

Aerodynamische Untersuchungen an Abblase-Luftsystemen mehrstufiger Axialverdichter

von der
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München

zur Erlangung des Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Carsten Schwarz

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Christian Mundt
1. Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Michael Pfitzner
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Tag der Einreichung: 27.05.2005
Tag der Annahme: 22.06.2005
Tag der Promotion: 21.10.2005

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe (ISA) an der Universität der Bundeswehr München.

Meine tief empfundene Dankbarkeit gilt dem leider viel zu früh verstorbenen Institutsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner. Er gab den Anreiz für diese Themenstellung und ermöglichte es mir, als wissenschaftlicher Mitarbeiter am ISA arbeiten zu dürfen. Ich gedenke seiner mit großem Respekt.

Herr Prof. Dr. rer. nat. Michael Pfitzner übernahm anschließend mit großem Interesse die Betreuung dieser Arbeit sowie die Aufgaben des ersten Berichterstatters im Promotionsverfahren. Ich bedanke mich bei ihm für das stets sehr angenehme Arbeitsklima und für die zahlreichen, sehr fruchtbaren fachlichen Diskussionen. Herrn Prof. Dr.-Ing. H.J. Bauer vom Institut für Thermische Strömungsmaschinen an der Universität Karlsruhe danke ich für seine Tätigkeit als zweiter Berichterstatter. Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Mundt gebührt mein Dank für die Übernahme des Vorsitzes des Prüfungsausschusses.

Mein besonderer Dank gilt dem technischen Personal des Instituts für Strahlantriebe, insbesondere Herrn Wilfried Ehrlich und Herrn Wolfgang Lorz. Ohne ihre tatkräftige und geduldige Unterstützung wäre an eine erfolgreiche Durchführung der zahlreichen Meßkampagnen nicht zu denken gewesen.

Für die massive Unterstützung bei den laseroptischen DGV-Messungen, sowie für die Bereitstellung, Aufbau und Bedienung der Meßgeräte möchte ich Herrn Dr. Guido Stockhausen, Herrn Dipl.-Ing. Manfred Beversdorff und Herrn Dr. Richard Schodl vom Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln aufrichtig danken.

Ich danke allen Kollegen am ISA für die unvergleichliche Hilfsbereitschaft, für den Teamgeist und die offene Atmosphäre. Besonders danken möchte ich meinem Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Holger Brandt, mit dem ich gemeinsam das Projekt „Abblase-Luftsystem“ betreuen und dabei so manche Nacht durcharbeiten durfte. Unser sehr gutes persönliches Verhältnis trug außerdem dazu bei, daß bei aller Wissenschaft auch der Spaß nicht zu kurz kam. Mein Dank gilt auch Herrn Dr. Thomas Peters und Herrn Dr. Norbert Schmid, die mich bereits als wissenschaftliche Hilfskraft bzw. Diplomand optimal betreuten. Besonders erwähnen möchte ich auch Herrn Dr. Markus Kampitsch, mit dem ich nicht nur regelmäßig die fachliche Diskussion sondern auch den „irrsinnigen Freitag“ pflegte.

Meine Familie begleitete und unterstützte mich auf meinem Weg ganz auf Ihre Weise, vor allem aber mit viel Liebe. Dafür möchte ich ihr von ganzen Herzen danken, Herrn Dipl.-Ing. Burkard Ohly zudem für sein großes fachliches Interesse.

Meinem sehr guten Freund, Herrn Dr. Thomas Thiekötter, danke ich für seine moralische Unterstützung in den letzten fünf Jahren.

Mein innigster Dank gebührt meiner Freundin Ulrike, die mich durch alle Höhen und Tiefen mit unablässig großer Liebe, Geduld und Zuneigung begleitete. Ihr habe ich es letztlich zu verdanken, daß ich diese Arbeit zu einem erfolgreichem Ende bringen konnte.

München/Berlin, im Dezember 2005

Carsten Schwarz

Für meinen Vater

Aerodynamische Untersuchungen an Abblase-Luftsystemen mehrstufiger Axialverdichter

Übersicht

Die Versorgung der mit Heißgas beaufschlagten Komponenten einer Gasturbine mit Sperr- oder Kühlluft übernimmt das sogenannte Sekundärluftsystem. In Flugzeugtriebwerken liefert es darüber hinaus Druckluft an externe Verbraucher (z.B. Klimaanlage oder Enteisungssystem). Die Luft für das Sekundärluftsystem wird, abhängig vom jeweiligen Druckbedarf, in den mittleren und hinteren Stufen der meist mehrstufigen Axialverdichter durch das sogenannte Abblase-Luftsystem entnommen. Bei der Auslegung von Abblase-Luftsystemen müssen die im System auftretenden Druckverluste bereits frühzeitig bestimmt werden, um sicherzustellen, daß das System schließlich im Betrieb jederzeit den geforderten Luftmassenstrom mit einem definierten Druckniveau zur Verfügung stellen kann. Hierzu werden üblicherweise empirische Druckverlustkorrelationen verwendet, die durch Versuche an meist zweidimensionalen Modellen gewonnen wurden. Da es sich bei real ausgeführten Komponenten um dreidimensionale Bauteile handelt und deren gegenseitige Beeinflussung nicht ausgeschlossen werden kann, bestehen Unsicherheiten bei der Auslegung. Ziel der dieser Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen ist es, mit aerodynamischen Messungen an einem für mehrstufige Axialverdichter typischen Abblase-Luftsystem ein möglichst genaues Bild von den dort herrschenden Strömungsverhältnissen und den daraus resultierenden Druckverlusten zu erhalten. Die Untersuchungen werden an einer generischen Modellgeometrie eines Abblase-Luftsystems bestehend aus den Komponenten Entnahmeschlitz, Verteilerkanal und Entnahmestutzen durchgeführt. Die Modellgeometrie ist in Form einer Meßstrecke in einem geschlossenen Modell-Windkanal implementiert. Bei den Messungen kommen sowohl pneumatische als auch laseroptische Meßtechniken zum Einsatz.

In der vorliegenden Arbeit werden der Versuchsaufbau detailliert beschrieben, sowie die Ergebnisse ausführlich dokumentiert und diskutiert. Die Messungen zeigen, daß die höchsten Totaldruckverluste des Abblase-Luftsystems im Entnahmeschlitz aufgrund einer abgelösten Strömung entstehen. Im Verteilerkanal liegt eine sehr komplexe, dreidimensionale Strömungstopologie vor. Bei Veränderung der Abblaserate oder der Anordnung der Entnahmestutzen treten im Strömungsbild gravierende Unterschiede hinsichtlich Geschwindigkeitsverteilung und Wirbelanzahl auf. Die Strömungstopologie im Verteilerkanal beeinflußt erheblich den Eintrömvorgang in den Entnahmestutzen. Die dort entstehenden Zonen mit abgelöster Strömung können unter bestimmten Voraussetzungen zu einer Verblockung des Entnahmestutzens führen und somit den maximalen durch das System durchsetzbaren Massenstrom begrenzen. Das Betriebsverhalten des gesamten Abblase-Luftsystems wird somit hinsichtlich der Totaldruckverluste im wesentlichen vom Entnahmeschlitz geprägt, hinsichtlich des Durchflußverhaltens jedoch vom Entnahmestutzen.

Die aus den Messungen gewonnene Datenbasis soll zur Weiterentwicklung von Korrelationen dienen, die eine rasche und effiziente Entwicklung von Sekundärluftsystemen ermöglichen. Zu diesem Zweck wurden auch Rechnungen mit einem derzeit in der Industrie verwendeten 1D-Netzwerkströmungslöser durchgeführt. Es zeigt sich, daß die im Strömungslöser bereits implementierten Standardkorrelationen zum Teil nur sehr unzureichend die gemessenen Ergebnisse widerspiegeln konnten. Erst durch den Einsatz von aus Messdaten gewonnenen Korrelationen können bessere Ergebnisse erzielt werden.

Mit Hilfe der gewonnenen Daten können außerdem kommerzielle 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser auf diesen Anwendungsfall validiert werden, um im Anschluss zu untersuchen, ob derartige numerische Verfahren künftig als ökonomisches und zuverlässiges Auslegungswerkzeug bei der Entwicklung von Sekundärluftsystemen verwendet werden können.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
2	Berechnung von Sekundärluftsystemen	6
2.1	Grundgleichungen zur Berechnung von Innenströmungen	6
2.1.1	Kontinuitätsgleichung (differentielle Form)	7
2.1.2	Impulsgleichung (differentielle Form)	8
2.1.3	Energiegleichung (differentielle Form)	9
2.2	Strömungsmechanische Kennwerte	16
2.2.1	Verlustbeiwerte für inkompressible Strömungen	16
2.2.2	Verlustbeiwerte für kompressible Strömungen	17
2.2.3	Durchflußkennwerte	18
2.3	Untersuchungen an durchströmten Elementen	18
2.3.1	Strömungsverzweigungen	19
2.3.2	Verteilerkanal	28
2.3.3	Entnahmestutzen	35
2.4	Berechnung von Sekundärluftsystemen mit 1D-Netzwerkströmungslösern .	37
2.5	Anwendung von CFD-Methoden bei der Auslegung von Komponenten des Sekundärluftsystems	41
3	Versuchsaufbau und Messtechnik	44
3.1	Aufbau des geschlossenen Modellwindkanals	44
3.2	Aufbau und Konstruktion der Meßstrecke	45
3.3	Pneumatische Meßtechnik und Meßwerterfassung	46
3.3.1	Messung der Zu- und Abströmbedingungen	47
3.3.2	Messung der statischen Wanddrücke	50
3.4	Strömungsvisualisierung mit Ölanstrichbildern	50
3.5	Laser-Optische Meßtechnik	51
3.5.1	Prinzip und Aufbau des Doppler-Global-Velocimetry- Verfahrens	51
3.5.2	Messung der Geschwindigkeitskomponenten im Verteilerkanal . . .	54
4	Ergebnisse und Diskussion	58
4.1	Meßprogramm	58
4.2	Ergebnisse der einzelnen Komponenten	59
4.2.1	Nabe	59
4.2.1.1	Druckverläufe bei Konfiguration 4	60
4.2.1.2	Druckverläufe bei Konfiguration 1	61

4.2.2	Schlitz	63
4.2.2.1	Wanddruckverläufe für Konfiguration 4	64
4.2.2.2	Wanddruckverläufe für Konfiguration 1	67
4.2.2.3	Totaldruckverluste und Durchflusscharakteristik	67
4.2.2.4	1D-Simulation des Entnahmeschlitzes	70
4.2.3	Strömungstopologie im Verteilerkanal	76
4.2.3.1	Wanddruckverläufe Konfiguration 4	77
4.2.3.2	Wanddruckverläufe Konfiguration 1	79
4.2.3.3	Geschwindigkeitsverteilungen für Konfiguration 4	79
4.2.3.4	Geschwindigkeitsverteilungen für Konfiguration 1	83
4.2.3.5	Wichtige Erkenntnisse über die Verteilerkanalströmung	87
4.2.4	Entnahmestutzen	95
4.2.4.1	Wanddruckverteilung und Totaldruckverluste für Konfiguration 4	96
4.2.4.2	Wanddruckverteilung und Totaldruckverluste für Konfiguration 1	102
4.2.4.3	1D-Simulation des Entnahmestutzens	106
4.3	Druckverluste im Gesamtsystem	109
4.3.1	Experimentelle Untersuchung	109
4.3.2	1D-Simulation des Gesamtsystems	111
4.4	Bestimmende Parameter	118
4.5	Ansätze zur optimierten Auslegung von Abblase-Luftsystemen	119
4.5.1	Schlitz	120
4.5.2	Verteilerkanal	120
4.5.3	Entnahmestutzen	121
5	Zusammenfassung	123
A	Tabellen	129
B	Abbildungen	135

Abbildungsverzeichnis

1.1	Abblase-Luftsystem des CFM56	2
1.2	Modell des Abblase-Luftsystems	4
2.1	Durchströmtes Kontrollvolumen	7
2.2	Bewegtes Fluidelement	8
2.3	Modell eines Stromfadens	11
2.4	Verlauf der Stromdichtezahl Θ	15
2.5	Diagramm zum Rohrreibungsbeiwert	17
2.6	Strömungsverzweigung mit kreisrunden Querschnitten	19
2.7	Strömungsverzweigung mit rechteckigem Querschnitten	19
2.8	Druckverluste bei einer 45° und 90° Verzweigung mit kreisrundem Querschnitt nach Miller [26]	20
2.9	Druckverluste von Verzweigungen mit verschiedenen Verzweigungswinkeln nach Bowman [4]	21
2.10	Skizze des effektiven Eintrittsquerschnitts am Entnahmeschlitz	22
2.11	Wanddruckverläufe an den Schlitzseitenwänden nach Bowman [4]	22
2.12	Druckverlustkoeffizient im Schlitzaustritt nach Bowman [4]	23
2.13	Nomenklatur an einer Strömungsverzweigung nach Miller [26]	23
2.14	Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 45°-Verzweigung nach Miller [26]	24
2.15	Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 90°-Verzweigung nach Miller [26]	25
2.16	Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 90°-Verzweigung mit abgerundeter Schlitzkante nach Miller [26]	25
2.17	Skizze und Nomenklatur der von Idelchik untersuchten Schlitzgeometrie [18]	26
2.18	Verlauf des Druckverlustbeiwertes von Verzweigung mit unterschiedlichen Verzweigungswinkeln nach Idelchik [18]	26
2.19	CD-Verläufe bei verschiedenen Schlitzlängen nach Zimmermann [42]	27
2.20	Schlitz mit abgesenkter stromabwärtiger Schlitzkante nach Zimmermann [42]	28
2.21	Kontrollvolumen an einer Behälterverzweigung nach Bajura [2]	29
2.22	Experimentell ermittelte statische Druckrückgewinnungskoeffizienten, veröffentlicht bei Bajura [2]	30
2.23	Experimentell ermittelte Werte für den Umlenk-Verlustbeiwert, veröffentlicht bei Bajura [2]	30
2.24	Vergleich der analytischen Untersuchung an einer Behälterverzweigung mit Messungen nach Bajura [2]	32
2.25	Kontrollvolumen an einer Behälterverzweigung mit zusammenlaufender Strömung nach Bajura [2]	33

2.26	Einströmvorgang an einer Behälterverzweigung mit zusammenlaufender Strömung nach Bajura [2]	33
2.27	Experimentell ermittelte statischer Druckrückgewinnungskoeffizienten, veröffentlicht bei Bajura [2]	33
2.28	Vergleich der analytischen Untersuchung an einer Behälterverzweigung mit Messungen, veröffentlicht bei Bajura [2]	34
2.29	Statischer Druckverlauf in einem Verteilerkanal mit Abzapfleitungen nach Miller [26]	35
2.30	Statischer Druckverlauf in einem Verteilerkanal mit Zuströmleitungen nach Miller [26]	35
2.31	Mechanismus der Einströmung in eine Rohrleitung nach Idelchik [18]	35
2.32	Möglichkeiten zur Optimierung des Stutzeintrittes nach Idelchik [18]	36
2.33	Strömungsvorgänge am Schlitzeintritt nach Khan, Kornelius und Tassa [20]	37
2.34	Beispiel eines einfachen Netzwerkes zur 1D-Stromfadenrechnung	38
2.35	Allgemeine, zweiarmige Komponente	38
2.36	Netzwerk mit zwei zweiarmigen Komponenten	39
2.37	Algorithmus des 1D-Strömungslösers FLOWMASTER, veröffentlicht bei Brillert [7]	41
2.38	Ausschnitt des Multiblock-Rechennetzes	43
3.1	Schema des geschlossenen Windkanals	44
3.2	Definition des Umlenk winkels	45
3.3	Windkanal mit Messstrecke	46
3.4	Messpositionen	47
3.5	Kopf der Dreilochsonde	48
3.6	Kopf der Fünflochsonde	48
3.7	Zusammenhang zwischen Lichtschnitt richtung und Beobachtungsrichtung	52
3.8	DGV-Geschwindigkeitsmessung	52
3.9	Transmissionslinie von Jod	52
3.10	Anordnung der Lichtschnitte	53
3.11	Optische Zugänge am Verteilerkanal	54
3.12	Rahmen mit eingesetztem optischen Glas	55
3.13	Erkeraufsatz	55
3.14	DGV-Meßpositionen	56
3.15	Lichtschnittgeneratoren	56
3.16	DGV-Aufbau am Windkanal	57
4.1	Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.4, $M=4\%-15\%$, $\Theta=180^\circ$	60
4.2	Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.4, $M=15\%$, $\Theta=180^\circ, 225^\circ$	61
4.3	Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.1, $M=4\%-12\%$, $\Theta=360^\circ$	62
4.4	Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.1, $M=12\%$, $\Theta=180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$	62
4.5	Vergleich der gemessenen Wanddruckverläufe mit CFD-Rechnungen	63
4.6	CFD-Rechnung des Abblaseschlitzes	64
4.7	Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.4, $M=4\%-15\%$, $\Theta=45^\circ$	65
4.8	Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.4, $M=8\%$, $\Theta=0^\circ, 45^\circ$	65
4.9	Wanddruckverläufe, Schlitz, Vergleich Experiment – CFD-Rechnung	66
4.10	Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.1, $M=4\%-12\%$, $\Theta=0^\circ$	66

4.11 Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.1, $M=12\%$, $\Theta=0^\circ, 180^\circ$	67
4.12 Totaldruckverlustverlauf Schlitz	69
4.13 CD-Verlauf des Entnahmeschlitzes	69
4.14 1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmeschlitzes	70
4.15 1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmeschlitzes	71
4.16 Verlauf des Druckverlustbeiwertes K	74
4.17 Verlauf des Druckverlustbeiwertes K	74
4.18 Verlauf von Ω im Entnahmeschlitz, Vergleich Experiment – 1D-Rechnung .	75
4.19 Verlauf des CD-Wertes im Entnahmeschlitz, Vergleich Experiment – 1D- Rechnung	75
4.20 Ölanstrichbilder	76
4.21 Modell der Strömungstopologie im Verteilerkanal	77
4.22 Meßstellen an der stromaufwärtigen Verteilerkanalseitenwand	78
4.23 Meßstellen an der stromabwärtigen Verteilerkanalseitenwand	78
4.24 Wanddruckverläufe, Verteilerkanalseitenwand, Konfig.4, $M=12\%$	78
4.25 Wanddruckverläufe, Verteilerkanalseitenwand, Konfig.1, $M=12\%$	79
4.26 Konfig. 4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=4\%$, Messung 1	81
4.27 Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=4\%$, Messung 2	81
4.28 Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=8\%$	82
4.29 Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=12\%$	82
4.30 Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=15\%$	83
4.31 Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=6\%$	84
4.32 Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=8\%$	84
4.33 Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=10\%$	85
4.34 Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=11\%$	85
4.35 Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=4\%$	86
4.36 Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=8\%$	86
4.37 Mittlere Geschwindigkeit V_m in der Messebene $\Theta=15^\circ$	87
4.38 Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=4\%$	88
4.39 Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=8\%$	88
4.40 Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=12\%$	89
4.41 Zwei-Wirbelsystem bei Konfig.4, $M=12\%$, zwei seitliche Rückströmzonen .	89
4.42 Ein-Wirbelsystem bei Konfig.1, $M=12\%$, zentralen Rückströmzone	90
4.43 CFD-Rechnung der Strömung im Verteilerkanal	91
4.44 CFD-Rechnung Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=8\%$ nach Brandt	92
4.45 CFD-Rechnung, Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=15\%$ nach Brandt	92
4.46 CFD-Rechnung, Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=4\%$ nach Brandt	93
4.47 CFD-Rechnung Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=8\%$ nach Brandt	93
4.48 Meßstellen zur Bestimmung der statischen Wanddrücke am Stutzeintritt	95
4.49 Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=4\%$	97
4.50 Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig. 4, $M=8\%$	97
4.51 Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=12\%$	98
4.52 Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=15\%$	98
4.53 Ω , Stutzenaustritt, Konfig.4, $M=4\%$	99
4.54 Ω , Stutzenaustritt, Konfig.4, $M=8\%$	100
4.55 Ω , Stutzenaustritt, Konfig.4, $M=12\%$	100
4.56 Skizze des Einströmvorgangs in den Stutzen bei Konfig.4	101

4.57	Totaldruckverlustverläufe des Entnahmestutzens	101
4.58	Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.1, M=4%	102
4.59	Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig. 1, M=8%	103
4.60	Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.1, M=12%	103
4.61	Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, M=4%	104
4.62	Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, M=8%	105
4.63	Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, M=12%	105
4.64	Skizze des Einströmvorgangs in den Stutzen bei Konfig.1	106
4.65	1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmestutzens	107
4.66	Totaldruckverlustverlauf Stutzen, Vergleich 1D-Rechnung – Experiment . .	108
4.67	Totaldruckverlustverläufe des gesamten Abblase-Luftsystems	109
4.68	Aufteilung der Totaldruckverluste im Gesamtsystem - Konfiguration 4 . . .	110
4.69	Aufteilung der Totaldruckverluste im Gesamtsystem - Konfiguration 1 . . .	111
4.70	FLOWMASTER-Netzwerk für Konfiguration 4	112
4.71	Totaldruckverlust Gesamtsystem, Konfiguration 4, Vergleich Experiment – FLOWMASTER	114
4.72	CD-Wert Gesamtsystem, Konfiguration 4, Vergleich Experiment – FLOW- MASTER	115
4.73	FLOWMASTER-Netzwerk für Konfiguration 1	115
4.74	Totaldruckverlust Gesamtsystem, Konfiguration1, Vergleich Experiment – FLOWMASTER	117
4.75	CD-Wert Gesamtsystem Konfiguration1, Vergleich Experiment – FLOW- MASTER	117
4.76	Ersatzsystem	119
4.77	Verteilerkanal mit reduzierter Breite	121
4.78	Verteilerkanal mit rundem Querschnitt	121
B.1	Winkeldefinition der Umfangspositionen	135
B.2	Konstruktion der Messstrecke	136
B.3	Messpositionen	137

Tabellenverzeichnis

1.1	Konfigurationen des Abblase-Luftsystems	4
2.1	Grundlegende Unterschiede zwischen Strömungsverzweigungen in bereits veröffentlichten Untersuchungen und dem Abblase-Luftsystem	19
4.1	Zuströmgrößen	58
4.2	Messprogramm	59
4.3	Randbedingung für 1D-Rechnung des Entnahmeschlitzes	70
4.4	Geometrische Daten zur 1D-Simulation des Entnahmeschlitzes	71
4.5	Experimentell ermittelte Korrelation des Verlustkoeffizienten K zum Volu- menstromverhältnis Q	73
4.6	Randbedingung für 1D-Rechnung des Entnahmestützens	108
4.7	Randbedingung für 1D-Rechnung des Gesamtsystems bei Konfiguration 4 .	112
4.8	Geometrische Daten zur 1D-Simulation für Konfiguration 4	113
4.9	Randbedingung für 1D-Rechnung des Gesamtsystems bei Konfiguration 1 .	116
4.10	Geometrische Daten zur 1D-Simulation für Konfiguration1	116
A.1	Zusammenstellung der Messpositionen	129

Bezeichnungen

Größen

a) lateinische Buchstaben

a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
A	[m ²]	Fläche
b	[mm]	Breite
c	[m/s]	Lichtgeschwindigkeit
CD	[-]	Durchflusskoeffizient
C _P	[-]	statischer Druckbeiwert
c _p	[J/kg K]	spezifische Wärmekapazität
D	[mm]	Durchmesser
DAB	[-]	Strömungsparameter
e	[J/kg]	innere Energie
f	[-]	Reibungskoeffizient
h	[mm]	Höhe
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
K	[-]	Druckverlustbeiwert
l	[-]	Länge
ṁ	[kg/s]	Massenstrom
M	[%]	Abblaserate
Ma	[-]	Machzahl
p	[Pa]	Druck
P	[Pa]	statischer Druck
P _t	[Pa]	Totaldruck
q̇	[W/m ²]	spezifische Wärme
Q	[-]	Volumenstromverhältnis
Q̇	[m ³ /s]	Volumenstrom
R	[J/kg K]	allgemeine Gaskonstante
Re	[-]	Reynoldszahl
t	[s]	Zeit
T	[K]	Temperatur
T _t	[K]	Totaltemperatur
u, v, w	[m/s]	Geschwindigkeitskomponenten in kartesischen Koordinaten
\vec{v}	[-]	Geschwindigkeitsvektor
V	[m/s]	Geschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
x, y, z	[m]	kartesische Koordinaten

b) griechische Buchstaben

α	[°]	Drallwinkel
β	[°]	Drallwinkel
Δ	[-]	Differenz
η	[kg/m s]	dynamische Viskosität
Θ	[°]	Winkelbezeichnung (Umfangsposition)
κ	[-]	Isentropenexponent
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
Π	[-]	Druckverhältnis
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ	[N/m ²]	Schubspannung
Ω	[-]	Totaldruckverlustbeiwert

Indizes

ab	Bezeichnung von Grössen im Abblasemassenstrom
E	Ebenenbezeichnung (Stutzenaustritt)
N	Komponentenbezeichnung (Nabe)
S	Komponentenbezeichnung (Schlitz)
St	Komponentenbezeichnung (Stutzen)
t	total
V	Komponentenbezeichnung (Verteilerkanal)
1	Eintrittsebene

Abkürzungen

1D	Eindimensional
3D	Dreidimensional
CW	<u>C</u> onstant <u>W</u> ave
DGV	<u>D</u> oppler <u>G</u> lobal <u>V</u> elocimetry
CFD	<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics

Kapitel 1

Einführung

Gasturbinen kommen aufgrund ihrer Leistungskonzentration hauptsächlich als Antrieb von zivilen und militärischen Fluggeräten, sowie in Kraftwerken zur Energieumsetzung zum Einsatz. Bei Flugtriebwerken und in den meisten Fällen der stationären Gasturbinen wird als Brennstoff Öl verwendet. Bei der Verbrennung von fossilen Brennstoffen entstehen unter anderem die Treibhausgase Kohlendioxid (CO_2), Ozon (O_3) und Methan (CH_4), sowie Stickoxide (NO_x). So wurden im Jahr 2000 im Inland durch den Luftverkehr 22.428.000 t CO_2 in die Atmosphäre ausgestoßen, in den Kraftwerken entstanden im selben Jahr 302.358.000 t CO_2 [37]. 1997 vereinbarten die Vertragsparteien des Kyoto-Protokolls, im Zeitraum von 2008 bis 2012 ihren jeweiligen Gesamtausstoß von Schadstoffen um mindestens 5% unter das Niveau von 1990 zu senken. Dem gegenüber steht allerdings ein prognostiziertes jährliches Wachstum des Passagier-Luftverkehrs um etwa 5% bis mindestens 2015 [19]. Dies allein würde eine jährliche Steigerung des CO_2 -Ausstoßes um 3% über den Zeitraum von 1999 bis 2015 bedeuten. Auch dem weltweiten Energiebedarf wird ein Wachstum von 1.8% für den Zeitraum der Jahre 2000 bis 2030 vorausgesagt, wobei im Jahr 2030 50% des Bedarfs in den heutigen Entwicklungsländern entstehen wird [40]. Da voraussichtlich 90% der im Jahre 2030 weltweit gelieferten Energie weiterhin aus fossilen Brennstoffen produziert wird (davon hat Öl einen Anteil von 34%), würde alleine in der Europäischen Union (EU) der CO_2 -Ausstoß um 18% gegenüber dem Niveau des Jahres 1990 steigen. Erneuerbare Energien und Nuklearenergie werden in der EU mit einem Anteil von weniger als 20% lediglich eine untergeordnete Rolle spielen. Um dem Trend wachsenden CO_2 -Ausstoßes trotz des zunehmenden Bedarfs an Flugleistungen und Energie wirkungsvoll entgegenzutreten zu können, ist eine ständige Steigerung des Technologieniveaus der hier zum Einsatz kommenden Maschinen erforderlich. Eine Erhöhung des Maschinenwirkungsgrades bedeutet eine Senkung des Brennstoffverbrauchs.

Das Bestreben der Fluggesellschaften im globalen Wettbewerb künftig mehr Flugleistungen zu günstigeren Preisen anzubieten, unterstützt dieses Ziel. Da sich die bei der Erbringung von Flugleistungen anfallenden Kosten zu 13%-23% aus Brennstoffkosten zusammensetzen [8], geben die Fluglinien den im Wettbewerb herrschenden Kostendruck unmittelbar an die Hersteller von Flugtriebwerken weiter. Gefordert werden kostengünstige und wartungsarme Triebwerke mit geringem Brennstoffverbrauch. Die Hersteller ihrerseits sind zudem aufgrund des verschärften internationalen Wettbewerbs gezwungen, die Kosten für die Entwicklung eines Triebwerkes zu senken. 6% der Entwicklungskosten einer Turbomaschine entfallen alleine auf das aerodynamische Design [22]. Damit diese Kosten in Zukunft nicht steigen, der aerodynamische Wirkungsgrad des Produktes sich

jedoch nicht verschlechtert sondern verbessert wird, werden effiziente und zuverlässige Entwicklungswerkzeuge benötigt. Da auch die Kosten für die Bereitstellung von Energie durch Kraftwerke unmittelbar vom Brennstoffpreis abhängen, sind die dargestellten Zusammenhänge im Prinzip auch auf die Hersteller stationärer Gasturbinen übertragbar.

Die Wirkungsgrade der Turbokomponenten von Gasturbinen (z.B. Axialverdichter und -turbine) liegen bereits heute auf einem sehr hohen Niveau. So wird in einem modernen Überschallaxialverdichter mit einem Stufendruckverhältnis von $\Pi = 1.8$ ein polytroper Wirkungsgrad von etwa 89%, in einem Unterschallaxialverdichter mit einem Stufendruckverhältnis von $\Pi = 1.2$ sogar ein polytroper Wirkungsgrad von 93% erreicht [22]. Eine weitere Steigerung dieses Wertes ist nur noch in sehr kleinen Schritten zu erwarten.

Der thermische Wirkungsgrad eines idealen Gasturbinenkreisprozesses hängt lediglich vom Verdichtungsverhältnis Π ab. Um die aus dem Gasturbinenkreisprozess erhältliche spezifische Arbeit in Form von von Schub oder Wellenleistung bei gegebenen Druckverhältnis zu erhöhen, muß die maximale Prozesstemperatur, d.h. die Turbineneintrittstemperatur erhöht werden [10]. Dies erfordert allerdings neben äußerst hitzebeständigen und zugleich hochfesten Materialien eine wirkungsvolle Kühlung der Turbinenbauteile. Hinzu kommt, daß die Turbinenrad-Zwischenräume, das Turbinengehäuse und die Lagerkammern mit Sperrluft beaufschlagt werden müssen. Die Versorgung der mit Heißgas beaufschlagten Komponenten einer Gasturbine mit Sperr- oder Kühlluft übernimmt das sogenannte Sekundärluftsystem. In Flugzeugtriebwerken liefert es darüber hinaus Druckluft an externe Verbraucher (z.B. Klimaanlage oder Enteisungssysteme). Die Luft für das Sekundärluftsystem wird, abhängig vom jeweiligen Druckbedarf, in den mittleren und hinteren Stufen der meist mehrstufigen Axialverdichter entnommen. In einem häufig angewendeten Verfahren wird die Luft über einen umlaufenden, in das Verdichtergehäuse eingearbeiteten Entnahmeschlitz aus der Hauptströmung abgeführt und in einen ringförmigen, um das Verdichtergehäuse angeordneten Verteilerkanal geleitet. Über entsprechende, am Verteilerkanal angeflanschte Entnahmeleitungen wird die Druckluft schließlich zu den jeweiligen Verbrauchsstellen geleitet (Abb. 1.1).

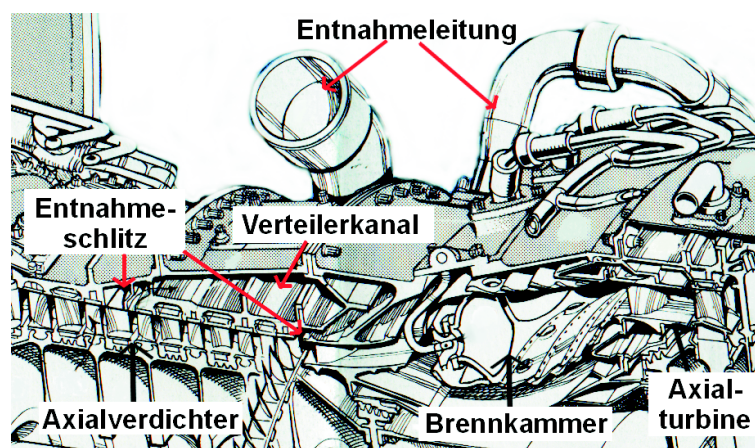


Abbildung 1.1: Abblase-Luftsystem des CFM56

Der Bereich des Sekundärluftsystems, bestehend aus Entnahmeschlitz, Verteilerkanal und Entnahmeleitung, wird im folgenden Abblase-Luftsystem genannt. Bei der Gestaltung von Entnahmeschlitz, Verteilerkanal, Anzahl und Anordnung der Entnahmeleitungen gibt es

je nach Gasturbinenmodell unterschiedliche Ausführungen. In vielen Fällen spielen bei der Auslegung dieser Komponenten strömungsmechanische Aspekte eine eher untergeordnete Rolle. Das Hauptaugenmerk wird auf das Gewicht, die Baulänge sowie Festigkeitsanforderungen gelegt. Häufig wird der Variante mit dem geringsten Platzbedarf der Vorzug gegeben, mit der Konsequenz, daß einige Komponenten des Abblase-Luftsystems nicht strömungsoptimal ausgelegt werden. Dies führt zu erhöhten Totaldruckverlusten bzw. zu verminderter Luftdurchsatzfähigkeit. Hauptaufgabe des gesamten Sekundärluftsystems ist es jedoch, zu jedem Zeitpunkt, d.h. bei jedem Betriebszustand der Turbomaschine einen definierten Luftmassenstrom mit einem bestimmten Mindestdruck zu den Verbrauchsstellen zu leiten. Besonders kritisch in dieser Hinsicht ist die Kühlluftausblasung an den thermisch hochbelasteten Turbinenschaufeln. Hier droht bei Unterschreitung der Kühlluft-Mindestmenge bzw. des Kühlluft-Mindestdrucks ein mechanisches Versagen der Schaufeln mit den entsprechend schwerwiegenden Folgen für die gesamte Gasturbine. Um trotz der im Sekundärluftsystem zu erwartenden Totaldruckverluste ein von den jeweiligen Verbrauchsstellen benötigtes Druckniveau sicherzustellen, wird das Abblase-Luftsystem meist an den hinteren Stufen des Verdichters positioniert. Da aber der Verdichterwirkungsgrad unmittelbar von Menge und Druck der abgeblasenen Luft abhängt, sinkt der Wirkungsgrad um so mehr, je weiter stromab das Abblase-Luftsystem im Verdichter installiert wird. Die abgeblasene Sekundärluft beträgt in heutigen Gasturbinen bis zu 20% des Verdichtershauptmassenstroms [29]. Um dies erreichen zu können, müssen die im Abblase-Luftsystem bei den unterschiedlichen Betriebszuständen auftretenden Verluste schon bei der Auslegung möglichst genau vorher bestimmt werden. Üblicherweise werden dazu empirische Korrelationen verwendet [26, 18], die durch Versuche an einfachen, meist ebenen Modellen gewonnen wurden. Da es sich bei real ausgeführten Komponenten um dreidimensionale Bauteile handelt und deren gegenseitige Beeinflussung nicht ausgeschlossen werden kann, bestehen Unsicherheiten bei der Auslegung.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, mit Hilfe von aerodynamischen Messungen an einem für mehrstufige Axialverdichter typischen Abblase-Luftsystem ein möglichst genaues Bild von den dort herrschenden Strömungsverhältnissen und den daraus resultierenden Druckverlusten zu erhalten. Da sich Abblase-Luftsysteme in verschiedenen Gasturbinen in ihrer geometrischen Ausführung stark unterscheiden und die geringen Abmessungen in den zu untersuchenden Bereichen des Axialverdichters kaum Platz für strömungsmechanische Messungen lassen, werden die Untersuchungen an einer generischen Modellgeometrie eines Abblase-Luftsystems durchgeführt. Außerdem trägt diese Vorgehensweise der Forderung Rechnung, wonach die Messungen möglichst allgemeingültige und übertragbare Daten liefern sollen. Daher wurde ein möglichst einfaches, unter Berücksichtigung der geometrischen Ähnlichkeit vergrößertes dreidimensionales generisches Modell eines Abblase-Luftsystems entwickelt, bei dem sich die Abblasestelle im Verdichter hinter einer Statorreihe befindet.

Das Modell umfasst einen für die hinteren Stufen eines Axialverdichters typischen Axialkanal bestehend aus Nabe und Gehäuse sowie einer Statorreihe mit einer Umlenkung von 15° . In das Gehäuse ist ein umlaufender, parallelwandiger Entnahmeschlitz eingearbeitet, der um 45° zur Verdichterachse angestellt ist. Um das Verdichtergehäuse ist ein ebenfalls umlaufender Verteilerkanal mit rechteckigem Querschnitt angeordnet ($b_V/h_V = 2/1$) (Abb. 1.2). In die Verteilerkanaldecke werden wandbündig Entnahmestutzen eingesetzt, wobei Anzahl (1,2,4) und Anordnung (symmetrisch bzw. asymmetrisch) der Entnahmestutzen über den Umfang des Verteilerkanals variiert werden können. Aufgrund des geringen zur Verfügung stehenden Bauraumes und der strengen Gewichtsaufgaben wird

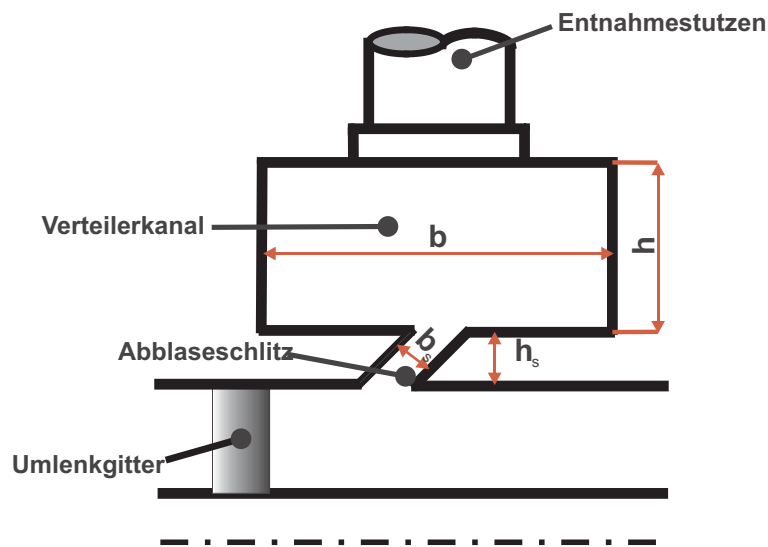


Abbildung 1.2: Modell des Abblase-Luftsystems

bei Flugtriebwerken die im Verteilerkanal abgeblasene Luft häufig über nur einen einzelnen Entnahmestutzen zu den Verbrauchern geleitet. Da diese asymmetrische Luftentnahme aus dem Verteilerkanal möglicherweise auch noch Rückwirkungen auf die Verdichterströmung haben kann, wurde diese Anordnung Gegenstand der Untersuchungen und wird im folgenden mit Konfiguration 1 bezeichnet. In stationären Gasturbinen sind auch Anordnungen mit 2 (symmetrisch oder asymmetrisch) bzw. 4 Entnahmestutzen möglich, da dort Platzbedarf und Gewicht eine eher untergeordnete Rolle spielen. Demzufolge wurden auch diese Anordnungen untersucht und werden im Folgenden mit Konfiguration 2 (sym bzw. asym) und Konfiguration 4 bezeichnet. Bei der Untersuchung der unterschiedlichen Konfigurationen waren neben deren Einfluß auf die Verdichterströmung insbesondere die Strömungsverhältnisse im Verteilerkanal und deren Abhängigkeit von Stutzenanordnung und Abblaserate von Interesse. Hierzu wurde auch ein laseroptisches Meßverfahren eingesetzt.

Tabelle 1.1 fasst die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Konfigurationen des Abblase-Luftsystems zusammen.

Bezeichnung	Stutzenanzahl	Anordnung der Stutzen	Stutzendurchmesser [mm]
Konfiguration 4	4	symmetrisch	25
Konfiguration 1	1	asymmetrisch	50
Konfiguration 2	2	asymmetrisch	37.5

Tabelle 1.1: Konfigurationen des Abblase-Luftsystems

Um möglichst turbomaschinenähnliche Strömungszustände im Abblase-Luftsystem zu erzielen, wurde der Axialkanal so ausgelegt, daß dort Mach-Zahlen in einem Bereich von $Ma=0.4 - 0.5$ erreicht werden. Der Durchmesser der Entnahmestutzen bei Konfiguration 4 wurden so ausgelegt, daß bei einer Abblaserate von $M=8\%$ im Stutzen eine Machzahl von $Ma=0.3$ erreicht wird. Die Stutzendurchmesser aller anderen Konfigurationen wurden so gewählt, daß die Summe der Stuzenaustrittsflächen stets gleich ist.

Die aus den Messungen gewonnene Datenbasis soll zur Weiterentwicklung von Korrelationen dienen, die eine rasche und effiziente Entwicklung von Sekundärluftsystemen ermöglichen. Außerdem können mit Hilfe der gewonnenen Daten kommerzielle 3D Navier Stokes Strömungslöser für diesen Anwendungsfall validiert werden, um im Anschluß zu untersuchen, ob numerische Verfahren künftig als ökonomisches und zuverlässiges Auslegungswerkzeug bei der Entwicklung von Sekundärluftsystemen verwendet werden können. Des weiteren sollen derzeit in der Industrie zur Auslegung von Sekundärluftsystemen verwendete 1D-Netzwerkströmungslöser überprüft werden.

Aus der Problemstellung und der Zielsetzung dieser Arbeit ergibt sich deren prinzipielle Gliederung. Zunächst erfolgt ein Überblick über die grundlegenden fluidmechanischen Zusammenhänge für Innenströmungen und den daraus abgeleiteten Kennzahlen. Es folgt ein kurzer Überblick über bisher veröffentlichte Arbeiten zu Problematiken des Abblase-Luftsystems und des Sekundärluftsystem. Ausserdem werden kurz die Prinzipien von 1D Netzwerkströmungslösern und 3D Navier-Stokes Strömungslösern erläutert. Anschließend wird ein einfaches Modell eines Abblase-Luftsystems entwickelt und dessen Umsetzung in eine Windkanalmeßstrecke erläutert. Aus dem Modell werden auch die Netzwerke für die 1D Strömungssimulation sowie die Rechennetze für die 3D Navier-Stokes Rechnungen abgeleitet. Für die Messungen von Drücken und Geschwindigkeiten werden sowohl pneumatische als auch laseroptische Meßtechniken eingesetzt, deren Prinzip und Aufbau dargelegt werden. Es folgen Auswertung, Darstellung und Diskussion der Messergebnisse von unterschiedlichen Konfigurationen des Abblase-Luftsystems sowie deren Vergleich mit Ergebnissen aus 1D und 3D Simulationen sowie mit bereits veröffentlichten Korrelationen. Abschließend werden Möglichkeiten für eine optimierte Gestaltung der Komponenten des Abblase-Luftsystems erörtert, um die aufgezeigten Strömungsverluste zu vermeiden.

Kapitel 2

Berechnung von Sekundärluftsystemen

Bei der Auslegung von Sekundärluftsystemen und deren Komponenten liegt der Schwerpunkt auf der Berechnung der jeweils auftretenden Druckverluste und der Bestimmung des Durchflussverhaltens. Da in vielen Fällen eine analytische Lösung von Systemen nicht möglich ist und auch eine numerische Simulation zu aufwendig wäre, kommen stattdessen einfachere eindimensionale Rechenverfahren zur Anwendung. Die Bestimmung der Druckverluste bzw. des Durchflussverhaltens einer Komponente erfolgt dann anhand von Kennlinien, die wiederum aus Versuchen an einfachen, meist ebenen Modellen abgeleitet wurden. Um dieses Verfahren bei der Berechnung sehr komplexer Sekundärluftsysteme zu beschleunigen, kommen in der Industrie häufig 1D-Netzwerkströmungslöser zum Einsatz. Im nachstehenden Kapitel sollen zunächst einige grundlegende Gleichungen und Kennwerte zur Berechnung von Innenströmungen aufgeführt werden. Es folgt ein Überblick über in der Literatur veröffentlichte Untersuchungen an Komponenten durchströmter Systeme. Am Beispiel des kommerziellen 1D-Netzwerkströmungslösers FLOWMASTER soll das Lösungsverfahren eines derartigen Programms erläutert werden.

Da im Rahmen dieser Arbeit auch moderne, dreidimensionale Rechenverfahren zum Einsatz kommen, wird schließlich noch das Prinzip eines dreidimensionalen Navier-Stokes-Strömungslösers beschrieben und dabei besonders auf die Merkmale der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten kommerziellen CFD-Software TASCflow hingewiesen.

2.1 Grundgleichungen zur Berechnung von Innenströmungen

Bei der Berechnung und Auslegung von Sekundärluftsystemen handelt es sich vorwiegend um Aufgabenstellungen aus dem Bereich der Innenströmungen. Ein Beispiel hierfür wäre die Strömung durch ein gerades Rohr mit rundem Querschnitt.

Zur Berechnung von allgemeinen dreidimensionalen, reibungsbehafteten Innenströmungen werden die Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie herangezogen.

2.1.1 Kontinuitätsgleichung (differentielle Form)

Die Kontinuitätsgleichung beschreibt den Satz von der Erhaltung der Masse. Abbildung 2.1 zeigt ein raumfestes Volumenelement $dV = dx \cdot dy \cdot dz$, das sich zum Zeitpunkt t in einer instationären Strömung eines kompressiblen Fluids befindet.

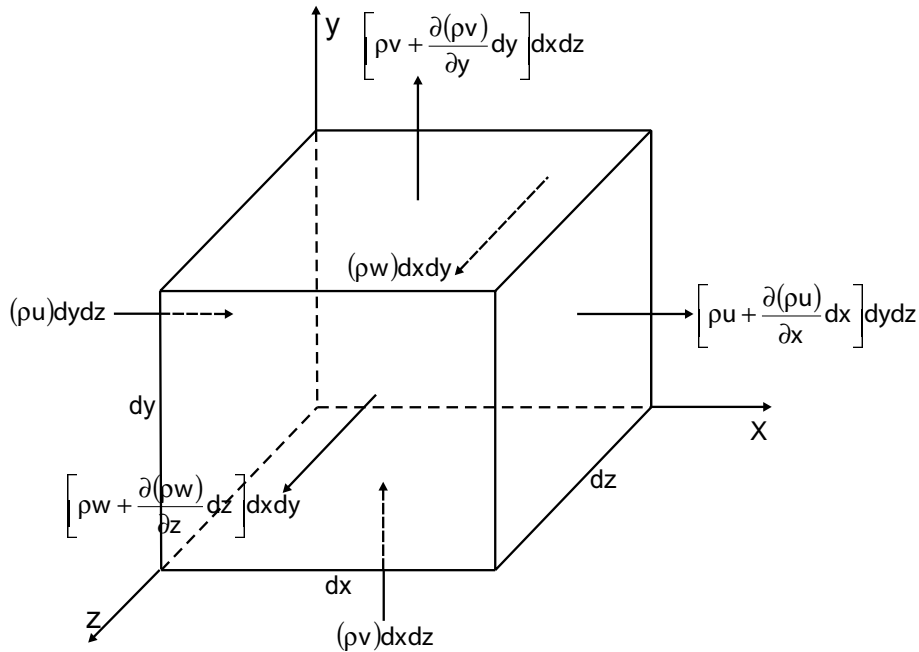


Abbildung 2.1: Durchströmtes Kontrollvolumen

Die Massenbilanz für das raumfeste Volumen lautet:

$$d\dot{m} = d(\dot{m}_{ein})_x - d(\dot{m}_{aus})_x + d(\dot{m}_{ein})_y - d(\dot{m}_{aus})_y + d(\dot{m}_{ein})_z - d(\dot{m}_{aus})_z \quad (2.1)$$

$d\dot{m}$ stellt die innere Massenzu- oder -abnahme aufgrund von Dichteänderungen dar:

$$d\dot{m} = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx \cdot dy \cdot dz \quad (2.2)$$

Die Massenstrombilanz für die x-Richtung lautet:

$$d(\dot{m}_{ein})_x - d(\dot{m}_{aus})_x = (\rho u) dy \cdot dz - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right) dy \cdot dz \quad (2.3)$$

Verfährt man analog für die y- und z-Richtung, so erhält man schließlich aus Gleichung 2.1 die Kontinuitätsgleichung für instationäre und kompressible Strömungen:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.4)$$

2.1.2 Impulsgleichung (differentielle Form)

Abbildung 2.2 zeigt ein Volumenelement dV , das sich längs einer ebenen Strombahn im kartesischen x-y-z-Koordinatensystem bewegt. Auf das Volumenelement wirken neben Druckkräften auch Schubspannungen τ und Feldkräfte f .

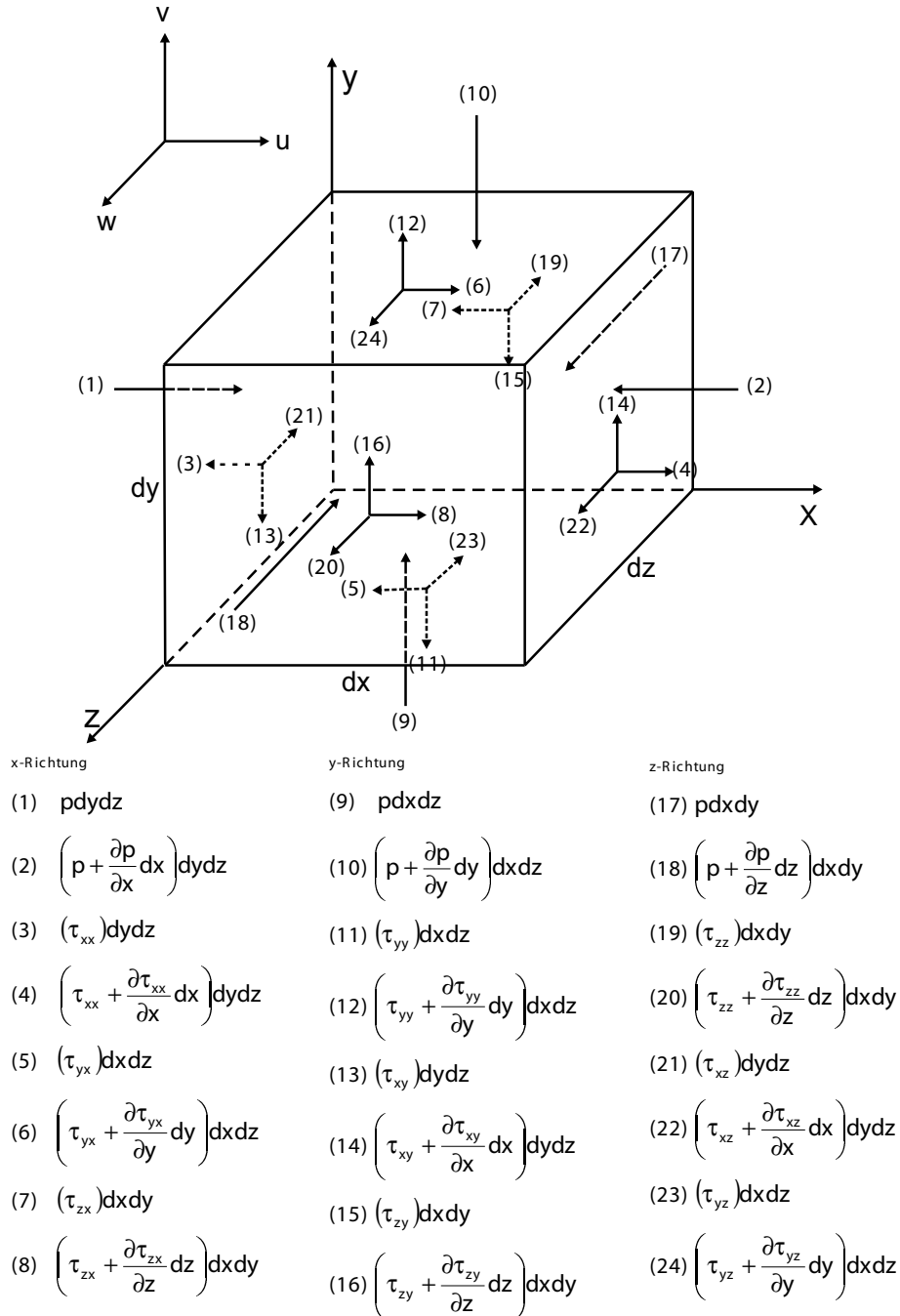


Abbildung 2.2: Bewegtes Fluidelement

Nach dem zweiten Newtonschen Gesetz gilt:

$$F = m \cdot a \quad (2.5)$$

wobei F =Kraft[N], m =Masse[kg] und a =Beschleunigung[m/s]

Die Beschleunigung eines Fluidelementes setzt sich aus einem lokalen und einem konvektiven Anteil zusammen:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial\vec{v}}{\partial t}dt + \vec{v}grad\vec{v} \quad (2.6)$$

So gilt für die Beschleunigung in x-Richtung:

$$Du = \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u\vec{v}) \quad (2.7)$$

Die Kräftebilanz in x-Richtung lautet:

$$F_x = p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz \quad (2.8)$$

$$- \tau_{xx} + \left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx\right) dy dz - \quad (2.9)$$

$$\tau_{yx} dx dz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy\right) dx dz - \quad (2.10)$$

$$\tau_{zx} dx dy + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz\right) dx dy + \quad (2.11)$$

$$\rho f_x \quad (2.12)$$

Analog werden die Kräftebilanzen für die y- und z-Richtung aufgestellt. Schließlich ergeben die Gleichungen für Beschleunigung in die Kräftebilanzen in Gleichung 2.5 eingesetzt:

$$\begin{aligned} \frac{(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \\ \frac{(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \\ \frac{(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \end{aligned} \quad (2.13)$$

Gleichung 2.13 wird auch als Navier-Stokes-Gleichung bezeichnet.

2.1.3 Energiegleichung (differentielle Form)

Der erste Hauptsatz für das in Abbildung 2.2 dargestellte, bewegte Volumenelement lautet:

$$\frac{D(U + K)}{Dt} = P + \dot{Q}_{zu} \quad (2.14)$$

Mit:

U = innere Energie

K = kinetische Energie

P = Leistung der äußeren Kräfte auf das Volumen

\dot{Q}_{zu} = Wärmestrom in das Volumen

Die innere Energie wird durch die spezifische Energie e und die kinetische Energie durch die Geschwindigkeit v ausgedrückt. Somit ergibt sich:

$$\frac{D(U + K)}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right) \quad (2.15)$$

Die Leistung der äußeren Kräfte auf das Volumen ergeben sich aus den Druckkraft- und Schubspannungsanteilen von Gleichung 2.13 und deren Multiplikation mit der jeweiligen Geschwindigkeitskomponente.

Neben dem von außen zugeführten Wärmestrom tritt im Volumen zusätzlich noch ein Wärmestrom \dot{q} aufgrund von Wärmeleitung auf. Sie wird durch das Temperaturgefälle unter Einbeziehung der Wärmeleitfähigkeit als Proportionalitätsfaktor wie folgt definiert:

$$\dot{q}_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.16)$$

So ergibt sich insgesamt für die Energiegleichung unter Vernachlässigung von Dissipationserwärmung etc.:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{v} \right] = \\ \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \\ - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \\ + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \\ + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \\ + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (2.17)$$

Die detaillierte Herleitung der Erhaltungssätze kann in [1] und [39] nachvollzogen werden. Bei den Erhaltungssätzen handelt es sich um Differentialgleichungen, die meist nur über iterative numerische Verfahren lösbar sind.

Die eindimensionale Stromfadentheorie ermöglicht ein vereinfachtes Berechnungsverfahren für durchströmte Systeme. Der Stromfaden wird aus der Gesamtheit aller Stromlinien gebildet, die durch ein Flächenstück A einer Stromröhre treten (Abb. 2.3). Unter Annahme einer stationären Strömung eines idealen Gases unter Vernachlässigung von Schwerkraft und Reibung kann über die jeweiligen Flächen Dichte, Druck und Geschwindigkeit gleichmäßig verteilt werden, so daß sich letztendlich eine eindimensionale Strömung ergibt [39].

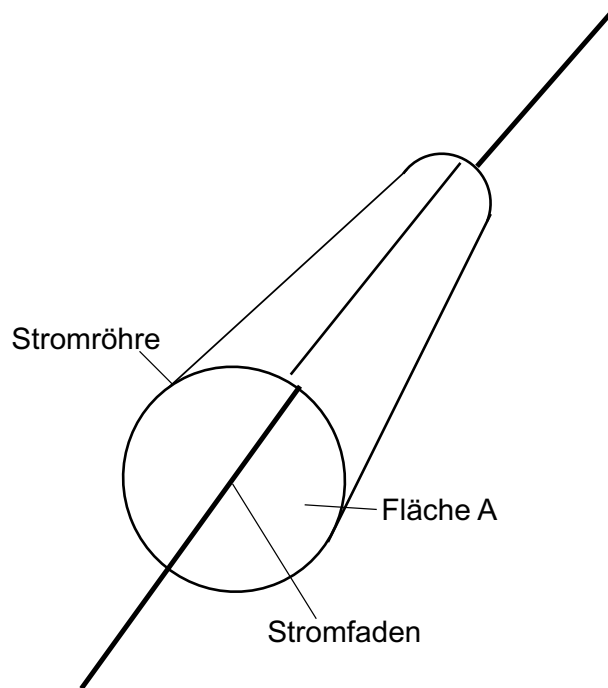


Abbildung 2.3: Modell eines Stromfadens

Hieraus folgt für eine ebene Stromlinie bei festgehaltener Zeit t :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{v_y}{v_x} \quad (2.18)$$

$$\frac{dz}{dx} = \frac{v_z}{v_x} \quad (2.19)$$

Unter Annahme von reibungsfreier und stationärer Strömung vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung in ihrer differentiellen Form zu:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.20)$$

oder:

$$\int_{\mathbf{V}} (\operatorname{div}(\rho \vec{v})) d\mathbf{V} = 0 \quad (2.21)$$

Mit Hilfe des Gausschen Satzes lässt sich Gleichung 2.21 zur integralen Form der Kontinuitätsgleichung umformen:

$$\int_A \rho V dA = 0 \quad (2.22)$$

Wendet man die Annahmen der eindimensionalen Fadenströmung auf Gleichung 2.22 an, so ergibt sich die Kontinuitätsgleichung wie folgt:

$$\int_{A_1} \rho V dA = \int_{A_2} \rho V dA$$

bzw.

