

Witalij Goujavin

**Strömungsmechanische Untersuchungen
zur Funktionsweise von
Manschettendichtungen aus PTFE-
Compounds mit Rückförderstrukturen**

D 93
ISBN 978-3-936100-64-8

Institut für Maschinenelemente

Antriebs-, Dichtungs-, Schienenfahrzeug- u. Zuverlässigkeitstechnik

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Strömungsmechanische Untersuchungen zur Funktionsweise von Manschettendichtungen aus PTFE- Compounds mit Rückförderstrukturen

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Witalij Goujavin
aus Kiew

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe

Tag der mündlichen Prüfung: 16.09.2015

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
2015

Meiner Familie gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart. Die hier vorgestellten Untersuchungen wurden teilweise während eines Forschungsprojektes, das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert wurde, durchgeführt. Für die Förderung meiner Forschungsarbeit möchte ich mich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft bedanken.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Werner Haas, dem Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen, die großen Freiräume, die fachliche Unterstützung und seine stets offene Tür haben einen wichtigen Teil zur Entstehung dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Bertsche, dem Ordinarius und Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für die kollegiale Arbeitsumgebung und die Förderung der Mitarbeiter im Rahmen von zahlreichen Institutsveranstaltungen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, dem Direktor des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik der Universität Stuttgart, danke ich für sein Interesse, für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Mein Dank gilt auch allen wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts für Maschinenelemente, den Mitarbeitern aus der mechanischen und der elektrischen Werkstatt sowie dem Sekretariat für das angenehme Institutsklima und die stete Hilfsbereitschaft. Bei allen Mitgliedern des Admin-Teams möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit bedanken. Meinen langjährigen Bürokollegen Simon Feldmeth, Mathias Klaiber und Cornelius Fehrenbacher danke ich herzlich für die angenehme Büroatmosphäre, die Unterstützung, die interessanten Gespräche und einfach für die gemeinsame Zeit.

Bei allen meinen studentischen Mitarbeitern, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, möchte ich mich für ihr Engagement und ihre Kreativität bedanken.

Ein ganz besonderer Dank gebührt meiner Familie für die Unterstützung, die Motivation und das Verständnis während der Erstellung der vorliegenden Arbeit.

Stuttgart, Juni 2015

Witalij Goujavin

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Abkürzungen und Formelzeichen.....	IV
Abstract.....	6
1 Einleitung.....	8
1.1 Ausgangssituation.....	8
1.2 Übergeordnetes Ziel der Arbeit	9
2 Grundlagen und Grundbegriffe	10
2.1 Grundbegriffe der Dichtungstechnik	10
2.2 PTFE in der Dichtungstechnik.....	11
3 Stand der Forschung und Technik.....	14
3.1 Funktionsmechanismen von PTFE-Manschettendichtungen (PTFE-MD).....	14
3.1.1 PTFE-MD ohne Rückförderstrukturen (RS)	16
3.1.2 PTFE-MD mit Spiralrille	17
3.1.3 PTFE-MD mit RS für beide Wellendrehrichtungen	19
3.2 Simulation von PTFE-MD.....	22
3.2.1 Finite-Elemente-Simulation.....	22
3.2.2 Strömungssimulation	23
3.2.3 Elastohydrodynamische Simulation	23
3.3 Grenzflächeneffekte bei PTFE-MD	24
4 Abgrenzung und detaillierte Zielsetzung der Arbeit	27
4.1 Abgrenzung der Arbeit	27
4.2 Detaillierte Zielsetzung der Arbeit	28
5 Untersuchungsmethoden, Simulationsprogramm und -einstellungen.....	30
6 Gliederung der durchgeführten Untersuchungen.....	34
7 Umlenkvermögen von freistehenden RS	38
7.1 Strömung um Kreisprofil.....	40
7.2 Strömung um symmetrische Profile.....	48
7.3 Strömung um asymmetrische Profile.....	52
7.4 Fazit – Umlenkvermögen von freistehenden RS	59

