Oberflächenkräfte durch  $\vec{\tau}$  wiedergegeben. Unter Zuhilfenahme des Integralsatzes von Gauß lassen sich auch hier die Integrale über die Oberflächenkraftdichten in Volumenintegrale umsetzen, was zur differentiellen Form der Impulsbilanz führt:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = \rho \vec{k} + \nabla \cdot \vec{T} \quad 4-10$$

## Energiegleichung

Als letzte Erhaltungsgleichung wird nun noch die Energiegleichung vorgestellt. Sie besagt, dass die Energie eines Systems nur durch Verrichtung von Arbeit oder durch Zu- oder Abfuhr von Wärme geändert werden kann. Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{D}{Dt} \iiint_V \left[ \frac{u_i u_i}{2} + e \right] \rho dV = \iiint_V \rho u_i k_i dV + \iint_S u_i t_i dS - \iint_S q_i n_i dS \quad 4-11$$

Mit Hilfe des angewandten Gaußschen Integralsatzes und nach einer Umformung ergibt sich die differentielle Form dieser Gleichung zu:

$$\rho u_i \frac{Du_i}{Dt} + \rho \frac{De}{Dt} = \rho k_i u_i + u_i \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} + \tau_{ji} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \quad 4-12$$

Hiermit sind die Navier-Stokes-Gleichungen zur Berechnung von Strömungsvorgängen beschrieben, und diese könnten direkt numerisch berechnet werden. Jedoch würde für die Auflösung der einzelnen Turbulenzen ein sehr feines Gitter benötigt, so dass dies nur für wenige Anwendungen bei kleinen Reynolds Zahlen möglich ist, da sonst der Rechenaufwand exorbitant wachsen würde.

Darum finden in der Regel Simulationsprogramme auf der Basis von Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen Verwendung. Hier sind jedoch für die Schließung des Gleichungssystems Turbulenzmodelle nötig, auf die in Kapitel 4.2.3 noch genauer eingegangen wird.

Für die betrachtete Durchströmung von mehrstufigen Turbomaschinen und die Untersuchungen des Schwachlastverhaltens wurden in einer ersten Phase der Arbeit unterschiedliche numerische Verfahren eingesetzt, wobei sich das im Folgenden vorgestellte Verfahren TRACE als sehr geeignet erwiesen hat und somit für die Durchführung der numerischen Berechnungen ausgewählt wurde.

Ein wichtiges Kriterium hierbei war der frei zugängliche Quellcode von TRACE, was für Erweiterungen und Anpassungen der Software besonders wichtig ist, und auch die enge Kooperation mit den Entwicklern von TRACE, welche auf das Problemfeld zugeschnittene Lösungen ermöglicht. Die oben beschriebenen Grundgleichungen werden dazu in kurvenlineare zeitabhängige Koordinaten transformiert, wie genauer in Anhang C dargestellt, und anschließend unter Verwendung einer strukturierten Multiblock-Topologie umgesetzt.

## 4.2 Das numerische Rechenverfahren TRACE

Das numerische Verfahren TRACE ist als DLR-Standardverfahren zur Berechnung komplexer, dreidimensionaler und instationärer Strömungen in Turbomaschinen entwickelt worden. Es wird speziell zur Auslegung und Optimierung von Triebwerkskomponenten eingesetzt und in einem weiten Spektrum von Berechnungen in Industrie und Forschung angewandt.

Der Rechencode TRACE ist ein block-strukturierter Strömungslöser und arbeitet mit dem Finite-Volumen-Verfahren auf Basis der Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen. Das Programm hat in der Zeit- und Raumdiskretisierung eine Genauigkeit 2. Ordnung. Der Strömungslöser ist modular aufgebaut und bietet die Möglichkeit der Parallelisierung auf Workstation-Clustern. Die Verwendung von standardisierten Kommunikationsbibliotheken

(MPI) zur Parallelisierung ermöglicht ein hohes Maß an Flexibilität und Effizienz. Auf die Parallelisierung wird in Kapitel 0 noch genauer eingegangen. Wesentliche Bestandteile des hybriden Verfahrens sind:

- Zentrale Differenzen mit Eigenwertskalierung und Dämpfung nach dem Jameson oder Roe-Upwind-Schema beschrieben von Roe (1981)
- Konvergenzbeschleunigung durch lokale Zeitschritte
- implizite stationäre und instationäre Zeitintegration
- nicht reflektierende Randbedingungsformulierungen am Ein- und Austritt
- verschiedene Turbulenzmodelle für stationäre und instationäre Turbomaschinenströmungen
- verschiedene Transitionsmodelle
- Module zur Berücksichtigung der Fluid-Struktur-Kopplung (Aeroelastik).

In den folgenden Abschnitten werden die Grundlagen des numerischen 3D-Rechenverfahrens TRACE beschrieben, und es wird auf die wichtigen Verfahrensoptionen eingegangen sowie auf die zeitliche und räumliche Diskretisierung, die Modellierung der Turbulenz und die Beschreibung der Transition. Eine detaillierte theoretische Beschreibung zu diesem Verfahren ist im TRACE Manual (2004) verfügbar.

### 4.2.1 Raumdiskretisierung

Die numerische Lösung der oben beschriebenen Navier-Stokes-Gleichungen kann nur über eine Diskretisierung in Raum und Zeit erfolgen. Die richtige Diskretisierung ist hierbei für die Güte der gesamten numerischen Simulation entscheidend.

Es existieren unterschiedliche Methoden der Diskretisierung: das finite Elemente-Verfahren, das finite Differenzen-Verfahren, welches für strukturierte Netze geeignet ist, und das finite Volumen-Verfahren, welches bei direkter Diskretisierung der integralen Form der im vorherigen Abschnitt vorgestellten konservativen Gleichungen zum Einsatz kommt. Hierbei wird die Diskretisierung für eine Volumen-Zelle der Netze vorgenommen und ist daher sehr flexibel und leicht interpretierbar. Dieses Verfahren wird am häufigsten in CFD-Simulationsprogrammen verwendet und auch für die Raumdiskretisierung in TRACE eingesetzt. Bei diesem Verfahren werden die Erhaltungsgleichungen über das gesamte Strömungsgebiet integriert, wie in unten stehender Gleichung beschrieben. Hierzu wird das untersuchte durchströmte Gebiet in eine finite Anzahl von Zellenvolumen eingeteilt und das Oberflächenintegral in der integralen Form der Erhaltungsgleichungen durch eine Summierung über die einzelnen Volumenoberflächen  $S_i$  ersetzt, wobei die Anzahl der Volumenoberflächen durch  $m$  gegeben ist.

$$\iiint_V \frac{\partial \varphi}{\partial t} dV + \sum_{i=1}^m \iint_{S_i} \varphi u_i n_i dS_i = 0 \quad 4-13$$

Das gesuchte Volumenintegral kann somit aus der Summe der Teilflüsse über die Seitenflächen der Zelle berechnet werden. Die Teilflüsse werden mit den Werten der Strömungsvariablen an den Seiten der Zelle berechnet. Die Teilflüsse über die Seitenflächen werden aus den in der Zellenmitte definierten einzelnen Strömungsgrößen heraus extrapoliert. Bei der Extrapolation handelt es sich um die Lösung des sogenannten Riemannschen Problems. Die im Rechenggebiet auftretenden Diskontinuitäten werden somit in der Lösung des Strömungsfeldes eingeschlossen. Eine Genauigkeit 2. Ordnung im Raum wird durch die

konservative Diskretisierung der konvektiven Flüsse mit Roe's TVD Upwind Schema in Verbindung mit Bram van Leer's MUSCL Schema, wie durch Roe (1981) beschrieben, erzielt. Die Ableitungen der viskosen Flüsse werden mit zentralen Differenzen approximiert.

## 4.2.2 Zeitdiskretisierung

Die Variable Zeit kommt als eine zusätzliche Dimension bei der Berechnung von instationären Strömungen mit ins Blickfeld und muss ebenso wie die Raumkomponenten diskretisiert werden. Dabei unterscheiden sich die räumlichen Koordinaten und die Zeitvariable in ihrer Wirkungsweise. Bei elliptischen Problemen breiten sich Störungen in alle Raumrichtungen aus. Eine zeitliche Änderung wirkt sich dagegen nur in eine Richtung entlang der Zeitachse aus.

Zu diskretisieren ist in diesem Zusammenhang der Term  $\partial\phi/\partial t$  aus Gleichung (4-13). Den Abmessungen einer Zelle bei räumlicher Diskretisierung entspricht eine Zeitschrittdauer  $\Delta t$  bei Diskretisierung in der Zeit.

Es gibt hierbei unterschiedliche Verfahrensweisen: Ein- oder Zweischrittverfahren unter Anwendung von expliziten oder impliziten Methoden. Bei dem Einschrittverfahren wird der Zustandsvektor zu einem gegebenen Zeitschritt anhand seines Wertes aus dem vorangegangenen Schritt errechnet. Diese Vorgehensweise wird für die stationäre Diskretisierung der Zeit durch TRACE angewandt.

Für instationäre Berechnungen arbeitet TRACE mit dem sogenannten Dual-Time-Stepping-Verfahren, einem Zweischrittverfahren nach Jameson (1991), bei dem neben der physikalischen Zeit eine preconditionierte Pseudozeit eingeführt wird. Die Verwendung dieser Pseudozeitschritte zwischen den eigentlichen physikalischen Zeitschritten ermöglicht eine deutliche Steigerung der Stabilität und Genauigkeit des Verfahrens.

Wichtig für die Rechenzeit ist insbesondere, ob es sich um ein explizites oder ein implizites Verfahren handelt. Das explizite Verfahren ist das einfachste Zeitdiskretisierungsverfahren. Die Informationen zum aktuellen Zeitpunkt  $t_{n+1}$  werden ausschließlich aus den vorangegangenen Zeitpunkte  $t_n$  explizit berechnet. Die expliziten Methoden werden durch die CFL-Bedingung bezüglich der Größe der verwendeten Zeitschritte  $\Delta t$  eingeschränkt. Die CFL Zahl, benannt nach den Mathematikern Courant, Friedrichs und Lewy, wird dabei während der Rechnung durch TRACE angepasst und für eine schnellere Rechnung erhöht, darf aber aus Stabilitätsgründen einen bestimmten Wert nicht überschreiten.

Implizite Verfahren besitzen diese Zeitschritteinschränkung nicht und können größere CFL-Zahlen verwenden und daher mit viel weniger Iterationen konvergieren. Diese Verfahren berechnen den Zustandsvektor zu einem Zeitpunkt  $n+1$  unter Einbeziehung von Informationen zum Zeitpunkt  $t_n$  und  $t_{n+1}$ .

Bei instationären Problemstellungen hat die Zeitschrittweite  $\Delta t$  lediglich einen Einfluss auf die Genauigkeit der Simulation. Um sie zu erhöhen, wird grundsätzlich das implizite Verfahren mit dem Zweischrittverfahren kombiniert. Dabei erfolgt die Initialisierung des Strömungsfeldes durch eine stationäre Vorrechnung, wie in Abschnitt 5.3.3 beschrieben. Von Beam und Warming (1978) werden mehrere implizite Rechenmethoden beschrieben. Untersuchungen von Nürnberger und Greza (2002) und von Nürnberger (2004) zu neu entwickelten impliziten Verfahren zeigen, dass hier ein großes Einsparpotential an Rechenzeit liegt. Diese Verfahren sind in TRACE implementiert und können optional verwendet werden.

### 4.2.3 Modellierung der Turbulenz

Die im Kapitel 4.1 beschriebenen Navier-Stokes-Gleichungen ermöglichen theoretisch eine vollständige Lösung sowohl des laminaren als auch des turbulenten Strömungsverhaltens, allerdings müssten für die vollständige direkte numerische Simulation auch alle turbulenten Wirbelströmungen genau aufgelöst werden, die sich in kleinsten Skalenbereichen abspielen, wie schon durch Komolgorov (1941) dargelegt wurde.

Dazu wäre eine so feine räumliche und zeitliche Diskretisierung notwendig, dass diese Herangehensweise für den betrachteten Bereich der Turbomaschinenströmungen bisher nicht praktikabel ist, da dies zu extrem feinen Netzen führen würde.

Die Vorgehensweise ist daher folgende: die Navier-Stokes-Gleichungen werden nach dem Ansatz von Reynolds gemittelt, und somit entstehen neue unbekannte Terme, die so genannten Reynold'schen Spannungsterme, die beschrieben werden müssen, um das entstandene Gleichungssystem zu schließen. Für die Berechnung dieser Terme sind Turbulenzmodelle entwickelt worden, die sich in unterschiedliche Gruppen aufteilen lassen, die Null-, die Ein- und die Zweigleichungsmodelle. Es handelt sich um Wirbelviskositätsmodelle, welche nach der Anzahl der verwendeten Differenzialgleichungen unterschieden werden.

Die Transportgleichungen in Turbulenzmodellen werden vorwiegend in differentieller Form angegeben, wohingegen für die numerische Simulation von Strömungsproblemen bei der Massen- und Impulserhaltung zumeist die konservative Integralform (Gleichung 4.1) bevorzugt wird. Die in dieser Arbeit verwendeten Modelle sind anhand von Gleichungen im Anhang beschrieben.

### 4.2.4 Transitionsmodellierung

Der Übergang von laminarer Strömung in turbulente Strömung wird Transition genannt. In Turbomaschinen treten häufig Transitionseffekte auf, die auch mit den oben beschriebenen Turbulenzmodellen nur unzureichend genau wiedergegeben werden können.

Zur Erfassung und Einbettung der Transitionsphänomene in die Berechnungen sind bislang empirische Methoden erforderlich. Die bekannten Transitionsmodelle beruhen auf Stabilitätsanalysen der Grenzschichtströmung oder sind als empirische Modelle aus den Ergebnissen zahlreicher experimenteller Untersuchungen abgeleitet, wie durch Faden (1994) beschrieben. Die an zweiter Stelle genannte Methode wird durch TRACE verwendet. Die Grundlage der Transitionsmodellierung in Turbomaschinen bildet dabei das Intermittenzkonzept, welches durch Emmons (1951) dargestellt ist, in Verbindung mit Korrelationen zur Bestimmung des Umschlagbereiches.

Dabei werden unterschiedliche Mechanismen des Übergangs von laminarer in turbulente Strömung erfasst. Dadurch können der Verlauf der Transition und die Lage der Übergangsgebiete bestimmt werden.

Es gibt unterschiedliche Transitionsmodelle, wobei mit dem Strömungslöser TRACE momentan zwei alternative Modelle zur Verfügung stehen: das Kriterium nach Mayle und Schulz (1996) und die von Drela (1995) angepasste Abu-Ghanan-Shaw-Korrelation. Diese können in die Simulation mit eingegliedert werden, indem das jeweilige Transitionskriterium über den Produktionsterm an das Turbulenzmodell gekoppelt wird.

Hierzu sind von Eulitz (2003) ausführliche Untersuchungen für die Implementierung und Validierung der Transitionskriterien durchgeführt worden.

### 4.2.5 Der Gleichungslösungsalgorithmus

Wenn die Grundgleichungen aufgestellt sind, ergibt sich ein Gleichungssystem, welches im nächsten Schritt gelöst werden muss. Dafür gibt es unterschiedliche Gleichungslöser.

Ein wichtiges Auswahlkriterium ist dabei für diese Arbeit insbesondere die Stabilität der Simulation, auch bei Berechnungen von Turbomaschinendurchströmungen weit außerhalb des Auslegungsbereiches, wo es zu starken Ablösungen und Rückströmungen kommt. Weitere wichtige Punkte sind die Genauigkeit und die Rechenzeit, wobei letztere eine nicht so entscheidende Rolle spielt. Es sind verschiedene Untersuchungen veröffentlicht worden, die sich mit dem Vergleich von verschiedenen Gleichungslösern beschäftigen. Dabei sind ausgehend von der Jakobi-Methode unterschiedliche Verfahren entwickelt worden, die oft zu einer entscheidenden Reduktion der Rechenzeit führen und auch numerisch stabiler sein können. Aus einer speziellen Betrachtung, die von Nürnberger (2004) durchgeführt wurde, geht hervor, dass das symmetrische Gauß-Seidel-Verfahren dabei besonderes effektiv ist.

So beträgt die Rechenzeit bezogen auf die Jakobi-Methode nur noch 43%, und gleichzeitig ist die maximal erreichbare CFL Zahl, welche stellvertretend für die Stabilität steht, mit 30 etwa doppelt so groß wie bei der Jakobi-Methode. Dies bedeutet, dass die Zeitschrittweite recht groß werden kann und dass der Löser dabei recht robust bleibt. Bei den numerischen Berechnungen wurde daher das symmetrische Gauß-Seidel-Verfahren angewandt, denn es ist darüber hinaus einfach zu implementieren, durch das Einbringen von zwei genau definierten Iterationsschleifen.

### 4.2.6 Preconditioning

Ein weiterer Punkt muss bei der Berechnung des Strömungsverhaltens für Schwachlastströmungen beachtet werden: Bei den niedrigen Machzahlen wird die Strömung inkompressibel. Daraus resultiert ein sehr steifes Gleichungssystem, da die konvektive Geschwindigkeit im Vergleich zur Schallgeschwindigkeit klein ist.

Diese Konstellation macht es schwieriger, eine erfolgreiche CFD Simulation durchzuführen, bei der das Konvergenzkriterium erfüllt und die Konvergenzgeschwindigkeit dennoch hoch ist. Um diese Schwierigkeiten zu umgehen, wurden die so genannten Preconditioning Methoden entwickelt, welche eine bestimmte Erweiterung der Rechenverfahren darstellen. Es existieren unterschiedliche Ansätze zur Modifizierung des betrachteten Gleichungssystems. Turkel (1987) hat in einen guten Überblick über die unterschiedlichen Methoden gegeben und den Forschungsstand 2002 und 2003 noch einmal aktualisiert. Weitere Arbeiten wie z.B. die von Darmofal und Schmid (1996) zeigen, dass die Analysen nicht allein auf die Modifizierung der Eigenwerte der stationären kompressiblen Eulergleichungen basiert sein müssen. Jenny und Müller (1999) zeigen, dass durch die rechnerische Reduzierung der Schallgeschwindigkeit und damit die indirekte Erhöhung der Machzahl die Steifheit des Gleichungssystems abnimmt. Dadurch kann ein Konvergenzverhalten vergleichbar mit Rechnungen bei einer Machzahl von 0,4 erzielt werden, was zu einer Beschleunigung der Konvergenz um den Faktor 10 führt. Die in TRACE implementierten Preconditioning-Methoden basieren auf den Gleichungen von Turkel (1987) und wurden auch für Arbeiten im Rahmen dieses Projektes angewandt. Dazu muss vor den Berechnungen die höchste Machzahl im Strömungsfeld abgeschätzt und eingegeben werden.

### 4.2.7 Paralleles Rechnen

Die Berechnung von mehrstufigen Turbinenkonfigurationen stellt hohe Anforderungen an die verfügbare Rechnerkapazität. So ist bei einer guten Netzauflösung für High-Reynolds-Netze ohne die genaue Auflösung der laminaren Unterschicht und der Auflösung der Spaltströmungen eine Netzpunktzahl von zirka 400.000 pro Schaufelreihe erforderlich, was beispielsweise bei einer Schaufelreihenanzahl von 8 zu einer Gesamtnetzknotenanzahl von 3.200.000 führt und damit einen Bedarf von zirka 2 Gigabyte an Rechenpeicher beansprucht. Wenn dann noch zeitgenaue Simulationen mit dieser Konfiguration erfolgen sollen, kann der Rechenaufwand um das 32-fache und damit exorbitant zunehmen. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit der Parallelisierung des Problems.

Hierfür bietet sich die wiederholende Struktur des Rechnernetzes von Turbomaschinen an. Dabei besteht die Aufgabe, das Rechengebiet in gleich große Einheiten zu zerlegen und die Rechenlast auf unterschiedliche Prozessoren möglichst gleich zu verteilen, um möglichst effizient alle Kapazitäten auszunutzen und den Leerlauf und die Wartezeiten (idle time) einzelner Prozessoren so gering wie möglich zu halten.

Die Parallelrechenweise bietet theoretisch die Möglichkeit, das Rechenproblem auf beliebig viele Einzelprozessoren zu verteilen und somit die Rechenzeit gegen Null gehen zu lassen. Dem sind naturgemäß Grenzen gesetzt durch die reale Prozessoranzahl, die Verzögerung durch die Kommunikation der Prozessoren untereinander und die endliche Skalierbarkeit des Rechenproblems, wie Engel (1997) aufzeigt. In der Parallelisierung, die für den CFD-Code TRACE unter Berücksichtigung der Teilschritte der Simulation, Preprocessing, Berechnung und Postprocessing implementiert wurde, liegt ein besonders großer Vorteil des gewählten numerischen Verfahrens.

Die Aufteilung des Gesamtnetzes, welches schon aus einer Struktur von vielen Blöcken besteht, auf eine gewählte Anzahl an Prozessoren erfolgt dabei im Preprocessing. Dabei werden mehrere Unterblöcke erstellt, die die kleinsten logischen Einheiten bilden und mit den anderen Unterblöcken in Kommunikation treten. Diese Einheiten enthalten nach Pokorny (1995) die gesamten physikalischen und geometrischen Daten und sind bei einem Rechenverfahren mit der Genauigkeit zweiter Ordnung mit Blockrändern versehen, die aus 2 Spalten bestehen.

### **Parallele Skalierbarkeit**

Wichtig ist es, Berechnungsströme zu erzeugen, die auf mehreren Prozessoren gleichzeitig ausgeführt werden können. TRACE nutzt dabei die blockstrukturierte Rechengebietszerlegung unter Verwendung von Standard-Kommunikations-Bibliotheken MPI / PVM zur parallelisierten Rechnung. MPI (Message Passing Interface) ist ein Standard, der den Nachrichtenaustausch bei paralleler Berechnung auf verteilten Computersystemen beschreibt. Durch MPI wird der Nachrichtenaustausch auch über Rechengrenzen hinweg ermöglicht. PVM (Parallel Virtual Machine) bildet die Software-Architektur, die es ermöglicht, Berechnungen auf heterogenen Workstation-Clustern, PC-Clustern oder auch auf Parallelrechnern mit hoher paralleler Effizienz auszuführen.

Die Grundidee ist, dass mit steigender Prozessorenanzahl die Problemgröße pro Prozessor immer kleiner wird, wenn man die Problemgröße immer gleich lässt. Doch dieser Möglichkeit sind Grenzen gesetzt. Nach Amdahl (1967) nimmt die Recheneffizienz mit zunehmender Prozessoranzahl immer mehr ab. Zum einen ist die Kommunikation zwischen den Prozessoren ein begrenzender Faktor, und zum anderen ist das zu berechnende Problem nicht beliebig in Unterprobleme aufteilbar. Entscheidend bei CFD-Berechnungen ist, dass das Verhältnis zwischen der Länge eines Netzblockes und der einzelnen Zellengröße des Rechnernetzes groß genug ist.

In der Praxis geht es im Allgemeinen nicht darum, das gleiche Problem auf immer mehr Prozessoren zu lösen, wenn man es auch mit weniger Prozessoren lösen kann. So gesehen

liegt der Vorteil der Parallelisierung darin, größere Probleme in der gleichen Zeit lösen zu können. Das Entwickeln skalierbarer paralleler Rechnerarchitekturen und parallel arbeitender Algorithmen ist eines der großen Ziele des wissenschaftlichen Rechnens.

### 4.2.8 Preprocessing

Vor der Durchführung der eigentlichen Strömungsberechnung ist ein so genanntes Preprocessing der zu berechnenden Daten notwendig. Hierbei wird zunächst das Strömungsgebiet mit einem Netzgenerator in finite Kontrollvolumina aufgeteilt und somit räumlich diskretisiert. Jede Zelle wird entsprechend ihrer Lage im gesamten Rechnernetz mit den Indizes  $i$ ,  $j$ , und  $k$  versehen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das dreidimensionale Rechengebiet mittels quaderförmiger Zellen strukturiert diskretisiert.

In der späteren Rechnung werden dann die Erhaltungsgleichungen angewendet, um die Strömungsgrößen Druck, Temperatur, Dichte sowie die Geschwindigkeitskomponenten der drei Raumrichtungen auf diskreten Punkten der Zelle zu bestimmen. Diese können Zellecken, Zellseitenmittelpunkte oder, wie bei den hier ausgeführten Rechnungen der Fall, die räumlichen Mittelpunkte der Zellen darstellen. Die Variablen der Strömung werden nun im Zellmittelpunkt definiert und innerhalb einer Zelle als konstant angesehen. Weiterhin unterscheidet man zwischen strukturierten und unstrukturierten Netzen wie in Abbildung 4.1 zu sehen.

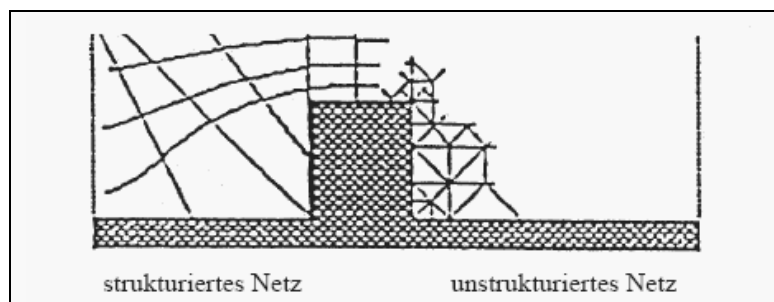


Abbildung 4.1: **Strukturiertes und unstrukturiertes Rechnernetz**

Unstrukturierte Vernetzungsprogramme bieten den Vorteil, dass sie komplexe Geometrien gut abbilden können und der Vernetzungsaufwand relativ gering ist, wenn auch die Netzberechnung eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt.

Jedoch können in bestimmten Bereichen Probleme durch die starke Verzerrungen der Zellen auftreten. So stellen sich bei reibungsbehafteten Strömungen große Gradienten innerhalb der Grenzschichten ein, welche durch eine unzureichende Auflösung bei stark verscherten Zellen zu Fehlern in der Berechnung von Wandschubspannungen führen. Ein wichtiger Nachteil ist auch die höhere Rechenzeit wie in der Arbeit von Yang et al (2007) beschrieben. Wenn bei strukturierten Netzen auf Orthogonalität geachtet wird, verursachen diese weniger Probleme, da hier die Netzzellen entlang der Oberfläche der realen Geometrie orientiert sind, wobei bei einer komplizierten Geometrie - wie die von Turbinenschaufeln - eine Aufteilung des Strömungsfeldes in viele Netzblöcke notwendig ist, um eine genaue Berechnung von Strömungen zu ermöglichen.

Für diese Aufgabe ist das Vernetzungstool 3D-Mesh besonders geeignet. Es wurde speziell für die Erstellung von strukturierten Netzen für Turbomaschinen entwickelt. Durch die Verwendung von strukturierten Netzen wird die CPU-Zeit und Speicherkapazität effektiver genutzt. Die in dieser Arbeit verwendeten blockstrukturierten Netze sind in der typischen Turbinennetztopologie erstellt und werden in Abschnitt 5.1.1 detailliert beschrieben.



Für die numerischen Simulationen ist die Qualität der Rechennetze von entscheidender Bedeutung. Dabei musste zunächst eine Entscheidung getroffen werden, ob das zu untersuchende Problem mit so genannten High-Reynolds-Netzen genügend genau beschrieben werden kann. Vorteil der High-Reynolds-Netze ist, dass sie aufgrund der Verwendung von Wandfunktionen geringere Auflösungen in den Grenzschichten benötigen und somit mit insgesamt geringerer Anzahl von Netzpunkten auskommen. Bei den Low-Reynolds-Netzen ist die Netzauflösung im Wandbereich dagegen so hoch, dass die Grenzschichten fein genug aufgelöst werden und Wandfunktionen nicht erforderlich sind. Das Rechennetz für die 4-stufigen Luftturbine ist aus High-Reynolds-Netzen aufgebaut. Das Netzgenerierungsschema ist zu besseren Veranschaulichung in Abbildung 4.2 dargestellt.

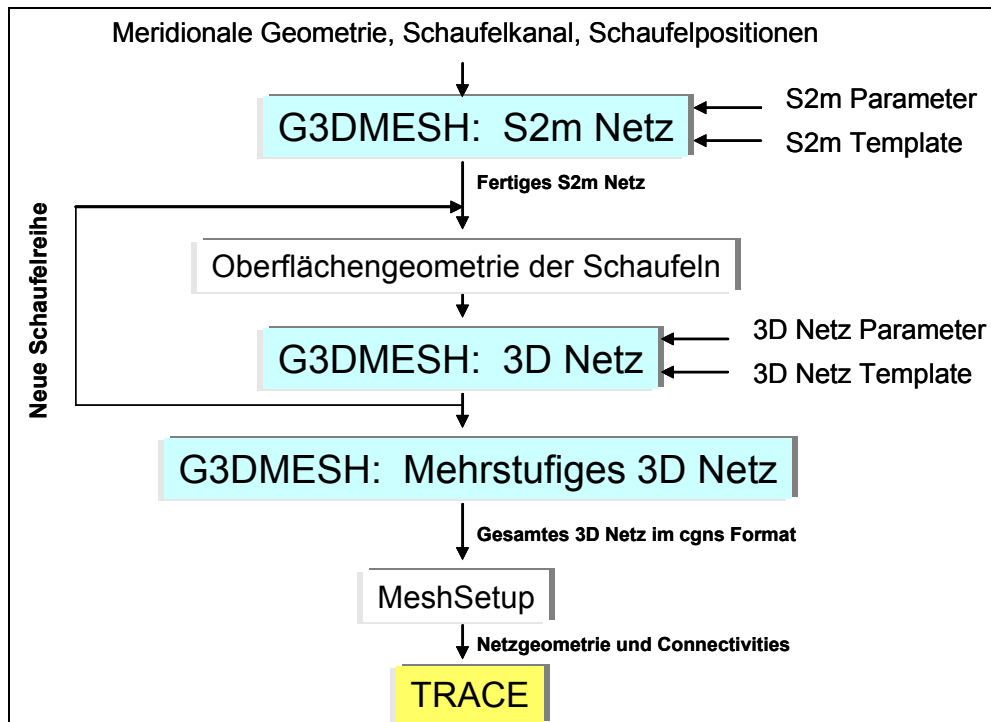


Abbildung 4.2: Vereinfachter Algorithmus zur Netzgenerierung

Nach dem dargestellten Algorithmus wird sukzessive vorgegangen, dabei müssen nach der Kontrolle der Netzqualität die einzelnen Parameter schrittweise angepasst werden. Insbesondere muss in diesem Zusammenhang beachtet werden, dass bei einer Änderung von Netzparametern keine Verdrehungen der Zellen oder sehr große Unterschiede bei der Zellgröße von direkt benachbarten Zellen auftreten. Des Weiteren ist auf Orthogonalität zu achten, so dass keine zu starken Verzerrungen in der Netzgeometrie auftreten, da diese zu Ungenauigkeiten in der Rechnung führen. Es sollten also möglichst homogene Netze genutzt werden. Ein weiterer wichtiger Punkt für die Berechnungen ist die Einhaltung der realen Profil- und Kanalgeometrie und auch der Machzahlen wie sie im Versuch auftreten. Nur dadurch sind die Ähnlichkeitsbedingungen bewahrt.

#### 4.2.9 Randbedingungen

Wie bei den meisten numerischen Verfahren werden auch bei TRACE in der Eintrittsebene das Totaldruckprofil, das Totaltemperaturprofil, die Strömungswinkel, das turbulente Längenmaß sowie der Turbulenzgrad als Eintrittsrandbedingungen festgelegt, und am Austritt wird ein statischer Druck vorgegeben. Eine Änderung der Eintrittsgrößen in Umfangsrichtung oder eine zeitabhängige Vorgabe sind hierbei zurzeit nicht möglich.

Wie schon in Abschnitt 4.2 erwähnt, wird für die Ein- und Austrittsebenen ein nichtreflektierender Ansatz verwendet, wie er durch Giles (1988) beschrieben wird. Dieser basiert auf den Euler-Gleichungen und ist speziell für Turbomaschinen angepasst. Im betrachteten Bereich laufen charakteristische Wellen über die Integrationsgrenzen hinweg. Ziel ist es, dass bei genügend kleinen Amplituden Reflexionen zurück ins Integrationsgebiet vermieden werden. Die Methode ist auch als sogenannter Mehrstufen-Ansatz bekannt und wird bei stationären Simulationen an Zu- und Abströmrändern benachbarter Schaufelreihen angewandt. Insbesondere bei sehr kleinen axialen Abständen von benachbarten Schaufelreihen spielt dieser Ansatz eine wichtige Rolle und vereinfacht die numerischen Berechnungen. Die Massenströme in den Flussbilanzen normal zur Wand werden mit Null definiert und durch das Setzen der Option "Stokes" in der Eingabedatei der TRACE-Rechnung wird die Wandhaftbedingung eingeschaltet und somit eine reibungsbehaftete Strömung simuliert. Da die Rechnungen adiabat durchgeführt werden sollen, werden die Energieströme senkrecht zur Wand auch auf Null gesetzt.

Da nur eine Teilung der Turbine gerechnet wird, werden in Umfangsrichtung an den offenen Rändern des Strömungskanals periodische Randbedingungen festgelegt. Dabei werden die entsprechenden Werte in den Randzellen eines Netzblockes aus dem jeweils zugehörigen symmetrischen Block kopiert.

Bei instationären Simulationen ist eine unmittelbare Übertragung der Strömungsgrößen zwischen den Schaufelpassagen notwendig. Hierfür gibt es mehrere Möglichkeiten wie den vollkonservativen Sheared-Cells Approach von Giles (1991), basierend auf dem Konzept verschierter Zellen, oder den Zonal-Approach von Wisler und Denton (1994), der von Yang et al (2002) herangezogen wird. Das letztgenannte Verfahren ist numerisch aufwendiger, aber in der Anwendung flexibler und wird daher im Rahmen der instationären Berechnungen in dieser Arbeit verwendet.

#### **4.2.10 Postprocessing**

Den abschließenden Schritt der numerischen Berechnungen bildet das so genannte Postprocessing, die Auswertung und Aufbereitung der Ergebnisse.

Nach einer konvergierten Simulation können verschiedene Postprocessing-Tools gestartet werden. Dabei werden verschiedene Ausgabedateien erzeugt, welche die charakteristischen Strömungsgrößen enthalten. Die Visualisierungssoftware Tecplot ist für die Darstellung der Ergebnisse das zentrale Werkzeug. So wird die dreidimensionale Gesamtlösung direkt im Tecplot-Format geschrieben (post.plt). Es können die Strömungsverläufe im gesamten berechneten Bereich betrachtet werden und so auch Ablösungen mittels TECPLOT visualisiert werden. Weiterhin können verschiedenste Größen wie zum Beispiel die radiale Verteilung der Machzahl, des Totaldrucks und des statischen Drucks, Strömungswinkel und Totaltemperatur in vorher festgelegten Schnittebenen des Kanals ausgegeben werden (radial.dat). Die stufenweise Auswertung des isentropen Wirkungsgrades und des Gesamtwirkungsgrades wird in performance.dat ausgegeben. Die Verteilung wichtiger physikalischer Größen rund um die Schaufelprofile sowie die Grenzschichtparameter Wandschubspannung, Verdrängungsdicke, Impulsverlustdicke und Formparameter H12 werden in profile.dat über die gesamte Schaufelhöhe erfasst. An einer Profildruckverteilung kann nun beispielsweise das Auftreten von laminaren Ablöseblasen abgelesen werden, und es sind Aussagen über die Höhe der Profilbelastung möglich. Eine Weiterentwicklung des Postprocessings bietet die Möglichkeit der Umfangsmittelung der entscheidenden Strömungsgrößen und deren Darstellung in meridionaler Ebene (s2m.dat).

## 5 Numerische Berechnung des Schwachlastbetriebes

Auch wenn, wie in der Einleitung bereits geschildert, das Verhalten der mit geringem Massenstrom durchströmten untersuchten Turbine instationären Charakter aufweist, wurden die Berechnungen zunächst als stationäre Simulationen durchgeführt. Auch mit dieser vereinfachenden Annahme stellt die Abbildung des komplexen dreidimensionalen Strömungsverhaltens für mehrstufige Konfigurationen weit entfernt vom Auslegungspunkt eine große Herausforderung dar. Für die Turbulenzberechnungen wurde das k-omega-Zweigliederturbulenzmodell verwendet, welches auf den Arbeiten von Wilcox (1993) basiert. Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der Simulationen im Einzelnen eingegangen.

### 5.1 Stationäre Simulation der 4-stufigen Modellturbin

#### 5.1.1 Vernetzung und Modellierung der 4-stufigen Turbine

In einem ersten Schritt wurde als Basis für die anschließende Vernetzung die genaue dreidimensionale Geometrie der vorhandenen 4-stufigen Luftturbine anhand von Zeichnungen erfasst und wenn nötig vermessen.

##### Grobe Vernetzung

Daraufhin wurden zunächst einmal grobe Netze für diese Geometrie generiert und Berechnungen für die gegebenen Randbedingungen durchgeführt. Hierbei bedeutete eine Halbierung der Zellenanzahl in jeder Richtung eine achtfache Reduktion der Rechenzeit und des benötigten Arbeitsspeichers. Dies hatte den Vorteil, dass bei reduzierter Knotenanzahl weniger Rechenaufwand erforderlich ist und somit schneller erste Resultate erzielt werden konnten. So konnten recht schnell eine Berechnung der Kennlinie und dann erste Schwachlastrechnungen und der Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messwerten erfolgen (Herzog et al 2005). Die ersten Rechnungen dienten dabei vornehmlich als Testrechnungen bei niedrigem Rechenaufwand und konnten auch auf dem vorhandenen EK10 Sun-Cluster problemlos durchgeführt werden. Erste im Zusammenhang mit niedrigen Massenströmen wiederholt auftretende Probleme konnten so schon relativ einfach und zeitsparend analysiert werden.