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (2.23)$$

Die differentielle Form der Impulsgleichung für reibungsfreie, stationäre Strömung lautet:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} \\ \nabla \cdot (\rho v \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} \\ \nabla \cdot (\rho w \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Gleichung 2.24 wird auch als Euler-Gleichung bezeichnet.

Mit Gleichung 2.18 und Gleichung 2.19 und unter Annahme inkompressibler Strömung ($\rho = \text{const.}$) gilt für die Impulsgleichung:

$$\begin{aligned} u \left(\frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx \\ v \left(\frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy + \frac{\partial v}{\partial z} dz \right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} dy \\ w \left(\frac{\partial w}{\partial x} dx + \frac{\partial w}{\partial y} dy + \frac{\partial w}{\partial z} dz \right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz \end{aligned} \quad (2.25)$$

Für die totalen Differentiale der Geschwindigkeitskomponenten gilt:

$$\begin{aligned} du &= \left(\frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \right) \\ dv &= \left(\frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy + \frac{\partial v}{\partial z} dz \right) \\ dw &= \left(\frac{\partial w}{\partial x} dx + \frac{\partial w}{\partial y} dy + \frac{\partial w}{\partial z} dz \right) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Daraus folgt für die x-Richtung:

$$u du = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

Analog wird mit der y- und z- Richtung verfahren, so daß Gleichung 2.25 wie folgt zusammengefasst werden kann:

$$\frac{1}{2} d(u^2 + v^2 + w^2) = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (2.27)$$

Mit

$$(u^2 + v^2 + w^2) = V^2 \quad (2.28)$$

und

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp \quad (2.29)$$

ergibt sich:

$$\frac{1}{2} d(V^2) = -\frac{dp}{\rho}$$

Nach Integration erhält man schließlich

$$p_1 + \rho \left(\frac{V_1^2}{2} \right) = p_2 + \rho \left(\frac{V_2^2}{2} \right) \quad (2.30)$$

oder

$$\frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (2.31)$$

Gleichung 2.30 wird auch als Bernoulli-Gleichung für inkompressible Strömungen bezeichnet.

Bei der Auslegung von Rohrleitungselementen wie z.B. Verzweigung, Krümmer, Blenden, aber auch geraden Rohrleitungen sind hauptsächlich die Druckverluste sowie das Durchflußverhalten von Interesse. Für die Druckänderung einer stationären Strömung entlang eines Stromfadens gilt nach Gleichung 2.30 für den inkompressiblen Fall:

$$\Delta p = f \left(\rho \frac{V^2}{2} \right)$$

Zur Herleitung der Bernoulli-Gleichung der Stromfadenströmung für kompressible Strömungen ist der Ausgangspunkt die Energiegleichung für eine stationäre, reibungsfreie und adiabate Strömung (keine Wärmeleitung):

$$\rho \frac{D(e + V^2/2)}{Dt} = -\nabla \cdot pV \quad (2.32)$$

Dabei gilt für die rechte Seite der Gleichung:

$$\nabla \cdot pV = p\nabla \cdot V + V \cdot \nabla p$$

Die Größen e , p und ρ bilden die sogenannten Enthalpie h eines Gases nach der Beziehung:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (2.33)$$

Nach entsprechender Erweiterung der Energiegleichung

$$\rho \frac{D \left(e + \frac{p}{\rho} + V^2/2 \right)}{Dt} = -p\nabla \cdot V - V \cdot \nabla p + \frac{Dp}{Dt} - \frac{p}{\rho} \frac{D\rho}{Dt}$$

und unter Einbeziehung der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\nabla \cdot V = 0$$

gilt nun

$$\rho \frac{D \left(e + \frac{P}{\rho} + V^2/2 \right)}{Dt} = -p \nabla \cdot V - V \cdot \nabla p + \frac{\partial p}{\partial t} + V \cdot \nabla p + p \nabla \cdot V$$

Zusammengefasst ergibt sich:

$$\rho \frac{D (h + V^2/2)}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t}$$

Für den Fall einer stationären Strömung gilt:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0$$

Damit ergibt sich für die Energiegleichung einer stationären, adiabaten Strömung:

$$\rho \frac{D (h + V^2/2)}{Dt} = 0 \quad (2.34)$$

bzw.:

$$(h + V^2/2) = h_t = \text{const.} \quad (2.35)$$

h_t wird als Totalenthalpie bezeichnet und beschreibt die Enthalpie im Staupunkt ($V=0$) der Strömung. In der Literatur findet man dafür auch häufig den Begriff „Ruhezustand“. Weiterhin gilt die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase [24]:

$$p = \rho R T \quad (2.36)$$

sowie

$$h = c_P T \quad (2.37)$$

mit

$$c_P = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad (2.38)$$

Somit gilt für die Enthalpie h :

$$h = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho}$$

und für die Energiegleichung ergibt sich:

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} + V^2/2 = \text{const.} \quad (2.39)$$

Gleichung 2.39 stellt die Gleichung für eine kompressible Stromfadenströmung dar und wird oft auch als sog. kompressible Bernoulli-Gleichung bezeichnet.

Bei kompressibler Strömung ist die Durchflußmenge durch eine Komponente über die maximale Stromdichte begrenzt. Die Stromdichte ist definiert zu:

$$\rho V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.40)$$

In der Literatur ist oftmals auch die Stromdichtezahl Θ angegeben, die wie folgt definiert ist:

$$\Theta = \frac{\rho V}{\rho_* V_*} \quad (2.41)$$

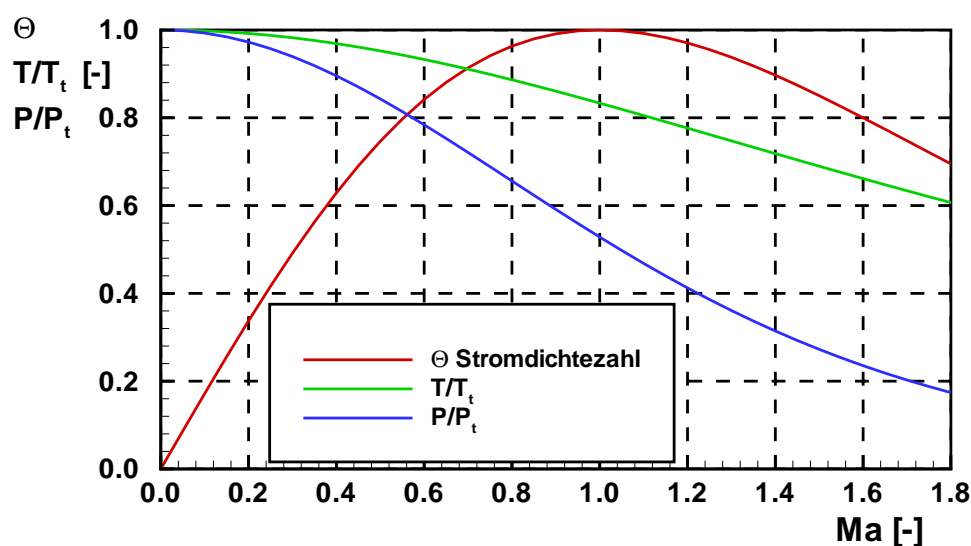


Abbildung 2.4: Verlauf der Stromdichtezahl Θ

Dabei sind die mit * indizierte Variablen kritische Größen, die also bei Schallgeschwindigkeit auftreten. Die Stromdichte erreicht ein Maximum, wenn die Strömungsgeschwindigkeit V gleich der Schallgeschwindigkeit a ist. In diesem Falle gilt:

$$\rho a = \left(\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \cdot \frac{\kappa}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} \quad (2.42)$$

Der Totaltemperatur T_t und die Totaldruck p_t bezeichnen den Druck und die Temperatur im Staupunkt der Strömung analog zur Totalenthalpie in Gleichung 2.35. Dies bedeutet:

$$T_t = T + \frac{1}{c_p} \frac{V^2}{2} \quad (2.43)$$

$$\frac{p_t}{p} = \left(\frac{T_t}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.44)$$

Die Schallgeschwindigkeit a läßt sich wie folgt bestimmen:

$$a = \sqrt{\kappa RT} \quad (2.45)$$

Für den Fall kritischer Strömung ($V = a$) gilt für die Isentropenbeziehungen:

$$\frac{p_t}{p_*} = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.46)$$

und

$$\frac{T_t}{T_*} = \frac{\kappa + 1}{2} \quad (2.47)$$

Eine Expansion ist bei konstantem oder konvergentem Querschnitt nur auf den statischen Druck p_* möglich. Somit ist auch der maximal durchsetzbare Massenstrom begrenzt. Abbildung 2.4 zeigt den Verlauf der Stromdichtezahl über der Machzahl.

2.2 Strömungsmechanische Kennwerte

2.2.1 Verlustbeiwerte für inkompressible Strömungen

Zwei Strömungen werden als ähnlich bezeichnet, wenn die geometrischen und die charakteristischen physikalischen Größen für beliebige, einander entsprechende Punkte der Strömungsfelder zu entsprechenden Zeiten jeweils ein festes Verhältnis miteinander bilden [31]. Die geometrische Ähnlichkeit bezieht sich auf die Längen-, Flächen- oder Raumabmessungen eines durch- oder umströmten Systems (im vorliegenden Fall z.B. Seitenverhältnisse des Verteilerkanals). Die physikalische Ähnlichkeit bezieht sich auf die eine Strömung bestimmenden charakteristische Größen wie z.B. Zeit, Geschwindigkeit, Druck, Temperatur u.a. sowie auf die Stoffeigenschaften des Fluids wie z.B. Zähigkeit, Dichte, Wärmeleitfähigkeit u.a.. Um die wesentlichen physikalischen Größen von Strömungen zu vergleichen bedient man sich dimensionsloser, voneinander unabhängige Ähnlichkeitsparameter, auch Kennzahlen oder Kenngrößen genannt. Diese Kennzahlen können z.B. durch Dimensionsanalyse oder die Methode der gleichartigen Größe ermittelt werden [31]. Beispiele dafür sind die Machzahl Ma als dimensionslose Größe für die Geschwindigkeit einer kompressiblen Strömung oder die Reynoldszahl Re als dimensionslose Kennzahl für den Einfluß der Zähigkeit auf die Strömung. Zur Beschreibung des Verlustverhaltens von Komponenten werden ebenfalls dimensionslose Kennzahlen oder Beiwerte verwendet. Die Verwendung von dimensionslosen Kennzahlen ermöglicht den Vergleich von theoretisch oder numerisch ermittelten Ergebnissen mit experimentellen Daten. Mit Hilfe dieser Daten können die experimentellen Daten eines Modells auf einen größeren, geometrisch ähnlichen Prototypen übertragen werden.

Der Druckverlustbeiwert zwischen zwei Punkten einer Komponente wird bei inkompressibler Strömung üblicherweise wie folgt definiert:

$$K = \frac{\Delta P}{\rho \cdot V^2 / 2} \quad (2.48)$$

Die Druckdifferenz zwischen zwei Punkten des Stromfadens wird auf den dynamischen Druckanteil der Zuströmung bezogen.

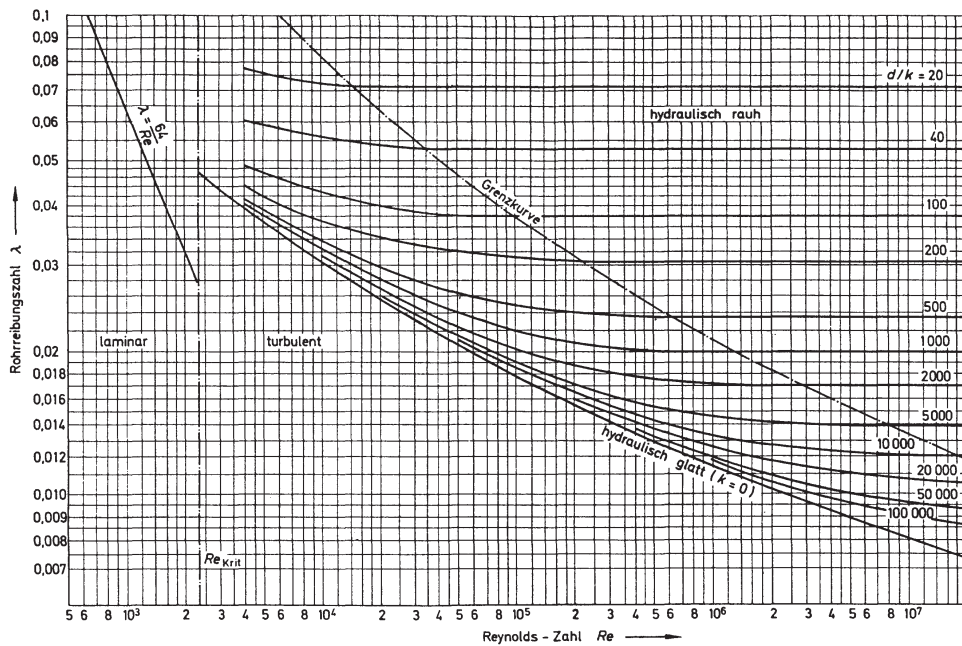


Abbildung 2.5: Diagramm zum Rohrreibungsbeiwert

Da bei inkompressiblen Strömungen in geraden Rohrleitungen mit völlig ausgebildeter Rohrströmung die Druckverluste hauptsächlich auf Reibungseinflüsse zurückzuführen sind gilt dort im Speziellen:

$$K = f \cdot \frac{L}{D} \quad (2.49)$$

Der Reibungsfaktor f ist von der Reynoldszahl und der Wandrauigkeit der Rohrleitung abhängig. Zur Bestimmung des Rohrreibungsfaktors λ stehen Diagramme von Moody und Nikuratsse (Abb. 2.5) sowie die Formeln von Colebrook und White [39] [26] zur Verfügung.

2.2.2 Verlustbeiwerte für kompressible Strömungen

Auch für kompressible Rohrströmungen wird ein Reibungskoeffizient angegeben:

$$f = \frac{\tau_w}{\rho V^2 / 2} \quad (2.50)$$

Zur Beschreibung des Druckverlustverhaltens durchströmter Elemente bei kompressibler Strömung können nicht ohne weiteres die für inkompressible Strömung ermittelten Verlustkennwerte verwendet werden. Benedict zeigte durch Untersuchung der Verluste an Ventilen bei kompressibler Strömung, daß die Berechnung der Verluste mit inkompressiblen Verlustbeiwerten zu niedrige Werte liefert [3]. Das gilt nach Benedict insbesondere bei der Berechnung des Gesamtverlustes von Systemen mit mehreren Ventilen durch Addition der Einzelverluste.

Bei kompressibler Strömung wird als Druckverlust der Totaldruckverlust bezogen auf den dynamischen Druck angegeben. Der dynamische Druck berechnet sich aus der Differenz

von Totaldruck und statischem Druck der Zuströmung. Demnach ergibt sich für den Totaldruckverlustbeiwert Ω einer kompressiblen Strömung:

$$\Omega_c = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t1} - P_1} \quad (2.51)$$

mit

$$P_t = P \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \text{Ma}^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Nach Miller [26] ist es aufgrund des Mangels an ausreichenden Versuchsdaten zum Teil unumgänglich, auch bei der Berechnung kompressibler Strömungen inkompressible Verlustkennwerte heranzuziehen. Wenn die Strömungsgeschwindigkeit deutlich unter einer Mach-Zahl von $\text{Ma}=0.3$ liegt, das Strömungsfeld keine Unstetigkeiten (wie z.B. Ablösungen) aufweist und ein stetiger Querschnittsverlauf vorliegt, ist dieses Verfahren aufgrund des geringen Fehlers auch zulässig. Anderenfalls müssen die Druckverlustbeiwerte durch Kompressibilitätsfaktoren ergänzt werden.

2.2.3 Durchflußkennwerte

Zur Beurteilung des Durchflußverhaltens eines Elementes wird der Durchflusskoeffizient CD herangezogen [42]:

$$CD = \frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_{id}} \quad (2.52)$$

$$\dot{m}_{id} = \frac{P_{t1} A_{ab}}{\sqrt{R T_{t1}}} \left(\frac{P_{s2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa - 1} \left(1 - \left(\frac{P_{s2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right)} \quad (2.53)$$

Der CD -Wert gibt das Verhältnis von tatsächlich durchgesetzten Massenstrom zum theoretisch maximal durchsetzbaren Massenstrom an.

Korreliert wird der Durchflußkoeffizient zum Strömungsparameter DAB :

$$DAB = \frac{P_{t1} - P_{s2}}{P_{t1} - P_{s1}} \quad (2.54)$$

Der DAB -Parameter gibt die Differenz des Totaldrucks der Zuströmung (Index 1) und des statischen Drucks der Abströmung (Index 2) normiert auf den Zuströmstaudruck an.

2.3 Untersuchungen an durchströmten Elementen

Entsprechend der Vielzahl von unterschiedlichen Elementen zur Strömungsführung existieren in der Literatur zahlreiche Untersuchungen über deren Verlust- und Durchflussverhalten. Dieser Abschnitt soll einen Überblick über wichtige bereits veröffentlichte Untersuchungen an Komponenten geben, die in ihrer Funktion den charakteristischen Baugruppen des Abblase-Luftsystems, nämlich Entnahmeschlitz, Verteilerkanal und Entnahmestutzen entsprechen.

2.3.1 Strömungsverzweigungen

Bei dem Entnahmeschlitz des Abblase-Luftsystems handelt es sich um eine spezielle Form einer Strömungsverzweigung. Die Zuströmung erfolgt drallbehaftet in einem Rohr mit konzentrischem Kreisquerschnitt. Die Strömungsverzweigung selbst erfolgt über einen radial umlaufenden Schlitz. Umfangreiche Untersuchungen an unterschiedlichen Varianten von Strömungsverzweigungen wurden u.a. bereits von Miller [26], Idelchik [18], Zimmermann [42], Bowman [4], sowie Dittrich und Graves [13] veröffentlicht. Die Zuströmung ist in der Regel drallfrei durch Rohre mit einfachen, kreis- oder rechteckförmigen Querschnitten. Die Strömung verzweigt sich über Rohre mit kreis- oder rechteckförmigen Querschnitt, die an das Zuleitungsrohr angeflanscht sind (Abb. 2.6, und 2.7).

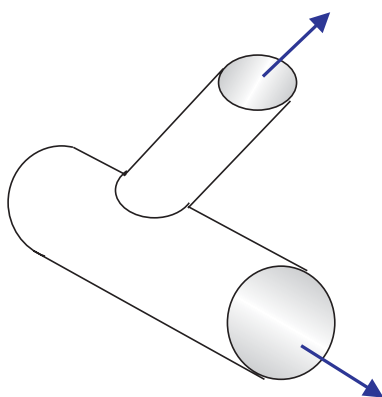


Abbildung 2.6: Strömungsverzweigung mit kreisrunden Querschnitten

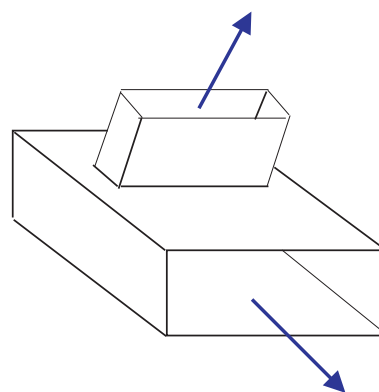


Abbildung 2.7: Strömungsverzweigung mit rechteckigem Querschnitt

In Tabelle 2.1 sind die wesentlichen Unterschiede zwischen den Strömungsverzweigungen aus den bereits genannten Veröffentlichungen und der Strömungsabzweigung im Abblase-Luftsystem zusammengefasst.

Strömungsverzweigungen aus Veröffentlichungen	Abblase-Luftsystem
Zuströmung durch Rohre mit rechteckigen bzw. kreisförmigen Querschnitten	Zuströmung durch ein Rohr mit konzentrischem Kreisringquerschnitt
Zuströmung drallfrei	Zuströmung drallbehaftet
Abgezweigter Massenstrom wird in der Regel über ein punktuell an das Zuströmrohr angeflanshtes Rohr abgeleitet	Abgezweigter Fluidmassenstrom wird über einen umlaufenden Schlitz in der äußeren Rohrwand des Zuströmrohres abgeleitet
In der Regel Untersuchungen an inkompressiblen Strömungen	Kompressible Effekte v.a. im Schlitz möglich

Tabelle 2.1: Grundlegende Unterschiede zwischen Strömungsverzweigungen in bereits veröffentlichten Untersuchungen und dem Abblase-Luftsystem

In den veröffentlichten Untersuchungen wurden die über der Verzweigung auftretenden

Druckverluste zum Verhältnis des abgezweigten zum zugeführten Massenstrom korreliert. Der Verzweigungswinkel, das Verhältnis der Flächen von Zuleitung und Verzweigung als auch die Verzweigungslänge wurden variiert, um deren Einfluß auf das Verlust- und Durchflußverhalten zu untersuchen. Die den Untersuchungen zugrunde liegenden Versuche wurden meist bei Mach- und Reynoldszahlen durchgeführt, die nicht den Verhältnissen in real ausgeführten Verdichtern entsprechen.

Wichtige Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Folgenden aufgeführt:

Entscheidenden Einfluß auf die Höhe der Druckverluste hat der Winkel der Verzweigung zur Zuströmleitung. Miller [26] untersuchte Verzweigungen mit Verzweigungswinkeln von 90° und 45° . Das Flächenverhältnis betrug $\frac{A_{\text{Verzweigung}}}{A_{\text{Zustromleitung}}} = 1$, die Querschnitte von Zuströmarm und Verzweigung waren kreisförmig. Bei seinen Untersuchungen stellte er fest, daß bei einer 45° -Verzweigung generell ein geringeres Verlustniveau vorliegt, als bei einer 90° -Verzweigung (Abb. 2.8). So liegt bei 45° eine Halbierung des Druckverlustniveaus vor.

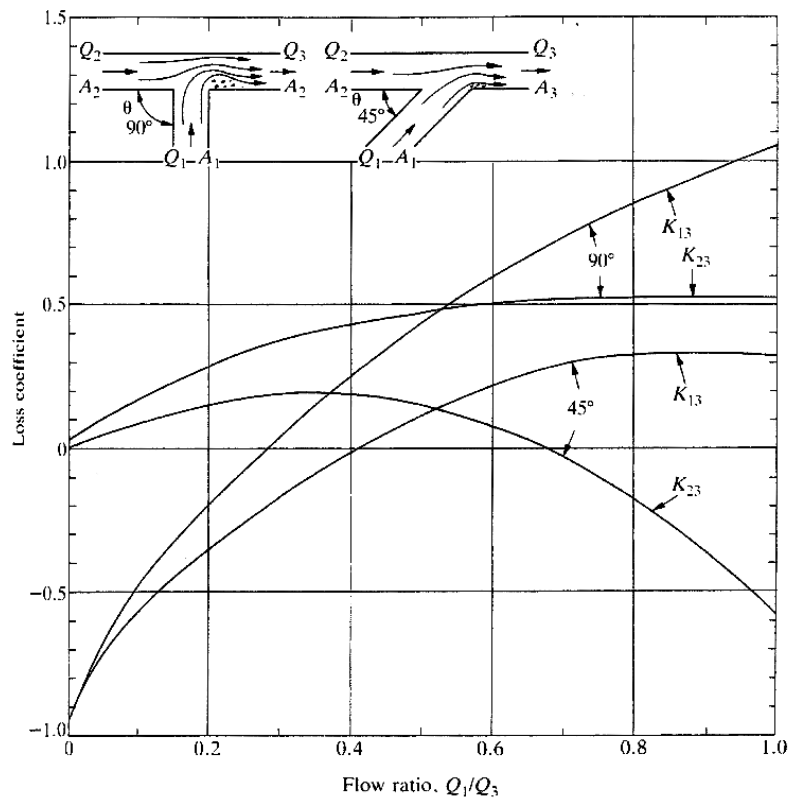


Abbildung 2.8: Druckverluste bei einer 45° und 90° Verzweigung mit kreisrundem Querschnitt nach Miller [26]

Bowman [4] ermittelte an einer Verzweigung mit jeweils rechteckigen Querschnitten und mit einer konstanten Abblaserate $M=30\%$ bei Variation des Schlitzwinkels von 0° nach 90° zunächst ein Absinken der Verluste bis zu einem Verzweigungswinkel von 30° , anschließend wieder einen Anstieg der Verluste (Abb. 2.9).

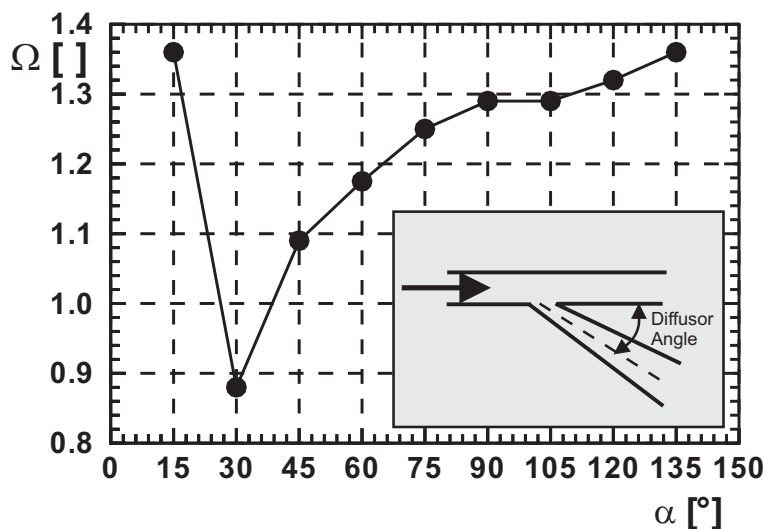
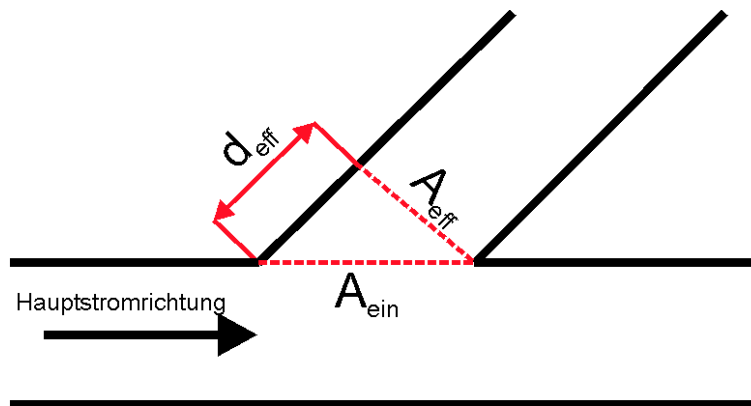


Abbildung 2.9: Druckverluste von Verzweigungen mit verschiedenen Verzweigungswinkeln nach Bowman [4]

Bowman führt zwei strömungsmechanische Effekte an, die zu dem festgestellten Verhalten führen. Zum einen bewirkt ein Absenken des Verzweigungswinkels eine Vergrößerung des Verhältnisses von Eintrittsquerschnitt zu effektivem Querschnitt (Abb. 2.10). Bei einem Winkel von 90° ist dieses Verhältnis gleich 1. Gerade bei hohen Abblaseraten ist ein größerer Eintrittsquerschnitt von Vorteil, da das Fluid kontinuierlicher auf die im effektiven Schlitzquerschnitt herrschende Geschwindigkeit beschleunigt werden kann. Im Falle einer 90° -Verzweigung tritt aufgrund der scharfen Umlenkung der Strömung an der Eintrittskante eine Strömungsablösung auf. Die zweite Einflußgröße ist nach Bowman der Abstand zwischen der stromaufwärtigen Kante der Verzweigung, an der eine Strömungsablösung am wahrscheinlichsten ist, und dem eigentlichen Eintrittsquerschnitt. Die Länge dieser Strecke ist ausschlaggebend, inwieweit die Strömung nach der Ablösung an der Kante wieder anlegt. Je kürzer diese Strecke mit zunehmenden Verzweigungswinkel wird, desto unwahrscheinlicher wird ein Wiederanlegen der Strömung.

Außerdem wies Bowman nach, daß die Verwendung von divergenten Entnahmeschlitzzen die Druckverluste generell erhöhten. Der Einsatz von konvergenten Schlitzen jedoch senkt die Druckverluste, da durch die Beschleunigung des Fluids aufgrund der Verringerung der Schlitzfläche das Wiederanlegen der abgelösten Strömung unterstützt wird. Bowman nahm zusätzlich die statischen Druckverläufe an beiden Schlitzseitenwänden bei Verzweigungswinkel von 45° und 90° auf (Abb. 2.11). An der stromaufwärtigen Schlitzwand ist zunächst ein drastischer Druckabfall zu erkennen, der durch die Beschleunigung des Fluids bei der Umlenkung um die Schlitzkante hervorgerufen wird. Diese Umlenkung geht mit einer Ablösung der Strömung einher. Den anschließenden Druckanstieg interpretiert Bowman mit einem Wiederanlegen der Strömung. Zu Beginn der stromabwärtigen Schlitzwand detektierte Bowman einen starken Druckanstieg, hervorgerufen durch den

Staupunkt, der entsteht, wenn umgelenktes Fluid auf die stromabwärtige Schlitzkante trifft.



A_{ein} = Eintrittsquerschnitt

A_{eff} = effektiver Eintrittsquerschnitt

d_{eff} = Abstand Schlitz Eintrittskante - effektiver Eintrittsquerschnitt

Abbildung 2.10: Skizze des effektiven Eintrittsquerschnitts am Entnahmeschlitz

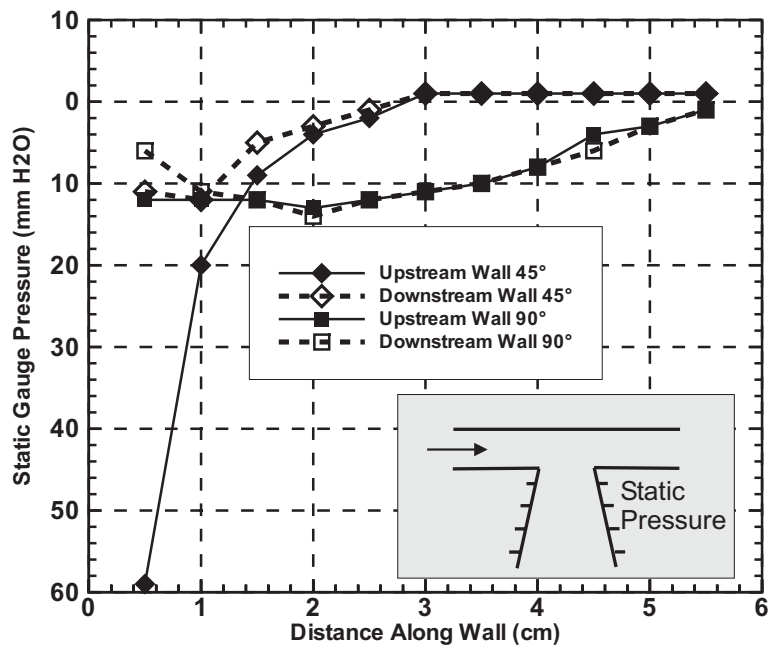


Abbildung 2.11: Wanddruckverläufe an den Schlitzseitenwänden nach Bowman [4]

Außerdem führte Bowman im Austritt des Entnahmeschlitzes eine Traversierung durch (Abb. 2.12). Im Bereich der stromaufwärtigen Schlitzwand zeigte sich ein Gebiet mit hohen Totaldruckverlusten. Dagegen war im Bereich der stromabwärtigen Schlitzwand ein

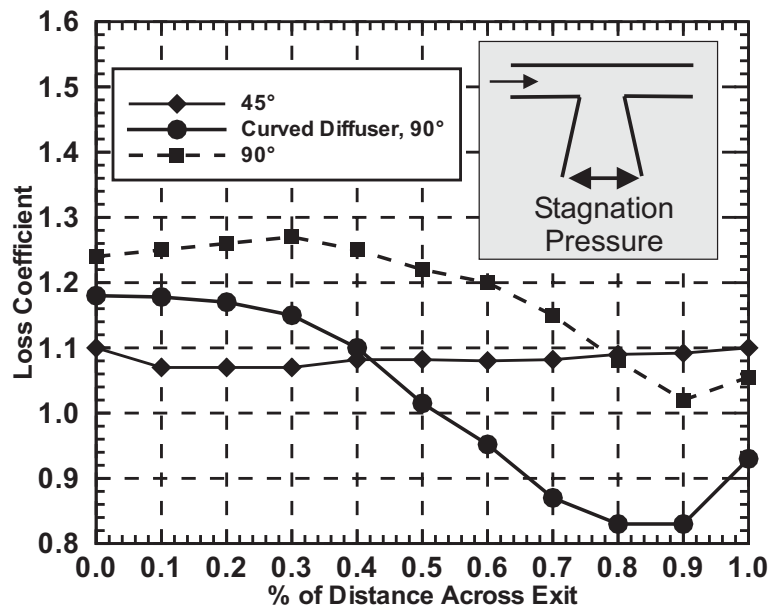


Abbildung 2.12: Druckverlustkoeffizient im Schlitzaustritt nach Bowman [4]

Gebiet mit niedrigen Totaldruckverlusten festzustellen. Dies ist ein weiterer Beleg für die aus den statischen Druckverläufen abgeleiteten strömungsmechanischen Vorgänge.

Sehr umfangreiche Untersuchungen an Strömungsverzweigungen mit kreisrunden Querschnitten wurden von Miller durchgeführt [26]. Nach Miller können diese Ergebnisse ohne große Fehler auch auf Elemente mit rechteckigen Querschnitten übertragen werden. Abbildung 2.13 zeigt eine Skizze der von Miller verwendeten Geometrien inklusive der dazu verwendeten Bezeichnungen.

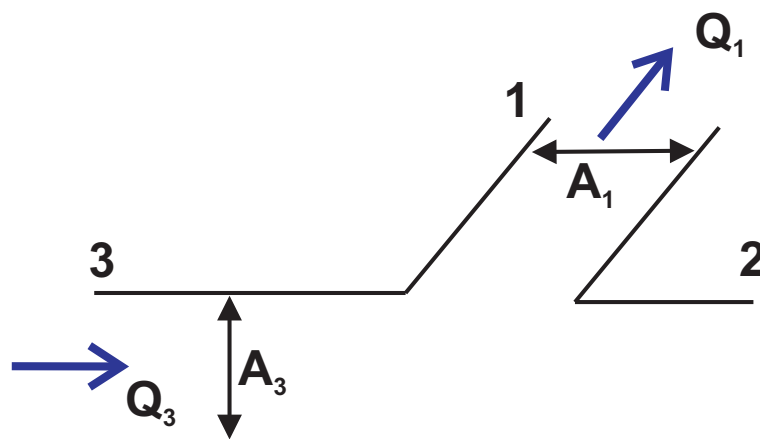


Abbildung 2.13: Nomenklatur an einer Strömungsverzweigung nach Miller [26]

Er untersuchte das Verhalten des Druckverlustbeiwertes $K_{31} = \frac{\Delta p_{31}}{\frac{\rho v_1^2}{2}}$ bei Variation des

Volumenstromverhältnisses $\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_3}$ bei unterschiedlichen Flächenverhältnissen $\frac{A_1}{A_3}$ und Verzweigungswinkeln. Bei einem Verzweigungswinkel von 45° ergibt sich bei allen Flächenverhältnissen $\frac{A_{\text{Verzweigung}}}{A_{\text{Zustromung}}} \leq 1$ zunächst ein Absinken des Druckverlustbeiwertes bis zu einem Minimum bei einem Volumenstromverhältnis von etwa 0.4, anschließend erfolgt wiederum ein Anstieg der Verlustbeiwerte (Abb. 2.14). Bei Verzweigungswinkeln von 90° (Abb. 2.15) liegt mit steigenden Volumenstromverhältnissen stets ein kontinuierlicher Anstieg der Druckverluste vor.

Bei Flächenverhältnissen von $\frac{A_{\text{Verzweigung}}}{A_{\text{Zustromung}}} > 0.7$ ist bei niedrigeren Volumenstromverhältnissen zunächst ein leichtes Absinken der Verluste bis zu einem Minimum bei $\frac{\dot{Q}_{\text{Verzweigung}}}{\dot{Q}_{\text{Zustromung}}} = 0.45$ zu beobachten, anschließend erfolgt wieder der Anstieg des Druckverlustbeiwertes. Bei beiden Verzweigungswinkeln hat eine Verminderung des Flächenverhältnisses bei konstantem Volumenstromverhältnis einen Anstieg des Druckverlustbeiwertes zur Folge. Der Anstieg fällt vor allem bei höheren Volumenstromverhältnissen deutlich aus.

Zur Optimierung von Strömungsverzweigungen schlägt Miller ein Abrunden der stromaufwärtigen Eintrittskante der Verzweigung, sowie ein Flächenverhältnis von $\frac{A_{\text{Schlitz}}}{A_{\text{Zustromung}}} = 1$ vor. Bei einer Abrundung der Schlitzkante um einen Radius von $r/D_{\text{Zustromung}} = 0.05$ erreicht man vor allem bei Abblaseraten über 0.4 ein deutliches Absenken der Druckverluste gegenüber einer scharfen Schlitzkante (Abb. 2.16).

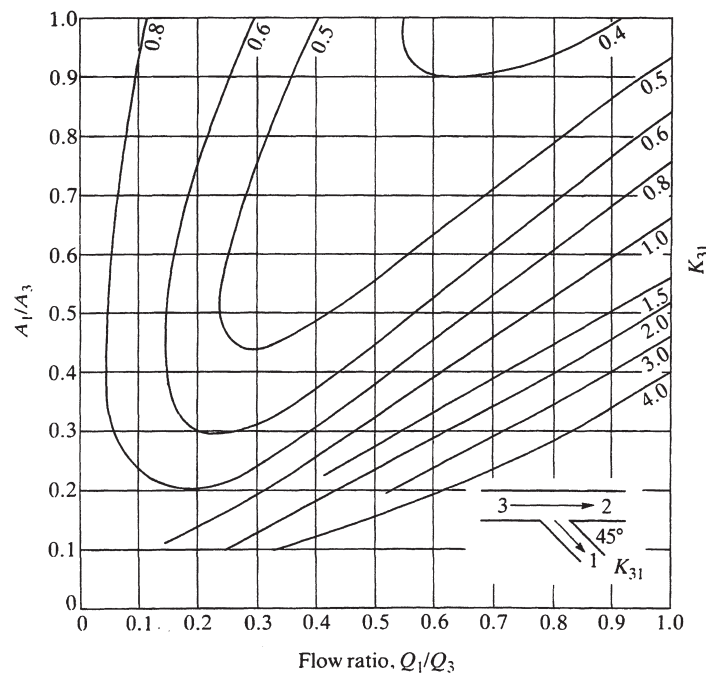


Abbildung 2.14: Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 45° -Verzweigung nach Miller [26]

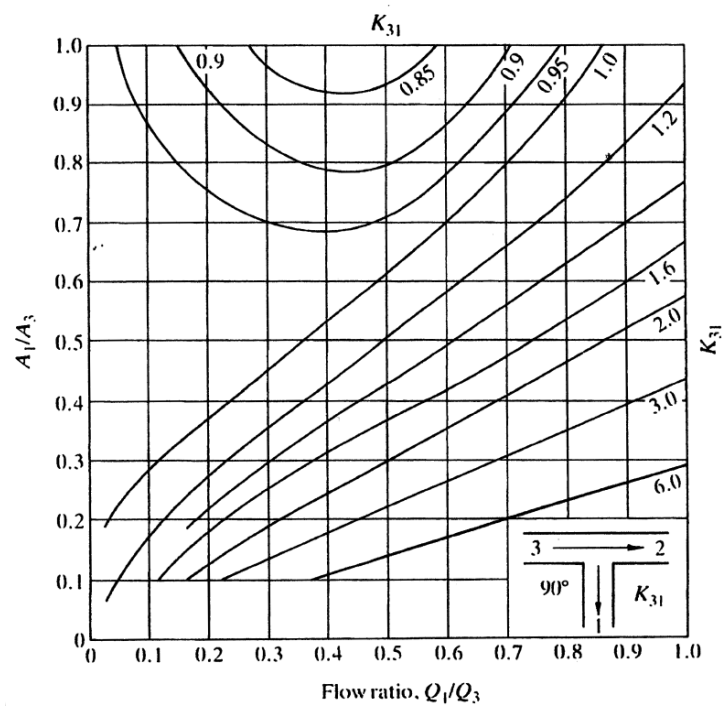


Abbildung 2.15: Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 90°-Verzweigung nach Miller [26]

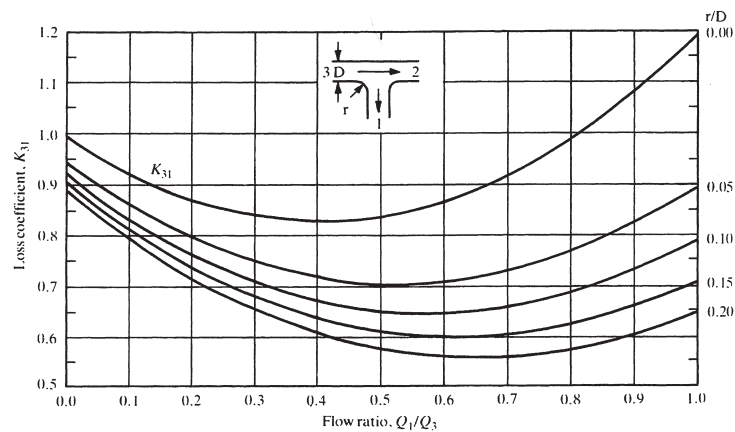


Abbildung 2.16: Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei einer 90°-Verzweigung mit abgerundeter Schlitzkante nach Miller [26]

Auch Idelchik führte Untersuchungen an Strömungsverzweigungen mit unterschiedlichen Verzweigungswinkeln durch (Abb. 2.17). Er korrelierte den Druckverlustbeiwert

$$\xi = \frac{\Delta p_s}{\frac{\rho w_s^2}{2}}$$

zum Verhältnis der Geschwindigkeiten $\frac{w_s}{w_c}$ in der Verzweigung und im Zuströmkanal.

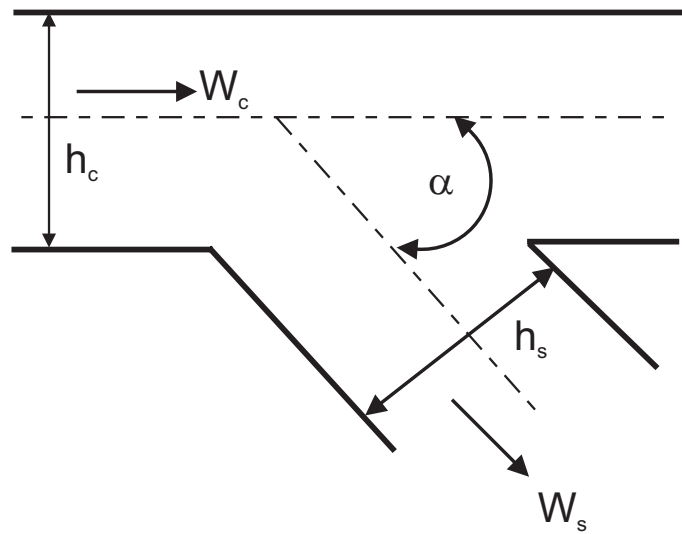


Abbildung 2.17: Skizze und Nomenklatur der von Idelchik untersuchten Schlitzgeometrie [18]

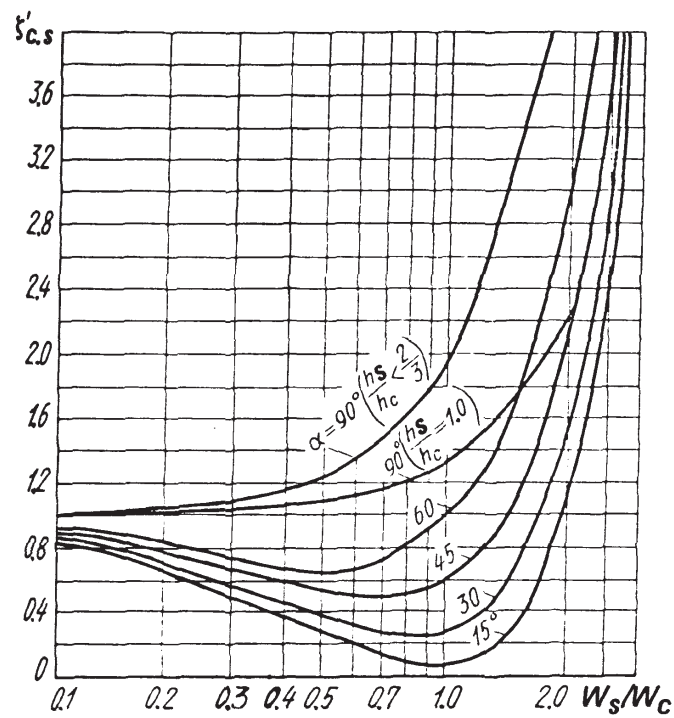


Abbildung 2.18: Verlauf des Druckverlustbeiwertes von Verzweigung mit unterschiedlichen Verzweigungswinkeln nach Idelchik [18]

Abbildung 2.18 zeigt den Verlauf des Druckverlustbeiwertes bei unterschiedlichen Verzweigungswinkeln. Wie Miller wies auch Idelchik einen generellen Anstieg der Druckverluste bei größeren Verzweigungswinkeln nach. Bei jeweils konstantem Verzweigungswinkel

ergibt sich ein minimaler Druckverlust bei Geschwindigkeitsverhältnissen im Bereich von 0.7 bis 1.0. Dies stimmt mit den Untersuchungen von Miller überein, wobei Miller für Flächenverhältnisse $\frac{A_{\text{Verzweigung}}}{A_{\text{Zustromung}}} < 0.3$ eine Verschiebung des Druckverlustminimums zu Volumenstromverhältnissen $\frac{Q_{\text{Verzweigung}}}{Q_{\text{Zustromung}}} < 0.3$ feststellte.

Zimmermann, Kutz, Fischer und Wolff [42] untersuchten den Verlauf des CD-Wertes zum Parameter DAB an Schlitzen mit unterschiedlichem Verhältnis von Schlitzlänge und Schlitzbreite (Abb. 2.19).

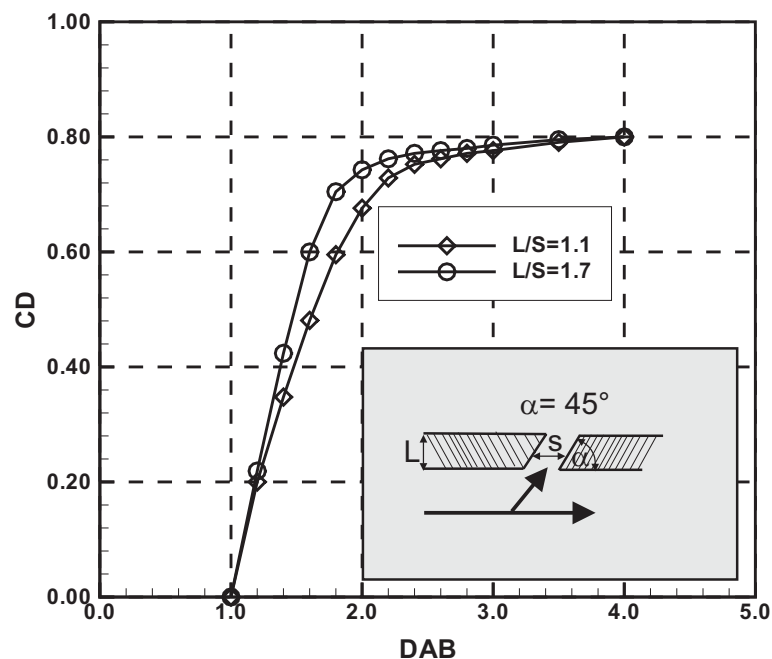


Abbildung 2.19: CD-Verläufe bei verschiedenen Schlitzlängen nach Zimmermann [42]

Bei niedriger Differenz zwischen Totaldruck in der Zustromung und statischem Druck am Austritt der Verzweigung (entspricht niedrigem DAB-Parameter) bewirkt eine geringe Erhöhung des DAB-Wertes bereits einen deutlichen Anstieg des CD-Wertes, also eine bessere Durchströmung der Verzweigung. Bei sehr niedrigen Abblaseraten gelangt hauptsächlich Fluid aus der Grenzschicht des Zustromarm in die Verzweigung. Bei geringfügiger Steigerung der Abblaserate wird auch energiereicheres Fluid aus der Hauptströmung in die Verzweigung geleitet. Dies führt zum schnellen Anstieg der CD-Werte. Bei weiterer Steigerung des Druckgefälles erreicht die Strömung in der Verzweigung die kritische Geschwindigkeit von $Ma=1$. Das bedeutet, daß eine Steigerung der Abblaserate nicht mehr möglich ist. Daher nähert sich auch die Kurve des CD-Wertes asymptotisch einem maximalen CD-Wert. Zimmermann zeigte außerdem, daß insbesondere bei niedrigen DAB-Werten längere Schlitze zu besseren CD-Werten führen.

Zur Optimierung von Entnahmeschlitzen schlägt Zimmermann [42] die Einführung eines Radius an der stromaufwärtigen Kante der Entnahmeöffnung vor. Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung besteht in der Einführung eines gestuften Schlitzes, d.h. eine Absenkung

der stromabwärtigen Schlitzkante. In einer Vergleichsmessung wies er für den Schlitz mit abgesenkter Schlitzkante höhere CD- Werte nach, als für einen Schlitz, dessen Kanten auf gleicher Höhe lagen Abb. 2.20. Dies ist aber nur dann sinnvoll, wenn es sich um eine permanente Abblasung im Verdichter handelt, da ansonsten die Druckverluste im Axialkanal zu hoch werden.

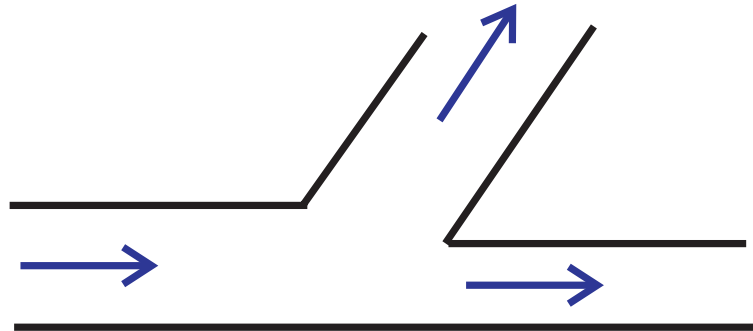


Abbildung 2.20: Schlitz mit abgesenkter stromabwärtiger Schlitzkante nach Zimmermann [42]

Dittrich und Graves [13] führten ausführliche Versuche zum Durchflussverhalten von runden Lufteintrittslöchern für Brennkammern durch. Sie korrelierten den Durchflussbeiwert CD zum Verhältnis der statischen Drücke $\frac{P_{Zustroemung}}{P_{Lochaustritt}}$ sowie zum dimensionslosen

Strömungsparameter $\frac{P_{tZustroemung} - P_{Lochaustritt}}{P_{tZustroemung} - P_{Zustroemung}}$. Sie untersuchten systematisch den Einfluss der Zuströmbedingungen und der Lochgeometrie auf den Durchflussbeiwert. Erwartungsgemäß führte ein Anstieg des statischen Druckgefälles über dem Lufteintrittsloch bei konstanter Zuströmgeschwindigkeit zu höheren Durchflussbeiwerten, d.h. höheren Luftdurchsätzen durch das Eintrittsloch. Weiterhin untersuchten Dittrich und Graves den Einfluss der Wandstärke (gleichbedeutend mit der Lochlänge) auf den Durchflussbeiwert bei gegebenen Druckgefälle und Zuströmgeschwindigkeit. So führt bei höheren Druckgefällen über dem Entnahmelochein längeres Lufteintrittsloch zu höheren CD-Werten. Hier bewirkt die längere Lauflänge der Strömung in der Bohrung ein Wiederanlegen der am Bohrungseintritt entstehenden Strömungsablösungen. Bei niedrigeren Druckgefällen, bewirken dagegen dünnere Wände höhere CD-Werte. Da bei niedrigen Eintrittsgeschwindigkeiten keine Strömungsablösung zu erwarten sind, würde sich bei längeren Lufteintrittslöchern eine dickere Grenzschicht aufbauen können. Eine kürzeres Loch verhindert diesen Mechanismus und führt so zu höheren Durchflusskennwerten.

Neben runden Lufteintrittslöchern wurden noch weitere Geometrien untersucht. Dabei ergaben gestufte Konfigurationen eine wesentlich erweiterte Durchströmcharakteristik, da hier der Staudruck der Anströmung ausgenutzt wird und nicht wie bei ebenen Löchern, nur der statische Druckunterschied ausschlaggebend ist.

2.3.2 Verteilerkanal

Für die Beschreibung der Strömung im Verteilerkanal müssen mehrere strömungsmechanische Aspekte in Betracht gezogen werden. Es ist davon auszugehen, daß sich der

durch das Umlenkgerüst im Axialkanal induzierte Drall zum Teil im Verteilerkanal fortsetzt und dort zu einer umfangsgerichteten Strömung führt. Das bedeutet, daß je nach Geschwindigkeitsniveau im Verteilerkanal mit zusätzlichen Verlusten aufgrund von Reibungseffekten zu rechnen ist. In gekrümmten Kanälen und Rohren treten außerdem Sekundärströmungen auf, die zu weiteren Verlusten führen. Miller veröffentlichte Untersuchungen über die Druckverluste einer Krümmerströmung [26]. Demnach ist die Höhe der Verluste hauptsächlich von der Reynoldszahl abhängig. Bei konstantem Krümmungsradius sinken die Verluste bei steigenden Reynoldszahlen. Niedrigere Verluste können auch erzielt werden, wenn der Krümmungsradius des Rohres größer als der Rohrdurchmesser veranschlagt wird.

Neben den Reibungseffekten entstehen auch Verluste durch die Ein- und Ausströmvorgänge in bzw. aus dem Verteilerkanal.

Bajura [2] entwickelte ein analytisches Modell zur Beschreibung der Druckverluste und Massendurchsätze in zylindrischen Sammelbehältern und Verteilerkanälen. Er führte die Strömungsverhältnisse in derartigen Behältern auf zwei Grundmechanismen zurück:

- Abzweigung eines bestimmten Fluidmassenstroms über eine im 90° Winkel an den Behälter angebrachte Leitung
- Zuleitung eines bestimmten Fluidmassenstroms über eine im 90° Winkel an den Behälter angebrachte Leitung

Für einen derartigen Verzweigungspunkt stellte Bajura an einem gedachten Kontrollvolumen die Erhaltungssätze auf (Abb. 2.21).

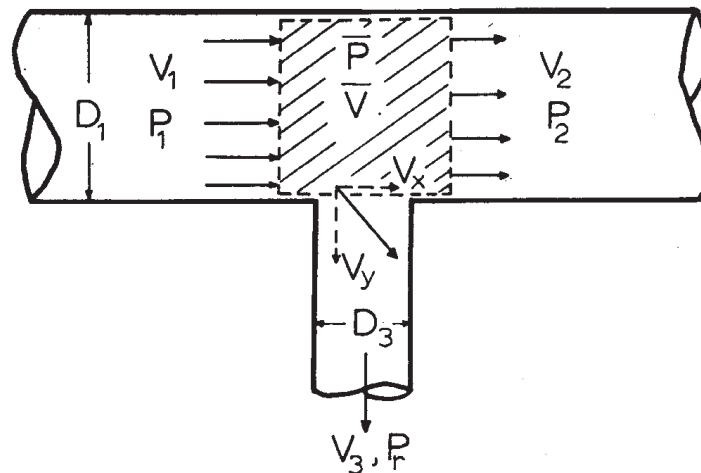


Abbildung 2.21: Kontrollvolumen an einer Behälterverzweigung nach Bajura [2]

Für die Impulserhaltung in axialer Richtung gilt:

$$\int_1 P_1 dA_1 - \int_2 P_2 dA_2 = \int_2 \rho V_2 V_2 dA_2 - \int_1 \rho V_1 V_1 dA_1 + \int_3 \rho V_x V_y dA_3$$

Zur genaueren Beschreibung des Integrals $\int_3 \rho V_x V_y dA_3$ führte Bajura einen sogenannten statischen Druckrückgewinnungskoeffizienten γ_d ein. Es gilt:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = V_1^2 - V_2^2 - \frac{\gamma_d V_1 V_3 A_3}{A_1}$$

Mit $Q = A \cdot V$ kann der dimensionslose Druckverlust wie folgt definiert werden:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho V_1^2 / 2} = 2 \frac{Q_3}{Q_1} \left(2 - \gamma_d - \frac{Q_3}{Q_1} \right)$$

Demnach würde ein Druckrückgewinnungskoeffizient $\gamma_d = 0$ bedeuten, daß das Fluid den Behälter ohne Impulsverluste (I_x) verlassen würde. $\gamma_d = 1$ wiederum würde bedeuten, daß der Impuls in x-Richtung des den Behälter verlassenden Fluids $I_x = 0$ betragen würde. Dies hätte die größtmögliche statische Druckumsetzung zur Folge. Abbildung 2.22 zeigt einige experimentell ermittelte Werte für γ_d .