8	Fördervermögen von RS am geschlossenen Ring.....	62
8.1	Fördern durch hydrodynamischen Dichtspalt	63
8.1.1	Einfluss der Grundgeometrie und der Lage einer RS.....	65
8.1.2	Einfluss der Größe und der Lage einer RS	73
8.1.3	Einfluss der Feingestaltung einer RS	78
8.1.4	Einfluss der Anzahl von RS.....	85
8.1.5	Einfluss der Schleppströmungsgeschwindigkeit.....	90
8.2	Fördern durch Kanäle im geschlossenen Ring	93
8.2.1	Einfluss der Grundgeometrie einer RS.....	94
8.2.2	Einfluss der Strukturgröße und der Kanalgeometrie.....	96
8.2.3	Einfluss der Feingestaltung einer RS	101
8.2.4	Einfluss der Anzahl von RS.....	108
8.2.5	Einfluss der Schleppströmungsgeschwindigkeit.....	110
8.3	Fazit – Fördervermögen von RS am geschlossenen Ring.....	111
9	Einfluss der Dichtspalt- und Kanalabmessungen auf den Förderwert	113
9.1	Basismodell	113
9.2	Einfluss der Kanalhöhe	122
9.3	Einfluss der Dichtspalthöhe.....	133
9.4	Einfluss der Dichtspalthöhe ohne Kanal	137
9.5	Einfluss der Dichtspaltbreite.....	139
9.6	Einfluss der Dichtspaltbreite ohne Kanal	143
9.7	Einfluss der Kanalbreite	144
9.8	Fazit – Einfluss der Dichtspalt- und Kanalabmessungen auf den Förderwert	149
10	Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring	150
10.1	Einfluss der Lage einer RS.....	153
10.2	Einfluss der Schleppgeschwindigkeit	154
10.3	Einfluss der Geometrie einer RS.....	155
10.4	Fazit – Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring	158
11	Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen.....	159
11.1	Schleppdruck in Kanälen mit konstantem Querschnitt.....	159
11.1.1	Einfluss der Vernetzung.....	160
11.1.2	Analytischer Berechnungsansatz.....	161
11.1.3	Einfluss der Kanalbreite.....	167
11.1.4	Einfluss der Kanallänge	169

11.1.5 Einfluss von Reynolds-Zahl und Schleppgeschwindigkeit.....	171
11.1.6 Verallgemeinerter analytischer Berechnungsansatz	178
11.1.7 Fazit – Schleppdruck in Kanälen mit konstantem Querschnitt.....	188
11.2 Schleppdruck in konvergenten Kanälen.....	190
11.2.1 Einfluss der Kanalbreite.....	192
11.2.2 Einfluss der Kanalhöhe.....	194
11.2.3 Analytischer Berechnungsansatz bei variabler Kanalhöhe.....	195
11.2.4 Einfluss der Kanallänge	201
11.2.5 Einfluss von Verschleiß	201
11.2.6 Statische Abdichtung und Druckaufbauvermögen von RS.....	202
11.2.7 Druckaufbau in doppelt konvergenten Kanälen.....	204
11.2.8 Fazit – Schleppdruck in konvergenten Kanälen	205
12 Optimierter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring	207
12.1 Gestaltungsbeispiele.....	208
12.2 Fazit – Optimierter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring.....	214
13 Funktionsweise von RS am geschlossenen Ring.....	217
14 Zusammenfassung und Ausblick.....	220
14.1 Motivation und Zielsetzung	220
14.2 Zusammenfassung der Ergebnisse.....	221
14.3 Ausblick	226
15 Literaturverzeichnis	228

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzung	Bedeutung
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungsmechanik)
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
EHD-Simulation	elastohydrodynamische Simulation
FE-Simulation	Finite-Elemente-Simulation
FSI	fluid-structure interaction (Fluid-Struktur-Kopplung)
MoS ₂	Molybdändisulfid
PTFE	Polytetrafluorethylen, siehe auch nächste Zeile (auch bekannt unter dem Handelsnamen „Teflon“)
PTFE-Compound	Polytetrafluorethylen mit Beimischung von Füllstoffen In dieser Arbeit werden die Begriffe PTFE und PTFE-Compound häufig als Synonyme verwendet.
PTFE-MD	Manschettendichtung aus PTFE (bzw. aus einem PTFE-Compound)
RB	Randbedingung
RS	Rückförderstruktur (häufig auch „Drallstruktur“ oder „Dichthilfe“ genannt)
RWDR	Radial-Wellendichtring

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a_N	mm	Abstand zwischen zwei RS (Gesamtanzahl der RS entspricht dem Wert für den Index N)
A	mm ²	Fläche
b	mm oder μm	Kontaktbreite
B	mm oder μm	Breite eines Kanals bzw. Spalts
B_1	mm	Breite am Kanaleintritt eines konvergenten Kanals
B_2	mm	Breite am Kanalabschluss eines konvergenten Kanals
C_{korr}	-	Korrekturfaktor für den Druckanstieg in einem abgeschlossenen Kanal mit konstantem Querschnitt
d	mm	Durchmesser oder Innendurchmesser
D	mm	Durchmesser oder Außendurchmesser
D_h	mm	hydraulischer Durchmesser
F_r	N	Radialkraft
h	μm	hydrodynamische Dichtspalthöhe
h_{mittel}	μm	mittlere hydrodynamische Dichtspalthöhe
H	mm oder μm	Höhe eines Kanals bzw. Spalts