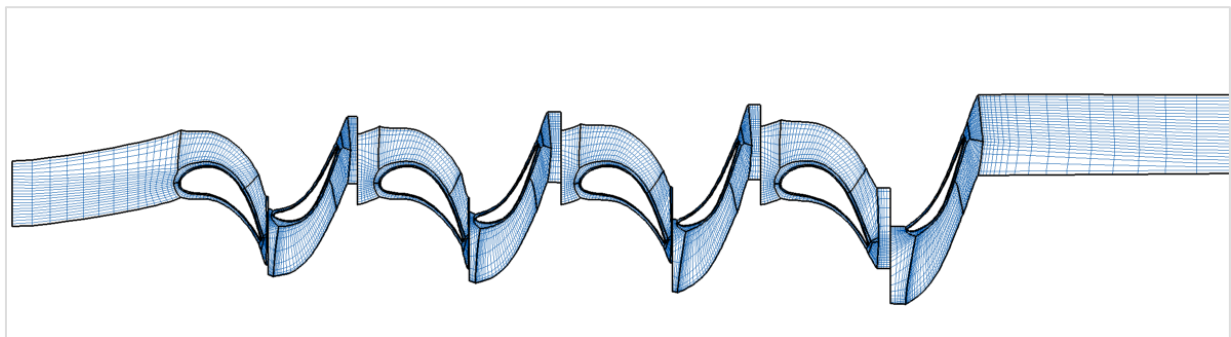


Abbildung 5.1: Grobes Rechennetz für die 4-stufige Luftturbine im Mittenschnitt

Grundsätzlich basieren 3-D Strömungsberechnungsmodelle auf der Annahme einer Ein- und Ausströmung aus dem Rechenggebiet und sind auf entsprechende Eintritts- und Austrittsrandbedingungen angewiesen. Ein Nulldurchsatz kann somit nicht berechnet werden

und führt zu nicht konvergierenden Ergebnissen, da die Randbedingungen hier versagen. Geringe Durchsätze konnten mit den ersten generierten groben Netzen zwar berechnet werden, aber mit noch weiter abnehmendem Massenstrom und bei hoher Drehzahl kam es zu Konvergenzproblemen. So lagen die berechneten Werte für den Eintritts- und Austrittsmassenstrom meist deutlich auseinander. Weiterhin traten stark erhöhte Temperaturen im Austrittsbereich auf, die mit den Messungen nicht in Einklang gebracht werden konnten. Bei genauerer Betrachtung war eine starke Rückströmung in der Austrittsebene eine der Hauptursachen für diese Instabilitäten. In einem zweiten Schritt wurde dann eine Verfeinerung und Veränderung des Rechennetzes vorgenommen.

### Feine Vernetzung

Die grundlegende neue Idee für die Berechnung für diese Art von Strömung war es, den Austrittsrand axial nach hinten zu verschieben, um die starke Rückströmung am Austrittsrand des Rechennetzes zu umgehen. Deshalb wurde ein verlängerter Austrittsnetzblock generiert. Hierbei wurden mehrere Möglichkeiten in Betracht gezogen und erprobt, wobei die Entscheidung letztendlich zugunsten der genauen Nachbildung der Geometrie des Diffusors der Versuchsturbine getroffen wurde, wie in Abbildung 5.2 zu sehen ist.

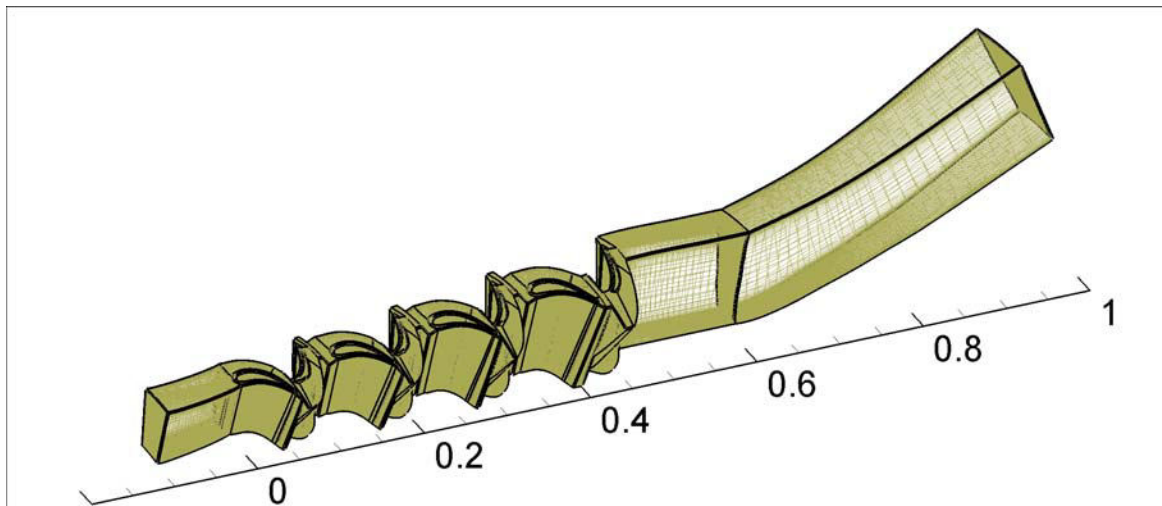


Abbildung 5.2: Gesamtnetz der vierstufigen Konfiguration mit verlängerter Austrittszone

Ein weiterer Schritt zur besseren Modellierung war die Netzverfeinerung, denn für qualitativ anspruchsvolle numerische Berechnungen ist die richtige Vernetzung der gegebenen Turbomaschinengeometrie essentiell wichtig, um den Massenstromfehler so gering wie möglich zu halten und die entscheidenden Strömungsphänomene so gut wie möglich wiederzugeben. Insbesondere wenn die Wandgrenzschicht gut aufgelöst werden soll, sind sehr viele Netzknoten erforderlich. Bei den durchgeführten Berechnungen spielte dieser Aspekt keine übergeordnete Rolle, da mit Wandfunktionen gerechnet wurde. Dadurch wurde die Knotenanzahl nicht zu groß und der Rechenaufwand reduziert.

In Abbildung 5.3 ist die Aufteilung des Rechennetzes in Unterblöcke für die Beschauung der vierstufigen Luftturbine veranschaulicht. Hierbei wird im Bereich der Grenzschicht des Profils ein fein aufgelöstes O-Netz verwendet, welches eine gute Auflösung größerer Gradienten ermöglicht. Um die Netzknotenzahl so gering wie möglich zu halten, setzt man in Gebieten, in denen wesentlich kleinere Gradienten in der Strömung erwartet werden, zum Beispiel im Bereich zwischen den Schaufeln ein gröberes H-Netz ein. Bei einer Anpassung der Netze an das jeweilige Strömungsproblem sind verschiedene Parameter zu beachten, und mit G3dMesh ist es möglich, alle Details der Netzform sehr genau zu definieren. Die Schwierigkeit besteht in

der genauen Abstimmung der Netzblöcke aufeinander. So kann nicht ein einzelner Block optimiert werden, ohne den Nachbarblock mit einzubeziehen. Es wurden, bis auf das G-Netz der Leitschaufel, alle Netzblöcke strukturiert vernetzt. Ansonsten wären bei dem fünfseitigen G-Netz zu starke Verzerrungen aufgetreten. Bei der 4-stufigen Geometrie war insbesondere darauf zu achten, dass die sehr engen axialen Abstände zwischen Leitschaufelreihe und Laufschaufelreihe orthogonal vernetzt werden.

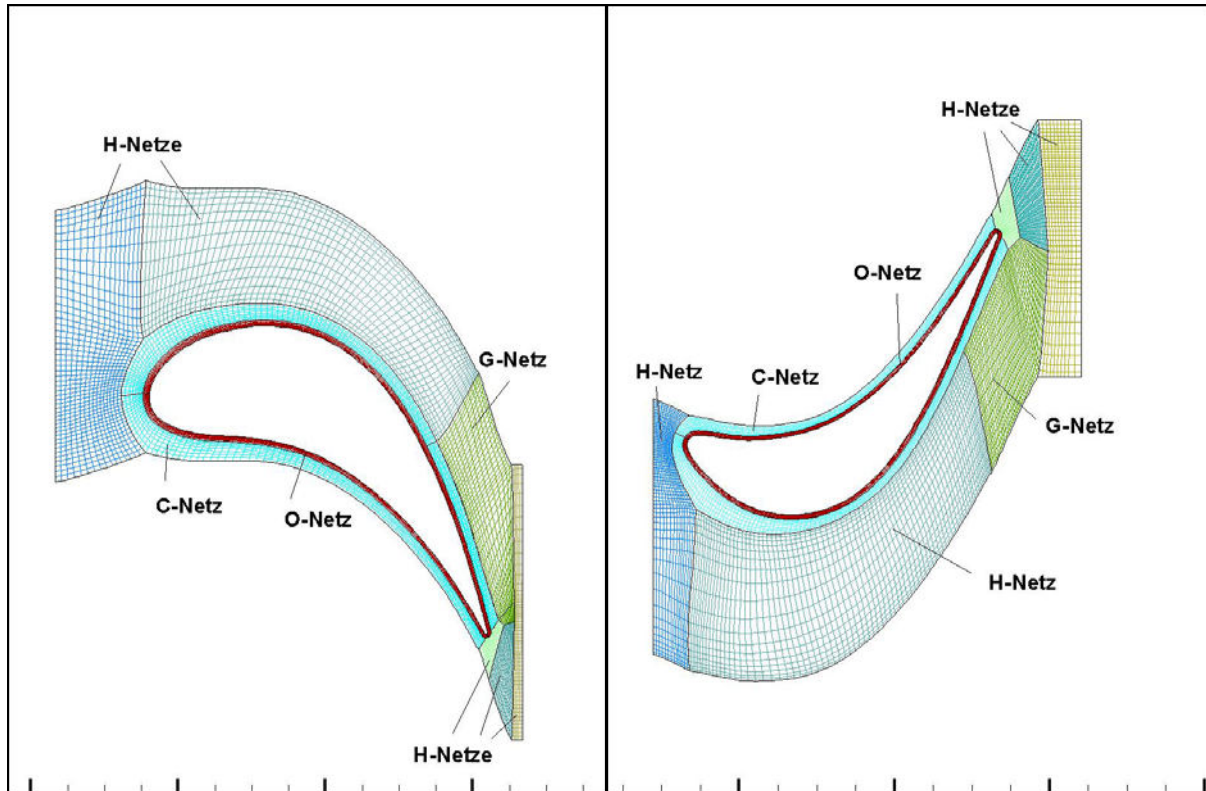


Abbildung 5.3: Netze der 4-stufigen Beschau felung von Leit- und Laufschaufel im Mittenschnitt

In den jeweiligen Messebenen sind diese Abstände deutlich größer, und damit ist eine einfachere und qualitativ bessere Vernetzung möglich. Die 4-stufige Luftturbine hat eine einheitliche Laufschaufel- und Leitschaufelanzahl und Repetierschaufeln. Für die stationären Berechnungen sind jeweils 30 Laufschaufeln und 29 Leitschaufeln berücksichtigt worden. Charakteristisch für die Versuchsturbine sind Machzahlen, die deutlich kleiner 1 sind.

### 5.1.2 Kennfeldberechnung der 4-stufigen Turbine

In Abbildung 5.4 ist der Vergleich der experimentell ermittelten Turbinenleistung aus der Kennfeldmessung mit der berechneten Turbinenleistung auf der linken Seite und der äquivalente Vergleich für den isentropen Wirkungsgrad auf der rechten Seite dargestellt. Dabei wurde der isentrope Wirkungsgrad anhand der folgenden Gleichung berechnet:

$$\eta_{is} = \frac{1 - T_{tot2}/T_{tot1}}{1 - \left( P_{tot2}/P_{tot1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

Es ist jeweils eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse zu erkennen. Wie es für Turbinen charakteristisch ist, verbleibt der Wirkungsgrad bei abnehmendem Massenstrom anfangs noch auf einem hohen Niveau und fällt dann ab einem bestimmten Punkt relativ stark ab.

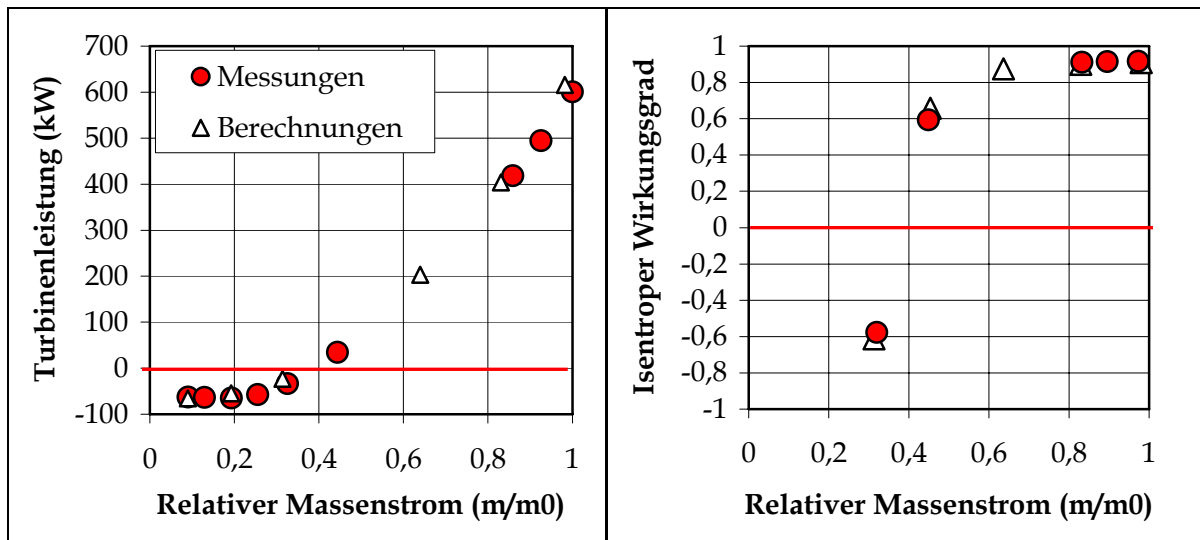


Abbildung 5.4: Vergleich der Turbinenleistung und des Wirkungsgrades von Simulation und Experiment

Wie man an der Gleichung erkennen kann, wird bei höheren Temperaturen oder höheren Drücken am Austritt als am Eintritt der Wirkungsgrad negativ. Es ist zu beachten, dass in der Gleichung eine Polstelle auftritt, wenn der Totaldruck am Austritt und am Eintritt gleich groß ist. Dann wird der Nenner zu Null. Die Angabe des isentropen Wirkungsgrades ist im Bereich negativer Turbinenleistungen nur noch von begrenzter physikalischer Aussagekraft.

An dieser Stelle muss noch einmal darauf hingewiesen werden, dass Berechnungen mit Nulldurchsatz zu keinem konvergierenden Ergebnis geführt haben. Die numerische Stabilitätsgrenze, die aus der Vielzahl der Berechnungen ermittelt wurde, lag bei einem relativen Massenstrom von 5 %.

### 5.1.3 Vergleich der Strömungsfeldmessung und -berechnung

Zur Untersuchung des Strömungsverhaltens bei einer geringen Durchströmung der Luftturbine wurden Strömungsfeldmessungen für drei unterschiedliche Drehzahlen bei einem Massenstrom von 0,7 kg/s durchgeführt. Dies entspricht ungefähr einem Zehntel des Auslegungsmassenstromes. Zum einen sollten die Randbedingungen für die numerischen Berechnungen aus den Messergebnissen für die Eintritts- und Austrittsebene generiert werden, und als zweites sollten die Messergebnisse zur Validierung der numerischen Berechnungen dienen. Die Verteilung der Messebenen ist in Abbildung 5.5 schematisch dargestellt. Die Messebene 0 war am Eintritt positioniert, und dann wurde nach jeder Stufe gemessen. Nur die Messebene 4 befand sich zwischen letzter Leitschaufel- und Laufschaufelreihe. In den Messebenen ist der axiale Abstand zwischen den Schaufelreihen im Vergleich zu den axialen Abständen in den anderen Schaufelreihen vergrößert.

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der 4-stufigen Berechnungen für den extremen Schwachlastbetrieb gezeigt und direkt mit den ermittelten Messergebnissen aus den Strömungsfeldmessungen verglichen.



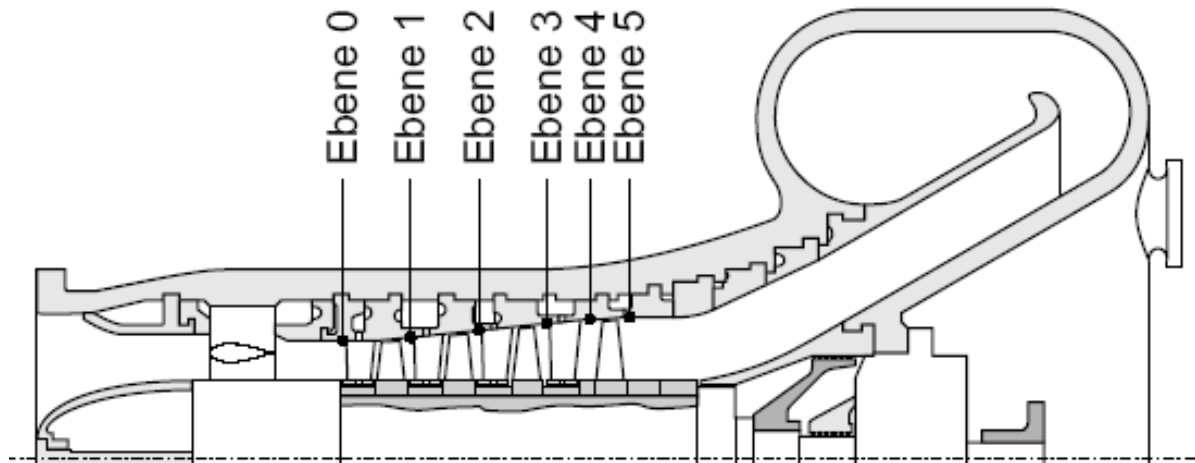


Abbildung 5.5: Verwendete Messebenen bei der 4-stufigen Turbine

Für die Messungen wurde mit den in Abschnitt 3.4.1 beschriebenen Fünflochsonden pro Messpunkt 10 Wiederholungsmessungen durchgeführt. Es sind jeweils die maximalen Fehler anhand von Fehlerbalken in den folgenden Abbildungen (5.6 bis 5.11) eingetragen. Im Anhang B wird auf deren Ermittlung näher eingegangen. Alle vergleichenden Diagramme für die drei unterschiedlichen Drehzahlen bei einem relativen Massenstrom von 10% sind der Übersichtlichkeit halber zusammenhängend angeordnet.

#### 5.1.4 Ergebnisse für $2800 \text{ min}^{-1}$

Es ist zu erkennen, dass die Randbereiche nur durch die Simulation aufgelöst werden können, da ein Mindestabstand der Sonde zu Nabe und Gehäuse erforderlich ist. In Abbildung 5.6 und Abbildung 5.7 sind die Messdaten für eine Drehzahl von 2800 direkt mit den simulierten Daten für jede Messebene über der bezogenen Kanalhöhe aufgetragen.

In Abbildung 5.6 ist der Totaltemperaturverlauf und in Abbildung 5.7 der Totaldruckverlauf aufgetragen. Es sind nur geringe Abweichungen von numerischen und experimentellen Ergebnissen zu erkennen. Wobei bei den Totaltemperaturen größere Differenzen auftreten. Die simulierten Temperaturen liegen in Messebene 4 und 5 etwa 3 bis 5 Kelvin oberhalb der gemessenen Temperaturen. Bei dieser niedrigen Drehzahl ergibt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung.

#### 5.1.5 Ergebnisse für $5600 \text{ min}^{-1}$

Bei einer Drehzahl von  $5600 \text{ min}^{-1}$  werden die Druck- und Temperaturverläufe insgesamt sehr gut wiedergegeben (Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9). Besonders in den Messebenen 1 bis 3 stimmen die berechneten Werte sehr gut mit den gemessenen Werten überein. In den darauf folgenden Ebenen gewinnt auch die Rückströmung und Turbulenz an Intensität, und die Übereinstimmung nimmt etwas ab. Die Störungen werden stromabwärts weiter transportiert, und die Fehlanströmung nimmt weiter zu, wie in Kapitel 5.1.8 näher beschrieben ist.

Die errechneten Totaltemperaturen und Totaldrücke liegen in den letzten Ebenen etwas unterhalb der Messwerte, wobei der Anstieg der Werte zum Gehäuse hin gut wiedergegeben wird. Insgesamt ist ein Anstieg in den Temperaturen und Drücken gegenüber der Drehzahl von  $2800 \text{ min}^{-1}$  zu erkennen.

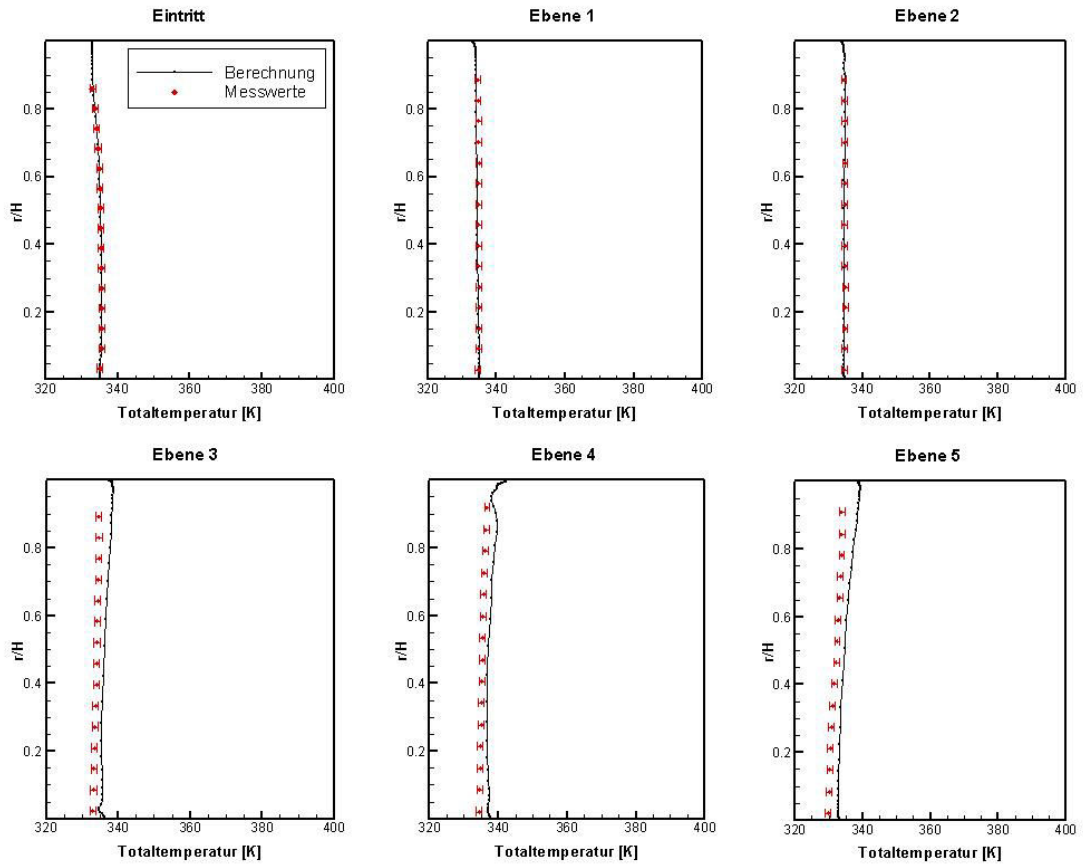


Abbildung 5.6: Vergleich gemessener und berechneter Totaltemperaturen für  $2800 \text{ min}^{-1}$

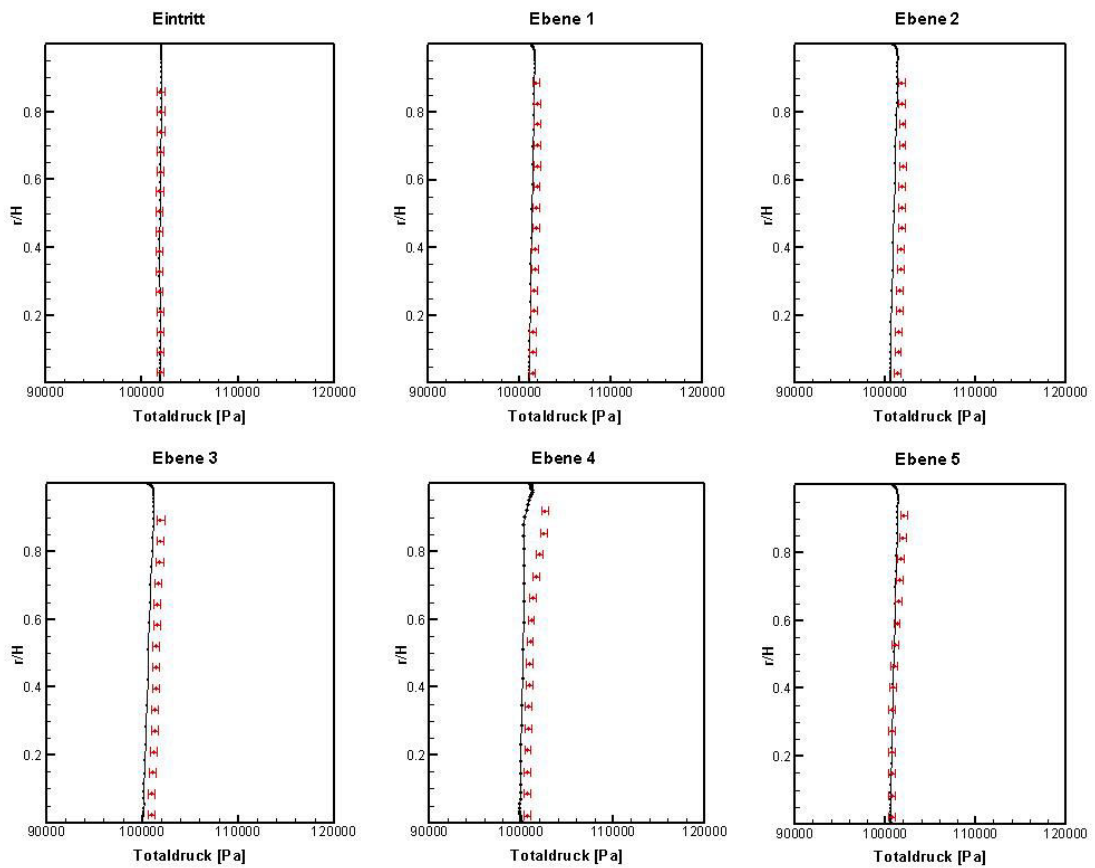


Abbildung 5.7: Vergleich gemessener und berechneter Totaldrücke für  $2800 \text{ min}^{-1}$



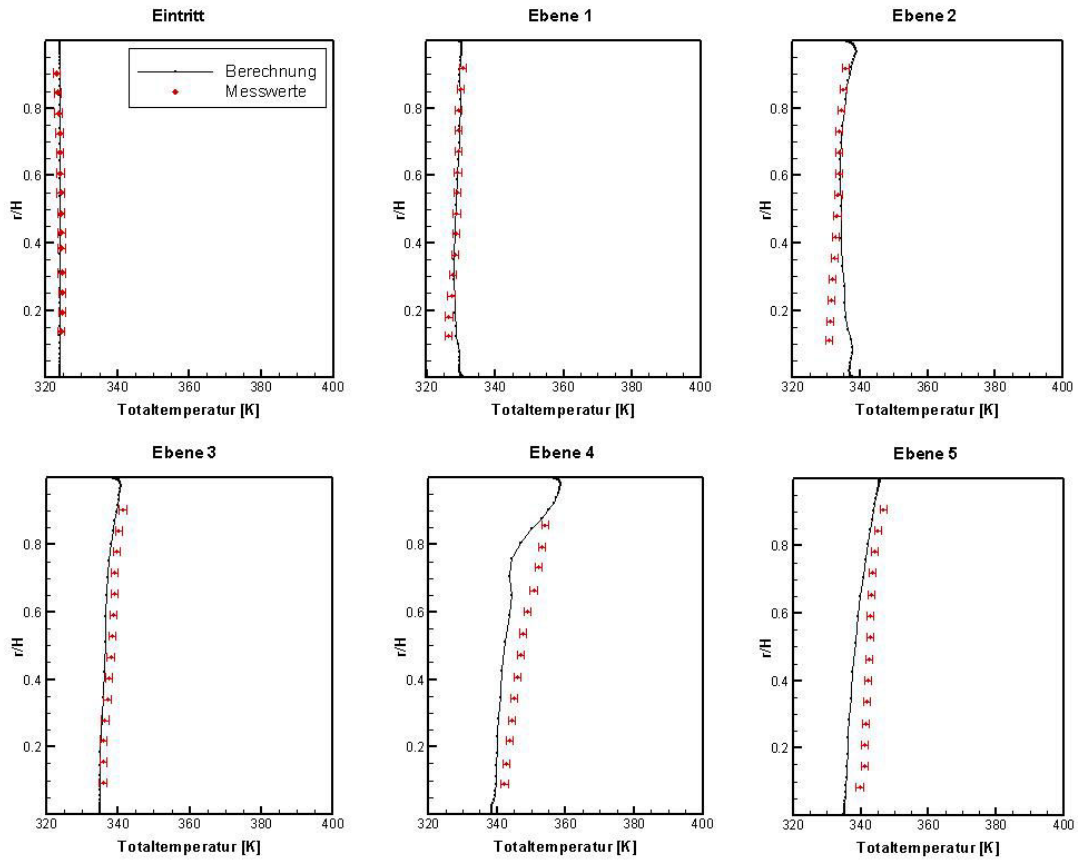


Abbildung 5.8: Vergleich gemessener und berechneter Totaltemperaturen für  $5600 \text{ min}^{-1}$

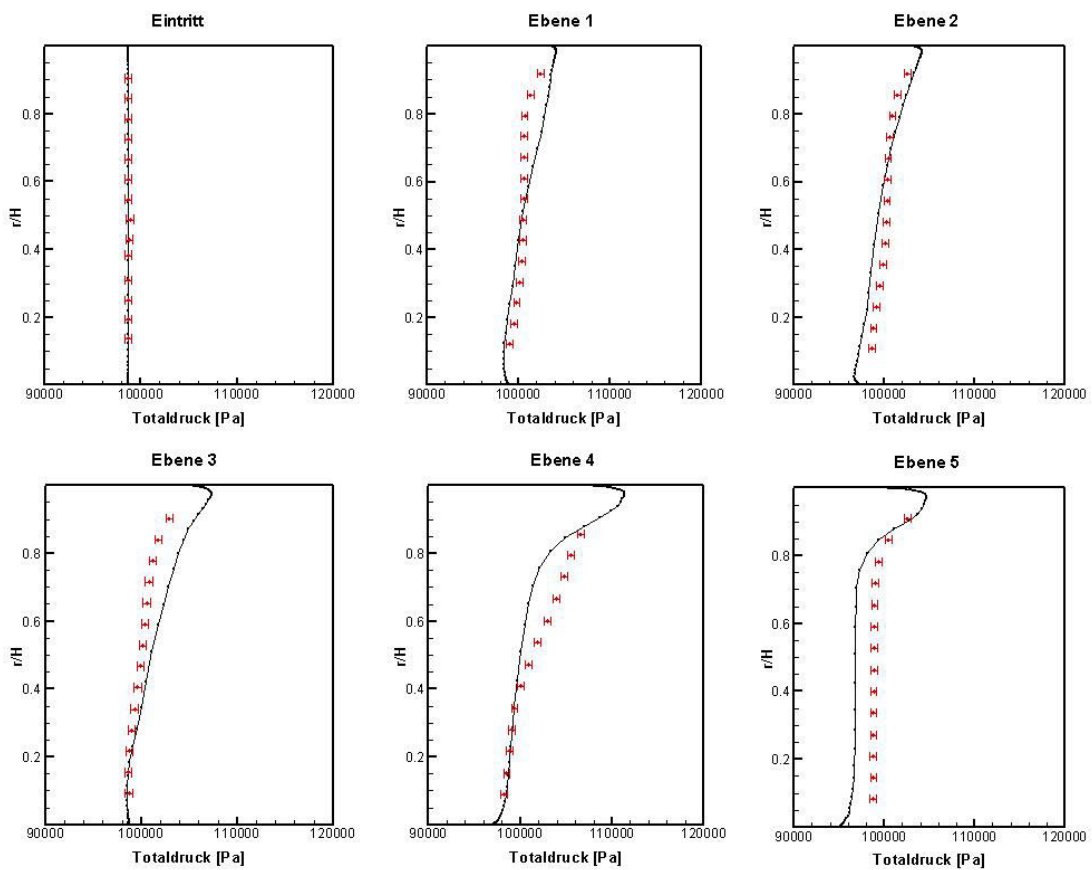


Abbildung 5.9: Vergleich gemessener und berechneter Totaldrücke für  $5600 \text{ min}^{-1}$

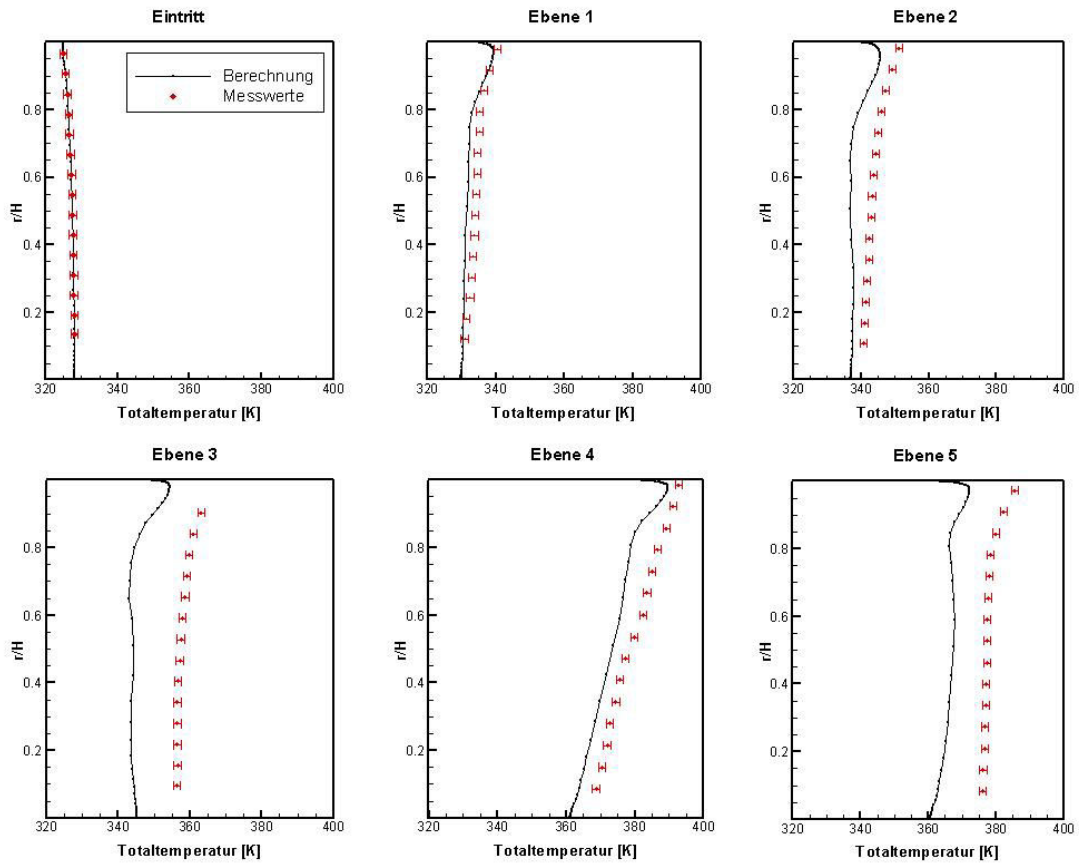


Abbildung 5.10: Vergleich gemessener und berechneter Totaltemperaturen für  $7500 \text{ min}^{-1}$

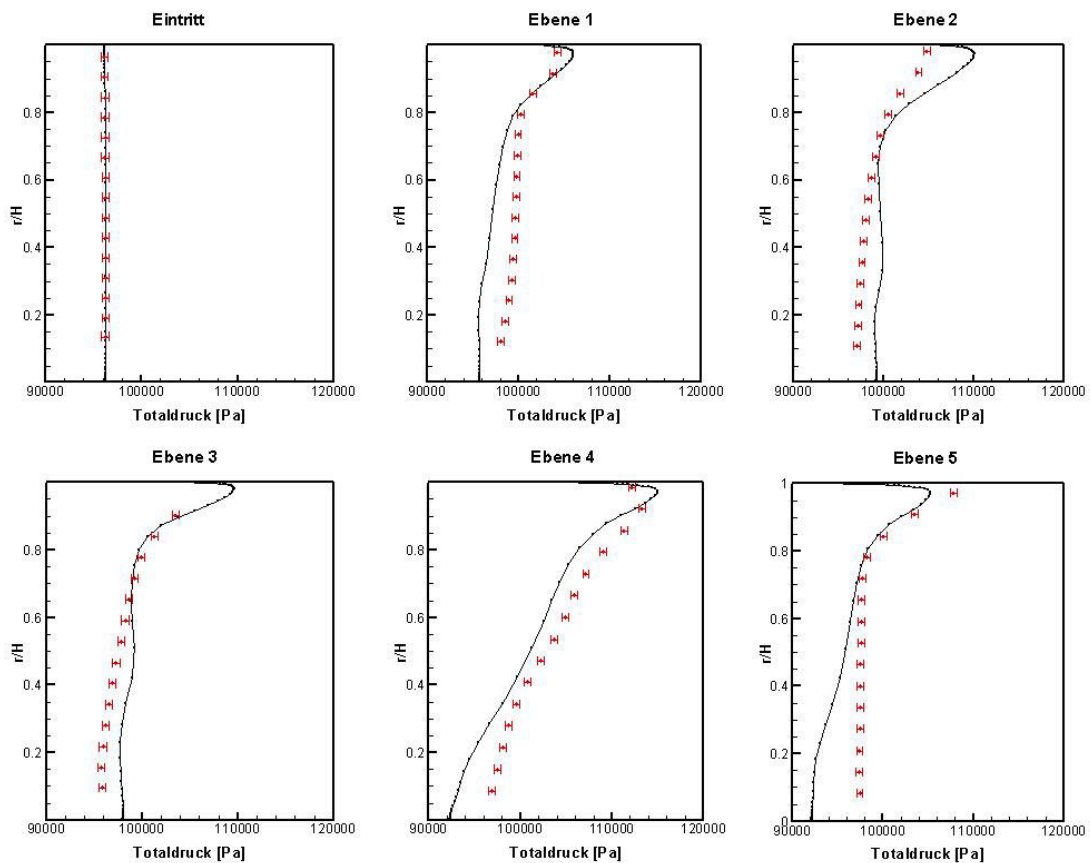


Abbildung 5.11: Vergleich gemessener und berechneter Totaldrücke für  $7500 \text{ min}^{-1}$

### 5.1.6 Ergebnisse für 7500 min<sup>-1</sup>

Auch für den Vergleich der Strömungsfeldmessungen mit den Berechnungen bei gleichem Massenstrom und einer Drehzahl von 7500 min<sup>-1</sup> (Abbildung 5.11 und Abbildung 5.10) wurden gute Ergebnisse erreicht. Die Tendenzen werden in allen betrachteten Ebenen gut wiedergegeben, auch wenn die Temperaturen in Messebene 3 und 5 zum Teil unter den gemessenen Werten liegen. Es ist generell bei allen drei Strömungsfeldmessungen zu beobachten, dass der Totaldruck und die Totaltemperatur in Richtung Gehäusewand zunehmen. Dies wird auch in den Berechnungen wiedergegeben. In Messebene 3 und 5 treten die größten Abweichungen auf. Da die Störungen und Turbulenzen in der Abströmung einer jeden vorangegangenen Stufe ansteigen, nimmt die Vorhersagegenauigkeit entlang des Strömungspfades kontinuierlich ab.