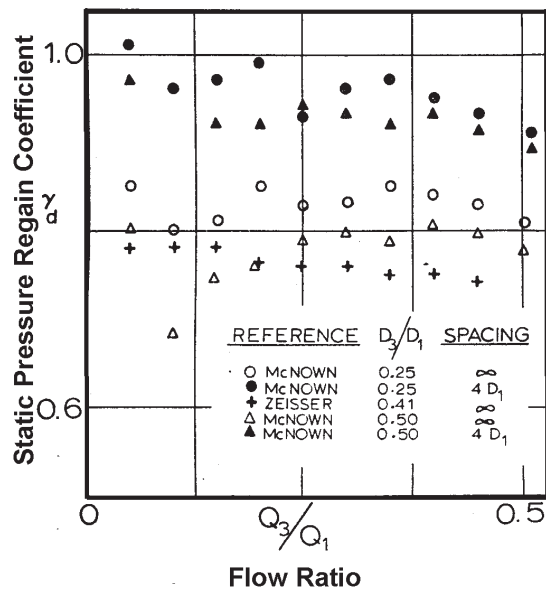


Abbildung 2.22: Experimentell ermittelte statische Druckrückgewinnungskoeffizienten, veröffentlicht bei Bajura [2]

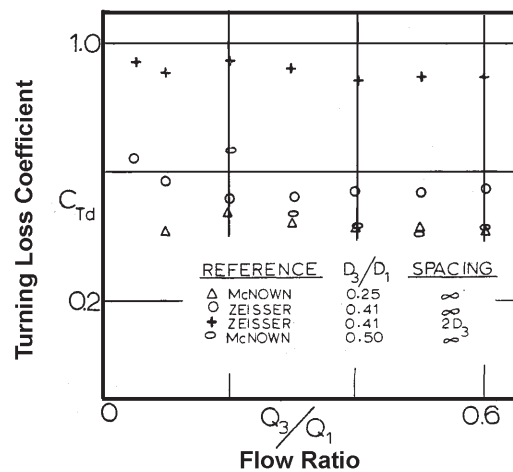


Abbildung 2.23: Experimentell ermittelte Werte für den Umlenk-Verlustbeiwert, veröffentlicht bei Bajura [2]

Die Strömung in der Abzweigung kann über die Bernoulli-Gleichung wie folgt beschrieben werden:

$$(P - P_r) / \rho = H \frac{V_3^2}{2} = \left[1 + C_{Td} + \left(f \frac{L}{D} \right) \right] \frac{V_3^2}{2}$$

Mit der Größe H beschreibt Bajura in diesem Fall den Strömungswiderstand, der sich aus folgenden Anteile zusammensetzt:

- dem Geschwindigkeitsanteil

- einen Umlenkdruckverlust C_{Td}
- einem Reibungsverlust

Abbildung 2.23 zeigt experimentell ermittelte Werte für C_{Td} . Es wird deutlich, daß der Beiwert C_{Td} weitestgehend unabhängig von der Abblaserate und dem Durchmesser-Verhältnis zwischen Behälter und Verzweigung ist. Allerdings steigen die C_{Td} -Werte deutlich mit einem Absenken des Abstands der einzelnen Verzweigung auf einen Wert von etwa $2 \cdot D_{Verzweigung}$. Bajura steigerte, ausgehend von den oben ausgeführten Überlegungen die Anzahl der Verzweigungen, so daß man nun von einem porösen Behälter ausgehen konnte. Das Strömungsverhalten des Behälters soll durch ein System von Kontinuitätsgleichungen gelöst werden. Mit Einführung der Porosität

$$\lambda = \frac{nD_3^2}{4D_1L_1}$$

und über die Definition der Wandreibung durch die Darcy-Weißbach Formulierung

$$\tau_w = f\rho \frac{V^2}{8}$$

ergibt sich für ein Kontrollvolumen der Impulssatz in differentieller Form wie folgt:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D_1} V^2 + 2V \frac{dV}{dx} + \gamma_d V V_y \frac{\lambda \pi D_1}{A_1} = 0$$

Für die Kontinuitätsgleichung gilt:

$$V_y = -\frac{A_1}{\lambda \pi D_1} \frac{dV}{dx}$$

Die Bernoulli-Gleichung für die Abzweigung lautet:

$$P - P_r = H\rho \frac{V_y^2}{2}$$

Des Weiteren werden folgende Definitionen getroffen:

$$\begin{aligned} A_r &= nD_3^2 D_1^2 \\ x^* &= \frac{A_r}{L_1} \\ Q^*(x^*) &= \frac{Q_1(x)}{Q_1(0)} \\ F &= f \frac{L_1}{D_1} \end{aligned}$$

Mit obigen Definitionen formulierte Bajura folgende, die Strömung im Behälter beschreibende Differentialgleichung:

$$Q^{*'} Q^{*''} + \frac{F}{2A_r H} Q^{*2} + \frac{2 - \gamma_d}{H} Q^* Q^{*'} = 0 \quad (2.55)$$

Die Randbedingungen lauten:

$$Q^*(0) = 1$$

$$Q^*(A_r) = 1$$

Bajura verglich die Ergebnisse aus der numerischen Lösung des analytischen Modells mit einer Messung von Sherman (Abb. 2.24). Mit einem Druckrückgewinnungskoeffizient $\gamma_d=0.94$ stehen die Ergebnisse der analytischen Berechnung in guter Übereinstimmung mit den Messdaten von Sherman.

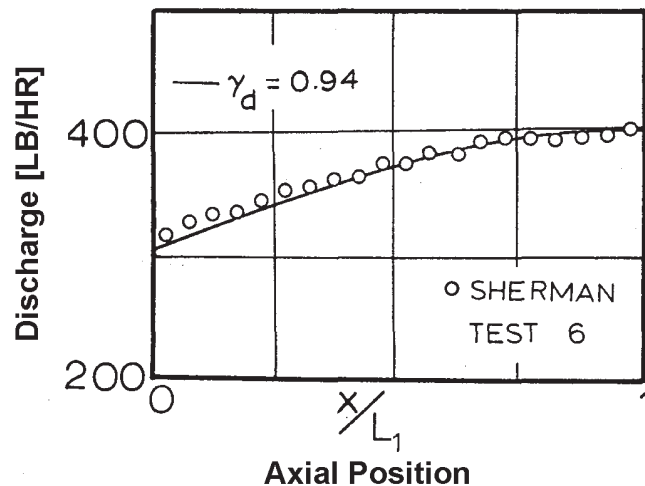


Abbildung 2.24: Vergleich der analytischen Untersuchung an einer Behälterverzweigung mit Messungen nach Bajura [2]

Ein ähnliches Vorgehen wählte Bajura für eine im Behälter zusammenlaufende Strömung. Ausgangspunkt war wiederum die Einführung eines Kontrollvolumens am Zuströmpunkt (Abb. 2.25)

Für dieses Kontrollvolumen wurden wiederum die Erhaltungssätze angewendet. Mit der Einführung des Druckabfallkoeffizienten γ_c ergibt sich für die dimensionslose Druckänderung

$$E = \frac{P_2 - P_1}{\rho V_1^2 / 2} = 2 \frac{Q_3}{Q_1} \left(2 - \gamma_c - \frac{Q_3}{Q_1} \right)$$

und für die Strömung in der Verzweigung

$$(P - P_r) / \rho = H \frac{V_3^2}{2} = \left[1 + C_{Tc} + \left(f \frac{L}{D} \right) \right] \frac{V_3^2}{2}$$

Die experimentellen Untersuchungen der γ_d Werte in Abbildung zeigen, daß im Gegensatz zur Abzweigung auch negative Werte auftreten können (Abb. 2.27). Dies ist insbesondere bei kleinen Durchmesserhältnissen $\frac{D_3}{D_1}$ der Fall.

Dabei wird die Eintrittsgeschwindigkeit des Strahls sehr groß, so daß der Strahl zunächst nicht umgelenkt wird. Erst nach weiterem Eindringen des Strahls in das Behältervolumen

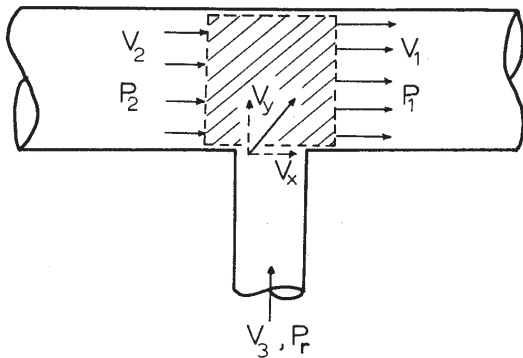


Abbildung 2.25: Kontrollvolumen an einer Behälterverzweigung mit zusammenlaufender Strömung nach Bajura [2]

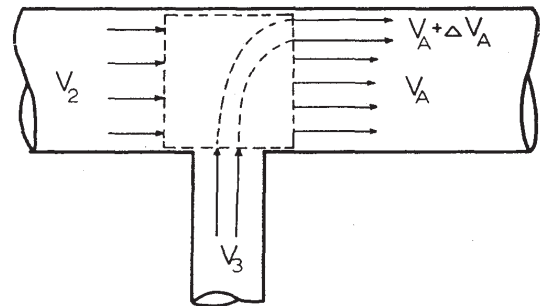


Abbildung 2.26: Einströmvorgang an einer Behälterverzweigung mit zusammenlaufender Strömung nach Bajura [2]

beginnt die Umlenkung, so daß in diesem Bereich eine Zusatzgeschwindigkeit ΔV_A auftritt (Abb. 2.26). Für größere Durchmesserverhältnisse sinkt die Eintrittsgeschwindigkeit des Strahls, die Werte für γ_c werden positiv.

Die Gleichung zur Beschreibung der Strömungsverteilung im Verteilerkanal bei einer Zufuhr von Fluidmassenstrom lautet:

$$\hat{Q}'\hat{Q}'' + \frac{F}{2A_r H} \hat{Q}^2 - \frac{2 - \gamma_c}{H} \hat{Q}\hat{Q}' = 0 \quad (2.56)$$

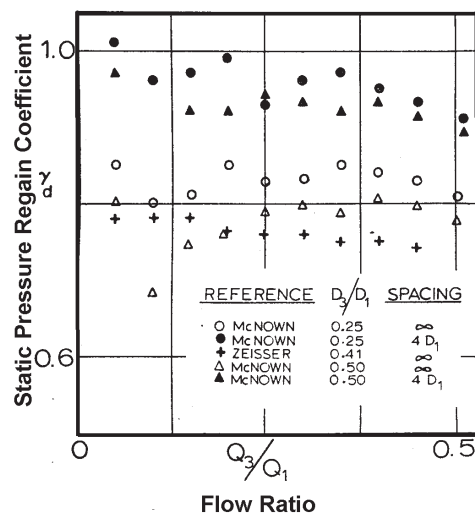


Abbildung 2.27: Experimentell ermittelte statischer Druckrückgewinnungskoeffizienten, veröffentlicht bei Bajura [2]

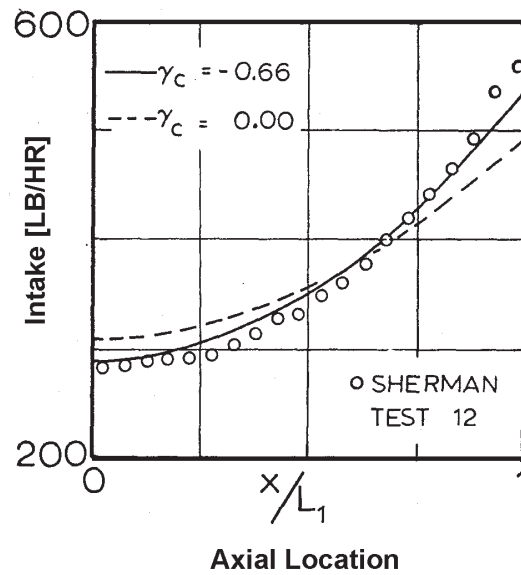


Abbildung 2.28: Vergleich der analytischen Untersuchung an einer Behälterverzweigung mit Messungen, veröffentlicht bei Bajura [2]

Abbildung 2.28 zeigt den Vergleich der numerischen Lösung mit Messungen von Sherman. Neben eines analytischen Berechnungsverfahrens für die Strömungsverteilung in Verteilerkanälen konnte Bajura mit seiner Arbeit die wesentlichen Einflussparameter auf die Strömungsverhältnisse definieren. Dazu zählt das Durchmesser Verhältnis zwischen Behälterdurchmesser und Zu- bzw. Abströmleitung sowie der Strömungswiderstand (charakterisiert durch Umlenkverlust und Reibungsverlust im Zu- bzw. Abströmrohr). Die in der Strömung auftretenden Impulsverluste werden hauptsächlich durch die geometrische Gestaltung beeinflusst. So stellte Bajura fest, daß ein scharfkantiger Übergang zwischen Behälter und Verzweigungsrohr zu höheren Verlusten in der Abzweigungsleitung führt als ein abgerundeter Übergang.

Miller entwickelte eine iterative Berechnungsmethode für den Gesamtverlust von Sammelbehältern, basierend auf den Einzelverlusten der einzelnen Verzweigungen bzw. Verbindungen [26]. Im Gegensatz zu Bajura verwendet Miller kein analytisches Modell, sondern legt für die einzelnen Verzweigungspunkte experimentell ermittelte Druckverlustkorrelationen zu Grunde. Generell liegt nach Miller in Verteilerkanälen mit mehreren Abzapfleitungen aufgrund der sinkenden Durchströmgeschwindigkeit ein steigendes statisches Druckniveau vor. Im Gegensatz dazu sinkt das Druckniveau in einem Verteilerkanal mit mehreren Zuleitungen (Abb. 2.29 und 2.30)

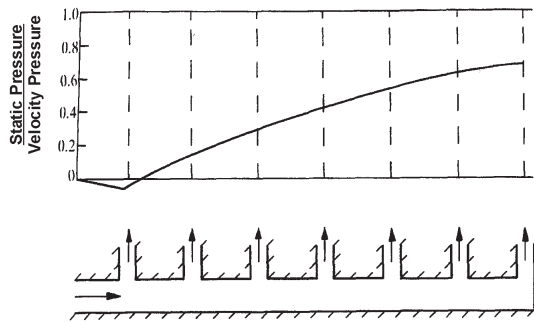


Abbildung 2.29: Statischer Druckverlauf in einem Verteilerkanal mit Abzapfleitungen nach Miller [26]

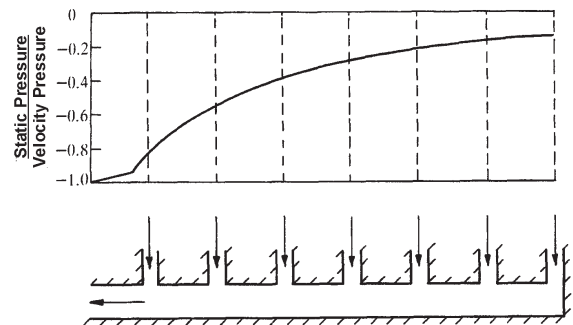


Abbildung 2.30: Statischer Druckverlauf in einem Verteilerkanal mit Zu-
strömleitungen nach Miller [26]

2.3.3 Entnahmestutzen

Fried und Idelchik führten systematische Untersuchungen über die Strömungsverhältnisse am Eintritt in eine Rohrleitung durch [18] [15]. Sie stellten fest, daß an der scharfen Eintrittskante eine Strömungsablösung auftritt, die eine Verringerung des durchströmbareren Querschnitts zur Folge hat (jet contraction)(Abb. 2.31).

Zur Quantifizierung der Querschnittsverringernug wird ein Kontraktionsbeiwert ϵ eingeführt:

$$\epsilon = \frac{A_{contract}}{A_{Rohr}} \tag{2.57}$$

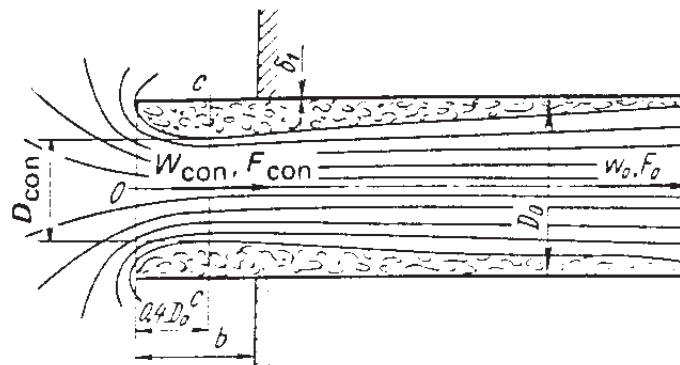


Abbildung 2.31: Mechanismus der Einströmung in eine Rohrleitung nach Idelchik [18]

Der Kontraktionsbeiwert kann bei turbulenter Strömung Werte bis zu $\epsilon=0.5$ erreichen. Nach Idelchik entstehen sehr große Druckverluste, wenn die Eintrittskante scharf ist und

nicht bündig mit der begrenzenden Wand verläuft (Abb. 2.31). Eine signifikante Reduktion der Verluste kann erreicht werden, wenn das Rohr wandbündig eingebaut wird und die Eintrittskanten abgerundet bzw. der Einlauf durch abgewinkelte Seitenwände konvergent gestaltet wird (Abb. 2.32).

Die Untersuchungen von Khan, Kornelius und Tassa [20] an 2D-Schlitzten zur Grenzschichtbeeinflussung können ebenfalls zur Beurteilung der strömungsmechanischen Vorgänge am Entnahmestutzen herangezogen werden. In Abhängigkeit von der Reynoldszahl im Schlitz entsteht in Folge der Ablösung des Fluids bei der Umlenkung um die stromaufwärtige Schlitzkante ein Rezirkulationsgebiet (Abb. 2.33). Dieses Rezirkulationsgebiet kann unter ungünstigen Umständen auch zu Oszillationsvorgängen in der Strömung führen, welche die Grenzschicht im Hauptstrom beträchtlich stören können. Die Ausdehnung der Ablöseblase ist abhängig von der Reynoldszahl im Stutzen bzw. Schlitz.

Dewyenne, Howinson, Ockendon, Morland und Watson simulierten mit analytischen Methoden die Strömungsverhältnisse in einem geraden Kanal mit einer 90° -Verzweigung, deren stromaufwärts gelegene Kante abgerundet ist [12]. Sie wiesen in Abhängigkeit des Verhältnisses des Massenstroms im Hauptkanal zum Massenstrom in der Verzweigung eine Wanderung des Staupunktes an der stromabwärts gelegenen Kante nach.

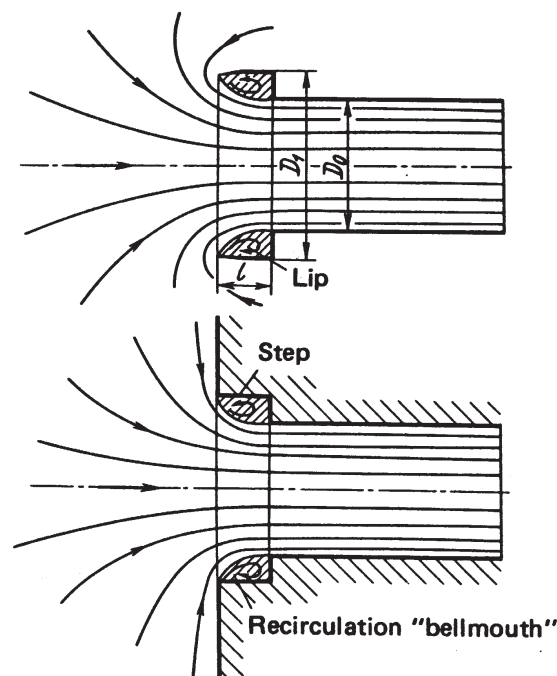


Abbildung 2.32: Möglichkeiten zur Optimierung des Stutzeintrittes nach Idelchik [18]

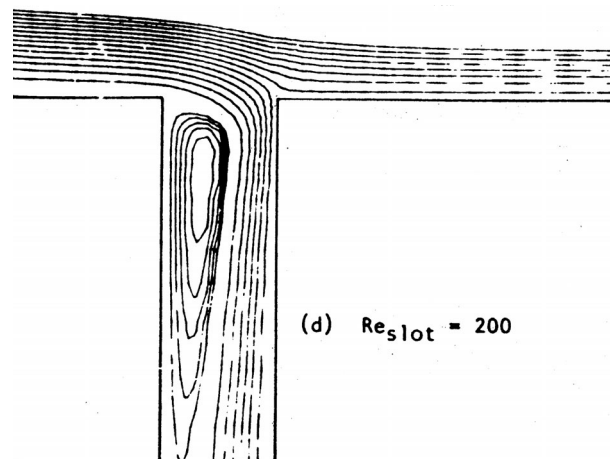


Abbildung 2.33: Strömungsvorgänge am Schlitztritt nach Khan, Kornelius und Tassa [20]

2.4 Berechnung von Sekundärluftsystemen mit 1D-Netzwerkströmungslösern

Die Anwendung analytischer Lösungsverfahren (wie z.B. bei Dewyenne [12] und Khan [20] u.a. dargestellt) zur Berechnung einzelner, durchströmter Komponenten ist oftmals sehr aufwendig, insbesondere, wenn die Lösung nur iterativ gefunden werden kann. Für Berechnungs- und Auslegungsarbeiten im industriellen Umfeld sind derartige Verfahren weniger geeignet. Bei der Auslegung und Berechnung von Sekundärluftsystemen interessieren hauptsächlich die Verluste und das Durchströmverhalten der einzelnen Komponenten und das daraus resultierende Verhalten des gesamten Systems. In Anlehnung an die Elektrotechnik werden aus mehreren Komponenten bestehende, komplexe Systeme durch geschlossene Netzwerke wiedergegeben. Für das Druckverlust- bzw. Durchflußverhalten werden die im Abschnitt zuvor erläuterten Korrelationen herangezogen. Abbildung 2.34 zeigt das Netzwerk für eine verfahrenstechnische Anlage.

Analog zur Kirchhoffschen Regel in der Elektrotechnik gilt in Strömungsnetzwerken bei stationärer Strömung an den Knotenpunkten für den Fluidmassenstrom:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0 \quad (2.58)$$

An den Zu- bzw. Abströarmen einer Komponente gilt bei inkompressibler Strömung:

$$\dot{m}_i = f_i(P_{in,i}, P_{out,i}) \quad (2.59)$$

und bei kompressibler Strömung:

$$\dot{m}_i = f_i(P_{in,i}, P_{out,i}, T_i) \quad (2.60)$$

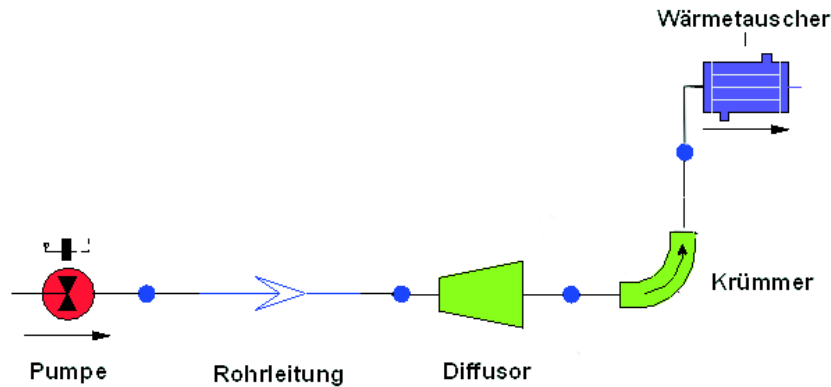


Abbildung 2.34: Beispiel eines einfachen Netzwerkes zur 1D-Stromfadenrechnung

Für eine einfache, zweiarmige Komponente wie in Abbildung 2.35 dargestellt, wird für die Funktion des Massenstroms ein linearer Ansatz gewählt:



Abbildung 2.35: Allgemeine, zweiarmige Komponente

$$\dot{m}_1 = A_1 P_1 + A_2 P_2 + B_1 \quad (2.61)$$

$$\dot{m}_2 = A_3 P_1 + A_4 P_2 + B_2$$

Für den Druckverlust ΔP über die Komponente von der Zuströmung (Index 1) zur Abströmung (Index 2) gilt bei inkompressibler Strömung :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.62)$$

Mit

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

gilt:

$$\Delta P = \frac{K \dot{m}^2}{2 \rho A^2} \quad (2.63)$$

Da Gleichung 2.63 noch keine Information über die Strömungsrichtung innerhalb der Komponente enthält, wird folgende Umformung vorgenommen:

$$\Delta P = \frac{K \dot{m} |\dot{m}|}{2 \rho A^2}$$

Mit der Vorzeichenvereinbarung, daß der Massenstrom mit einem positiven Vorzeichen zu versehen ist, wenn er aus einer Komponente in Richtung eines Netzknotenpunktes strömt, können für eine zweiarmige Komponente folgende linearisierten Gleichungen für die Zu- bzw. Abströmung formuliert werden:

$$\dot{m}_1 = \frac{-2\rho A^2}{\dot{m}_1 K} P_1 + \frac{2\rho A^2}{\dot{m}_1 K} P_2 \quad (2.64)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{2\rho A^2}{\dot{m}_2 K} P_1 + \frac{-2\rho A^2}{\dot{m}_2 K} P_2 \quad (2.65)$$

Aus Gleichung 2.64 und Gleichung 2.65 werden folgende Koeffizienten gebildet:

$$A_1 = -A_2 = \frac{-2\rho A^2}{\dot{m}_1 K} \quad (2.66)$$

$$A_3 = -A_4 = \frac{2\rho A^2}{\dot{m}_2 K} \quad (2.67)$$

$$B_1 = B_2 = 0 \quad (2.68)$$

Abbildung 2.36 zeigt ein Netzwerk, bestehend aus zwei zweiarmigen Komponenten. Für die Massenströme in den Zu- bzw. Abströmleitungen der Komponente wird folgendes lineares Gleichungssystem aufgestellt:

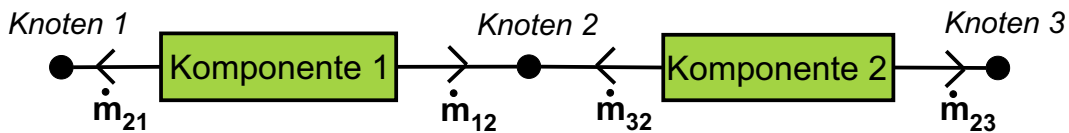


Abbildung 2.36: Netzwerk mit zwei zweiarmigen Komponenten

Komponente 1:

$$\dot{m}_{21} = A_{11}P_1 + A_{21}P_2 + B_{11} \quad (2.69)$$

$$\dot{m}_{12} = A_{31}P_1 + A_{41}P_2 + B_{21}$$

Komponente 2:

$$\dot{m}_{32} = A_{12}P_2 + A_{22}P_3 + B_{12} \quad (2.70)$$

$$\dot{m}_{23} = A_{32}P_2 + A_{42}P_3 + B_{22}$$

An den Knotenpunkten des Netzwerkes gilt Gleichung 2.58. Demzufolge gelten an den Knotenpunkten folgende lineare Gleichungen:

Knoten 1

$$\dot{m}_{21} = A_{11}P_1 + A_{21}P_2 + B_{11}$$

Knoten 2

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{32} = A_{31}P_1 + (A_{12} + A_{41})P_2 + A_{22}P_3 + B_{21} + B_{12}$$

Knoten 3

$$\dot{m}_{23} = A_{32}P_2 + A_{42}P_3 + B_{22}$$

Zur Lösung des linearen Gleichungssystems wird zweckmäßigerweise von einer Matrixdarstellung ausgegangen:

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{21} & 0 \\ A_{31} & A_{12} + A_{41} & A_{22} \\ 0 & A_{32} & A_{42} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{m}_{21} - B_{11} \\ \dot{m}_{12} + \dot{m}_{32} - B_{21} - B_{12} \\ \dot{m}_{23} - B_{22} \end{pmatrix} \quad (2.71)$$

Dieses Gleichungssystem wird komplexer, sobald mehrere Komponenten im Netzwerk enthalten sind, und diese Komponenten über mehrere Zu- bzw. Abströrmarm verfügen.

Der in dieser Arbeit eingesetzte Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER verfügt über eine umfangreiche Datenbank mit elementaren Komponenten durchströmter Systeme (z.B. Rohrleitungen, Verzweigungen usw.) Für jede dieser Komponenten werden die Druckverlustbeiwerte K durch ein individuelles Verfahren bestimmt, das unter anderem auch von der Art der Strömung (inkompressibel oder kompressibel) abhängt. In den meisten Fällen wird, wie im Abschnitt zuvor bereits erläutert, eine Korrelation in der Form $K = f(\dot{m})$ herangezogen. Dazu sind in der Datenbank in der Regel experimentell ermittelte Datenpunkte hinterlegt, die durch ein Polynom interpoliert werden oder es wird schrittweise zwischen den einzelnen Punkten interpoliert. Wenn möglich, werden die Koeffizienten auch auf numerischen Wege bestimmt. Für den Fall der kompressiblen Rohrströmung wird das Rohr in möglichst kleine Einzelzellen unterteilt, für die jeweils die eindimensionalen Erhaltungssätze aufgestellt werden. Das daraus entstehende Gleichungssystem wird nach einem Runge-Kutta-Verfahren 4. Ordnung gelöst. Da für den Druckverlustkoeffizienten $K = f(\dot{m})$ gilt, ist für die gesamte Berechnung des Netzwerkes ein iteratives Vorgehen nötig. Der Ablauf einer FLOWMASTER-Rechnung ist in Abbildung 2.37 dargestellt (siehe auch bei [7]).

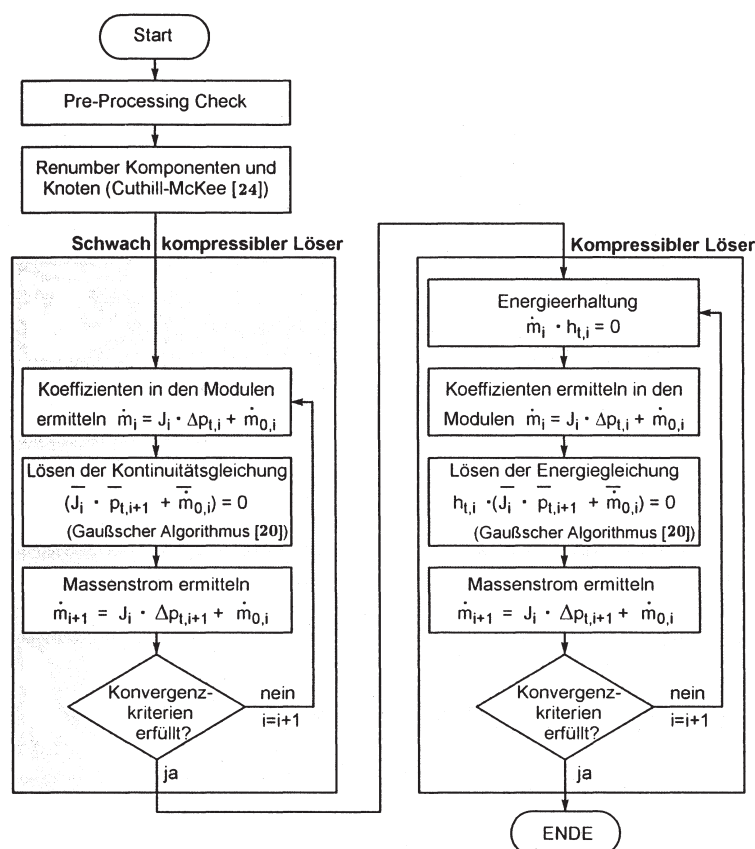


Abbildung 2.37: Algorithmus des 1D-Strömungslösers FLOWMASTER, veröffentlicht bei Brillert [7]

2.5 Anwendung von CFD-Methoden bei der Auslegung von Komponenten des Sekundärluftsystems

Während experimentelle Untersuchungen nur punktuelle Einblicke in das Strömungs-geschehen eines Bauteils erlauben und 1D-Netzwerkströmungslöser sich vor allem für Berechnungen im Rahmen der Vorauslegung eignen, ermöglichen 3D-Navier-Stokes-Rechnungen eine detaillierte Untersuchung der Strömung. Da eine Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen im Kontinuum nicht möglich ist, wird das Rechenggebiet in eine Anzahl diskrete Kontrollvolumina zerlegt, an denen jeweils die Erhaltungsgleichungen aufgestellt werden können. Das so entstehende System der Erhaltungsgleichungen bildet im mathematischen Sinne ein System gekoppelter nicht-linearer Differentialgleichungen, das analytisch nicht lösbar ist.

Technisch relevante Strömungen sind überwiegend turbulent, d.h. es treten zufällige Fluktuationen der verschiedenen Strömungsgrößen auf. Zu deren Berechnung wird ein statistischer Ansatz gewählt, bei dem die momentane Strömungsgröße ξ an einem festgehaltenen Raumpunkt in einen zeitlichen Mittelwert $\bar{\xi}$ und in einen Schwankungsanteil ξ' aufgeteilt werden (Reynoldsmittelung).

$$\xi = \bar{\xi} + \xi' \quad (2.72)$$

$$\bar{\xi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \xi dt \text{ und } \bar{\xi}' = 0 \quad (2.73)$$

Ist das Zeitintervall, über das integriert wird, hinreichend groß, so daß die Mittelwerte von der Zeit unabhängig sind, werden die zeitlichen Mittelwerte der Schwankungsgrößen zu Null. Man spricht in diesem Fall von einer stationären turbulenten Strömung. Die für den Ablauf der turbulenten Bewegung wichtige Tatsache ist, daß der Schwankungsanteil ξ' die mittlere Bewegung $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ so beeinflußt, als ob für diese mittlere Bewegung der Widerstand gegen Deformation scheinbar erhöht ist. Die Existenz der Schwankungsbewegung bewirkt also für die mittlere Bewegung eine scheinbare Erhöhung der Viskosität [31]. Wird der Ansatz der zeitlichen Mittelung auf die Erhaltungsgleichungen angewendet, erhält man die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen. In diesen treten nun als zusätzliche Unbekannte turbulente Scheinspannungen, auch Reynoldsspannungen genannt, auf. Diese zusätzlich auftretende Unbekannten haben zur Folge, daß das Gleichungssystem nicht geschlossen ist. Zur Lösung dieses Schließungsproblems wird ein Zusammenhang zwischen den Reynoldsspannungen und den Größen der mittleren Bewegung durch Modellgleichungen, sogenannte Turbulenzmodelle, hergestellt. Es existieren für die Turbulenzmodellierung eine Vielzahl unterschiedlicher Ansätze. Sie lassen sich in die Klassen der Wirbelviskositätsmodelle und Reynoldsspannungsmodelle unterteilen. Bei den Wirbelviskositätsmodellen wird zwischen Null-Gleichungsmodellen (algebraische Modelle), Ein-Gleichungsmodellen und Zwei-Gleichungsmodellen unterschieden. Zu den gebräuchlichsten Turbulenzmodellen zählen verschiedene Varianten des k - ϵ und des k - ω Modells [16] sowie neuerdings auch Reynoldsspannungsmodelle. Gerade bei der Berechnung von komplexen 3D-Strömungen entscheidet das eingesetzte Turbulenzmodell wesentlich über die Qualität der Rechenergebnisse im Vergleich zu den Messungen.

Mit steigender Rechnerleistung und sinkenden Preisen für Rechnerressourcen entwickelte sich die numerische Strömungssimulation in den letzten Jahren nicht nur im wissenschaftlichen Bereich zu einem praktikablen Verfahren zur Strömungsberechnung, insbesondere dort, wo keine analytischen Methoden eingesetzt werden können und experimentelle Untersuchungen zu aufwendig oder zu teuer sind. Ein weiterer Vorteil von CFD-Methoden liegt unter anderem in der Möglichkeit, in vergleichsweise kurzer Zeit Parameterstudien durchführen zu können. Da kommerzielle Anbieter von Strömungslösern die Softwarepakete mittlerweile auch mit leistungsfähigen Netzgeneratoren, übersichtlichen Bedienoberflächen und Postprozessoren ausstatten, die ein integriertes und zügiges Arbeiten ermöglichen, sind CFD-Methoden auch im industriellen Umfeld ein gängiges Werkzeug zur Auslegung und Berechnung strömungsmechanischer Komponenten geworden. Insbesondere im Bereich der Schaufelströmung im Turbomaschinenbau existieren mittlerweile gut angepasste Turbulenzmodelle und validierte Strömungslöser, so daß oftmals auf teure und zeitaufwendige Versuche auf Prüfständen verzichtet werden kann. Nun soll im Rahmen einer weiteren Arbeit ein kommerzieller 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser für die Anwendung auf das Abblase-Luftsystem validiert werden. Die durch die vorliegende Arbeit gewonnenen experimentellen Daten dienen dafür als Grundlage.

Der zu den Berechnungen eingesetzte 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser CFX TASCflow ist ein gekoppelter Finite-Volumen-Strömungslöser. Das Verfahren löst die konservativen,

dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) auf nicht-orthogonalen, strukturierten Multiblock-Rechnernetzen [38]. Als Diskretisierungsschema für die konvektiven Flüsse wurde das zweite Ordnung genaue Modified Linear Profile Scheme mit Physical Advection Correction verwendet [38]. Zur Berechnung der turbulenten Strömung wurden sowohl das $k-\epsilon$ Modell als auch das Shear-Stress-Transport-Modell (SST-Modell) von Menter in der Low-Re-Formulierung eingesetzt [6].

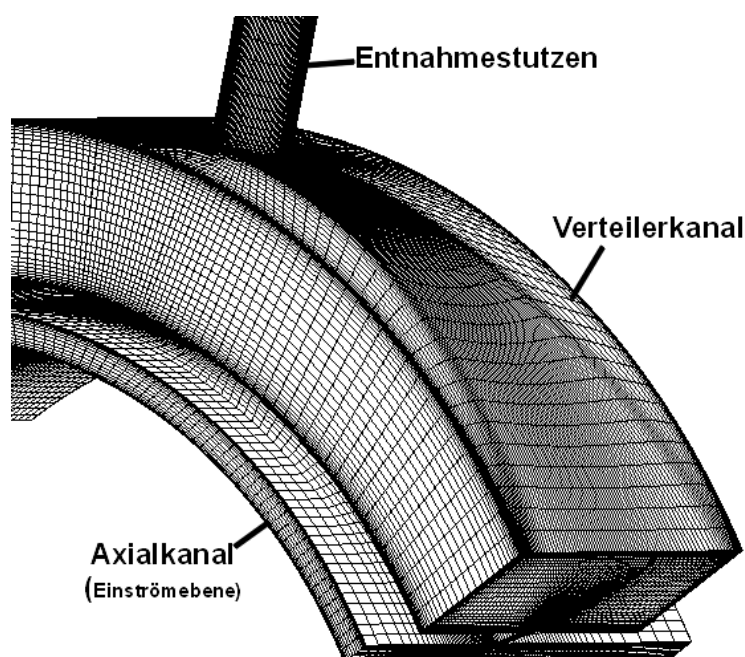


Abbildung 2.38: Ausschnitt des Multiblock-Rechnernetzes

Abbildung 2.38 zeigt einen Ausschnitt des zur Berechnung des Abblase-Luftsystems verwendeten Multiblock-Rechnernetzes. Die Topologie der eingesetzten unterschiedlichen Netze war identisch und umfasst 24 Blöcke. Für High-Re-Rechnungen betrug die Gesamtdimension des Rechnernetzes 750.000 Gitterpunkte, bei den Low-Re-Rechnungen waren für stabile Rechnungen ca. 2.000.000 Gitterpunkte nötig. Die Einströmebene des betrachteten Rechenraumes befand sich 30 mm stromab des Umlenkgiters. Bei der Vernetzung von Konfiguration 4 konnte die Periodizität des strömungsmechanischen Problems ausgenutzt werden, so daß der Rechenraum nur ein Viertel des rotationssymmetrischen Abblase-Luftsystems umfasste (siehe Abb. 2.38). Für Rechnungen an Konfiguration 1 musste hingegen die volle Geometrie vernetzt werden, da keine Periodizität vorliegt.

Kapitel 3

Versuchsaufbau und Meßtechnik

3.1 Aufbau des geschlossenen Modellwindkanals

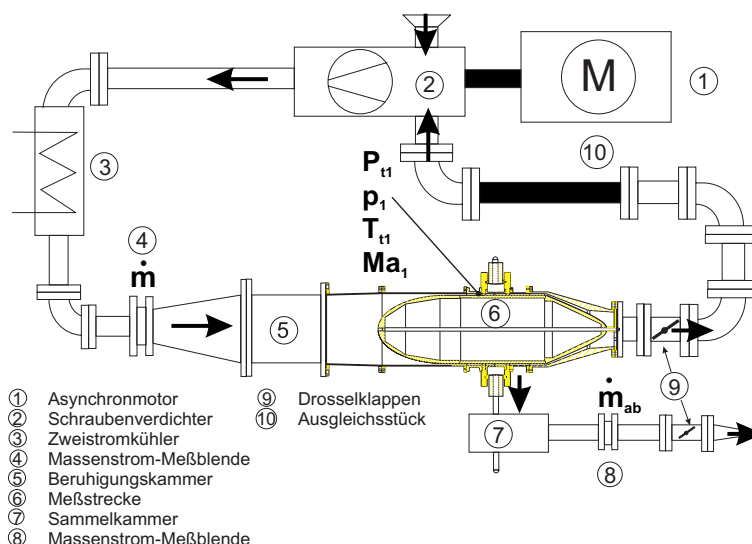


Abbildung 3.1: Schema des geschlossenen Windkanals

Der für die Untersuchungen eingesetzte Modellwindkanal wird in der Komponentenversuchsanlage des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München betrieben. Dabei handelt es sich um einen geschlossenen Windkanal, dessen Übersichtsplan in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Als Luftlieferer dient ein Schraubenverdichter mit einem Druckverhältnis von 3:1, der von einem thyristorgesteuerten Gleichstrommotor mit einer Leistung von 1 MW angetrieben wird. Bei den dieser Arbeit zu Grunde liegenden Messungen beträgt die vom Schraubenverdichter geförderte Luftmenge bei maximaler Antriebsleistung ca. 5 kg/s, die Verdichteraustrittstemperatur liegt bei 185°C. Ein am Austritt der Luftlieferanlage angeordneter, regulierbarer Zweistromluftkühler senkt die Lufttemperatur auf 27°C bis 28°C. Anschließend wird die Luft in eine Beruhigungskammer geleitet, in die Wabengitter und Siebe zur Unterdrückung von störenden Sekundärströmungen eingesetzt sind. Zwischen Luftkühler und Beruhigungskammer wird mit einer Meßblende nach DIN ISO 5167 der im Windkanal geförderte Luftmassenstrom ermittelt. Unmittel-

bar nach der Beruhigungskammer ist die Meßstrecke integriert. Die Mach-Zahl und der Totaldruck in der Meßstrecke werden über eine hinter der Meßstrecke installierte Drosselklappe reguliert. Die Luft wird anschließend über ein Rücklaufrohrsystem zurück zum Schraubenverdichter geleitet. Die in der Meßstrecke abgeblasene Luft gelangt über an die Entnahmestutzen angeflanschte Schläuche in eine Sammelkammer. Bevor die Abblaseluft von dort über das Abluftrohrsystem in die Umgebung abströmt, wird wiederum mit einer Meßblende (DIN ISO 5167) der abgeblasene Luftmassenstrom gemessen. Um die innerhalb der Meßstrecke abgeblasene Luft im geschlossenen Luftkreislauf zu ersetzen und auch um mögliche Leckageverluste auszugleichen, wird mit einem Luftansaugstutzen am Schraubenverdichter der umlaufenden Strömung zusätzliche Luft aus der Umgebung zugeführt.

3.2 Aufbau und Konstruktion der Meßstrecke

Grundlage für die Konzeption der Meßstrecke war das zuvor beschriebene Modell des Abblase-Luftsystems. Die Konstruktion der Meßstrecke kann Abbildung B.2 im Anhang entnommen werden.

Die Meßstrecke ist modular gestaltet. Dies ermöglicht durch das Austauschen einzelner Elemente einfache Veränderungen am Versuchsaufbau in kurzer Zeit. Ein rotationssymmetrischer Verdrängungskörper, der koaxial zur Windkanalachse angeordnet ist, bildet die Verdichternabe. Das um den Nabenkörper koaxial gelagerte Verdichtergehäuse ist aus Rohrsegmenten aufgebaut. Zwischen zwei derartigen Rohrsegmenten ist ein verstellbarer Leitradträger eingebracht. Der Umlenkwinkel der Leitradschaukeln wurde fest auf $\alpha=15^\circ$ eingestellt.

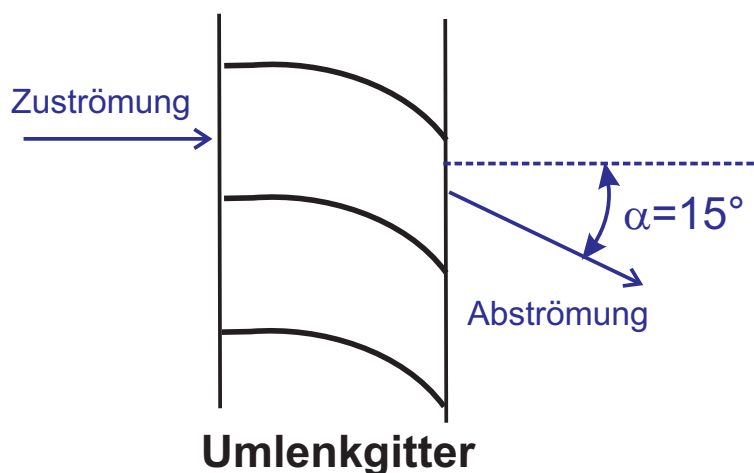


Abbildung 3.2: Definition des Umlenkwinkels

Eine an das Statorgehäuse und eine weitere an das darauf folgende Rohrsegment angeflanschte Scheibe bilden die Seitenwände des Verteilerkanals. Am unteren Ende der Scheiben sind an jeweils freien Ende um 45° angeschrägte Rohrstücke montiert. Beide Rohrstücke bilden zusammen das Verdichtergehäuse unterhalb des Verteilerkanals mit einem umlaufenden und mit 45° angestellten Entnahmeschlitz. Die Verteilerkanaldecke wird in Form eines Ringes in die dafür vorgesehenen Nuten in die Verteilerkanalseitenwände

eingesetzt. Die Verteilerkanaldecke verfügt außerdem über vier umfangssymmetrisch angeordnete Bohrungen zur Aufnahme der zylindrischen Entnahmestutzen. Die Unterseiten der Entnahmestutzen sind derart der Krümmung der Verteilerkanaldecke angepasst, daß sie wandbündig in die Aufnahmebohrungen eingesetzt werden können. Zur Integration der Meßstrecke in den Windkanal ist das Gehäuse am Ein- und Austritt mit entsprechenden Anschlußflanschen versehen. Abbildung 3.3 zeigt die in den Windkanal integrierte Meßstrecke.

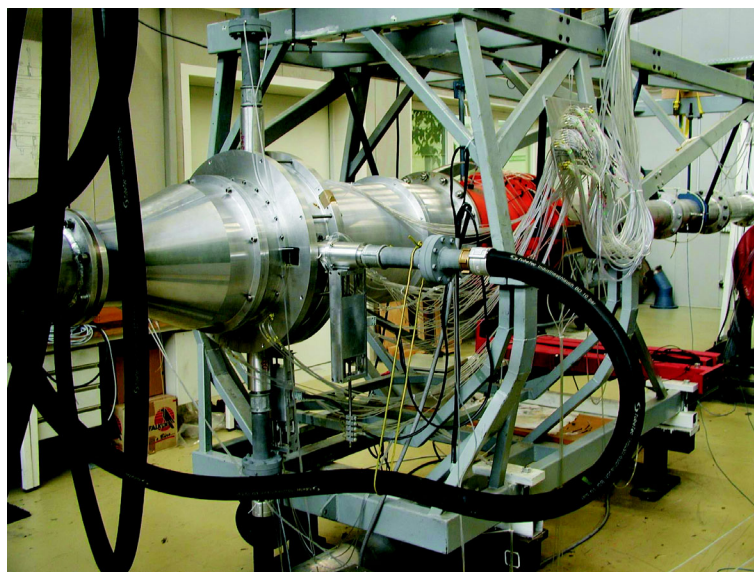


Abbildung 3.3: Windkanal mit Meßstrecke

3.3 Pneumatische Meßtechnik und Meßwerterfassung

Zur Bestimmung der Zu- und Abströmbedingungen zum Ablase-Luftsystem sowie zur Ermittlung der statischen Wanddruckverläufe an den Einzelkomponenten werden pneumatische Meßverfahren eingesetzt. Alle in der Meßstrecke bzw. im Windkanal gemessenen Drücke werden mit Hilfe von piezoresistiven Druckaufnehmern und einem nachgeschalteten Verstärker in ein analoges Gleichspannungssignal zwischen 0 und 10V gewandelt. Die verwendeten Messumformer weisen eine gemittelte Abweichung von 0.16% auf. Die auf 60 Kanäle aufgeteilten Spannungssignale werden durch einen Multiplexer nacheinander auf einen AD-Wandler geschaltet, der das analoge Spannungssignal auf 6 1/2 Stellen (22 bit) genau digitalisiert, so daß es von dem angeschlossenen PC weiterverarbeitet werden kann. Die Samplingrate pro Kanal beträgt 16, wobei pro Sample die Daten über eine Zeitspanne von 100ms gemittelt werden. Im PC werden mit entsprechenden Programmen die Spannungsgrößen mit Hilfe von zuvor aufgenommenen Kalibrierkurven in physikalische Größen umgerechnet und zur weiteren Auswertung abgespeichert. Eine detaillierte Beschreibung der an der Meßstrecke eingesetzten Meßwerterfassung ist bei Müller [27] zu finden.

3.3.1 Messung der Zu- und Abströmbedingungen

Am Eintritt der Meßstrecke und im Abluftsystem werden folgende Zu- bzw. Abströmgrößen gemessen (Abb. 3.4 und Tab. A.1):

$$P_{t1}, P_1, Ma_1, \dot{m}_1, P_{tE}, P_E, Ma_E, \dot{m}_{abl}$$

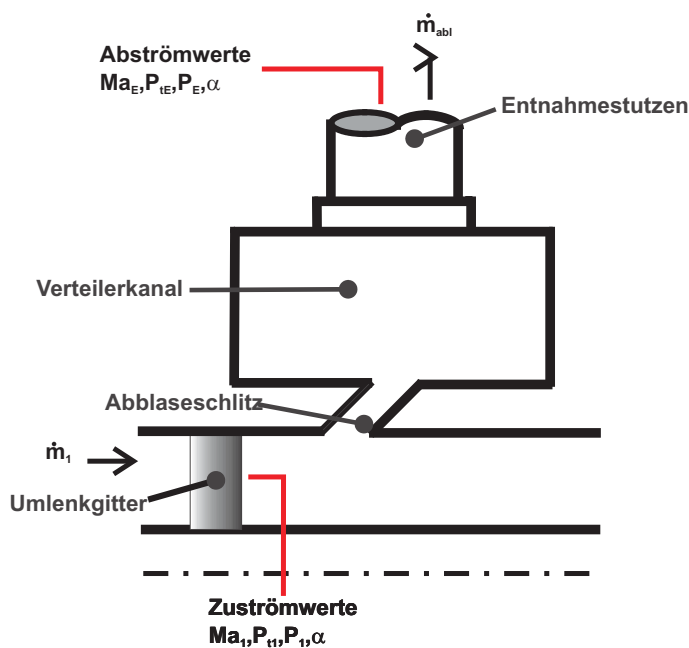


Abbildung 3.4: Meßpositionen

Die Zuströmbedingungen werden ca. 1.6 Sehnenlängen hinter dem Umlenkgerät (Abb. B.3 und Tab. A.1 im Anhang) mit einer Drei-Loch-Sonde aufgenommen. In den Kopf der Drei-Loch-Sonde, der die Form einer Kugelkalotte besitzt, sind drei Druckbohrungen eingebracht - eine Zentralbohrung an der Spitze, sowie zwei weitere an den Seiten. Die Abströmbedingungen werden am Austritt eines Entnahmestutzens mittels einer Fünf-Loch-Sonde aufgenommen, die im Abstand von etwa $4.5 \cdot D_{St}$ zum Stutzeintritt positioniert ist (Abb. B.3 und Tab. A.1 im Anhang). Der Kopf der Fünf-Loch-Sonde ist als Pyramidenstumpf ausgeführt. Auf der Stumpffläche ist eine zentrale Bohrung angebracht. Vier weitere Bohrungen befinden sich auf den Seitenflächen der Pyramide. Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 zeigen den konstruktiven Aufbau der Sonden, sowie die Definition der Zuströmungswinkel an die Sonde und die Bezeichnungen der Bohrungen.

Bei den in der Zu- und Abströmung eingesetzten Mehrlochsonden werden unmittelbar mit den am Sondenkopf gemessenen Drücken die Machzahl Ma , der Totaldruck P_t und der statische Druck P ermittelt. Außerdem ist eine Ermittlung der Zuströmungswinkel α und β (nur bei der Fünf-Loch-Sonde) gemäß der in den Abbildungen 3.5 und 3.6 dargestellten Definition möglich.

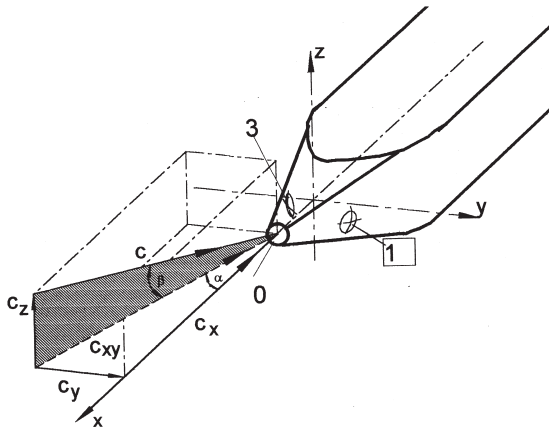


Abbildung 3.5: Kopf der Dreilochsonde

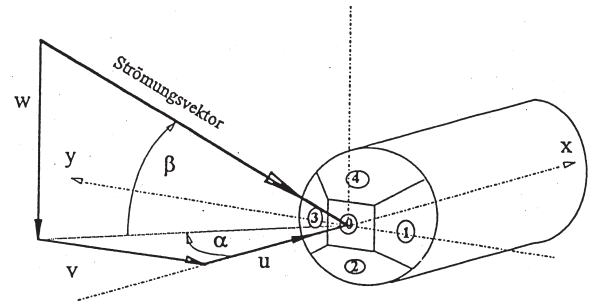


Abbildung 3.6: Kopf der Fünflochsonde

Aus den gemessenen Drücken $P_0 - P_4$ (Abb. 3.6) werden zunächst nach folgender Vorschrift die Sondenkennwerte K_a, K_b, K_M bestimmt:

$$\begin{aligned} K_a &= P_3 - P_1/dP \\ K_b &= P_4 - P_2/dP \\ K_M &= dP/P_0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$dp = P_0 - (P_1 + P_3)/2 \quad (3.2)$$

Der Kennwert K_b gilt nur für die Fünf-Loch-Sonde

Zusammen mit den durch eine Sondenkalibrierung für die jeweilige Strömungsgröße ermittelte Approximationskoeffizienten C_{ijk} und den Sondenkennwerten K_a, K_b, K_M werden mit einem Approximationspolynom die Größen α, β, Ma, K_t und K_s berechnet:

$$Y = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m \left(\sum_{k=1}^m C_{ijk} \cdot K_M \right) \cdot K_a \right) \cdot K_b \quad (3.3)$$

$$\text{mit } Y = (\alpha, \beta, K_t, K_s)$$

Für die Berechnung des Totaldrucks und des statischen Drucks gelten folgende Beziehungen:

$$P_t = P_0 + K_t \cdot dP \quad (3.4)$$

$$P = P_0 + K_s \cdot dp \quad (3.5)$$

Die Massenstrommessungen werden in der Zuströmung und im Abluftsystem mit genormten Massenstromblenden nach DIN ISO 5167 vorgenommen. Dazu wird der Differenzdruck Δp zwischen Blendeneintritt und -austritt sowie der Blendeneintrittsdruck p_v gemessen. In beiden Fällen handelt es sich um Blenden mit Eckendruckentnahme. Das Durchmesserverhältnis $\beta = d/D$ beträgt bei der Zuströmblende $\beta = 0.8$, bei der Blende im Ablase-Luftsystem $\beta = 0.6$. Die Berechnung des Massenstroms aus dem Differenzdruck erfolgt

nach folgendem Verfahren:

Die Grundgleichung zur Berechnung des Massenstromes lautet:

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \epsilon_1 \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho_1} \quad (3.6)$$

Der Durchflusskoeffizient C wird nach DIN durch folgende Gleichung berechnet:

$$C = 0.5959 + 0.031\beta^{2.1} - 0.1840\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.75} \quad (3.7)$$

Die empirische Gleichung zur Berechnung der Expansionszahl ϵ_1 lautet:

$$\epsilon_1 = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{\kappa p_1} \quad (3.8)$$

Da für die Reynoldszahl gilt

$$Re_D = f(v)$$

muß die Bestimmung von \dot{m} iterativ erfolgen:

$$Re_D = \frac{vD}{\nu} \quad (3.9)$$

Die kinematische Viskosität kann über die Dichte ρ und die dynamische Viskosität η bestimmt werden:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.10)$$

Die dynamische Viskosität wiederum wird über die Sutherland-Formel ermittelt [31]:

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{S + T_0}{S + T} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.11)$$

$$S = 110[K], T_0 = 273.15[K], \eta_0 = 1.717 \cdot 10^{-5} [kg/ms]$$

Als Startwert für die Geschwindigkeit zur iterativen Bestimmung des Massenstrom wurde $v=1$ [m/s] gewählt. Gemäß Gleichung 3.6 wird mit diesem Startwert der Massenstrom bestimmt und anschließend mit dem Ergebnis der Kontinuitätsbedingung:

$$\dot{m} = \rho A v$$

verglichen. Das Verfahren wird solange wiederholt und dabei der Wert der Geschwindigkeit in Schritten von 0.1 [m/s] gesteigert, bis für die Fehlerschranke γ gilt:

$$\gamma = |\dot{m}_{Blende} - \dot{m}_{Konti}| < 0.001$$

3.3.2 Messung der statischen Wanddrücke

Statische Wanddrücke werden mit Wanddruckbohrungen aufgenommen, deren Bohrungsachse senkrecht zur Strömungsrichtung verlaufen. Nach diesem Verfahren werden an folgenden Komponenten des Abblase-Luftsystems die Wanddrücke gemessen:

- Auf der Nabe sind unterhalb des Entnahmeschlitzes an zehn Positionen Wanddruckbohrung vorhanden.
- Im Entnahmeschlitz ist die in Bezug auf die Strömung im Axialkanal stromaufwärtig gelegene Schlitzkante mit fünf radial angeordneten Wanddruckbohrungen versehen.
- An beiden Verteilerkanalseitenwänden befinden sich an acht Positionen über den Radius verteilte Meßstellen. (Da die Verteilerkanaldecke mit eingesetzten Entnahmeleitungen drehbar in der Verteilerkanalseitenwand gelagert war, konnte durch Verdrehen der Verteilerkanaldecke inkl. Entnahmeleitung diese Bohrungsreihen jede beliebige Umfangsposition im Verteilerkanal einnehmen.)
- Am Eintritt des Entnahmestutzens befinden sich an vier Umfangspositionen (0° , 90° , 180° , 270°) in einer Reihe je fünf Wanddruckbohrungen auf einer Länge von $1.5 \cdot D_{St}$.