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
H_{mittel}	mm oder μm	mittlere Höhe eines Kanals bzw. Spalts
H_1	mm	Höhe am Eintritt eines konvergenten Kanals bzw. Spalts
H_2	mm	Höhe am Abschluss eines konvergenten Kanals bzw. Spalts
L	mm	Länge eines Kanals bzw. Spalts
n	U/min oder 1/s	Drehzahl
N	-	Anzahl von RS
p	bar oder MPa	Druck oder Kontaktpressung
p_{max}	bar oder MPa	maximaler Druck oder maximale Kontaktpressung
p_{mittel}	bar	über eine Referenzfläche gemittelter Druck
Δp	bar	Druckanstieg
Δp_{korr}	bar	korrigierter Druckanstieg in einem abgeschlossenen Kanal mit konstantem Querschnitt
p_v	Pa	Dampfdruck
R	mm	Radius
Re	-	Reynolds-Zahl
t	s	Zeit bzw. Dauer
u	m/s	Wellenumfangsgeschwindigkeit, Schleppgeschwindigkeit oder Strömungsgeschwindigkeit
U	mm	Umfang (z. B. einer Welle oder eines rechteckigen Kanals)
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
x	verschieden (mm)	Variable (meist Wegvariable in x-Richtung)
y	verschieden (mm)	Variable (meist Wegvariable in y-Richtung)
z	mm	Wegvariable in z-Richtung
α	°	Winkel an einer RS oder an einem konvergenten Kanal
η	$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}) = \text{Pa}\cdot\text{s}$	dynamische Viskosität
η_v	$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}) = \text{Pa}\cdot\text{s}$	dynamische Viskosität Dampf
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
ρ_v	kg/m^3	Dichte Dampf
ω	1/s = rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Abstract

The common solution for sealing shafts in mechanical engineering is the usage of radial shaft seals made of elastomers. However elastomers encounter load limits in many applications. Through the application of PTFE (polytetrafluoroethylene) compounds as sealing material, the limitations of elastomers can be largely overcome. Therefore the usage of lip seals made of PTFE compounds is becoming more common in sealing technology. In contrast to the elastomeric radial shaft seals PTFE lip seals require special pumping structures to ensure their dynamic tightness. For applications with a fixed direction of shaft rotation PTFE lip seals with a spiral groove as pumping structure are established as state of the art. The spiral groove as pumping structure is only suitable for one direction of shaft rotation. For alternating directions of shaft rotation other pumping structures are used. Although functioning PTFE lip seals with pumping structures for both directions of shaft rotation are already in existence, these are still in the research stage and there is potential for optimization.

Despite the high potential benefit for users through the availability of optimized PTFE lip seals with pumping structures, particularly for both directions of shaft rotation, there is little progress by the seal manufacturers. The main reason for lack in progress is deficient knowledge about the functional mechanisms of PTFE lip seals with pumping structures. Without knowing the exact functional mechanisms targeted optimization is hardly possible. Therefore optimization of PTFE lip seals with pumping structures requires high experimental effort and is accomplished by "trial and error".

The aim of this thesis is to contribute to a better understanding of the dynamic functional mechanisms of PTFE lip seals with pumping structures, particularly for both directions of shaft rotation. The focus of this thesis is the numerical investigation of the following topics.

- Analysis of the flow pattern and pressure distribution around pumping structures and in the sealing gap. This serves a better understanding of the processes in the region of the sealing gap.
- Investigation of various influences on the deflection and pumping ability of pumping structures. The objective is to identify the relevant parameters for the pumping ability of PTFE lip seals with pumping structures.
- Analysis of the pumping behaviour through the hydrodynamic sealing gap and through local elevations of the sealing gap.
- Exploration of the influences of the sealing gap geometry on the pumping ability of PTFE lip seals with pumping structures.

- Investigation of the effects of geometry variations in the transitional area between pumping structures and the continuously closes ring, which is necessary for static tightness. The geometry of this area is crucial for pressure build-up and thus indirectly for the pumping ability of PTFE lip seals with pumping structures.

Through a better understanding of the above topics, the dynamic functional mechanisms of PTFE lip seals with pumping structures are described more accurately than before. This allows to identify especially effective measures to improve the pumping ability and thus the dynamic sealing reliability of PTFE lip seals with pumping structures. The mentioned measures imply a more efficient optimization, whereby the experimental effort in the advancement of PTFE lip seals with pumping structures can be significantly reduced.

1 Einleitung

Nachfolgend werden die Ausgangssituation und die Motivation zur vorliegenden Arbeit erläutert. Außerdem wird das übergeordnete Ziel der Arbeit dargelegt.

1.1 Ausgangssituation

Der Beitrag von Dichtsystemen zur zuverlässigen Funktion von technischen Geräten wird vielfach unterschätzt. Ausschlaggebend für die Dichtungsauswahl sind häufig die Kosten für die Erstbeschaffung. Allerdings kann der Ausfall eines Dichtsystems zu enormen Folgekosten und Schäden für Mensch und Umwelt führen. Daher ist in vielen Anwendungsfällen, unter Berücksichtigung der möglichen Gesamtkosten und Imageschäden durch defekte Geräte, die Investition in ein teureres aber qualitativ hochwertigeres Dichtsystem zu empfehlen.