So ergeben sich Messwerte in den hinteren Messebenen, die höher sind als die simulierten Werte, und es ist zu erkennen, dass die Berechnung nicht den vollen Temperatur- und Druckanstieg wiedergibt. Dennoch stimmt das qualitative Ergebnis überein. Der Maximalwert des Totaldruckes und der Totaltemperatur stellt sich bei den Messungen und bei den Berechnungen bei allen drei Drehzahlen in Messebene 4 zwischen Leitschaufelreihe 4 und Laufschaufelreihe 4 ein und nicht in der letzten Laufschaufelreihe.

Die vorangegangenen Vergleiche haben aufgezeigt, dass der verwendete CFD-Solver TRACE auch für Schwachlastfälle bei geeigneter Initialisierung und Netzanpassung gute Vorhersagen über die Strömung in Turbomaschinen liefern kann. Insbesondere die charakteristische Zunahme von Druck und Temperatur entlang des Strömungspfades bei schwacher Durchströmung ist gut wiedergegeben. Je höher die Drehzahl gewählt ist, und je geringer der relative Massenstrom ist, desto schwieriger wird die Simulation und desto größer werden die Diskrepanzen zu gemessenen Werten.

Die erzielten Ergebnisse dienen als erste gesicherte Ausgangsbasis für die numerischen Berechnungen der 7-stufigen Turbine, die im Anschluss durchgeführt wurden, die aber noch nicht direkt mit Messergebnissen aus Strömungsfeldmessungen verglichen werden können.

### 5.1.7 Stromlinienbilder der 4-stufigen Turbine im Mittenschnitt

In Abbildung 5.12 werden die Stromlinienverläufe für die 4-stufige Turbine im Mittenschnitt gezeigt, wobei in der obersten Darstellung (Abbildung 5.12 (a)) die Verläufe der Stromlinien für den Auslegungsfall und in den unteren Darstellungen (Abbildung 5.12 (b,c,d)) für die Verläufe für abnehmenden Massenstrom bei gleicher Drehzahl von 7500 1/min dargestellt sind. Für den Auslegungsfall folgen die Stromlinien dabei wie zu erwarten genau den Schaufelprofilen. Dann beginnt mit abnehmender Durchströmung eine veränderte Anströmung, auf die im Abschnitt 6.3 noch genauer eingegangen wird. Bei einem relativen Massenstrom von etwa 44% sind schon deutliche Fehlanströmungen und kleine Rezirkulationsgebiete, vor allem in der letzten Stufe, zu erkennen (Abbildung 5.12 (b)). Diese Gebiete nehmen an Einfluss zu, wie bei etwa 32% des Auslegungsmassenstromes zu beobachten ist (Abbildung 5.12 (c)). Weiterhin nimmt die Intensität der Verwirbelungen entlang des Strömungskanals der Turbine deutlich zu. Bei einem relativen Massenstrom von etwa 9% sind starke Ablösegebiete auszumachen.

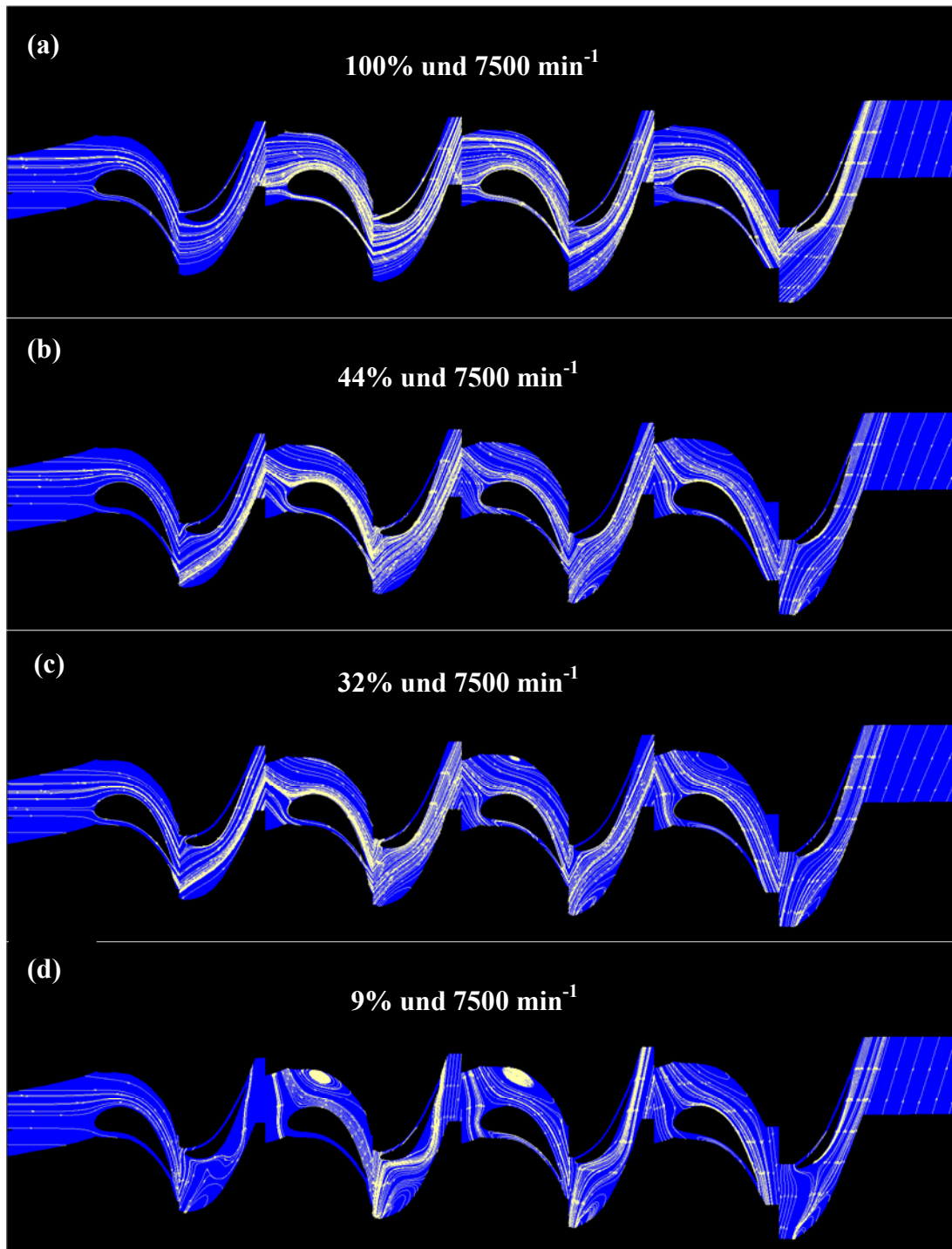
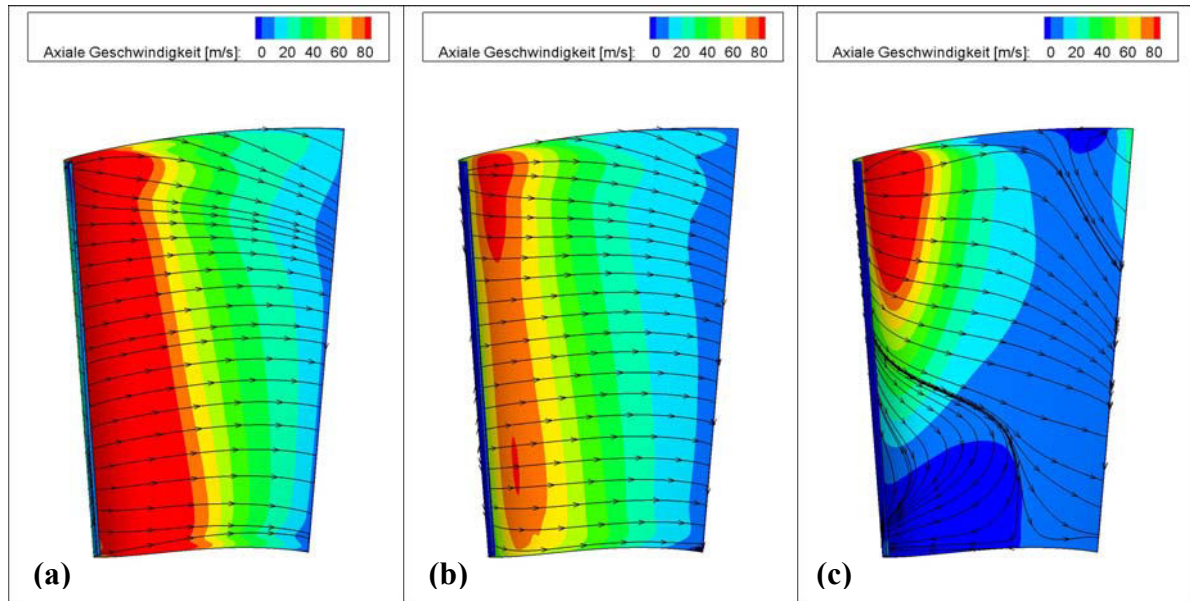


Abbildung 5.12: Stromlinienbilder der 4-stufigen Turbine im Mittenschnitt bei einer Drehzahl von 7500 min<sup>-1</sup> mit abnehmenden Massenströmen

### 5.1.8 Stromlinienverläufe auf den Schaufeloberflächen der 4-stufigen Turbine

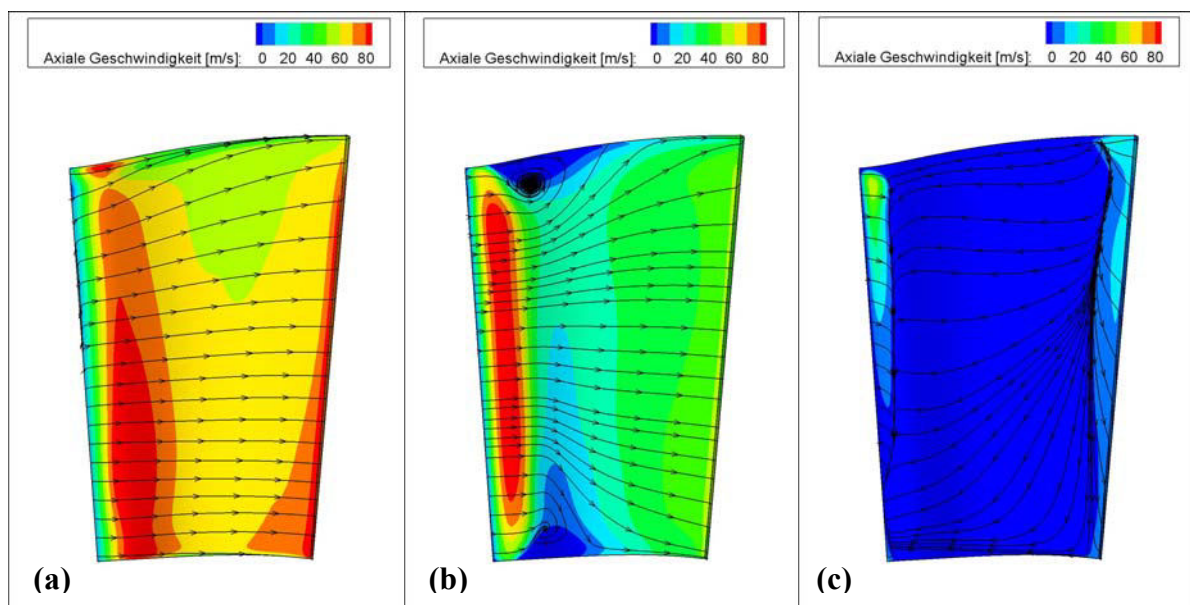
Die Auswirkungen der unterschiedlichen Schaufelformen auf das Strömungsverhalten bei sehr niedrigem Durchsatz können anhand der Stromlinienverläufe in unmittelbarer Nähe zu den Schaufeloberflächen veranschaulicht werden. Dabei ist die axiale Geschwindigkeit als Parameter durch die Farbkonturen in unmittelbarer Nähe zu der Schaufeloberfläche dargestellt.

In Abbildung 5.13 werden die Stromlinienverläufe auf der von innen betrachteten Saugseite der 4. Leitschaufel der 4-stufigen Turbine für den Auslegungspunkt (a) mit den Verläufen bei 50% (b) und bei 9% des relativen Massenstromes (c) verglichen. Für die Auslegung folgen die Stromlinien der Schaufelkontur in Strömungsrichtung, und an der Nabe ist eine leichte Umlenkung in den Kernbereich der Strömung zu erkennen. Die axiale Geschwindigkeit ist im Anfangsbereich am höchsten. Je weiter der Durchsatz durch die Turbine abnimmt, desto größer wird die Fehlanströmung der Schaufeln, wie bereits in Kapitel 6.2.1 dargestellt.



**Abbildung 5.13** Stromlinienverlauf auf der Saugseite der 4. Leitschaufel der 4-stufigen Turbine mit abnehmendem relativen Massenstrom {(a):100%; (b):50%; (c):9%} von innen betrachtet

Dabei kommt es insbesondere an der Nabe zu größeren Fehlanströmungen. Bei der Hälfte des regulären Massenstromes liegt die Strömung noch an der Schaufeloberfläche der Saugseite an (b). Für den Schwachlastfall zeigen sich auf der Saugseite in der rechten Abbildung (c) Ablösungen im Nabenbereich, wobei im hinteren Bereich der Schaufel die Strömung wieder anlegt.



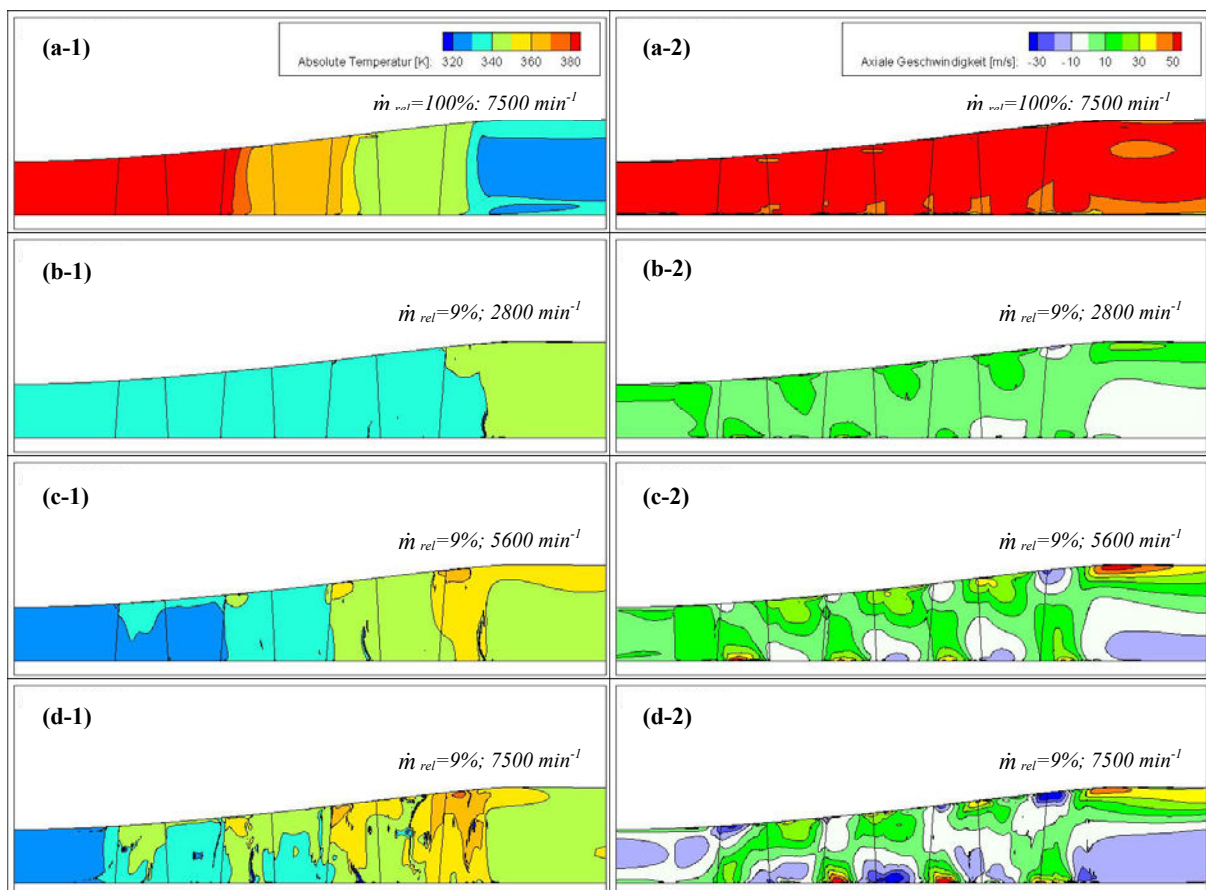
**Abbildung 5.14** Stromlinienverlauf auf der Druckseite der 4. Leitschaufel der 4-stufigen Turbine mit abnehmendem relativen Massenstrom {(a):100%; (b):50%; (c):9%}



In Abbildung 5.14 ist der äquivalente Vergleich für die Druckseite dargestellt, auf der sich insgesamt geringere axiale Geschwindigkeiten einstellen. Ist die Strömungsrichtung für den Auslegungsbereich (a), welcher auf der linken Seite gezeigt ist, noch positiv, mit der höchsten Geschwindigkeit im ersten Drittel der Schaufeloberfläche und an der Hinterkante der 4. Leitschaufel, so sind bei 50 % des relativen Massenstromes im oberen und unteren Bereich jeweils ein Rezirkulationsgebiet auszumachen (b). Das Ablösegebiet breitet sich dann weiter in den Kernbereich der Strömung aus, bis sich bei 9% des relativen Massenstromes (c) ein komplett anderes Bild ergibt: Bis auf einen sehr kleinen Bereich mit positiver Durchströmung bis zu etwa einem Zehntel der Sehnenlänge fließt das Fluid in umgekehrter Strömungsrichtung und legt dann erst sehr nah an der Hinterkante wieder an. Die axialen Geschwindigkeiten nehmen von links nach rechts erwartungsgemäß ab, da der relative Massenstrom sinkt und damit auch die Anströmgeschwindigkeiten am Eintritt der Turbine.

### 5.1.9 Darstellung umfangsgemittelter Werte für die 4-stufige Turbine

Im Folgenden sind, die bei den Strömungsfeldmessungen im Schwachlastbereich vermessenen Strömungen, mit den gleichen Randbedingungen simuliert und ausgewertet worden. Am deutlichsten sind die auftretenden Strömungsphänomene anhand von umfangsgemittelten Werten in der Meridionalebene zu erkennen (Abbildung 5.15).



**Abbildung 5.15: Umfangsgemittelte Totaltemperatur und axiale Geschwindigkeitsverteilung der 4-stufigen Turbine bei 9% des relativen Massenstromes bei unterschiedlichen Drehzahlen**

Auf der linken Seite sind die umfangsgemittelten Totaltemperaturen und auf der rechten Seite die dazugehörigen umfangsgemittelten axialen Geschwindigkeiten bei den 3 betrachteten Drehzahlen (2800, 5600, 7500 min<sup>-1</sup>) zu erkennen. Für die Beurteilung der Veränderung des

Strömungsbildes sind oben in Abbildung 5.15 ((a-1); (a-2)) die umfangsgemittelten Werte von Totaltemperatur links und axialer Geschwindigkeit rechts für den Auslegungsmassenstrom von 7,8 kg/s dargestellt. Die unteren Abbildungen ((b-1); (b-2); (c-1); (c-2) (d-1); (d-2)) zeigen jeweils die berechneten Totaltemperaturen und axialen Geschwindigkeiten für die drei unterschiedlichen Drehzahlen im untersuchten Schwachlastbereich von 9% des Auslegungsmassenstromes. Zunächst einmal ist für alle drei Fälle eine Zunahme der Totaltemperaturen entlang des Strömungspfades zu erkennen. Weiterhin wird deutlich, dass mit steigender Drehzahl die Totaltemperaturen ansteigen und die Rückströmungsgebiete sich stark ausbreiten. Sind bei einer Drehzahl von  $2800 \text{ min}^{-1}$  nur 3 Gebiete mit negativer Strömungsrichtung auszumachen, so nimmt deren Anzahl und Ausdehnung mit steigender Drehzahl deutlich zu. Bei abnehmendem Massendurchsatz kann die Entstehung der charakteristischen Strömungsform mit zwei ausgedehnten Wirbelgebieten festgestellt werden. Die Ventilationserscheinungen beginnen am Laufschaufelaustritt im Bereich der Schaufelspitzen. Bedingt durch die saugseitige Anströmung der Schaufeln treten hier Ablösungen der Strömung auf. Bei weiterer Verminderung des Massendurchsatzes bildet sich im axialen Spalt zwischen Leit- und Laufrad ein Ablösegebiet mit Rückströmungen aus. Die Hauptströmung wird in die Nähe der Nabe abgedrängt. Wie in Abbildung 5.16 skizziert wird, die Hauptströmung hinter jeder Stufe beim Durchlaufen durch das Laufrad durch die Wirkung der Zentrifugalkräfte diagonal in Richtung des Gehäuses gelenkt und verlässt das Laufrad in einer engen Ringfläche nahe der Gehäusewand. Dies verursacht wiederum ein Ablösegebiet im nabennahen Bereich nach der Laufschaufel.

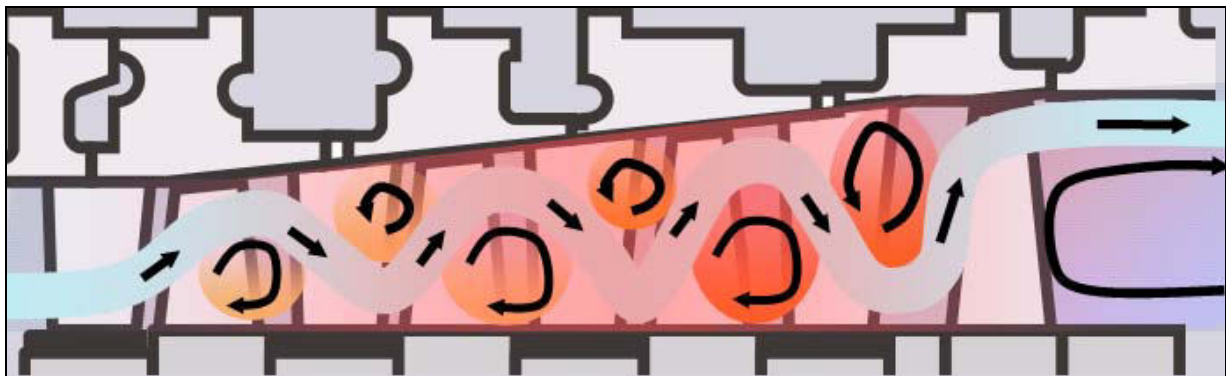
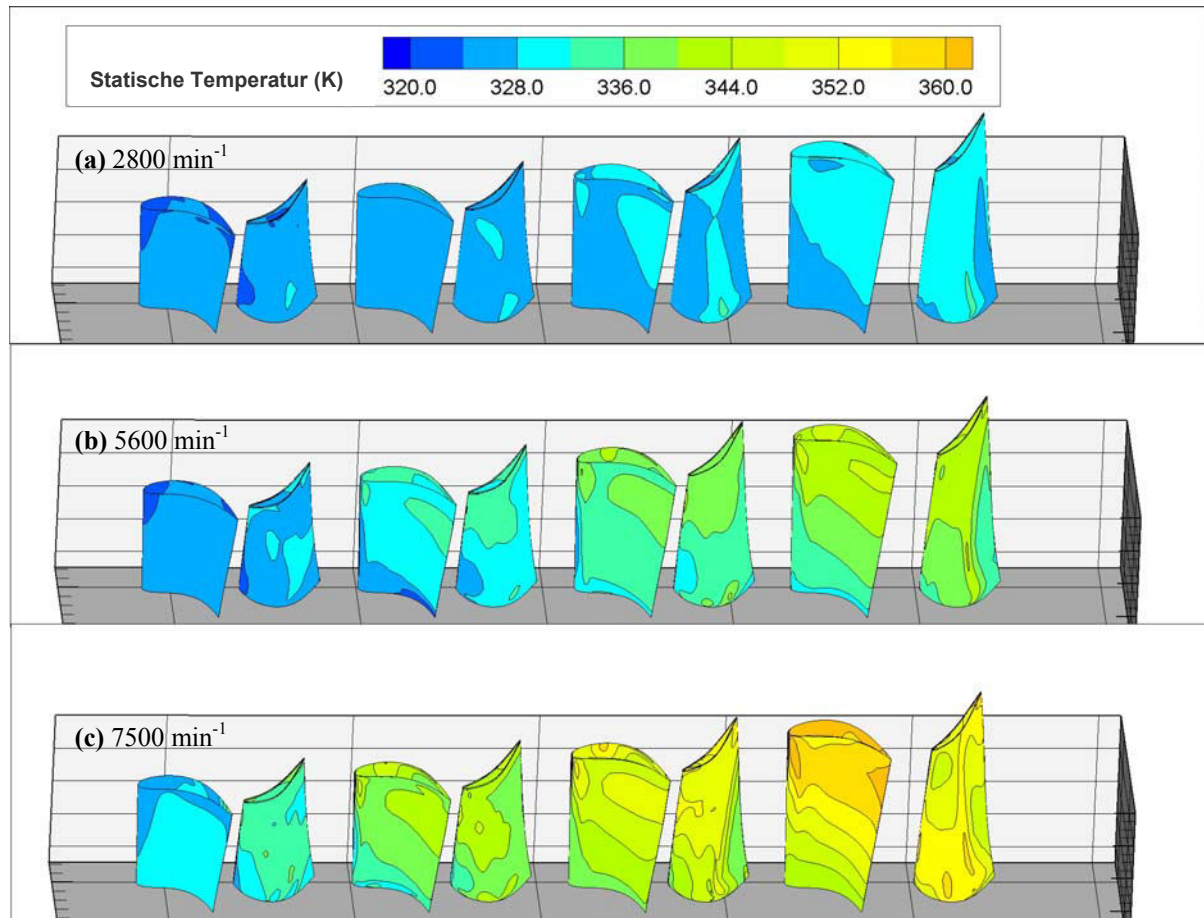


Abbildung 5.16: Schema der Durchströmung der 4-stufigen Turbine im Ventilationsbetrieb

Diese charakteristische mäandernde Strömungsform wurde in ähnlicher Weise durch Schmidt (2000) für Niederdruckturbinen beschrieben und ist aufgrund des Druckgleichgewichtes zwischen dem Hauptmassenstrom und den Wirbelgebieten sehr stabil und wird von den statischen Druckverläufen vor und nach dem Laufrad erzwungen.

### 5.1.10 Einfluss der Drehzahlerhöhung auf die Schaufeltemperatur

In Abbildung 5.17 werden die berechneten statischen Temperaturen und nicht die Totaltemperaturen auf der Schaufeloberfläche der 4-stufigen Turbine dargestellt, da der dynamische Anteil hier gegen Null geht. Diese entsprechen nicht direkt den Materialtemperaturen, aber sie geben einen entscheidenden Hinweis darauf, welche Temperaturen sich einstellen würden im adiabaten Fall. Es sind die drei vermessenen Testfälle dargestellt mit unterschiedlichen Drehzahlen. Die Temperaturen nehmen mit der Drehzahl und entlang der Strömungsrichtung zu. Die höchsten Temperaturen zeigen sich auf der Leitschaufelreihe der letzten Stufe, aber nicht in der letzten Laufschaufelreihe, wie es mit konventionellen Rechenmodellen vorhergesagt wird. Es ist daher von einem kühlenden Effekt durch das oben beschriebene Rezirkulationsgebiet hinter der letzten Stufe auszugehen.



**Abbildung 5.17: Statische Temperaturen auf den Schaufeloberflächen der 4-stufigen Turbine bei einem relativen Massenstrom von 9% und unterschiedlichen Drehzahlen**

Nachdem die stationären Berechnungen der 4-stufigen Luftturbine Erfolg versprechende Ergebnisse erzielt haben, werden im Folgenden die gesammelten Erfahrungen und Erkenntnisse auf die 7-stufige Konfiguration der Luftturbine mit der neuen dreidimensionalen Beschaukelung für Hochdruckturbinenstufen angewandt, mit der Annahme, dass sich hier auch ähnliche Strömungsbilder ergeben. Schon Evers (1985) hat aus seinen experimentellen und theoretischen Betrachtungen des Strömungsverhaltens gefolgert, dass die grundlegenden Strömungsformen auch auf andere Beschaukelungen übertragen werden können.

## 5.2 Stationäre Simulation der 7-stufigen Modellturbine

### 5.2.1 Vernetzung und Modellierung der 7-stufigen Turbine

Die 7-stufige Turbine wurde nach dem aktuellen Siemens HD-Design neu ausgelegt mit der aktuellen strömungsoptimierten 3D-Beschaukelung. Es handelt sich um so genannte 3DV Schaufeln, mit variablem Reaktionsgrad.

Die Daten für die Erstellung der Geometrie der Maschine konnten nach einiger Bearbeitung direkt aus den bereitgestellten CAD-Daten aus den Konstruktionszeichnungen verwendet werden. Dabei wurden durch einen speziellen selbst entwickelten Algorithmus die Daten eingelesen und angepasst für das Vernetzungsprogramm G3D Mesh. Die neuen Profilkonturen werden in Abbildung 5.18 gezeigt, wobei jeweils nur zwei Schnitte in Gehäuse und Nabennähe dargestellt sind. Die Schaufelprofilaten und die neuen Kanalkonturdaten wurden dann für die Vernetzung bereitgestellt und mussten an das Koordinatensystem angepasst werden.



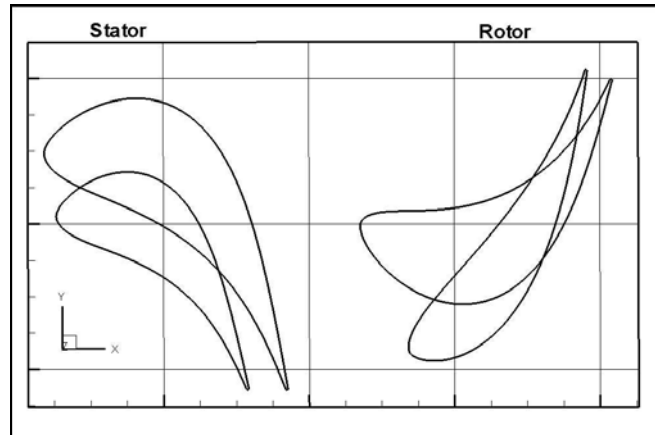


Abbildung 5.18: Profile der 7-stufigen Turbine

Für eine saubere Netzgenerierung ist die Verteilung der Punkte auf der vorgegebenen Schaufelkontur wichtig. Insbesondere sind die Krümmungen der Vorder- und Hinterkanten der Schaufelprofile sehr genau darzustellen. Dazu wurde mit Matlab ein spezieller Algorithmus entwickelt, welcher zunächst Splines durch die einzelnen Punkte gelegt hat und in die Bereiche mit starker Krümmung noch zusätzliche Punkte gelegt hat.

Der Aufbau des Netzes ist unten dargestellt (Abbildung 5.19). Die Netztopologie ist ähnlich aufgebaut wie für die 4-stufige Turbine. Da die Schaufelreihen in gleichmäßigerem Abstand stehen, war die Vernetzung der 7-stufigen Turbine unkomplizierter, und es wurden nur strukturierte Netzblöcke verwendet.

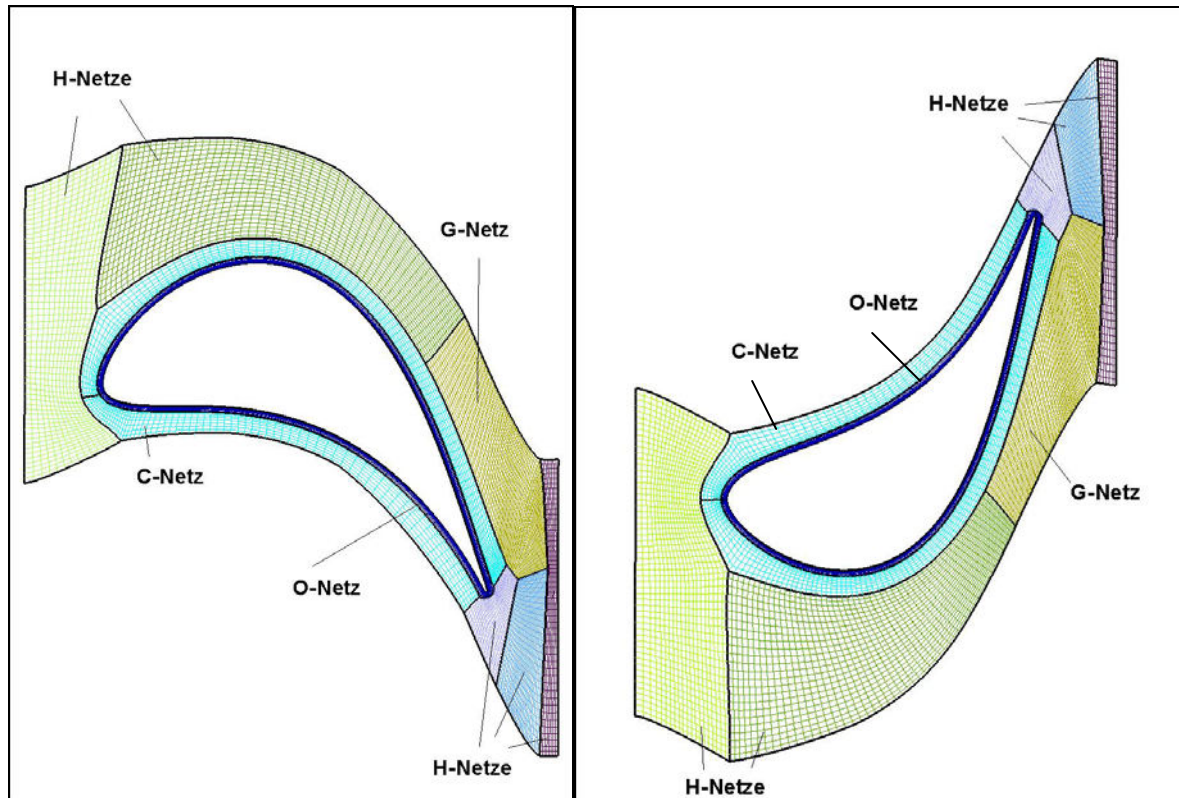


Abbildung 5.19: Netze von Leit- und Laufschaufel im Mittenschnitt

Dennoch ist der Aufwand für die Erstellung und Optimierung der Netze direkt an die Anzahl der Schaufelreihen geknüpft und daher ungleich größer. Zusätzlich zu dem herkömmlichen

Netz wurde wieder ein längerer Austrittsblock erzeugt. Das feine Gesamtnetz mit Austrittsblock besteht aus rund 6 Millionen Zellen. Die Grenzschichten sind gut aufgelöst, aber die Kavitäten und Dichtspitzen sind für diese spezifische Untersuchung des Schwachlastbetriebes nicht berücksichtigt worden, um die Gesamtzellenzahl und damit Rechenzeit nicht zu groß werden zu lassen.

Des Weiteren wird die Annahme getroffen, dass der Einfluss der Kavitäten auf die Hauptströmungsmerkmale bei Schwachlast zu vernachlässigen ist, da die treibenden Druckdifferenzen hier sehr gering sind und damit die Strömungsgeschwindigkeit in den Kavitäten sehr klein sein wird. Daher sind die massiven Nachteile, welche für die CFD-Berechnung auftreten würden, wie zusätzliche Instabilität der Simulation, hoher Vernetzungsaufwand und höherer Rechenaufwand zu groß gegenüber dem Vorteil, einer originalgetreueren Abbildung der Maschine und einer genaueren Berechnung des Gesamtwirkungsgrades und der Spaltströmung im Auslegungsfall.

Die Anzahl der Schaufeln variiert von 36 bis hin zu 42 für die unterschiedlichen Leit- und Laufschaufelreihen. Dies wurde bei der Vernetzung berücksichtigt, und somit ergibt sich eine unterschiedliche Teilung für die jeweilige Schaufelreihe. Somit ist das generierte Netz nur für stationäre Berechnungen geeignet. Im Gegensatz zu den Leitschaufeln der 4-stufigen Turbine verändern sich die Metallwinkel bei der dreidimensional ausgelegten Schaufelform über der Schaufelhöhe.

Die Machzahlen und insbesondere die Umfangsmachzahl sind geringer als bei der 4-stufigen Turbine. Die Umlenkung durch die Leitschaufeln fällt etwas größer aus, und die Anströmwinkel weichen etwas mehr von der direkten axialen Anströmung ab.

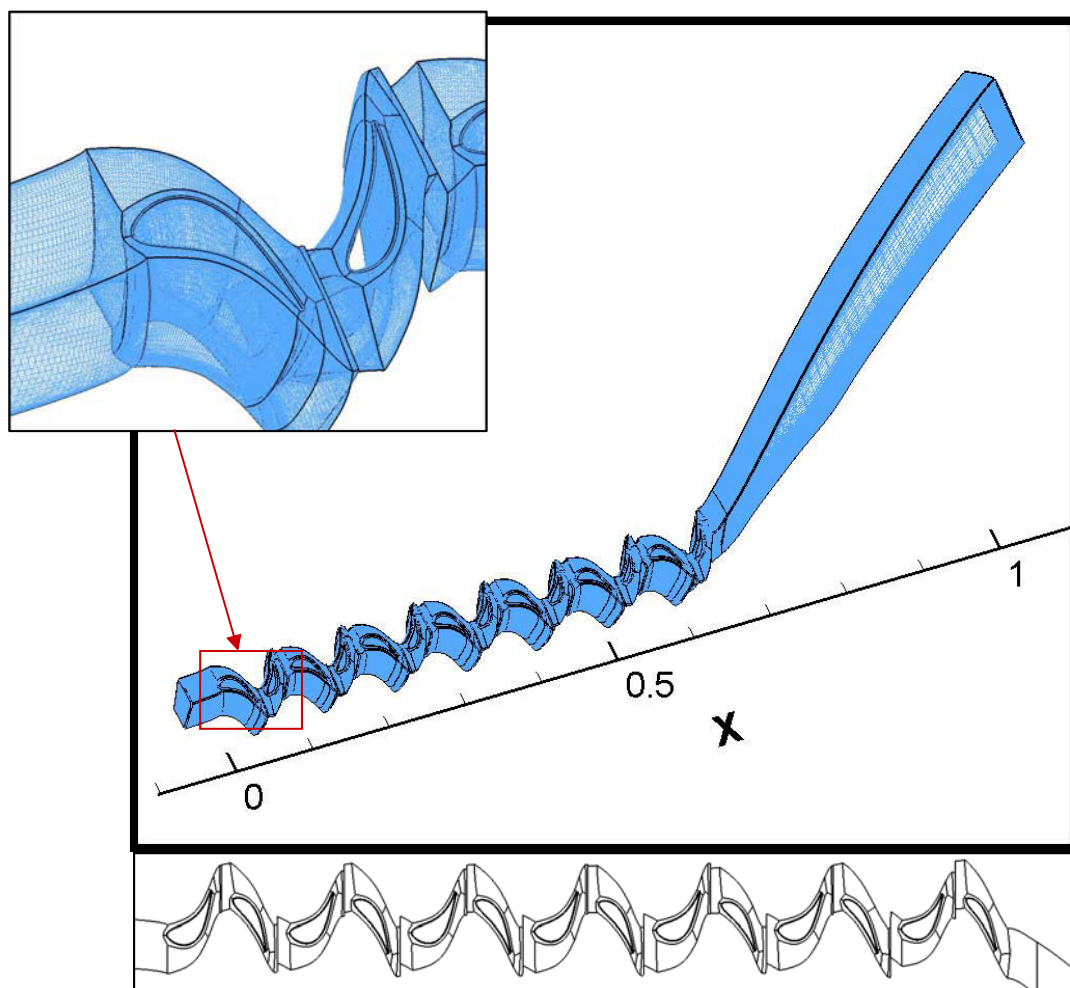


Abbildung 5.20: Gesamtnetz der siebenstufigen Konfiguration mit Detailansicht

In Abbildung 5.20 ist das gesamte siebenstufige Rechenetz mit verlängertem Austritt und einer Vergrößerung der ersten Stufe dargestellt. Unter der Abbildung ist eine Mittenschnittszeichnung zu sehen.