Die genauen Positionen aller Meßstellen sind Abbildung B.3 und Tabelle A.1 im Anhang zu entnehmen. Die zur genauen Positionsbestimmung eines Meßpunktes im Abblase-Luftsystem verwendeten Koordinatensysteme sind ebenfalls in Abbildung B.3 definiert. Der Ursprung des Koordinatensystems für Nabe, Schlitz und Verteilerkanal liegt auf Höhe der Meßstrecken-Eintrittsebene. Für die Meßstellen im Entnahmestutzen gilt ein eigenes Koordinatensystem, dessen x-Achse auf der Stutzenmittelachse liegt und in die Hauptströmungsrichtung des Stutzens zeigt. Der Ursprung dieses Koordinatensystems liegt auf Höhe der Stutzeneintrittsebene.

3.4 Strömungsvisualisierung mit Ölanstrichbildern

Um neben den statischen Wanddruckverläufen zusätzliche qualitative Informationen über die Strömungsverhältnisse im Verteilerkanal zu erhalten, wurden an Verteilerkanalboden und -decke Ölanstrichbilder angefertigt. Das Verfahren beruht auf der Eigenschaft von flüssiger Farbe, sich in Relation zu den durch die Strömung hervorgerufenen Wandschubspannungen auf der Oberfläche zu verteilen. Dazu werden die zu untersuchenden Flächen vor dem Versuch mit einer Emulsion aus Öl, Petroleum und fluoreszierenden Farbpartikeln bestrichen. Durch die reibungsbehaftete Strömung werden die Farbpartikel in Richtung der lokalen Wandschubspannung mittransportiert, während das Öl-Petroleum-Gemisch eintrocknet. In Bereichen mit hohen Wandschubspannungen wird entsprechend viel Farbe abgetragen, während in Bereichen niedriger Wandschubspannungen weniger Farbe transportiert wird. Die sich daraus ergebenden, sogenannten Streichlinien sind nach Hornung [17] Integralkurven des Richtungsfeldes der Wandschubspannung. Dieses Richtungsfeld ist in guter Näherung identisch mit dem Richtungsfeld der Strömungsvektoren in unmittelbarer Wandnähe.

3.5 Laser-Optische Meßtechnik

Erste Voruntersuchungen des Verteilerkanals mit Hilfe eines 3D-Navier-Stokes-Strömungslösers lieferten Hinweise auf das dort vorherrschende komplexe, dreidimensionale Strömungssystem. Zur Messung der Verteilerkanalströmung sollte ein laseroptisches Verfahren zum Einsatz kommen. Die am Institut für Strahlantriebe verfügbare punktuelle Laser-2-Focus Meßtechnik wäre zwar mit vergleichsweise einfachen konstruktiven Maßnahmen in den Modellwindkanal zu integrieren, jedoch ist, bedingt durch das Meßverfahren, die Bestimmung eines einzelnen, dreidimensionalen Strömungsvektors sehr zeitintensiv. Um die Geschwindigkeitsvektoren in der gesamten Verteilerkanalquerschnittsebene zu erfassen, wären sehr viele Meßpunkte erforderlich, was insgesamt zu unverhältnismäßig langen Meßzeiten führen würde. Daher fiel die Wahl auf das für dreidimensionale Strömungen besser geeignete Doppler-Global-Velocimetry-System. Dieses moderne, laseroptische Flächenmeßverfahren wurde vom Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt Köln entwickelt und zur Anwendungsreife gebracht. Das Institut für Antriebstechnik verfügt über ein mobiles DGV-System, mit denen Messungen am Modellwindkanal des Instituts für Strahlantriebe möglich waren. Aufgrund der Komplexität des DGV-Systems, erfolgte der Aufbau und die Bedienung des Meßsystems ausschließlich durch DLR-Mitarbeiter. Der folgende Abschnitt erklärt in Kürze das Prinzip der Doppler-Global-Velocimetry und erläutert die Integration des Meßsystems in den Modellwindkanal.

3.5.1 Prinzip und Aufbau des Doppler-Global-Velocimetry-Verfahrens

Das Anfang der neunziger Jahre entwickelte Doppler-Global-Velocimetry-Verfahren (DGV) [21],[25] misst, wie auch das Laser-Doppler-Anemometry-Verfahren oder das Particle-Image-Velocimetry-Verfahren, die Geschwindigkeit von Tracer-Partikeln, die der Strömung zugegeben werden müssen. Das Meßverfahren beruht auf dem Effekt, daß von bewegten Partikeln ausgehendes Streulicht aufgrund des Dopplereffektes frequenzverschoben ist:

$$\Delta\nu = \nu - \nu_0 \quad (3.12)$$

ν_0 = Laserfrequenz , ν = Frequenz des Streulichtes, $\Delta\nu$ = Dopplerverschiebung

Die Frequenzverschiebung hängt hierbei von der Partikelgeschwindigkeit v , der Lichtschnitttrichtung \vec{l} sowie der Beobachtungsrichtung $\vec{\sigma}$ ab (Abb. 3.7).

$$\Delta\nu = \nu_0 \frac{(\vec{\sigma} - \vec{l})\vec{v}}{c} \quad (3.13)$$

Für die zeitlich gemittelte Messung der drei räumlichen Geschwindigkeitskomponenten in einer Messebene wird diese mit dem Licht von einem frequenzstabilisierten cw-Ar-Ionenlaser aus drei verschiedenen Richtungen nacheinander beleuchtet. Das beim Durchfliegen der Messebene durch die Tracer-Partikel entstehende Streulicht wird mit einem speziellen Kamerasystem unter einer festen Beobachtungsrichtung erfasst und ausgewertet (Abb. 3.8). Da aufgrund des zu erwartenden Geschwindigkeitsniveaus der Strömung nur sehr kleine Frequenzverschiebungen auftreten, wird die Doppler-verschobene Lichtfrequenz mithilfe einer jodgefüllten Absorptionszelle gemessen. Dabei werden die starken

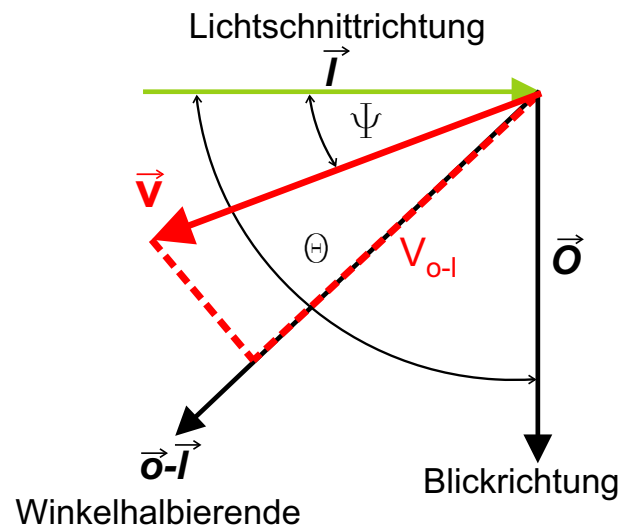


Abbildung 3.7: Zusammenhang zwischen Lichtschnitttrichtung und Beobachtungsrichtung

Absorptionsbanden des Jodmoleküls als Frequenz-Intensitätskonverter genutzt [30]. Die Frequenz des Laserlichtes wird so gewählt, daß sie unmittelbar an einer steilen Flanke der Transmissionslinie von Jod liegt. (Abb. 3.9). Als Detektoren zur Messung der Streulichtintensität werden bei diesem DGV-System zwei CCD-Kameras eingesetzt, von denen eine mit einem Filter ausgestattet ist. Durch pixelweise Division der beiden gemessenen Lichtleistungen und weitere Nachbearbeitung lassen sich zunächst die Dopplerverschiebung und daraus anschließend eine zeitlich gemittelte Geschwindigkeitskomponente bestimmen. Die zweite und dritte Komponente der Teilchengeschwindigkeit erhält man durch einen Wechsel der Lichtschnitttrichtung bzw. Beobachtungsrichtung.

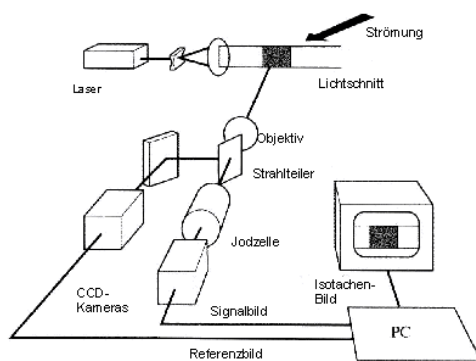


Abbildung 3.8: DGV-Geschwindigkeitsmessung

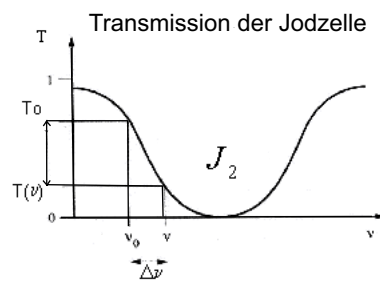


Abbildung 3.9: Transmissionslinie von Jod

Das im Rahmen dieser Untersuchung eingesetzte DGV-System ist im Wesentlichen aus drei Komponenten aufgebaut:

- ein frequenzstabilisierter cw-Ar-Ionen-Laser

- drei Lichtschnittgeneratoren
- ein Bild-Aufnahmesystem (CCD-Kamerasystem)

Das frequenzstabilisierte Lasersystem besteht aus einem modifizierten Ar-Ionenlaser, der in einer selektierten Mode (514,5 nm) mit einer Leistung von ca. 700 mW betrieben wird. Als Regelparameter dienen dabei die Temperatur des Etalons und die Position des Auskoppelspiegels, die mit einem Piezoring verändert werden kann. Die verbleibende Frequenzunsicherheit liegt bei diesem System unter 1 MHz.

Das Laserlicht wird mittels einer opto-mechanischen Weiche in eine von drei mit den Lichtschnittgeneratoren verbundene Glasfasern (10 m Länge, 10 mm Kerndurchmesser) eingekoppelt. Im Lichtschnittgenerator wird ein Lichtschnitt durch Vergrößerung des Linearversatzes des Laserstrahls erzeugt, der beim Durchgang durch einen rotierenden Glaswürfel entsteht (Prinzip des abtastenden Lichtstrahls) [30].

Die dritte Komponente der DGV-Hardware ist das Kamerasystem, welches eine einzige Sammeloptik für beide CCD-Sensoren benutzt. Mittels eines Transferlinsenpaares und eines nicht-polarisierenden Strahlteilers wird das Zwischenbild auf die CCD-Chips übertragen, wobei in einem der beiden Strahlengänge die Absorptionszelle platziert wird (Abb. 3.10).

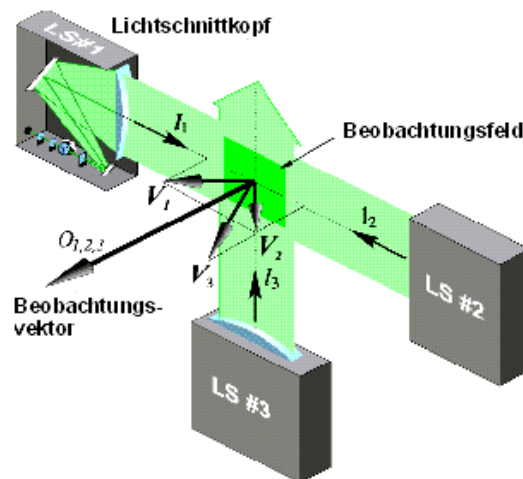


Abbildung 3.10: Anordnung der Lichtschnitte

Durch Kühlung der CCD-Chips auf unter -15°C können Integrationszeiten zwischen 10 und 30 Sekunden erreicht werden, da der Dunkelstrom erheblich reduziert wird. Um die dreidimensionalen Geschwindigkeitsdaten aus den drei aufgenommenen Bilderpaaren für jeden Lichtschnitt zu rekonstruieren, sind eine Reihe von zusätzlichen Schritten notwendig:

- Störlicht aus der Umgebung sowie Reflektionen können erkannt werden, indem ein Hintergrundbild ohne Seedingzugabe aufgenommen wird.
- Ein weiteres Bildpaar, aufgenommen mit einheitlicher Beleuchtung ohne Absorptionseffekte, dient zur Korrektur der pixel-spezifischen Sensitivität der CCD-Kameras.

- Weitere numerische Korrekturen wie Entzerrung oder geometrische Überlagerung der Bilder können mit einem PC-System durchgeführt werden.

Eine detaillierte Beschreibung des eingesetzten DGV-Systems findet man bei Roehle und Schodl [30, 32]. Bei einer Genauigkeitsanalyse des DGV-Systems dominieren die Fehler, die erst bei der Messung in der Strömung selbst entstehen gegenüber den Fehlern der einzelnen Geräte (z.B. Frequenzdrift des Lasers, Kalibrierung der Jodzelle, Rauschen und Linearität der CCD-Kameras). Solche Fehler sind vor allem:

- Vielfachstreuung
- Reflexe, die das Partikel-Streulicht auf reflektierenden Oberflächen erzeugt
- Rückreflexe von Meßfenstern

Die Meßgenauigkeit des DGV-Systems ist somit sehr von der jeweiligen Anwendung und dem dazugehörigen Messaufbau abhängig. Sie kann demnach nur mit empirisch gewonnenen Werten quantifiziert werden. Ohne die Fehler, die alleine durch den Messaufbau hervorgerufen werden, liegt nach Roehle [30] die Meßgenauigkeit bei 0.7 [m/s]. Bei Auftreten von Reflexen kann die Verfälschung der Meßwerte jedoch wesentlich höher ausfallen. Durch konstruktive Maßnahmen an den optischen Zugängen (Strahlfallen, Verwendung von Antireflexbeschichtungen, Schwärzung von Oberflächen) müssen diese Störungen minimiert werden.

3.5.2 Messung der Geschwindigkeitskomponenten im Verteilerkanal

Um die Geschwindigkeitskomponenten in einer Verteilerkanalebene messen zu können, müssen an der entsprechenden Position optische Zugänge für die Laserlichtschnitte in die Verteilerkanalseitenwände und in die Decke eingebracht werden (Abb. 3.11).

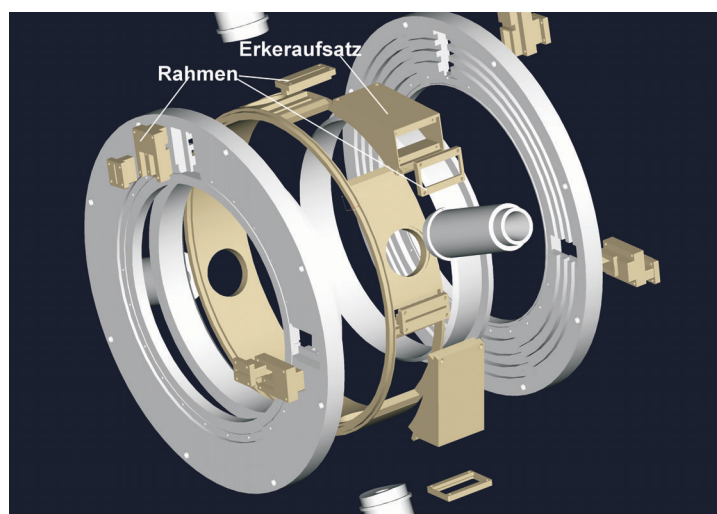


Abbildung 3.11: Optische Zugänge am Verteilerkanal

In diese optischen Zugänge wurden die in einen Rahmen geklebten optischen Gläser eingesetzt. Um Reflexionen mit dem Fenster der gegenüberliegenden Seitenwand zu vermeiden, wurden die Gläser in einem Winkel von 5° zur Wand in den Rahmen eingefügt Abb.3.12.

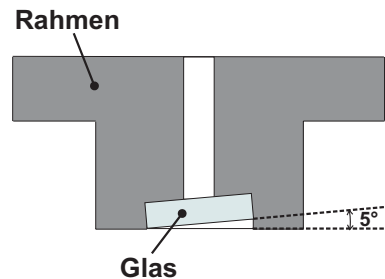


Abbildung 3.12: Rahmen mit eingesetztem optischen Glas

Zur Erfassung der Laserlichtschnitte in der Messebene mit dem CCD-Kamerasystem ist ein weiterer optischer Zugang auf der Verteilerkanaldecke nötig. Dabei muss die Hauptblickrichtung der CCD-Kameras senkrecht auf die Messebene treffen. Da sich dieser optische Zugang auf der gekrümmten Oberfläche der Verteilerkanaldecke befindet, das Beobachtungsfenster jedoch aufgrund der geforderten Blickrichtung parallel zur Messebene positioniert werden muss, wurde eine Erkerkonstruktion auf die Verteilerkanaldecke aufgesetzt (Abb. 3.13). Um ein Eindringen von Luft aus dem Verteilerkanal in den Erkeraufsatz zu verhindern, wurde der Erker gegenüber dem Verteilerkanal mit einer weiteren Glasplatte abgedichtet. Aus fertigungstechnischen und optischen Gründen konnte diese Glasplatte nicht entsprechend der Krümmung der Verteilerkanaldecke hergestellt werden. Stattdessen wurde eine ebene Glasplatte eingesetzt. Da sich der Erkeraufsatz stromab der Messebene befindet, kann eine Beeinflussung der Strömung an der Meßstelle weitestgehend ausgeschlossen werden.

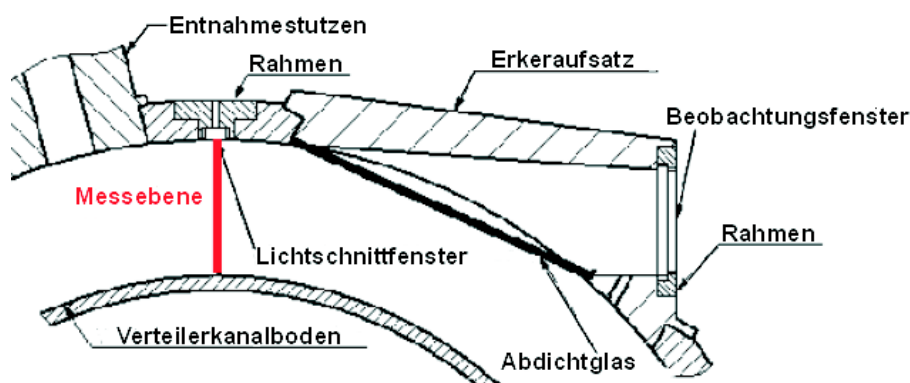


Abbildung 3.13: Erkeraufsatz

Alle reflektierenden Flächen im Bereich der Messebene wurden geschwärzt, am Verteilerkanalboden war zusätzlich eine "Lichtfalle" eingebracht worden, um dort Reflexionen des

über die Verteilerkanaldecke eingebrachten Lichtschnittes zu vermeiden.

Die Position der Meßstellen wird durch ihre Winkellage zu einem Entnahmestutzen angegeben. Abbildung 3.14 zeigt eine Skizze der Meßpositionen im Verteilerkanal für die jeweils untersuchten Konfigurationen. Der Winkel wird ausgehend von einem Entnahmestutzen in Richtung der Strömung im Verteilerkanal (blauer Pfeil) gezählt.

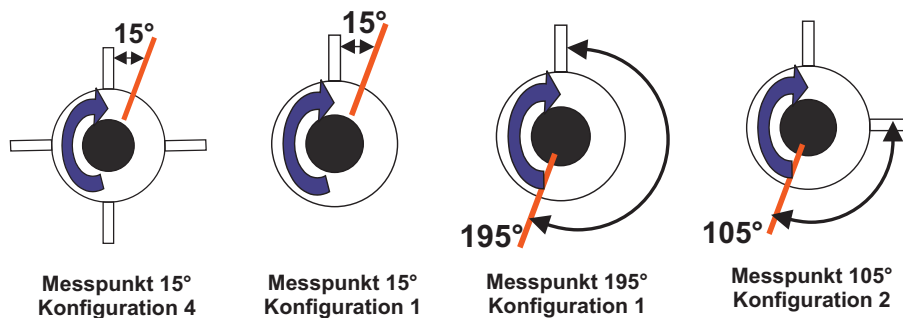


Abbildung 3.14: DGV-Meßpositionen

Zur exakten Positionierung und schwingungsfreien Lagerung der Laserlichtschnittboxen (Abb. 3.15) und des CCD-Kamerasystems wurde ein gesondertes Gerüst um den Windkanal aufgebaut (Abb. 3.16). Der Laser wurde in ausreichender Entfernung zum Windkanal geschützt aufgebaut und über Lichtleiterkabel mit den Lichtschnittboxen verbunden. Die Meßwerterfassung des DGV-Systems wurde mit einer PC gestützten Software gesteuert und von der pneumatischen Meßwerterfassung getrennt betrieben. Die zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit nötigen Tracer-Partikel wurden mittels drei in Reihe geschalteter Partikelgeneratoren unmittelbar hinter der Beruhigungskammer über eine Sprühlanze der Strömung zugeführt. Als Aerosol diente eine Glycerin-Ethanolmischung im Verhältnis 3:1, der Durchmesser der eingesprühten Partikel betrug $1 - 2\mu\text{m}$.

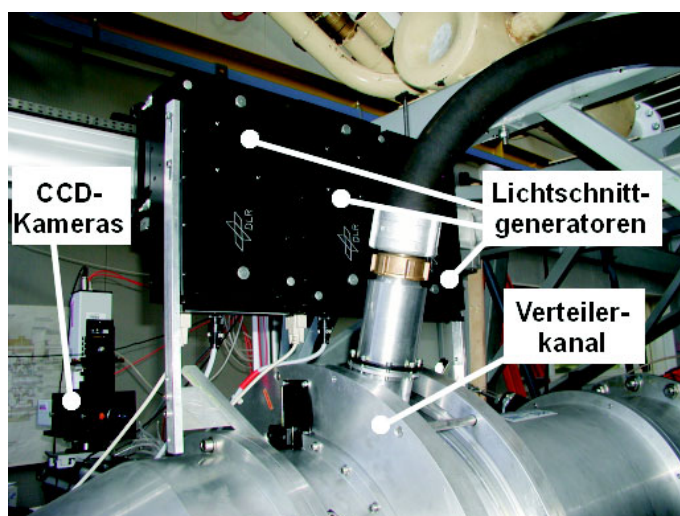


Abbildung 3.15: Lichtschnittgeneratoren

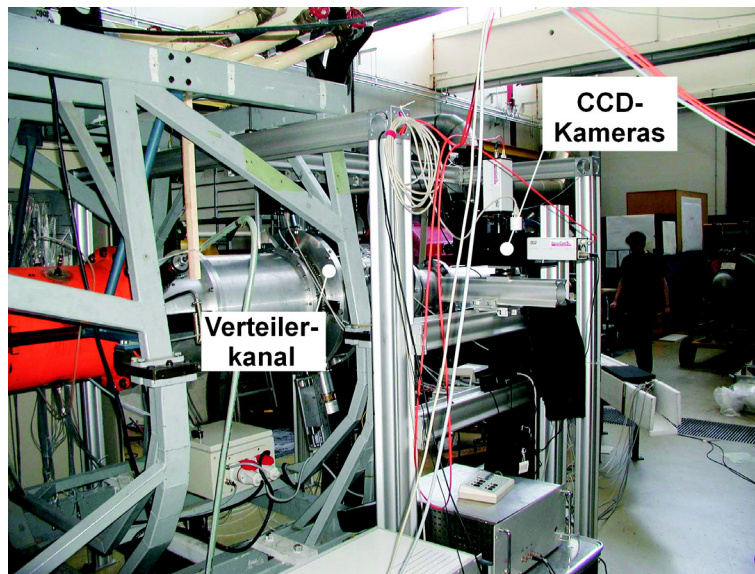


Abbildung 3.16: DGV-Aufbau am Windkanal

Kapitel 4

Ergebnisse und Diskussion

4.1 Meßprogramm

Im folgenden Kapitel werden Ergebnisse aus pneumatischen und laseroptischen Messungen an den Konfiguration 4 und 1, sowie eine laseroptische Messung im Verteilerkanal bei Konfiguration 2 vorgestellt. Der ursprüngliche Meßplan sah hauptsächlich pneumatische Messungen an möglichst vielen Varianten des Abblase-Luftsystems vor, mit dem Ziel, mehrere Parameter zur Korrelierung der Druckverluste zu erhalten. Im Verlauf der Messungen wurde jedoch deutlich, daß sich die Strömungstopologie im Verteilerkanal weitaus komplexer darstellt, als zunächst angenommen. Darüber hinaus hat die Verteilerkanalströmung einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Verlust- und Durchflussverhalten des gesamten Systems. Daher wurde die detaillierte Vermessung des Parameterfeldes zugunsten intensiverer Untersuchungen im Verteilerkanal verschoben. Im Zuge dieser neu angesetzten Messungen kam das bereits im Kapitel zuvor erläuterte, sehr aufwendige Doppler-Global-Velocimetry-Verfahren zum Einsatz. Dadurch wurden auch die ebenfalls dargestellten konstruktiven Zusatzmaßnahmen erforderlich.

Für alle Versuche gelten die in [Tabelle 4.1](#) aufgeführten, gemittelten Zuströmwerte.

\dot{m}_1	5 [kg/s]
p_{t1}	245000 [Pa]
p_1	205000 [Pa]
Ma_1	0.49
α_1	15°

Tabelle 4.1: Zuströmgrößen

In [Tabelle 4.2](#) sind die Parameter der durchgeführten pneumatischen und laseroptischen Messungen aufgelistet. Bei Konfiguration 1 konnte aus noch zu erläuternden Gründen die Abblaserate von 15% nicht erreicht werden.

Kapitel 4

Ergebnisse und Diskussion

4.1 Meßprogramm

Im folgenden Kapitel werden Ergebnisse aus pneumatischen und laseroptischen Messungen an den Konfiguration 4 und 1, sowie eine laseroptische Messung im Verteilerkanal bei Konfiguration 2 vorgestellt. Der ursprüngliche Meßplan sah hauptsächlich pneumatische Messungen an möglichst vielen Varianten des Abblase-Luftsystems vor, mit dem Ziel, mehrere Parameter zur Korrelierung der Druckverluste zu erhalten. Im Verlauf der Messungen wurde jedoch deutlich, daß sich die Strömungstopologie im Verteilerkanal weitaus komplexer darstellt, als zunächst angenommen. Darüber hinaus hat die Verteilerkanalströmung einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Verlust- und Durchflussverhalten des gesamten Systems. Daher wurde die detaillierte Vermessung des Parameterfeldes zugunsten intensiverer Untersuchungen im Verteilerkanal verschoben. Im Zuge dieser neu angesetzten Messungen kam das bereits im Kapitel zuvor erläuterte, sehr aufwendige Doppler-Global-Velocimetry-Verfahren zum Einsatz. Dadurch wurden auch die ebenfalls dargestellten konstruktiven Zusatzmaßnahmen erforderlich.

Für alle Versuche gelten die in [Tabelle 4.1](#) aufgeführten, gemittelten Zuströmwerte.

\dot{m}_1	5 [kg/s]
p_{t1}	245000 [Pa]
p_1	205000 [Pa]
Ma_1	0.49
α_1	15°

Tabelle 4.1: Zuströmgrößen

In [Tabelle 4.2](#) sind die Parameter der durchgeführten pneumatischen und laseroptischen Messungen aufgelistet. Bei Konfiguration 1 konnte aus noch zu erläuternden Gründen die Abblaserate von 15% nicht erreicht werden.

	Pneumatische Messungen	DGV-Messungen
Konfiguration 4	Umfangsposition: 0°, 45°, 180°, 225°	Umfangsposition: 15°
	Abblaserate: 4%, 8%, 12%, 15%	Abblaserate: 4%, 8%, 12%, 15%
Konfiguration 1	Umfangsposition: 0°, 180°	Umfangsposition: 15°, 195°
	Abblaserate: 4%, 8%, 12%	Abblaserate: 4%, 8%, 12%
Konfiguration 2	–	Umfangsposition: 105°
		Abblaserate: 4%, 8%

Tabelle 4.2: Messprogramm

4.2 Ergebnisse der einzelnen Komponenten

Im folgenden Abschnitt sollen komponentenweise die Ergebnisse der pneumatischen Messungen an den einzelnen Komponenten diskutiert werden. In ausgewählten Fällen erfolgt ein Vergleich der Messergebnisse mit 3D-CFD- und 1D-Netzwerk-Rechnungen.

4.2.1 Nabe

Aufgrund der Entnahme von Fluid stellt sich im Axialkanal nach dem Schlitz entsprechend der Kontinuitätsbedingung eine geringere Strömungsgeschwindigkeit ein. Das bedeutet neben Totaldruckverlusten auch einen Anstieg des statischen Druckes. Von Miller [26] veröffentlichte Untersuchungen zeigen darüber hinaus, daß in Abhängigkeit von der Abblaserate sowie vom Querschnittsverhältnis der Haupt- und Nebenleitung, eine nabenseitige Ablösung auftreten kann. Die an der Nabe durchgeführten Druckmessungen sollen klären, ob es unmittelbar unterhalb des Schlitzes zu einer Ablösung der Strömung aufgrund der Massenentnahme kommt. Außerdem wird untersucht, ob die unterschiedliche Anordnung und Anzahl der Entnahmestutzen Einfluss auf die nabennahe Strömung hat. Die gemessenen Wanddrücke P_N werden als dimensionlose Druckbeiwerte $C_{P,N}$ über die dimensionlose Lauflänge x/l_{bez} aufgetragen. Der Druckbeiwert ist wie folgt definiert:

$$C_{P,N} = \frac{P_N - P_1}{P_{t1} - P_1} \quad (4.1)$$

Die Bezugslänge l_{bez} wurde so gewählt, daß die dimensionslose Lauflänge auf Höhe der stromabwärtigen Schlitzkante den Wert 1 annimmt.

4.2.1.1 Druckverläufe bei Konfiguration 4

Abbildung 4.1 zeigt die Druckverläufe an der Nabe für die Abblaseraten $M=4\%$ - 15% , gemessen an der Umfangsposition $\Theta=180^\circ$ (unterhalb eines Entnahmestutzens). Bei Abblaserate $M=4\%$ wirkt sich die Luftentnahme erst stromab des Schlitzes in Form ansteigender C_P -Werte auf die Axialkanalströmung aus. Mit zunehmender Abblaserate nimmt auch der Anstieg des statischen Druckes im Axialkanal stromab des Schlitzes zu. Ab einer Abblaserate von $M=8\%$ stellt sich bereits unmittelbar unterhalb des Schlitzes ein Anstieg der C_P -Werte ein. Da die Strömung längs eines Druckanstieges verläuft besteht grundsätzlich die Gefahr einer Strömungsablösung. Numerische Voruntersuchungen (Abb. 4.6) zeigten jedoch keine Hinweise auf eine abgelöste Strömung. Starke Gradientenänderungen in ansteigenden Druckverläufen können ebenfalls Hinweise auf eine Strömungsablösung geben. Auch solche Anzeichen sind hier nicht zu erkennen.

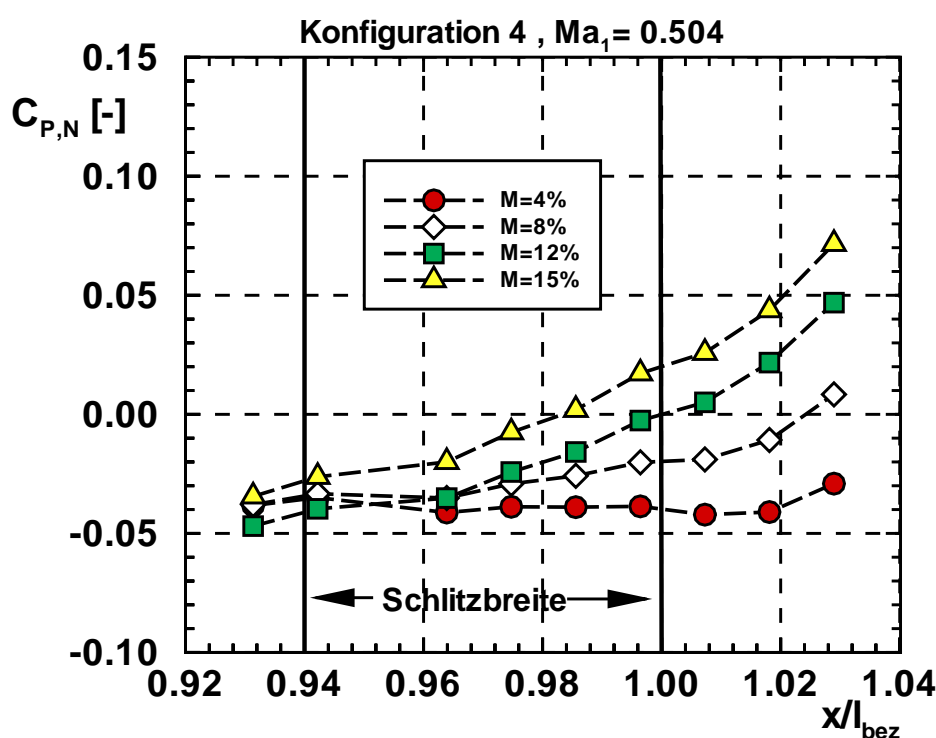


Abbildung 4.1: Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.4, $M=4\%$ - 15% , $\Theta=180^\circ$

Abbildungen 4.2 zeigt die statischen Druckverläufe auf der Nabe des Axialkanals bei Abblaserate 15% , gemessen an der Umfangsposition $\Theta=180^\circ$, die sich unmittelbar unterhalb eines Stutzens befindet und an der Umfangsposition $\Theta=225^\circ$, die sich genau zwischen zwei Entnahmestutzens befindet. Da keine Unterschiede im C_P zwischen den Umfangspositionen vorliegen, kann ein Einfluss der vier Stutzen auf die Strömung im Axialkanal ausgeschlossen werden.

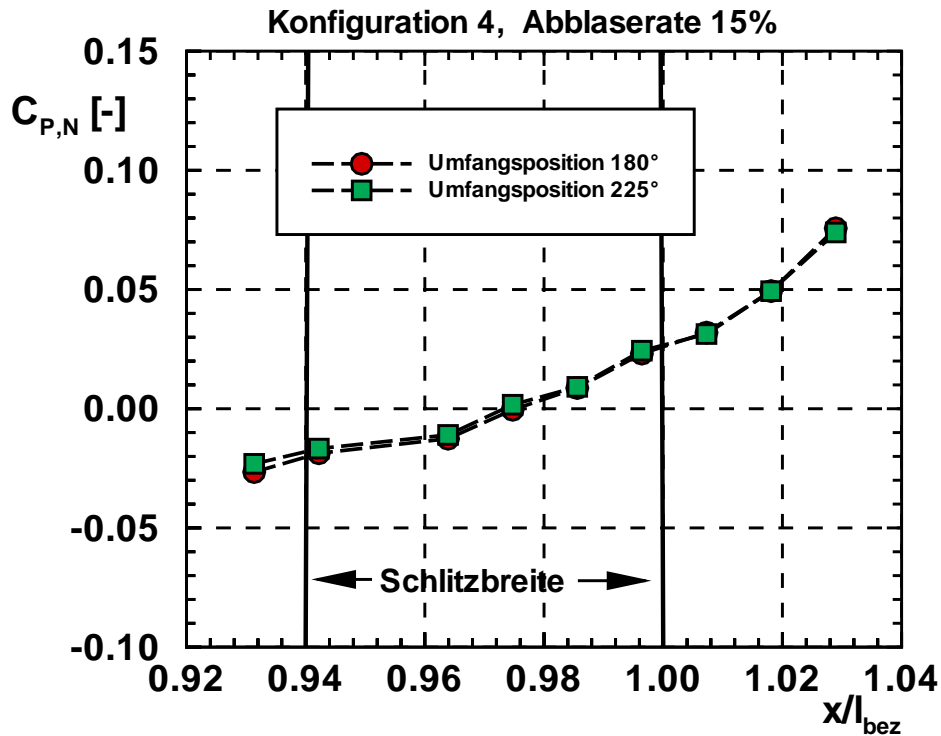


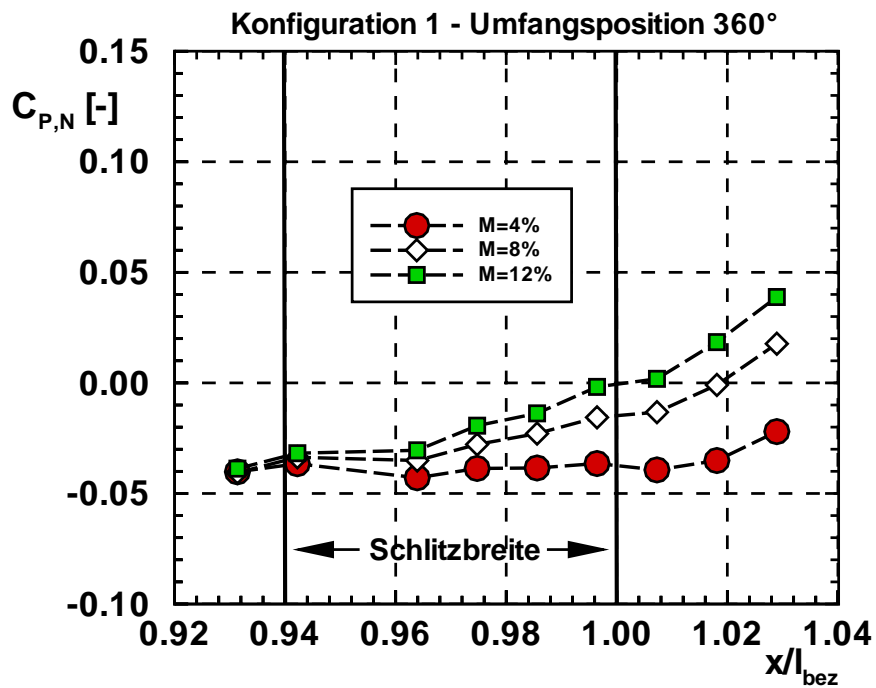
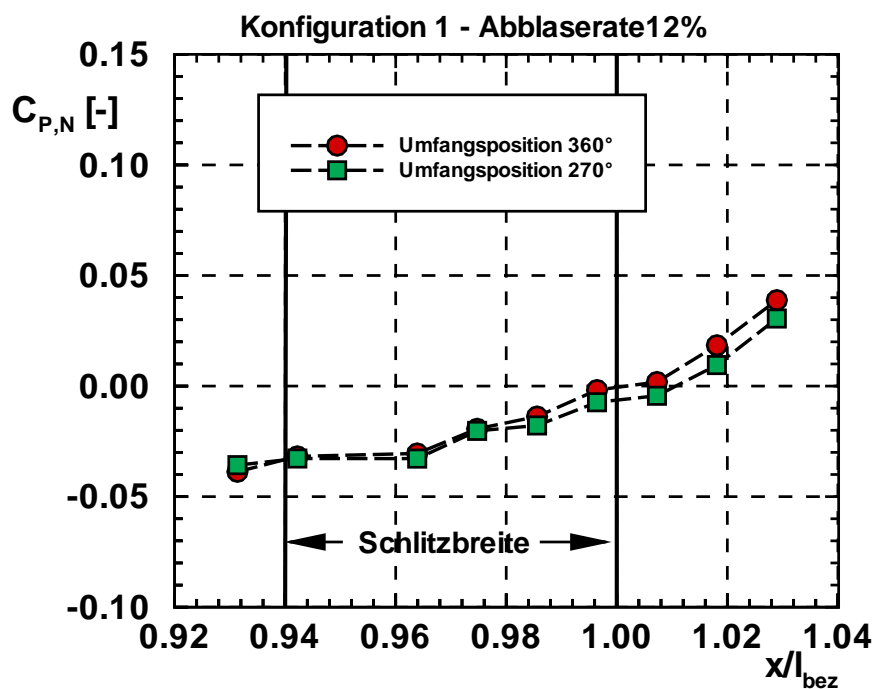
Abbildung 4.2: Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.4, $M=15\%$, $\Theta=180^\circ, 225^\circ$

4.2.1.2 Druckverläufe bei Konfiguration 1

In [Abbildung 4.3](#) sind für Konfiguration 1 die Verläufe des Druckbeiwertes C_P an der Nabe dargestellt, gemessen an der Umfangsposition $\Theta=360^\circ$ bei den Ablaseraten $M=4\%-12\%$. Auch hier steigt analog zu Konfiguration 4 der C_P -Wert im Axialkanal stromab des Entnahmeschlitzes in Abhängigkeit von der Ablaserate. Anzeichen einer Ablösung der Strömung von der Nabe sind nicht zu erkennen.

[Abbildung 4.4](#) zeigt die Druckverläufe an unterschiedlichen Umfangspositionen bei einer Ablaserate von $M=12\%$. Die geringfügigen Unterschiede im Druckniveau zwischen den Umfangspositionen $\Theta=270^\circ$ bzw. $\Theta=360^\circ$ liegen im Bereich der Meßgenauigkeit.

Die CFD-Rechnungen geben den Druckanstieg der Druckverläufe mit zunehmender Ablaserate gut wieder ([Abb. 4.5](#)). Allerdings zeichnet sich bereits hier ein generelles Problem der Simulationen ab. Um eine hinreichend gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und gerechneten Druckverläufen zu erzielen, muss das Abblase-Luftsystem in der Simulation im Hauptkanal wesentlich höher angedrosselt werden [6]. Am Eintritt des Axialkanals und am Stutzenaustritt wurde jeweils eine Massenstromrandbedingung gesetzt, am Austritt des Axialkanals ein Druckrandbedingung. Für die Massenstromrandbedingungen wurden die jeweils gemessenen Zu- und Abblasemassenstrom herangezogen. Der Druck für die Druckrandbedingung am Axialkanalausstritt, also der Drosseldruck, wurde so gesetzt, daß das Machzahlniveau im Stutzen in etwa mit dem gemessenen Niveau übereinstimmt. Dieser Drosseldruck lag jedoch stets über den Werten im Experiment. Dies führt in den Rechnungen u.a. im Axialkanal zu einem niedrigeren Geschwindigkeits- bzw. einem erhöhten Druckniveau. Dies wiederum hat zur Folge, daß alle Komponenten des

Abbildung 4.3: Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.1, $M=4\%$ - 12% , $\Theta=360^\circ$ Abbildung 4.4: Wanddruckverläufe, Nabe, Konfig.1, $M=12\%$, $\Theta=180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$

Ablase-Luftsysteme in den CFD-Rechnungen generell ein höheres statisches Druckniveau aufweisen, als in den Experimenten.

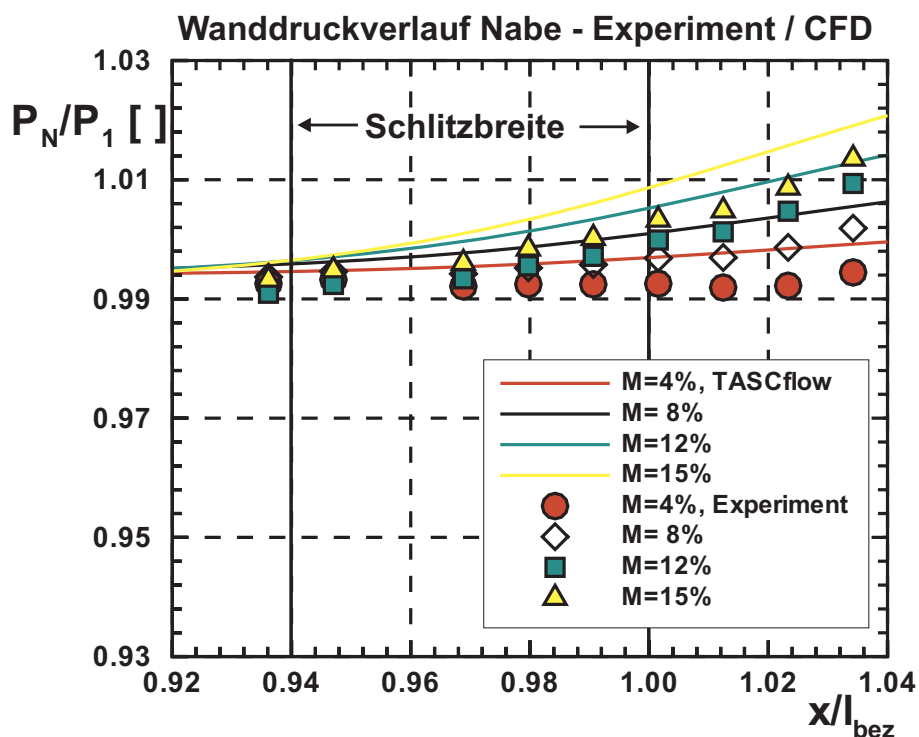


Abbildung 4.5: Vergleich der gemessenen Wanddruckverläufe mit CFD-Rechnungen

4.2.2 Schlitz

In Kapitel 2.3.1 wurden bereits veröffentlichte Untersuchungen über Strömungsverzweigungen vorgestellt. Dabei handelt es sich meistens um ebene Verzweigungen von Rohren mit runden oder rechteckigem Querschnitt.

Die im Ablase-Luftsystem vorliegende Strömungsverzweigung hat folgende charakteristische Merkmale:

- Der Entnahmeschlitz ist umlaufend in das Verdichtergehäuse eingearbeitet.
- Der Schlitz ist in ein ringförmiges Gehäuse eingearbeitet. Durch den radialen Verlauf wird die Querschnittsfläche des Schlitzes über die Lauflänge größer.
- Durch das vorgeschaltete Umlenkgerüst ist die Zuströmung zur Verzweigung drallbehaftet.

Aufgrund der scharfen Umlenkung an der Schlitz Eintrittskante löst die Strömung von der stromaufwärtigen Schlitzwand ab [23]. Erste CFD-Rechnungen zeigen zudem, daß die abgelösten Fluidmassen bis zum Schlitzaustritt nicht mehr anliegen und das Totwassergebiet dabei einen erheblichen Teil des Schlitzquerschnittes versperrt (Abb. 4.6).

Messungen der Wanddrücke sollen über die Ausdehnung des Ablösegebiets Aufschluss geben. Darüber hinaus ergeben sich Hinweise, ob es einen Einfluss der Entnahmestutzenanordnung auf die Strömung im Entnahmeschlitz gibt. Zur Auswertung der Wanddrücke wird der dimensionslose Druckbeiwert $C_{P,S}$ über der dimensionslosen Schlitzhöhe $h_S/h_{S,max}$ aufgetragen. Der Druckbeiwert $C_{P,S}$ ist wie folgt definiert:

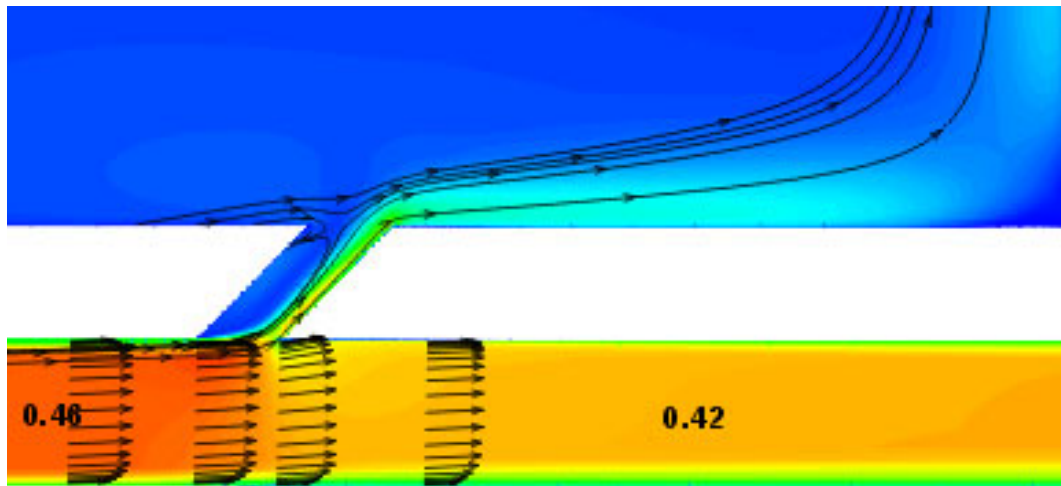


Abbildung 4.6: CFD-Rechnung des Abblaseschlitzes

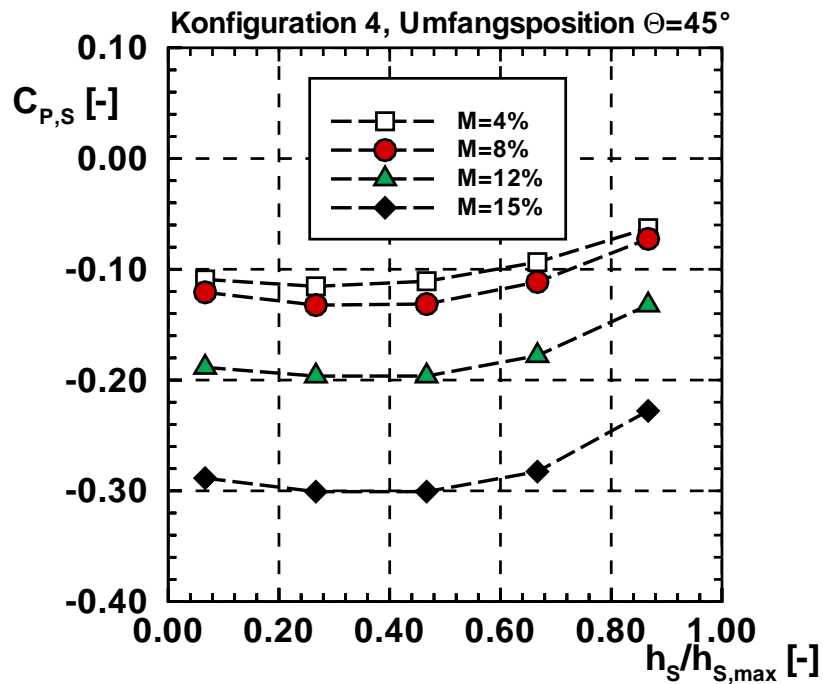
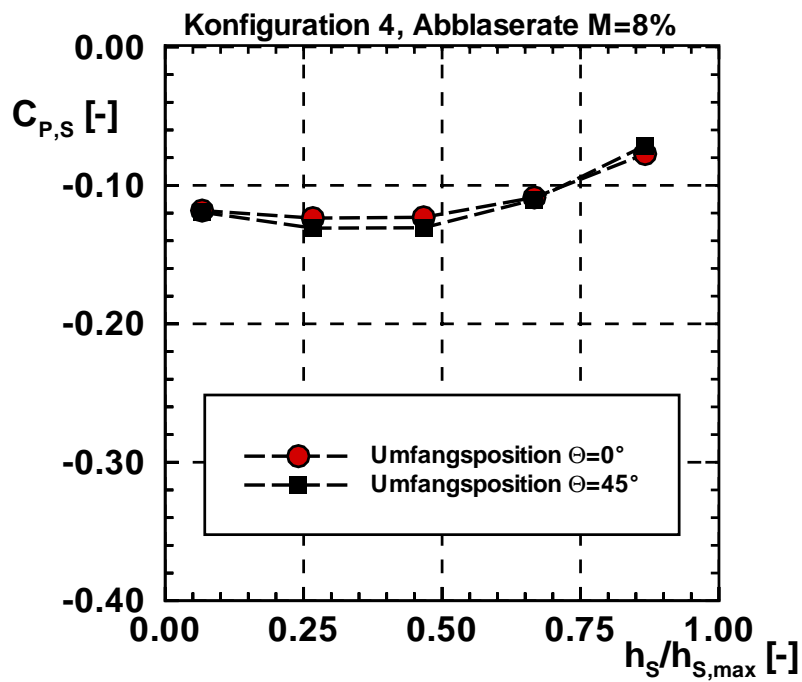
$$C_{P,S} = \frac{P_S - P_1}{P_{t1} - P_1} \quad (4.2)$$

Außerdem werden die im Schlitz entstehenden Totaldruckverluste analysiert. Dazu werden neben den Messergebnissen auch Resultate aus 1D-Stromfadenrechnungen mit dem Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER herangezogen.

4.2.2.1 Wanddruckverläufe für Konfiguration 4

Abbildung 4.7 zeigt die Druckverläufe an der stromaufwärtigen Schlitzwand bei den Abblaseraten $M=4\%$, 8% , 12% und 15% ($\Theta=45^\circ$). Unabhängig von der Abblaserate tritt bis zu einer Schlitzhöhe von etwa 40-50% ein Druckplateau auf, anschließend ist ein leichter Druckanstieg zu verzeichnen. Das Druckplateau ist auf eine Ablösung der Strömung von der stromaufwärtigen Schlitzwand zurückzuführen. Die parallel zu den Messungen durchgeführten CFD-Rechnungen zeigen ebenfalls das durch die Ablösung hervorgerufene Druckplateau. Der gerechnete Druckverlauf zeigt qualitativ eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf. Allerdings liegt auch hier das Druckniveau in den Rechnungen über dem im Experiment festgestellten Druckniveau (Abb. 4.9).

Abbildung 4.8 zeigt die Druckverläufe an den Umfangspositionen $\Theta=0^\circ$ und $\Theta=45^\circ$ bei Abblaserate $M=8\%$. Unterschiede im Druckniveau sind an den beiden unterschiedlichen Umfangspositionen nicht zu erkennen. Wie bereits bei der Nabe festgestellt, liegt auch hier kein Einfluss des Stützens auf die Strömung im Entnahmeschlitz vor.

Abbildung 4.7: Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.4, $M=4\%$ - 15% , $\Theta=45^\circ$ Abbildung 4.8: Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.4, $M=8\%$, $\Theta=0^\circ, 45^\circ$

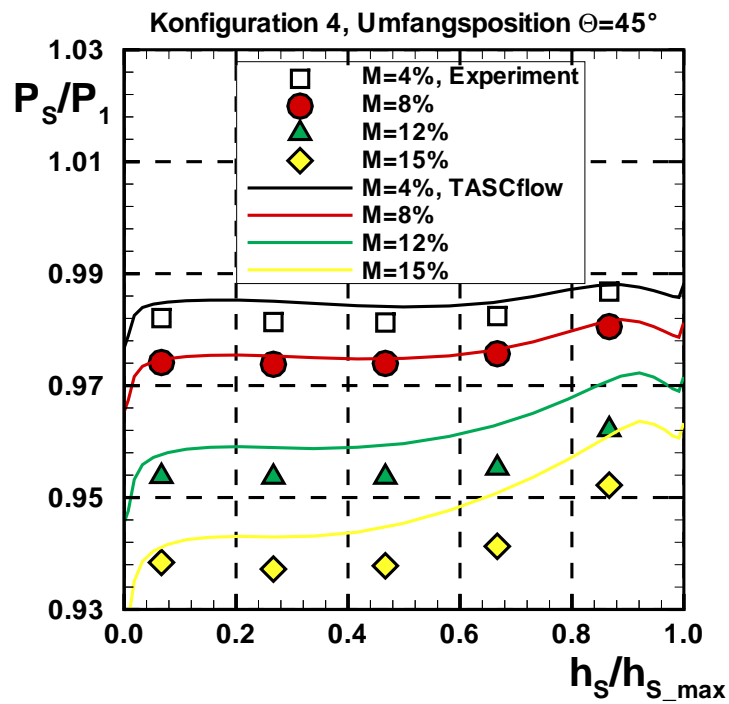


Abbildung 4.9: Wanddruckverläufe, Schlitz, Vergleich Experiment – CFD-Rechnung

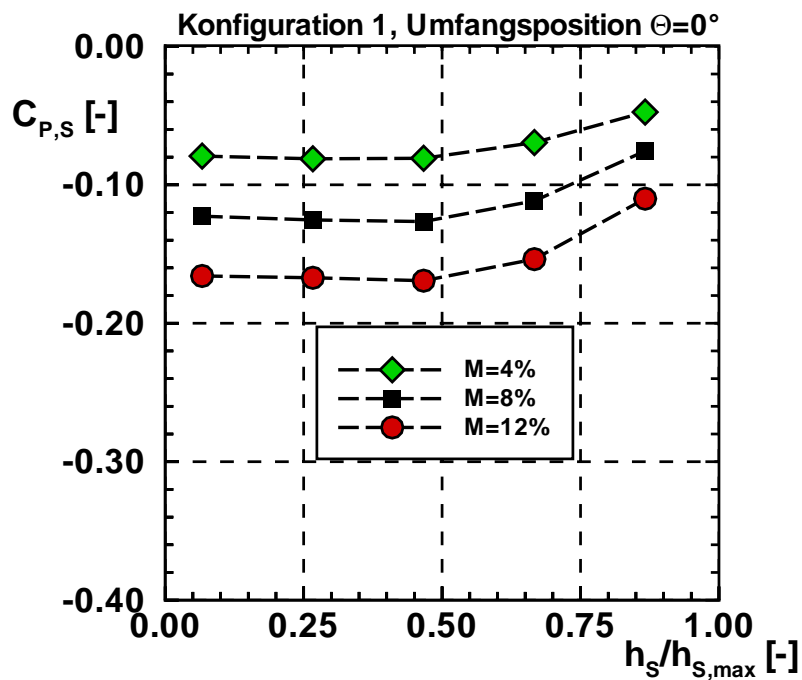


Abbildung 4.10: Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.1, M=4%-12%, $\Theta=0^\circ$

4.2.2.2 Wanddruckverläufe für Konfiguration 1

Die Auftragung der Druckverläufe an der stromaufwärtigen Schlitzkante bei unterschiedlichen Abblaseraten für Konfiguration 1 (Abb. 4.10) zeigt gegenüber Konfiguration 4 keine wesentlichen Unterschiede hinsichtlich Druckniveau und Verlauf über der Schlitzhöhe. Zwischen den Umfangspositionen $\Theta=0^\circ$ unterhalb des Entnahmestutzens und $\Theta=180^\circ$ sind bei der maximal erreichten Abblaserate $M=12\%$ keine Unterschiede in Verlauf und Niveau festzustellen. Auch hier kann kein Einfluss des Stutzens auf die Schlitzströmung festgestellt werden (Abb. 4.11).