Die Standardlösung zur Abdichtung von Wellen im Maschinenbau ist der Radial-Wellendichtring (RWDR) aus Elastomer nach DIN 3760 [1] und DIN 3761 [2]. In der Praxis haben sich RWDR aus Elastomeren durch ihre gute statische und dynamische Dichtheit bewährt [11]. Allerdings stoßen Elastomer-Werkstoffe bei hohen Gleitgeschwindigkeiten (über 30 m/s) und extremen Temperaturen (unter -40°C und über 150°C) an ihre Belastungsgrenzen. Außerdem muss stets die chemische Verträglichkeit des eingesetzten Elastomers mit den umgebenden Fluiden sichergestellt sein und für ein ausreichendes Schmierstoffangebot im Dichtspalt gesorgt werden. In Anbetracht der stets wachsenden Anforderungen an Wellendichtungen, stellen die obigen Einschränkungen bedeutende Nachteile dar und können Innovationen im Wege stehen. Ein Beispiel hierfür sind Probleme mit der chemischen Verträglichkeit beim Einsatz von Biokraftstoffen und synthetischen Hochleistungsölen in bestehenden Anlagen oder Fahrzeugen.

Durch Einsatz von PTFE (Polytetrafluorethylen) als Dichtungswerkstoff können die Einschränkungen von Elastomeren weitgehend überwunden werden. PTFE verträgt Einsatztemperaturen von -270°C bis 260°C und weist eine nahezu universelle chemische Beständigkeit auf. Zudem ist PTFE trockenlauffähig und besitzt geringe Reibwerte auf den meisten dichtungstechnisch relevanten Gegenaufläichen. Durch die hohe thermische Beständigkeit und die günstigen Reibungseigenschaften von PTFE sind auch Gleitgeschwindigkeiten oberhalb von 30 m/s realisierbar. Für Wellendichtungen werden in der Regel PTFE-Compounds (gefülltes PTFE) verarbeitet, da „reines“ PTFE durch seine starke Kriechneigung und unzureichende Verschleißfestigkeit für viele Anwendungen ungeeignet ist. Durch Wahl geeigneter Füllstoffe und Mischungsverhältnisse können die positiven Eigenschaften von PTFE weiter

verbessert werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Begriffe PTFE und PTFE-Compound häufig als Synonyme verwendet.

Manschettendichtungen aus PTFE werden wegen ihren herausragenden Eigenschaften immer häufiger in der Dichtungstechnik eingesetzt, z. B. zur Abdichtung von Kurbelwellen in Verbrennungsmotoren [3]. Dabei können PTFE-Manschettendichtungen (PTFE-MD) nicht nur Elastomer-RWDR an kritischen Dichtstellen ersetzen, sondern teilweise auch anstelle von relativ aufwändigen und teuren Dichtsystemen, wie z. B. Gleitringdichtungen, eingesetzt werden. Damit können durch den Einsatz von PTFE-MD als „Universaldichtungen“ in vielen Fällen die Betriebssicherheit erhöht, die Notlaufeigenschaften verbessert, die Lagerhaltung von Dichtungen verringert, die Gefahr der Fluidunverträglichkeit ausgeschlossen sowie Stillstandszeiten durch Dichtungsausfälle reduziert oder ganz vermieden werden.

Im Gegensatz zu Elastomer-RWDR sind bei PTFE-MD Rückförderstrukturen (RS) erforderlich, um die dynamische Dichtheit zu gewährleisten. Für Anwendungen mit festgelegter Drehrichtung der Welle gehören PTFE-MD mit Spiralrille zum bewährten Stand der Technik [3]. Die Spiralrille als RS ist aber nur für eine Drehrichtung der Welle geeignet. Bei wechselnder Wellendrehrichtung werden andere RS¹ verwendet. Es gibt zwar bereits funktionierende PTFE-MD mit RS für beide Drehrichtungen der Welle², allerdings sind diese noch im Erforschungsstadium und weisen Optimierungspotenziale auf.

Trotz des hohen potenziellen Nutzens für Dichtungsanwender durch die Verfügbarkeit von optimierten PTFE-MD mit RS, insbesondere für beide Drehrichtungen der Welle, gibt es kaum Fortschritte seitens der Dichtungshersteller. Dies liegt im Wesentlichen daran, dass die entsprechenden Funktionsmechanismen nicht hinreichend bekannt sind. Ohne Kenntnis der genauen Funktionsmechanismen ist eine gezielte Optimierung nicht möglich. Daher muss mit hohem experimentellem Aufwand durch „Versuch und Irrtum“ optimiert werden.

1.2 Übergeordnetes Ziel der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es einen Beitrag zum besseren Verständnis der Funktionsweise von PTFE-MD mit RS, insbesondere für beide Drehrichtungen der Welle, zu leisten. Dabei liegt der Schwerpunkt der Arbeit auf der numerischen Untersuchung der Strömungsvorgänge im Dichtspalt und im Bereich der Rückförderstrukturen. Durch ein besseres Verständnis der Funktionsweise von PTFE-MD mit RS ist eine effektivere Optimierung möglich, wodurch insbesondere der experimentelle Aufwand bei der Weiterentwicklung von PTFE-MD reduziert werden kann.