Für die Turbulenzberechnungen wurde wie in den 4-stufigen Berechnungen das k-omega-Turbulenzmodell verwendet. Die Randbedingungen am Eintritt wurden aus den Messdaten der Experimente mit der vierstufigen Turbine entnommen. So wurde für den Eintritt das Totaldruck- und Totaltemperaturprofil vorgegeben und am Austritt ein statischer Druck festgesetzt, der einem Normdruck von 101,325 hPa entsprach. Im Auslegungspunkt wurde der Druck von 3,3 bar am Turbineneintritt vorgegeben und die Temperatur anhand der unten stehenden Gleichungen des idealen Gasgesetzes errechnet.

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

5-2

Diese Vorgehensweise ist in diesem Fall geeignet, da es sich um ein Gas handelt, welches Temperaturen und Drücke - weit entfernt von den kritischen Temperaturen und kritischen Drücken - aufweist.

## 5.2.2 Kennfeldberechnung der 7-stufigen Turbine

Zunächst wurde die Kennlinie der Turbine berechnet. In Abbildung 5.21 ist auf der linken Seite der Verlauf der Kennlinie und auf der rechten Seite der Verlauf des isentropen Wirkungsgrades dargestellt. Es ist mit abnehmendem Massenstrom eine überproportionale Abnahme der Turbinenleistung zu erkennen, wie sie charakteristisch ist für Turbinen und auch bei der 4-stufigen Turbine aufgetreten ist. Ein Vergleich der dimensionslosen Leistungszahlen von 4- und 7-stufiger Turbine über dem relativen Massenstrom ist in Anhang F-1 dargestellt.

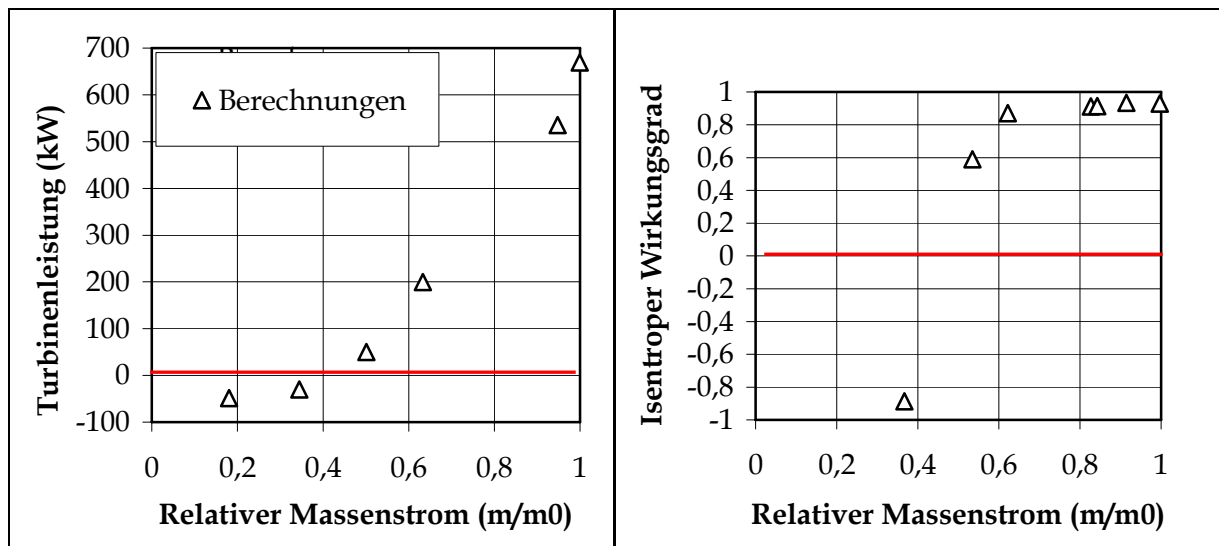


Abbildung 5.21: Berechnete Leistung und isentroper Wirkungsgrad der 7-stufigen Turbine

Dabei ist der Punkt in diesem Diagramm interessant, an dem die Leistungskurve die Nulllinie unterschreitet. Dieser Punkt markiert den Beginn des Ventilationsbetriebes und damit den Bereich, in dem die Turbine keine Leistung mehr erzeugt, sondern Leistung aufnimmt. Dieser Punkt liegt bei einem relativen Massenstrom von etwa 0,4.

Dem entsprechend stellt sich in dem Diagramm auf der rechten Seite auch für den Wirkungsgrad ein Wert von null bei einem relativen Massenstrom von etwa 0,4 ein, und danach wird der Wirkungsgrad negativ. Die Wirkungsgrade bleiben zunächst bis zu einem Wert von 0,6 sehr hoch, und insgesamt zeigt die 7-stufige ein besseres Teillastverhalten als die 4-stufige Turbine. Für Werte unterhalb von 0,2 ergeben sich Werte, die in diesem Diagramm nicht dargestellt werden können und auch nicht von physikalischer Bedeutung sind, wie in Kapitel 5.1.2 schon dargelegt wurde, und daher nicht aufgeführt werden. Auch hier bleibt der Wirkungsgrad über einen größeren Bereich in der Nähe des Auslegungsmassenstromes konstant.

### 5.2.3 Stromlinienverläufe der 7-stufigen Turbine im Mittenschnitt

Grundsätzlich ist genau wie bei der 4-stufigen Beschaufelung eine Veränderung des Stromlinienverlaufes mit der Abnahme des relativen Massenstromes zu erkennen (Abbildung 5.22). Es werden die Stromlinienverläufe für die Mittenschnittebene gezeigt. In Bild (a) sind die Verläufe für den Auslegungsfall und in (b) bis (c) die Verläufe für abnehmende Massenströme zu sehen.

Für den Auslegungsfall folgen die Stromlinien den Schaufelprofilen. Bei einem relativen Massenstrom von etwa 17 %, welches 1,0 kg/s entspricht, sind starke Ablösegebiete und eine Fehlanströmung der Schaufeln auszumachen.

Generell ist eine Zunahme der Wirbelintensität zu beobachten, wenn der relative Massenstrom absinkt. Weiterhin nimmt die Intensität der Verwirbelungen entlang des Strömungskanals der Turbine deutlich zu.

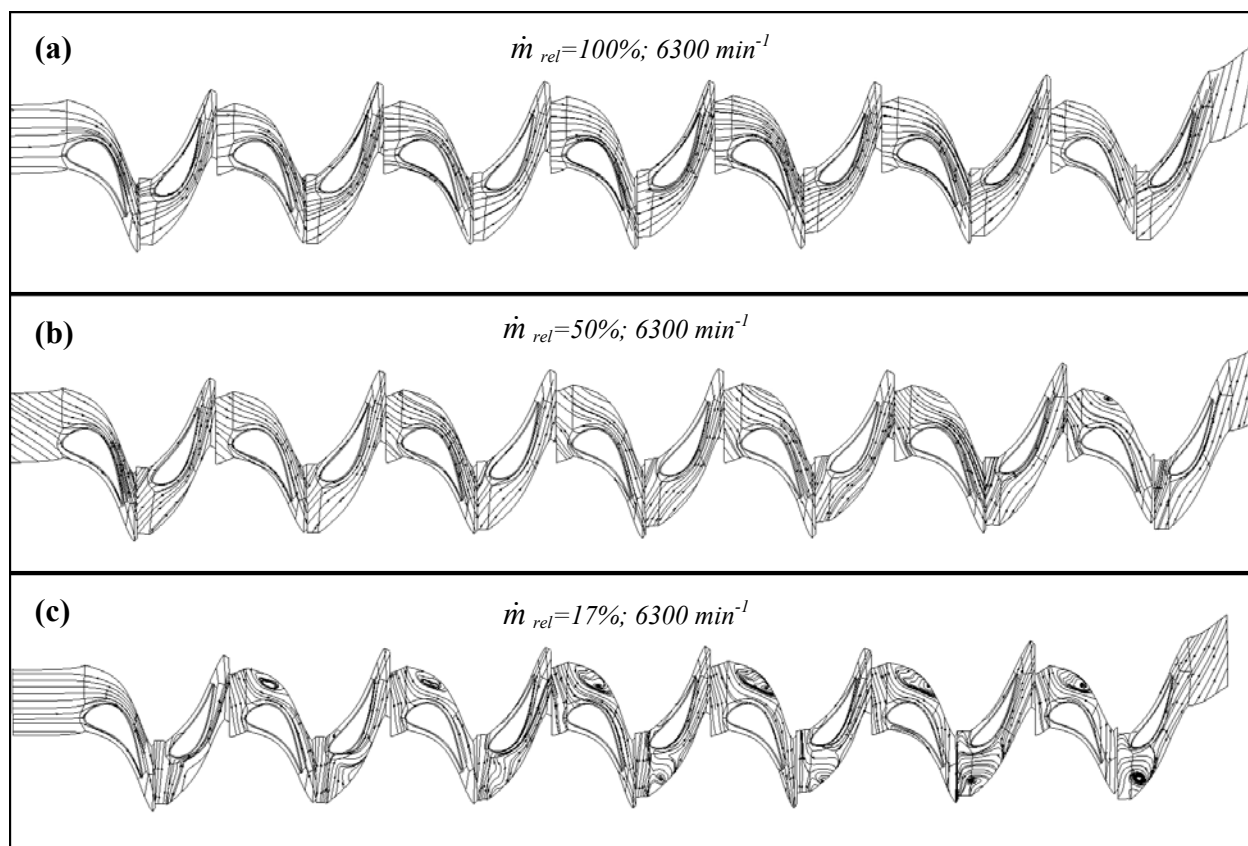


Abbildung 5.22: Stromlinienbilder der 7-stufigen Turbine im Mittenschnitt mit abnehmenden Massenströmen bei einer Drehzahl von 6300 min<sup>-1</sup>

Insgesamt ist, ausgehend vom Auslegungsmassenstrom hin zu niedrigen Massenströmen, eine Ausbreitung der Wirbelgebiete zu erkennen. Diese Ergebnisse sind kohärent mit den Beobachtungen an der vierstufigen Turbine.

Bei einem relativen Massenstrom von 50% kommt es zu einer ersten Ablösung in der letzten Stufe, wie in Bild (b) zu sehen ist. Unterhalb dieses Massenstromes kann man von beginnender Ventilation in einigen Stufen sprechen, wobei die Stufen im vorderen Bereich des Strömungskanals noch relativ gut angeströmt werden und somit noch Leistung abgeben.

#### 5.2.4 Stromlinienverläufe auf den Schaufeloberflächen der 7-stufigen Turbine

In Abbildung 5.23 werden die Stromlinienverläufe auf der von innen betrachteten Saugseite der 7. Leitschaufel der 7-stufigen Turbine für den Auslegungspunkt (a) mit den Verläufen bei 50% (b) und bei 9% des relativen Massenstromes (c) verglichen

. Die maximalen axialen Geschwindigkeiten am Designpunkt treten hier etwa bei halber Sehnenlänge auf, anders als bei der 4-stufigen Beschaukelung. Bei 50% des Massenstromes liegt die Strömung noch sehr gut an, es ist aber schon eine Verschiebung der vorderen Staupunkte auf die Saugseite zu beobachten. Bei 9% des Auslegungsmassenstromes ist in der Abbildung auf der rechten Seite (c) ein anderes Verhalten zu beobachten als bei der 4-stufigen Beschaukelung (Abbildung 5.13 (c)). In einem kleinen Bereich bis zu einem Zehntel der Sehnenlänge ist eine Rückströmung zu erkennen, aber dann läuft im oberen Schaufelbereich die Strömung noch in einem größeren Bereich der Leitschaufeloberfläche in positive Richtung, bis sie dann nach unten hin abgelenkt wird und im hinteren Teil starke Rückströmungen auftreten.

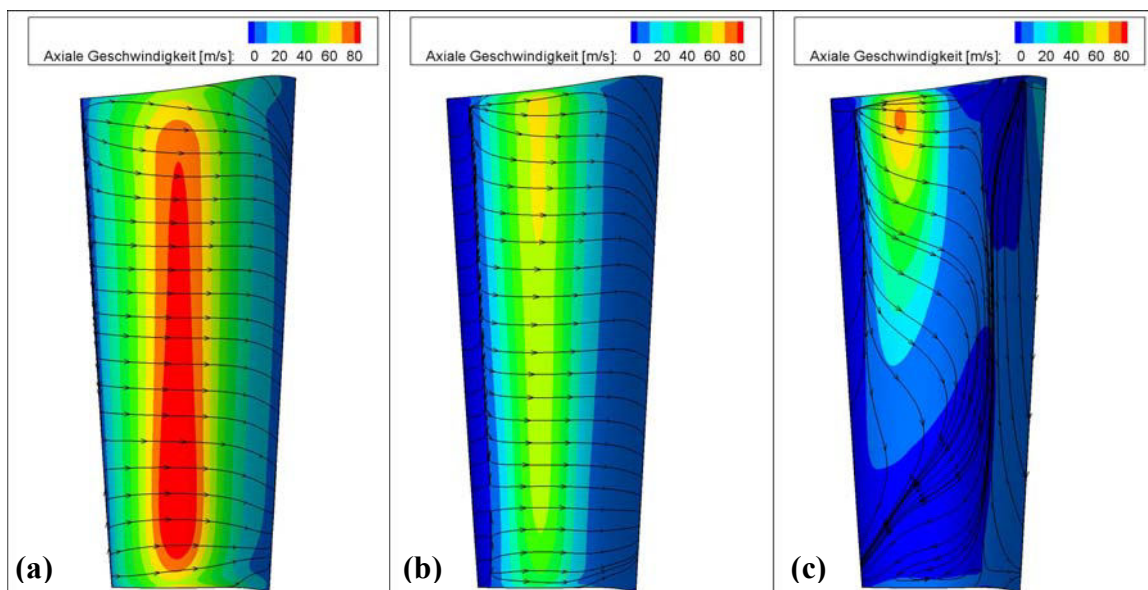


Abbildung 5.23 Stromlinienverlauf auf der Saugseite der 7. Leitschaufel der 7-stufigen Turbine mit abnehmendem relativen Massenstrom {(a):100%; (b):50%; (c):9%} von innen betrachtet

In Abbildung 5.24 sind die Verläufe für die Druckseite dargestellt, auch hier folgen die Stromlinien dem 7-stufigen Schaufelprofil bei Auslegung sehr gut (a), wobei die axialen Geschwindigkeiten auf der gesamten Oberfläche sehr konstant bleiben, aber deutlich niedriger sind als bei der Endstufe der 4-stufigen Turbine. In der mittleren Darstellung bei 50% des Auslegungsmassenstromes sind schon starke Ablösungen zu erkennen, wobei die Strömung erst im hinteren Teil der Schaufeloberfläche wieder anliegt. Bei sehr niedriger Beaufschlagung zeigt sich auf der rechten Seite für fast die gesamte Schaufeloberfläche ein Rückströmgebiet, und die



Strömung legt noch später, erst kurz vor der Hinterkante, wieder an, und es ist eine geringe positive Strömung zu erkennen, die sich von der Nabe bogenförmig bis zum Gehäuse zieht.

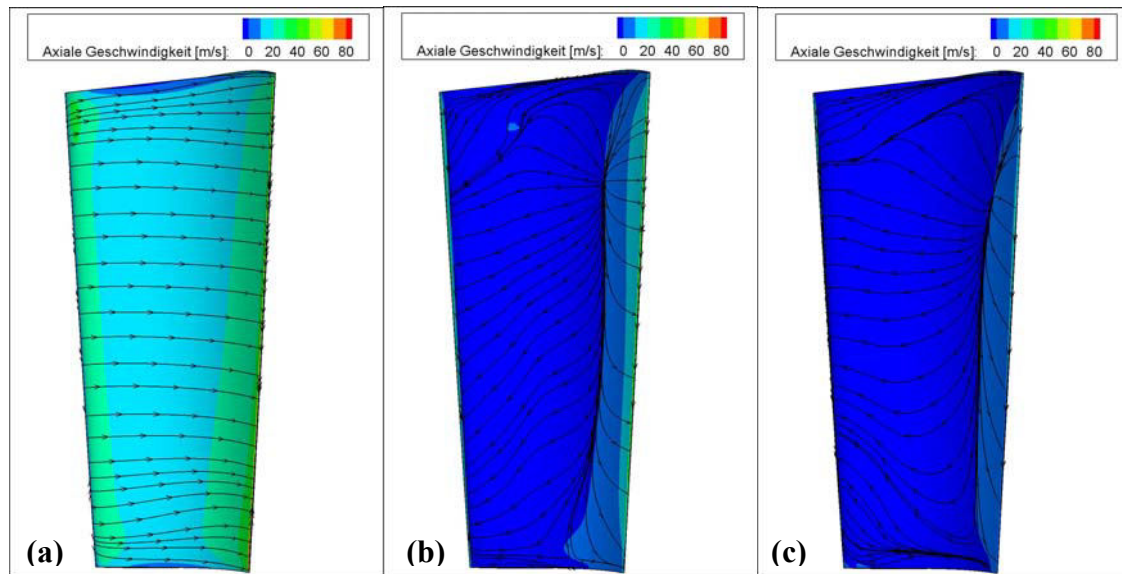


Abbildung 5.24 Stromlinienverlauf auf der Druckseite der 7. Leitschaufel der 7-stufigen Turbine mit abnehmendem relativen Massenstrom {(a):100%; (b):50%; (c):9%}

Im direkten Vergleich mit der 4-stufigen Leitschaufeldruckseite (Abbildung 5.14) werden hier viele Gemeinsamkeiten sichtbar.

## 5.2.5 Schaufeltemperaturen der 7-stufigen Turbine

In Abbildung 5.25 werden die Totaltemperaturen der 7-stufigen Turbine nahe an den Schaufeloberflächen gezeigt. Im Bild (a) ist die typische Abnahme der Temperaturen für den Auslegungsfall zu erkennen.

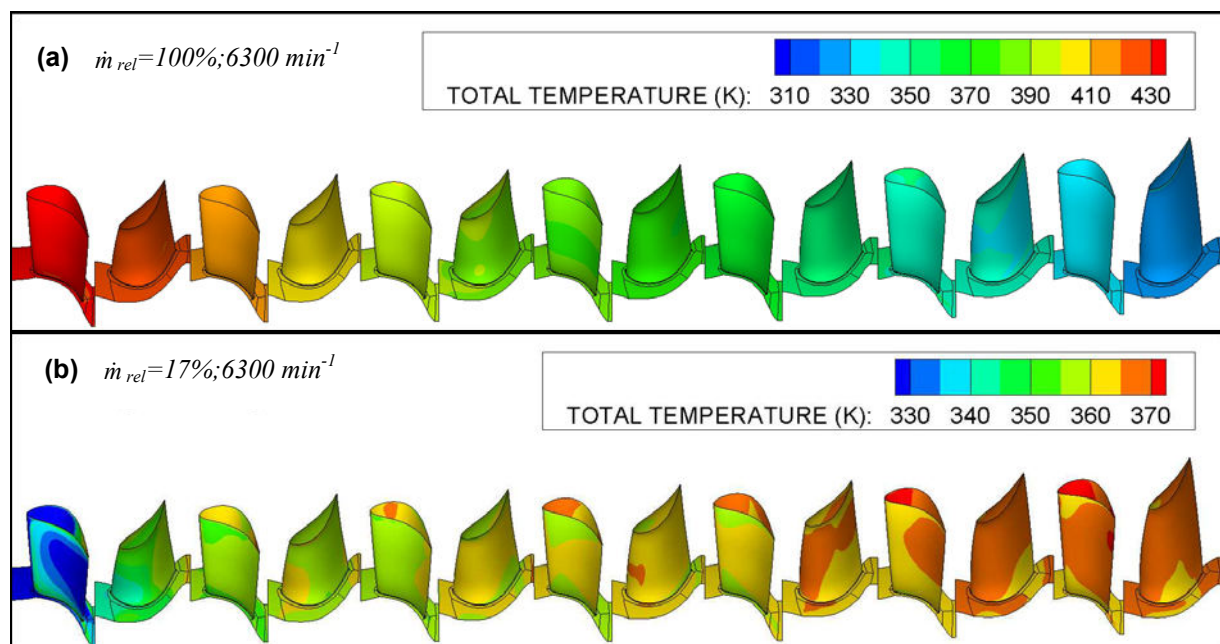


Abbildung 5.25 Schaufeltemperaturen bei Auslegung und Schwachlast der 7-stufigen Turbine

Im unteren Bild (b) nehmen die Temperaturen für einen Schwachlastfall mit einem relativen Massenstrom von 17% mit jeder Stufe zu. Dieses charakteristische Bild ist vergleichbar mit den Beobachtungen an der 4-stufigen Versuchsturbine.

Das Temperaturmaximum liegt nicht im Inneren der Turbine, sondern die höchste Temperatur tritt an der 7. Leitschaufel auf. Dass diese maximale Temperatur nicht an der letzten Laufschaufel auftritt, weist auf eine Kühlung der letzten Schaufelreihe durch Anströmung des zurückfließenden kälteren Fluids aus dem Austrittsdiffusor hin.

### 5.2.6 Darstellung umfangsgemittelter Werte für die 4-stufige Turbine

Für eine anschauliche Darstellung des Strömungsverhaltens mit abnehmendem Massenstrom ist in Abbildung 5.26 die umfangsgemittelte Totaltemperatur auf der linken Seite (1) und die axiale Geschwindigkeitsverteilung der 7-stufigen Turbine auf der rechten Seite (2) bei einer Drehzahl von 6300 1/min in der Meridionalebene gezeigt.

Bei Auslegungsmassenstrom ist eine abnehmende Temperatur zu sehen, und die Geschwindigkeiten sind durchweg positiv und nehmen entlang des Strömungskanal leicht zu. Bei relativem Massenstrom von 0.5 ist eine Abnahme der Geschwindigkeit zu erkennen, und erste Ansätze einer Rückströmung hinter der Turbine sind zu sehen. Diese Rückströmung gewinnt noch an Kraft, wie in den unteren beiden Abbildungen zu sehen ist, und verteilt sich über die ganze Turbine. Bei 50 % des Massenstromes steigt erstmals auch die Totaltemperatur in der letzten Stufe und im Austrittsdiffusor ganz leicht an.

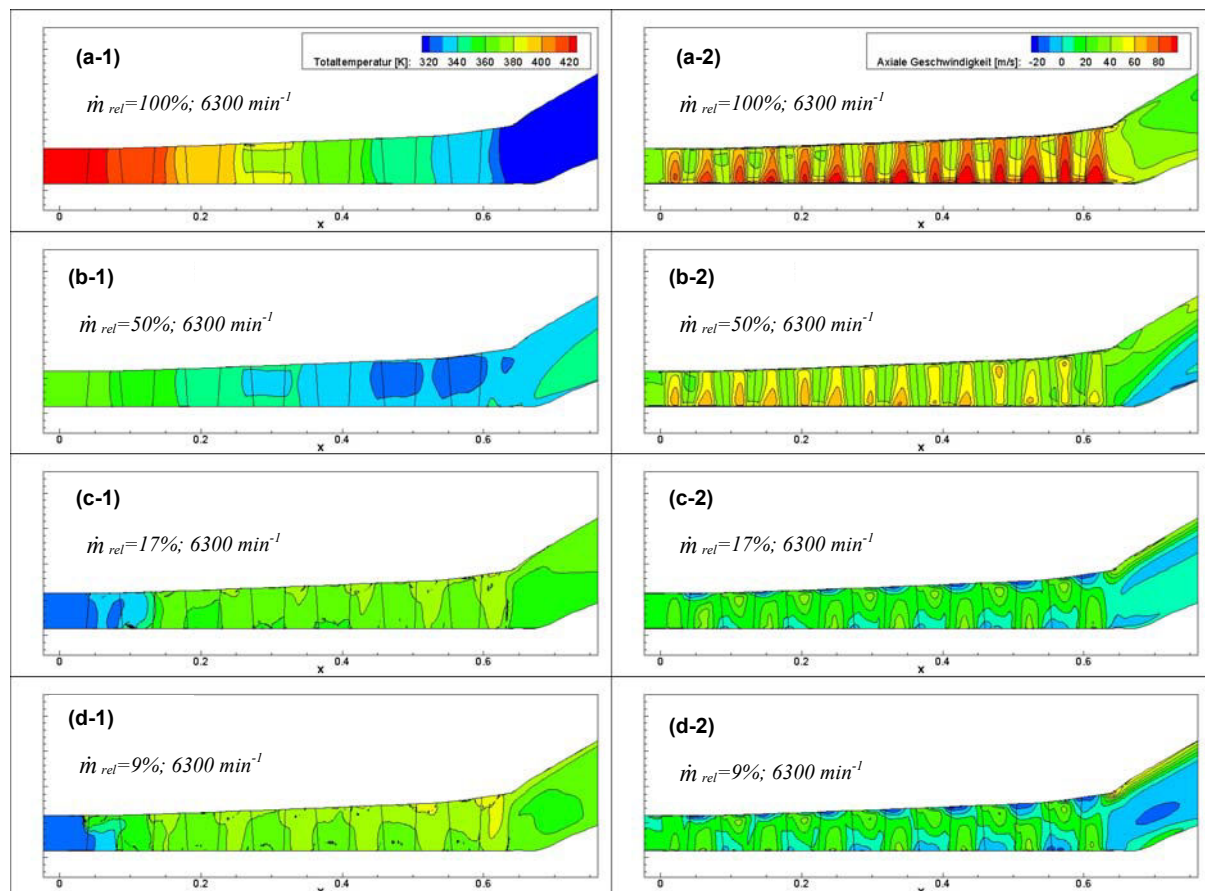


Abbildung 5.26 Umfangsgemittelte Totaltemperatur (links) und axiale Geschwindigkeit (rechts) der 7-stufigen Turbine bei unterschiedlichem Massenstrom und einer Drehzahl von 6300  $\text{min}^{-1}$

Bei einem relativen Massenstrom von 0,17 herrscht Ventilationsbetrieb. Es treten negative axiale Geschwindigkeiten abwechselnd meist am Fuße des Leitrades und in Gehäusenähe bei der Laufschaufel auf. Die Temperaturen nehmen dementsprechend entlang des Strömungskanals bei diesem niedrigen Massenstrom stark zu. Die höchsten Temperaturen treten in den letzten Stufen auf, wobei eine Maximaltemperatur zwischen der 7. Leitschaufel- und der 7. Laufschaufelreihe zu erkennen ist.

In Abbildung 5.27 ist wie bei der Betrachtung der 4-stufigen Turbine noch einmal schematisch der Hauptströmungsverlauf für extreme Schwachlast skizziert. Der Wirbel hinter der Endstufe im nabennahen Bereich ist für beide Konfigurationen typisch. Die höchsten axialen Geschwindigkeiten stellen sich hinter der Laufschaufelspitze ein. Die Strömung verläuft ähnlich wie bei der 4-stufigen Turbine. Unmittelbar hinter den Laufreihen bewegt sie sich in der Nähe des Gehäuses, und am Schaufelfuß bildet sich ein Rezirkulationsgebiet aus. Dann wird sie durch die Leitlinien in die Nähe der Nabe gelenkt.



Abbildung 5.27: Schema der Durchströmung der 4-stufigen Turbine im Ventilationsbetrieb

Anhand dieser vergleichenden Betrachtungen kann man erkennen, dass auch bei unterschiedlichen Turbinenbeschaukelungen eine ähnliche Strömungsform auftritt. Daher wird dieses allgemeine Strömungsverhalten auch bei anderen Turbinenkonfigurationen zu beobachten sein, und die Druck- und Temperaturverhältnisse im Ventilationsbetrieb werden ähnlichen Tendenzen unterworfen sein.

Im Folgenden soll auf die durchgeführten instationären Berechnungen eingegangen werden. Hierfür dienen die stationären Berechnungen der 4-stufigen Turbine als Ausgangsbasis. Diese 4-stufige Beschaukelung bietet sich aufgrund der sehr gleichmäßigen Teilung und der geringeren Netzgröße im Vergleich zur 7-stufigen Turbine, die variierende Schaufelanzahlen in den einzelnen Stufen aufweist, für diese Untersuchungen an.



## **5.3 Instationäre Simulation des Schwachlastbetriebes der 4-stufigen Modellturbine**

### **5.3.1 Motivation für instationäre Simulationen**

Die Strömung in einer Turbomaschine weist schon im normalen Betrieb ein instationäres Verhalten auf. Trotzdem können stationäre numerische Berechnungen dieses Verhalten im Auslegungspunkt gut wiedergeben. Für den Fall von sehr geringer Durchströmung von Turbomaschinen ist diese Herangehensweise nicht abgesichert, und die Ergebnisse können durch diese vereinfachende Annahme stark von der Realität abweichen. Im vorherigen Abschnitt wurde gezeigt, dass stationäre Berechnungen durchaus gute Vorhersagen für den Schwachlastbereich treffen können. Trotzdem ist es wichtig zu untersuchen, ob sich der rechnerische Aufwand, instationäre Simulationen durchzuführen, bei Schwachlastberechnungen rentiert, da hier eine hochgradig instationäre Strömung vorliegt.

In diesem Abschnitt sollen daher einige instationäre Ergebnisse vorgestellt und mit den stationären Ergebnissen verglichen werden.

### **5.3.2 Netzanpassung, Initialisierung und Randbedingungen**

Für die instationären Berechnungen werden die Rechennetze der vierstufigen Turbine angepasst. Die Interfaces zwischen den einzelnen rotierenden und nicht rotierenden Stufen müssen feiner aufgelöst werden. Des Weiteren ist es notwendig, bei unterschiedlichen Schaufelanzahlen die Schaufeln zu skalieren oder die Anzahl anzugleichen. Da die Differenz der Anzahl der Leitschaufeln (29) zu der Anzahl der Laufschaufeln (30) in dem betrachteten Fall nur geringfügig ist, wurde auf eine Skalierung verzichtet. Die Anzahl der Leitschaufeln wurde auf 30 angehoben, was nur zu geringen Abweichungen bei den Berechnungen führt.

Jede instationäre Rechnung wird auf eine auskonvergierte stationäre Rechenlösung mit Mischungsebenenmodell aufgesetzt. Die Strömungsgrößen sind dabei an den Netzinterfaces in Umfangsrichtung gemittelt. Die erste Phase der Berechnung ist daher besonders kritisch und führt oft zum Abbruch der Rechnungen, da an den Interfaces nicht kontinuierliche Übergänge auftreten.

### **5.3.3 Analyse der Ergebnisse der instationären Simulationen**

Mit instationären Berechnungen steigt nicht nur der Rechenaufwand exponentiell, sondern auch die Menge der Ergebnisdaten, die auszuwerten sind. An dieser Stelle soll daher nur ein Ergebnis vorgestellt werden, was die Problematik der instationären Schwachlastberechnungen verdeutlicht.

In Abbildung 5.28 sind 4 zeitgenaue Ergebnisse von den Strömungsverläufen, die sich aus der instationären Berechnung der 4-stufigen Luftturbine bei 9% des Auslegungsmassenstroms ergeben, dargestellt. Es ist eine komplette Sequenz von einem Schaufeldurchgang im Mittenschnitt jeweils in Schritten von einer viertel Periodendauer  $T/4$  gezeigt.

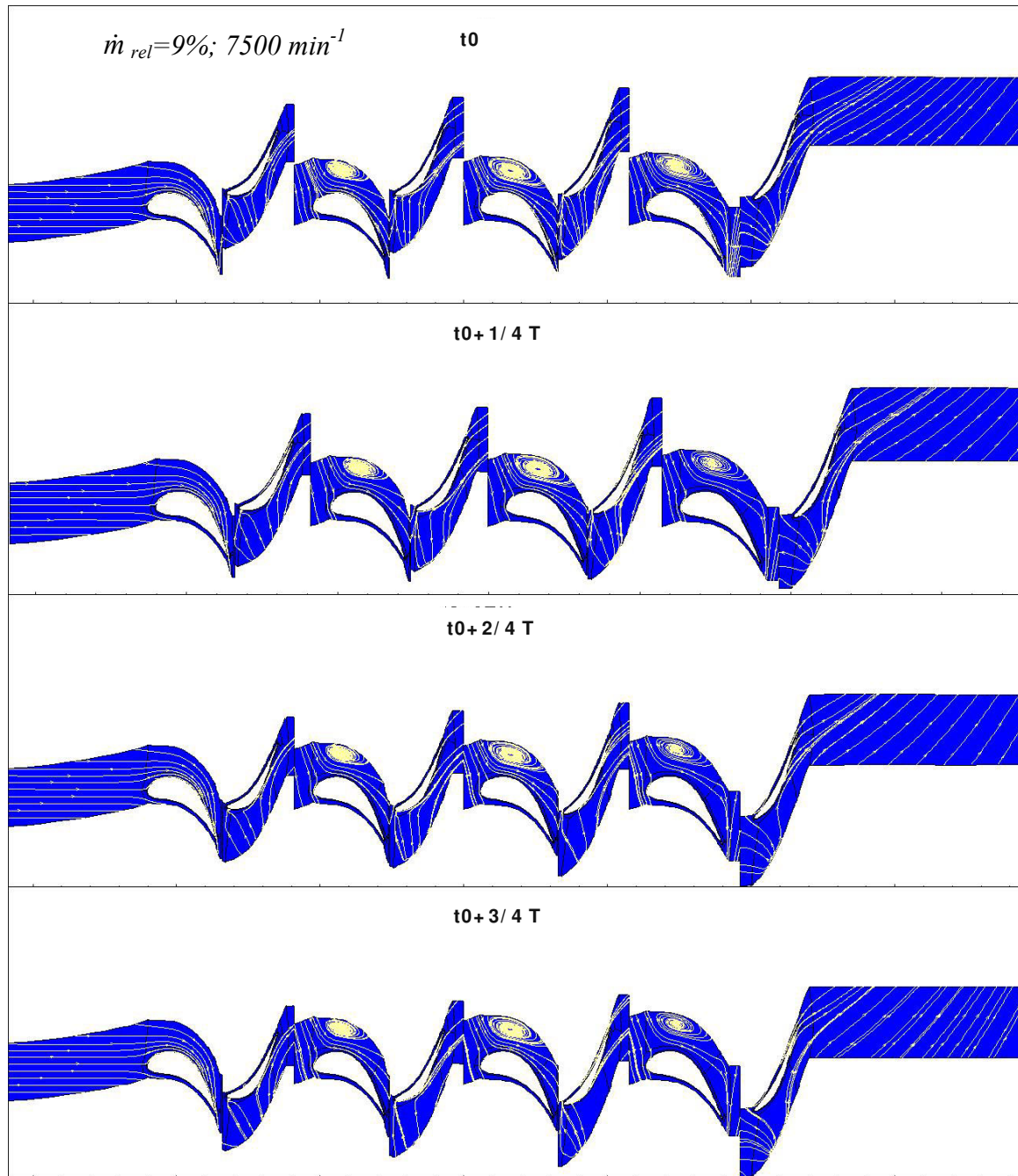


Abbildung 5.28 Zeitgenaue Stromlinienverläufe während einer Schaufeldurchgangsperiode

Dabei zeigt sich, dass die Wirbelgebiete an den Leitschaufeln ortsfest sind und sich während des Ventilationsbetriebs nur geringfügig verändern. Die Wirbel an den Laufschaufeln zeigen ein ähnliches Verhalten, nur dass sie im Relativsystem ortsfest sind und daher mit der Laufschaufelbewegung umlaufen.

### 5.3.4 Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den instationären Simulationen

Obwohl es sehr schwierig und aufwendig ist, instationäre Lösungen für den Schwachlastfall zu generieren, können aus den wenigen erfolgreichen Ergebnissen wichtige Erkenntnisse abgeleitet werden.

Es ist zu beobachten, dass die Ergebnisse der instationären Berechnung denen der stationären Berechnung sehr ähnlich sind; es ergeben sich ein ähnlicher Wirbelverlauf und auch ähnliche Temperatur und Druckwerte. Doch es ist anzunehmen, dass die vorgegebene Geometrie des Rechnernetzes und die gesetzten Randbedingungen, bei der nur eine Teilung, d.h. eine Schaufel pro Schaufelkranz berechnet wird, nicht geeignet sind, um die komplexe Ausprägung der Strömung wiederzugeben. Hier stoßen die Symmetriebedingungen und damit die Simulationen an ihre Grenzen. Wie auch in experimentellen Untersuchungen von Gerschütz et al (2005) erfolgreich gezeigt wurde, ist die Ventilation ein umlaufendes Phänomen, und daher müsste zur vollständigen Abbildung des dreidimensionalen instationären Wirbelverlaufs durch die Turbine die komplette Maschine berechnet werden oder zumindest mehrere Teilungen. Bei nur einer Teilung kann sich ein physikalisch falsches Bild ergeben. Um die Mindestanzahl der notwendigen Teilungen bestimmen zu können, muss bei den Messungen der siebenstufigen Turbine eine Modalanalyse erfolgen. Diese kann Aufschluss über das Vorhandensein und die Ausdehnung von umlaufenden Wirbelzellen liefern.

Da dies zurzeit noch nicht realisierbar ist, ist der Aufwand für instationäre Berechnungen im Moment noch zu hoch, und die Ergebnisse sind nicht verifizierbar, solange keine instationären Messergebnisse vorliegen oder zumindest Messungen über die Verteilung und Ausdehnung der Wirbelzellen in Umfangsrichtung durchgeführt worden sind.