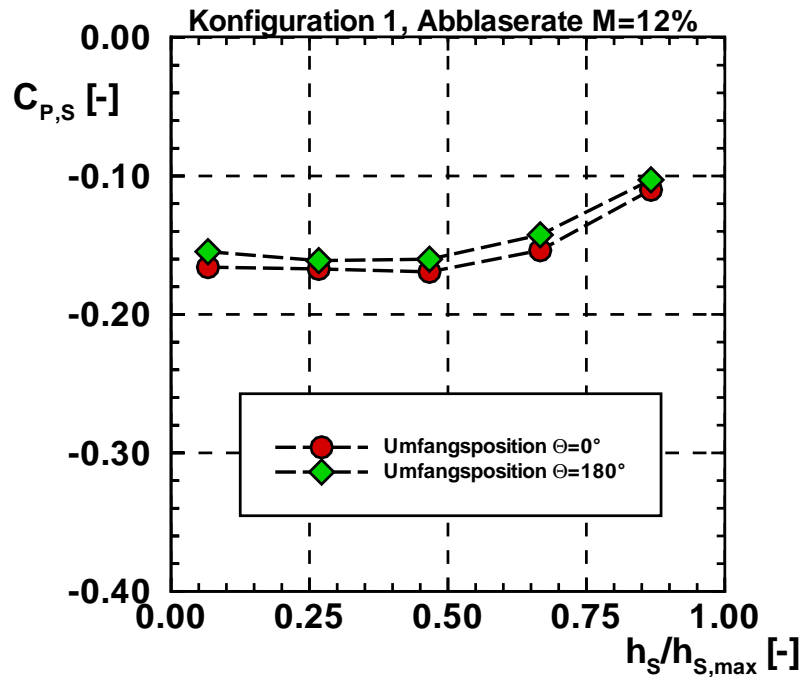


Abbildung 4.11: Wanddruckverläufe, Schlitz, Konfig.1, $M=12\%$, $\Theta=0^\circ, 180^\circ$

4.2.2.3 Totaldruckverluste und Durchflusscharakteristik

Da am Schlitzaustritt keine Totaldruckmessungen vorgenommen werden konnten, wurden zur Bestimmung der Totaldruckverluste über den Schlitz die im Verteilerkanal gemessenen statischen Drücke herangezogen. Dazu wurden alle bis auf eine Höhe von 5% der Verteilerkanalhöhe gemessenen Wanddrücke arithmetisch gemittelt. Da im Verteilerkanal vergleichsweise geringe Geschwindigkeiten auftreten (siehe Kapitel 4.2.3), wurde vereinfachend angenommen: $P_{V,m} = P_{t,Schlitzaustritt}$. Die Bestimmung des Totaldruckverlustbeiwertes Ω_S erfolgt schließlich nach folgender Gleichung:

$$\Omega_S = \frac{P_{t,1} - P_{t,Schlitzaustritt}}{P_{t,1} - P_1} \quad (4.3)$$

Der gemittelte statische Druck $P_{V,m}$ wurde ebenfalls zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes CD und des Parameters DAB herangezogen.

Abbildung 4.12 zeigt den Verlauf des Totaldruckverlustbeiwertes für den Entnahmeschlitz

bei Konfiguration 4 und Konfiguration 1. Während bei Konfiguration 4 die Totaldruckverluste bei Steigerung der Abblaserate auf $M=8\%$ zunächst auf ein Minimum fallen, um dann bis Abblaserate $M=15\%$ stetig zu steigen, zeigt sich bei Konfiguration 1 ein wesentlich flacherer, dafür von Beginn an kontinuierlicher Anstieg der Totaldruckverluste. Das Niveau der Totaldruckverluste bei Konfiguration 4 ist mit Ausnahme der Abblaserate $M=8\%$ stets höher als das Verlustniveau bei Konfiguration 1. Bei Konfiguration 1 konnte aus Gründen, die in Kapitel 4.2.4 noch näher erläutert werden die Abblaserate nicht über $M=12\%$ gesteigert werden. Daher endet der Totaldruckverlustverlauf für Konfiguration 1 bereits bei $M=11\%$.

Der Totaldruckverlustverlauf für Konfiguration 4 gleicht den charakteristischen Druckverlustverläufen für Strömungsverzweigungen, wie sie bereits von Miller [26] und Idelchik [18] (Kapitel 2.3.1, Abbildung 2.15 und Abbildung 2.18) vorgestellt wurden. Zunächst sinken, ausgehend von niedrigen Abblaseraten, die Totaldruckverluste bei einer Steigerung des Abblasemassenstroms. Ursache hierfür ist, daß bei niedrigen Abblaseraten hauptsächlich energiearmes Fluid aus der Grenzschicht des Hauptkanals in die Verzweigung gelangt. Bei weiterer Erhöhung der Abblaserate strömt zunehmend Fluid aus der energiereicheren Hauptströmung in die Verzweigung. Wird nun die Abblaserate weiter gesteigert, treten die bereits beschriebenen Ablöseerscheinungen an der Umlenkante auf, die für die nun ansteigenden Totaldruckverluste verantwortlich sind. Auffällig ist jedoch, daß die beschriebenen Effekte in den vorliegenden Messungen bereits bei einer Abblaserate von $M=8\%$ auftreten, in den Messungen von Miller und Idelchik jedoch erst bei Abblaseraten zwischen $M=50\%$ und $M=80\%$. Messungen bei niedrigeren Abblaseraten liegen von den genannten Autoren nicht vor. Ein unmittelbarer Vergleich der Messungen ist also aufgrund der unterschiedlich hohen Abblaseraten schwierig.

Warum der oben beschriebene Mechanismus bei Konfiguration 1 in dieser Form offensichtlich nicht zutrifft, kann anhand der vorliegenden Messungen nicht schlüssig erklärt werden. Unklar ist auch, weshalb die Totaldruckverluste bei Abblaserate $M=11\%$ für Konfiguration 1 signifikant niedriger ausfallen als für Konfiguration 4. Möglicherweise ergibt sich aus der Stutzenanordnung eine Rückwirkung auf die Strömung im Schlitz. Bei der Diskussion der Verläufe ist in jedem Fall mit zu berücksichtigen, daß, wie bereits beschrieben, der Totaldruck am Schlitzaustritt nicht unmittelbar gemessen werden konnte, sondern über den statischen Druck im Verteilerkanal berechnet wurden.

Abbildung 4.13 zeigt den Verlauf des Durchflusskoeffizienten CD über dem Parameter DAB für beide Konfigurationen. In beiden Fällen liegt zunächst ein steiler Anstieg der CD -Werte vor, bei höheren Abblaseraten flacht der Verlauf von Konfiguration 4 ab. Dieser Verlauf gleicht qualitativ den Ergebnissen von Zimmermann [42]. Die zunächst niedrigen CD -Werte können darauf zurückgeführt werden, daß, wie zuvor bereits erläutert, bei niedrigen Abblaseraten (entsprechend niedrige DAB -Werte) vorwiegend Fluid aus der Grenzschicht des Axialkanals mit einem entsprechenden Geschwindigkeitsdefizit gegenüber der Hauptströmung in den Entnahmeschlitz gelangt. Dieser Effekt schwächt sich bei nur geringer Erhöhung des DAB -Wertes ab, da immer mehr energiereiches Fluid aus der Hauptströmung in den Schlitz gelangt. Die Meßdaten zeigen außerdem, daß der Schlitz sowohl bei Konfiguration 4 als auch bei Konfiguration 1 noch nicht an der Grenze seiner Durchflusskapazität betrieben wird, da sich der CD -Verlauf im untersuchten Bereich noch nicht asymptotisch einem Maximalwert nähert.

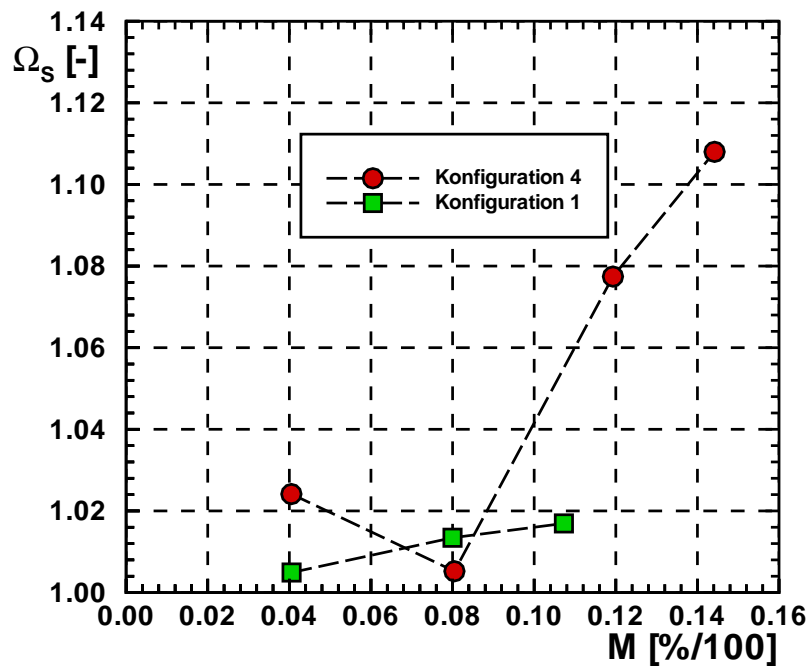


Abbildung 4.12: Totaldruckverlustverlauf Schlitz

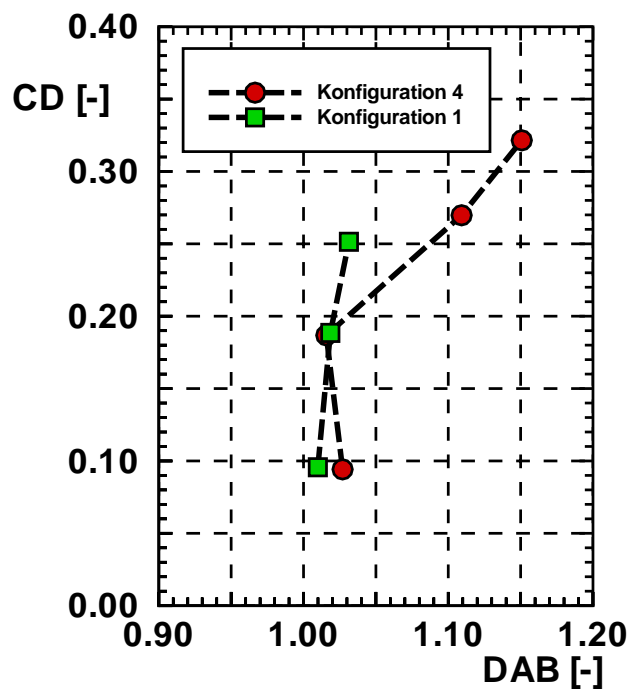


Abbildung 4.13: CD-Verlauf des Entnahmeschlitzes

4.2.2.4 1D-Simulation des Entnahmeschlitzes

Wie in Kapitel 1 bereits erwähnt wurde, ist eine Zielsetzung dieser Arbeit, einen in der Industrie üblichen 1D-Strömungslöser auf seine Anwendbarkeit für die Auslegung von Ablase-Luftsystemen zu überprüfen. Dazu wurden Rechnungen mit dem kommerziellen 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER durchgeführt. In Kapitel 2.4 wurde beschrieben, daß zur Berechnung von strömungsmechanischen Systemen mit 1D-Strömungslösern sogenannte geschlossene Strömungsnetzwerke aufgebaut werden.

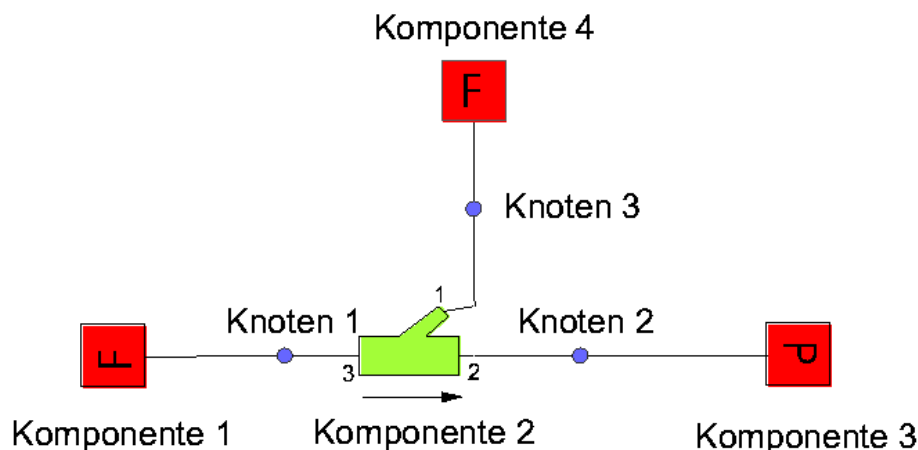


Abbildung 4.14: 1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmeschlitzes

Abbildung 4.14 zeigt das Netzwerk für die Berechnung des Entnahmeschlitzes mit dem 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER. Zentrales Element ist eine 45°-Verzweigung (Komponente 2). Als Zuströmrandbedingung wurde ein konstanter Massenstrom (5[kg/s]) eingestellt (Komponente 1). Mit der Vorgabe des statischen Drucks am Austritt des Hauptkanals (Komponente 3) wurde die Machzahl und der Totaldruck im Hauptkanal eingestellt ($Ma=0.49$, $P_t=248000$ [Pa]). Die Abblaserate wird über die Massenstromrandbedingung (Komponente 4) am Austritt des Verzweigungsarmes eingestellt. [Tabelle 4.3](#) fasst die Randbedingungen für die 1D-Simulation zusammen.

	Zuströmmassenstrom (Komponente 1)	statischer Druck Abströmung (Komponente 3)	Abströmmassenstrom Verzweigung (Komponente 4)
M=4%	5.0 [kg/s]	205500 [Pa]	0.05[kg/s]
M=8%	5.0 [kg/s]	205760 [Pa]	0.1[kg/s]
M=12%	5.0 [kg/s]	202630 [Pa]	0.15[kg/s]
M=15%	5.0 [kg/s]	201170 [Pa]	0.1875[kg/s]

Tabelle 4.3: Randbedingung für 1D-Rechnung des Entnahmeschlitzes

Die Fläche des Zuströmarmes entspricht der durchströmten Axialkanalfläche des realen Ablase-Luftsystems. Die Fläche der Verzweigung entspricht allerdings nicht der realen Schlitzfläche am Eintritt, da in den FLOWMASTER-Rechnungen für diesen Fall

das in den Wanddruckmessungen ermittelte statische Druckniveau nicht erreicht worden wäre. Es bestätigte sich das Ergebnis der CFD-Rechnungen (Abb. 4.6), wonach das durch die Ablösung an der Schlitzkante hervorgerufene Totwassergebiet einen erheblichen Teil des Schlitzquerschnittes versperrt. Erst bei einer um 50% gegenüber der realen Schlitzfläche reduzierten Verzweigungsfläche wurde auch in den Rechnungen das in den Messungen festgestellte Druckniveau erreicht. Eine weitere Rechnung wurde mit einem zusätzlichen Diffusor am Austritt des Verzweigungskanal durchgeführt. Damit wurde die reale Flächenzunahme des Entnahmeschlitzes durch den radialen Verlauf im Verdichtergehäuse nachgebildet (Abb. 4.15). Die Austrittsfläche des Diffusors betrug 50% der realen Schlitzaustrittsfläche. Durch diese Rechnung wird auch ein Rückschluss auf die Aufteilung der Verluste zwischen Verzweigung und Diffusor möglich.

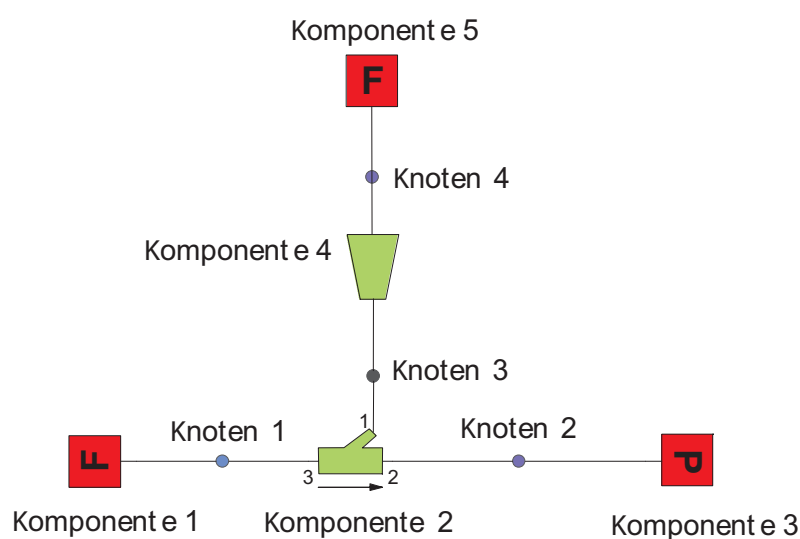


Abbildung 4.15: 1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmeschlitzes

In Tabelle 4.4 sind die Geometriedaten für die 1D-Simulation des Entnahmeschlitzes zusammengefasst.

Komponente 2		
	Durchmesser Hauptkanal	130.6 [mm]
	Durchmesser Abzweigung	–
	Schlitz 100%	78.0 [mm]
	Schlitz 50%	55.0 [mm]
	Schlitz 25%	38.9 [mm]
Komponente 4		
	Durchmesser klein	–
	Schlitz 100%	78.0 [mm]
	Schlitz 50%	55.0 [mm]
	Schlitz 25%	38.9 [mm]

Tabelle 4.4: Geometrische Daten zur 1D-Simulation des Entnahmeschlitzes

Zur Berechnung der 45°-Verzweigung werden im FLOWMASTER-Strömungslöser Korrelationen für den Druckverlustbeiwert K verwendet. Der Druckverlustbeiwert K ist definiert zu:

$$K = \frac{P_{Zustroemung} - P_{Verzweigung}}{\frac{\rho V_{Zustroemung}^2}{2}} \quad (4.4)$$

Er wird aufgetragen über dem Verhältnis Q der Volumenströme in der Verzweigung und im Zuströrmarm.

$$Q = \frac{\dot{Q}_{ab}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (4.5)$$

In den vorliegenden Berechnungen wurden zwei unterschiedliche Korrelationen eingesetzt. Zunächst wurde die in FLOWMASTER standardmäßig hinterlegte Korrelation verwendet. Dabei handelt es sich nicht um eine einzelne Kurve sondern um eine flächige Auftragung des Druckverlustbeiwerts K in Abhängigkeit von dem Volumenstromverhältnis Q und dem Flächenverhältnis A_r .

$$A_r = \frac{A_{Verzweigungskanal}}{A_{Zustroemkanal}} \quad (4.6)$$

Aus den Randbedingungen für eine entsprechende Rechnung extrahiert FLOWMASTER aus der Druckverlustbeiwert-Fläche eine entsprechende Kurve, die zur weiteren Berechnung herangezogen wird. Abbildung 4.16 zeigt die für den Entnahmeschlitz geltenden geometrischen Randbedingungen extrahierte Kurve. Ab einem Volumenstromverhältnis von $Q=0.1$ entspricht der Verlauf qualitativ den Ergebnissen von Miller [26] und Idelchik [18], wonach die Druckverluste bei einer Steigerung des Volumenstromverhältnisses bis zu etwa $Q=0.4 - 0.5$ zunächst auf ein Minimum abfallen. Anschließend, bei weiterer Zunahme des abgezweigten Volumenstroms, steigen die Druckverluste wiederum an. Dies ergibt den in Kapitel 2.3.1 dargestellten, charakteristischen parabelförmigen Verlauf des Druckverlustbeiwertes über dem Volumenstromverhältnis. Von dieser Parabelform ist im vorliegenden Diagramm nur der abfallende Ast bis $0.1 \leq Q \leq 0.24$ sichtbar. Für Volumenstromverhältnisse von $0 \leq Q_{Ab}/Q_{Zu} \leq 0.1$ liegt ein linear ansteigender Verlauf des Druckverlustbeiwertes vor.

FLOWMASTER bietet außerdem die Möglichkeit, neben den in der Datenbank hinterlegten Korrelationen auch eigene, z.B. aus experimentellen Untersuchungen gewonnene Korrelationen zur Berechnung einzusetzen. Aus den zuvor beschriebenen Druckverlustmessungen am Entnahmeschlitz wurde die in Abbildung 4.17 und in Tabelle 4.5 dargestellte Korrelation abgeleitet.

In Abbildung 4.18 sind die Ergebnisse aus der 1D-Simulation im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten dargestellt. Der mit der Standardkorrelation berechnete Totaldruckverlustverlauf liegt im relevanten Abblasebereich deutlich über dem Niveau der gemessenen Werte. Auch die Steigung der berechneten Druckverlustkurve ist steiler als die experimentell ermittelte Kurve. Die Rechnung mit der aus den Meßwerten ermittelten Korrelation zeigt sehr gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Totaldruckverlustverlauf für Konfiguration 1. Im Vergleich zu den Meßwerten für Konfiguration 4 berechnet

Volumenstromverhältnis Q	Druckverlustkoeffizient K
0.043	1.092
0.085	1.094
0.128	1.155
0.155	1.198

Tabelle 4.5: Experimentell ermittelte Korrelation des Verlustkoeffizienten K zum Volumenstromverhältnis Q

FLOWMASTER die Totaldruckverluste Ω ab einer Abblaserate $M > 8\%$ zu niedrig. Eine Ursache hierfür könnte sein, daß die Verblockung des Schlitzes durch die abgelösten Fluidmassen mit steigender Abblaserate zunimmt. Demnach müsste für eine Optimierung der Rechenergebnisse die geometrische Randbedingung der 45° -Verzweigung, in diesem Fall die Querschnittsfläche des Verzweigungskanals, der jeweiligen Abblaserate angepasst werden. Hierzu wäre aber eine genauere Kenntnis des Zusammenhanges zwischen Abblaserate und Verblockung nötig. Diese könnte durch eine Traversierung des Schlitzaustrittes mit einer Totaldruck-Sonde ermittelt werden. Weiterhin muss bei der Beurteilung der Rechnungen beachtet werden, daß zur Ermittlung des Totaldruckverlustbeiwertes aus den Meßdaten aufgrund der nicht vorhandenen Daten unmittelbar am Schlitzaustritt der statische Druck im Verteilerkanal in erster Näherung mit dem Totaldruck am Schlitzaustritt gleichgesetzt wurde. Auch hier könnte eine Traversierung des Schlitzaustrittes eine Verbesserung der Druckverlustkorrelation bewirken.

Auch der Vergleich der mit der FLOWMASTER-Standardkorrelation berechneten Durchflussbeiwerte CD mit den im Versuch gewonnenen CD-Werten liefert keine zufriedenstellende Übereinstimmung (Abb. 4.19). Die gerechneten CD-Werte verlaufen mit steigendem Parameter DAB langsamer als die gemessenen Werte. Die CD-Werte des Netzwerkes mit zusätzlichem Diffusor liegen wesentlich niedriger als in den Messungen. Dagegen liegen die CD-Werte der Verzweigung mit 50% Schlitzfläche bei niedrigen DAB-Werten im Bereich der gemessenen CD-Werte.

Der CD-Verlauf wurde auch mit der aus Meßdaten ermittelten Korrelation berechnet. Hier liegen die CD-Werte zwar vom Niveau her näher bei den gemessenen CD-Werten, allerdings weisen die DAB-Werte in der Rechnung eine wesentlich höhere Spreizung auf als im Versuch. Grund hierfür sind die zuvor schon erwähnten unterschiedlichen Druckniveaus in Messung und Rechnung.

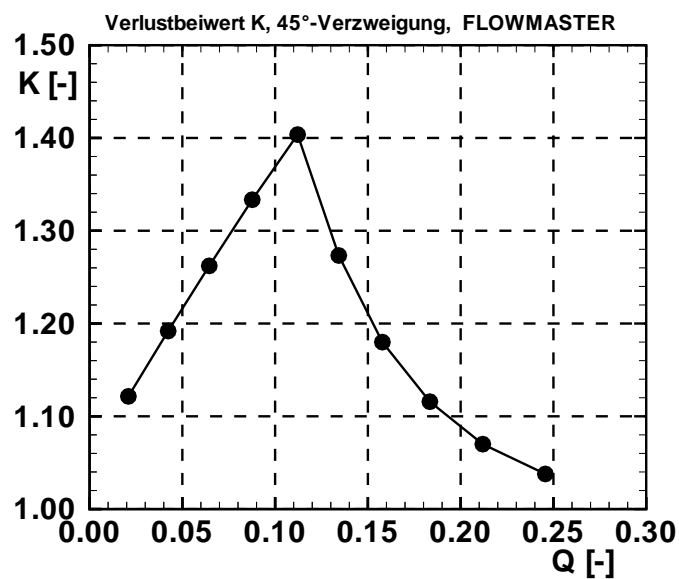


Abbildung 4.16: Verlauf des Druckverlustbeiwertes K

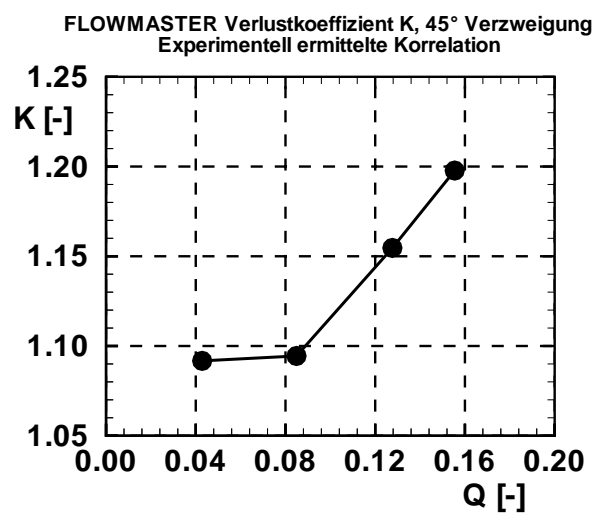


Abbildung 4.17: Verlauf des Druckverlustbeiwertes K

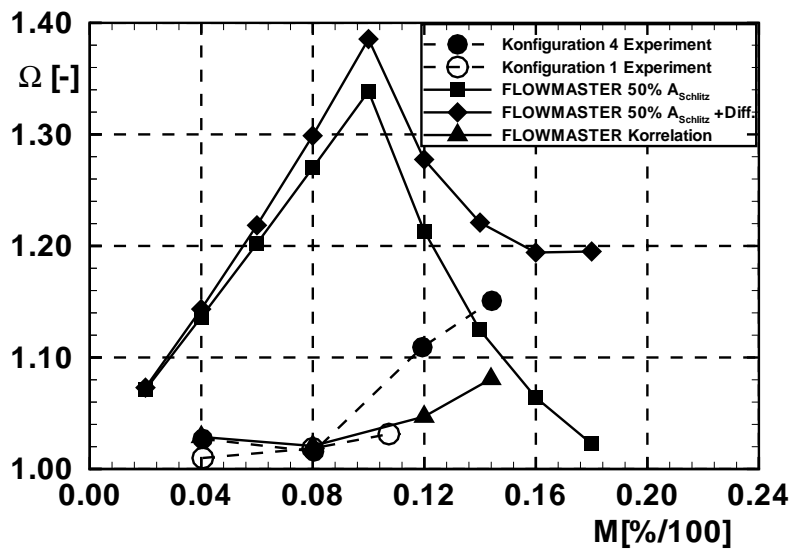


Abbildung 4.18: Verlauf von Ω im Entnahmeschlitz, Vergleich Experiment – 1D-Rechnung

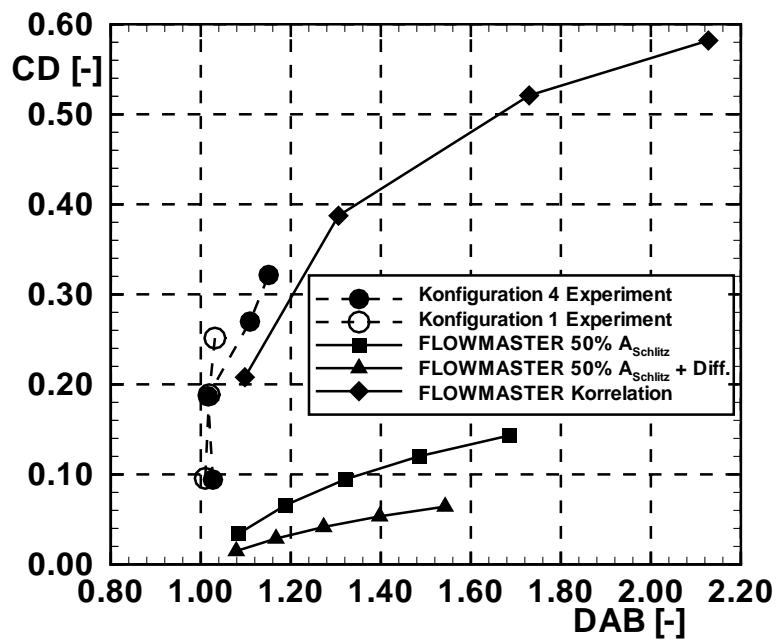


Abbildung 4.19: Verlauf des CD-Wertes im Entnahmeschlitz, Vergleich Experiment – 1D-Rechnung

4.2.3 Strömungstopologie im Verteilerkanal

Die Strömung im Verteilerkanal wurde qualitativ mit Hilfe von Ölanstrichbildern und quantitativ mit DGV-Messungen untersucht. Abbildung 4.20 zeigt die Anstrichbilder Konfiguration 4 an der Verteilerkanaldecke (Bild 1 und Bild 2) und das Anstrichbild des Verteilerkanalbodens (Bild 3: stromauf des Entnahmeschlitzes, Bild 4: stromab des Entnahmeschlitzes). An der Verteilerkanaldecke ist deutlich eine Anlegelinie zu erkennen, die etwas stromab aus der Mitte versetzt verläuft. Darüber hinaus wird durch den Verlauf der Stromlinien deutlich, daß sich der durch das Leitrad der Strömung aufgeprägte Drall durch den Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal fortsetzt und dort zu einer umfangsgerichteten Durchströmung (Geschwindigkeitskomponente V_z) führt. Ausgehend von dieser Anlegelinie strömt das Fluid sowohl in Drallrichtung als auch zu den beiden Verteilerkanalseitenwänden hin. Am Verteilerkanalboden, ausgehend vom Schlitzaustritt in einen stromaufwärtigen und einen stromabwärtigen Teil gegliedert, zeigt sich ein sehr komplexes Strömungsbild. Auf dem stromaufwärtigen Verteilerkanalboden erkennt man unmittelbar an der Verteilerkanalseitenwand eine Anlegelinie, die auf die Existenz eines Eckenwirbels hindeutet. Von der Anlegelinie führen die Stromlinien in einem in Drallrichtung ausgerichteten S-Schlag zur Kanalmitte bzw. Schlitzaustrittskante hin. Auf dem stromabwärtigen Verteilerkanalboden zeigt sich in unmittelbarer Nähe zur Verteilerkanalseitenwand wiederum eine Anlegelinie, die auch hier auf einen Eckenwirbel zurückzuführen ist. Ähnlich wie beim stromaufwärtigen Teil des Bodens führen die Wandschubspannungslinien in einem S-Schlag in Richtung Kanalmitte, münden jedoch auf halben Wege in eine Ablöselinie. An der stromabwärtigen Schlitzaustrittskante ist zunächst ein kleiner Bereich ohne klare Strukturen erkennbar, der durch eine Ablöselinie begrenzt ist. Zwischen den beiden Ablöselinien verläuft eine weitere Anlegelinie, die zwei gegenläufige Wirbel voneinander trennt.

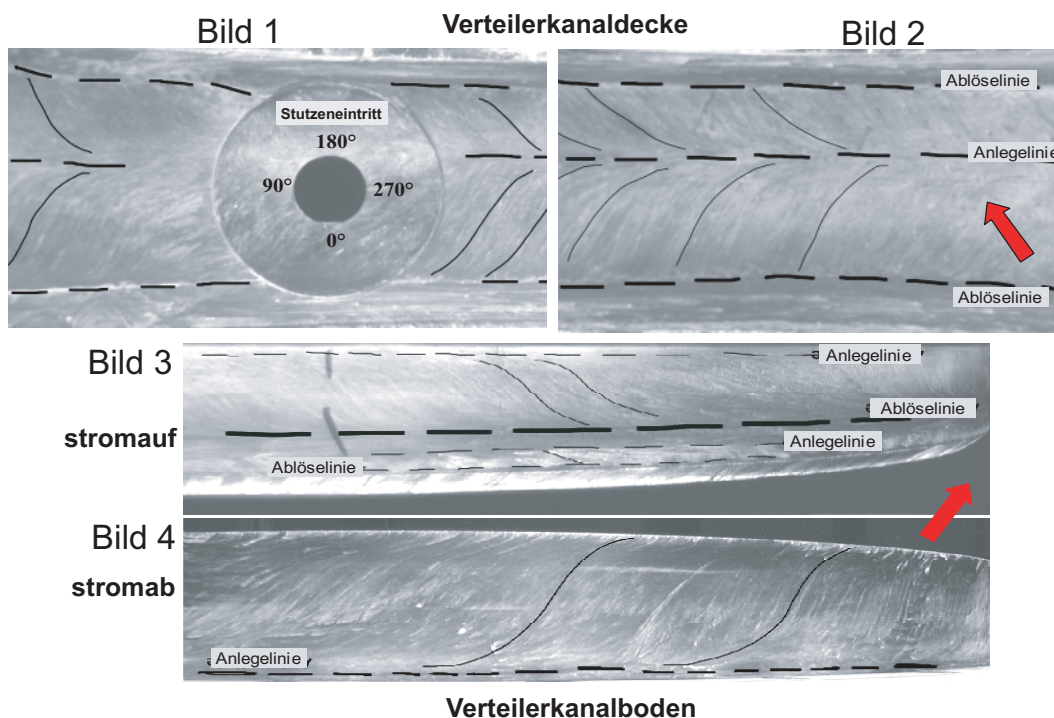


Abbildung 4.20: Ölanstrichbilder

Die Anstrichbilder führen zu einem ersten Modell der Strömungstopologie im Verteilerkanal (Abb. 4.21). Danach setzt sich der durch das Umlenkgerüst im Axialkanal induzierte Drall durch den Schlitz in den Verteilerkanal fort und führt dort zu einer umfangsgerichteten Strömung. Zusätzlich zu dieser Strömung bilden sich im Verteilerkanalquerschnitt zwei gegensinnig drehende Wirbel. Der aus dem Entnahmeschlitz eintretende Strahl löst vom Verteilerkanalboden ab und gelangt anschließend bis zur Verteilerkanaldecke. Dort trifft der Strahl entlang der im Ölstrichbild sichtbaren Anlegelinie auf und teilt sich in zwei Strömungsäste, die entlang der Verteilerkanalseitenwand wieder Richtung Verteilerkanalboden strömen. Das von der stromabwärtigen Seitenwand kommende Fluid löst beim Auftreffen auf den eintretenden Strahl längs der am Verteilerkanalboden sichtbaren Ablöselinie ab. Mit Hilfe von pneumatischen Messungen im Verteilerkanal sowie den laseroptischen DGV-Messungen sollte dieses Modell verifiziert werden und detaillierte Informationen über die Strömungsmechanismen im Verteilerkanal gewonnen werden.

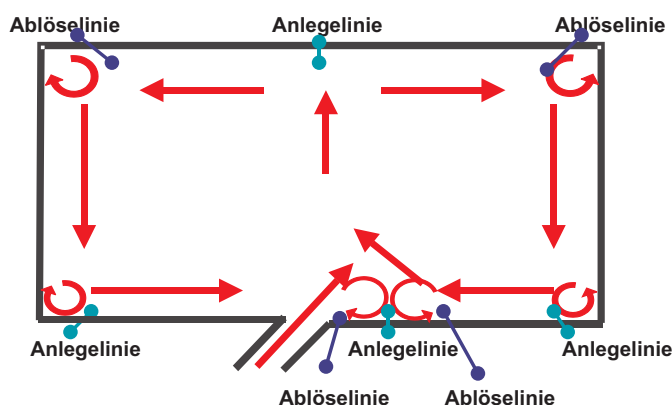


Abbildung 4.21: Modell der Strömungstopologie im Verteilerkanal

Die Druckverteilungen an den Verteilerkanalseitenwänden lassen Rückschlüsse auf großvolumige Strömungsformen im Verteilerkanal zu. Aufgetragen wird der Druckbeiwert $C_{P,V}$ über der dimensionslosen Verteilerkanalhöhe $h_V/h_{V,max}$. Der Druckbeiwert $C_{P,V}$ ist wie folgt definiert:

$$C_{P,V} = \frac{P_V - P_1}{P_{t1} - P_1} \quad (4.7)$$

4.2.3.1 Wanddruckverläufe Konfiguration 4

In Abbildung 4.22 sowie in Abbildung 4.23 sind die Positionen der Meßstellen an der stromaufwärtigen und stromabwärtigen Verteilerkanalseitenwand dargestellt.

Abbildung 4.24 zeigt beispielhaft die Druckverläufe an der stromaufwärtigen und stromabwärtigen Seitenwand an verschiedenen Umfangspositionen. An der stromaufwärtigen Seitenwand ist deutlich das niedrigere Druckniveau an der Umfangsposition $\Theta=360^\circ$ im Vergleich zur Umfangsposition $\Theta=315^\circ$ zu erkennen. Da sich die Umfangsposition $\Theta=360^\circ$ unmittelbar unterhalb eines Entnahmestutzens befindet, ist das niedrigere Druckniveau in diesem Bereich auf Einstromvorgänge in den Stutzen zurückzuführen.

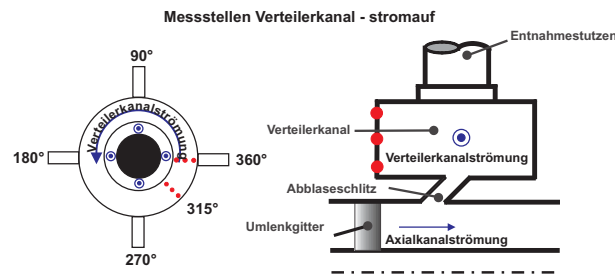


Abbildung 4.22: Meßstellen an der stromaufwärtigen Verteilerkanalseitenwand

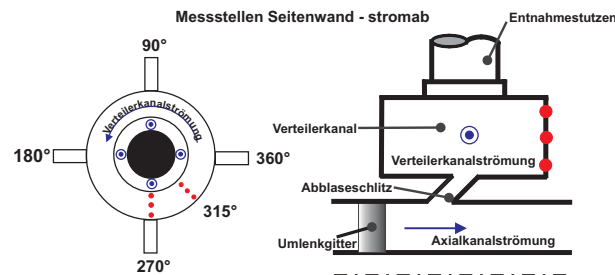
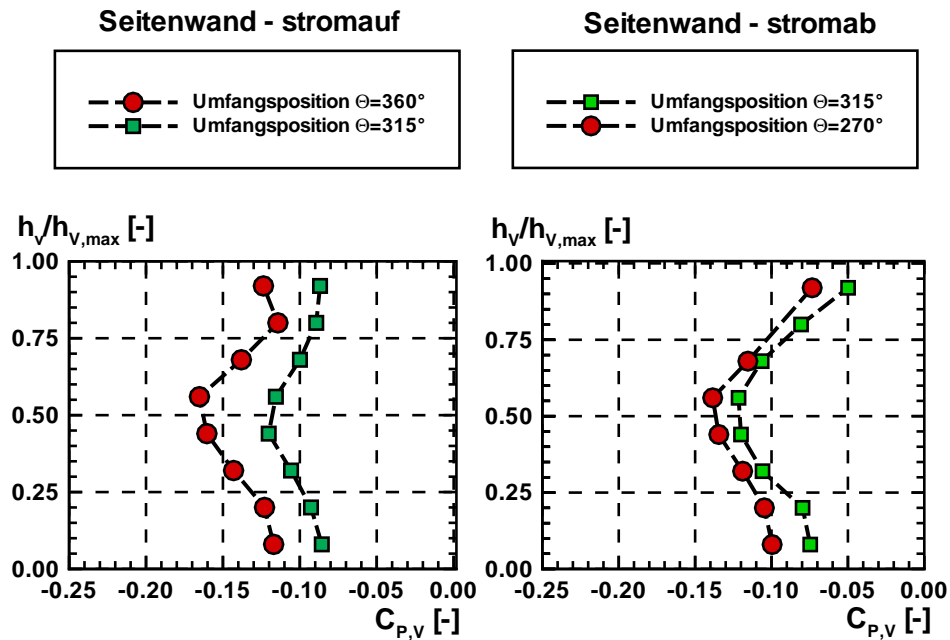


Abbildung 4.23: Meßstellen an der stromabwärtigen Verteilerkanalseitenwand

Abbildung 4.24: Wanddruckverläufe, Verteilerkanalseitenwand, Konfig.4, $M=12\%$

Darüber hinaus weisen alle Druckverläufe ein Druckminimum bei 50% relativer Verteilerkanalhöhe auf. In Richtung Verteilerkanalboden und -decke steigt der Druck jeweils wieder an. Dies deutet auf eine rotierende Strömung im Verteilerkanal hin. Die Druckverläufe

geben allerdings noch keinen Aufschluss über die Drehrichtung bzw. die tatsächlich auftretende Strömungstopologie.

4.2.3.2 Wanddruckverläufe Konfiguration 1

Die Druckverteilungen für Konfiguration 1 (Abb. 4.25) weisen qualitativ denselben Verlauf wie bei Konfiguration 4 auf. Auch hier liegt offenbar eine rotierende Strömung im Verteilerkanal vor. Auffällig ist das deutliche Absinken der Druckwerte an der stromaufwärtigen Seitenwand unmittelbar unterhalb des Entnahmestutzens ($\Theta=360^\circ$). Offenbar strömt aus diesem Bereich ein höherer Anteil Massenstrom in den Stutzen ein. Im Gegensatz zu Konfiguration 4 liegen hier die Druckwerte unterhalb von 50% relativer Verteilerkanalhöhe an der stromaufwärtigen Seitenwand bei den Umfangspositionen $\Theta=360^\circ$ und $\Theta=315^\circ$ auf gleichem Niveau.

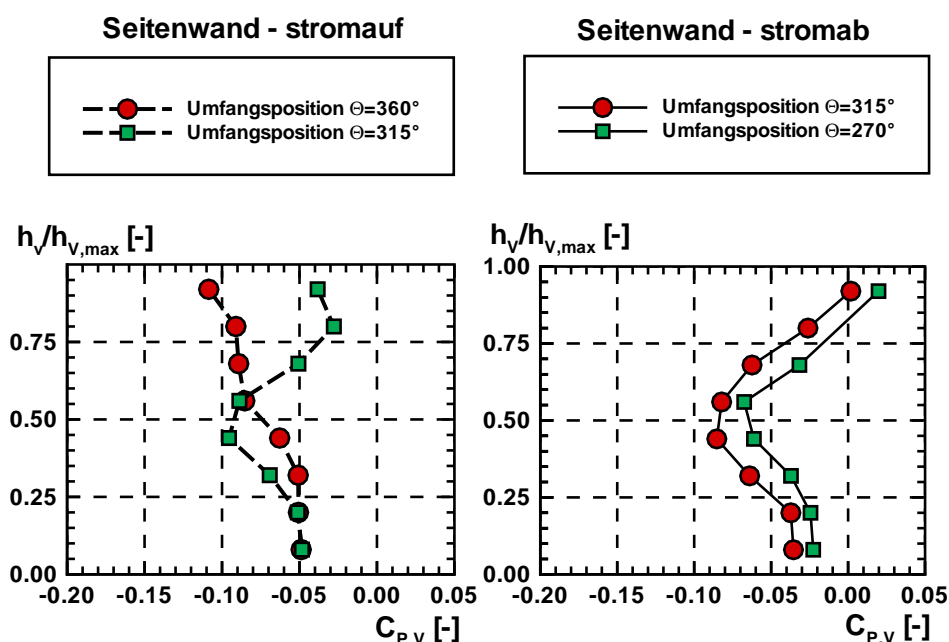


Abbildung 4.25: Wanddruckverläufe, Verteilerkanalseitenwand, Konfig.1, $M=12\%$

4.2.3.3 Geschwindigkeitsverteilungen für Konfiguration 4

Abbildung 4.26 zeigt einen Ausschnitt der mittels DGV gemessenen Geschwindigkeitsverteilung im Verteilerkanal bei Ablaserate $M=4\%$ für Konfiguration 4. Die Messebene befindet sich an der Position $\Theta=15^\circ$ stromab eines Entnahmestutzens (Abb. 3.14). Deutlich sind zwei gegensinnig drehende Wirbel zu erkennen, deren Zentren links und rechts des aus dem Entnahmeschlitz eintretenden Strahls angeordnet sind. Die Geschwindigkeiten in der Querschnittsebene des Verteilerkanals (Geschwindigkeitskomponente in Breitenrichtung: V_x , Geschwindigkeitskomponente in Höhenrichtung: V_y) steigen proportional mit dem Wirbelradius an. Der aus dem Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal eintretende

Strahl wird soweit umgelenkt, daß er etwa bei 60% relativer Kanalbreite nahezu senkrecht auf die Verteilerkanaldecke trifft. Die höchsten Umfangsgeschwindigkeiten V_z treten im Bereich des Verteilerkanalbodens, links und rechts des Strahls auf, die niedrigsten V_z -Geschwindigkeiten sind im Bereich der Verteilerkanaldecke zu finden. Direkt unterhalb des Stutzens wird das vergleichsweise langsam durch den Verteilerkanal strömende Fluid zum Stutzen umgelenkt und auf die im Stutzen vorherrschende, wesentlich höhere Geschwindigkeit beschleunigt. Durch die daraus resultierende „Sogwirkung“ werden in unmittelbarer Umgebung sämtliche Fluidmassen zum Stutzen umgelenkt. In der Messebene führt dies zu einem niedrigeren Geschwindigkeitsniveau im Bereich der Verteilerkanaldecke.

Abbildung 4.27 zeigt das Ergebnis einer Wiederholungsmessung bei Abblaserate $M=4\%$, bei dem jedoch nur noch ein Ein-Wirbel-System zu erkennen ist. Der aus dem Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal eintretende Luftmassenstrom gelangt nicht, wie im vorhergehenden Fall, direkt zur Verteilerkanaldecke, sondern strömt offenbar zunächst entlang des Verteilerkanalbodens in Richtung stromabwärtiger Verteilerkanalseitenwand, so daß sich ein einziger, gegen den Uhrzeigersinn drehender Wirbel mit dem Zentrum bei 80% relativer Kanalbreite bildet. Die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten in Umfangsrichtung treten wiederum im Bereich des Verteilerkanalbodens auf, hier allerdings bei 50% relativer Verteilerkanalbreite. Zur Verteilerkanaldecke hin nehmen die Umfangsgeschwindigkeiten aufgrund des Einflusses des Stutzens wieder ab. Bei einer Steigerung der Abblaserate auf $M=8\%$ lag bei allen durchgeführten Messungen, wie in [Abbildung 4.28](#) ersichtlich, ein Ein-Wirbel-System vor. Das Wirbelzentrum liegt bei etwa 80% der Verteilerkanalbreite und 50% der Verteilerkanalhöhe. Während die Werte für die Geschwindigkeitskomponenten in der Querschnittsebene gegenüber Abblaserate $M=4\%$ nur unwesentlich zugenommen haben, steigen die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten aufgrund des erhöhten Massendurchsatzes durch den Verteilerkanal auf knapp 30 m/s. Diese konzentrieren sich wiederum hauptsächlich nahe des Verteilerkanalbodens bei etwa 70% der Verteilerkanalbreite. Zur Verteilerkanaldecke hin nehmen die Umfangsgeschwindigkeiten erwartungsgemäß wieder ab.

Ab Abblaseraten größer $M=10\%$ wurden ausnahmslos Zwei-Wirbel-Systeme detektiert. Bei Abblaserate $M=12\%$ ([Abbildung 4.29](#)) liegen die Wirbelzentren links und rechts des Strahls bei 20% bzw. 80% Verteilerkanalbreite und 55% bzw. 70% Verteilerkanalhöhe. Die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten konzentrieren sich im Bereich des Verteilerkanalbodens links und rechts des austretenden Strahls zwischen 20% bis 60% sowie 70% bis 80% der Verteilerkanalbreite. Auffällig sind hier die im Bereich der Verteilerkanaldecke in der linken und rechten Ecke auftretenden Gebiete mit negativen Werten für die Umfangsgeschwindigkeit V_z . Ursache hierfür ist, wie schon bei niedrigeren Abblaseraten erkennbar, der Einströmvorgang in den Stutzen. Negative Umfangsgeschwindigkeiten deuten darauf hin, daß die beiden Wirbel zur Messebene geneigt liegen. Nahezu die gleiche Strömungstopologie liegt bei Abblaserate $M=15\%$ vor ([Abbildung 4.30](#)). Allerdings hat das Geschwindigkeitsniveau in der Querschnittsebene gegenüber Abblaserate $M=12\%$ deutlich zugenommen. Eine partielle Ausweitung des Bereiches mit negativen Umfangsgeschwindigkeiten an der Verteilerkanaldecke und die Steigerung der dort vorherrschenden Geschwindigkeitswerte weisen auf eine stärkere Neigung der Wirbelachsen zur Querschnittsebene hin.