¹ z. B. Dreieck- und Stegprofile [47]

² z. B. [24], [47], [50]

2 Grundlagen und Grundbegriffe

Im vorliegenden Kapitel sind wichtige Grundlagen und Grundbegriffe der Dichtungstechnik aufgeführt. Zusätzlich wird die Bedeutung und die Anwendung von PTFE in der Dichtungstechnik diskutiert.

2.1 Grundbegriffe der Dichtungstechnik

An dieser Stelle werden wichtige Grundbegriffe der Dichtungstechnik erläutert, um Missverständnisse bei den Ausführungen in den nachfolgenden Kapiteln auszuschließen³.

Die Hauptaufgabe einer Dichtung ist den Stoffaustausch zwischen zwei getrennten Räumen auf ein zulässiges Ausmaß zu begrenzen. Die beiden Räume weisen dabei einen gemeinsamen Grenzbereich auf, wobei auch Relativbewegungen im Grenzbereich auftreten können.

Den Stoffaustausch zwischen zwei gegeneinander abzudichtenden Räumen komplett zu unterbinden ist technisch meist nur mit großem Aufwand realisierbar. Zum Beispiel können Gasmoleküle selbst durch kleinste Spalte und Poren ausströmen sowie durch Festkörper hindurch diffundieren. Daher bedeutet technische Dichtheit lediglich die Begrenzung des Stoffaustausches auf ein zulässiges Ausmaß. Unter Leckage ist der Übertritt eines abzudichtenden Stoffes von einem Raum in einen anderen zu verstehen. Die dabei auftretende Leckagemenge kann zulässig oder unzulässig sein. Ein Dichtsystem mit zulässiger Leckage wird in der Regel als „dicht“ bezeichnet. Es ist also eine Frage der Definition was mit Leckage bzw. Dichtheit gemeint ist.

Dichtungen können statische und dynamische Dichtstellen aufweisen. Dabei werden dynamische Dichtstellen im Stillstand zu statischen Dichtstellen. Zusätzlich kann nach berührenden und berührungsfreien Dichtstellen unterschieden werden. In der Regel sind neben dem Dichtelement die Auflage- bzw. Gegenauflfläche(n), das abzudichtende Medium und die Betriebs- bzw. Umgebungsbedingungen für die Funktion des gesamten Dichtsystems von Bedeutung. Bei dynamischen Dichtungen ist dieser Systemcharakter besonders stark ausgeprägt. Daher müssen dynamische Dichtungen stets als tribologische Systeme betrachtet werden. Dynamische Dichtungen werden hinsichtlich der Bewegungsart meist in rotatorische und translatorische Dichtsysteme unterteilt, wobei es auch Mischformen gibt. Bei den in dieser Arbeit untersuchten PTFE-MD handelt es sich um berührende, rotatorische Dichtsysteme für die radiale Abdichtung von Wellendurchtrittstellen.

³ Inhalt von Kap. 2.1 in Anlehnung an: [11], [12], [13], [14]

2.2 PTFE in der Dichtungstechnik

Durch die ständig steigenden Anforderungen an Dichtsysteme werden Hochleistungswerkstoffe benötigt. Ein solcher Hochleistungswerkstoff ist PTFE (Polytetrafluorethylen) und wird wegen seiner herausragenden Eigenschaften immer häufiger in der Dichtungstechnik eingesetzt. PTFE ist ein teilkristallines, thermoplastisches Polymer mit den nachfolgenden positiven Eigenschaften für dichtungstechnische Anwendungen⁴.

- nahezu universelle chemische Beständigkeit⁵
- Beständigkeit gegen Heißwasserdampf⁶
- keine Wasseraufnahme bzw. kein Quellen in Wasser
- großer thermischer Dauereinsatzbereich, -270°C bis 260°C (Schmelztemperatur⁷ ca. 327°C)
- nicht brennbar⁸
- geringe Reibwerte auf den meisten dichtungstechnisch relevanten Gegenlauf-
flächen
- kein Stick-Slip-Effekt⁹
- gute Notlaufeigenschaften, da trockenlauffähig
- Lebensmitteltauglichkeit und physiologische Unbedenklichkeit
- Licht- und Witterungsbeständigkeit
- hohes elektrisches Isoliervermögen

Die obigen Eigenschaften ermöglichen einen weiten Einsatzbereich für PTFE-Dichtelemente. Allerdings weist PTFE auch die folgenden dichtungstechnisch ungünstigen Eigenschaften auf.

- relativ hoher Verschleiß
- geringe Druckfestigkeit
- ausgeprägte Kriech- und Relaxationseffekte
- Spritzgießen nicht möglich, da sehr zähe Schmelze
- Kleben nur nach Vorbehandlung möglich
- Unbeständigkeit gegenüber ionisierender Strahlung¹⁰

⁴ Die Aussagen zu den Eigenschaften von PTFE und PTFE-Compounds in Kap. 2.2 beruhen auf folgenden Quellen: [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10]

⁵ Ausnahmen: Fluor, Chlortrifluorid, Alkalimetallschmelzen und Alkalimetalllösungen in flüssigem Ammoniak

⁶ problemloses Sterilisieren möglich

⁷ PTFE schmilzt zu einem hochviskosen Gel.