## 6 Analyse und Vergleich der Ergebnisse

Im vorangegangenen Kapitel wurde ein Überblick über das allgemeine Verhalten der Strömung in der 4- und 7-stufigen Versuchsturbine im Schwachlastbetrieb gegeben, und konkrete Messergebnisse wurden mit den Simulationen verglichen, um die Qualität der Berechnungen einschätzen zu können.

In diesem Kapitel sollen die beobachteten Phänomene für die 4- und die 7-stufige Turbine noch einmal direkt gegenüber gestellt, vereinfacht und möglichst allgemeingültige Zusammenhänge dargestellt werden, die auch auf andere Turbinenkonfigurationen übertragbar sind.

### 6.1 Auswertung von stufengemittelten Werten

Für die anschauliche Darstellung der unterschiedlichen physikalischen Strömungsgrößen sind im Folgenden die stufengemittelten Werte über die Stufen aufgetragen.

#### 6.1.1 Vergleich der gemittelten Durchflusszahlen

In Abbildung 6.1 ist der Verlauf der gemittelten Durchflusszahlen über der Stufenzahl dargestellt. Links sind jeweils die vierstufigen und rechts jeweils die siebenstufigen Werte dargestellt. Die Werte hinter der 4. bzw. der 7. Stufe sind dabei in der Ebene herausgeschrieben worden, die der Messebene entspricht.

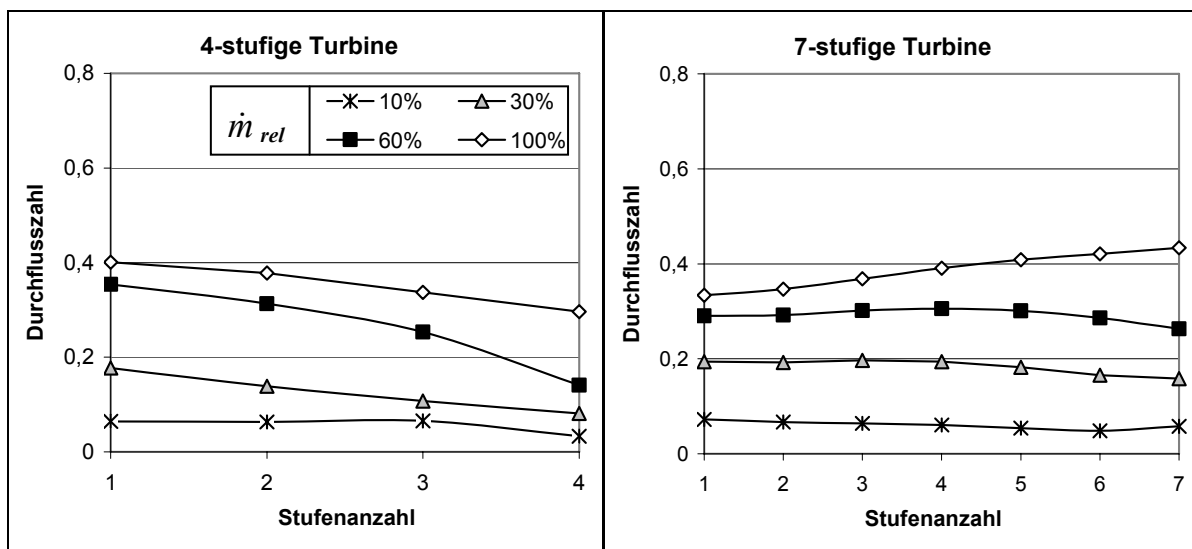


Abbildung 6.1 Gemittelte Durchflusszahlen über der Stufenanzahl für die 7-stufige Luftturbine

Die Durchflusszahl, die als der Quotient aus der axialen Strömungsgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors definiert ist, nimmt für den Auslegungsfall für die siebenstufige Turbine mit der Stufenanzahl zu, da hier die axialen Geschwindigkeiten entlang des Strömungspfadestärker zunehmen als die Umfangskomponenten. Mit abnehmendem Massenstrom sinken die Durchflusszahlen deutlich. Für die vierstufige Turbine sinken die Durchflusszahlen auch für den Auslegungsfall entlang des Strömungspfadest und nehmen insgesamt mit sinkendem relativem Massenstrom ab.

Da die Umfangsgeschwindigkeiten für die siebenstufige Turbine insgesamt kleiner sind, da die Drehzahl kleiner ist, sind die Durchflusszahlen im Schnitt höher als bei der vierstufigen Turbine. Dennoch bewegen sich die Durchflusszahlen bei Nenndrehzahl und Nennmassenstrom in einem vergleichbaren Bereich um etwa 0,4.

### 6.1.2 Vergleich der stufengemittelten Leistungszahlen

Interessant ist es an dieser Stelle, die Leistungscharakteristik in den einzelnen Stufen zu betrachten (Abbildung 6.2) und zu vergleichen. In dem Diagramm auf der linken Seite sind die vierstufigen und rechts die siebenstufigen Werte für die Leistungszahlen aufgetragen. Bei Auslegung liegen die Leistungszahlen im zu erwartenden positiven Bereich um den Wert 1 und nehmen für beide Konfigurationen mit der Stufenanzahl ab. Die errechneten Stufenleistungen bleiben annähernd konstant bei der vierstufigen Turbine und liegen bei zirka -120 kW. Bei der siebenstufigen Turbine liegt die Stufenleistung mit etwa -100 kW etwas niedriger. Allerdings steigt die Stufenleistung mit der Stufenanzahl leicht an.

Mit abnehmendem relativem Massenstrom sinken die Leistungszahlen ab, aber nicht gleichmäßig, sondern beginnend mit der letzten Stufe am Ende der Turbine. Bei einem relativen Massenstrom von 30% ist die Leistungszahl in den letzten beiden Stufen für beide Konfigurationen dann erstmalig negativ. Dies bedeutet, dass hier Leistung an das Fluid übertragen wird. Dieser Vorgang setzt sich mit weiter abnehmendem Massenstrom fort, bis die gesamte Turbine ventiliert und wie ein Verdichter arbeitet. Die Ventilation der Turbine beginnt demzufolge in der letzten Stufe und breitet sich sukzessive immer weiter in den vorderen Bereich der Maschine aus. Die numerische Simulation gibt diesen Vorgang, wie auch durch die Experimente gezeigt, in diesem Punkt richtig wieder.

Bei einem relativen Massenstrom von 10% sind bis auf die erste Stufe alle Stufen bei beiden Turbinen im Ventilationsbetrieb. Die Leistungszahlen nehmen entlang des Strömungspfad bei der vierstufigen Turbine weiter ab. Wobei Leistungen von etwa 20 bis 40 kW pro Stufe in das Fluid eingetragen werden. Dieser Leistungseintrag pro Stufe ist für die siebenstufige Turbine geringer. Für einen relativen Massenstrom von 10% unterscheidet sich der Verlauf der Leistungszahlen über der Stufenanzahl von dem 4-stufigen Verlauf. Die minimale mittlere Leistungszahl tritt hier nach der 4. Stufe auf. Danach nehmen die Leistungszahlen wieder leicht zu, bewegen sich aber weiter im negativen Bereich.

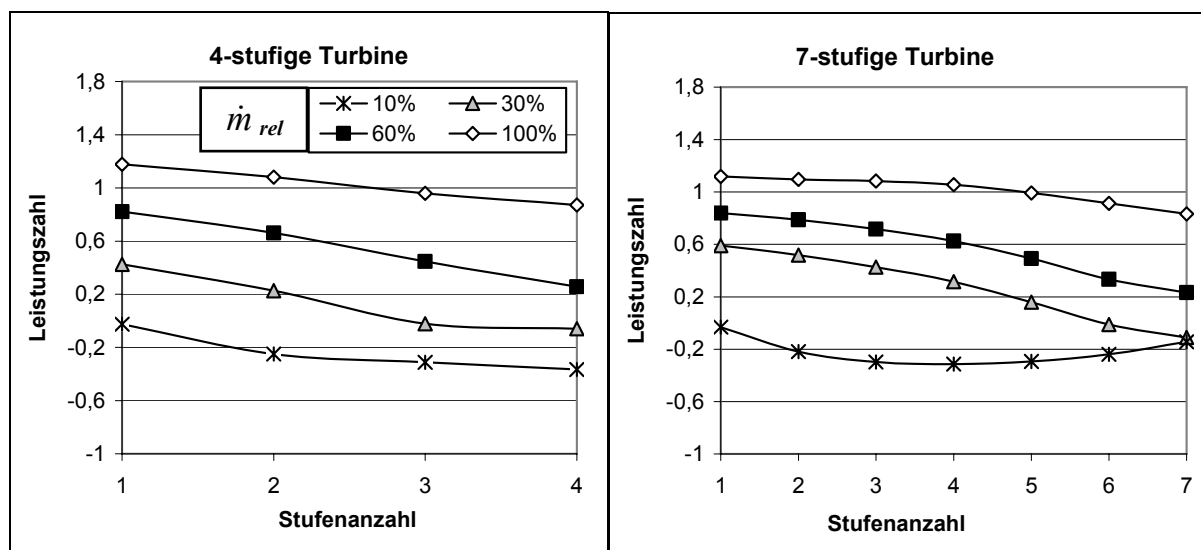


Abbildung 6.2 Gemittelte Stufenleistungen über der Stufenanzahl für die 4-stufige und die 7-stufige Luftturbine

## 6.2 Vergleich charakteristischer Größen über der Kanalhöhe

Zur genaueren Beurteilung der auftretenden Strömungsphänomene bei schwacher Durchströmung wird im Folgenden die Verteilung der Leistungszahlen und der Durchflusszahlen über der Kanalhöhe für die 4- und die 7-stufige Luftturbine miteinander verglichen.

### 6.2.1 Vergleich der Durchflusszahlen über der Kanalhöhe

In Abbildung 6.3 sind die Durchflusszahlen über der Kanalhöhe für beide Konfigurationen im Designfall dargestellt. Bei der 4-stufigen Turbine nehmen diese stromabwärts ab, und bei der 7-stufigen Turbine nehmen die Durchflusszahlen leicht zu. Diese Tendenz ist auch schon in der Abbildung 6.1 für den Graphen des Auslegungsmassenstroms zu erkennen. Weiterhin sind die Profile über der Schaufelhöhe unterschiedlich für die verschiedenen Läuferkonfigurationen. Für die 7-stufige Turbine sind im unteren Kanalbereich deutlich steigende Durchflusszahlen zu beobachten, während bei der 4-stufigen Turbine die Durchflusszahlen über der relativen Kanalhöhe in diesem Bereich annähernd konstant bleiben.

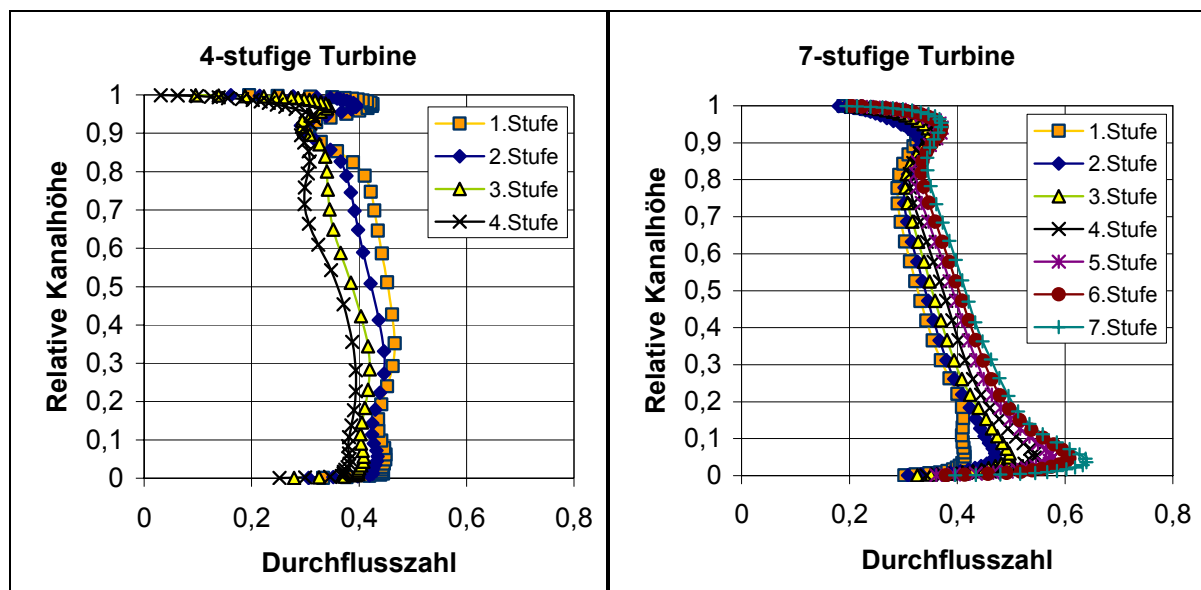


Abbildung 6.3 Durchflusszahlen über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine

In der folgenden Abbildung sind die oben gezeigten Verläufe der Durchflusszahlen für den Bereich schwacher Durchströmung der Turbinen für einen relativen Massenstrom von jeweils 10% dargestellt.

Für die 4-stufige Konfiguration ist für die Durchflusszahlen (Abbildung 6.4) in dem Diagramm auf der linken Seite ein höherer Durchfluss im mittleren Bereich des Strömungskanals zu erkennen, wobei die Durchflusszahlen zum Gehäuse und zur Nabe hin abnehmen. Ab der 3. Stufe ist eine negative Durchflusszahl zur Nabe hin zu erkennen, die sich für die vierte Stufe noch weiter in den negativen Bereich verschiebt. Für die 7-stufige Turbine sind zunächst einmal auch überwiegend positive Durchflusszahlen zu beobachten. Der Verlauf über der Kanalhöhe stellt sich hier aber etwas anders dar.

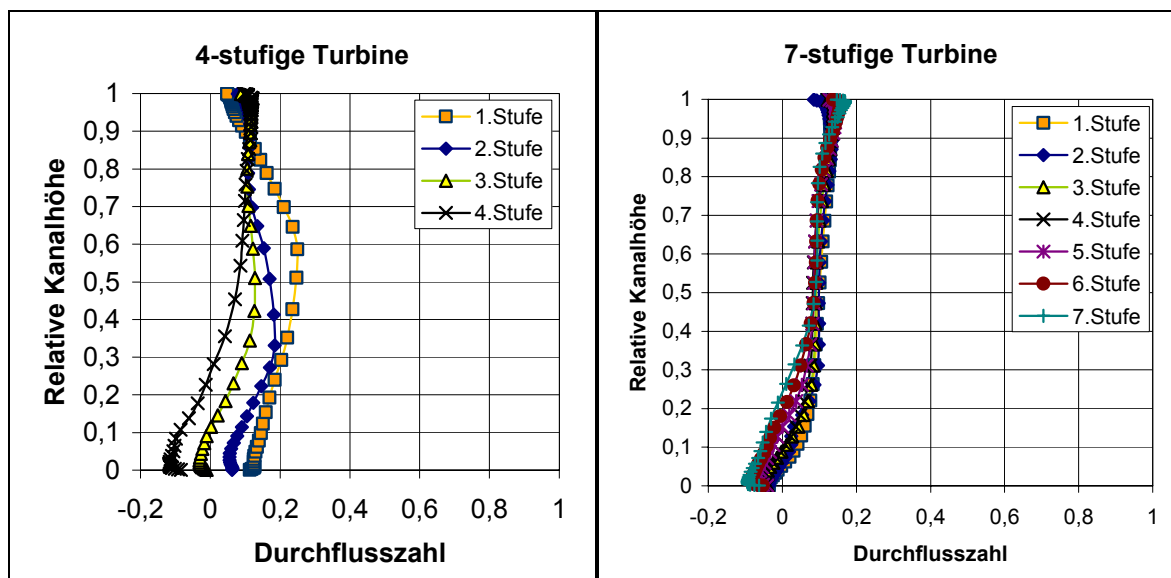


Abbildung 6.4 Durchflusszahlen über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine bei Schwachlast

Die Durchflusszahlen nehmen kontinuierlich vom Gehäuse zur Nabe hin ab und werden im Nabenbereich negativ, wobei das Gebiet mit negativer Durchströmung mit steigender Stufenanzahl zunimmt.

## 6.2.2 Vergleich der Leistungszahlen über der Kanalhöhe

In Abbildung 6.5 sind die Leistungszahlen über der Kanalhöhe für beide Konfigurationen für den Auslegungsfall aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Leistungszahlen für die 4-stufige Turbine und für die 7-stufigen Turbine in einem ähnlichen Größenbereich liegen. Auch die Verläufe der Leistungszahlen in den einzelnen Stufen sind einander ähnlich und nehmen entlang des Strömungspfades ab für beide Konfigurationen.

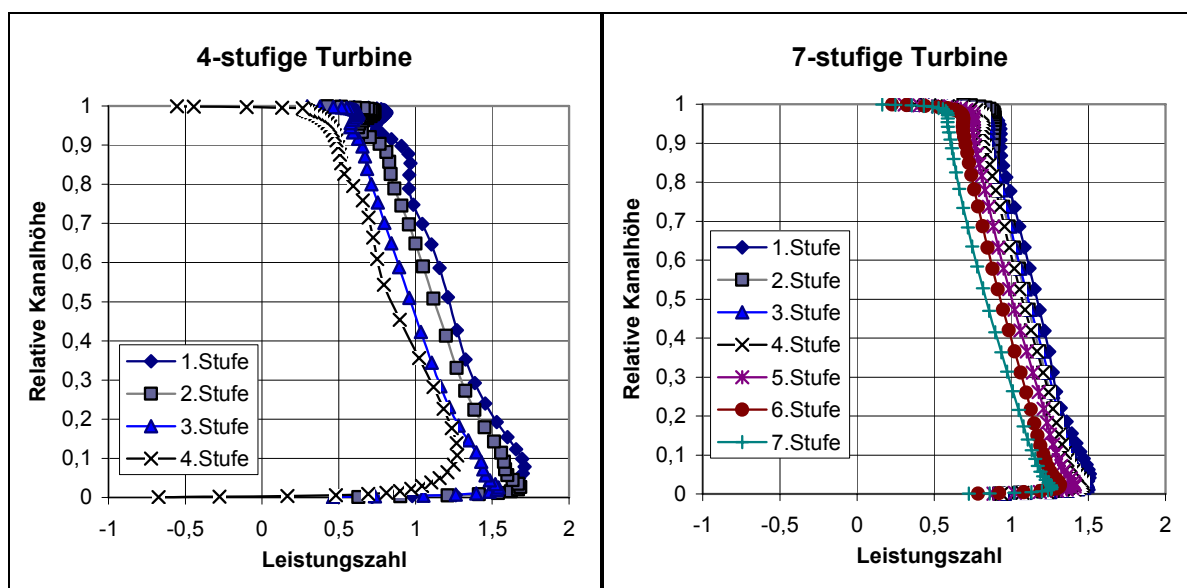


Abbildung 6.5 Leistungszahl über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine

Dies ist auch in Abbildung 6.2. für die Stufenleistungszahlen zu erkennen. Die pro Stufe umgesetzte Arbeit bleibt hingegen annähernd konstant.

Im Anhang F-1 sind analog zu den Diagrammen der Leistungszahlen die spezifischen Arbeiten über der relativen Kanalhöhe für beide Konfigurationen dargestellt, wobei die spezifische Arbeit pro Stufe für die 4-stufige Turbine höher liegt als für die 7-stufige Turbine. Die Betrachtung der Leistungszahlen gibt hier mehr Aufschluss.

Bei den Leistungszahlen ergibt sich für die 4-stufige und die 7-stufige Turbine ein ähnliches Bild aus den berechneten Werten (Abbildung 6.6). Anstelle einer Leistungsaufnahme durch die jeweiligen Stufen aus dem Fluid wie im Auslegungsfall (Abbildung 6.5) ist jetzt über weite Teile der Kanalhöhe eine Leistungsabgabe der Turbinenschaufeln an das Fluid zu erkennen.

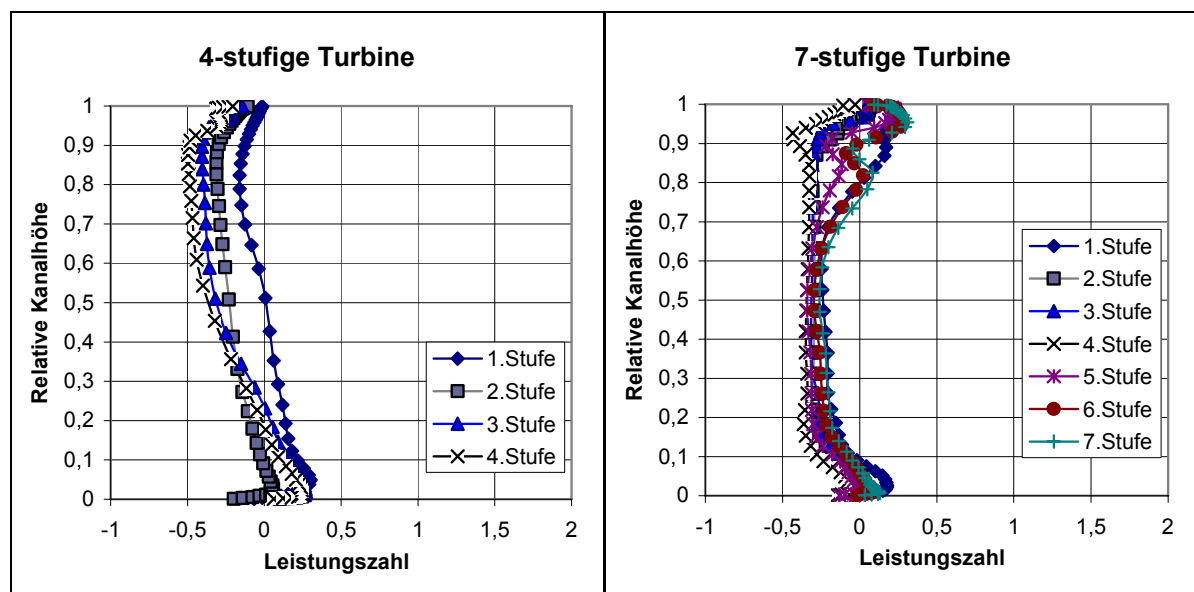


Abbildung 6.6 Leistungszahl über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine bei Schwachlast

Bei der 4-stufigen Turbine sinken die Leistungszahlen generell mit jeder Stufe ab (auf der linken Seite Abbildung 6.6). Im Nabenbereich sind die Leistungszahlen noch positiv, und daher arbeitet die Beschaukelung in diesem unteren Bereich wie eine Turbine. Im Gehäusebereich liegen schon ab der 1. Stufe negative Leistungszahlen vor, und daraus folgt, dass die Beschaukelung hier wie ein Verdichter arbeitet.

Der Leistungseintrag nimmt hier mit der Kanalhöhe zu. Bei der 7-stufigen Beschaukelung ist ein über weite Teile der Kanalhöhe konstanter Leistungseintrag zu beobachten. Auch hier stellen sich in der Nähe zur Nabe noch positive Leistungszahlen ein, und die Stufen arbeiten in diesem Bereich wie eine Turbine. Im Unterschied zur 4-stufigen Beschaukelung nehmen die Leistungszahlen mit der Stufenanzahl nicht kontinuierlich ab, sondern erreichen ein Minimum bei der 4. Stufe und nehmen danach wieder leicht zu. Der maximale Leistungseintrag ist dementsprechend im Gehäusebereich der 4. Stufe zu beobachten.

### 6.3 Auswertung der Anströmungscharakteristik

Um beurteilen zu können, ob die Strömungsphänomene bei der vierstufigen und bei der siebenstufigen Versuchsturbine Ähnlichkeiten aufweisen, wurden für diesen Abschnitt jeweils die Stromlinienbilder im Mittenschnitt analysiert. Wobei die sich verändernde Anströmung der Vorderkanten von Leit- und Laufschaufeln beim Wechsel in den Schwachlastbetrieb von



besonderem Interesse war. Die Veränderung der Anströmung ist in Abbildung 6.7 schematisch dargestellt.

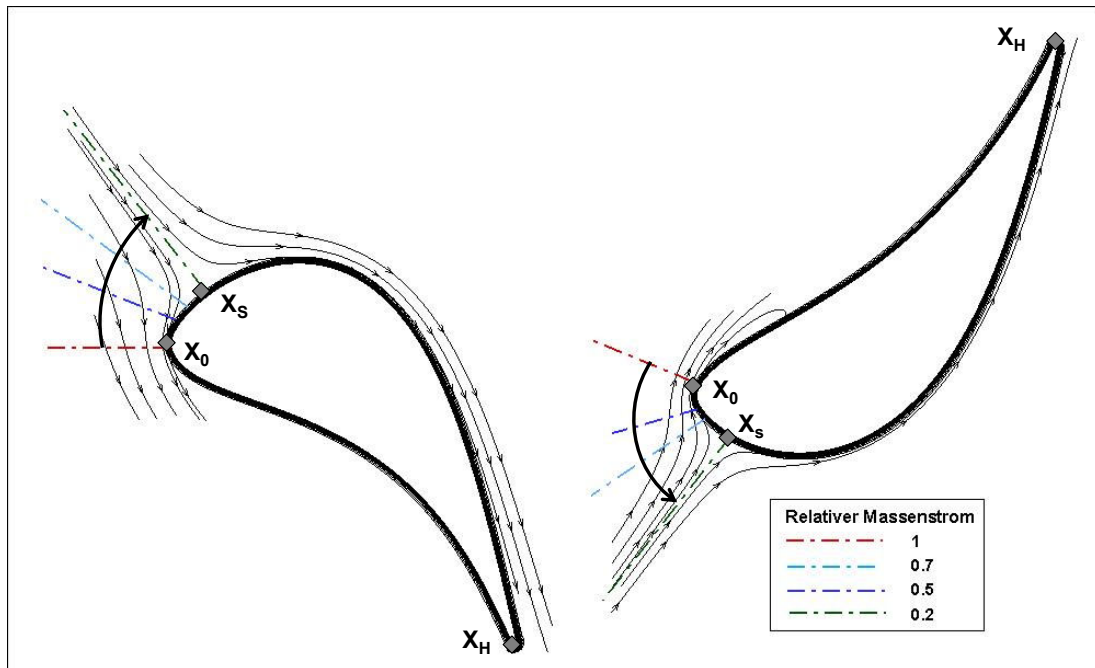


Abbildung 6.7 Schematische Darstellung der Veränderung des Anströmwinkels bei unterschiedlichen relativen Massenströmen und einer Drehzahl von 6300 1/min

Es ist zu erkennen, dass sich der Staupunkt, ausgehend von der idealen Position beim Betrieb im Auslegungszustand, immer weiter in Richtung Schaufelhinterkante verschiebt. Außerdem verändern sich die Anströmwinkel.

Abgesehen von der ersten Stufe, weisen alle Stufen Ähnlichkeiten im Anströmverhalten bei Schwachlast auf; daher ist das Verhalten hier nur an der dritten Stufe im Mittenschnitt beispielhaft aufgezeigt. Die absoluten Werte für die Anströmwinkel und die Anströmposition variieren hierbei über die Schaufelhöhe für die unterschiedlichen Stufen, doch eine allgemein zutreffende Charakteristik kann hier beobachtet werden.

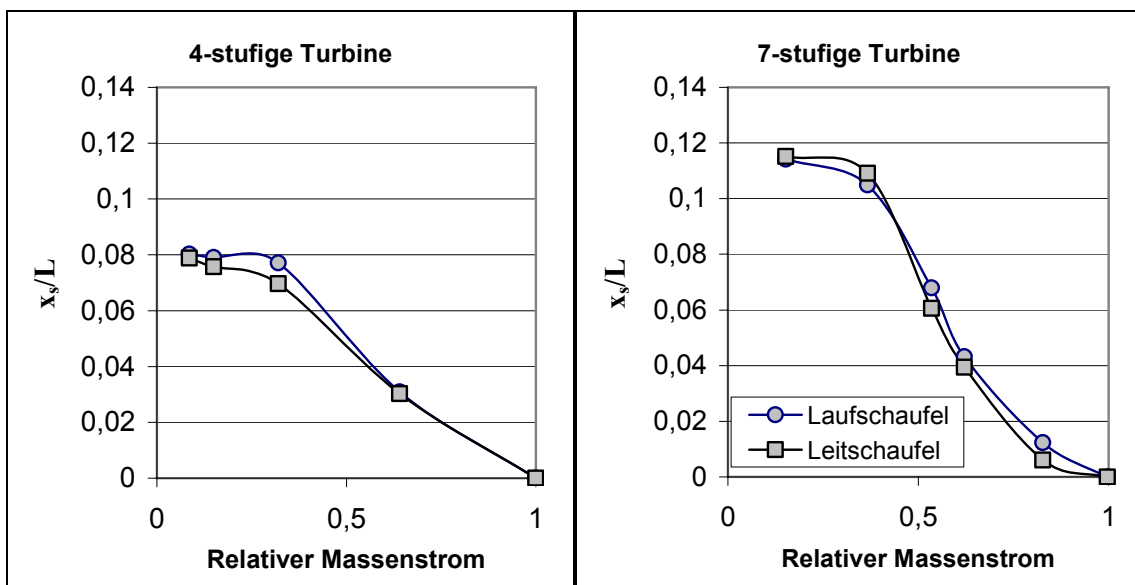


Abbildung 6.8 Bezogener Abstand  $x_s/L$  der 3. Stufe bei unterschiedlichen relativen Massenströmen

Um die beiden Konfigurationen vergleichen zu können, ist für beide Fälle für die dritte Leitschaufel und die dritte Laufschaufel  $x_s$  das Verhältnis vom Abstand von  $x_0$  zu  $x_s$  zur Sehnenlänge über den relativen Massenstrom in Abbildung 6.8 aufgetragen, wobei auf der linken Seite die vierstufigen und auf der rechten Seite die siebenstufigen Ergebnisse gezeigt sind.

Es ist zu erkennen, dass mit abnehmendem Massenstrom in beiden Fällen eine Verschiebung der Anströmposition Richtung Hinterkante erfolgt und diese auch immer auf der Saugseite vonstatten geht. Zunächst erfolgt diese Verschiebung stärker, bis dann ab einem relativen Massenstrom von 0.3 die Kurve sich einem konstanten Wert annähert. Es erfolgt keine weitere Verschiebung mit abnehmendem Massenstrom.

In dem folgenden Diagramm in Abbildung 6.9 sind die Anströmwinkel für die beiden Beschauelungen für die dritte Leitschaufel und die dritte Laufschaufel im Mittenschnitt über den relativen Massenstrom in Bezug auf den Winkel der Anströmung bei Auslegungsbetrieb aufgetragen. Anders als bei der Veränderung der Anströmposition nehmen die Winkel recht linear zu, wobei sich auf den Leitschaufeln eine größere Abweichung vom ursprünglichen Anströmwinkel abzeichnet.

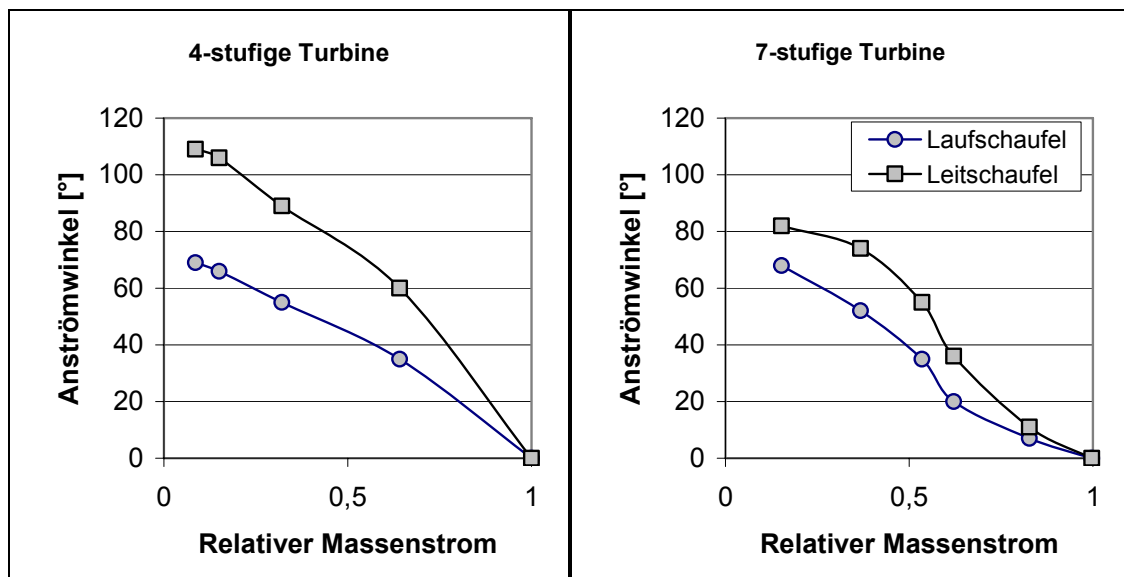


Abbildung 6.9 Anströmwinkel der 3. Stufe bei unterschiedlichen relativen Massenströmen

## 6.4 Verlauf der Wandschubspannungen

Neben den bereits aufgeführten Veränderungen in der Anströmung und den gemittelten Werten für die spezifische Arbeit der beiden Konfigurationen kann auch die dimensionslose Darstellung der Wandschubspannung über die Sehnenlänge Aufschluss geben über den unterschiedlichen Einfluss der Ventilation für die beiden betrachteten Beschauelungen.

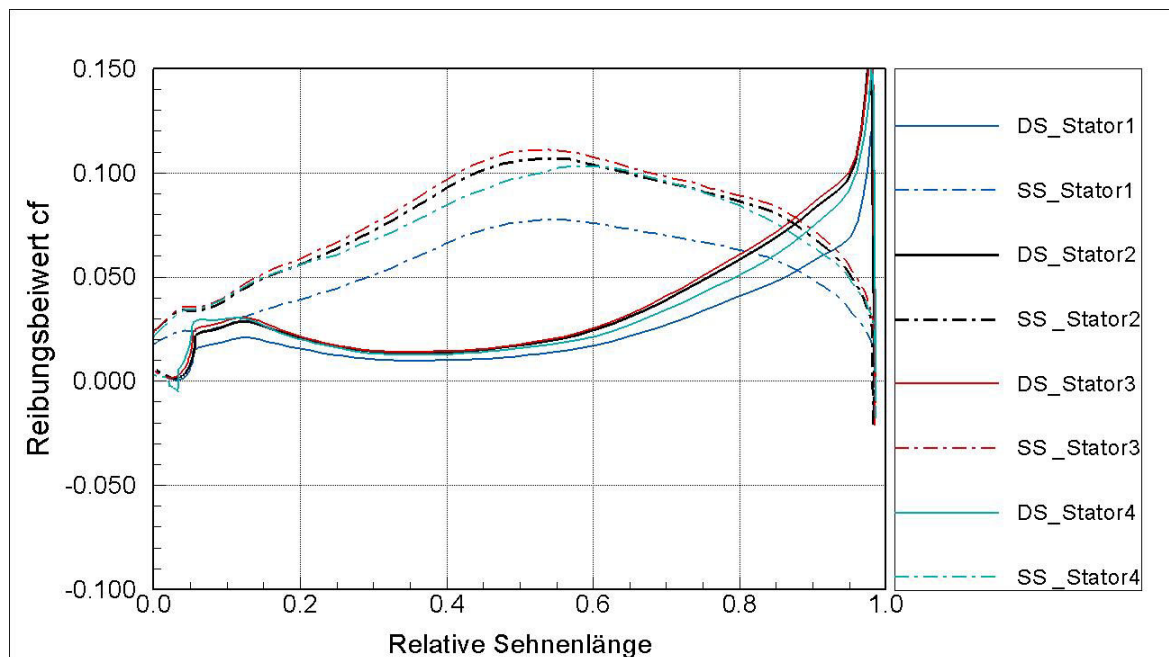
Dabei gibt der Reibungsbeiwert die Belastung der Grenzschicht wieder. In Abbildung 6.10 und in Abbildung 6.11 sind die dimensionslosen Spannungsanteile für Druck- und Saugseite der Leitschaufeln der 4-stufigen Turbine im Mittenschnitt für den Auslegungsmassenstrom und für 10 % des Auslegungsmassenstromes dargestellt. Diese Diagramme können direkt mit den in Abbildung 6.12 und in Abbildung 6.13 gezeigten Resultaten für die 7-stufige Turbine verglichen werden.

Zunächst ergibt sich in Abbildung 6.10 ein typisches Bild für die Wandschubspannung bei optimaler Anströmung. Die Saugseiten zeigen erwartungsgemäß im Auslegungspunkt über weite Bereiche höhere Werte für den Reibungsbeiwert als die Druckseiten.

Sie weisen mit zunehmender Lauflänge einen Anstieg der Wandschubspannung auf, der mit dem Anstieg der Geschwindigkeiten einher geht, wie in Abbildung E.8 dargestellt. Daraufhin erfolgt ein Abfall der Wandschubspannung, der bei einer relativen Sehnenlänge von etwa 0.5 einsetzt.

Bei den Verläufen auf den Druckseiten ist nach einem kurzen Anstieg bis zu einer relativen Sehnenlänge bis 0.1 ein Abfallen der Reibungsbeiwerte zu beobachten, die dann ab zirka 50% der Sehnenlänge wieder ansteigen. Die einzelnen Schaufelreihen unterscheiden sich nur geringfügig. Es ist insgesamt ein Anstieg der Reibungsbeiwerte mit zunehmender Stufenanzahl zu beobachten, durch die höheren Geschwindigkeiten, wobei dieser besonders auf den Saugseiten festzustellen ist.