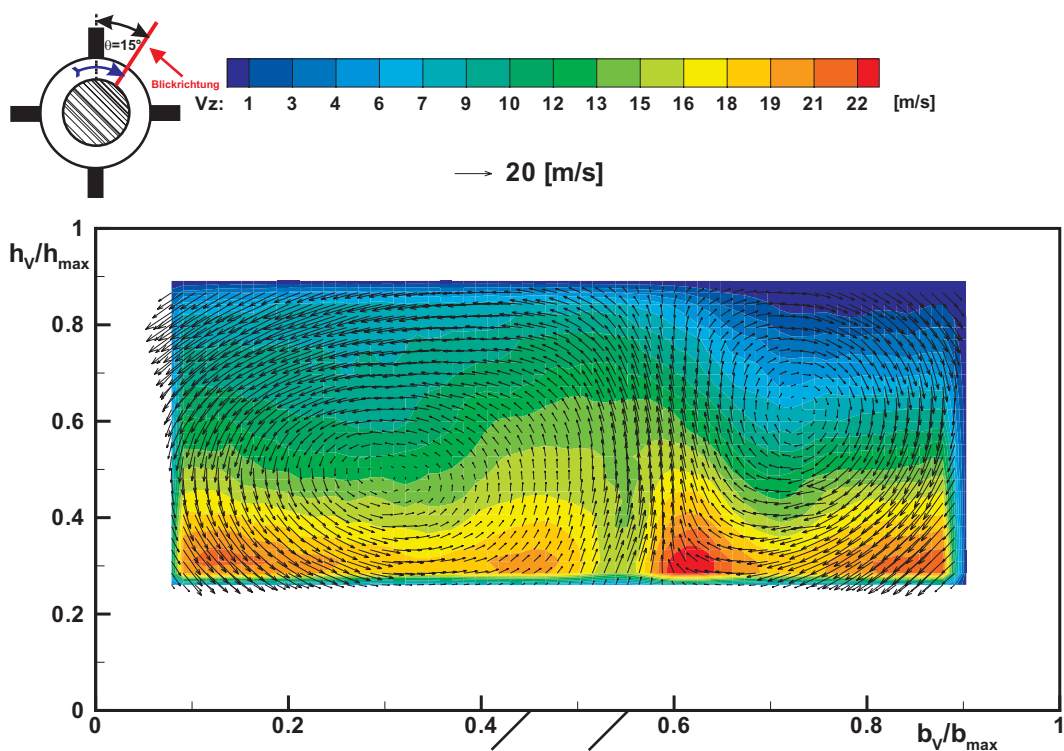


Abbildung 4.26: Konfig. 4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=4\%$, Messung 1

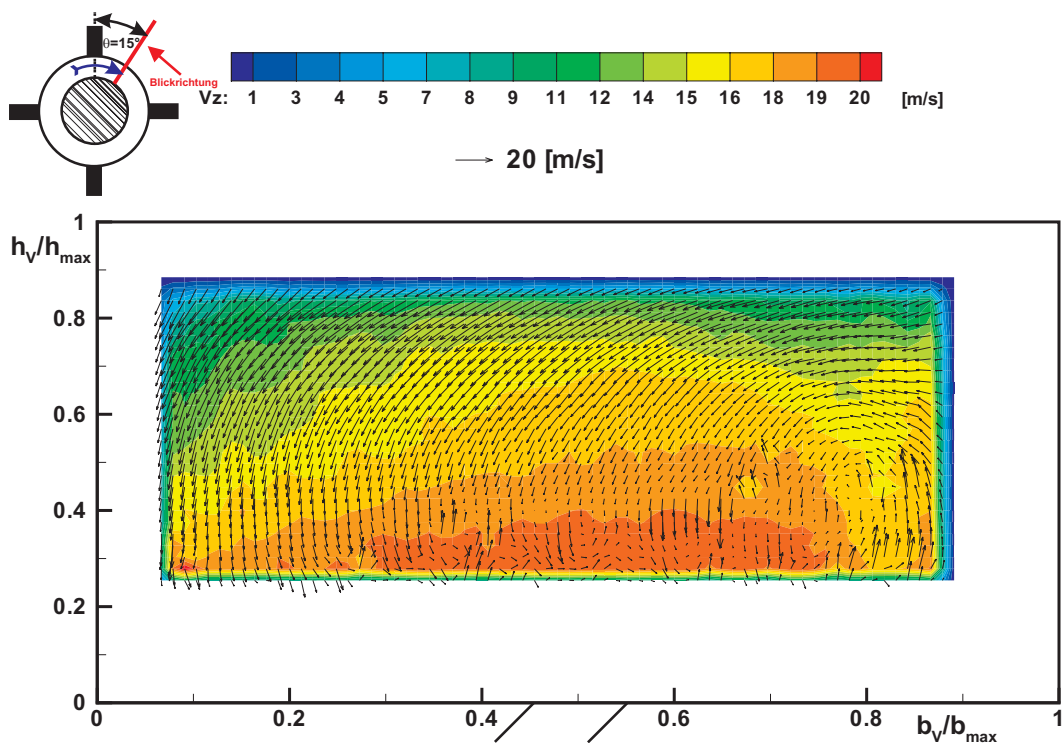
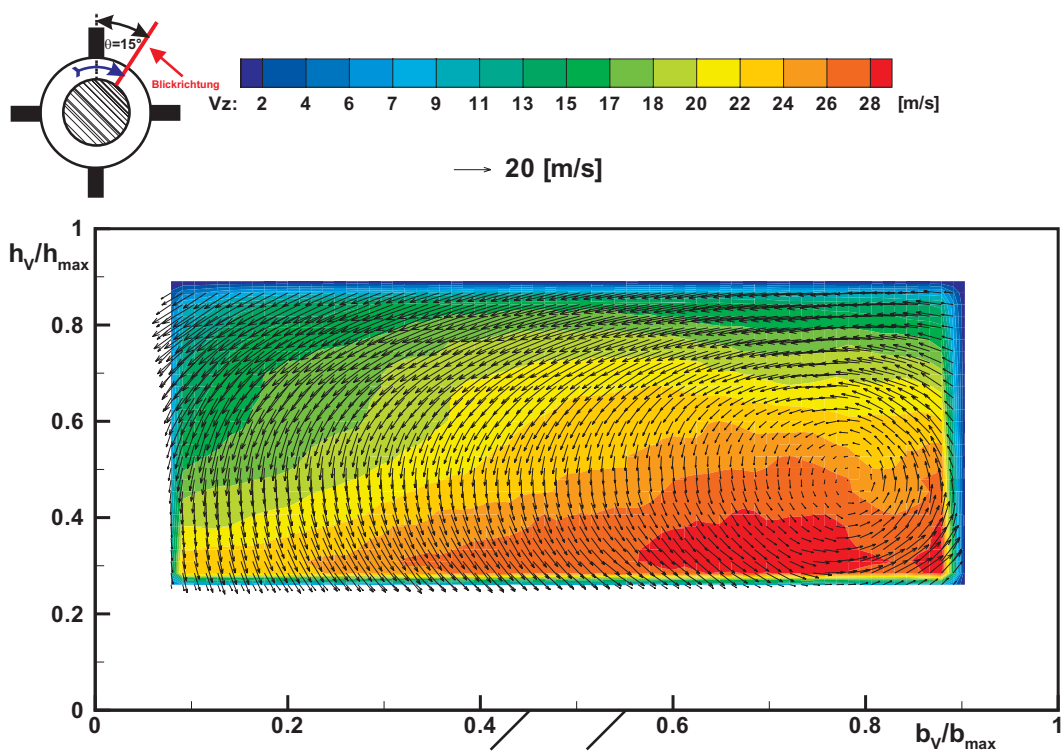
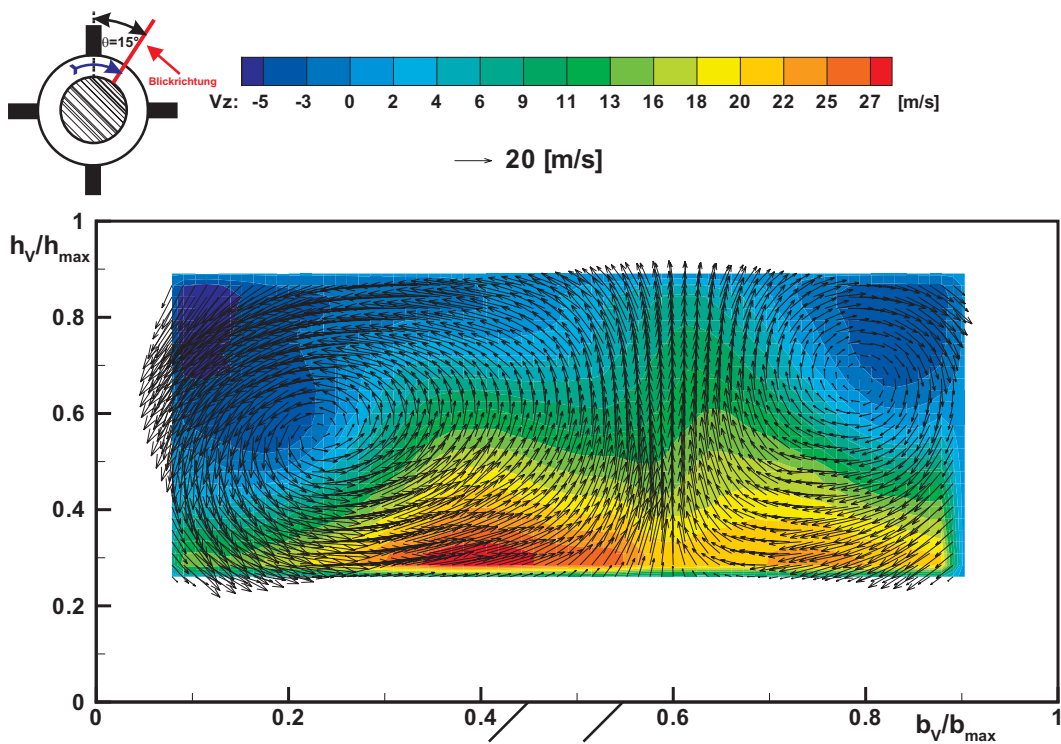
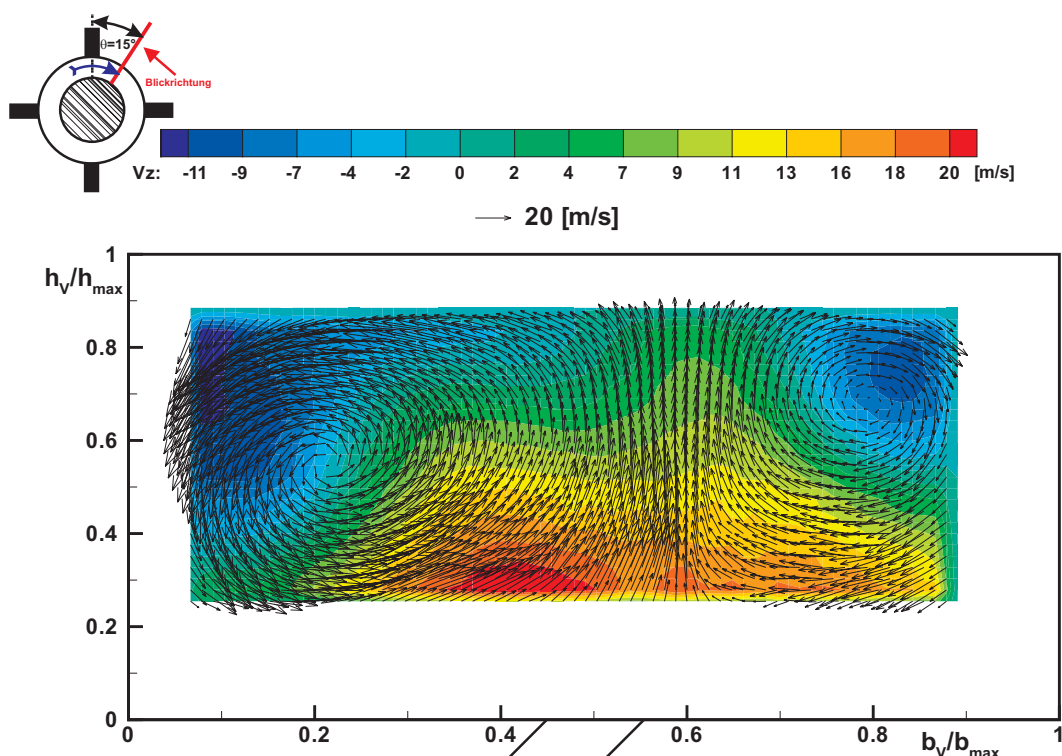


Abbildung 4.27: Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=4\%$, Messung 2

Abbildung 4.28: Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=8\%$ Abbildung 4.29: Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=12\%$

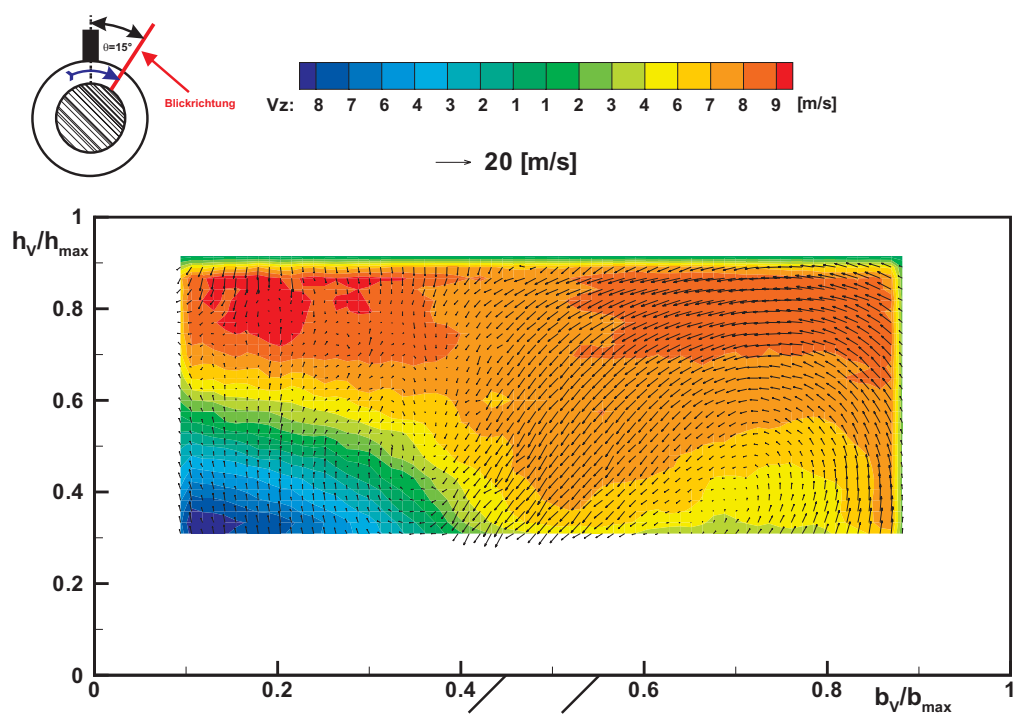
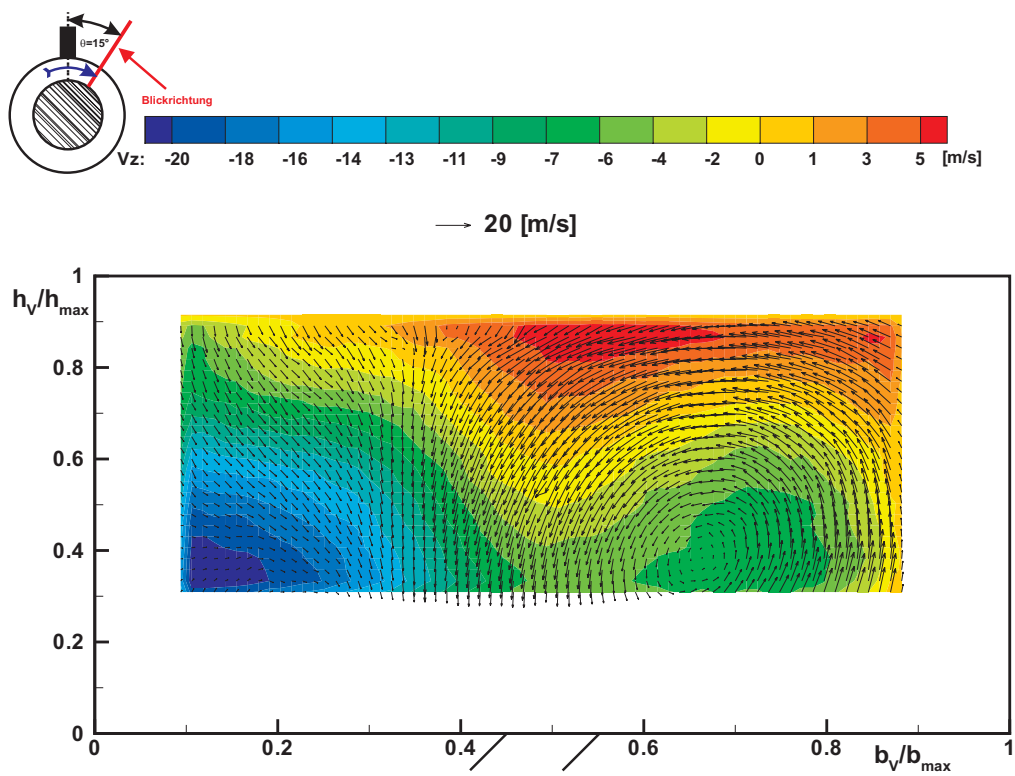
Abbildung 4.30: Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=15\%$

4.2.3.4 Geschwindigkeitsverteilungen für Konfiguration1

Da bei Konfiguration 1 der gesamte abgeblasene Massenstrom durch einen Stutzen auströmt, wird deutlich mehr Fluid als bei Konfiguration 4 aus dem Verteilerkanal zum Stutzen umgelenkt. Entsprechend deutlicher wirken sich die Einflüsse des Einströmvorgangs auf den Bereich der Meßposition $\Theta=15^\circ$ aus. So waren bei niedrigen Abblaseraten ($M < 6\%$) Messungen nur schwer möglich, da durch instationäre Strömungsvorgänge die Mittelung der einzelnen Geschwindigkeitswerte zu keinen sinnvollen Ergebnissen führte. Ab einer Abblaserate von 6% ([Abb. 4.31](#)) konnte ein Ein-Wirbel-System detektiert werden, das auch bei höheren Abblaseraten bestehen blieb ([Abb. 4.32](#), [Abb. 4.33](#), [Abb. 4.34](#)).

Bereits bei niedrigen Abblaseraten treten ausgedehnte Gebiete mit negativen V_z -Geschwindigkeiten auf. Mit steigender Abblaserate sinkt das Geschwindigkeitsniveau in Umfangsrichtung, hingegen nimmt die Höhe der negativen V_z -Geschwindigkeiten zu. Die Wirbel sind gegenüber der Messebene extrem geneigt.

In größerer Entfernung zum Entnahmestutzen schwächen sich die Auswirkungen des Einströmvorgangs in den Stutzen auf die Verteilerkanalströmung ab. So tritt bei Meßposition $\Theta=195^\circ$ bereits bei Abblaserate $M=4\%$ das ursprünglich angenommene Zwei-Wirbel-System auf ([Abb. 4.35](#)), ebenso bei weiterer Steigerung der Abblaserate ([Abb. 4.36](#)). Die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten treten im Bereich von 20% relativer Verteilerkanalhöhe links und rechts neben dem Strahl auf. Bei Steigerung der Abblaserate verlagert sich dieser Bereich in das Zentrum des linken Wirbels.

Abbildung 4.31: Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=6\%$ Abbildung 4.32: Konfig.1, Pos. $\Theta=15^\circ$, $M=8\%$

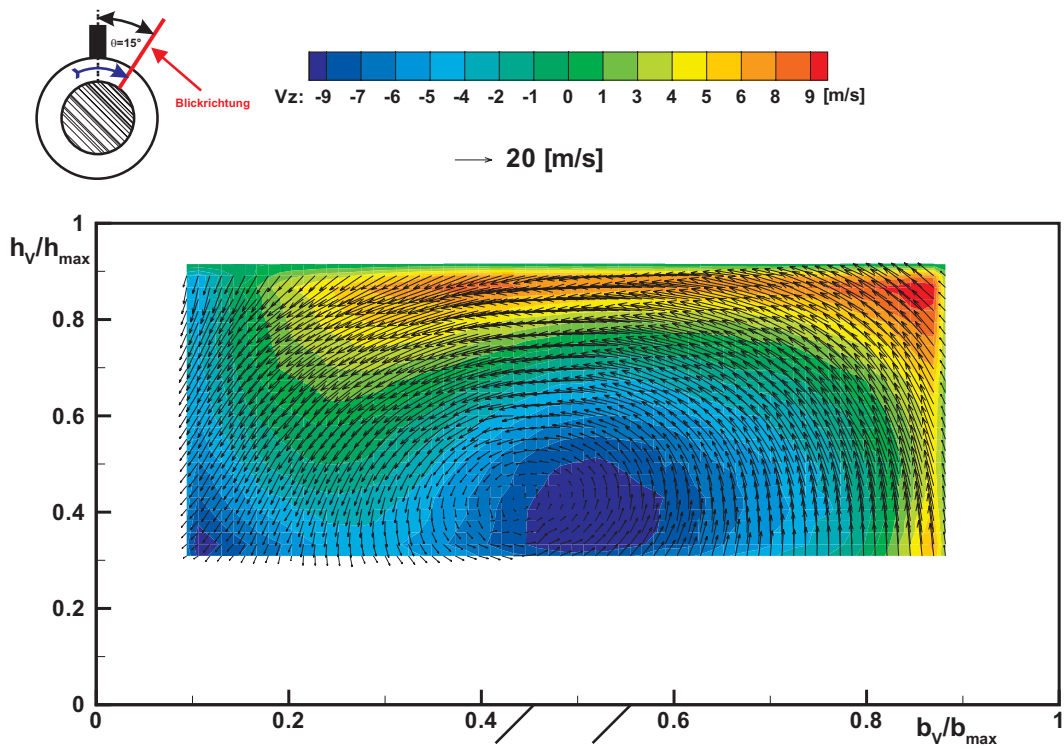


Abbildung 4.33: Konfig.1, Pos. $\Theta = 15^\circ$, $M = 10\%$

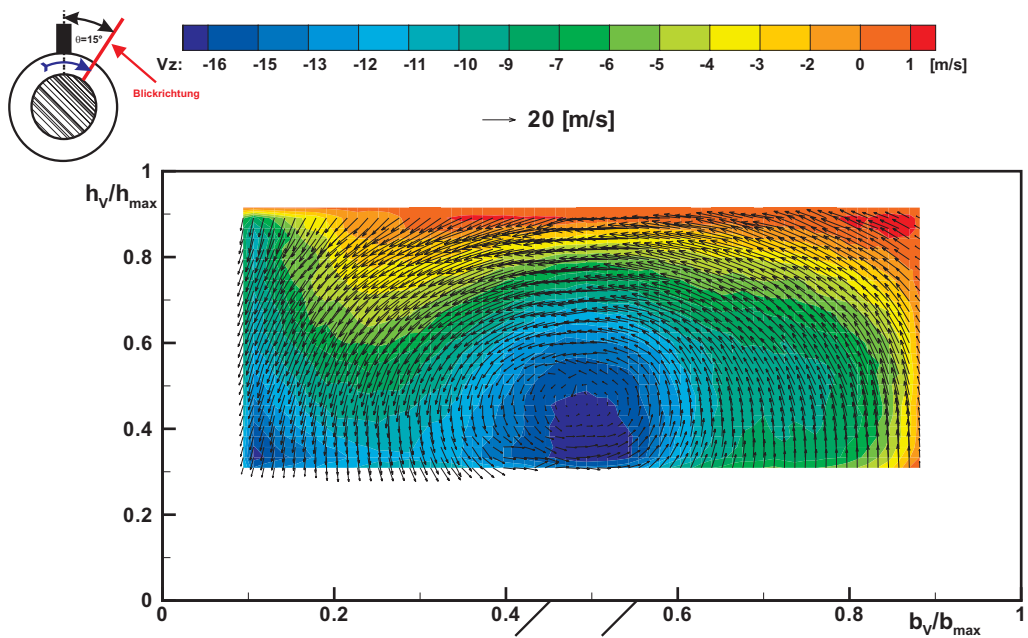
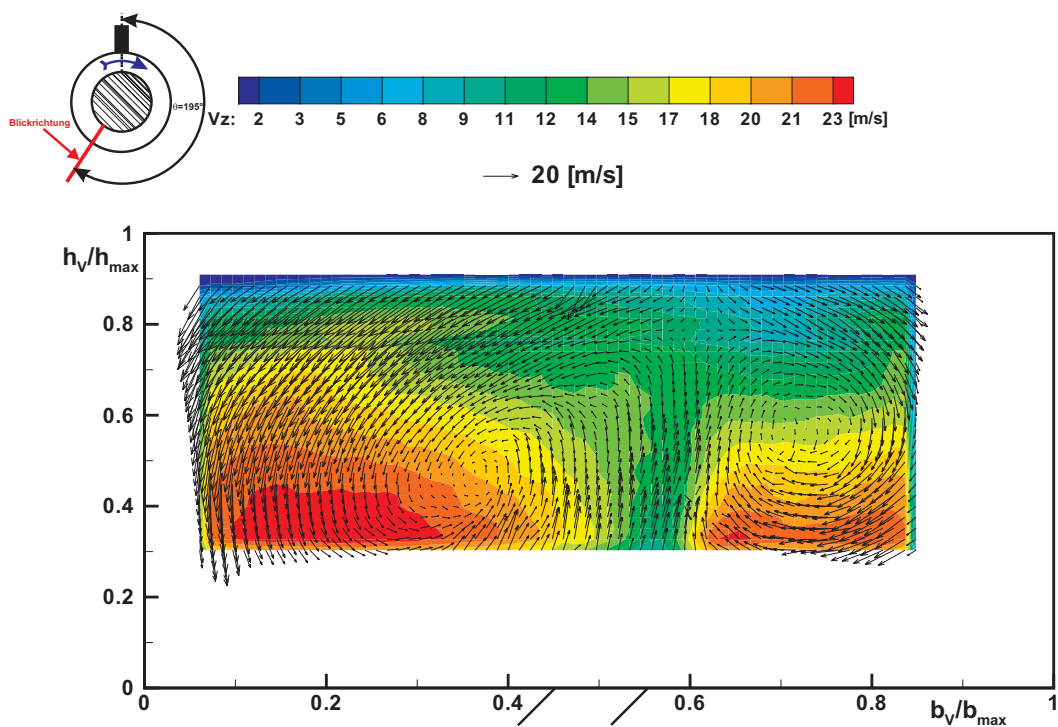
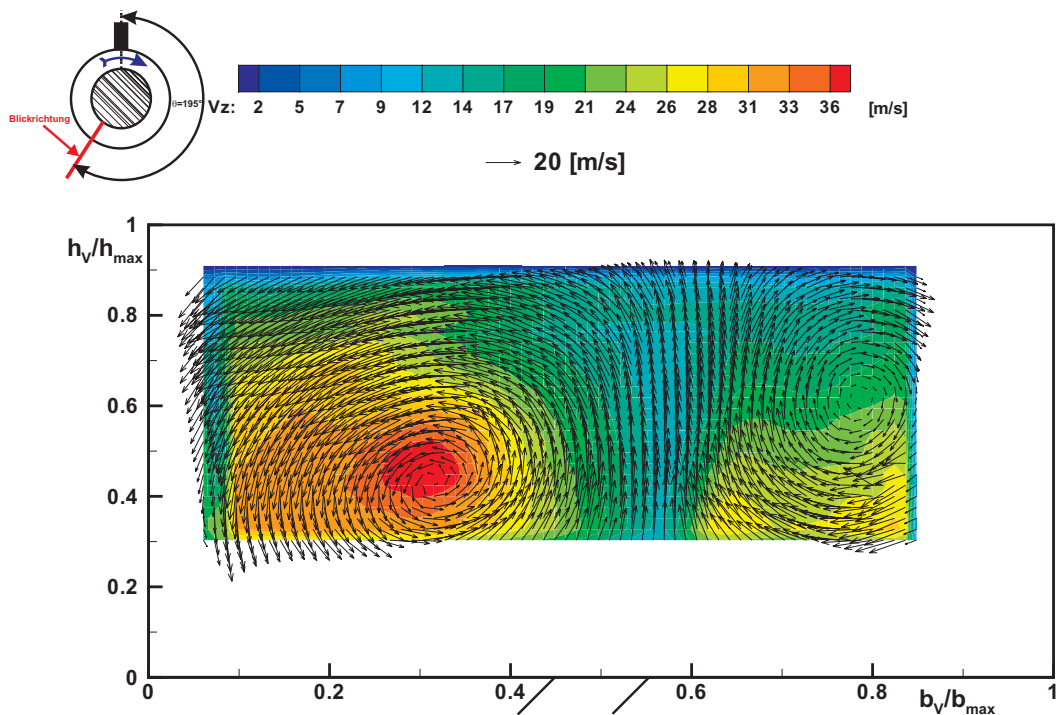


Abbildung 4.34: Konfig.1, Pos. $\Theta = 15^\circ$, $M = 11\%$

Abbildung 4.35: Konfig.1, Pos. $\Theta = 195^\circ$, $M = 4\%$ Abbildung 4.36: Konfig.1, Pos. $\Theta = 195^\circ$, $M = 8\%$

4.2.3.5 Wichtige Erkenntnisse über die Verteilerkanalströmung

Die Messergebnisse für Konfiguration 4 und 1 verdeutlichen, daß in näherer Umgebung eines Entnahmestutzens der Einströmvorgang in den Stutzen großen Einfluss auf die Strömung im Verteilerkanal ausübt. Abbildung 4.37 zeigt die gemittelten Umfangsgeschwindigkeiten im Verteilerkanalquerschnitt an der Meßposition $\Theta=15^\circ$.

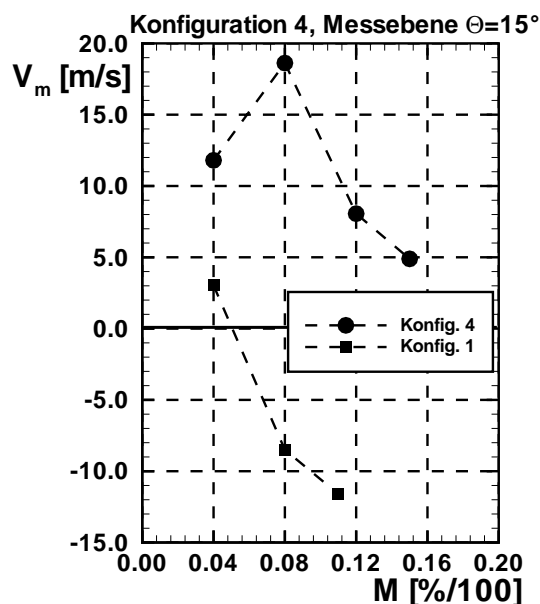
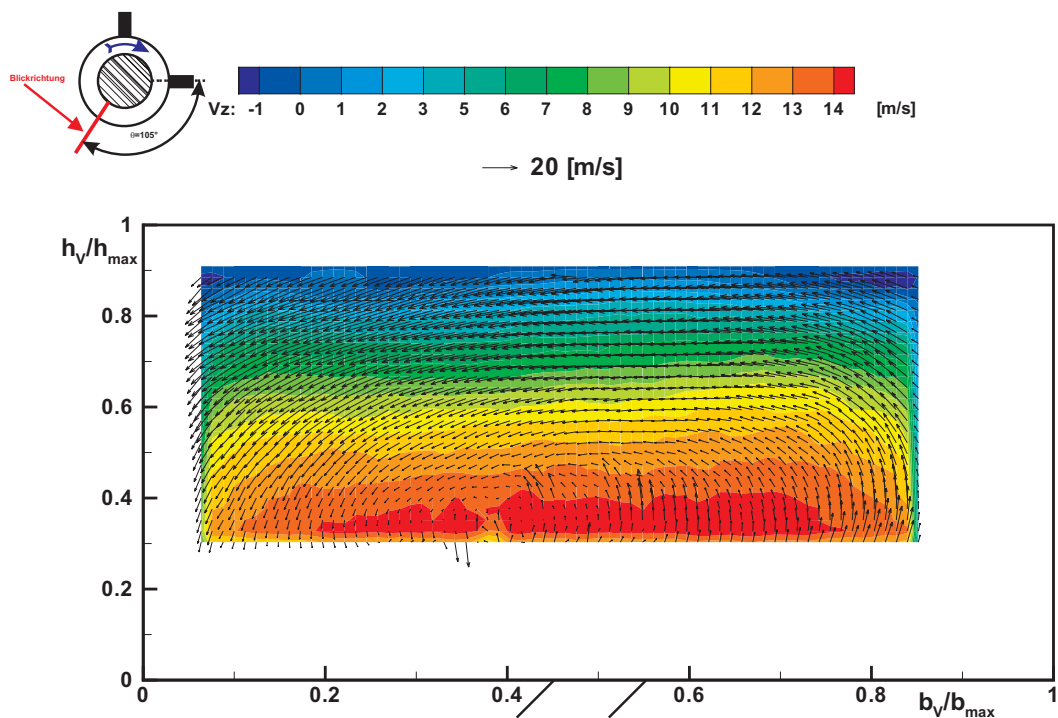
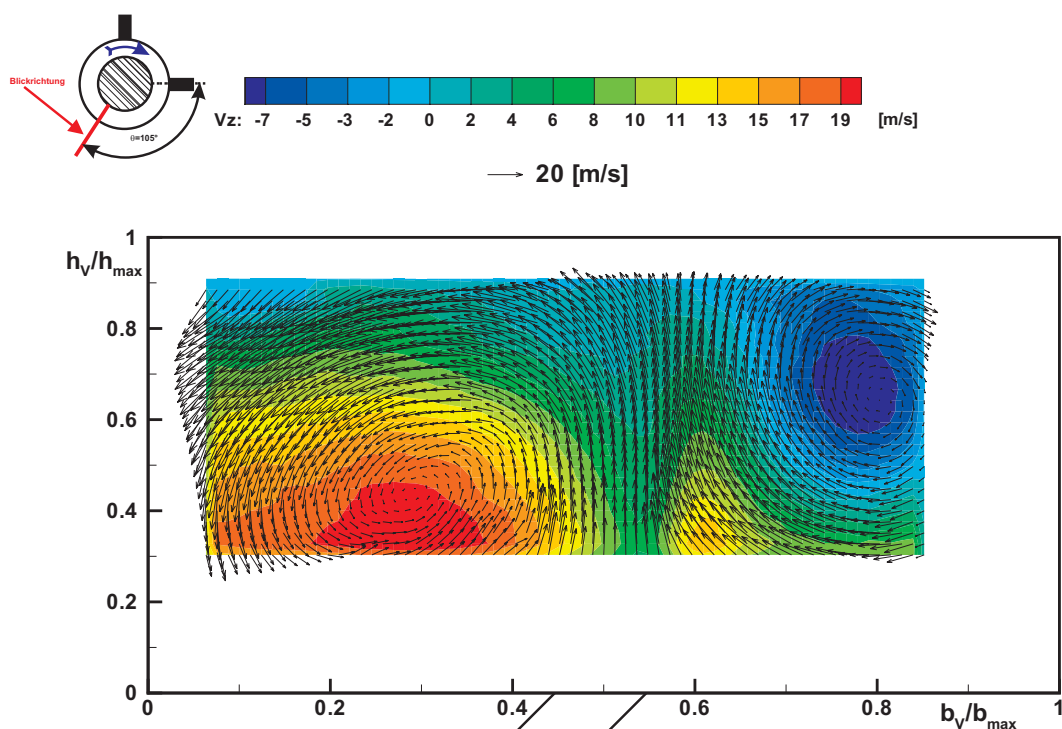


Abbildung 4.37: Mittlere Geschwindigkeit V_m in der Messebene $\Theta=15^\circ$

Bei Konfiguration 4 ist ab einer Abblaserate von $M=12\%$ ein deutliches Abfallen der mittleren Geschwindigkeit festzustellen. Fluidmassen, die den Verteilerkanal über die Entnahmestutzen verlassen, verursachen stromab des Stutzens im Verteilerkanal ein Massenstromdefizit. Demzufolge sinken bei höheren Abblaseraten in diesem Bereich die Umfangsgeschwindigkeiten, obwohl aufgrund der Kontinuitätsbedingung höhere Geschwindigkeiten zu erwarten wären. Da bei Konfiguration 1 der gesamte abgeblasene Massenstrom durch einen einzelnen Stutzen geleitet wird, ist bereits bei niedrigen Abblaseraten der Effekt des Massenstromdefizits in Form niedrigerer Geschwindigkeiten nachweisbar. Dieser Mechanismus verstärkt sich mit zunehmenden Abblaseraten derart, daß es zu Gebieten mit Rückströmung führt, zu erkennen an negativen mittleren Geschwindigkeiten. Dies bedeutet, daß bei Konfiguration 1 sowohl aus dem stromaufwärtigen, als auch aus dem stromabwärtigen Bereich Fluid in Richtung des Stutzens strömt. Anhand von Messungen an der Meßposition $\Theta=105^\circ$ der Konfiguration 2 lässt sich abschätzen, wie weit stromab in den Verteilerkanal der Einfluss des Einströmvorganges in den Stutzen reicht. Bei der Abblaserate $M=4\%$ liegt eine ähnliche Strömungstopologie vor, wie bei Messungen an der Meßposition $\Theta=15^\circ$ für Konfiguration 4 (Abb. 4.38). Man erkennt ein Ein-Wirbel-System sowie hohe Umfangsgeschwindigkeiten im Bereich des Verteilerkanalbodens, die zur Verteilerkanaldecke hin abnehmen. Bereits ab einer Abblaserate von $M=8\%$ zeigt sich im rechten Bereich der Verteilerkanaldecke eine Zone mit negativen Umfangsgeschwindigkeiten (Abb. 4.39). Demnach ist auch an dieser Position noch der Einfluss der Stutzeneinströmung nachweisbar.

Abbildung 4.38: Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=4\%$ Abbildung 4.39: Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=8\%$

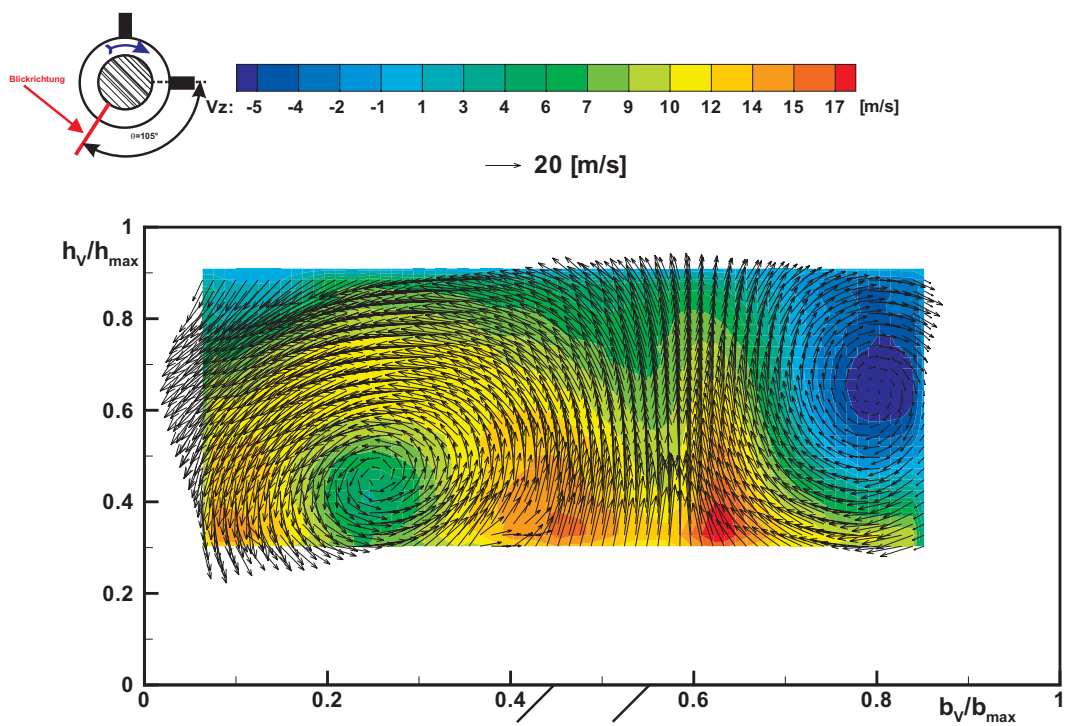


Abbildung 4.40: Konfig.2, Pos. $\Theta=105^\circ$, $M=12\%$

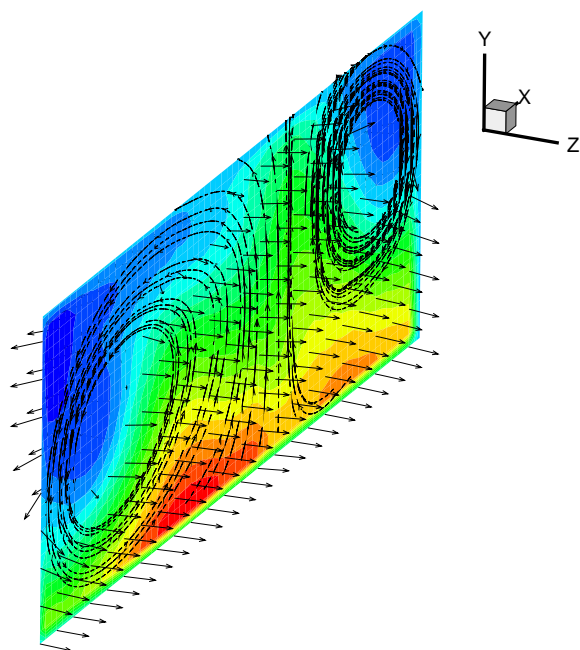


Abbildung 4.41: Zwei-Wirbelsystem bei Konfig.4, $M=12\%$, zwei seitliche Rückströmzonen

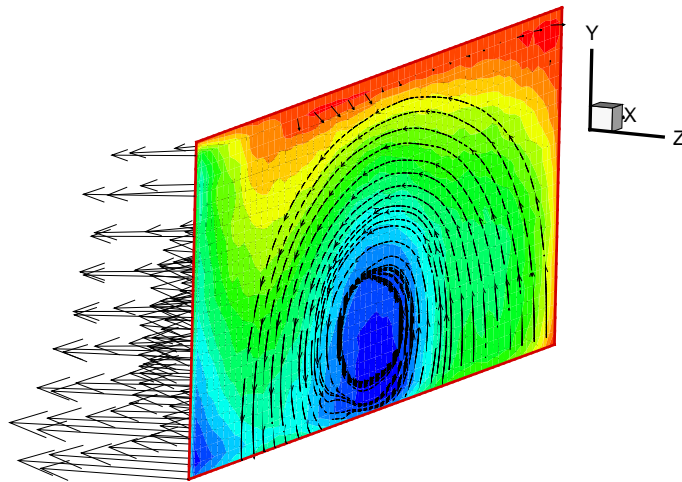


Abbildung 4.42: Ein-Wirbelsystem bei Konfig.1, $M=12\%$, zentralen Rückströmzone

Charakteristisch für die Strömungstopologie im Querschnitt des Verteilerkanals ist das Auftreten eines Ein- oder Zwei-Wirbel-Systems in Verbindung mit ausgeprägten Rückströmzonen (Abb. 4.41 und Abb. 4.42).

Die jeweilige Wirbelformation wird durch den Einströmvorgang des Fluids vom Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal ausgelöst. Folgt das eintretende Fluid der Umlenkung an der Schlitzaustrittskante und strömt entlang des Verteilerkanalbodens weiter, so entsteht ein Ein-Wirbel-System. Dieser Vorgang ist dem sogenannten "Coanda-Effekt" verwandt [41], [28]. Der eintretende Strahl reißt durch turbulenten Impulsaustausch Fluidpartikel aus dem Raum zwischen Verteilerkanalboden und Strahl mit und erzeugt dadurch einen Unterdruck zwischen Strahl und Platte. Dieser Unterdruck bewirkt, daß sich der Strahl zur Platte hin krümmt. Löst der eintretende Strahl jedoch von der Schlitzaustrittskante ab, so gelangt er direkt zur Verteilerkanaldecke und es entsteht das bereits aus den Anstrichbildern und der Druckverteilungen abgeleitete Zwei-Wirbel-System. Ein eindeutiger "Umschlagpunkt" vom Ein- zum Zwei-Wirbel-System konnte mit den DGV-Messungen nicht identifiziert werden, da der Vorgang hysteresebehaftet ist. Möglicherweise liegen auch instationäre Effekte vor, die ebenfalls mit dem zur Verfügung stehenden DGV-System nicht aufgelöst werden konnten.

Brandt führte mit verschiedenen Turbulenzmodellen CFD-Rechnungen zur Verteilerkanalströmung durch ([5] und [6]). Erste Rechnungen zeigten analog zu den Messungen, daß sich der Drall der Strömung des Axialkanals im Verteilerkanal in Form einer umfangsgerichteten Strömung fortsetzt. Die Verfolgung der Bahn einzelner Fluidpartikel durch den Verteilerkanal ergab, daß ein Fluidpartikel keineswegs nach dem Eintritt in den Verteilerkanal diesen zwingend durch den nächstgelegenen Stutzen wieder verlässt. Vielmehr sind mehrmalige Umläufe möglich (Abb. 4.43).

Mit den bisher verwendeten Turbulenzmodellen gelang es noch nicht, die im Experiment gemessene Strömungstopologie im Verteilerkanalquerschnitt zufriedenstellend wiederzugeben. Neben generell zu hohen Geschwindigkeiten liefern die CFD-Rechnungen auch eine zum Versuch abweichende Verteilung der Umfangsgeschwindigkeiten im Verteilerkanalquerschnitt. Zwar ergeben die Rechnungen auch Ein- bzw. Zwei-Wirbelssysteme, allerdings treten diese im Vergleich zu den Messungen an anderen Umfangspositionen und bei anderen Abblaseraten auf. So wurde bei Abblaserate $M=8\%$ an der Umfangsposition $\Theta=15^\circ$ generell ein Ein-Wirbel-System gemessen ([Abb. 4.28](#)). Die CFD-Rechnungen liefern dagegen ein stabiles Zwei-Wirbel-System ([Abb. 4.44](#)). Das gemessene Zwei-Wirbel-System an der selben Umfangsposition bei Abblaserate $M=15\%$ ([Abb. 4.30](#)) wird dagegen auch von der CFD-Rechnung wiedergegeben ([Abb. 4.45](#)). Deutlich wird der Unterschied bei Konfiguration 1 an der Umfangsposition $\Theta=195^\circ$. Die Messungen zeigen bei allen untersuchten Abblaseraten an dieser Stelle ein stabiles Zwei-Wirbel-System ([Abb. 4.35](#) [Abb. 4.36](#)), wohingegen die CFD-Rechnungen bei den gleichen Abblaseraten ein Ein-Wirbel-System ergeben ([Abb. 4.46](#), [Abb. 4.47](#)). Außerdem war es in den CFD Rechnungen nicht möglich, die in den Messungen bei beiden Konfigurationen festgestellten Rückströmgebiete bei höheren Abblaseraten zu reproduzieren

Zur Verbesserung der CFD-Simulationen werden künftig Rechnungen mit modernen Reynolds-Stress-Turbulenzmodellen durchgeführt.

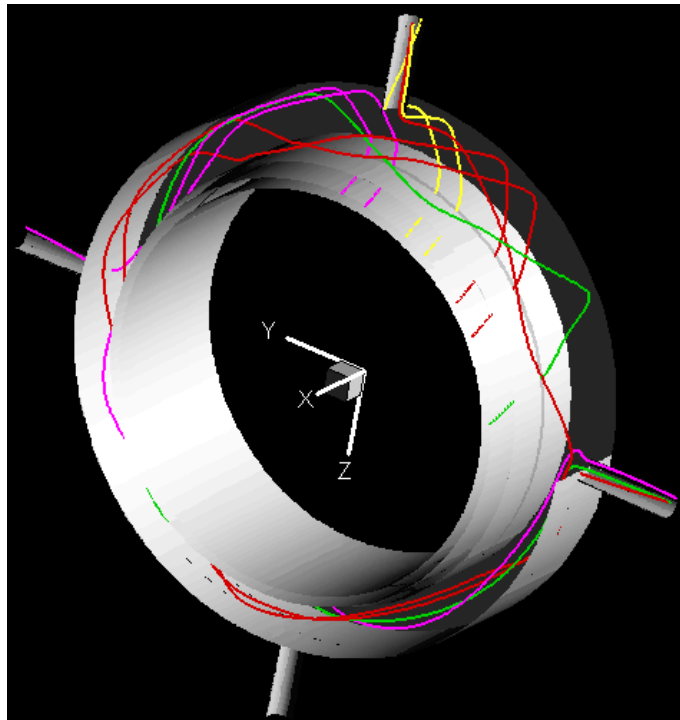


Abbildung 4.43: CFD-Rechnung der Strömung im Verteilerkanal

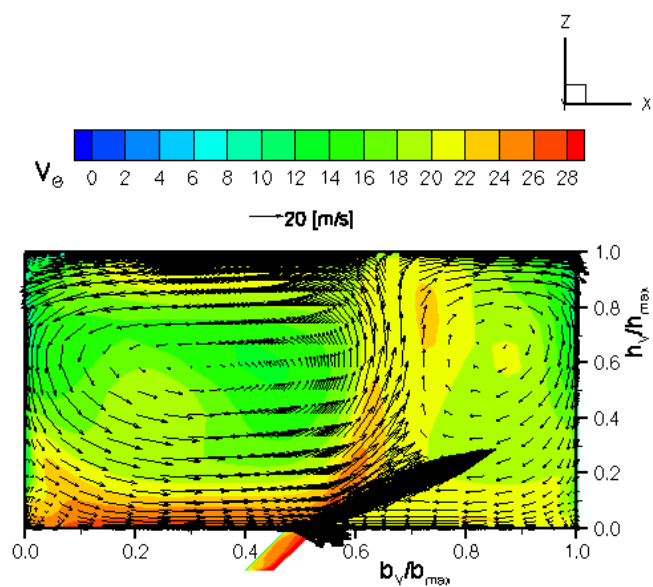


Abbildung 4.44: CFD-Rechnung Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$,
M=8% nach Brandt

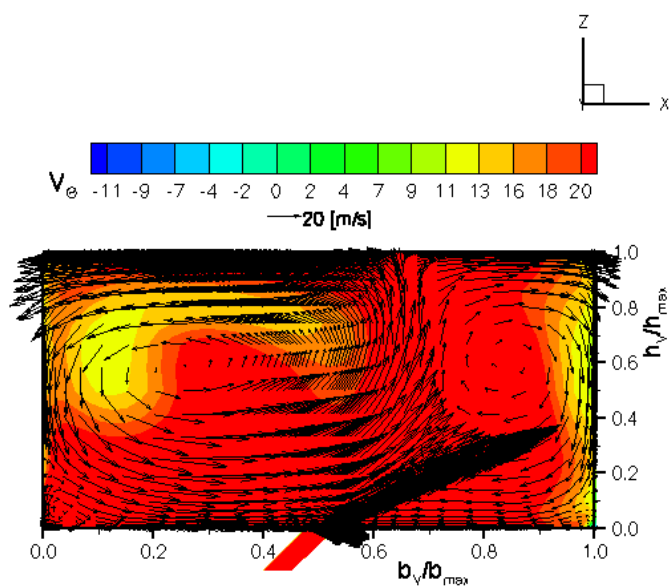


Abbildung 4.45: CFD-Rechnung, Konfig.4, Pos. $\Theta=15^\circ$,
M=15% nach Brandt

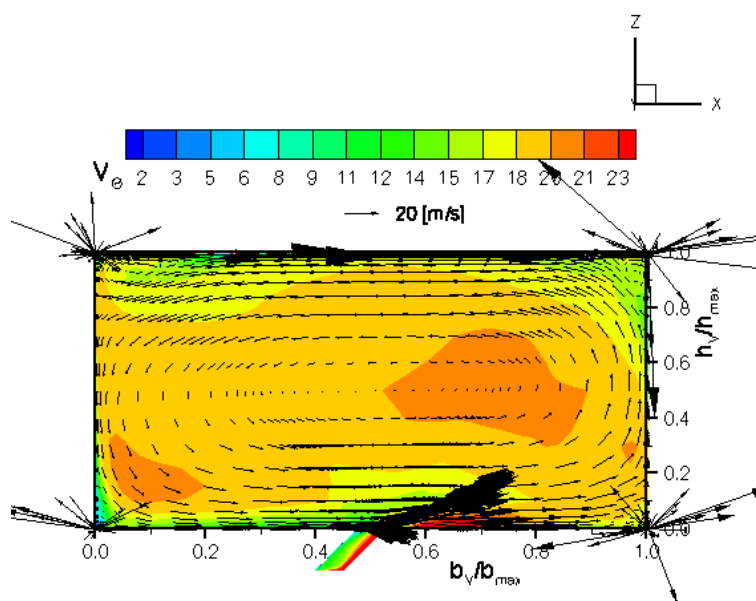


Abbildung 4.46: CFD-Rechnung, Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=4\%$ nach Brandt

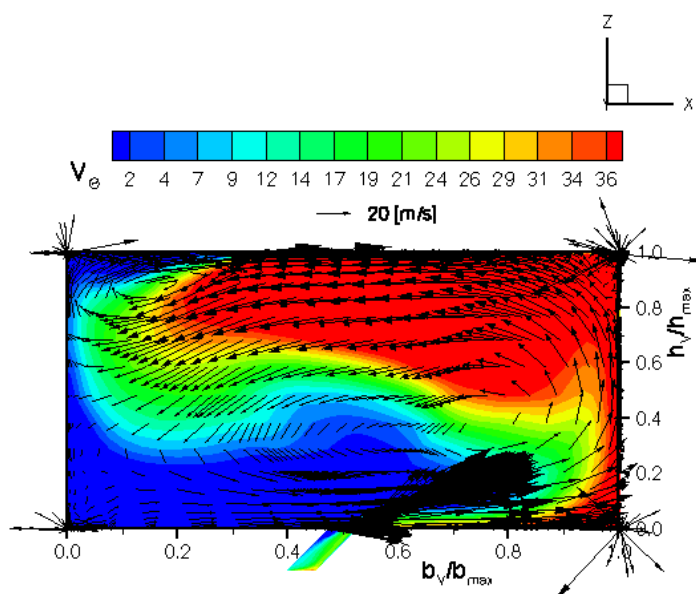


Abbildung 4.47: CFD-Rechnung Konfig.1, Pos. $\Theta=195^\circ$, $M=8\%$ nach Brandt

Da unmittelbar im Verteilerkanal keine Totaldruckmessungen durchgeführt wurden, kann die Höhe der im Verteilerkanal entstehenden Reibungsverluste nur schwer abgeschätzt werden. Außerdem gibt es keine gesicherte Erkenntnis über die Lauflänge eines Fluidpartikels innerhalb des Verteilerkanals. Sobald zuverlässigere Ergebnisse aus CFD-Rechnungen vorliegen, könnte aus den verschiedenen Strombahnen einzelner Partikel eine mittlere Lauflänge berechnet werden, mit der dann ein Reibungsverlust abgeschätzt werden kann. Unter Verwendung bereits veröffentlichter Korrelationen zu Rohrreibungsverlusten (z.B. Colebrook-White-Gleichung) und unter der Annahme, daß ein Fluidpartikel im Verteilerkanal einen kompletten 360°-Umlauf auf der Verteilerkanalmittellinie vollführt, kann eine erste Abschätzung des Reibungsverlustes vorgenommen werden. Der Reibungs-Druckverlust bei einem Umlauf im Verteilerkanal ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U^2}{2} \quad (4.8)$$

Wobei mit L die Lauflänge des Fluidpartikels bezeichnet und für D der hydraulische Durchmesser des Verteilerkanals eingesetzt wird. Er ergibt sich aus der Beziehung

$$D_{hydraulisch} = \frac{4A}{U} \quad (4.9)$$

mit der Verteilerkanalquerschnittsfläche A und dem Umfang des Querschnitts U. Der Reibungskoeffizient f kann aus der vereinfachten Colebrook-White-Gleichung berechnet werden:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (4.10)$$

oder direkt aus dem Moody-Diagramm abgelesen werden. Für die Reynoldszahl im Verteilerkanal gilt:

$$Re_{Verteilerkanal} = \frac{V \cdot D_{hydr}}{\nu} \quad (4.11)$$

Aus den DGV-Messungen kann bei einer Abblaserate $M=8\%$ eine Durchschnittsgeschwindigkeit im Verteilerkanal von $V_{mittel-Verteilerkanal}=20$ [m/s] abgeleitet werden, aus den pneumatischen Messungen ein mittlerer statischer Druck von $P_{Verteilerkanal}=207000$ [Pa]. Die mittlere Temperatur beträgt $T=293$ [K]. Die kinematische Viskosität kann über die dynamische Viskosität ermittelt werden:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.12)$$

Die dynamische Viskosität ergibt sich aus der Sutherland-Formel:

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{S + T_0}{S + T} \left(\frac{T}{T_0} \right)^2 \quad (4.13)$$

mit $S=110$ [K] und $\eta_0=1.717 \cdot 10^{-5}$ [kg/m s], $T_0 = 273.15$ [K]
Damit ergibt sich eine Reynoldszahl im Verteilerkanal von

$$Re_{Verteilerkanal} = 1.8 \cdot 10^5$$

Für die Rauigkeit k der Verteilerkanalwände wurde der Rauigkeitswert eines glatten Aluminiumrohres von $k=0.0025$ [mm] eingesetzt. Für den Druckverlust ergibt sich schließlich ein Wert von

$$\frac{\Delta P_{\text{Verteilerkanal}}}{P_{\text{Verteilerkanal}}} = 0.03$$

4.2.4 Entnahmestutzen

Entscheidend für die Druckverluste und das Durchflussverhalten im Entnahmestutzen ist der Einströmvorgang [18]. Die Zuströmung vom Verteilerkanal zum Stutzen spielt dabei ebenfalls eine wichtige Rolle. Wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt, sind die Strömungsverhältnisse im Verteilerkanal in der Umgebung eines Stutzens stark von der Stutzenkonfiguration und der Ablaserate abhängig. Die radialen Druckverläufe an vier Umfangspositionen (Abb. 4.48) am Stutzeneintritt geben Aufschluss über das Einströmverhalten der Ablase-Luft in den Entnahmestutzen. Die genauen Koordinaten der Meßstellen sind Tabelle A.1 im Anhang zu entnehmen.

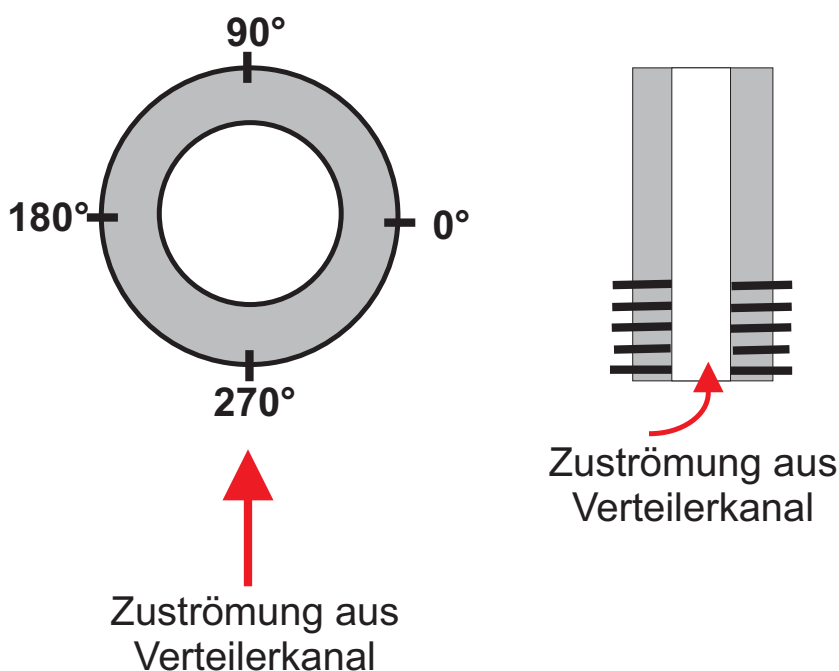


Abbildung 4.48: Meßstellen zur Bestimmung der statischen Wanddrücke am Stutzeneintritt

Da aufgrund der Strömungsverhältnisse im Verteilerkanal keine axiale Zuströmung zum Entnahmestutzen vorliegt, treten an der scharfen Eintrittskante lokal unterschiedlich ausgeprägte Ablösungserscheinungen auf, die maßgeblich das Verlust- und das Durchflussverhalten des Stutzens beeinflussen. Aufgetragen ist der dimensionslose Druckbeiwert $C_{P,St}$ über der auf den Stutzendurchmesser bezogenen Stutzenauflänge l_{St}/D_{St} . Der Druckbeiwert ist wie folgt definiert:

$$C_{P,St} = \frac{P_{St} - P_1}{P_{t1} - P_1} \quad (4.14)$$

Zusätzlich wurde die Strömung bei einer Stutzenlänge von $l_{St}/D_{St}=4.52$ mit einer Fünf-Loch-Sonde traversiert. Mit dem jeweils gemessenen Totaldruck $P_{t,E}$ wurde der lokale Totaldruckverlustbeiwert Ω ermittelt.