⁸ Oberhalb von 400 °C zersetzt sich PTFE unter Entstehung von giftigen Gasen. Bereits ab der Schmelztemperatur von ca. 327 °C treten für Menschen giftige Dämpfe auf. Das Einatmen dieser Dämpfe kann zum sogenannten Polymerfieber und bei großen Mengen sogar zum Tod führen. Vögel reagieren deutlich empfindlicher als Menschen auf Dämpfe, die beim Erhitzen von PTFE entstehen. Bereits ab einer Temperatur von ca. 200 °C können für Vögel lebensgefährliche Konzentrationen von PTFE-Dämpfen entstehen, z. B. durch Überhitzen einer mit PTFE beschichteten Bratpfanne. [9], [10]

⁹ auch als „Haftgleiteffekt“ oder „Ruckgleiten“ bezeichnet

¹⁰ relevant für z. B. Kernkraftwerke, Weltraumanwendungen, usw.

Insbesondere wegen der relativ geringen Verschleiß- und Druckfestigkeit ist reines PTFE für viele Anwendungen in der Dichtungstechnik schlecht geeignet. Allerdings können die Materialeigenschaften von reinem PTFE durch Beimischen von Füllstoffen gezielt verbessert werden, sodass die unerwünschten Eigenschaften weitgehend beseitigt werden können. Gefülltes PTFE wird als PTFE-Compound bezeichnet. In Tabelle 2.1 ist eine Auswahl häufig verwendeter Füllstoffe und ihr Einfluss auf die Eigenschaften des PTFE-Compounds aufgeführt. In der Regel werden durch Füllstoffe die Gleiteigenschaften, die Verschleißeigenschaften, die Druckfestigkeit sowie die Kriechneigung positiv beeinflusst. Auch Kombinationen von mehreren Füllstoffen sind möglich.

Tabelle 2.1: ausgewählte Füllstoffe für PTFE-Compounds

Füllstoff	Eigenschaften	Füllstoffanteil an der Masse	Einsatzgrenzen, Bemerkungen
Glasfasern	<ul style="list-style-type: none"> hohe Druck und Verschleißfestigkeit gute Wärmeleitfähigkeit sehr gute chemische Beständigkeit gute dielektrische Eigenschaften 	bis 40%	nicht alkalien- und säurebeständig, beständig gegen organische Lösemittel
Kohlenstofffasern	<ul style="list-style-type: none"> sehr geringe Deformation unter Last gute Verschleißbeständigkeit, auch in Wasser höhere Wärmeleitfähigkeit und geringere Wärmeausdehnung als Glasfasern hervorragende chemische Beständigkeit 	bis 25%	Kohlefasern sind chemisch inert
Kohlenstoff (Pulver)	<ul style="list-style-type: none"> hohe Druckfestigkeit und Härte gute Gleit- und Verschleißseigenschaften gute Wärmeleitfähigkeit gute chemische Beständigkeit niedriger Durchgangs- und Oberflächenwiderstand elektrisch leitend 	bis 35%, auch in Kombination mit Grafit	Compound evtl. spröde, Füllstoff kann durch oxidierende Medien angegriffen werden
Grafit	<ul style="list-style-type: none"> gute Gleiteigenschaften keine statische Aufladung gute Wärmeleitfähigkeit sehr gute chemische Beständigkeit 	bis 15%, auch in Kombination mit Glas oder Kohle	hoher Abrieb bei harten Gegenauflflächen, wird von stark oxidierenden Medien angegriffen
Molybdändisulfid (MoS₂)	<ul style="list-style-type: none"> gute Gleit- und Verschleißseigenschaften gute Trockenlaufeigenschaften, insbesondere in Kombination mit Bronze 	bis 10%, auch in Kombination mit Glas oder Bronze	unbeständig gegenüber heißer konzentrierter Schwefelsäure
Bronze	<ul style="list-style-type: none"> gute Gleit- und Verschleißseigenschaften gute Wärmeleitfähigkeit geringer Kaltfluss geringe chemische Beständigkeit hohe Druckfestigkeit 	bis 60%, auch in Kombination mit MoS ₂	geringe chemische Beständigkeit, Angriff z. B. durch Säuren und Wasser möglich
Thermoplaste	<ul style="list-style-type: none"> sehr gute Gleit- und Verschleißseigenschaften realisierbar teilweise gute chemische Beständigkeit teilweise hohe Druckfestigkeit gute Eignung für weiche Gegenlaufpartner, da nicht abrasiv wirkend 	bis 20%	alle positiven Eigenschaften stark abhängig vom jeweiligen Thermoplast und i. d. R. nicht gleichzeitig realisierbar

Bauteile aus PTFE können in der Regel nicht im für Thermoplaste üblichen Spritzgussprozess hergestellt werden, da die Schmelze von PTFE eine sehr hohe Viskosität aufweist¹¹. Am Anfang des Herstellungsprozesses von Dichtelementen liegt PTFE als Pulver oder Granulat vor. Nach dem Beimischen von Füllstoffen erfolgt die Formgebung in der Regel durch Sintern. Die gesinterten Elemente können entweder bereits die endgültige Geometrie darstellen oder als Rohlinge für die weitere Bearbeitung dienen. Meist wird die Dichtlippe von PTFE-MD durch spanende Verfahren¹², durch Schneiden bzw. Trennen¹³ oder durch Prägen¹⁴ hergestellt.