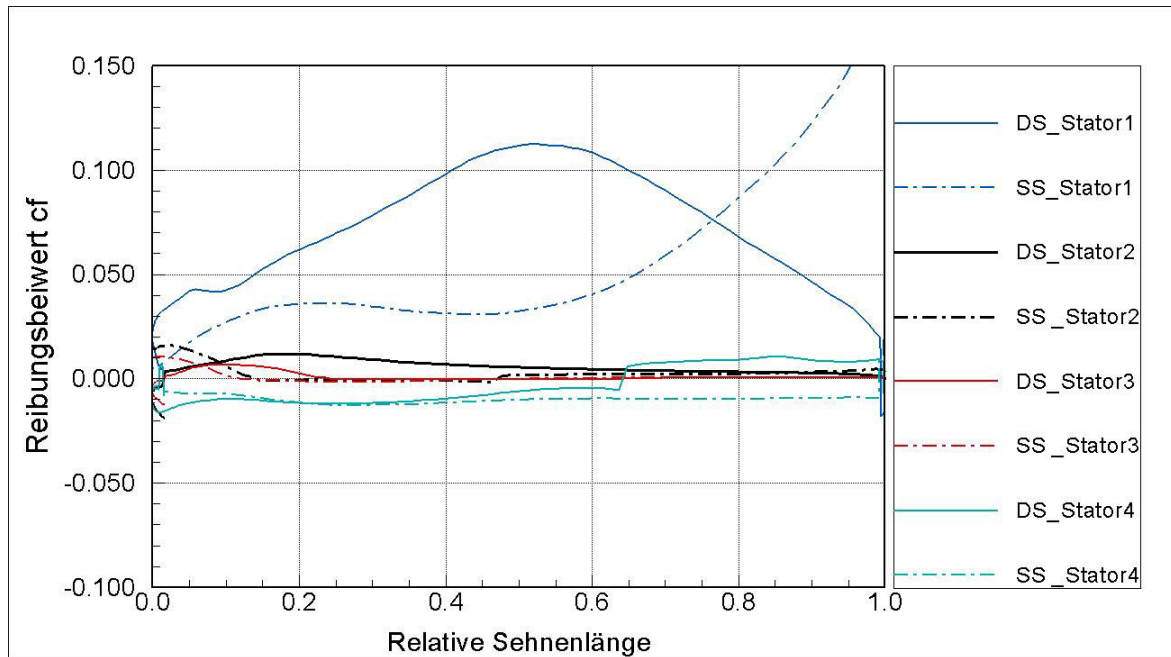
Direkt vor der Hinterkante sind auf der Saugseite sehr kleine Ablösegebiete auszumachen. Dies ist ein Hinweis, dass die untersuchten Profile nicht in allen Punkten optimal ausgelegt sind. Bei der 7-stufigen Beschauflung sind in der Auslegungsberechnung keine negativen Wandschubspannungen zu erkennen.



**Abbildung 6.10** Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Statoren der 4-stufigen Turbine im Auslegungsfall

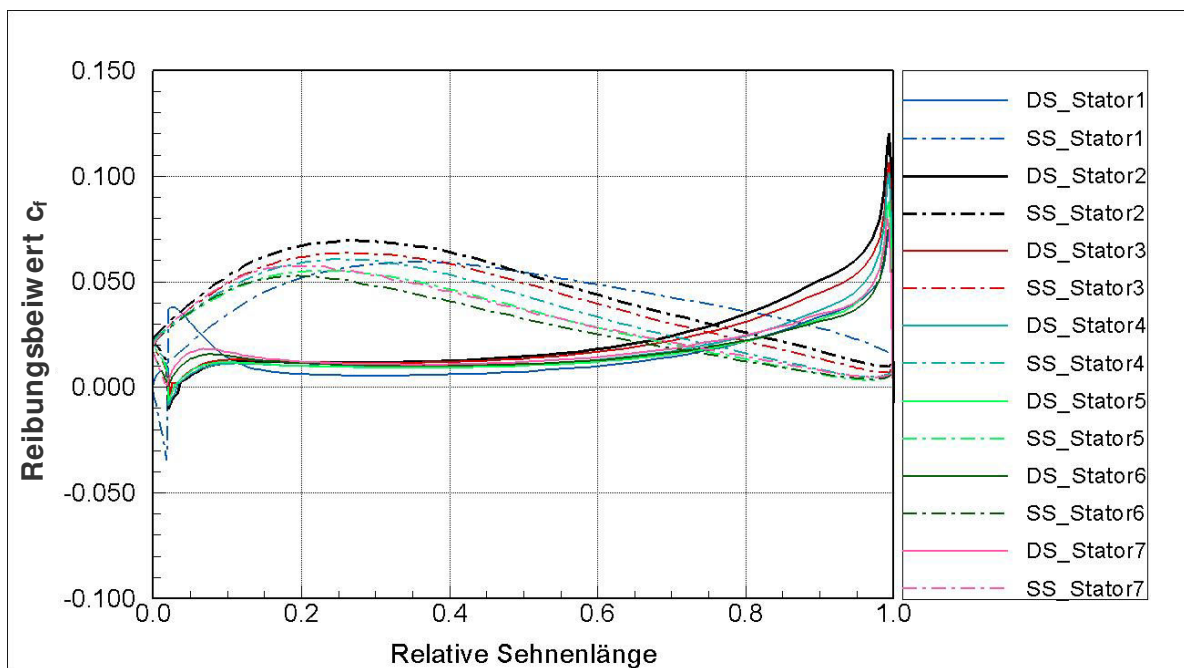
In Abbildung 6.11 ist der Verlauf der Wandschubspannungen für 10 % des Auslegungsmassenstromes dargestellt. Hierbei kommt es zu einer starken Fehlanströmung, wie in Abschnitt 6.2.1 schon beschrieben wurde. Diese Fehlanströmung spiegelt sich auch in den Wandschubspannungen wieder. Es ist zu erkennen, dass sich der Punkt der Anströmung, ausgehend von der normalen Position, weiter auf die Saugseite verlagert. Die Verhältnisse kehren sich im Vergleich zum Auslegungsfall für die erste Leitschaufel um. Die Reibungsbeiwerte auf der Saugseite verhalten sich ähnlich wie die auf der Druckseite im Design Punkt.

Die meisten Kurven mit Ausnahme der ersten Leitschaufel verlaufen nahe oder sogar unter der Nulllinie, was auf die geringen Strömungsgeschwindigkeiten zurückzuführen ist. Die negativen Spannungsanteile deuten bei der 4. Leitschaufel auf Rückströmungen sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite hin.



**Abbildung 6.11** Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Statoren der 4-stufigen Turbine im Schwachlastfall

Für die 7-stufige Turbine sind die Wandschubspannungen auf den Leitschaufeln im Mittenschnitt für den Auslegungsbereich in Abbildung 6.12 aufgezeigt. Es zeigt sich ein ähnliches Gesamtverhalten im Vergleich mit den 4-stufigen Ergebnissen in Abbildung 6.10. Aber durch die unterschiedliche Schaufelkontur ergibt sich auch ein verändertes Bild. Die Reibungsbeiwerte für die Leitschaufeln steigen hier schneller an und sinken dann ab einer relativen Sehnenlänge von 0,25 kontinuierlich ab, denn die Geschwindigkeitsprofile an der Wand verändern sich. Wie in Abbildung E.12 im Anhang dargestellt sinken die Geschwindigkeiten auch ab dieser Sehnenlänge ab. Die Wandschubspannungsverläufe für die Druckseiten sind hier viel flacher und steigen erst sehr spät an.



**Abbildung 6.12** Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Statoren der 7-stufigen Turbine im Auslegungsfall

Bei sehr geringer Durchströmung der 7-stufigen Turbine bilden sich die in Abbildung 6.13 aufgezeigten Wandschubspannungen aus. Auch hier sind wie bei der 4-stufigen Konfiguration insgesamt absinkende Reibungsbeiwerte zu beobachten. Die Druckseiten der Leitschaufelreihen weisen negative Spannungsanteile auf, die mit der Stufenanzahl in ihrem Betrag immer größer werden. Die Saugseitige Spannung sinkt auch mit der Stufenanzahl ab. Mit Ausnahme der ersten Stufe liegen die Spannungsanteile nahe Null oder unter Null und steigen dann im Verlauf an. Die erste Stufe bildet wie bei der 4-stufigen Konfiguration eine Ausnahme. Auf der Saugseite führt die abnehmende Anströmung zu einer Entlastung, insbesondere im vorderen Schaufelbereich, aufgrund der Inzidenz und damit zu einer niedrigeren Wandschubspannung. Die Druckseite weist eine viel stärkere Belastung auf, hier wird die Strömung im ersten Abschnitt beschleunigt und die Wandschubspannung steigt, bis sie mit zunehmender Lauflänge abfällt.

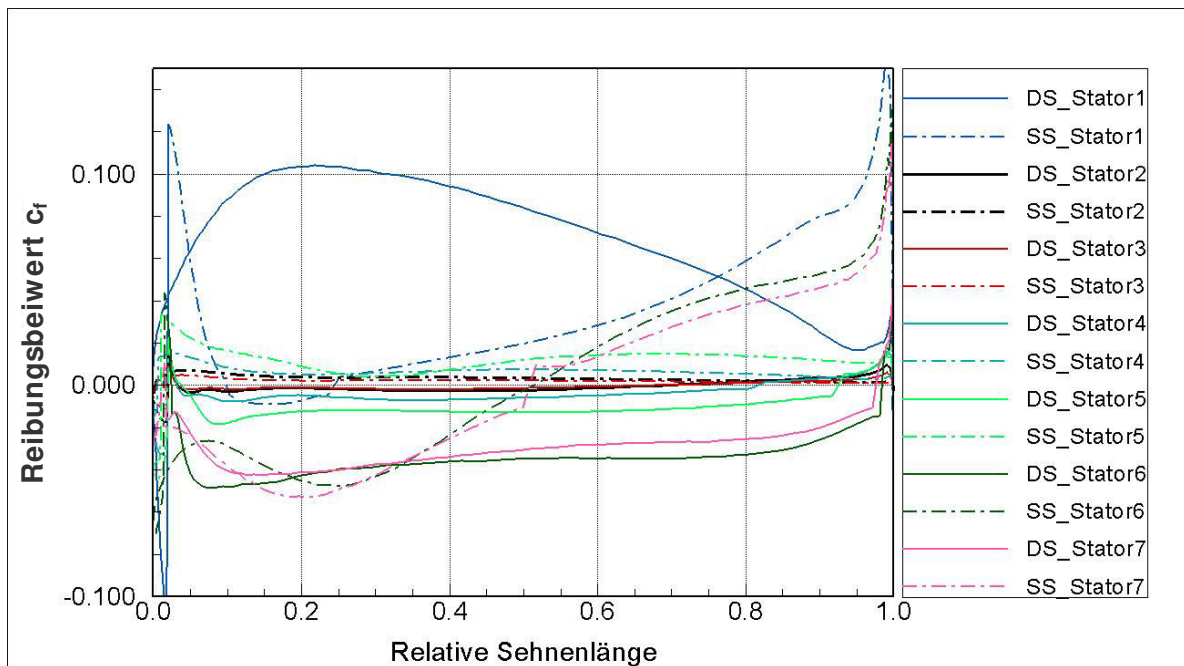


Abbildung 6.13 Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Statoren der 7-stufigen Turbine im Schwachlastfall

Die Reibungsbeiwerte auf der Druckseite der ersten Leitschaufel steigen stark an und weisen qualitativ das Verhalten einer normal angeströmten Saugseite auf. Die Wandschubspannung auf der Saugseite sinkt hingegen. Des Weiteren löst die Strömung auf der Saugseite bei etwa 10% der Lauflänge leicht ab und legt dann im hinteren Bereich wieder an, was zu höheren Spannungsanteilen führt.

Die weiteren Schaufelreihen weisen geringere Wandschubspannungen auf, welche knapp oberhalb oder sogar unterhalb von Null liegen. Ab der 6. Stufe ergibt sich noch einmal ein verändertes Bild. Hier sind auf den Saugseiten der Leitschaufeln bis zu einer relativen Sehnenlänge von 50% starke Rückströmungen zu erkennen, und danach steigen die Werte auf den Saugseiten wieder stark an. Die Druckseiten weisen hingegen über die gesamte Sehnenlänge negative Spannungsanteile auf.

In Anhang E werden weitere äquivalente Diagramme zu den Wandschubspannungsverläufen auf den Laufschaufeln gezeigt und auch die Verläufe der isentropen Machzahlen für Lauf- und Leitschaufeln, die hier nicht näher betrachtet werden sollen.

## **6.5 Vergleich der Konfigurationen**

Insgesamt zeigt sich trotz unterschiedlicher Beschau felung und Stufenanzahl ein ähnliches Bild bei den beiden Versuchsturbinen in den einzelnen Stufen. Sowohl die Lage der Anströmposition als auch die Abströmwinkelveränderung treten in beiden Fällen in ähnlichem Maße auf.

Die Fehlanströmungen im extremen Schwachlastbetrieb führen bei beiden Konfigurationen zu Ablösungen auf den Druckseiten der Beschau felung und dieses Phänomen zeigt sich sowohl in den Leitschau fel- als auch in den Laufschaufelreihen und wirkt sich auf das gesamte Strömungsverhalten aus.

Dies führt dazu, dass über weite Teile der Kanalhöhe eine Leistungsabgabe der Turbinenschaufeln an das Fluid festgestellt werden kann (Abbildung 6.5). Im Nabenbereich sind die Leistungszahlen bei beiden Turbinen positiv und damit wird hier Leistung an die Welle übertragen. Im Gehäusebereich liegen schon ab der 1. Stufe negative Leistungszahlen vor, und daher wird Leistung an das Fluid übertragen.

Mit abnehmendem relativem Massenstrom sinken die stufengemittelten Leistungszahlen bei beiden Versuchsturbinen beginnend mit der letzten Stufe am Ende der Turbine ab. Bei einem relativen Massenstrom von 30% ist die stufengemittelte Leistungszahl in den letzten beiden Stufen für beide Konfigurationen negativ. Bei einem relativen Massenstrom von 10% sind bis auf die erste Stufe alle Stufen bei beiden Turbinen im Ventilationsbetrieb.

Die Auswertung der Ergebnisse zeigt, dass Abweichungen in der Turbinenschaufelgeometrie demnach für das generelle Strömungsverhalten im Schwachlastbetrieb nicht ausschlaggebend sind.



## **7 Zusammenfassung, Schlussfolgerungen und Ausblick**

### **7.1 Zusammenfassung**

In dieser Arbeit wurden Schwachlastzustände in mehrstufigen Turbinen untersucht, wobei das Augenmerk auf Hochdruckturbinen lag. Als erste Annäherung an das Problem wurde die bestehende 4-stufige Luftturbine hinsichtlich ihres Schwachlastverhaltens untersucht. Dazu wurden zum einen numerische Berechnungen im Schwachlastbereich mit den gemessenen Randbedingungen durchgeführt und zum anderen Kennfeld- und Strömungsfeldmessungen an der 4-stufigen Luftturbine vorgenommen.

Anschließend wurden die Ergebnisse ausgewertet und miteinander verglichen. Hierbei ergaben sich nur geringe Abweichungen von Messwerten und berechneten Werten. Anhand der vorliegenden numerischen Ergebnisse konnte zuerst einmal gezeigt werden, dass unter bestimmten Voraussetzungen und mit sorgfältiger Initialisierung 3D-Strömungsberechnungsprogramme in der Lage sind, auch weit entfernt vom Auslegungspunkt die Durchströmung von mehrstufigen Turbinen realistisch zu berechnen. Dabei dienten insbesondere Daten, die an der vierstufigen Luftturbine in verschiedenen Messebenen aufgenommen wurden, als experimentelle Validierungsgrundlage.

Diese Ergebnisse und die gesammelten Erfahrungen dienten als Ausgangsbasis für die Vorabrechnungen der 7-stufigen Turbine. Hierbei ergab sich ein charakteristisches Bild für den Schwachlastbereich, welches sich auch schon für die 4-stufige Turbine gezeigt hat. Es ist zu beobachten, dass die Leistungszahlen im Nabebereich, wie für Turbinen typisch, positiv sind und im Gehäusebereich negativ und daher hier wie ein Verdichter arbeiten. Mit diesen Berechnungen können vorab Risiken beim Betrieb der 7-stufigen Turbine besser eingeschätzt und gezielte Untersuchungen und Strömungsfeldmessungen unternommen werden. Dies kann zu einer erheblichen Einsparung an Versuchszeit bei weiteren Versuchen zur Ventilation und zu einer höheren Betriebssicherheit realer Dampfturbinen beitragen.

### **7.2 Schlussfolgerungen**

Das untersuchte Strömungsphänomen der Ventilation kann mit Hilfe von numerischen Berechnungen gut wiedergegeben werden, wenn bei der Vernetzung der zu untersuchenden Turbinengeometrie darauf geachtet wird, dass ein größerer Austrittsnetzblock verwendet und somit die Austrittsebene nach hinten verlagert wird. Dadurch wird erreicht, dass die Rezirkulation in der Austrittsebene geringer wird und die Simulationen auch für diese extremen Lastfälle konvergieren.

Wie sich aus dem Vergleich der an der 4-stufigen Modellturbine gewonnenen Messergebnisse mit den numerischen Simulationen der gleichen Betriebspunkte gezeigt hat, sind Temperatur- und Druckverläufe bis zu einem relativen Massenstrom von ca. 9% durch stationäre numerische Rechnungen vorhersagbar. Die instationären Berechnungen haben zu qualitativ ähnlichen Ergebnissen geführt, wie die stationären Berechnungen und sie sind daher unter den gegebenen Umständen nicht zielführend. Sie liefern bei der Verwendung von periodisch wiederkehrenden Rändern unter Umständen keine physikalisch relevanten Ergebnisse, da die vorgegebene Geometrie des Rechennetzes unter den gesetzten Randbedingungen, bei denen nur eine Teilung berechnet wird, die Ventilation als ein umlaufendes Phänomen nicht wiederzugeben vermag. Zur vollständigen Abbildung des dreidimensionalen instationären Wirbelverlaufs durch die Turbine wäre es erforderlich, die komplette Maschine oder nach einer Modalanalyse eine Mindestanzahl von Teilungen zu berechnen. Im Hinblick auf das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand sind also instationäre Berechnungen für den Schwachlastfall und mehrstufige Turbinenkonfigurationen zurzeit noch nicht sinnvoll. Die

Erkenntnis, die aus den stationären Berechnungen der 4- und der 7-stufigen Turbine gewonnen werden konnte, ist, dass ein Rezirkulationsgebiet am Austritt der Maschine auftritt, welches kühleres Medium an die letzten Stufen der Turbine transportiert, und somit die Schaufeltemperatur in den letzten Stufen abgesenkt wird.

Dieses Phänomen kann erklären, warum bei HD-Dampfturbinen Schaufelschäden nicht am Ende der Maschinen auftreten sind. Insgesamt kann für beide Konfigurationen der gleiche ventilationstypische Strömungsverlauf nachgebildet werden. Es ergeben sich aber Unterschiede bei der Ausprägung der mäanderförmigen Strömung. Im Fall der 4-stufigen Turbine ist aufgrund der unterschiedlichen Schaufelform, der höheren Drehzahl und der größeren Schaufelhöhe diese Strömungsform stärker ausgeprägt als im Fall der 7-stufigen Turbine. Auch wird für die 7-stufige Turbine keine signifikante Erhöhung der Temperatur innerhalb der Maschine vorausberechnet, und damit fällt dieser Effekt geringer aus als erwartet. Demzufolge kann abgeschätzt werden, dass für HD-Turbinen die Temperatur hauptsächlich entlang des Strömungskanals mit der Schaufellänge zunimmt.

### **7.3 Ausblick**

Mit Sicherheit wird für die industrielle Anwendung der Rechen- und Arbeitsaufwand von 3D-Simulationen für neue und bestehende Turbinenteilkomponenten, die aus bis zu 30 Stufen bestehen können, auch in naher Zukunft noch zu hoch ausfallen und somit insbesondere die Vorausberechnung von kritischen Zuständen auf dem direkten numerischem Weg zu aufwendig sein. Daher werden für die Erstellung von Betriebskriterien und für die Regelung von Dampfturbinen weiterhin 1-D Modelle notwendig sein. Doch diese müssen noch besser an die Realität angepasst werden. Dazu können Simulationen wie die, die in dieser Arbeit präsentiert wurden, wertvolle Hinweise geben, insbesondere auf das Verhalten in kritischen Betriebsbereichen, ohne jeweils die Turbinenkomponenten zu gefährden. Auch wenn der Bereich bei Nulldurchsatz, wie in Abschnitt 5.1.1 beschrieben, nicht durch die 3D-Strömungsprogramme abgebildet werden kann, werden die numerischen Verfahren zunehmend besser durch die ständige Optimierung der verwendeten Turbulenzmodelle und deren Anpassung auch an Strömungen mit starken Ablösungen. Diese Berechnungen helfen die bestehenden empirischen Korrelationen weiter zu verbessern. Insbesondere da von realen Maschinen aufgrund von betriebswirtschaftlichen Gegebenheiten und technischen Schwierigkeiten kaum Messergebnisse für diese Betriebsbereiche vorliegen. Zukünftige Arbeiten können auf den gewonnenen Erkenntnissen aufbauen, und auch die gemessenen und berechneten Daten können als Basis für weitere Untersuchungen dienen. Die Ergebnisse der experimentellen Arbeiten an der 7-stufigen Turbine können die berechneten Werte validieren und eine verbesserte Ausgangsbasis für weitere Berechnungen liefern.

Für die vorgestellten Berechnungen sind vereinfachende Annahmen getroffen worden, die Einfluss auf die Ergebnisse haben können. In anschließenden Untersuchungen zum Schwachlastverhalten in HD-Turbinen müssen weitere Betrachtungen durchgeführt werden, die die Wärmeübergänge vom Fluid auf die angrenzenden Wände mit berücksichtigen. Des Weiteren kann nach gezielten Messungen zum Nachweis und zur Untersuchung umlaufender Wirbelzellen auch mit mehreren Teilungen gerechnet werden, um umlaufende Strömungsphänomene nachbilden zu können. Der durch die stationären Berechnungen vorhergesagte Endstufenwirbel muss durch detaillierte Messungen in seiner Dimension abgeschätzt werden, um eine genauere Vorhersage seines Kühleffektes treffen zu können. Letztendlich muss auch der hochgradig instationäre Charakter der Strömung, der in diesen Betriebsbereichen vorliegt, besser berücksichtigt werden, und damit sind zeitgenaue Simulationen verbunden. Hierzu sind wiederum genauere Messungen und eine Modalanalyse erforderlich zum Nachweis von rotierenden Instabilitäten, um aus diesen Daten die richtigen numerischen Randbedingungen ableiten zu können.



## Literaturverzeichnis

Acton, E., Cargill, M., 1988, "Non-Reflecting Boundary Conditions for Computations of Unsteady Turbomachinery Flow", Proceed. 4th Int. Symp. Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers, pp.211-228

Almstedt, H., Gobrecht, E., Thiemann, T., Wallis, A., Wechsung, M., 2007, "Siemens 600 – 1200 MW Steam Turbine Series for Flexible Load Operation", Power Gen Europe Conference, Madrid, Spain

Altmann, H., Eurich, K., Mandel, H., 1998, „Ergebnisse der Inbetriebnahme und Erprobung der überkritischen 800-MW-Entnahme-Kondensations-Turbinen im KW Schwarze Pumpe“, Turbomaschinen für Kraftwerke, Entwicklungsprobleme, Auslegung, Konstruktion und Betriebserfahrungen, Beitragsmanuskripte. Dresden

Amdahl, G.M., 1967, "Validity of the single processor approach to achieving large scale computing capabilities", AFIPS Proc. of the SJCC, Vol. 30, pp. 483–485

Baldwin, B.S., Lomax, H., 1978, "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows", AIAA Paper, No. 257.

Bammert, K., Bohnenkamp, W., Woelk, G., „Strömungskanäle zum Kalibrieren von Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitssonden“, Konstruktion 25 (1973), Nr. 7, S. 245–254

Bammert, K., Zehner, P., 1980, „Measurements of the Four Quadrant Characteristics on a Multi-Stage Turbine“, Trans.ASME Journal of Engineering Power, Vol.102.

Beam, R.M., Warming, R.F., 1978, "An implicit factored scheme for the compressible Navier-Stokes equations", AIAA J., ol. 16, No. 4.

Benim, A.C., Geiger, M., Doehler, S., Schoenenberger, M., Roemer, H., 1995, "Modelling the Flow in the Exhaust Hood of Steam Turbines under Consideration of Turbine-Exhaust Hood Interaction", VDI-Berichte, Nr. 1185, S. 343–357

Bergmann, D., Stannowski, G., Havemann, J., 1994, „Zur Ventilation der HD-Beschaufelung von ZÜ-Dampfturbinen“, Brennstoff-Wärme-Kraft 46, Nr. 1/2, S. 40–44

Byeon, H.W., Ulrey, J. L. 1997"Designing a standard thermal power plant for daily startup/shutdown: the HP Bypass control and safety function" ISA Transactions, Volume 36, Issue 1, pp. 71-77

Courant, R., Friedrichs, K., Lewy, H, 1928, "Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik", Mathematische Annalen 100, 32-74

Dacles-Mariani, J., Zilliac, G., Chow, J.,Bradshaw, P., 1995, "Numerical and Experimental Study of a Wingtip Vortex in the Near Field", AIAA Journal, 33(9), pp. 1561-1568

Darmofal, D. L., Schmid, P. J., 1996, "The Importance of Eigenvectors for Local Preconditioners of the Euler Equations", Journal of Computational Physics 127, pp. 346–362, Article No. 0180

- Denton, J.D., 1993, "Loss mechanisms in turbo machines", ASME J. Turbomachinery, Vol.115.
- Drela, M., 1995, „MISES Implementation of Modified Abu-Ghannam / Shaw Criterion“, MIT Aero-Astro
- Engel, K., 1997, "Numerische Simulation der instationären Strömung in Turbomaschinenkomponenten", Universität GH Essen, Dissertation
- Emmons, H. W., 1951, „The Laminar Turbulent Transition in a Boundary Layer“, J. Aero.Scientific Part I
- Erdos, J., Akzner, E., McNally, W., 1977, „Numerical Solution of Periodic Transonic Flow through a Fan Stage“, AIAA Journal Vol 15, No.11
- Eulitz, F., 2003; „Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen“, Institut für Antriebstechnik, Köln, Dissertation
- Evers, B., 1985, „Strömungsformen im Ventilationsbetrieb einer ein- und mehrstufig beschauften Modellturbine, Universität Hannover, Dissertation
- Faden, M., 1994, „Interaktive Simulation instationärer Strömungen auf einem massiv-parallel Rechner“, Universität GH Essen
- Franc, J. C., 1992, "Steam Turbines for District Heating Applications", GEC Alsthom Technical Review, No. 10, pp. 19–34
- Gerschütz, W.; Casey, M.; Truckenmüller, F., 2005, "Experimental investigations of rotating flow instabilities in the last stage of a low-pressure model steam turbine during windage", Proceedings of the I MECH E Part A Journal of Power and Energy, Number A6, pp. 499-510(12)
- Giles, M.B., 1988, „Non-Reflecting Boundary Conditions for the Euler Equations“, CFDLTR88-1, MIT
- Giles, M.B. 1991, „UNSFLOW: A Numerical Method for the Calculation of Unsteady Inviscid Flow in Turbomachinery.“, GTL Report No. 201, MIT
- Gloger, M., Jansen, M., Neumann, K., 1989: „Zur Auslegung von ND-Beschaufelungen für Dampfturbinen“, VGB Kraftwerkstechnik 69, Nr. 8, S. 773–780
- Hanke-Bourgeois, M., 2002, „Grundlagen der numerischen Mathematik und des wissenschaftlichen Rechnens“, B.G. Teubner, Stuttgart
- Herzog, N., Guendogdu, Y., Kang, G., Rothe, K., Seume, J.R., 2005, "Part load Operation of a four-stage turbine", Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper Number: GT2005-68700, Reno-Tahoe, Nevada, USA
- Hirsch, Ch., 1988, "Numerical Computational of Internal and External Flows", Vol. I, Fundamentals of Numerical Discretization

- Höhn, W., Heinig, K., 2000, „Numerical and Experimental Investigation of Unsteady Flow Interaction in a Low Pressure Multistage Turbine“, ASME Paper 2000-GT-0437
- Jameson, A., 1991, “Time Depend Calculations Using Multigrid, with Application to Unsteady Flow past Airfoils and Wings”, AIAA Paper 91-GT-1596
- Jenny, P., Müller, B., 1999, “Convergence acceleration for computing steady-state compressible flow at low Mach numbers”, Computers & Fluids 28, pp. 951-972
- Kang, G., 2006, “Strömungsmechanische Untersuchungen in einer Axialturbine im Ventilations- und Leerlaufbetrieb”, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Universität Hannover
- Kato, M., Launder, B.E., 1993, “The Modelling of Turbulent Flows Around Stationary and Vibrating Square Cylinders”, Proc. 9th Symposium Turbulent Shear Flows, Kyoto
- Keysselitz, J., Meyer, G., 1983, „Schaufelschaden an einer 300-MW-HD-Teilturbine infolge unzureichenden Dampfdurchsatzes im Leerlaufbetrieb“, VGB Kraftwerkstechnik 63, Nr. 9, S. 769–779
- Kolmogorov, A.N., 1941, „Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for very large Reynoldsnumbers.“, Doklady AN. SSSR, Vol. 30
- Krüger, M., 2003, „Experimentelle Untersuchungen zu Ventilationsphänomenen in einer vierstufigen Modellturbine“, Diplomarbeit, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Universität Hannover
- Kugler, H., 1980, „Großschaden an einem 70-MW-Block durch Ausfall der Steuerspannung“, Maschinenschaden 53, Nr. 1, S. 9–12
- Kügeler, E., Nürnberger D., 2004, “TRACE User Manual“, Institut für Antriebstechnik, Köln
- Kümmel, W., 1984, „Strömungsverlustleistungen in mehrstufigen ventilierenden Prozessgasturbinen“, Brennstoff Wärme Kraft - BWK 36 (1984), Nr. 7/8, S. 314–318
- Launder B.E., Sharma B.I., 1974, „Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow near a Spinning Disk“, No.2, p.131-138
- Lagun, V., Simoyu, L., Frumin, Y., Povolotskii, L., Sukharev, F., 1971, “Distinguishing Features of the Operation of LPC Last Stages at Low Loads and under No-Load Conditions”, Teploenergetika 18, Nr. 2, S. 21–24
- Lechner, C., Seume, J., 2003, „Handbuch Stationäre Gasturbinen“,: Springer Verlag, Berlin
- Mayle, R.E., Schulz, A., 1996, „The Path to Predicting Bypass Transition“, ASME Paper, 96-GT-199
- Menny, K., 2003, „Hydraulische und thermische Kraft und Arbeitsmaschinen“, Strömungsmaschinen, 4. Auflage, Stuttgart

Nürnberg, D., 2004, "Implizite Zeitintegration für die Simulation von Turbomaschinenströmungen", Dissertation, Ruhr-Universität Bochum

Nürnberg, D., Greza, H., 2002, „Numerical Investigation of Unsteady Transitional Flows in Turbomachinery Components Based on a RANS Approach”, Flow, Turbulence and Combustion 69

Oertel, H., Laurien, E., 2003, „Numerische Strömungsmechanik“, 2. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag

Persico, G., Gaetani, P., Osnaghi, C., 2007, „Effects of Off-Design Operating Conditions on the Blade Row Interaction in a HP Turbine Stage”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada

Petrovic, M., Riess, W., 1997, „Off-Design Flow Analysis of LP Steam Turbines”, 2nd European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics, Antwerpen

Petrovic, M., Riess, W., 1995, „Through-Flow Calculation in Axial Flow Turbines”, 1st European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics, Erlangen

Pokorny, S., 1995, "Objekt-orientierte Modelle zur interaktiven Strömungssimulation auf Parallelrechnern“, Universität GH Essen

Rapley, S., Eastwick, C., Simmons, K., 2007, „The Application of CFD to Model Windage Power Loss From a Spiral Bevel Gear” , Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada

Riehm, S., Stetter, H., Hosenfeld, H., "Operation of a LP-Model\_Turbine at Very Low Flowrates “, VDI-Berichte, No. 1185, 1995

Riehm, S., 1997, „Schwingungen freistehender ND-Endschaufeln einer Kondensationsturbine im Ventilationsbetrieb“, Universität Stuttgart, Dissertation

Rieß, W., Bloecker, U., Neft, H., Otto, H., 1989, "The flow in last stages of large steam turbines at part load and low load”, Technology of Turbine Plant Operating with Wet Steam, London

Rodi, W., 1991, "Experience with Two-Layer Models Combining the  $k - \epsilon$  Model with a One-Equation Model Near the Wall, AIAA paper, 91-0216

Roe, P.L., 1981, "Approximative Riemann Solvers, Parameter Vectors and Difference Schemes”, Journal Comp. Physics

Sakai, N., Harada, T., Imai, Y., 2006, „Numerical Study of Partial Admission in Steam Turbine“, JSME International Journal, Series B, Fluids and Thermal Engineering, Vol. 49, Nihon-Kikai-Gakkai, Tokio, S. 212 ff

Schlichting, H., Gersten, K., 1997, „Grenzschicht-Theorie“, 9. Auflage, Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-55744-X

- Schmidt, D., 2000, "Strömungsuntersuchungen in Dampfturbinen-Endstufen im Heiz- und Schwachlastbetrieb", VDI-Verlag., Volume 7, No. 376
- Schmidt, D., Rieß, W., 1999, "Steady and unsteady flow measurements in the last stages of LP steam turbines", IMech C557/023
- Sharma, O.P., Ni, R.H., Tanrikut, S., 1994, "Unsteady Flows in Turbines – Impact on Design Procedure", AGARD Lecture Series on Turbomachinery Design Using CFD
- Shee, Y., Ponomarev, V. N., Bystritski, L., 1977, "An Experimental Investigation of Partial Operating Conditions of Turbine Stages", Energomashinostroenie, Nr. 7, S. 10ff
- Shur, M. et al., 1996, "Comparative Study of One- and Two-Equation Turbulence Models for Incompressible and Transonic Flows with Separation and Reattachment", Engineering Turbulence Modelling and Experiments 3, Elsevier Science, pp. 697-706
- Stetter, H., Besigk, C., 1985, „Auslegung und Betrieb von Niederdruckendstufen unter Berücksichtigung stark variabler Strömungsverhältnisse“, VGB-Kongreß, Kraftwerke, S. 273–281
- Stastny, M., 1971, „Experimentelle Untersuchungen über die Strömung in der letzten Stufe einer 200-MW-Dampfturbine“, Skoda Revue, Nr. 1, S. 37–48
- Suter, P., Traupel, W., 1959, „Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenrädern“, Berlin
- Swain, R., Preater, R., 1997, "Investigation of windage heating effects on rotating components using pulsed ESPI" Optics and Lasers in Engineering, Volume 26, Issues 4-5, Pages 377-394
- Täubert, P., 1987, „Abschätzung der Genauigkeit von Messergebnissen“, Berlin
- Teufelberger, A., 1980, "Ventilation von Dampfturbinenstufen bei Schwachlast, Leerlauf und Leistungsaufnahme", VDI-Berichte, Nr361, S.145-152
- Top 500 Liste ([www.top500.org](http://www.top500.org))
- Traupel, W., 1988, „Thermische Turbomaschinen“, Bd. 1, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin
- Troyanovski, B., Lagun, V., Maiorski, E., Noiman, K., Simoyu, L., 1970, „Designing Steam Turbine Last Stages“, Teploenergetika 17 (1970), Nr. 2, S. 16–20
- Truckenmüller, F., 2003, „ Untersuchungen zur aerodynamisch induzierten Schwingungsanregung von Niederdruck-Laufschaukeln bei extremer Teillast“, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart
- Truckenmüller, F., Gerschütz, W., Stetter, H., 1998, „Examinations at a Three-Stage Model Turbine during Ventilation“, ASME International Joint Power Generation Conference, Vol.2.

Turkel, E., 1987, „Review of Preconditioning Methods in Fluid Dynamics”, Applied Numerical Mathematics, p. 276-298

Turkel, E., Vatsa, V.N., 2003, „Choice of Variables and Preconditioning for Time Dependent problems“, American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper

Uiker, J., Bergmann, D., Meade, W., Tohme, B., Stannowski, G., Termuehlen, H., Havemann, J., 1994, “Windage Effect on HP Sections of Reheat Steam Turbines”, International Joint Power Generation Conference, Phoenix, U.S.A.

Usacev, I. P., Neujmin, V., Tichomirov, A. N., 1976, „Die Berechnung und die Analyse der stationären Betriebszustände von Dampfturbinen Niederdruckteilen“, Energomasinostroenie, Leningrad, 10,

Usacev, I. P., Neujmin, V., 1978, „Allgemeine Berechnungsmethode der ventilationsbedingten Leistungsverluste in der Turbinenstufe“, Energomasinostroenie, Leningrad, 24 (3)

Vatsa, V.N., Turkel, E., 2002, “Viscous Robust Low Speed Preconditioning for Viscous High Lift Flows”, AIAA 40th Aerospace Sciences Meeting AIAA paper 2002-0962, Reno, USA

Wang, X., Chen, J., 2004, “A Post-Processor to Render Turbomachinery Flows Using Phase-Lag Simulations”, 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, USA

Wichtmann, A., Rosenkranz, J., Wechsung, M., 2007, „Flexible Load Operation and Frequency Support for Steam Turbine Power Plants“, Power Gen Europe Conference, Madrid, Spain

Wilcox, D.C., 1993, Turbulence Modelling for CFD, DCW Industries Inc., La Canada, USA

Wisler, D.C., Denton, J.D., 1994, „Rotor 37 Blind Test Case“, ASME/IGTI Int. Gas Turbine Conf., The Hague, Netherlands

Zehner, P., 1980, „Vier-Quadranten-Charakteristiken mehrstufiger axialer Turbinen“, Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover, VDI-Verlag

Yang, H., Nürnberger, D., Weber, A., 2002, “A Conservative Zonal Approach with Applications to Unsteady Turbomachinery Flows”, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2002, DGLR-JT2002-073, Sept. 23-26, Stuttgart

Yang, H., Roeber, T., Kozulovic, D., 2007, „Hybrid-Grid Simulation of Unsteady Wake-Boundary Layer Interaction on a High Lift Low Pressure Turbine Airfoil”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada

## A. Kennfeldparameter

In diesem Abschnitt werden die zur Bestimmung des Kennfeldes notwendigen Größen und die für die Darstellung und Auswertung verwendeten Kennzahlen vorgestellt.

### Isentroper Wirkungsgrad

Der isentrope Wirkungsgrad ist eine wichtige Größe, die den Unterschied zwischen idealer und realer Zustandsänderung in einem Prozess beschreibt. Dieser wird für Turbinen durch das Verhältnis der realen und isentropen Enthalpiedifferenz zwischen Aus- und Eintritt wiedergegeben.

$$\eta_{is} = \frac{\bar{h}_2 - h_1}{\bar{h}_{is,2} - h_1} \quad \text{A-1}$$

### Leistungszahl

$$\psi = \frac{-w_t}{u_2^2} \quad \text{A-2}$$

### Durchflusszahl

$$\varphi = \frac{c_{ax}}{u} \quad \text{A-3}$$

### Isentrope Machzahl

Die Geschwindigkeit  $c$  ergibt sich aus dem Produkt der isentropen Machzahl und der Schallgeschwindigkeit (Gleichung B-2):

$$c = Ma_{is} \cdot a \quad \text{A-4}$$

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad \text{A-5}$$

Die isentrope Machzahl wird wie folgt berechnet:

$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_{tot}}{p_{stat}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad \text{A-6}$$

## **B. Fehlerbetrachtung**

Wenn Messergebnisse präsentiert werden, ist auch eine Angabe der jeweilig auftretenden Fehler notwendig. Eine Fehleranalyse für die Messungen an der 4-stufigen Turbine wurden durch Krüger (2003) und nochmals durch Kang (2006) durchgeführt. Hier sollen noch einmal die wesentlichen Punkte kurz zusammengefasst werden. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt ein Überblick über den Begriff des Fehlers sowie die Ermittlung desselben über Reproduzierbarkeitsmessungen und Fehlerfortpflanzung gegeben. Eine tiefere Einsicht in diese Thematik liefert Täubert (1987).