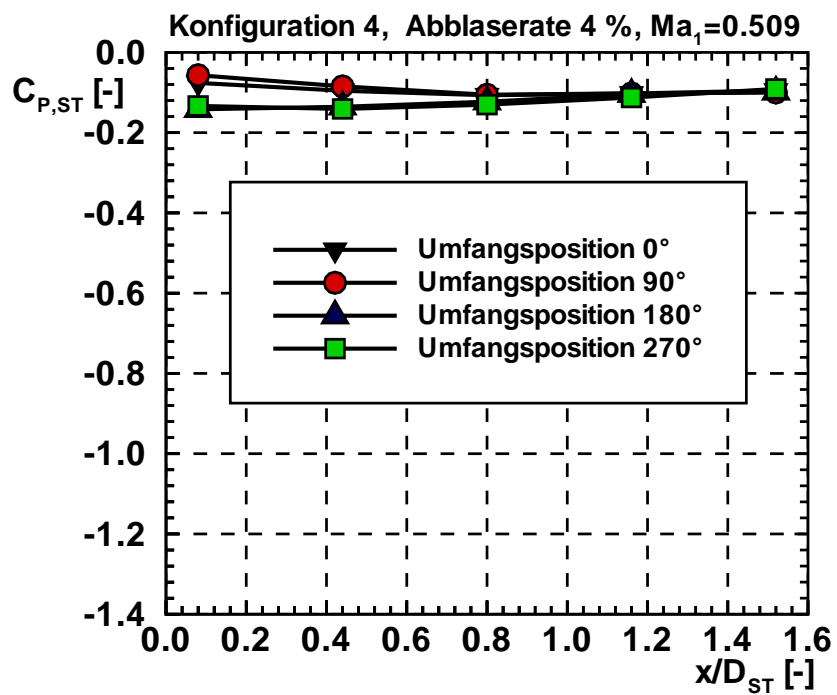
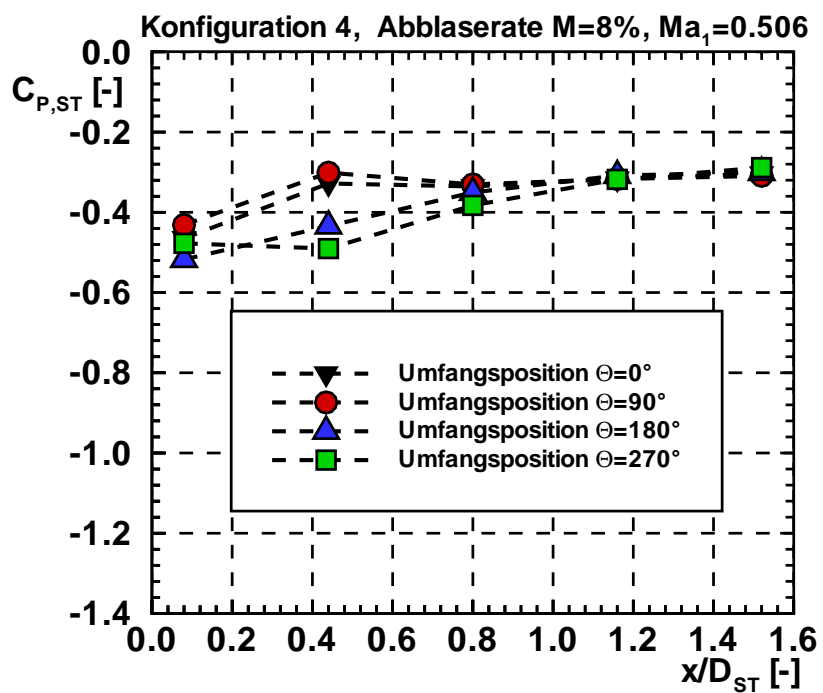
$$\Omega = \frac{(P_{t1} - P_{tE})}{P_{t1} - P_1} \quad (4.15)$$

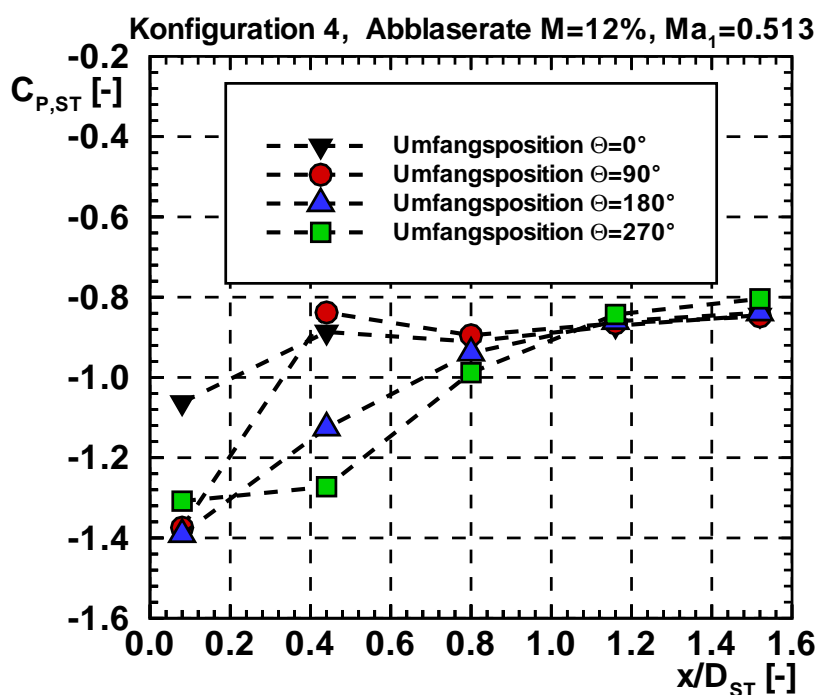
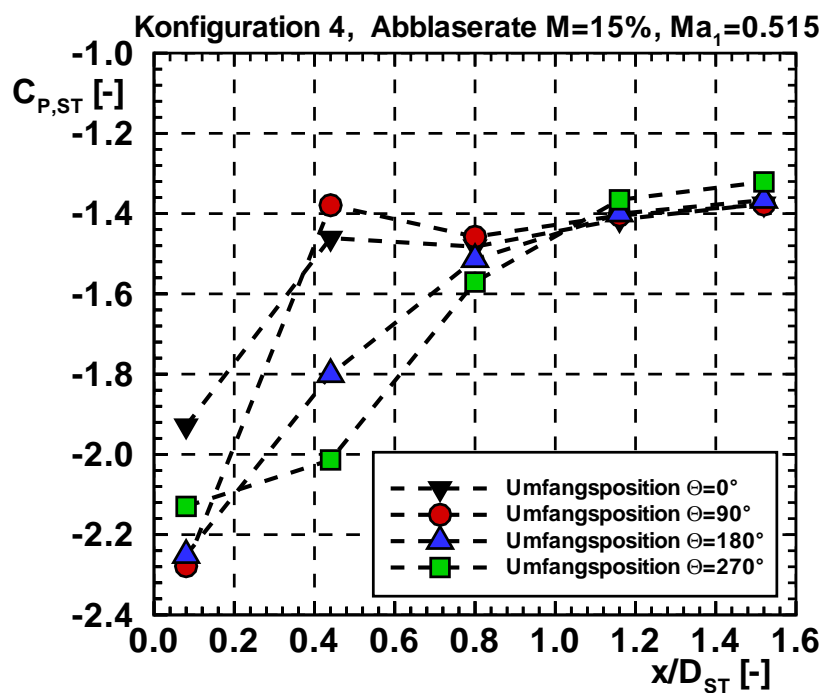
4.2.4.1 Wanddruckverteilung und Totaldruckverluste für Konfiguration 4

Die Wanddruckverteilung bei Abblaserate $M=4\%$ weist an allen Meßpunkten nahezu ein gleiches Druckniveau auf (Abb. 4.49). Da das Geschwindigkeitsniveau im Verteilerkanal bei dieser Abblaserate niedrig ist, ist auch die Einströmgeschwindigkeit in den Stutzen entsprechend gering, so daß die Ablösungsgebiete an der scharfen Stuzeneintrittskante sehr geringe Ausdehnung haben und mit den verwendeten Druckmeßpositionen nicht aufgelöst werden konnten. Mit steigender Abblaserate und somit steigenden Geschwindigkeiten im Verteilerkanal und am Stuzeneintritt unterscheiden sich jedoch die Druckverläufe an den einzelnen Umfangspositionen.

Ab einer Abblaserate von $M=8\%$ (Abb. 4.50), und noch deutlicher bei den Abblaseraten $M=12\%$ (Abb. 4.51) und $M=15\%$ (Abb. 4.52), erkennt man an der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ bis zur Lauflänge $l_{St}/D=0.43$ ein Druckplateau, das einen Hinweis auf die dortige Strömungsablösung an der scharfen Stuzeneintrittskante gibt. An der Umfangsposition $\Theta=180^\circ$ liegt hingegen ein kontinuierlicher Druckanstieg vor. An den Umfangspositionen $\Theta=0^\circ$ und insbesondere $\Theta=90^\circ$ bilden sich bei $l_{St}/D_{St}=0.42$ Druckmaxima, welche auf einen Staupunkt schließen lassen. Demnach tritt der Hauptteil des Fluids im Bereich der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ in den Stutzen ein. Das in unmittelbarer Wandnähe einströmende Fluid löst an der scharfen Eintrittskante ab. Dagegen kann das energiereichere, aus wandfernen Bereichen des Verteilerkanals stammende Fluid der Umlenkung in den Stutzen folgen, und trifft, ohne zuvor abzulösen, an der $\Theta=90^\circ$ und $\Theta=0^\circ$ Position auf die Innenwandung des Stutzen. Dort bildet sich ein Staupunkt, was zu einem Druckmaximum in diesem Bereich führt (Abb. 4.52).

Ab einer Lauflänge $x_{St}/D \sim 1.0$ liegt im Entnahmestutzen an allen Umfangspositionen nahezu der gleiche statische Druck vor.

Abbildung 4.49: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=4\%$ Abbildung 4.50: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig. 4, $M=8\%$

Abbildung 4.51: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=12\%$ Abbildung 4.52: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.4, $M=15\%$

Die Totaldruckverlustverteilungen im Stutzenquerschnitt wurden an der Stutzenlänge $l_{St}/D_{St}=4.52$ bei der Abblaserate $M=4\%$ (Abb.4.53), Abblaserate $M=8\%$ (Abb.4.54) und bei der Abblaserate $M=12\%$ (Abb. 4.55) aufgenommen. Bei allen untersuchten Abblaseraten liegen im Bereich der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ niedrige Totaldruckverluste vor, während im Bereich der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ hohe Totaldruckverluste vorzufinden sind. Der Bereich mit den höchsten Totaldruckverlusten “pendelt” je nach Abblaserate um den Bereich $\Theta=270^\circ$. Bei einer Abblaserate von $M=4\%$ liegt das Gebiet maximaler Totaldruckverluste ziemlich genau bei $\Theta=270^\circ$. Bei der Abblaserate $M=8\%$ verlagert sich dieses Gebiet zu $\Theta=315^\circ$, bei der Abblaserate $M=12\%$ wiederum zu $\Theta=240^\circ$. Ein möglicher Grund für das “Pendeln” dieses Gebietes könnte die mit steigender Abblaserate eintretende Wechsel der Strömungstopologie im Verteilerkanal (Ein- bzw. Zwei-Wirbel-System) und damit eine leicht veränderte Zuströmrichtung zum Entnahmestutzen sein. Das Auftreten eines Bereichs mit hohen Totaldruckverlusten um das Gebiet bei $\Theta=270^\circ$ bestätigt den bereits in den Wanddruckmessungen am Stuzeneintritt festgestellten Ablösemechanismus an dieser Position. Dort löst das aus dem deckennahen Bereich des Verteilerkanals stammende Fluid beim Einströmen in den Stutzen an der scharfen Eintrittskante ab. Dagegen strömt an der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ energiereiches, nicht abgelöstes Fluid in den Entnahmestutzen. Die in Abbildung 4.56 dargestellte Skizze soll den Einströmmechanismus in den Stutzen verdeutlichen. Mit zunehmender Abblaserate geht eine Steigerung des Geschwindigkeitsniveaus im Verteilerkanal und im Entnahmestutzen einher. Wie bereits durch die Wanddruckverläufe am Stutzen dargelegt, führt dies zu verstärkten Ablösungserscheinungen am Eintritt des Entnahmestutzens. Dies spiegelt sich auch im linearen Anstieg der Totaldruckverluste im Stuzeneintritt bei zunehmender Abblaserate wieder (Abb. 4.57).

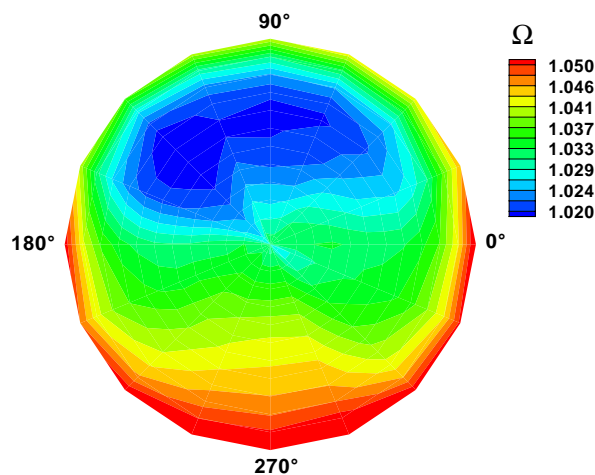
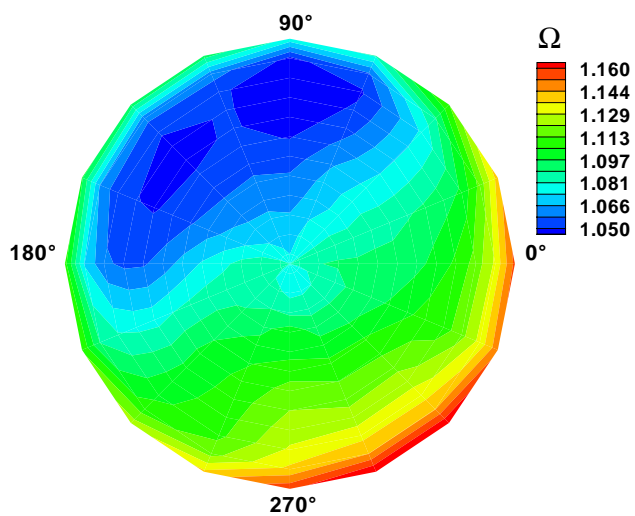
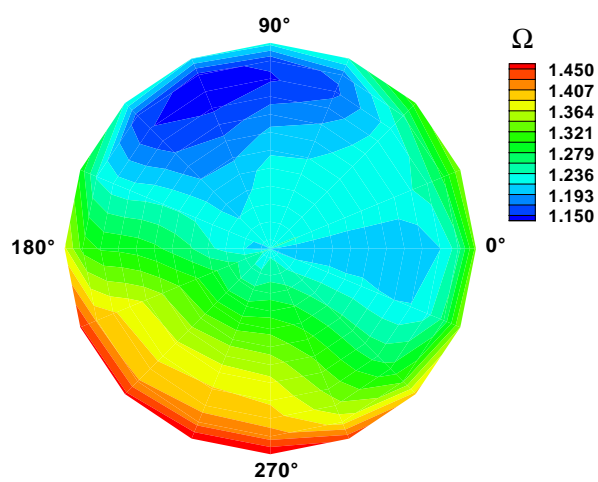


Abbildung 4.53: Ω , Stuzenaustritt, Konfig.4, $M=4\%$

Abbildung 4.54: Ω , Stutzenaustritt, Konfig.4, $M=8\%$ Abbildung 4.55: Ω , Stutzenaustritt, Konfig.4, $M=12\%$

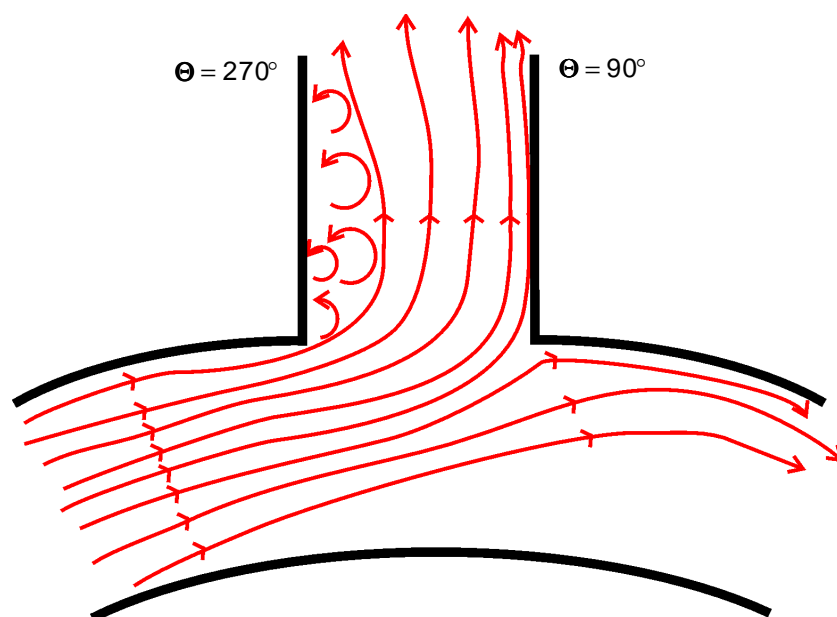


Abbildung 4.56: Skizze des Einströmvorgangs in den Stutzen bei Konfig. 4

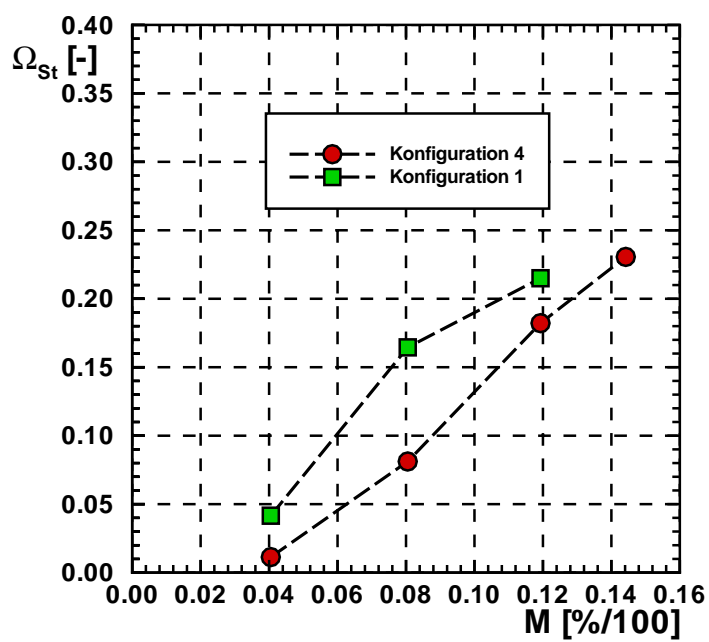


Abbildung 4.57: Totaldruckverlustverläufe des Entnahmestutzens

4.2.4.2 Wanddruckverteilung und Totaldruckverluste für Konfiguration 1

Die Wanddruckmessungen am Stutzeintritt bei Konfiguration 1 (Abb. 4.58) zeigen bei Abblaserate $M=4\%$ einen nahezu identischen Verlauf wie Konfiguration 4. Aufgrund der niedrigen Zuströmgeschwindigkeiten aus dem Verteilerkanal treten beim Eintritt des Fluids in den Stutzen Strömungsablösungsgebiete mit geringerer Ausdehnung auf, was aufgrund der Position der Druckmeßstellen einen konstanten statischen Druckverlauf an der vermessenen Stutzenwand zur Folge hat. Auch die Totaldruckverlustverteilung zeigt bei der Abblaserate $M=4\%$ nur geringe Unterschiede im Niveau der Totaldruckverluste über dem Stutzenquerschnitt (Abb. 4.62). Bei der Abblaserate $M=8\%$ und der Abblaserate $M=12\%$ ist an der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ ein ähnlicher $C_{P,ST}$ -Verlauf wie bei Konfiguration 4 festzustellen (Abb. 4.59 und 4.60). Aufgrund der nun höheren Zuströmgeschwindigkeiten tritt in diesem Bereich eine Strömungsablösung auf, die sich in Form eines Druckplateaus im C_P -Verlauf widerspiegelt. Ab $l_{St}/D_{St}=0.4$ steigen die C_P -Werte, die Strömung liegt wieder an die Stutzenwand an. Unterschiede zu Konfiguration 4 sind allerdings an der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ vorhanden. Im Gegensatz zu Konfiguration 4 tritt hier kein Staupunkt auf, sondern der C_P -Wert fällt zunächst stark ab, um anschließend ab $l_{St}/D_{St}=0.4$ wieder anzusteigen. Dies bedeutet, daß auch hier Fluid vom Verteilerkanal in den Stutzen umgelenkt wird. Dies wird durch die DGV-Messungen bestätigt, die bei Konfiguration 1 im deckennahen Bereich des Verteilerkanals Rückströmungszonen in Richtung Entnahmestutzen zeigen. Die mit der Umlenkung des Fluids am Stutzeintritt einhergehende starke Beschleunigung führt zu einem deutlichen Absinken der statischen Drücke in diesem Bereich.

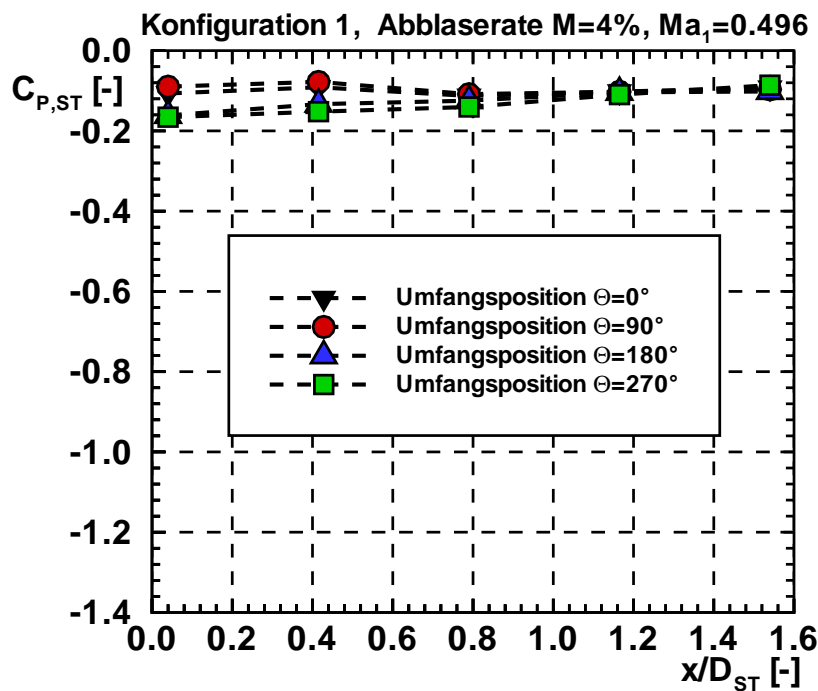
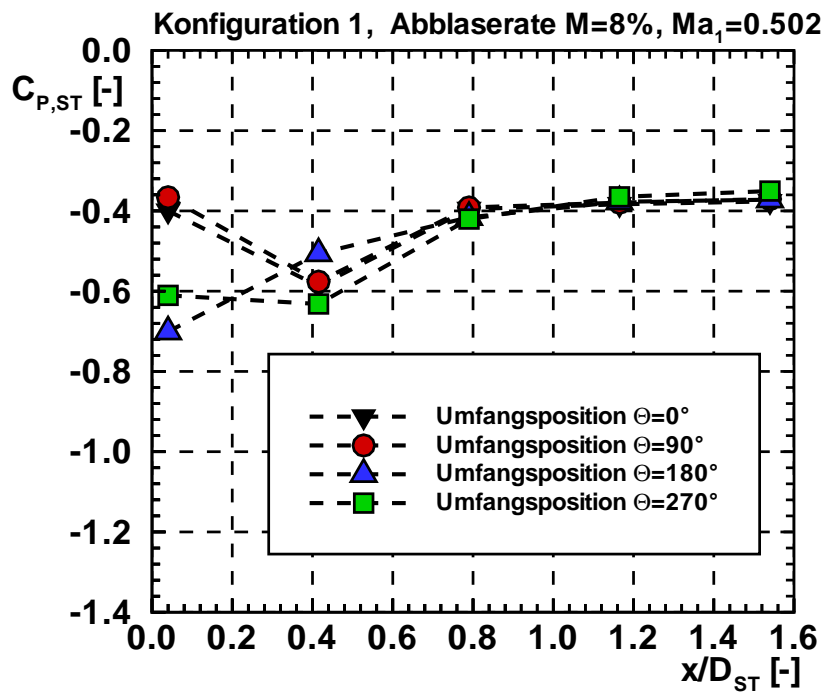
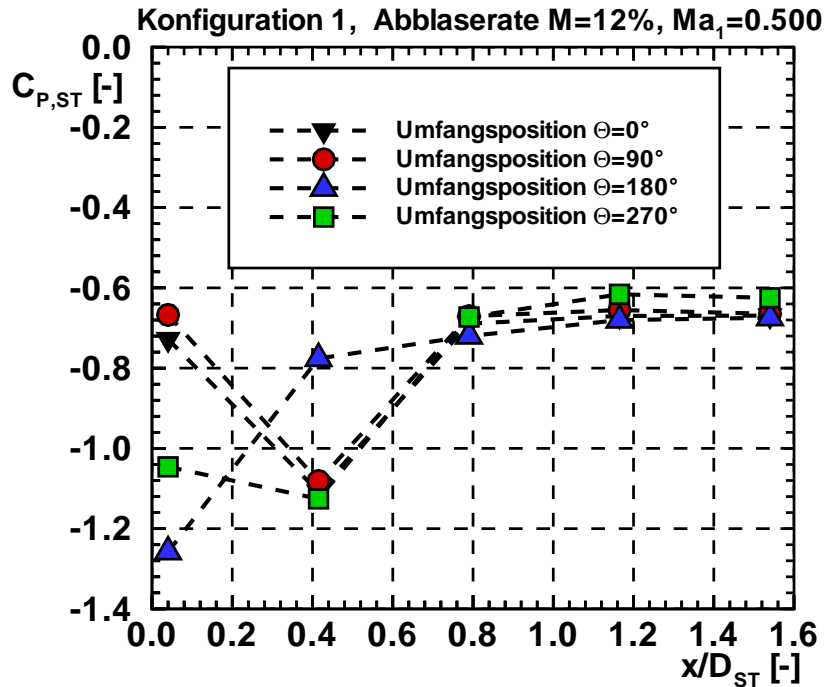


Abbildung 4.58: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.1, $M=4\%$

Abbildung 4.59: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig. 1, $M=8\%$ Abbildung 4.60: Wanddruckverläufe Stutzen, Konfig.1, $M=12\%$

Die Totaldruckverlustverteilungen für Konfiguration 1 bestätigen das Ablösegebiet an der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ sowohl bei Abblaserate $M=8\%$, als auch bei $M=12\%$ (Abb. 4.62 und Abb. 4.63). Dort ist ein Gebiet mit hohen Totaldruckverlusten zu erkennen, während an der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ trotz der scharfen Umlenkung am Eintritt geringere Totaldruckverluste auftreten.

Abbildung 4.64 zeigt eine Skizze des Einströmvorgangs in den Entnahmestutzen für Konfiguration 1. Neben dem Ablösegebiet an der Umfangsposition $\Theta=270^\circ$ tritt nun auch bei steigender Abblaserate an der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ ein Ablösegebiet auf. Die daraus entstehenden Totwassergebiete reduzieren den durchströmbaren Querschnitt des Entnahmestutzens deutlich. Bei einer Abblaserate von 12% wird der durchströmbare Querschnitt derart verengt, daß die Stromdichtezahl ihr Maximum erreicht. Eine Steigerung der Abblaserate ist nicht mehr möglich. Die Geschwindigkeit im Stutzeintrittsbereich beträgt dann $Ma = 1$. Aus den Messungen ergibt sich im Stutzeintrittsbereich ein mittlerer statischer Druck von $P_{St}=170000$ [Pa]. Eine kurze Abschätzung ergibt, daß sich der durchströmbare Querschnittfläche des Stutzens gegenüber der geometrischen Querschnittsfläche durch die Totwassergebiete um 40% verringert hat. In diesem Einströmmechanismus liegt auch die Ursache dafür, daß während Messungen an Konfiguration 1 keine höheren Abblaseraten als $M=12\%$ erreicht wurden.

Die Höhe der Totaldruckverluste korreliert mit der Abblaserate linear. Allerdings ist ab einer Abblaserate $M=8\%$ ein flacherer Anstieg festzustellen. Wie in den DGV-Messungen im Verteilerkanal zu erkennen war, bildet sich innerhalb der Abblaseraten $M=4\%$ und $M=8\%$ ein Rückströmgebiet zum Stutzen aus, was das zusätzliche Ablösegebiet an der Umfangsposition $\Theta=90^\circ$ zur Folge hat. Die Entstehung eines weiteren Ablösegebietes hat einen stärkeren Anstieg der Totaldruckverluste zur Folge, als bei einer Steigerung der Abblaserate über $M=8\%$, wo dieses Gebiet schon existiert und lediglich in seiner Ausdehnung zunimmt (Abb. 4.57).

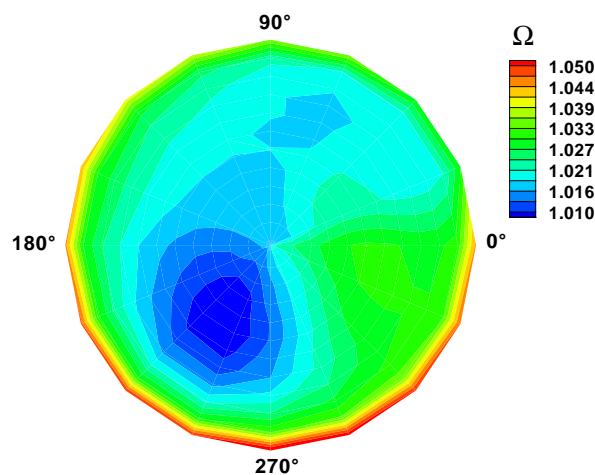


Abbildung 4.61: Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, $M=4\%$

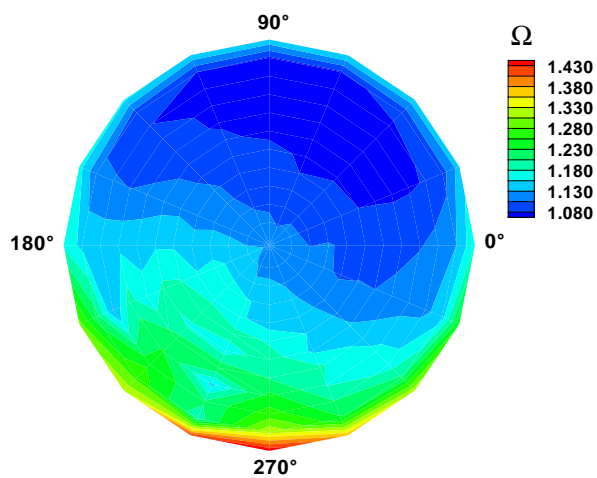


Abbildung 4.62: Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, $M=8\%$

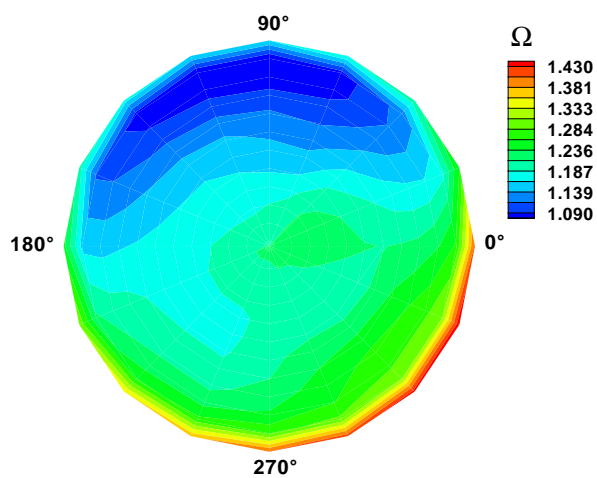


Abbildung 4.63: Totaldruckverlustverteilung, Stutzenaustritt, Konfig.1, $M=12\%$

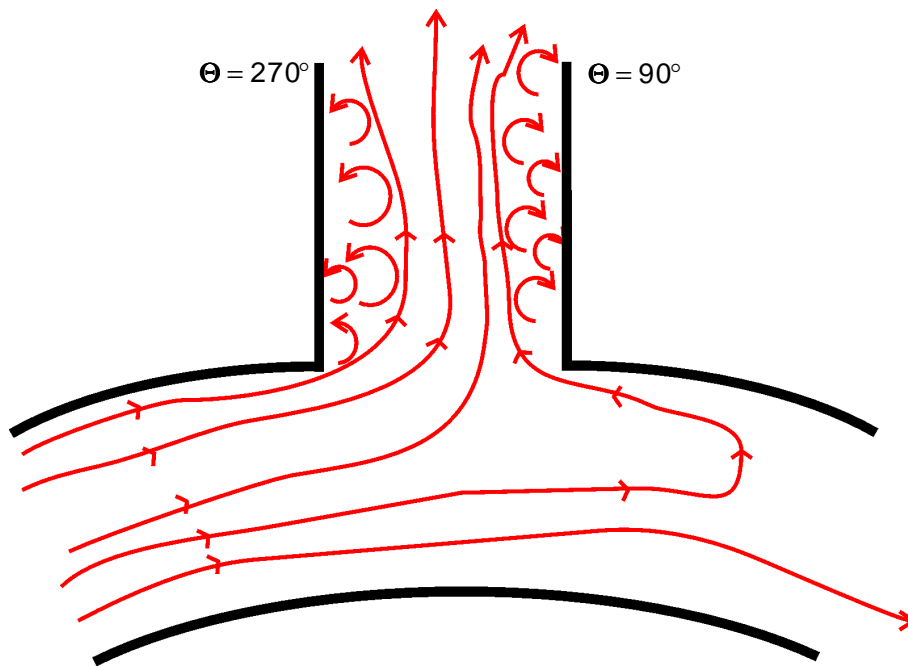


Abbildung 4.64: Skizze des Einströmvorgangs in den Stutzen bei Konfig.1

Die Berechnung der Strömungstopologie im Entnahmestutzen mit CFD-Methoden ist beim derzeitigen Stand der Untersuchungen äußerst problematisch, da durch die ungenaue Wiedergabe der Strömungstopologie im Verteilerkanal die Zuströmbedingungen zum Stutzen nicht mit den im Experiment festgestellten Verhältnissen übereinstimmen. Dementsprechend ergibt sich bei den Rechnungen am Stutzeneintritt eine grundlegend andere Strömungstopologie. Hinzu kommt die je nach gewähltem Turbulenzmodell unterschiedliche Berechnung der Ablösegebiete am Stutzeneintritt und der damit verbundenen Totaldruckverluste. Aus diesem Grund wird auf einen Vergleich der bisher zur Verfügung stehenden CFD-Rechnungen mit den Meßdaten verzichtet.

4.2.4.3 1D-Simulation des Entnahmestutzens

Die Berechnung der Totaldruckverluste im Entnahmesstutzen mit dem 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER wurde für Konfiguration 4 mit dem in [Abbildung 4.65](#) dargestellten Netzwerk durchgeführt.

Der Entnahmestutzen wurde durch eine 90°-Verzweigung (Komponente 2) wiedergegeben. Als Durchmesser des Zuströmmarmes (Index 2) wurde der äquivalente Durchmesser des Verteilerkanals eingesetzt. Der Durchmesser der Verzweigung (Index 3) entsprach dem Stutzendurchmesser. Die Abströmbedingung an der Verzweigung (Komponente 4) entsprach dem bei der entsprechenden Abblaserate durch einen Stutzen durchgesetzten Massenstrom. Die Zu- und Abströmbedingung am Hauptkanal der Verzweigung (Komponenten 1 und 3) wurden durch Meßdaten ermittelt. Aus den Wanddruckmessungen im Verteilerkanal wurde ein mittlerer statischer Druck errechnet. Mit der Zustandsgleichung idealer Gase wurde die Dichte im Verteilerkanal bestimmt. Zusammen mit den bereits in

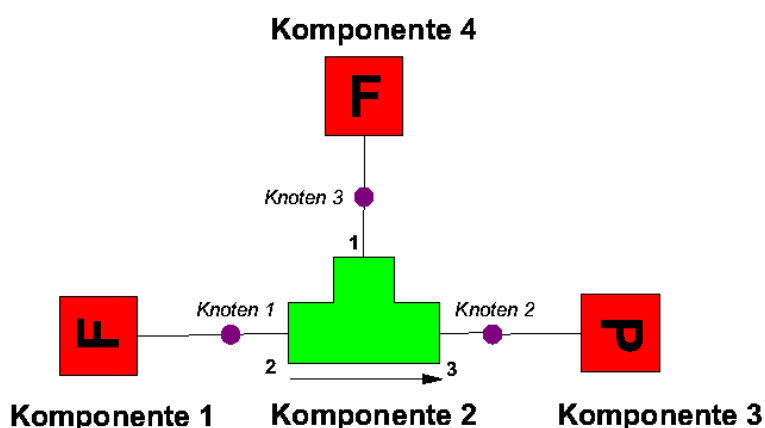


Abbildung 4.65: 1D-Netzwerk zur Berechnung des Entnahmestutzens

Kapitel 4.2.3 ermittelten mittleren Geschwindigkeit in der $\Theta=15^\circ$ -Messebene, ergab sich der Massendurchsatz für diese Ebene. Um den Massenstrom für eine Ebene unmittelbar stromauf des Entnahmestutzens zu bestimmen, wurde zu dem errechneten Massenstrom noch der durch den Stutzen durchgesetzte Massenstrom addiert. Der so berechnete Massenstrom wurde als Zuströmbedingung (Komponente 1) eingesetzt. Der mittlere statische Druck im Verteilerkanal wurde als Abströmbedingung (Komponente 3) eingesetzt. In [Tabelle 4.6](#) sind die für die jeweiligen Abblaseraten verwendeten Randbedingungen aufgeführt.

In [Abbildung 4.66](#) ist der Vergleich der 1D-Rechnungen mit den Messergebnissen dargestellt. Es wird deutlich, daß die Totaldruckverluste generell höher berechnet werden, als sie im Experiment gemessen wurden. Auch der Anstieg der Totaldruckverluste fällt in der Rechnung mit zunehmender Abblaserate wesentlich steiler als im Versuch aus. Bei Abblaserate $M=12\%$ fällt die Kurve, ähnlich wie in den Verläufen des Entnahmeschlitzes schlagartig, ohne stetigen Übergang ab. Dieser Verlauf ist auf die im FLOWMASTER-Code hinterlegte Korrelation für Verzweigungen zurückzuführen. Danach wird der Druckverlustanstieg bei geringen Abblaseraten durch einen linearen Ansatz dargestellt, der ohne stetigen Übergang ab einer bestimmten Abblaserate von einem parabelförmigen Verlauf abgelöst wird. Das bedeutet, auch bei der Berechnung des Stutzens ist es empfehlenswert, gemessene Korrelationen in den FLOWMASTER-Code zu implementieren. Dies wird besonders bei Konfiguration 1 unumgänglich, da die aufgrund der Rückströmzonen vorhandene zweiseitige Zuströmung zum Stutzen mit den in FLOWMASTER vorhandenen Standardmodellen nicht abgebildet wird. Da im Rahmen dieser Untersuchungen sich die Zuströmbedingungen zum Entnahmestutzen mit der Abblaserate ändern, war die Aufstellung einer Druckverlustkorrelation für den Entnahmestutzen aus gemessenen Daten nicht möglich. Um eine solche Korrelation zu gewinnen müßten gesonderte Messungen durchgeführt werden, bei denen der Windkanal so gefahren wird, daß die Zuströmbedingungen zum Stutzen im Verteilerkanal bei steigender Abblaserate konstant gehalten werden.

	Zuströmmassenstrom (Komponente 1)	statischer Druck Abströmung (Komponente 3)	Abströmmassenstrom Verzweigung (Komponente 4)
M=4%	0.148 [kg/s]	205500 [Pa]	0.05 [kg/s]
M=8%	0.25 [kg/s]	205760 [Pa]	0.1 [kg/s]
M=12%	0.216 [kg/s]	202630 [Pa]	0.15 [kg/s]
M=15%	0.227 [kg/s]	201170 [Pa]	0.1875 [kg/s]

Tabelle 4.6: Randbedingung für 1D-Rechnung des Entnahmestutzens

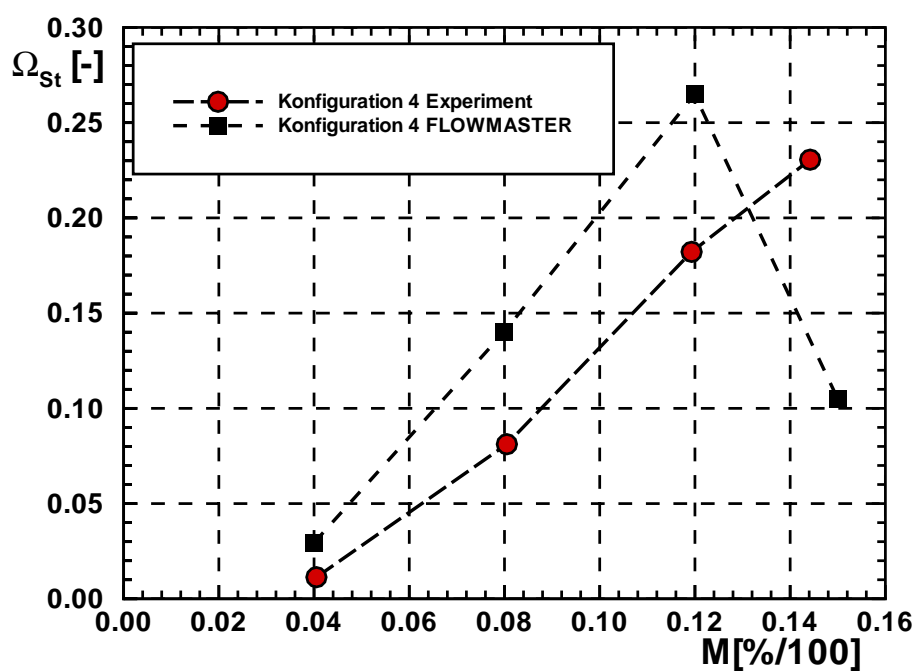


Abbildung 4.66: Totaldruckverlustverlauf Stutzen, Vergleich 1D-Rechnung – Experiment

4.3 Druckverluste im Gesamtsystem

4.3.1 Experimentelle Untersuchung

Inwieweit sich die zuvor aufgezeigten strömungsmechanischen Vorgänge in den Einzelkomponenten auf das gesamte Abblase-Luftsystem auswirken, kann anhand der Gesamtdruckverluste beurteilt werden. Die Bestimmung des dimensionslosen Totaldruckverlustbeiwertes Ω erfolgt entsprechend Gleichung 4.15 (Seite 96). Wie bereits erläutert, wird der Totaldruck hinter dem Leiträdträger (Eintrittsrößen) und im Stutzenaustritt (Austrittsrößen) gemessen. Der mittlere Totaldruck am Stutzenaustritt wird durch Impulsmittelung der Meßwerte aus der Traversierung der Fünf-Loch-Sonde über den Stutzenquerschnitts berechnet. Die Bestimmung des Eintrittstotaldrucks $P_{t,1}$ und des statischen Drucks P_1 am Eintritt erfolgt über die arithmetische Mittelung der Meßwerte.

Aus den vorangegangenen Betrachtungen wird deutlich, daß die höchsten Totaldruckverluste bezogen auf den Zuströmstaudruck (Ebene 1) im Schlitz entstehen. Diese Komponente legt demzufolge im wesentlichen die Höhe der gesamten Druckverluste fest. Der Stutzen hingegen beeinflusst insbesondere bei Konfiguration 1 das Durchflussverhalten des Abblase-Luftsystems. Abbildung 4.67 zeigt den Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte über das Gesamtsystem bei Konfiguration 1 und Konfiguration 4.

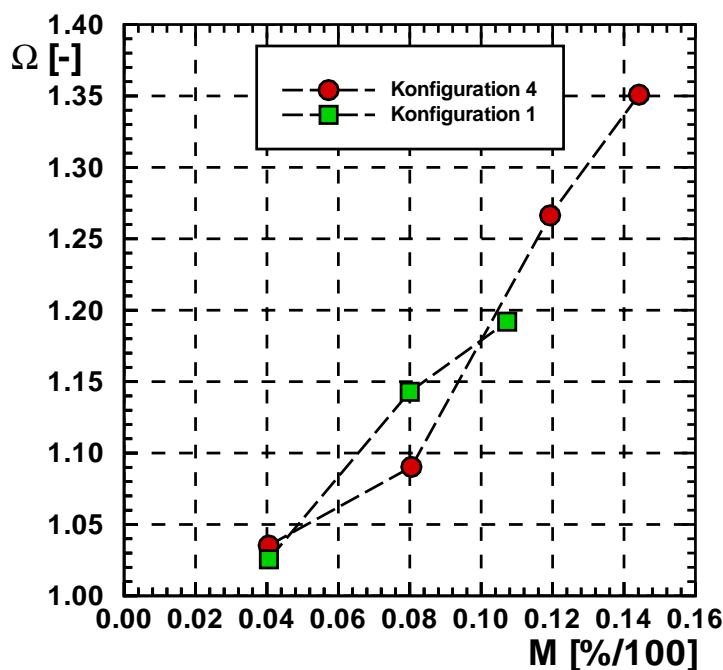


Abbildung 4.67: Totaldruckverlustverläufe des gesamten Abblase-Luftsystems

In beiden Fällen liegt ein kontinuierlicher, nahezu linearer Anstieg der Totaldruckverluste bei zunehmender Abblaserate vor. Bei Konfiguration 4 steigen die Verluste ab Abblaserate $M=8\%$ stärker als bei Konfiguration 1. Für den zunächst starken Anstieg der Verluste bei Konfiguration 1 ist die bereits erwähnte Ausbildung eines zusätzlichen Ablösegebietes am Stuzeneintritt verantwortlich. Eine Steigerung der Abblaserate über $M=12\%$ ist bei Kon-

figuration 1 aufgrund der fortschreitenden Verblockung des Stutzeintritts nicht möglich. Die Abbildungen 4.68 und 4.69 zeigen die prozentuale Aufteilung der Totaldruckverluste auf die einzelnen Komponenten des Abblase-Luftsystems. Die Totaldruckverluste im Schlitz wurden bereits in Kapitel 4.2.2 dargestellt. Die Totaldruckverluste für Verteilerkanal und Stutzen können nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\Omega_{\text{Verteilerkanal/Stutzen}} = \Omega - \Omega_S \quad (4.16)$$

Es zeigt sich, daß bei niedrigen Abblaseraten sowohl bei Konfiguration 4 als auch bei Konfiguration 1 die Totaldruckverluste des Gesamtsystem hauptsächlich aus den Anteilen des Entnahmeschlitzes zusammensetzen. Aufgrund des niedrigen Geschwindigkeitsniveaus im Verteilerkanal treten dort kaum Reibungsverluste auf. Auch die beim Eintrömvorgang in den Stutzen auftretenden Verluste fallen aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeiten im Verteilerkanal nicht sehr hoch aus (siehe auch Kapitel 4.2.4). Bei höheren Abblaseraten steigt das Geschwindigkeitsniveau in Verteilerkanal und Stutzen und somit auch die Größe der dort auftretenden Verluste. Bei Konfiguration 4 entfallen bei einer Abblaserate von $M=15\%$ etwa 15% der im Gesamtsystem auftretenden Totaldruckverluste auf die Komponenten Verteilerkanal und Entnahmestutzen. Bei Konfiguration 1 treten bei der maximal möglichen Abblaseraten von $M=12\%$ etwa 13% der gesamten Verluste bei diesen Komponenten auf. Davon wiederum dürfte aufgrund der Ablöseerscheinungen im Eintrittsbereich der größte Teil auf den Entnahmestutzen entfallen. Im direkten Vergleich ist festzustellen, daß bei gleicher Abblaserate bei Konfiguration 1 der Anteil der Totaldruckverluste von Verteilerkanal und Entnahmestutzen stets etwas höher ausfällt, als bei Konfiguration 4. Auch das ist, wie bereits ausführlich in Kapitel 4.2.4 dargestellt, auf die für jede Konfiguration unterschiedlichen Einströmmechanismen in den Entnahmestutzen zurückzuführen.

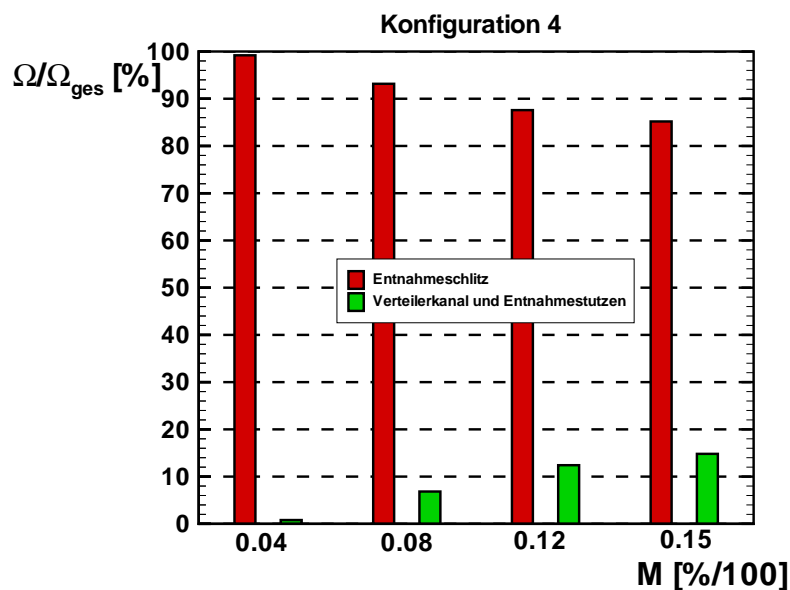


Abbildung 4.68: Aufteilung der Totaldruckverluste im Gesamtsystem - Konfiguration 4

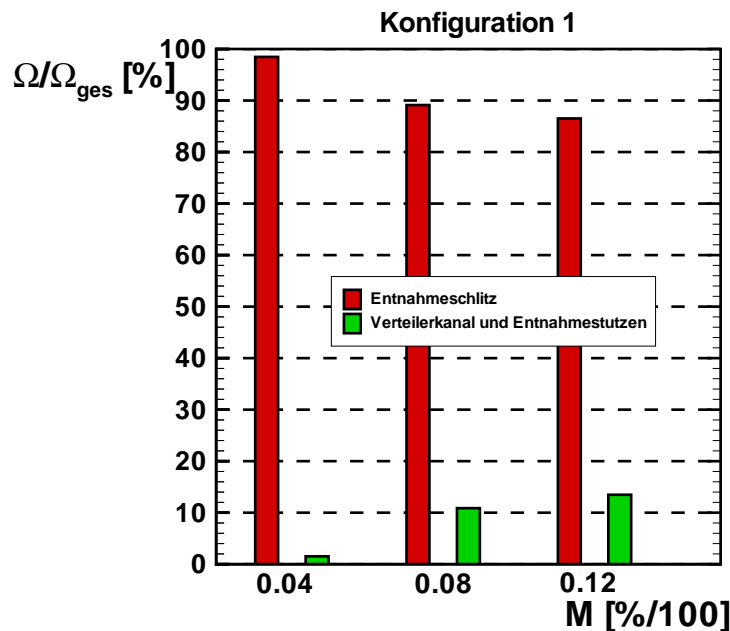


Abbildung 4.69: Aufteilung der Totaldruckverluste im Gesamtsystem - Konfiguration 1

4.3.2 1D-Simulation des Gesamtsystems

Eine Berechnung der Totaldruckverluste des Gesamtsystems mit CFD-Methoden liefert derzeit aus den bereits genannten Gründen keine zuverlässigen Ergebnisse [5].

Mit dem 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER wurde das Gesamtsystem sowohl für Konfiguration 1, als auch für Konfiguration 4 nachgerechnet. Abbildung 4.70 zeigt das Netzwerk zur Darstellung des Abblase-Luftsystems in der Konfiguration 4.

Axialkanal und Entnahmeschlitz wurden, wie bereits in Kapitel 4.2.2 ausgeführt, mit der Standardkomponente 45°-Verzweigung dargestellt. Ausgehend von der Entnahmeleitung, verzweigen sich vier Rohrkrümmer mit einem Krümmungswinkel von 90°. Die vier Rohrkrümmer stellen den Verteilerkanal, aufgeteilt in vier Segmente dar. Da die in FLOWMASTER vorhandenen Krümmer zylindrische Querschnitte haben, wurde als Durchmesser der hydraulische Durchmesser des rechteckigen Verteilerkanals eingesetzt. An jedem Krümmer ist ein Rohrelement mit einer abrupten Querschnittsänderung angebracht. Diese Rohrelemente simulieren die Beschleunigung des Fluids vom Verteilerkanal in den Entnahmestutzen, sowie die kurze Lauflänge im Stutzen. Als Rohrdurchmesser wurde der geometrische Durchmesser des Stutzens eingesetzt, als großer Durchmesser der hydraulische Durchmesser des Verteilerkanals. Dabei wird vereinfachend angenommen, daß ein durch den Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal eintretendes Fluidpartikel höchstens ein Viertel des Verteilerkanals durchläuft und ihn durch den nächstgelegenen Entnahmestutzen verläßt. In Tabelle 4.8 sind alle relevanten geometrischen Größen der einzelnen Komponenten zusammengefasst.

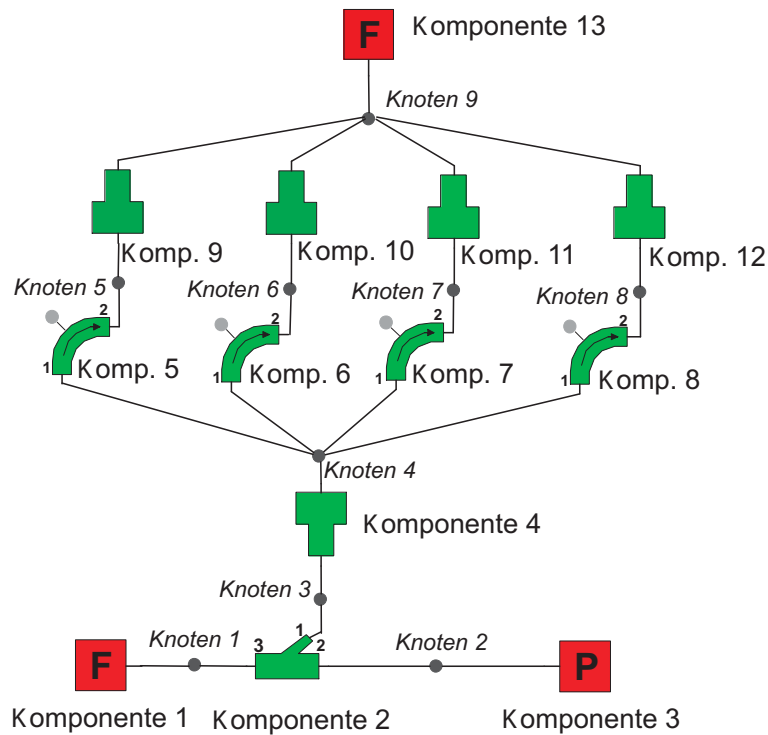


Abbildung 4.70: FLOWMASTER-Netzwerk für Konfiguration 4

Die Zuströmrandbedingung wurde mit einer Massenstromvorgabe gesetzt, die Abströmbedingungen im Axialkanal werden durch die Vorgabe eines statischen Druckniveaus eingestellt. Der Abblase-Massenstrom wird durch eine Massenstromvorgabe an den Austritten der Entnahmestutzen festgelegt. In [Tabelle 4.7](#) sind die Randbedingungen der 1D-Rechnung für Konfiguration 4 aufgeführt.

	Zuströmmassenstrom (Komponente 1)	statischer Druck Abströmung (Komponente 3)	Abströmmassenstrom Verzweigung (Komponente 4)
M=4%	5.0 [kg/s]	205500 [Pa]	0.05 [kg/s]
M=8%	5.0 [kg/s]	205760 [Pa]	0.1 [kg/s]
M=12%	5.0 [kg/s]	202630 [Pa]	0.15 [kg/s]
M=15%	5.0 [kg/s]	201170 [Pa]	0.1875 [kg/s]

Tabelle 4.7: Randbedingung für 1D-Rechnung des Gesamtsystems bei Konfiguration 4

Komponente 2		
	Durchmesser Hauptkanal	130 [mm]
	Durchmesser Abzweigung	–
	Schlitz 100%:	78.0 [mm]
	Schlitz 50%:	55.0 [mm]
	Schlitz 25%:	38.9 [mm]
Komponente 4		
	Durchmesser klein	–
	Schlitz 100%:	78.0 [mm]
	Schlitz 50%:	55.0 [mm]
	Schlitz 25%:	38.9 [mm]
	Durchmesser groß	79.0 [mm]
Komponente 5-8		
	Innendurchmesser	79.0 [mm]
	Krümmungsradius/Innendurchmesser	3.05
	Krümmungswinkel	90°
Komponente 9-12		
	Durchmesser groß	79.0 [mm]
	Durchmesser klein	25.0 [mm]

Tabelle 4.8: Geometrische Daten zur 1D-Simulation für Konfiguration 4

Folgende, im realen Abblase-Luftsystem auftretenden Vorgänge werden mit diesem 1D-Modell nicht erfasst:

- drallbehaftete Zuströmung,
- umlaufende Einströmung in den Verteilerkanal,
- Sekundärströmung im Verteilerkanal, insbesondere die daraus resultierenden Dissipations- bzw. Reibungsverluste.

Abbildung 4.71 zeigt die mit FLOWMASTER berechneten Verläufe des Totaldruckverlustes über das Gesamtsystem im Vergleich mit den experimentell gemessenen Werten. Für die Berechnung der 45°-Verzweigung werden wie schon bei der Berechnung des Entnahmeschlitzes sowohl die FLOWMASTER-Standardkorrelation als auch die experimentell ermittelte Korrelation verwendet. Wie bereits bei der Untersuchung der Einzelkomponente Entnahmeschlitz in Kapitel 4.2.2 dargelegt, fällt auch bei der Berechnung des Gesamtsystems der starke Einfluß des Schlitzquerschnittes auf das Niveau des Gesamtdruckverlustes auf. Dem experimentell gemessenen Verlauf am nächsten kommen die Ergebnisse der Rechnungen mit der Standardkorrelation, bei denen als Querschnittsfläche der Verzweigung 50% des realen geometrischen Schlitzquerschnitts eingesetzt wurden. Generell wird der prinzipielle Verlauf der Verlustkurve von den FLOWMASTER-Rechnungen mit der Standardkorrelation wiedergegeben, allerdings liegen mit zunehmender Abblaserate das Niveau der gerechneten Totaldruckverluste auf einem deutlich höheren Niveau als die gemessenen Werte. Sehr gute Übereinstimmung mit den Meßwerten wurde bei den 1D-Rechnungen mit der experimentell ermittelten Korrelation bis zu einer Ablaserate

$M=8\%$ erzielt. Mit steigender Ablaserate jedoch wird der Totaldruckverlust von FLOWMASTER zu hoch berechnet. Auch der Verlauf der CD-Werte wird mit Verwendung der FLOWMASTER-Standardkorrelation am besten mit einer Querschnittsfläche der Verzweigung von 50% der realen Schlitzquerschnittsfläche berechnet (Abb. 4.72). Sowohl die gerechneten, als auch die gemessenen Kurven laufen bei einem Durchflußkoeffizienten von $DAB=2.5$ asymptotisch gegen ein Maximum, jedoch liegt in den Rechnungen das Maximum bei höheren CD-Werten. Ursache hierfür ist die unzureichende Wiedergabe der Blockageeffekte beim Einströmvorgang in den Stutzen. Bei Verwendung der Standardkorrelation verläuft die gerechnete Kurve steiler, somit liegen auch die CD-Werte auf einem höheren Niveau. Allerdings ist die Spreizung der DAB-Werte in etwa der gleichen Größenordnung, wie bei den Messungen.