Die Begriffe „PTFE“ und „PTFE-Compounds“ stellen in der Dichtungstechnik häufig Synonyme dar¹⁵. Daher wird „PTFE“ nachfolgend oftmals als Sammelbegriff sowohl für reines PTFE als auch für PTFE-Compounds verwendet. Ist aus dem Zusammenhang nicht ersichtlich, dass PTFE ohne Beimischung von Füllstoffen gemeint ist, wird explizit darauf hingewiesen.

¹¹ Einige Dichtungshersteller bieten modifizierte PTFE-Werkstoffe an, welche thermoplastisch verarbeitet werden können. Diese Werkstoffe haben in der Regel eine etwas geringere thermische und mechanische Widerstandsfähigkeit als herkömmliches PTFE. Zum Beispiel wird ein solcher Werkstoff unter dem Handelsnamen „Moldflon“ von der Fa. ElringKlinger angeboten [6].

¹² z. B. Abstechen von dünnen Scheiben von einem zylindrischen Rohling oder Herstellung der gewünschten Dichtungsprofile als Drehteile

¹³ Schneiden bzw. Trennen mit einer Klinge ohne Spanabtrag

¹⁴ Beim Prägen wird die gewünschte Bauteilgeometrie aus dem gesinterten PTFE-Rohling unter Druck und thermischer Einwirkung in einer Prägeform hergestellt. (vgl. z. B. [45], [52])

¹⁵ z. B. ist mit „PTFE-MD“ meist eine Manschettendichtung aus einem PTFE-Compound gemeint

3 Stand der Forschung und Technik

Im Folgenden wird der Stand der Forschung und Technik im Bezug auf PTFE-MD analysiert.

3.1 Funktionsmechanismen von PTFE-Manschettendichtungen (PTFE-MD)

Als eine der häufigsten Bauformen von Wellendichtungen aus PTFE hat sich in der Praxis die Manschettendichtung bewährt [3], [11]. Bei PTFE-MD handelt es sich um dynamische, berührende Dichtsysteme. In Bild 3.1 ist beispielhaft eine PTFE-MD ohne RS im montierten Zustand dargestellt. Im Lieferzustand stellt die Dichtlippe einer PTFE-MD entweder eine ebene Scheibe dar oder ist konisch vorgeformt, um die Montage zu erleichtern. Bei der Montage einer PTFE-MD wird die Dichtlippe auf den Nenndurchmesser geweitet und legt sich an die Welle an. Der gekrümmte Verlauf der Dichtlippe im montierten Zustand wird auch als „Biegelinie“ bezeichnet. Dabei ist der Begriff „Manschettendichtung“ auf die Form der Dichtlippe zurückzuführen.

Die dynamische Dichtfunktion wird im Kontaktbereich zwischen Dichtlippe und Welle realisiert. Zusätzlich ist eine statische Dichtstelle zum Gehäuse vorhanden¹⁶. Durch Schleppdruck an den Rauheiten im Kontaktbereich zwischen PTFE-MD und Welle entsteht im dynamischen Betrieb ein hydrodynamischer Dichtspalt¹⁷. Durch die Ausbildung eines fluidgefüllten, hydrodynamischen Dichtspalts werden die Kontaktflächen von PTFE-MD und Welle zumindest teilweise voneinander getrennt, was zu geringerem Verschleiß führt. Die Zusammenhänge bei der Ausbildung von hydrodynamischen Dichtspalten sowie die strömungsmechanischen Grundlagen hierzu sind in [11] - [14] ausführlich dargelegt.

In den letzten Jahrzehnten sind die Funktionsmechanismen von Elastomer-RWDR umfassend erforscht worden. Bei RWDR aus Elastomeren bildet sich, nach kurzer Einlaufphase auf der Welle, selbständig ein dynamischer Rückfördermechanismus¹⁸ aus. Darauf ist, trotz des fluidgefüllten Dichtspalts, ihre gute dynamische Dichtheit

¹⁶ Abhängig von der Bauform der jeweiligen PTFE-MD gibt es unterschiedliche Varianten der statischen Nebenabdichtung.

¹⁷ Voraussetzung hierfür ist ein ausreichendes Schmierstoffangebot im Dichtspalt. Bei Dichtelementen aus Polymeren wird der hydrodynamische Dichtspalt auch als „weicher elastohydrodynamischer Dichtspalt“ bezeichnet, um der relativ hohen Verformbarkeit des Dichtkörpers Rechnung zu tragen.