### **B-1 Ermittelte Fehler**

Bei der Auswertung der Messungen wurde eine Vertrauenswahrscheinlichkeit von 99% verwendet, bezogen auf den Standardfehler des arithmetischen Mittelwertes. Bei dem Zusammenrechnen verschiedener Fehler und Fehlerarten ist darauf zu achten, dass sie sich auf die gleiche Höhe der Vertrauenswahrscheinlichkeit beziehen. Eine Umrechnung auf dasselbe Niveau ist durch Tabellen für die Normal- und die t-Verteilung möglich.

Im Folgenden werden die Genauigkeiten der einzelnen Komponenten der Messketten aufgeführt und die Vorgehensweise beim Messen beschrieben.

### **B-2 Druckmessung**

Die Druckaufnehmer und Messverstärker sind in einem Messsystem angeordnet. Dieses System wird schon vor der Messung eingeschaltet. Bei jedem neuen Versuch werden die Differenzdruckaufnehmer sorgfältig kalibriert. Dadurch werden die Temperatureinflüsse sehr gering gehalten und können somit vernachlässigt werden.

Die verbleibenden Abweichungen beruhen auf Fehlern hinsichtlich der Linearität und Hysterese. Diese werden durch den Hersteller mit 0,1% des jeweiligen Messbereichsendwertes angegeben. Weiterhin sind Fehler des Messdatenerfassungs- und Schaltsystems hinsichtlich Gleichspannungsmessungen zu berücksichtigen. Diese betragen 0,0015% des Messwertes und 0,0004% des Messbereichsendwertes. Hinzu kommt die Unsicherheit der A/D-Linearität bei Gleichspannungsmessung. Diese ist mit 0,0002% vom Messwert und 0,0001% vom Messbereichsendwert angegeben. Des Weiteren ist die Messung des Umgebungsdrucks mit dem Referenzbarometer mit einer Messunsicherheit von 100 Pa behaftet.

### **B-3 Temperaturmessung**

Die Temperaturmessungen wurden mit Thermoelementen des Typs K durchgeführt. Hierbei können sich unterschiedliche Fehler summieren. Es wurde eine Messunsicherheit von 0,05 K ermittelt, indem Referenzmessungen durchgeführt wurden in Eiswasser und in siedendem Wasser. Am stärksten wirkt sich die Messungenauigkeit der internen Vergleichsmessstelle im Messdatenerfassungssystem aus. Sie wird vom Hersteller mit 0,8 K angegeben. Zusätzlich ist noch die Messunsicherheit der Umrechnung mit 0,05 K zu beachten.

### **B-4 Drehmoment und Drehzahl**

Die Messung des Drehmomentes erfolgt über die Drehmomentmesswelle. Diese wird zu Beginn eines jeden Versuches kalibriert und hierbei wird die Nullpunktabweichung kompensiert. Die Unsicherheit des Kalibriersignals beträgt  $\pm 0,105\%$  des Messwertes. Linearitäts- und Hysteresefehler werden vom Hersteller mit  $\pm 0,1\%$  des



Messbereichsendwertes angegeben. Der Temperatureinfluss auf den Messwert fließt mit  $\pm 0,1\%$  pro 10 K des Messbereichsendwertes in das Messergebnis ein. Die Unsicherheiten bei Gleichspannungsmessungen sind ebenfalls zu berücksichtigen. Für den Agilent 34970A Multiplexer und A/D-Wandler betragen die Fehler für die Gleichspannungsmessung  $\pm 0,0015\%$  des Messwertes und  $\pm 0,0004\%$  des Messbereichsendwertes. Die Unsicherheit der A/D-Linearität bei Gleichspannungsmessung ist mit  $\pm 0,0002\%$  vom Messwert und  $\pm 0,0001\%$  vom Messbereichsendwert angegeben. Für die Drehzahlerfassung ist kein Fehler angegeben, aufgrund des einfachen Verfahrens können die dabei auftretenden Fehler jedoch vernachlässigt werden. Die Unsicherheit des Multiplexers bei Frequenzmessungen beträgt hingegen  $\pm 0,006\%$  des Messwertes.

## B-5 Sondenverstellgeräte

Die Fehler bei der Positionierung der Sonden in den Sondenverstellgeräten sind relativ klein. Sie liegen bei  $\pm 0,1$  mm in radialer Richtung und bei  $\pm 0,5^\circ$  in Richtung des Gierwinkels. Die radialen Sondenverstellgeräte weisen Fehler von  $\pm 0,5$  mm in radialer Richtung und  $\pm 0,5^\circ$  in Richtung des Gierwinkels auf. In dieser sehr kleinen Größenordnung fallen die Fehlerbalken, welche in den Diagrammen in Abschnitt 5.1.4 bis 5.1.6 die Abweichungen darstellen würden, in den Bereich des gezeigten Messpunktes. Alle Messgeräte bzw. -rechner werden mehrere Tage vor Beginn einer Messkampagne angeschaltet und bis zu deren Ende nicht wieder ausgeschaltet. Dies stellt sicher, dass sich alle Messgeräte im thermischen Gleichgewicht befinden und Einflüsse der Temperatur auf die Messergebnisse vernachlässigbar sind.

## C. Details zu numerischen Grundlagen

### C-1 Koordinatentransformation

Die bisher hergeleiteten Gleichungen sind im kartesischen Koordinatensystem formuliert worden. In der Numerik bringt dieses Koordinatensystem allerdings häufig Probleme mit sich, wenn die untersuchten Strömungsgebiete von komplizierter Geometrie sind. Deshalb wird die physikalische Rechendomäne von kartesischen Koordinaten  $(t, x, y, z)$  in eine numerische Rechendomäne mit körperangepassten, krummlinigen Koordinaten  $(\xi, \eta, \zeta, \tau)$  transformiert. Die beschreibenden Gleichungen nehmen durch die Transformation an Komplexität zu, was jedoch durch eine Steigerung der Genauigkeit und Effektivität des numerischen Verfahrens mehr als ausgeglichen wird. Ein wesentlicher Vorteil besteht darin, dass die Strömung selbst in komplexen Geometrien in einem orthogonalen Gittersystem gelöst werden kann. Die Transformation wird beschrieben durch:

$$\tau = t \quad \text{C-1}$$

$$\xi = \xi(x, y, z) \quad \text{C-2}$$

$$\eta = \eta(x, y, z) \quad \text{C-3}$$

$$\zeta = \zeta(x, y, z) \quad \text{C-4}$$

Mit der Kettenregel partieller Differenzierung können die kartesischen Ableitungen mit den folgenden Ausdrücken beschreiben werden:

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \tau} + \xi_t \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_t \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_t \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad \text{C-5}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} = \xi_x \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_x \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad \text{C-6}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} = \xi_y \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_y \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad \text{C-7}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} = \xi_z \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad \text{C-8}$$

Und aus der Definition der Jacobi-Determinante der Transformation folgt:

$$J = \frac{\left| \frac{\partial(\xi, \eta, \zeta)}{\partial(x, y, z)} \right|}{\left| \frac{\partial(x, y, z)}{\partial(\xi, \eta, \zeta)} \right|}^{-1} = \begin{bmatrix} x_\xi & x_\eta & x_\zeta \\ y_\xi & y_\eta & y_\zeta \\ z_\xi & z_\eta & z_\zeta \end{bmatrix}^{-1}$$

$$J = [x_\xi(y_\eta z_\zeta - y_\zeta z_\eta) - x_\eta(y_\xi z_\zeta - y_\zeta z_\xi) + x_\zeta(y_\xi z_\eta - y_\eta z_\xi)]^{-1} \quad \text{C-9}$$

## C-2 Turbulenzmodelle

### Standard $k - \varepsilon$

Nach ersten Berechnungen mit Eingleichungsmodellen wurden für die Berechnung Zweigleichungsmodelle verwendet. Das  $k - \varepsilon$  Modell von Wilcox (1993) ist das bekannteste Zweigleichungsmodell, und es ist das meist genutzte im kommerziellen Bereich. Gründe hierfür liegen sicherlich im Kosten-Nutzen-Vergleich. Hierbei sind unter Kosten die Rechenzeit und die Hardwareanforderungen zu sehen, und als Nutzen kann die Qualität der Rechenergebnisse bezeichnet werden. Hinzu kommt eine hohe numerische Stabilität dieses Modells, die nicht unterschätzt werden darf, wenn Turbulenzmodelle beurteilt werden.

Das Standard  $k - \varepsilon$  Modell, so wie es von Launder und Sharma (1974) vorgeschlagen wurde, ist ein halbempirisches Turbulenzmodell, das eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie und eine für deren Dissipation löst. Bei der Modellierung einzelner Terme wird angenommen, dass eine voll turbulente Strömung vorliegt und Einflüsse der molekularen Viskosität vernachlässigbar sind. Somit kann dieses Modell, so wie es hier vorgestellt wird, im wandnahen Bereich nicht sinnvoll eingesetzt werden.

Die beiden zusätzlichen Transportgleichungen neben den gemittelten Impulsgleichungen stellen sich für den inkompressiblen Fall wie folgt dar:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \varepsilon \quad \text{C-10}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{C-11}$$

Mit  $P_k$  wird die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie bezeichnet, und  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$  sind Modellkonstanten. Die Produktion wird unter der Annahme von Boussinesq nach Gleichung B-25 modelliert.

$$P_k = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad \text{C-12}$$

Aus den oben beschriebenen Gleichungen kann nun die turbulente Viskosität mit der Modellkonstanten  $C_\mu$  bestimmt werden und zur Bestimmung des Reynoldsspannungstensors unter der Annahme von Boussinesq verwendet werden. Der Anisotropieparameter  $C_\mu$  ergibt sich aus einer Dimensionsanalyse der Wirbelviskosität.

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{C-13}$$

Die Werte der Modellkonstanten sind experimentell bestimmt worden.

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 1,0 & \sigma_\varepsilon &= 1,3 & C_\mu &= 0,09 \\ C_{1\varepsilon} &= 1,44 & C_{2\varepsilon} &= 1,92 \end{aligned}$$

Eine bekannte Schwäche dieses Modells ist die Überproduktion turbulenter kinetischer Energie in einer Staupunktströmung. Diese beruht auf der Tatsache, dass die Strömung im Bereich eines Staupunktes nicht mehr von der Scherung dominiert ist, wofür das  $k - \varepsilon$ -Modell kalibriert ist. Die Dominanz der Normalkomponenten des Reynoldsstresstensors wird nicht physikalisch richtig wiedergegeben. Diese Unzulänglichkeit dieses Turbulenzmodells ist von hoher Relevanz bei der Berechnung einer Turbinenstufe. Eine Modifikation des Produktionsterms  $P_k$ , die von Kato und Launder (1993) vorgeschlagen wurde, verhindert dies.

Der exakte Produktionsterm  $P_{\text{exakt}}$  der turbulenten kinetischen Energie  $k$  lautet:

$$P_{\text{exakt}} = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad \text{C-14}$$

Mit der Annahme von Boussinesq ergibt sich ein Produktionsterm  $P_k$  so, wie es das  $k - \varepsilon$ -Modell vorschlägt:

$$P_k = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad \text{C-15}$$

Die Änderung von Kato und Launder bezieht den Rotationstensor  $\Omega_{ij}$  in der Bestimmung des Produktionstermes von  $k$  mit ein:

$$P_{KL} = \nu_t \sqrt{2S_{ij}} \sqrt{2\Omega_{ij}} \quad \text{C-16}$$

Im Bereich der Hauptströmung rufen die beiden unterschiedlich modellierten Produktionsterme von  $k$  keine verschiedenen Ergebnisse hervor. Anders jedoch im Bereich

eines Staupunktes. Nach Schlichting (1997) ist das Potential  $\Phi$  einer stationären ebenen Staupunktströmung:

$$\Phi = \frac{a}{2}(x^2 - y^2) \quad \text{C-17}$$

Daraus ergibt sich:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = a \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad S_{ij} = a \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad \Omega_{ij} = 0 \quad \text{C-18}$$

Mit diesen Ergebnissen können nun die verschiedenen Produktionsterme von  $k$  ausgewertet werden:

$$P_{\text{exakt}} = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = a \left[ \overline{v'v'} - \overline{u'u'} \right] \quad \text{C-19}$$

$$P_k = \nu_t a^2 \quad \text{C-20}$$

$$P_{KL} = 0 \quad \text{C-21}$$

Mit der Annahme, dass die Anisotropie des Reynoldsstresstensors klein ist, ist die Kato-Launder- Modifikation sicherlich dem Standard  $k - \varepsilon$  Produktionsterm überlegen:

### ***Kato-Launder- Modell***

Die meisten Zweigleichungsturbulenzmodelle haben die Eigenschaft, die Turbulenzproduktion in Bereichen, in denen starke positive oder negative Beschleunigungen der Strömung auftreten, zu überschätzen, so zum Beispiel in Turbomaschinen an der Schaufelvorderkante. Diese Tendenz der Zweigleichungsmodelle wird durch die Kato-Launder- Anpassung des Turbulenzmodells abgeschwächt.

### ***k - $\omega$ Modell***

Das in dieser Arbeit hauptsächlich verwendete Turbulenzmodell ist das von Wilcox angegebene  $k - \omega$ - Zweigleichungsmodell. Das  $k - \omega$ -Modell bietet Vorteile in wandnahen Bereichen des Strömungsfeldes, wohingegen das  $k - \varepsilon$ -Modell in wandfernen Gebieten gute Resultate liefert. Es wird eine Transportgleichung für  $k$  und eine Transportgleichung für die in der folgenden Gleichung definierten charakteristische Frequenz  $\omega$  der energiedissipierenden Wirbel gelöst.

$$\omega = \frac{1}{C_\mu} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \quad \text{C-22}$$

Nach Wilcox lautet die Transportgleichung für  $k$ :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = C_\mu \rho \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma^* \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{C-23}$$

Die zweite Transportgleichung für die charakteristische Frequenz ist wie folgt definiert:

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha^+ \frac{\omega}{k} C_\mu \rho \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^+ \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^+ \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad \text{C-24}$$

$\beta^*$  entspricht dem  $C_\mu$  der  $k - \varepsilon$ -Modelle. Die Konstanten zur Schließung des Systems wurden in analoger Weise zum  $k - \varepsilon$ -Modell bestimmt und sind nach Wilcox gegeben mit:

$$\alpha^+ = \frac{5}{9}; \beta^+ = \frac{3}{40}; \beta^* = \frac{9}{100}; \sigma^+ = \frac{1}{2}; \sigma^* = \frac{1}{2}$$

Das turbulente Längenmaß wird durch das  $k - \omega$ -Modell in Wandnähe automatisch reduziert. Des Weiteren besteht ein Vorteil darin, dass die Formulierung der viskosen Unterschicht recht robust ist und daher dieses Turbulenzmodell für die betrachteten Anwendungsfälle sehr geeignet ist. Nachteilig ist die Abhängigkeit des berechneten Grenzschichtendes von der Freiströmbedingung für  $\omega$ , welche vom Benutzer vorgegeben wird. Dieses Verhalten wird durch Oertel und Laurien (2003) als "free stream"-Sensitivität bezeichnet.

### C-3 Berechnungsmethoden für Rotor-Stator Übergänge in TRACE

#### *Mixing Plane Methode*

Für die Weitergabe der Informationen an den Übergängen der rotierenden und ruhenden Bezugssysteme wird für die stationären Berechnungen mit TRACE die so genannte Mixing-Plane-Methode verwendet.

Im Übergang werden die Strömungsgrößen des rotierenden Systems über den Umfang gemittelt und an das ruhende System weitergegeben. Dadurch werden die Unstetigkeiten der Strömung in Umfangsrichtung in den Rotorblöcken unterdrückt. Dies führt zu einer Vereinfachung des Strömungsproblems, aber auch zu einer gewissen Verfälschung, die für die stationären Berechnungen hingenommen werden muss. Wenn die auftretenden Unstetigkeiten differenzierter betrachtet werden sollen, bietet sich die Sliding- Mesh- Methode an.

#### *Sliding- Mesh- Methode*

Die so genannte Sliding-Mesh-Methode ist ein instationäres Verfahren zur Modellierung von Stator-Rotor- Interaktion, das auch in TRACE implementiert ist. Hierfür werden bestimmte Anpassungen der Rechennetze erforderlich. Zum einen müssen möglichst äquidistant Zellen in den Netzblöcken an den Interfaces, den Berührungsebenen zwischen ruhendem und bewegtem System, erzeugt werden.

Zum anderen muss darauf geachtet werden, dass die generierten Rechennetze der Leit- und Laufschaufel die gleiche Teilung aufweisen. Bei mehrstufigen Konfigurationen werden Simulationen mit vereinfachten Schaufelzahlverhältnissen durchgeführt, auch wenn schon Rechenverfahren zur Berücksichtigung realer Schaufelzahlen existieren, wie z.B. die Phase-Lag-Methode nach Erdos et al (1977). Doch zurzeit sind diese Verfahren, die zusätzlich noch an einen sehr hohen Aufwand beim Postprocessing gekoppelt sind, bisher noch sehr rechenintensiv.

Bei dem Sliding-Mesh-Verfahren wird im Gegensatz zu den stationären Verfahren die Drehbewegung der Laufschaufeln in Betracht gezogen. Bei einer instationären Simulation wird zumeist auf ein stationäres Ergebnis aufgesetzt, und es kommt dann zu einer

Relativbewegung der stehenden und rotierenden Netze. Es werden dabei nicht reflektierende Randbedingungen an Ein- und Austritt nach Acton und Cargill (1988) gesetzt.

Dabei wird die Laufschaufel für jeden Zeitschritt an ihre eigentliche Position gedreht, und die Strömungsgrößen für die Bezugssysteme werden neu berechnet. Die Block-Randbedingungen der gegeneinander gleitenden Trennflächen zwischen stehendem und rotierendem Teil der Stufe werden mit dem sogenannten Zonal-Interface-Algorithmus nach Yang et al (2007) 0 berechnet. Dadurch werden alle Strömungsinformationen zwischen den angrenzenden Netzblöcken ausgetauscht, wie durch Höhn und Heinig (2000) aufgezeigt. Allerdings werden an den Interfaces die Strömungsgrößen zwischen zwei Netzknoten interpoliert, um diese an die verdrehten Netze weiterzugeben. Dies führt zu Abweichungen, die aber relativ klein sind und daher vernachlässigt werden können.

## **D. Qualitative Beurteilung der Simulationsergebnisse**

Um die Ergebnisse von CFD-Berechnungen beurteilen zu können, muss man mehrere Punkte überprüfen. Als erstes kann das Konvergenzverhalten analysiert, dann das sich ergebende Strömungsbild begutachtet und der dimensionslose Wandabstand in den ersten Netzpunkten ermittelt werden. Weiteren Aufschluss geben Wandreibung und dimensionslose Druckbeiwerte. Im Folgenden wird auf einige dieser Punkte eingegangen.

### **D-1 Vergleich des groben und des feinen 4-stufigen Netzes**

Das richtige Netzdesign ist für die numerische Berechnung entscheidend. Es muss sich an den gegebenen Anforderungen orientieren. Für Simulationen die mit Wandfunktionen arbeiten, ist es ausreichend, wenn der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  für die erste Zelle zwischen 20 und 200 liegt. Da die Reynoldszahlen für die betrachteten Fälle nicht sehr hoch sind, sind kleinere Werte von  $y^+$  günstiger. Deswegen wurde eine verfeinerte Netzgeometrie generiert.

In Abbildung D.1 sind die Auswirkungen einer feineren Vernetzung auf den dimensionslosen Wandabstand  $y^+$  entlang der Schaufeloberflächen der Leitschaufeln und Laufschaufeln 1 bis 4 im Mittenschnitt dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei der feinen Vernetzung, wie sie auf der rechten Seite dargestellt ist, die Werte von  $y^+$  wie angestrebt niedriger ausfallen. Da die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen mit Wandfunktionen berechnet wurden, bewegen sich die gezeigten Werte in einem guten Bereich. Nur für eine voll aufgelöste Grenzschicht sollten die Werte für  $y^+$  unter 1 liegen.

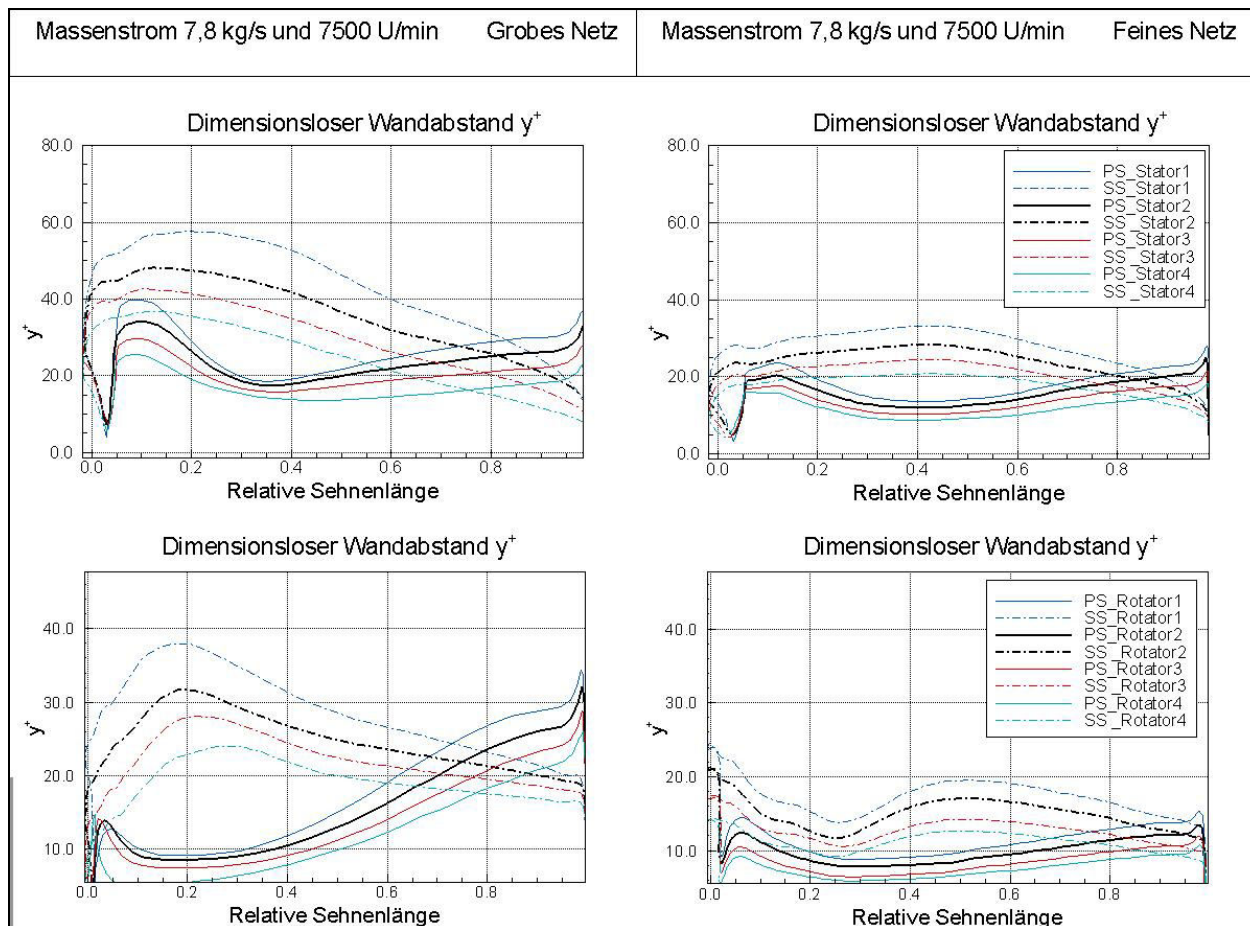


Abbildung D.1 Netzvergleich zwischen feinem und grobem Netz

Es ist vorgesehen, dass nach der ersten Zelle an der betrachteten Wand die Zellabstände normal zur Wand um einen Faktor von jeweils etwa 1,25 wachsen. Als eine Daumenregel sollten Netze für Simulationen mit Wandfunktion 5 bis 10 Zellen in der Grenzschicht aufweisen, wohingegen Netze die für Simulationen ohne Wandfunktion etwa 40 Zellen zur Auflösung der Wandgrenzschicht benötigen.

## D-2 Konvergenzverhalten

In Abbildung C-2 sind für die 4-stufige Turbine die Residuen für eine Auslegungsrechnung auf dem feinsten Netz verglichen mit einer Rechnung auf dem groben Netz. Hierbei sind nur einige repräsentative Netzblöcke ausgewählt worden, und die Residuen der einzelnen Blöcke können stärker voneinander abweichen. So sind am Austritt höhere Schwankungen und eine langsamere Konvergenz zu beobachten. Die Residuen sinken für das gröbere Netz auf Werte zwischen  $10^{-4}$  und  $10^{-5}$ , und es sind erhebliche Schwankungen zu erkennen, wohingegen für das feine Netz Werte von  $10^{-6}$  auf besseres Konvergenzverhalten hinweisen. Die Abweichungen, welche hierbei bei den Eintritts- zu den Austrittsmassenströmen auftreten, sind dementsprechend sehr klein, und somit ist eine weitere Netzverfeinerung an diesem Punkt nicht mehr nötig, da sich der zusätzliche Rechenaufwand unverhältnismäßig erhöhen würde, ohne dass signifikant bessere Ergebnisse erzielt werden können.

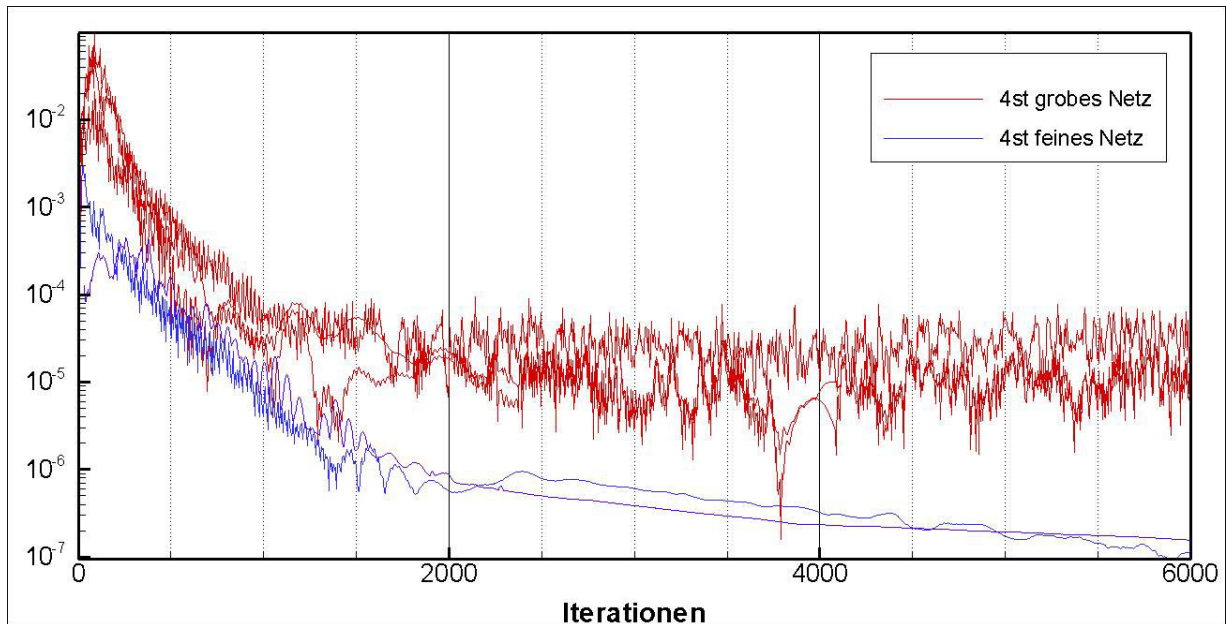


Abbildung D.2 Verlauf der Residuen für das 4-stufige grobe und feine Netz

In der nächsten Abbildung sind Residuen von einzelnen Netzblöcken für das feine 4-stufige Netz und das 7-stufige Netz bei einem relativen Massenstrom von 1 vergleichsweise aufgetragen. Die Residuen sinken für das 7-stufige Netz auf Werte um die  $10^{-5}$  und für das 4-stufige Netz auf Werte von  $10^{-6}$ . Dabei benötigt die 4-stufige Simulation nur etwa 2000 Iterationen um auszukonvergieren und ist damit deutlich schneller als die 7-stufige Simulation, die etwa 10000 Iterationen benötigt. Auch nach 10000 Iterationen sinken nicht alle Residuen unter  $10^{-6}$ , und die Residuen der einzelnen Netzblöcke weichen auch stärker von einander ab, da diese auch lokal weiter voneinander entfernt liegen können. Dies liegt an dem komplexeren Netz und an der höheren Netzknotenanzahl und ist nicht wesentlich zu verbessern. Dennoch sind die Abweichungen, welche bei den Eintritts- zu den Austrittsmassenströmen auftreten, sehr klein, und die Konvergenzkriterien sind damit ausreichend erfüllt.

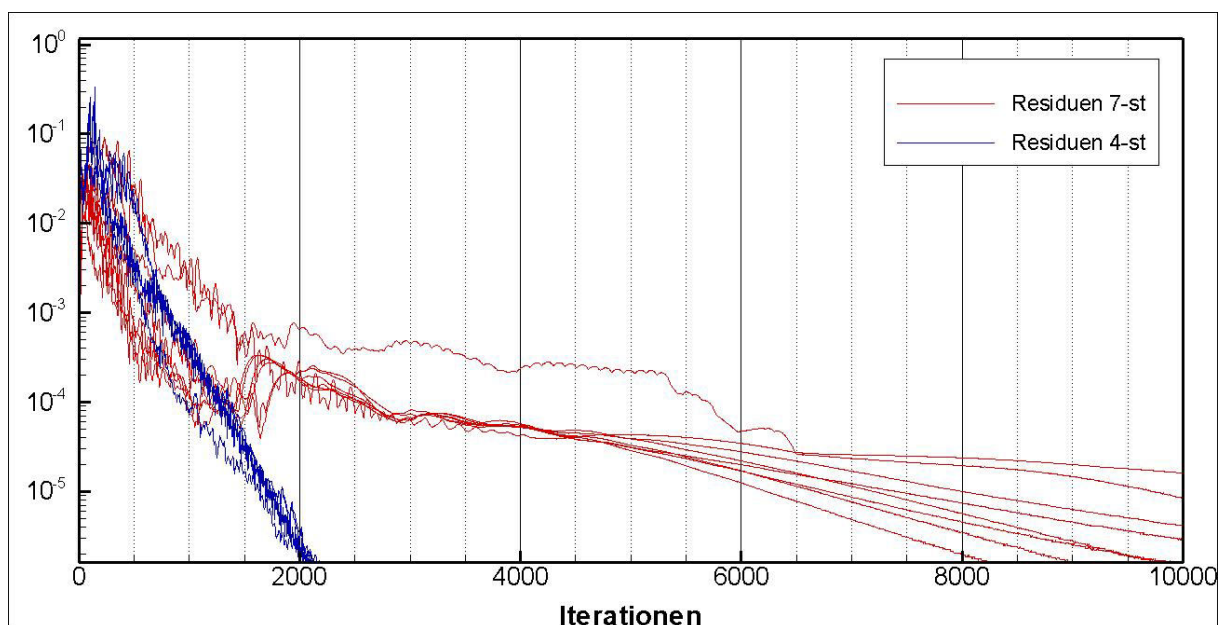


Abbildung D.3 Verlauf der Residuen für das 4-stufige und das 7-stufige Netz



Hiermit ist verdeutlicht worden, dass die erzeugten Netze für die weiteren Analysen und Berechnungen die erforderliche Qualität aufweisen. In Abbildung D.4 ist der Verlauf der Eintritts- und Austrittsmassenströme an unterschiedlichen Betriebspunkten und somit bei unterschiedlichen Massenströmen für die 4-stufige Turbine dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Rechnungen konvergieren, aber dass die Schwankungen mit sinkendem relativen Massenstrom etwas zunehmen und daher längere Rechenzeiten notwendig sind.

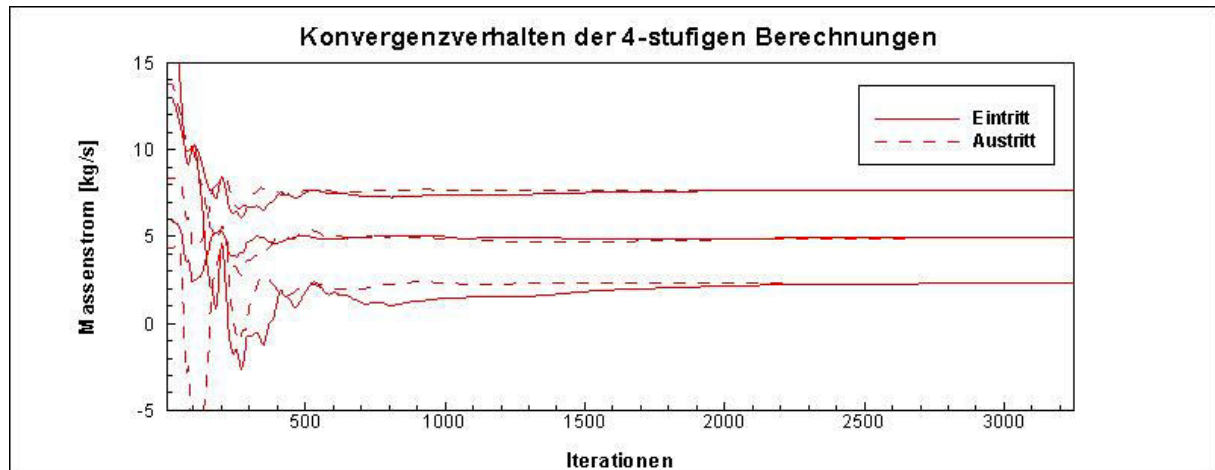


Abbildung D.4 Verlauf der Ein- und Austrittsmassenströme für 3 Betriebspunkte der 4-stufigen Turbine

In Abbildung D.5 ist der Ein- und Austrittsmassenstrom über die Anzahl der Iterationen für die Simulationen mit dem 7-stufigen Netz aufgetragen. Im Vergleich mit der 4-stufigen Turbine werden hier etwa dreimal so viele Iterationen durchlaufen, um eine konvergierte Lösung zu erhalten, und daher wird eine deutlich längere Rechenzeit benötigt. Es ist zu erkennen, dass die Rechnungen konvergieren. Am Anfang sind hier sehr hohe Fluktuationen zu beobachten. Die Abweichungen von Eintritts- und Austrittsmassenstrom und auch die Schwankungen bei einer fortgeschrittenen Anzahl von Iterationen mit sinkendem relativen Massenstrom nehmen leicht zu.

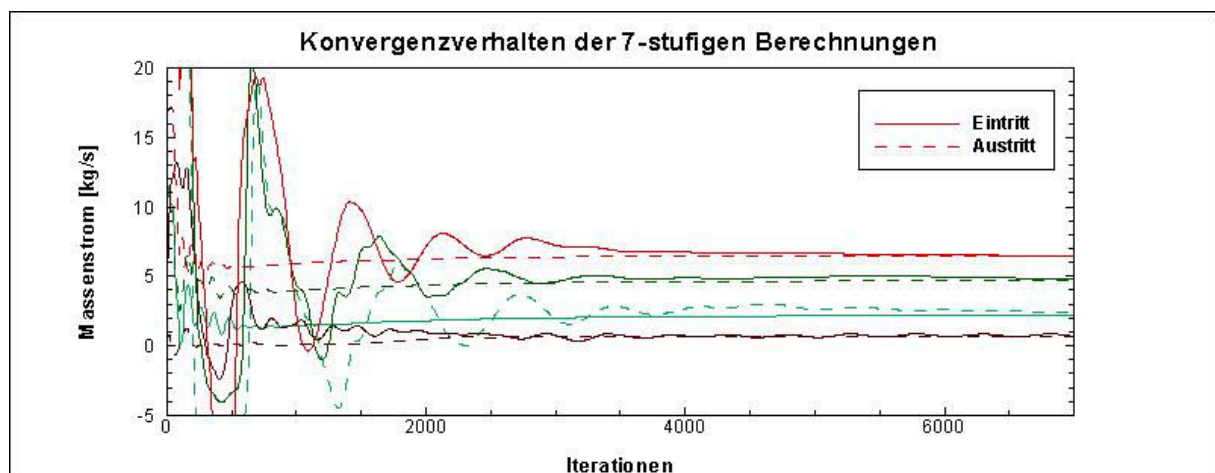


Abbildung D.5 Verlauf der Ein- und Austrittsmassenströme für 4 Betriebspunkte der 7-stufigen Turbine

## E. Weitere Ergebnisse der Simulationen

### E-1 Vergleich der Leistungszahlen

Es ist zu erkennen, dass der Anstieg der Gesamtleistungszahlen mit steigendem relativem Massenstrom bei der 7-stufigen Turbine steiler verläuft, als bei der 4-stufigen Turbine. Außerdem sind die Leistungszahlen der 7-stufigen Turbine bei Auslegungsmassenstrom deutlich höher.

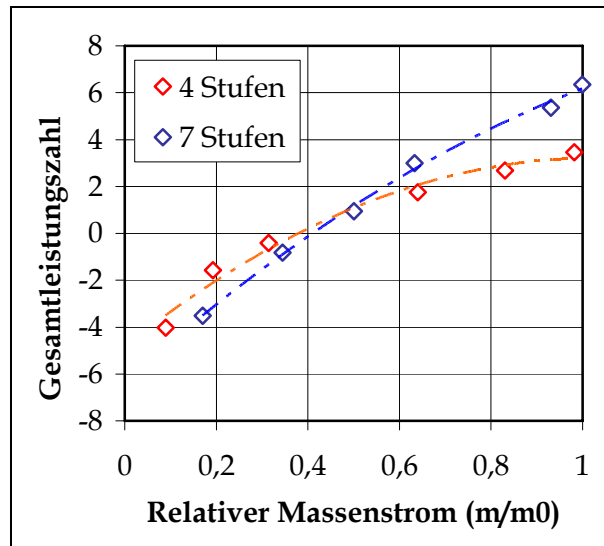


Abbildung E.1 Vergleich der Gesamtleistungszahlen der 4- und der 7- stufigen Turbine

### E-2 Vergleich der spezifischen Arbeiten

In Abbildung E.2 ist die spezifische Arbeit über der Kanalhöhe für beide Konfigurationen aufgetragen. Zum einen ist zu beobachten, dass die spezifischen Arbeiten über der Kanalhöhe für die 4-stufige Turbine im Durchschnitt höher liegen als für die 7-stufigen Turbine.