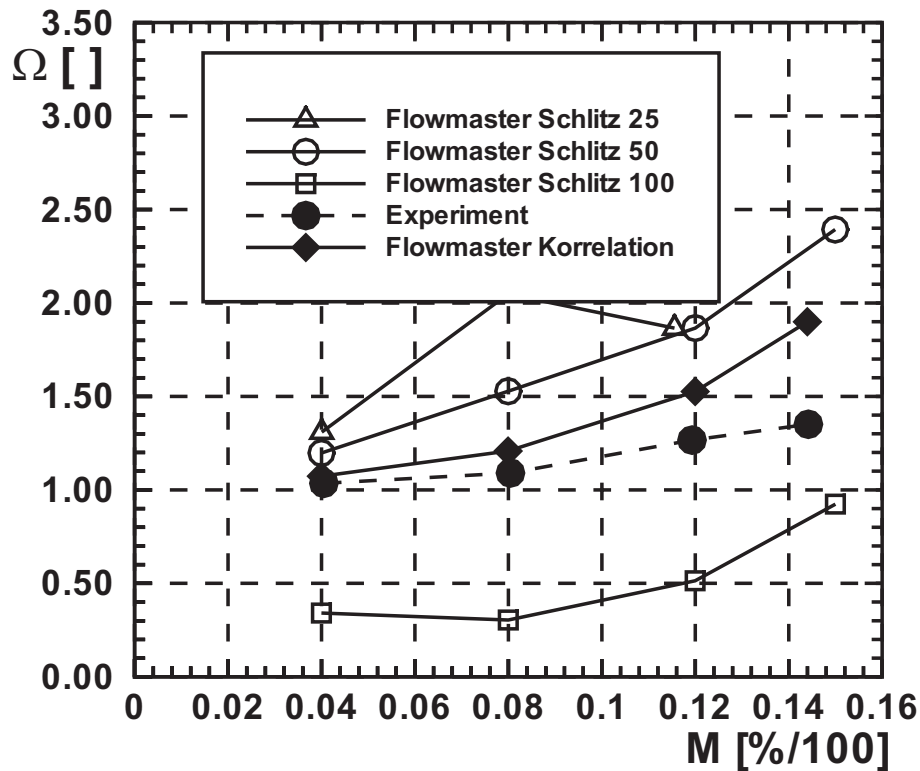


Abbildung 4.71: Totaldruckverlust Gesamtsystem, Konfiguration 4, Vergleich Experiment – FLOWMASTER

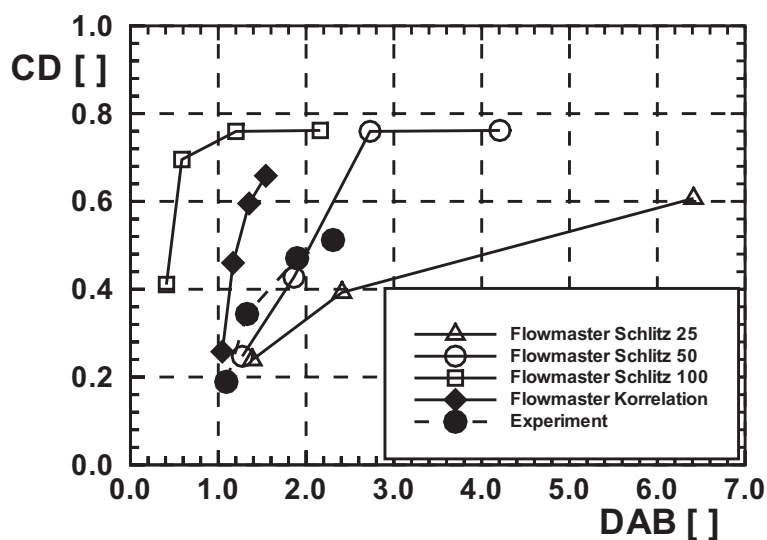


Abbildung 4.72: CD-Wert Gesamtsystem, Konfiguration 4, Vergleich Experiment – FLOWMASTER

Zur Berechnung des Abblase-Luftsystems in Konfiguration 1 konnte das Netzwerk gegenüber Konfiguration 4 vereinfacht werden. Die Simulation des Entnahmeschlitzes und des Eintritts des Fluids in den Verteilerkanal verläuft gegenüber Konfiguration 4 unverändert. Für die Verteilerkanalströmung wurde nun angenommen, daß ein Fluidpartikel einmal den kompletten Verteilerkanal durchläuft, bevor es durch den Entnahmestutzen abströmt. Demzufolge wurde der Verteilerkanal durch einen Rohrkrümmer mit einer 180° Krümmung dargestellt. Als Rohrrinnendurchmesser wurde der hydraulische Durchmesser des Verteilerkanals angesetzt. Der Entnahmestutzen wurde analog zu Konfiguration 4 wiederum durch ein Rohrstück mit einer abrupten Querschnittsverengung abgebildet. (Abb. 4.73).

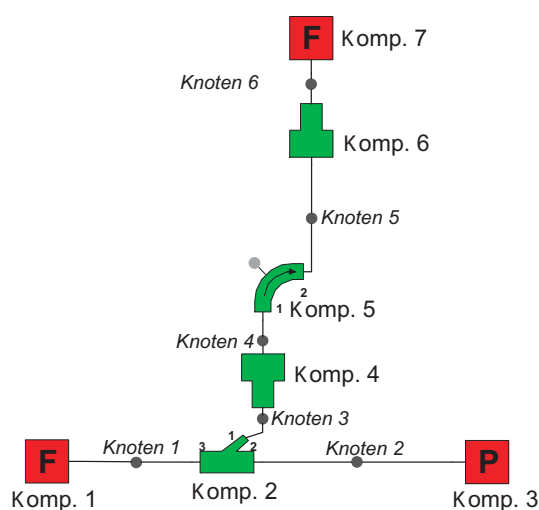


Abbildung 4.73: FLOWMASTER-Netzwerk für Konfiguration 1

Die Randbedingungen wurden ebenfalls analog zur Konfiguration 4 durch den Massenstrom bzw. durch statische Druckvorgaben eingestellt (Tabelle 4.9). Die geometrische Daten der einzelnen Komponenten sind in Tabelle 4.10 aufgelistet.

	Zuströmmassenstrom (Komponente 1)	statischer Druck Abströmung (Komponente 3)	Abströmmassenstrom Verzweigung (Komponente 4)
M=4%	5.0 [kg/s]	205500 [Pa]	0.05 [kg/s]
M=8%	5.0 [kg/s]	205760 [Pa]	0.1 [kg/s]
M=12%	5.0 [kg/s]	202630 [Pa]	0.15 [kg/s]
M=15%	5.0 [kg/s]	201170 [Pa]	0.1875 [kg/s]

Tabelle 4.9: Randbedingung für 1D-Rechnung des Gesamtsystems bei Konfiguration 1

Komponente 2		
	Durchmesser Hauptkanal	130.6 [mm]
	Durchmesser Abzweigung	–
	Schlitz 100%	78.0 [mm]
	Schlitz 50%	55.0 [mm]
	Schlitz 25%	38.9 [mm]
Komponente 4		
	Durchmesser klein	–
	Schlitz 100%	78.0 [mm]
	Schlitz 50%	55.0 [mm]
	Schlitz 25%	38.9 [mm]
	Durchmesser groß	79.0 [mm]
Komponente 5		
	Innendurchmesser	79.0 [mm]
	Krümmungsradius/Innendurchmesser	3.05 [-]
	Krümmungswinkel	360°
Komponente 6		
	Durchmesser groß	79.0 [mm]
	Durchmesser klein	50.0 [mm]

Tabelle 4.10: Geometrische Daten zur 1D-Simulation für Konfiguration1

Abbildung 4.74 und Abbildung 4.75 zeigen die mit der FLOWMASTER-Standardkorrelation sowie mit der gemessenen Korrelation gerechneten Verläufe für den Gesamtdruckverlust und den CD-Wert im Vergleich mit den experimentell ermittelten Kurven. Aufgrund der vorangegangenen Rechnungen wurde für die Querschnittsfläche der Verzweigung wiederum 50% der realen geometrischen Schlitzfläche angesetzt. Die Totaldruckverluste liegen in den FLOWMASTER-Rechnungen mit der Standardkorrelation über den gemessenen Werten. Außerdem verläuft die gerechnete Kurve steiler als die gemessene Kurve.

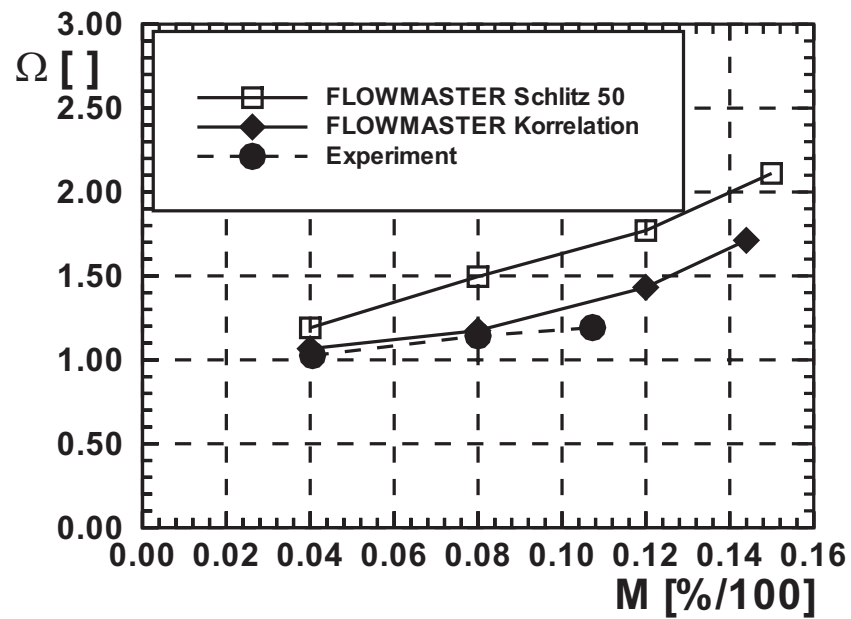


Abbildung 4.74: Totaldruckverlust Gesamtsystem, Konfiguration1, Vergleich Experiment – FLOWMASTER

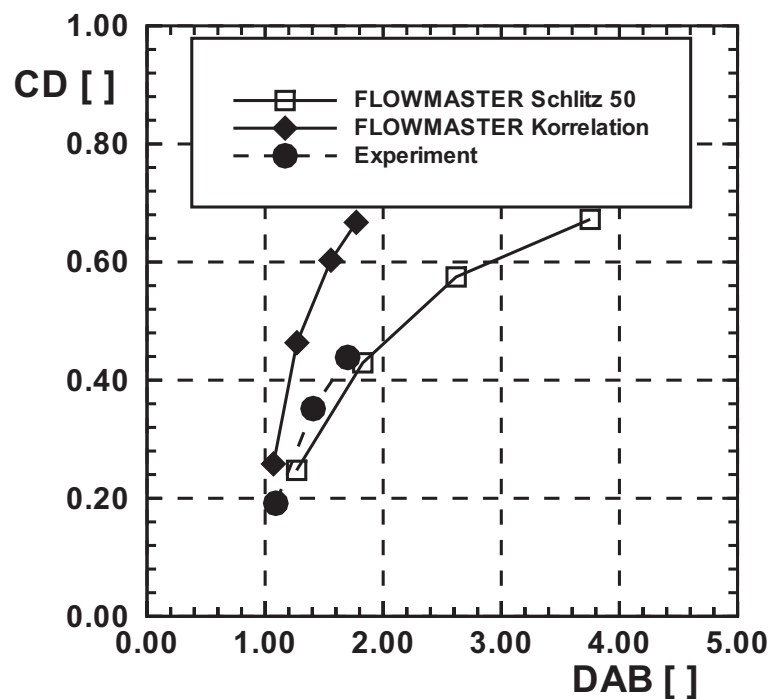


Abbildung 4.75: CD-Wert Gesamtsystem Konfiguration1, Vergleich Experiment – FLOWMASTER

Sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung hingegen konnte bei Verwendung der experimentell ermittelten Druckverlustkorrelation für den Entnahmeschlitz erzielt werden. Es fiel auf, daß die FLOWMASTER-Rechnungen das in den Versuchen festgestellte Sperren des Stutzens bei Abblaseraten $M > 12\%$ nicht wiedergeben. Hier zeigen sich die Grenzen der 1D-Simulation, da die komplexen Eintrömvorgänge in den Stutzen, die letztendlich zum Sperren führen nicht nachgebildet werden können.

Der prinzipielle Verlauf der CD-Werte wird von den Rechnungen mit der Standardkorrelation recht gut wiedergegeben, allerdings liegt die gerechnete Kurve im Vergleich zu den gemessenen Werten in Richtung höherer DAB-Werte verschoben, wohingegen die mit der experimentell ermittelten Korrelation berechnete Kurve in Richtung höherer CD-Werte verschoben liegt. Den prozentual höchsten Anteil an den Verlusten hat nach den Rechnungen der Entnahmeschlitz, den geringsten Anteil der Verteilerkanal.

Die Geometrie des Entnahmeschlitzes unterscheidet sich zwischen Konfiguration 1 und Konfiguration 4 nicht. Die Zu- und Abströmbedingungen an dieser Komponente sind ebenfalls vergleichbar. Demnach liegt der Schluß nahe, daß die Verlustkorrelation für das Netzwerkelement „Rohrstück mit abrupter Querschnittsänderung“, die Strömungsverhältnisse am Stutzen und die daraus resultierenden Verlustmechanismen bei Konfiguration 1 wesentlich genauer wiedergibt als bei Konfiguration 4.

Der Einsatz von 1D-Netzwerkströmungslösern ist somit grundsätzlich möglich, allerdings zeigen die bisherigen Rechnungen, daß eine Ergänzung der von FLOWMASTER verwendeten Datenbank mit möglichst genauen Korrelationen für die Einzelkomponenten erforderlich ist. Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Daten liefern dazu eine erste Grundlage. Um jedoch die Genauigkeit der gemessenen Korrelationen weiter zu optimieren, müssen noch weitere Meßstellen im Abblase-Luftsystem platziert werden. So würde zum Beispiel die Traversierung einer geeigneten Totaldrucksonde über den Querschnitt des Schlitzaustrittes die Qualität der Druckverlustkorrelation für den Entnahmeschlitz wesentlich verbessern. Für die Aufstellung einer verbesserten Druckverlustkorrelation für den Entnahmestutzen wären gesonderte Messungen nötig, bei denen konstante Anströmverhältnisse zum Stutzen herrschen müßten.

4.4 Bestimmende Parameter

Um die Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit der vorliegenden Ergebnisse für künftige Forschungsarbeiten zu ermöglichen, müssen die dimensionslosen Größen und Parameter, die das Verhalten des Abblaseluftsystem im wesentlichen beschreiben, ermittelt werden. Denecke [9] stellte am Beispiel von kontaktfreien, rotierenden Labyrinth-Dichtungen in Sekundärluftsystemen dar, welche dimensionslose Größen die Totaltemperaturerhöhung und die Drallentwicklung in der Dichtung beschreiben. Analog sollen für das Abblase-Luftsystem die dimensionslosen Größen identifiziert werden, welche den Totaldruckverlust des Gesamtsystems bzw. der einzelnen Komponenten bestimmen.

Wie bereits Bowman [4] und Miller [26] in ihren Untersuchungen zeigten, ist der Druckverlust im Entnahmeschlitz abhängig von der Zuströmgeschwindigkeit, dem Winkel des Entnahmeschlitzes zum Axialkanal, sowie von der Abblaserate. Die Strömungsablösung an der Schlitzeintrittskante hängt in Ihrer Ausprägung von der Reynoldszahl und dem Turbulenzgrad Tu_1 der Zuströmung ab.

Für die Strömungsverhältnisse in den Komponenten Verteilerkanal und Stutzen ist der dynamische Anteil der Zuströmung nicht so entscheidend, wie bei dem Entnahmeschlitz. Zur Beschreibung der Strömung in diesen Komponenten kann ein Ersatzsystem zu Grunde gelegt werden, in dem der durchströmte Axialkanal durch einen Druckkessel ersetzt wird (Abb. 4.76).

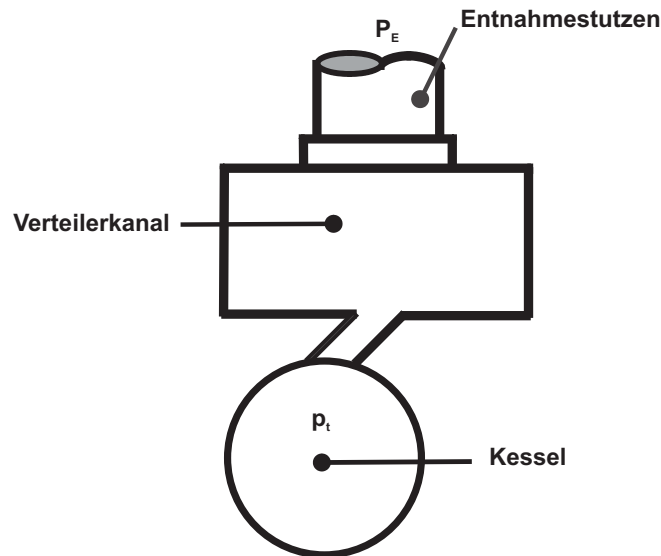


Abbildung 4.76: Ersatzsystem

Das Druckniveau und das Geschwindigkeitsniveau im Verteilerkanal und im Entnahmesutzen ist zunächst das Druckverhältnis zwischen Kessel und Stuzenaustritt maßgebend. Für die Höhe der Druckverluste im Verteilerkanal bzw. Stutzen ist auch das Flächenverhältnis zwischen Verteilerkanal und Entnahmesutzen eine wichtige Größe. Wie sich gezeigt hat, verblockt das am Stuzeneintritt entstehende Ablösegebiet Teile des Stutzenquerschnitts. Ein größerer Stutzenquerschnitt würde den verblockten Bereich minimieren zumal dadurch auch das Geschwindigkeitsniveau im Stutzen abgesenkt wird. Wie bereits ausgeführt, hat auch die Stutzenanzahl N Einfluß auf die Höhe der Druckverluste. Für die Beschreibung des Gesamtsystems gilt also folgender Zusammenhang:

$$\Delta P = f \left(Ma_1, \alpha, M, Re_1, Tu_1, \frac{p_{t1}}{p_1}, \frac{A_{Stutzen}}{A_{Verteilerkanal}} \right) \quad (4.17)$$

4.5 Ansätze zur optimierten Auslegung von Ablase-Luftsystemen

Nach den bisherigen Untersuchungen entsteht der größte Anteil der gesamten Totaldruckverluste im Entnahmeschlitz. Das Durchflussverhalten des Ablase-Luftsystems wird dagegen hauptsächlich durch das Durchflussverhalten des Stuzens beeinflusst. Dieses wiederum wird hauptsächlich von der Strömungstopologie im Verteilerkanal festgelegt. Somit ergeben sich zur Reduktion der Totaldruckverluste die folgenden Optimierungsansätze.

4.5.1 Schlitz

Der Anstellwinkel des Schlitzes zur Axialkanalachse von 45° stellt nach den bisher in der Literatur veröffentlichten Untersuchungen ([26], [18]) bereits ein Optimum dar. Das Verhältnis von Schlitzaustrittsfläche zur Fläche des Axialkanals beträgt $\frac{A_{\text{Schlitzaustritt}}}{A_{\text{Axialkanal}}} = 0.355$. Nach Miller sind bei konstanter Abblaserate bei Flächenverhältnissen von $\frac{A_{\text{Schlitzaustritt}}}{A_{\text{Zustromkanal}}} > 0.2$ sinkende Verlustbeiwerte festzustellen [26]. Damit liegt das Verhältnis von Schlitzbreite zu Axialkanalhöhe für die im Betrieb auftretenden Abblaseraten bereits in einem sinnvollen Bereich. Somit ergeben sich noch Optimierungsmöglichkeiten bei der Gestaltung der stromaufwärtigen und stromabwärtigen Schlitz Eintrittskante. Nach Miller [26] kann durch Abrundung der stromaufwärtigen Schlitz Eintrittskante eine Reduktion der Totaldruckverluste um bis zu 45% erreicht werden. Sowohl Idelchik [18] als auch Zimmermann [42] stellen fest, daß eine Absenkung der stromabwärtigen Schlitz Eintrittskante eine verbesserte Aufstauwirkung sowie eine bessere Umlenkung des abzublasenden Luftmassenstroms bewirkt. Zimmermann wies in einer Vergleichsmessung zwischen einem Entnahmeschlitz ohne und mit abgesenkter Schlitz Eintrittskante generell höhere CD-Werte nach (Abb. 2.20). Diese Maßnahme ist jedoch nur bei einer permanenten Abblasestelle sinnvoll. Entsprechende Untersuchungen hierzu sind bereits in Planung. Wie in Kapitel 2.3.1 dargestellt, wiesen Dittrich und Graves [13] bei gegebener Abblaserate ein Optimierungspotential für den CD-Wert durch Anpassung der Schlitzlänge und Breite nach. Die Schlitzbreite und Schlitzhöhe in real ausgeführten Axialverdichtern werden hauptsächlich durch konstruktive und aerodynamische Vorgaben wie z.B. Schaufelabstand, Gehäusewandstärke, Gewicht festgelegt. Für das untersuchte Abblase-Luftsystem würde eine Verlängerung des Schlitzes möglicherweise ein Wiederanlegen der abgelösten Strömung bewirken. Dies setzt jedoch entsprechend dicke Gehäusewandstärken voraus, die sich in stationären Gasturbinen leichter realisieren lassen als in Fluggasturbinen.

4.5.2 Verteilerkanal

Entscheidend für das Auftreten der unterschiedlichen Strömungstopologien im Verteilerkanal sind die Strömungsvorgänge beim Eintritt des Fluids aus dem Entnahmeschlitz in den Verteilerkanal. Hier tritt unter bestimmten Voraussetzungen ein dem Coanda-Effekt ähnliches Phänomen auf. Die komplexe Strömungstopologie im Verteilerkanal beeinflusst im erheblichen Maße die Totaldruckverluste und das Durchflussverhalten des Entnahmestutzens. Daher ist ein Ziel zur Optimierung des Abblase-Luftsystems die Homogenisierung der Zuströmung zum Stutzen. Möglichkeiten hierzu würde die Reduktion der Verteilerkanalbreite, insbesondere auf dem stromabwärtigen Teil des Verteilerkanalquerschnitts bieten (Abb. 4.77), oder gar eine runde Gestaltung des Verteilerkanalquerschnitts wie in Abbildung 4.78 skizziert.

Dadurch könnte die Bildung des Wirbelpaares unterdrückt werden, so daß sich im Querschnitt nur ein zentraler Wirbel ausbildet. Parallel muss jedoch untersucht werden, inwieweit sich eine Reduktion der Verteilerkanalfläche, was durch eine Verringerung der Verteilerkanalhöhe erreicht werden kann, auf das Verhalten des Abblase-Luftsystems auswirkt. Eine geringere Querschnittsfläche des Verteilerkanals würde aufgrund der Kontinuitätsbedingung eine Anhebung des Geschwindigkeitsniveaus im Verteilerkanal zur Folge

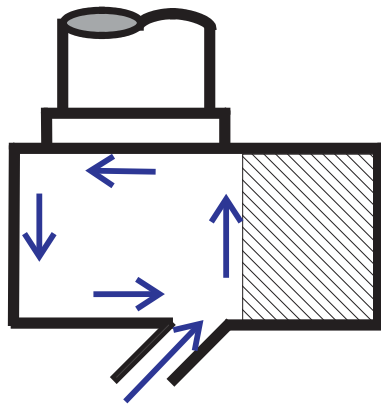


Abbildung 4.77: Verteilerkanal mit reduzierter Breite

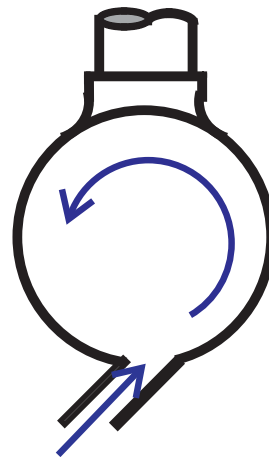


Abbildung 4.78: Verteilerkanal mit rundem Querschnitt

haben. Dies muss jedoch nicht zwingend eine Erhöhung der Geschwindigkeit über dem gesamten Verteilerkanalquerschnitt bedeuten, denn wie sich in den DGV-Messungen im bisherigen Verteilerkanal zeigte, treten zum Teil lokal scharf begrenzte Zonen mit höheren Geschwindigkeiten und somit höheren Massendurchsätzen auf. Gelingt jedoch eine Anhebung des Geschwindigkeitsniveaus im kompletten Querschnitt, so könnte eine Verringerung der Querschnittsfläche durchaus eine optimalere und homogenere Durchströmung des Verteilerkanals und damit gleichzeitig eine homogenere Zuströmung zum Entnahmestutzen bedeuten. Auch hierzu sind weitere Untersuchungen geplant.

4.5.3 Entnahmestutzen

Da die Anzahl der Entnahmestutzen das Durchflussverhalten des Gesamtsystems beeinflusst, kann nach den bisherigen Erkenntnissen bei unveränderter Verteilerkanalhöhe eine Verbesserung des Durchflussverhaltens durch eine Erhöhung der Stutzenanzahl erreicht werden. Bei den vorliegenden Untersuchung erwies sich eine symmetrische Konfiguration mit vier Entnahmestutzen hinsichtlich Druckverlusten und maximal durchsetzbarem Massenstrom vorteilhafter als eine Konfiguration mit nur einem Entnahmestutzen. Allerdings wirkt sich eine Erhöhung der Anzahl an Entnahmestutzen negativ auf den Platz- bzw. Gewichtsbedarf aus. In jedem Fall ist für die Anzahl der einzusetzenden Stutzen der maximale Bedarf an Abblaseluft entscheidend.

Die Ursache für die Ablösung der Strömung am Stutzeneintritt liegt neben der nicht axialen Zuströmung an der scharfen Eintrittskante des Entnahmestutzens. Eine verbesserte Strömungsführung ist analog zum Entnahmeschlitz durch eine Abrundung der Eintrittskanten zu erwarten, was allerdings unter Umständen zu einem erhöhtem Fertigungsaufwand und höheren Kosten führt. Durch eine vollständige Konturierung des Stutzeneintritts, wie in z.B. Idelchik [18] vorschlägt, könnte die Umlenkung des Fluids aus dem Verteilerkanal in den Stutzen möglichst verlustarm gestaltet werden. Eine effektive Konturierung des Stutzeneintritts ist allerdings nur dann möglich, wenn die Zuströmung aus dem Verteilerkanal

bekannt ist, bzw. wenn sie durch geeignete Maßnahmen homogenisiert wird. Nachteile der Kombination aus Strömungsführung und Konturierung sind sicherlich die erhöhten Fertigungskosten und ein höheres Gewicht. Die runde Ausführung des Entnahmestutzens sollte beibehalten werden, da die Durchströmung von rechteckigen Querschnitten generell höhere Druckverluste durch Sekundärströmungserscheinungen wie z.B. Eckenwirbel zur Folge hat [28].

Kapitel 5

Zusammenfassung

An einem für mehrstufige Axialverdichter typischen Abblase-Luftsystem wurden aerodynamische Untersuchungen durchgeführt, um einerseits ein vertieftes Verständnis für die strömungsmechanischen Vorgänge im Abblase-Luftsystem zu erwerben und um andererseits eine Datenbasis zu schaffen, die der Erweiterung und Verbesserung bestehender Korrelationen zur Berechnung von Komponenten des Sekundärluftsystems dient. Die Messergebnisse sollen darüber hinaus zur Validierung von 3D-Navier-Stokes-Strömungslösern herangezogen werden. Übergeordnetes Ziel ist es, Methoden für eine optimale Auslegung von Abblase-Luftsystemen zu entwickeln.

Für die aerodynamischen Untersuchungen wurde aus den Daten bestehender Abblase-Luftsysteme ein vereinfachtes und maßstäblich vergrößertes, generisches Modell abgeleitet. Dieses Modell wurde in eine Modellmessstrecke umgesetzt und in einen geschlossenen Windkanal integriert. Neben pneumatischen Messungen an den einzelnen Komponenten des Abblase-Luftsystems wurden auch in Kooperation mit dem Institut für Antriebstechnik des DLR Köln laseroptische Messungen im Verteilerkanal durchgeführt. Untersucht wurden zwei bzw. drei unterschiedliche Konfigurationen des Abblase-Luftsystems, die sich in Anzahl und Anordnung der Entnahmestutzen am Verteilerkanal unterscheiden. Die experimentellen Daten wurden mit Ergebnissen aus numerischen Untersuchungen mit dem 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser TASCflow und dem 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER verglichen.

Die Ergebnisse zeigen, daß im Axialkanal stromab der Luftentnahmestelle erwartungsgemäß der statische Druck aufgrund des geringeren Massendurchsatzes und der daraus resultierenden niedrigeren Geschwindigkeiten ansteigt. Unterschiedliche Stutzenanordnungen haben keinen feststellbaren Einfluss auf die Strömung im Axialkanal.

Messungen und Rechnungen zeigen übereinstimmend die Ablösung der Strömung durch eine scharfe Umlenkung an der stromaufwärtigen Schlitzwand. Das daraus resultierende Totwassergebiet verringert den durchströmbaren Schlitzquerschnitt. Dementsprechend entstehen im Entnahmeschlitz hohe Totaldruckverluste. Hier böte sich eine Möglichkeit durch entsprechende konstruktive Massnahmen (z.B. eine abgerundete stromaufwärtige Schlitztrittskante), die Höhe der im Gesamtsystem auftretenden Totaldruckverluste zu verringern.

Im Verteilerkanal liegt ein komplexes, bei niedrigen Abblaseraten z.T. hysteresebehaftetes dreidimensionales Strömungsfeld vor, das sich lokal in Abhängigkeit von der Lage zum Entnahmestutzen und mit der Abblaserate ändert. Die Strömung im Verteilerkanal hat erheblichen Einfluss auf die Einstromvorgänge in den Stutzen und damit auf dessen

Verlustverhalten und Durchflusscharakteristik. Aufgrund der Zuströmung zum Stutzen kommt es bei Konfiguration 1 zu starken Ablösungen am Stuzeneintritt, die den durchströmbareren Querschnitt des Stutzens zunehmend verblocken. So kommt es zum vorzeitigen Sperren des Stutzens. Eine Steigerung der Abblaserate ist dann nicht mehr möglich. Durch eine optimierte Zuströmung zum Entnahmestutzen könnten nicht nur die dort auftretenden Totaldruckverluste gesenkt werden, sondern auch die Durchflusscharakteristik des Entnahmestutzens verbessert werden. Für diesbezüglich weitere Untersuchungen ist ein validierter, numerischer Strömungslöser unabdingbar, da detailliertere experimentelle Untersuchungen in diesem Bereich mit erheblichem Aufwand verbunden wären.

Daher wurden parallel zu den experimentellen Untersuchungen in einer weiteren Arbeit [5] numerische Berechnungen des Abblase-Luftsystems durchgeführt. Dabei kam der 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser TASCflow und der 1D-Netzwerkströmungslöser FLOWMASTER zum Einsatz. Bei den CFD-Rechnungen wurden im Bereich Axialkanal und Entnahmeschlitz gute Übereinstimmungen mit den experimentell gewonnenen Daten erzielt. Allerdings zeigten sich bei der Berechnung des Entnahmeschlitzes insbesondere bei höheren Abblaseraten Unterschiede im Niveau zwischen den berechneten und gemessenen Totaldruckverlusten. Ursache hierfür ist die je nach Turbulenzmodell unterschiedlich berechnete Ablösung am Schlitzeintritt. Mit keinem der derzeit standardmäßig in TASCflow verfügbaren Turbulenzmodelle war die Simulation der im Verteilerkanal vorherrschenden Strömungstopologien zufriedenstellend. Demzufolge war auch die Simulation der Strömung im Entnahmestutzen nur eingeschränkt möglich. Nach derzeitigem Stand der Arbeiten ist die Simulation des gesamten Abblase-Luftsystems mit dem Strömungslöser TASCflow nicht ausreichend zuverlässig. Weitere Untersuchungen mit fortschrittlichen Reynolds-Stress-Turbulenzmodellen werden in Zukunft durchgeführt. Zwar eignen sich CFD-Methoden aufgrund der aufwendigen Netzgenerierung weniger für schnelle Vorausschätzungen von Abblase-Luftsystemen. Allerdings ist eine Nachrechnung einzelner Komponenten für ein detaillierteres Studium der strömungsmechanischen Vorgänge durchaus sinnvoll. Als Beispiel sei hier die Strömungstopologie im Verteilerkanal aufgeführt – vor allem im Hinblick auf zukünftige Wärmeübergangsproblematiken zwischen Verdichtergehäuse und Verteilerkanalboden. Voraussetzung dafür ist allerdings die Existenz eines einwandfrei validierten CFD-Strömungslösers.

Ein deutlich geringerer Aufwand ist für die Generierung von 1D-Strömungsnetzwerken nötig. Die Rechenzeiten sind vernachlässigbar gering. Für die Genauigkeit der Ergebnisse sind die im Strömungslöser eingesetzten Korrelationen ausschlaggebend. Die Untersuchungen zeigten, daß die verfügbaren Standardkorrelationen nur eingeschränkt auf die im untersuchten Abblase-Luftsystem vorhandenen Komponenten anwendbar sind. Allerdings besteht die Möglichkeit, die aus den Messdaten entwickelten Korrelationen anstelle der Standardkorrelationen bei der Berechnung einzusetzen. Dazu muss allerdings die bisher gewonnene Datenbasis deutlich erweitert werden, um die Berechnungsmöglichkeiten von FLOWMASTER nicht nur auf die bisher untersuchten Konfigurationen und Abblaseraten zu beschränken. Weitere Messungen an unterschiedlichen Varianten des Abblase-Luftsystems mit dem Ziel einer erweiterten Datenbasis zur Verbesserung der Druckverlust- und Durchflusswert-Korrelationen sind zu empfehlen. Auch die zur Validierung von 3D-Navier-Stokes-Strömungslösern benötigten Daten sollten insbesondere durch weitere detaillierte Messungen im Verteilerkanal erweitert werden. Da dort zum Teil instationäre Strömungsvorgänge auftreten, ist auch der Einsatz von instationären Messmethoden zu erwägen. Für eine optimierte Auslegung des Abblase-Luftsystems wurden erste Ansätze

zur Gestaltung der einzelnen Komponenten entwickelt. Die Wirksamkeit dieser Maßnahmen muß mit weiteren Versuchen und mit zuverlässigen Simulationswerkzeugen überprüft werden.

Die vorliegende Arbeit legt eine umfassende Grundlage für weitere systematische Untersuchungen der Strömungsvorgänge in Abblase-Luftsystemen. Eine Weiterführung dieser Arbeiten könnte die Zuverlässigkeit und Effektivität von numerischen Auslegungswerkzeugen bei der Berechnung von Abblase-Luftsystemen erheblich verbessern. Dies dient im entscheidenden Maße der Entwicklung von optimierten Sekundärluftsystemen in Gasturbinen.

Literaturverzeichnis

- [1] Anderson Jr., J.D., *Computational Fluid Dynamics*, McGraw-Hill, Inc., 1995
- [2] Bajura, R.A., *A Model for Flow Distribution in Manifolds*, Journal of Engineering for Power, pp. 7-12, 1971
- [3] Benedict, R.P., *On the Determination and Combination of Loss Coefficients for Compressible Fluid Flows*, Journal of Engineering for Power, pp. 67-81, 1966
- [4] Bowman, *Bleed Slot Efficiency*, Thesis University of Cambridge, 1992
- [5] Brandt, H., Schwarz, C., Fottner, L., *Numerische Untersuchungen des dreidimensionalen Strömungsfeldes eines typischen Abblase-Luftsystems mehrstufiger Axialverdichter*, Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, 2003
- [6] Brandt, H., Schwarz, C., Fottner, L., *Verschiedene Ansätze zur Untersuchung einer typischen Verdichter-Abblase – Nachrechnung experimenteller Ergebnisse*, DGLR Workshop „Luftsysteme von Triebwerken und Flugzeugen“, 2003, Ottobrunn
- [7] Brillert, D., *Strömungsberechnung im Kühl- und Sperrluftsystem von Gasturbinen zur Optimierung des Sekundärluftsystems*, Dissertation, Universität Duisburg, 2001
- [8] Broichhausen, K., *Zukunftsmarkt Triebwerke*, Seminarvortrag „Forum Luft- und Raumfahrt“, Technische Universität München, 2000
- [9] Denecke, J., Färber, J., Dullenkopf, K., Bauer H.-J., *Dimensional Analysis And Scaling Of Rotational Seals*, ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68676, Reno-Tahoe, Nevada
- [10] Cohen, H., Rogers G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H., *Gas Turbine Theory*, 4th Edition, Addison Wesley Longman Limited, 1996
- [11] Colebrook, C.W., *Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and the Rough Pipes*, Journal of Institute of Civil Engineering, 1937
- [12] Dewyenne, J.N., Howinson, S.D., Ockendon, J.R., Morland, L.C., Watson, E.J., *Slot suction from inviscid channel flow*, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 200, pp. 265-282, Cambridge University Press, 1989
- [13] Dittrich R. T., Graves, C. C., *Discharge Coefficients for Combustor-Liner Air-Entry Holes Part I – Circular Holes with Parallel Flow*, NACA-Technical Note 3663, 1956

- [14] Flowmaster International Ltd *Flowmaster 6.2-Reference Help* 2001, Towcester
- [15] Fried, E., Idelchick, I.E., *Flow Resistance: A Design Guide For Engineers*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, Washington, Philadelphia, London, 1989
- [16] Hildebrandt, T., *Weiterentwicklung von 3D-Navier-Stokes-Strömungsverfahren zur Anwendung in hochbelasteten Verdichter und Turbinengittern*, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1998
- [17] Hornung, H., Perry, A. E., *Some Aspects of Three Dimensional Separation*, Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung, Heft 2, 1990
- [18] Idelchik, I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, 2. Auflage, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, New York, London, 1986
- [19] Intergovernmental Panel on Climate Change, *Aviation and the Global Atmosphere*, IPCC Special Report, San Jose 1999
- [20] Khan, M.M., Cornelius, K.C, Tassa, Y., *Effect of suction on boundary layer flow over a 2D-slot*, AIAA Paper AIAA- 82-0222, Orlando, 1982
- [21] Komine, H., *System for measuring velocity field of fluid flow utilising a Laser-Doppler-spectral-image-converter*, US Patent 4 919 536, 1990
- [22] Krammer, P., *Aerodynamisches Design für Turbomaschinen – Herausforderungen und Trends*, Seminarvortrag "Flugantriebe und Gasturbinen", Technische Universität München, 2001
- [23] Leder, A., *Abgelöste Strömungen - Physikalische Grundlagen*, Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 1992
- [24] Stephan, K., Mayinger, F., *Thermodynamik*, Band 1, 14. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1992
- [25] Meyers, J.F., Komine, H., *Doppler-Global-Velocimetry – A new way to look at velocity*, ASME Fourth International Conference on Laser Anemometry, Cleveland Ohio (USA), August 1991
- [26] Miller, D.S., *Internal Flow Systems*, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, 1978
- [27] Müller, T., *Aufbau, Inbetriebnahme und Erprobung einer Messstrecke zur experimentellen Untersuchung einer Abblaskonfiguration eines mehrstufigen Axialverdichters an einem Modell-Windkanal*, Diplomarbeit 2000/4.18, Universität der Bundeswehr München, Institut für Strahlantriebe, 2001
- [28] Prandtl, L., Oswatitsch, K., Wieghardt, K., *Führer durch die Strömungslehre*, 9. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 1990
- [29] Reichert, A.W., Janssen, M., *Steigerung der Leistungsdaten von Großgasturbinen durch Optimierung des Sekundärluftsystems*, VDI Bericht Nr. 1438, Mülheim, 1998

- [30] Roehle I. et al., *Recent developments and applications of quantitative planar measurement techniques in turbomachinery components*, Measurement Science & Technology, Special Issue: Measuring techniques for turbomachinery 11 (7), July 2000
- [31] Schlichting H., Gersten, K., *Grenzschicht-Theorie*, 9.Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997
- [32] Schodl R. et al., *Doppler-Global-Velocimetry for the analysis of combustor flows*, Aerospace Science and Technology 6, pp. 481-493, 2002.
- [33] Schwarz, C., Brandt, H., Fottner, L., Stockhausen, G., Beversdorff, M., Schodl, R. *Doppler-Global-Velocimetry-Messungen im Verteilerkanal eines typischen Abblase-Luftsystem für mehrstufige Axialverdichter*, GALA-Tagung "Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik" 2003, Braunschweig
- [34] Schwarz, C., Brandt, H., Fottner, L., *Aerodynamische Untersuchungen an einem typischen Abblase-Luftsystem für mehrstufige Axialverdichter*, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2002, DGLR-JT-019, Stuttgart
- [35] Shapiro, A.H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, The Ronald Press Company, New York, 1953
- [36] Siekmann H.E., *Strömungslehre - Grundlagen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Berlin, 2000
- [37] Statistisches Bundesamt Deutschland, *Statistisches Jahrbuch 2002*, Wiesbaden, 2002
- [38] AEA Technology, *CFX-TASCflow User Documentation*, 2001
- [39] Truckenbrodt, *Strömungsmechanik*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 1968
- [40] European Commission, *World energy, technology and climate policy outlook 2030 - WETO*, Directorate General for Research, Office for Publications of the European Communities, Luxembourg, 2003
- [41] Wille, R., Fernholz, H., *Report on the first European Mechanics Colloquium on the Coanda-effect*, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 23, Part 4, pp. 801-819, Cambridge, 1965
- [42] Zimmermann, H. *Some Aerodynamic Aspects of Engine Secondary Air Systems*, ASME Paper ASME 89-GT-209, 1989

Anhang A

Tabellen

Bezeichnung Messstelle	Beschreibung	x- Koordinate	Θ - Koordinate	r- Koordinate
Zuströmbedingungen				
\dot{m}_∞	Hauptmassenstrom	-	-	-
$P_{t\infty}$	Totaldruck Beruhigungskammer	-	-	-
P_∞	Statischer Druck Beruhigungskammer	-	-	-
$T_{t\infty}$	Totaltemperatur Beruhigungskammer	-	-	-
Fünf- bzw. Drei-Loch-Sonde hinter dem Leitrad				
P_{t_1, ϕ_1, r_1}	Lokaler Totaldruck Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5
P_{1, ϕ_1, r_1}	Lokaler statischer Druck Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5
Ma_{1, ϕ_1, r_1}	Lokale Machzahl Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5
P_{t1}	Totaldruck, gemittelt Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5
P_1	Statischer Druck, gemittelt, Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5
Ma_1	Machzahl, gemittelt Eintrittsebene	102.6	$0^\circ - 360^\circ$ $\Delta = 15^\circ$	198.0 - 208.5

Tabelle A.1: Zusammenstellung der Messpositionen

Wanddruckbohrungen, Nabenkörper				
$P_{N,\phi_1,1}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 1	154.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,2}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 2	155.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,3}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 3	156.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,4}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 4	157.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,5}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 5	158.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,6}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 6	159.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,7}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 7	160.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,8}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 8	161.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,9}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 9	162.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,10}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 10	163.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,11}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 11	164.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,12}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 12	165.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,13}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 13	166.5	0° – 360°	198.0
$P_{N,\phi_1,14}$	Wanddruck Nabe, Umfangsposition, Position 14	167.5	0° – 360°	198.0

Fortsetzung Tabelle A.1

Wanddruckbohrungen, stromaufwärtige Schlitzkante				
$P_{S,\phi_1,1}$	Wanddruck Schlitz, Umfangsposition, Position 1	160.17	0° – 360°	209.00
$P_{S,\phi_1,2}$	Wanddruck Schlitz Umfangsposition, Position 2	161.67	0° – 360°	210.50
$P_{S,\phi_1,3}$	Wanddruck Schlitz, Umfangsposition Position 3	163.17	0° – 360°	212.00
$P_{S,\phi_1,4}$	Wanddruck Schlitz, Umfangsposition, Position 4	164.67	0° – 360°	213.50
$P_{S,\phi_1,5}$	Wanddruck Schlitz, Umfangsposition, Position 5	166.17	0° – 360°	215.00

Fortsetzung Tabelle A.1

Wanddruckbohrungen, stromaufwärtige Verteilerkanalseitenwand				
$P_{V1,\phi_1,1}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 1	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	220.0
$P_{V1,\phi_1,2}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 2	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	226.0
$P_{V1,\phi_1,3}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 3	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	232.0
$P_{V1,\phi_1,4}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 4	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	238.0
$P_{V1,\phi_1,5}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 5	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	244.0
$P_{V1,\phi_1,6}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 6	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	250.0
$P_{V1,\phi_1,7}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 7	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	256.0
$P_{V1,\phi_1,8}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromauf, Umfangsposition, radiale Position 8	120.0	$0^\circ - 360^\circ$	262.0

Fortsetzung Tabelle A.1

Wanddruckbohrungen, stromabwärtige Verteilerkanalseitenwand				
$P_{V2,\phi_1,1}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab Umfangsposition radiale Position 1	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	220.0
$P_{V2,\phi_1,2}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 2	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	226.0
$P_{V2,\phi_1,3}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 3	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	232.0
$P_{V2,\phi_1,4}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 4	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	238.0
$P_{V2,\phi_1,5}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 5	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	244.0
$P_{V2,\phi_1,6}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 6	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	250.0
$P_{V2,\phi_1,7}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 7	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	256.0
$P_{V2,\phi_1,8}$	Wanddruck Verteilerkanalseitenwand stromab, Umfangsposition, radiale Position 8	220.0	$0^\circ - 360^\circ$	262.0

Fortsetzung Tabelle A.1

Wanddruckbohrungen, Entnahmestutzen				
$P_{St,\phi_2,1}$	Wanddruck Stutzen, Umfangsposition, radiale Position 1	2.0	0°, 90°, 180°, 270°	12.5
$P_{St,\phi_2,2}$	Wanddruck Stutzen, Umfangsposition, radiale Position 2	11.0	0°, 90°, 180°, 270°	12.5
$P_{St,\phi_2,3}$	Wanddruck Stutzen, Umfangsposition, radiale Position 3	20.0	0°, 90°, 180°, 270°	12.5
$P_{St,\phi_2,4}$	Wanddruck Stutzen, Umfangsposition, radiale Position 4	29.0	0°, 90°, 180°, 270°	12.5
$P_{St,\phi_2,5}$	Wanddruck Stutzen, Umfangsposition, radiale Position 5	38.0	0°, 90°, 180°, 270°	12.5
Fünf-Loch-Sonde, Stutzenaustritt				
$P_{tE,N}$	Totaldruck, Entnahmeleitung, Stutzennummer, Umfangsposition	113.0	0° – 360°	0.0 - 12.5
$P_{E,N}$	Statischer Druck, Entnahmeleitung, Stutzennummer, Umfangsposition	113.0	0° – 360°	0.0 - 12.5
$Ma_{E,N}$	Mach-Zahl, Entnahmeleitung, Stutzennummer, Umfangsposition	113.0	0° – 360°	0.0 - 12.5
Massenstromblende, Stutzenaustritt				
$\dot{m}_{E,N}$	Massendurchsatz, Entnahmeleitung, Stutzennummer, Umfangsposition	-	-	-

Fortsetzung Tabelle A.1

Anhang B

Abbildungen

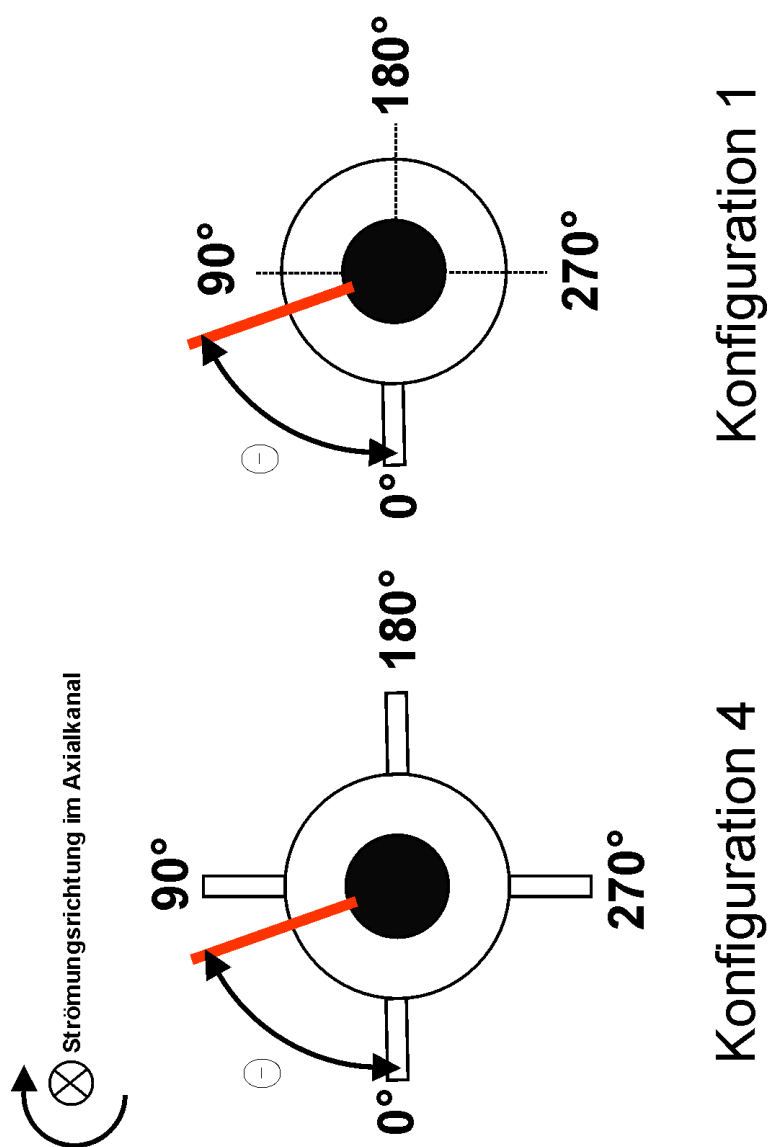


Abbildung B.1: Winkeldefinition der Umfangspositionen

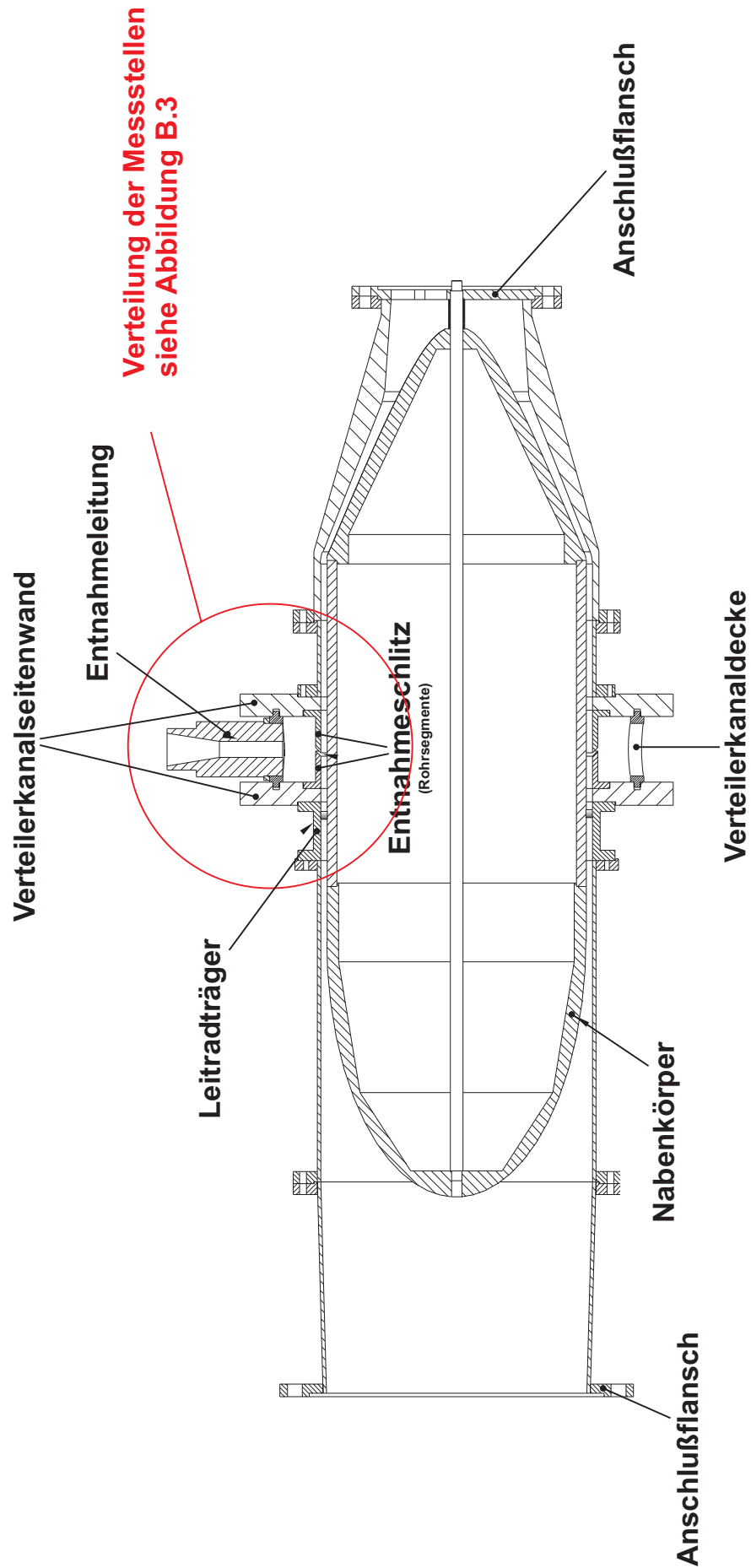


Abbildung B.2: Konstruktion der Messstrecke

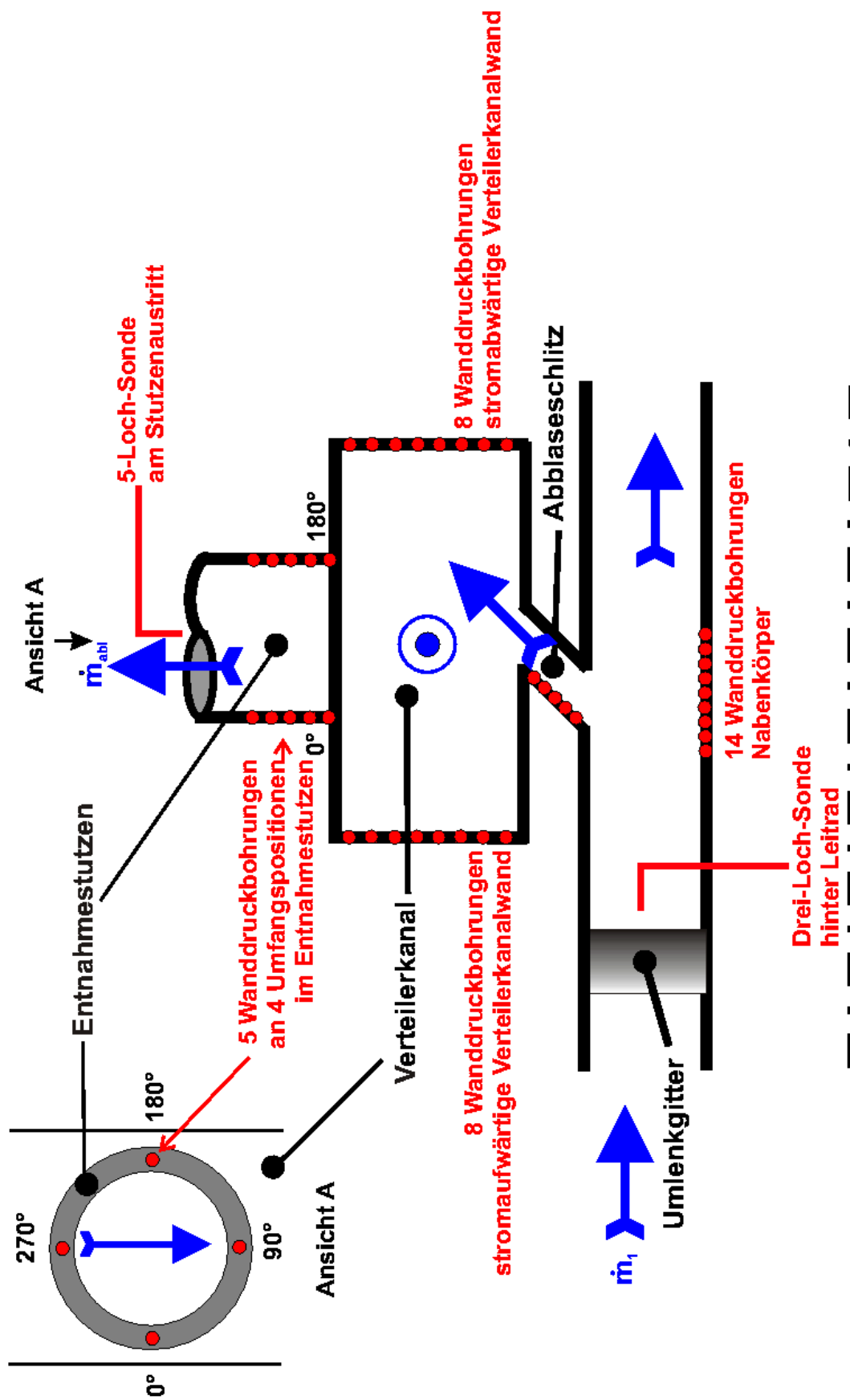


Abbildung B.3: Messpositionen

Lebenslauf

Persönliche Daten

Geburtsdatum: 20.09.1969
Geburtsort: München
Staatsangehörigkeit: Deutsch
Familienstand: ledig

Schulausbildung

09/1976 - 09/1980 Grundschule „Peter Freisel“, Bad Tölz
09/1980 - 06/1989 Gymnasium Bad Tölz

Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

06/1989 - 06/1991 Zeitsoldat bei der Luftwaffe, Ausbildung zum Reserveoffizier

Studium

11/1991 - 11/1997 Studium der Fachrichtung Maschinenwesen,
Schwerpunkt Luft- und Raumfahrttechnik
an der Technischen Universität München

Abschluss: Diplom-Ingenieur

07/1996 - 10/1996 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Strahlantriebe der
12/1997 - 06/1998 Universität der Bundeswehr München

Berufliche Tätigkeiten

07/1998 - 05/2004 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe
der Universität der Bundeswehr München
seit 06/2004 Entwicklungsingenieur bei der BMW Group in München