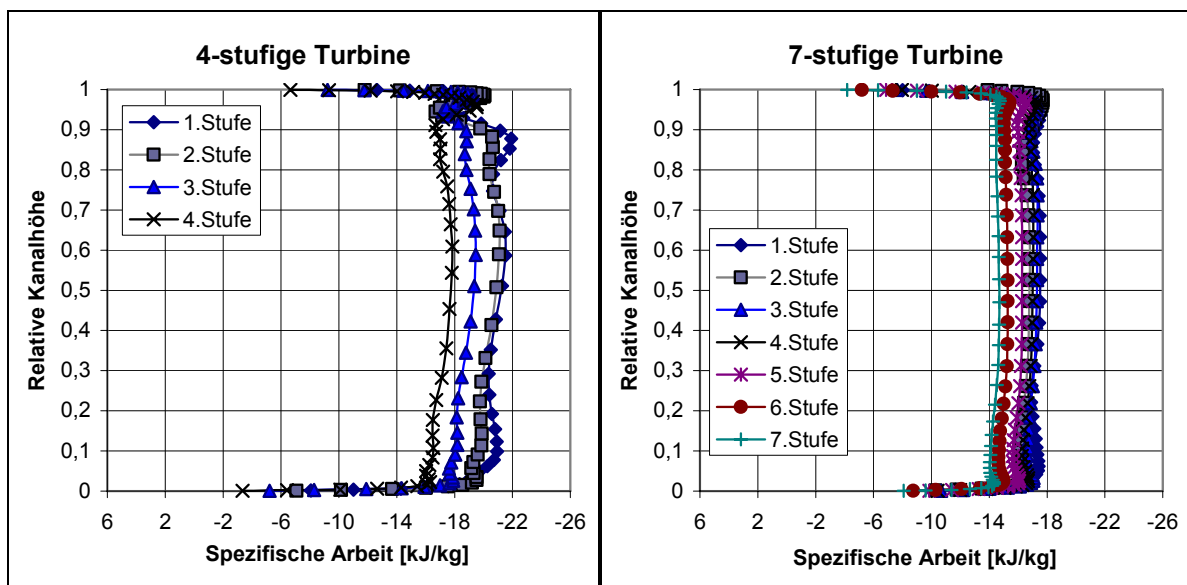


Abbildung E.2 Spezifische Arbeit über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine

Zum anderen sind die Kurvenverläufe in den einzelnen Stufen ähnlich und über der Kanalhöhe, insbesondere bei der 7-stufigen Turbine, annähernd konstant, was zu einer gleichmäßigen Belastung über der Schaufelhöhe führt.

Die spezifischen Arbeiten nehmen bei der 4-stufigen und auch bei der 7-stufigen Turbine entlang des Strömungspfad ab. Dabei ist zu beachten, dass hier die relative Kanalhöhe aufgetragen ist und dass die gesamte Leistung einer jeden Stufe erst durch die Multiplikation mit den aufintegrierten Massenströmen über die gesamte Kanalhöhe berechnet wird und daher bei wachsender Kanalhöhe für den Auslegungspunkt etwa konstant bleibt.

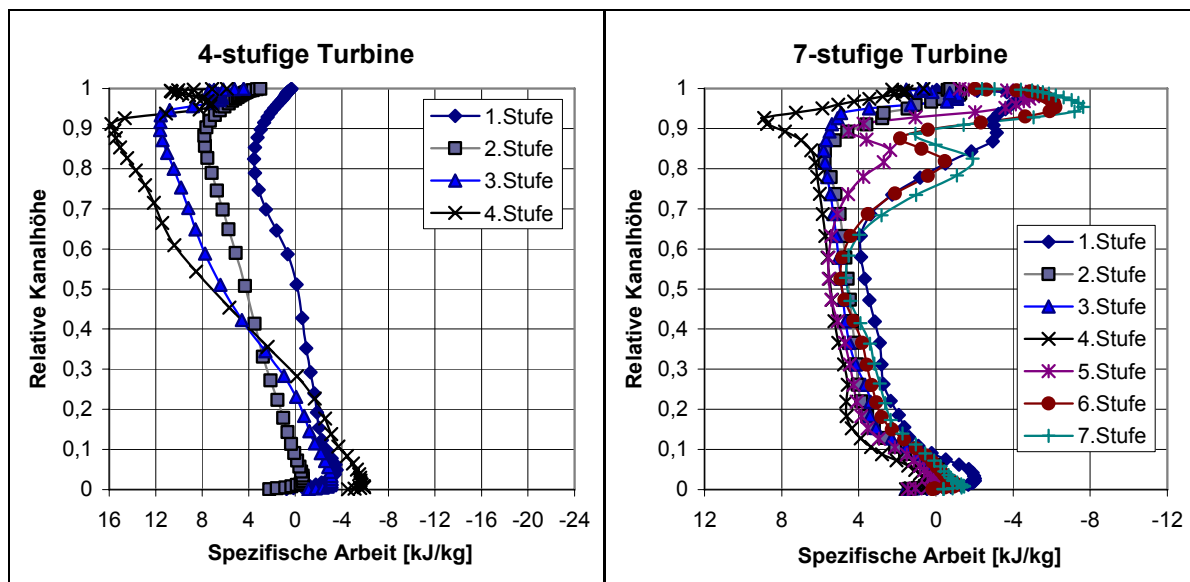


Abbildung E.3 Spezifische Arbeit über der Stufenanzahl für die 4- und die 7-stufige Luftturbine für den Schwachlastfall

In Abbildung E.3 wird deutlich, dass im Schwachlastfall über weite Teile der Kanalhöhe eine Leistungsabgabe der Turbinenschaufeln an das Fluid erfolgt. Die spezifischen Arbeiten werden positiv.

### E-3 Isentrope Machzahlen auf den Schaufeloberflächen der Rotoren

Der Verlauf der isentropen Machzahlen ist im Folgenden für die Laufschaufeln für Auslegung und Schwachlast für die 4-stufige und die 7-stufige Turbine dargestellt. Die isentropen Machzahlen an den betrachteten Profilen in der 4-stufigen Turbine sind generell höher.

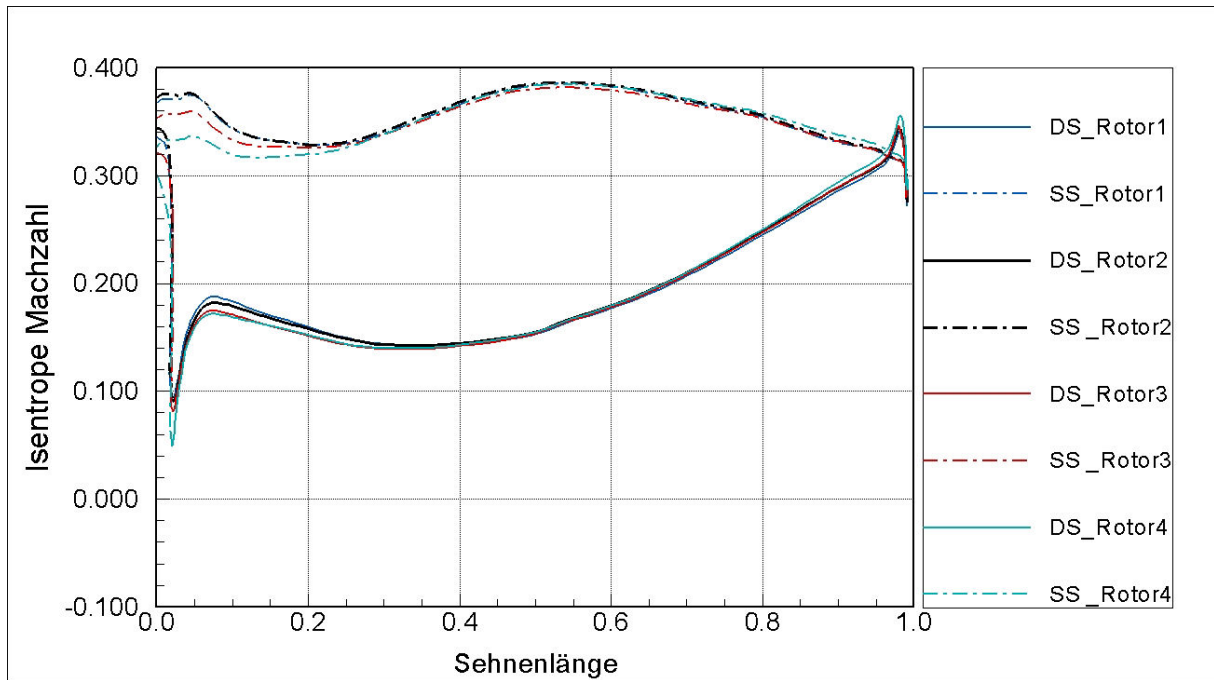


Abbildung E.4 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Rotoren der 4-stufigen Turbine im Auslegungsfall

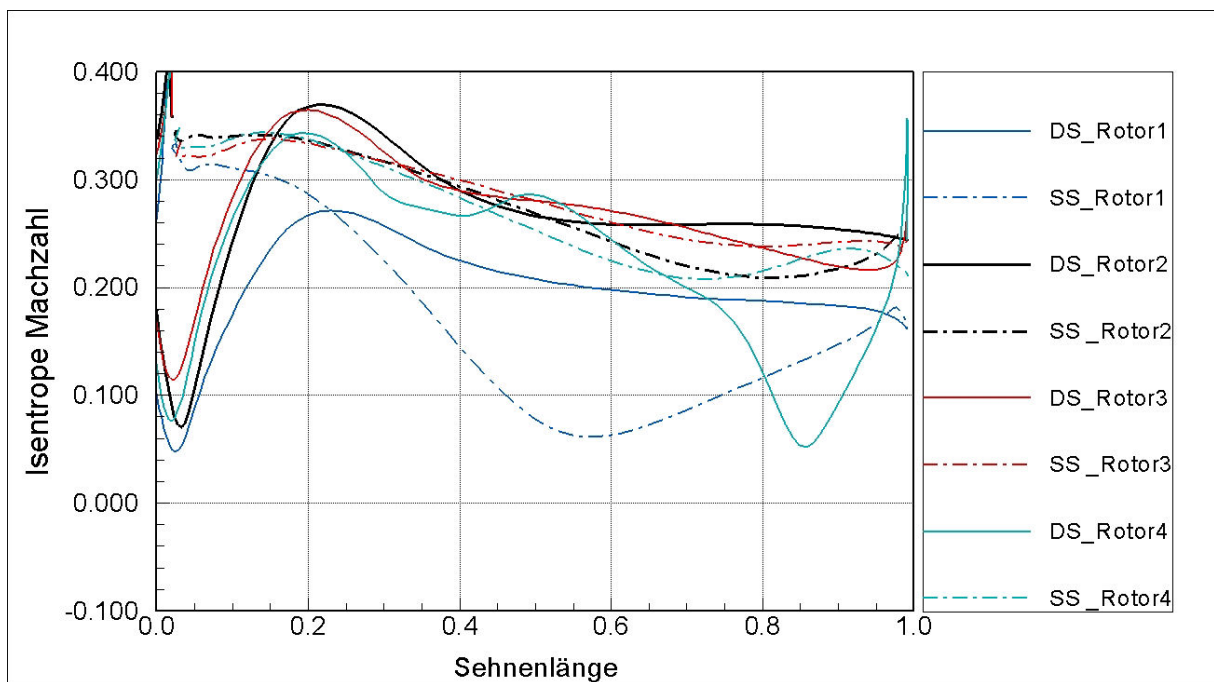
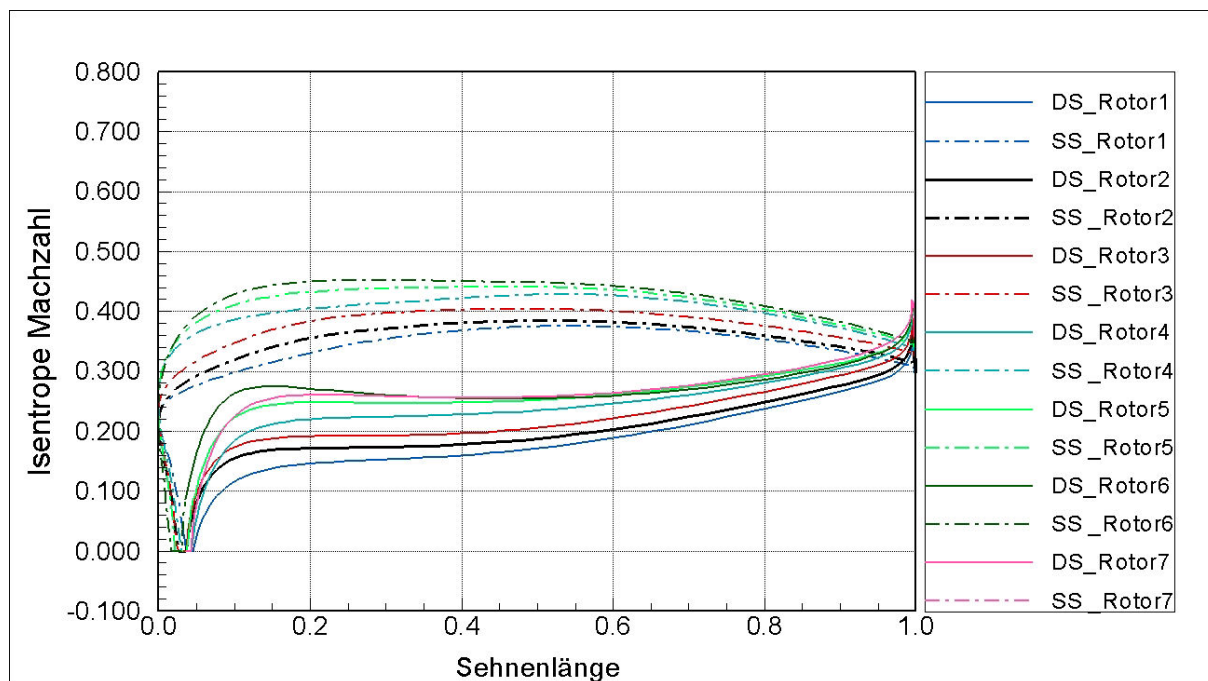


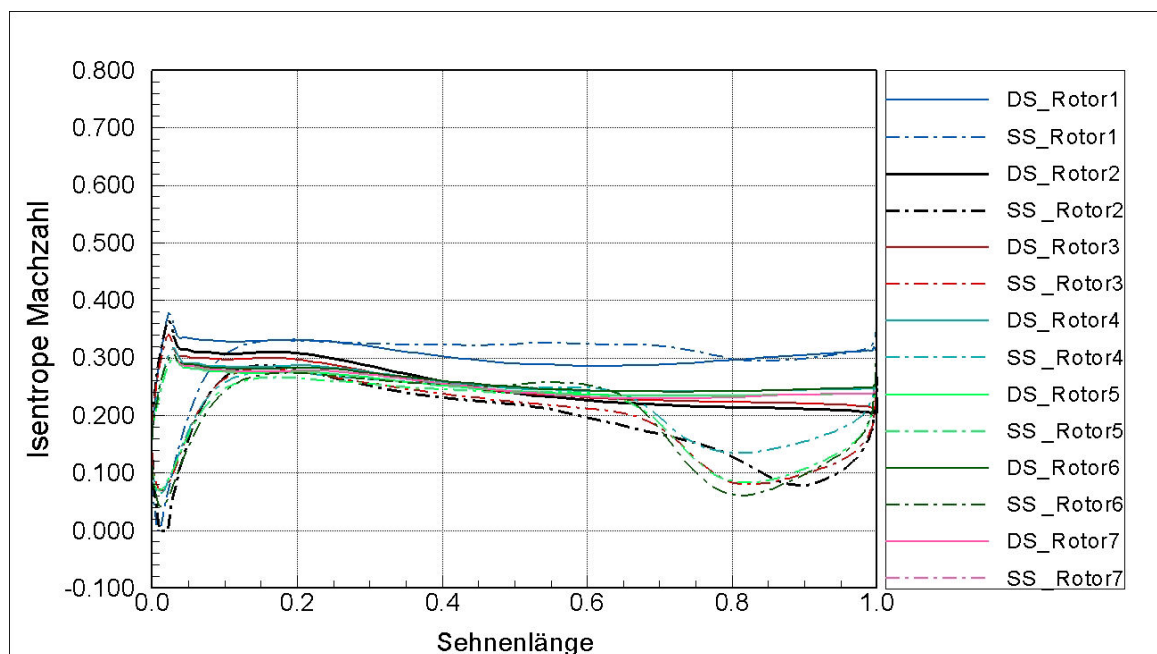
Abbildung E.5 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Rotoren der 4-stufigen Turbine im Schwachlastfall

Die Verläufe der isentropen Machzahlen auf den Rotoren der 7-stufigen Turbine sind gleichmäßiger als bei der 4-stufigen Turbine und nehmen entlang des Strömungskanals deutlicher zu.



**Abbildung E.6** Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Rotoren der 7-stufigen Turbine im Auslegungsfall

Für den Schwachlastfall ergibt sich ein stark verändertes Bild (Abbildung E.7). Die isentropen Machzahlen sinken ab, im Gegensatz zum Auslegungsbereich, wo die Geschwindigkeiten auf der Saugseite deutlich über denen auf der Druckseite liegen. Die Werte sinken zu Anfang auf der Saugseite fast auf Null und liegen auf der Druckseite zumeist über den Werten auf der Saugseite.



**Abbildung E.7** Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Rotoren der 7-stufigen Turbine im Schwachlastfall

### E-4 Isentrope Machzahlen auf den Schaufeloberflächen der Statoren

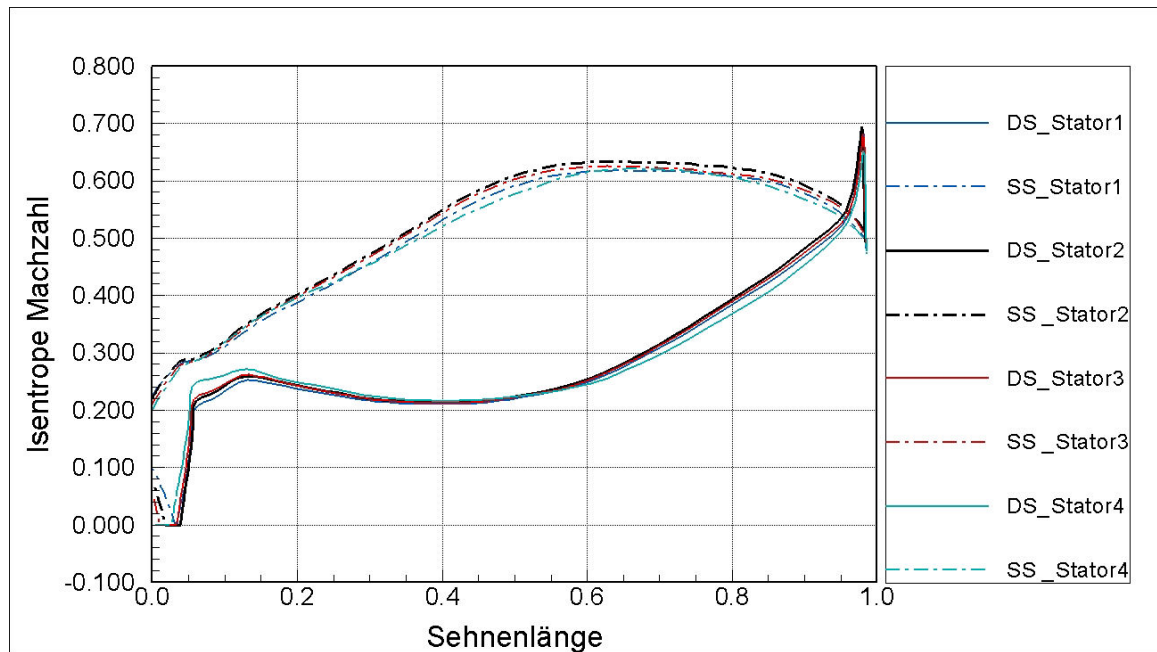


Abbildung E.8 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Statoren der 4-stufigen Turbine im Auslegungsfall

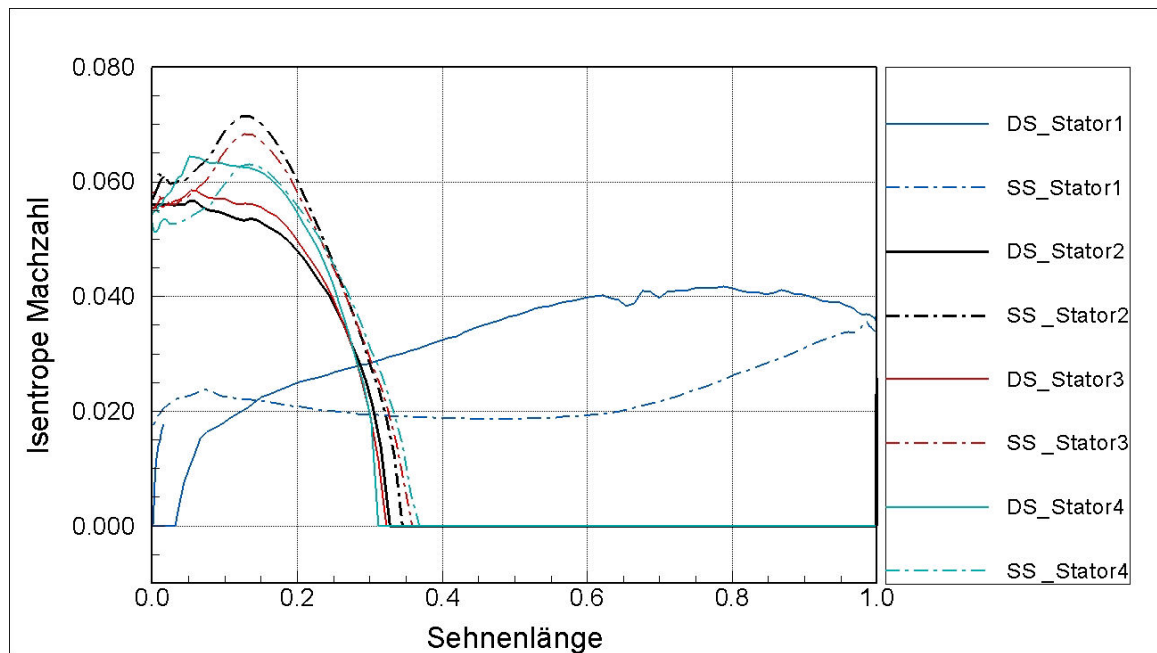


Abbildung E.9 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Statoren der 4-stufigen Turbine im Schwachlastfall



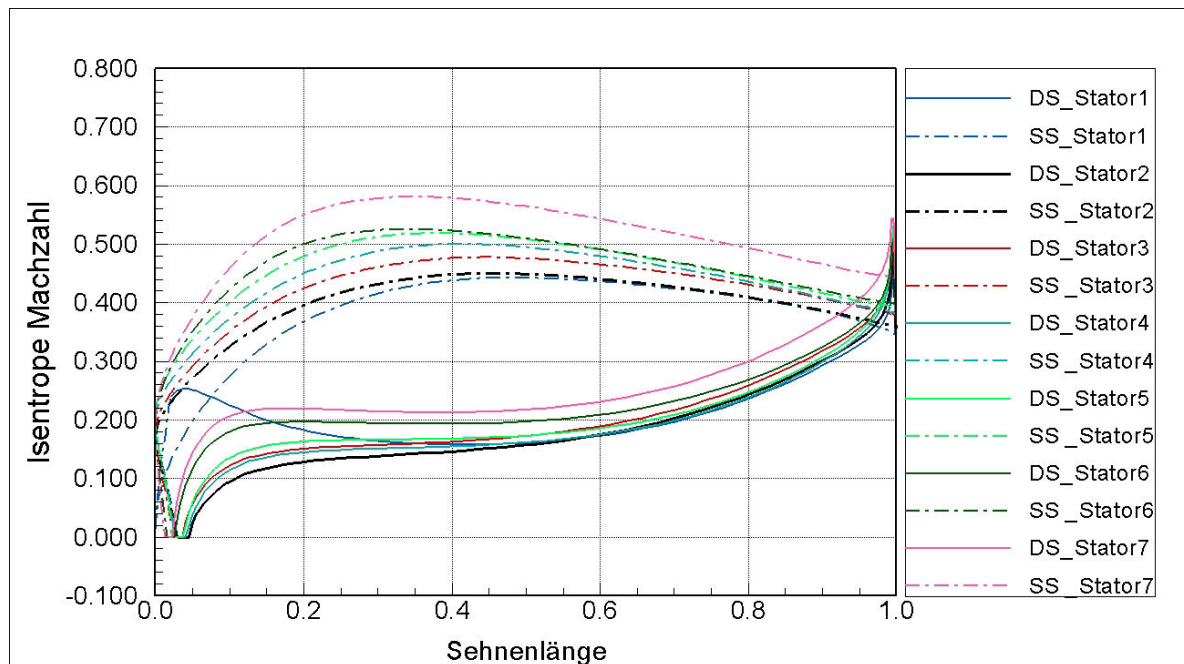


Abbildung E.10 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Statoren der 7-stufigen Turbine im Auslegungsfall

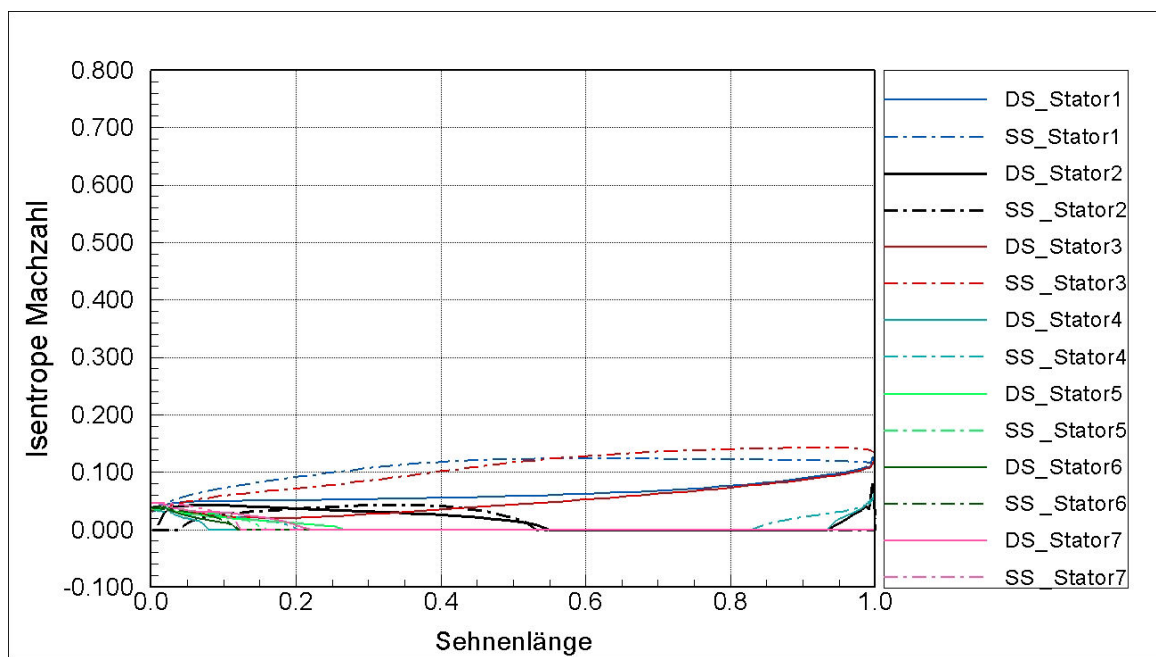


Abbildung E.11 Verlauf der Isentropen Machzahlen im Mittenschnitt für alle Statoren der 7-stufigen Turbine im Schwachlastfall

## F-5 Wandschubspannung auf den Schaufeloberflächen der Rotoren

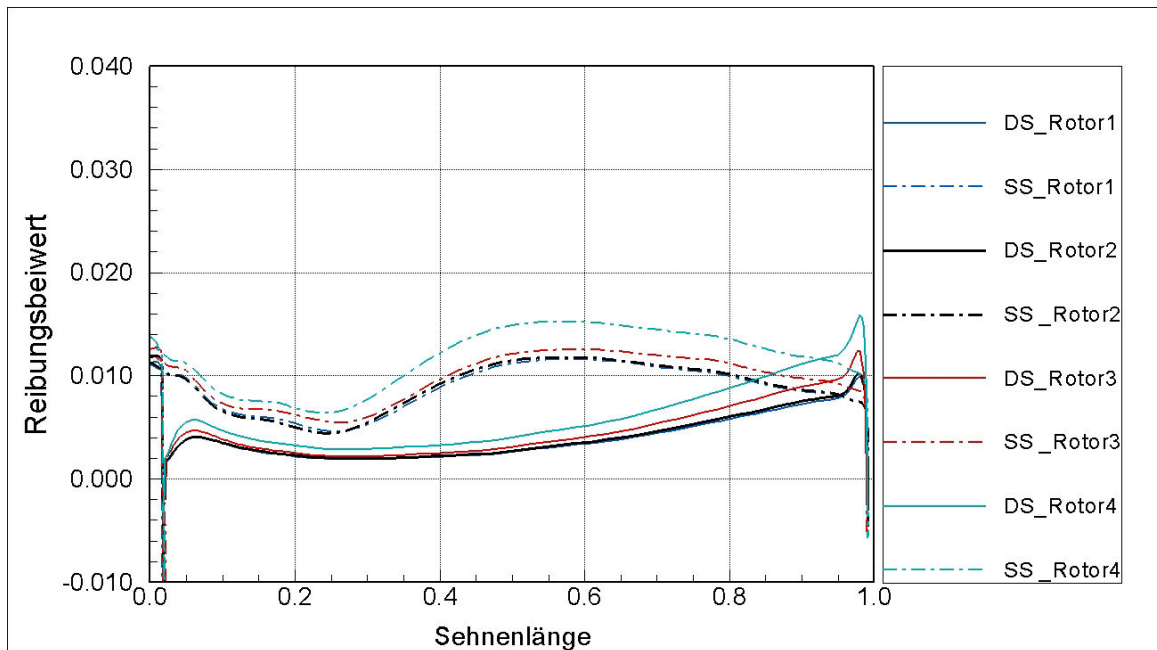


Abbildung E.12 Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Rotoren der 4-stufigen Turbine im Auslegungsfall

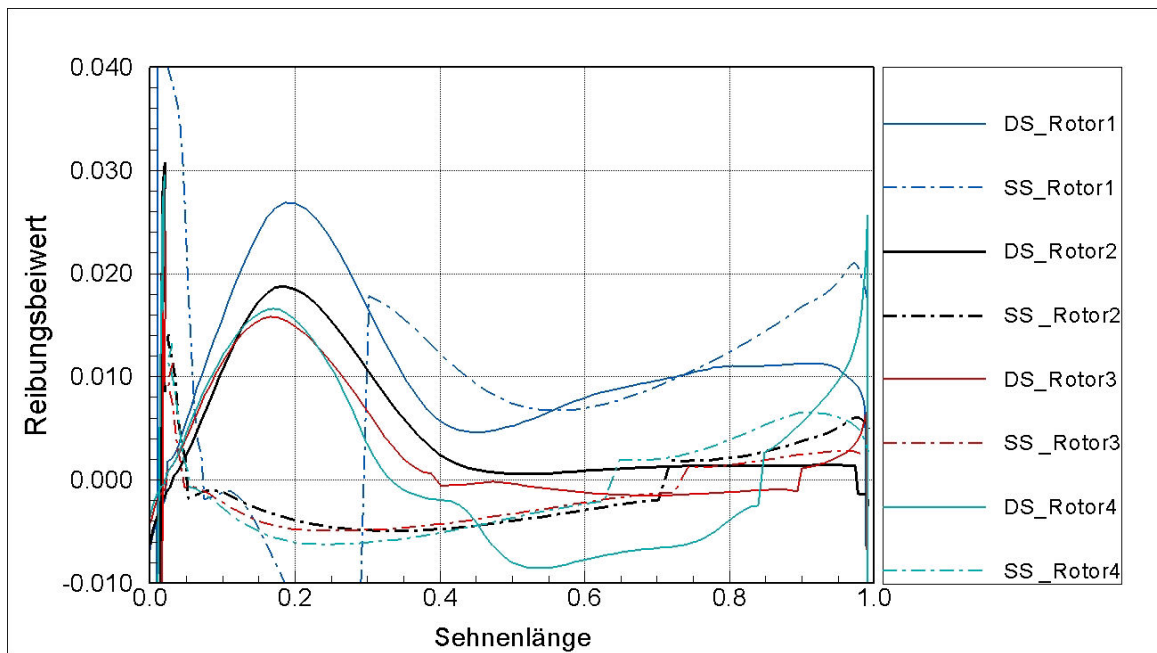


Abbildung E.13 Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Rotoren der 4-stufigen Turbine im Schwachlastfall



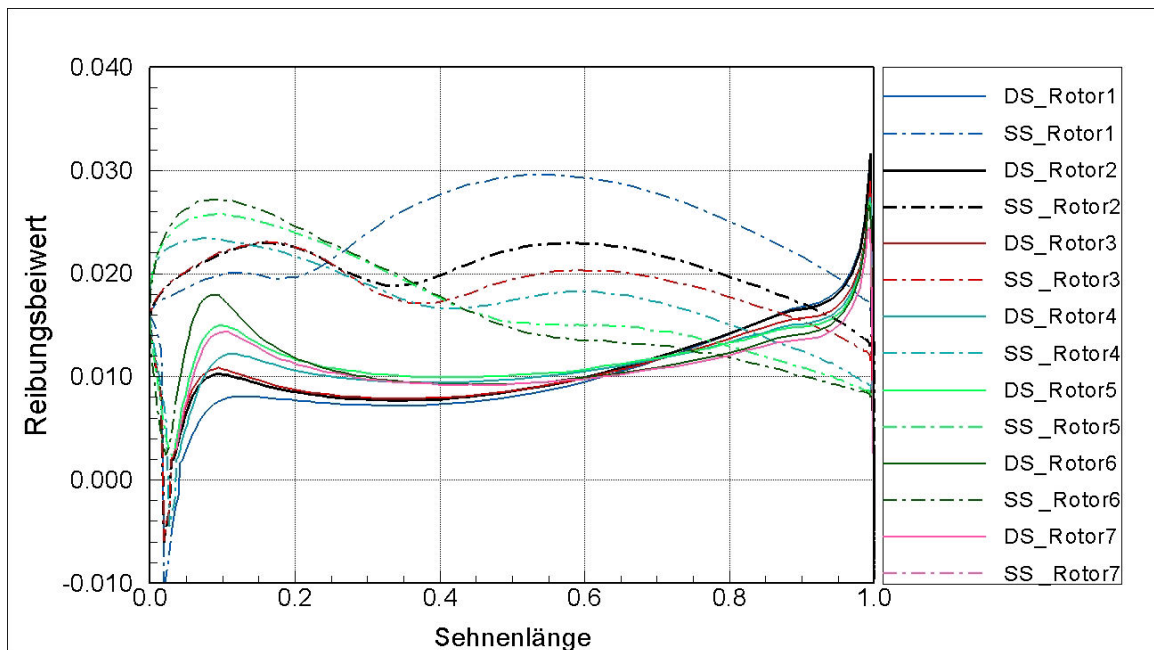


Abbildung E.14 Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Rotoren der 7-stufigen Turbine im Auslegungsfall

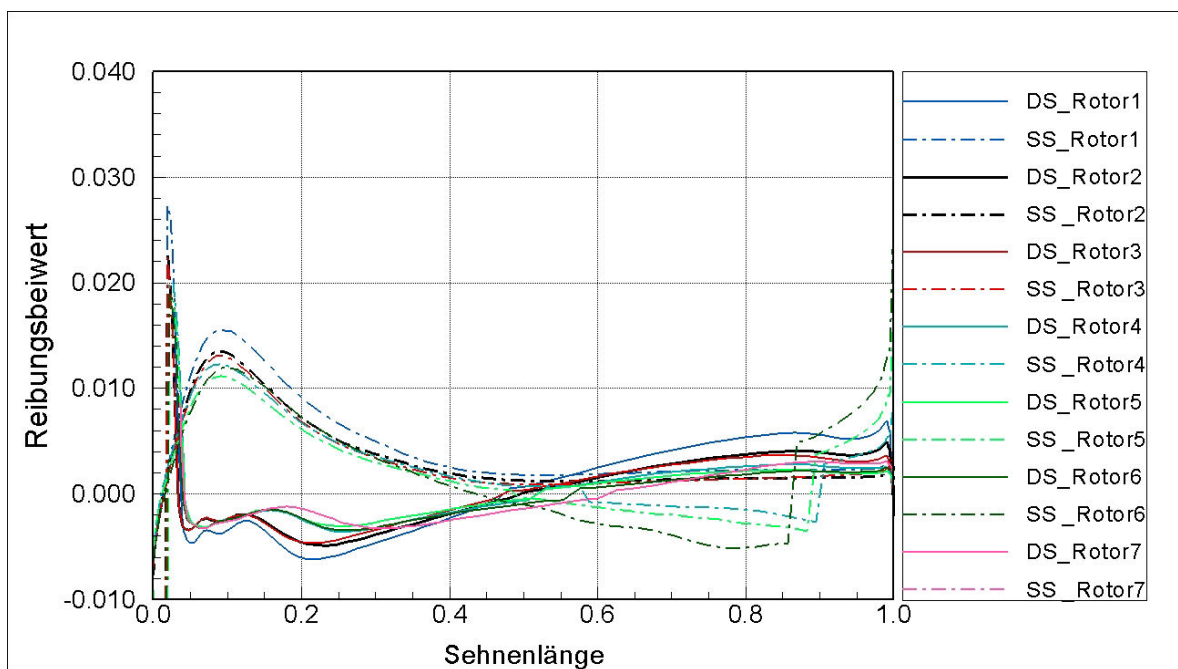


Abbildung E.15 Verlauf der Wandschubspannung im Mittenschnitt für alle Rotoren der 7-stufigen Turbine im Schwachlastfall

## Lebenslauf

Name	Nils Herzog
Geburtsdatum	25. November 1974
Geburtsort	Potsdam
Eltern	Helga Herzog, geb. Adler Horst Herzog
Familienstand	Ledig
Ausbildung	1981 – 1990 Oberschule, Herbert Ritter 1990 – 1992 Espengrundgymnasium, Potsdam 1993 – 1995 Zivildienst
Studium	1995 – 2002 Technische Universität Berlin, Diplom der Energie- und Verfahrenstechnik 1998 – 1999 Austauschstudent an der ENSIGC in Toulouse, Frankreich
Berufstätigkeit	2001 – 2002 Euroflam-Stipendiat bei ENEL in Pisa, Italien 2003 – 2007 Stipendiat am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Universität Hannover (Prof. Dr.-Ing. J. Seume)  seit 2007 Ingenieur bei der Siemens AG, in Mülheim an der Ruhr