¹⁸ Ausgetretene Leckage wird von der Luftseite auf die Ölseite zurückgefördert. Auf der Luftseite anstehendes Fluid wird auf die Ölseite gefördert, aber nicht umgekehrt. Der dynamische Fördereffekt von Elastomer-RWDR wird auch als „aktiver“ oder „selbständiger“ Fördermechanismus bezeichnet.

zurückzuführen [11]. Nach aktuellem Stand der Forschung sind 3 Hypothesen für den dynamischen Rückfördermechanismus bekannt:

- Verzerrungshypothese [15], [16], [17]
- Seitenstromhypothese [18]
- Wischkantenhypothese [19], [20]

Eine zusammenfassende Beschreibung dieser Mechanismen ist in [11] - [14] aufgeführt.

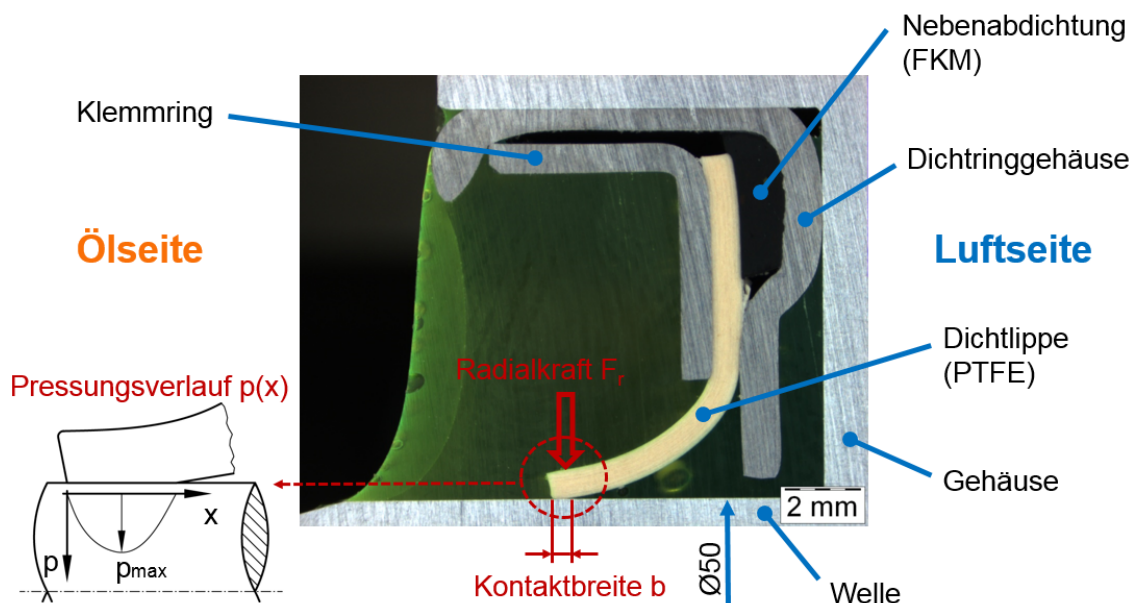


Bild 3.1: Beispiel für eine PTFE-MD ohne Rückförderstrukturen (Schnitt durch einen Harzeinguss)

Aufgrund der hervorragenden Verformbarkeit von Elastomeren¹⁹, kann sich die Dichtlippe im statischen Zustand gut an die Welle und ihre Oberflächenrauheiten anschmiegen und damit nahezu alle möglichen Leckagekanäle verschließen. Hierauf ist die gute statische Dichtheit von Elastomer-RWDR zurückzuführen [11].

Für die Themenstellung der vorliegenden Arbeit ist von Interesse, inwieweit die obigen Funktionsmechanismen auf PTFE-MD übertragbar sind. Wegen der deutlichen Unterschiede in den Werkstoffeigenschaften von Elastomeren und PTFE-Compounds, können obige Funktionsmechanismen nicht ohne Weiteres auf PTFE-Wellendichtungen²⁰ übertragen werden. Besonders deutlich zeigt dies der misslungene Versuch von Sekulich [21] die Geometrie eines Elastomer-RWDR auf eine PTFE-Wellendichtung zu übertragen. Eine PTFE-Wellendichtung mit der typischen Geometrie eines Elastomer-RWDR ist undicht, da sie keinen dynamischen Rückfördermechanismus ausbildet. Dies beweist, dass es unzulässig ist an Elastomer-

¹⁹ typische Werte für E-Modul von Elastomeren (70 Shore A): 7 bis 10 MPa

²⁰ Mit dem Begriff „PTFE-Wellendichtungen“ sind beliebige Wellendichtungen aus PTFE gemeint. Der Begriff schließt somit auch PTFE-MD mit ein.

RWDR abgeleitete dynamische Funktionsmechanismen auf PTFE-Wellendichtungen im Allgemeinen und damit auch auf PTFE-MD im Speziellen zu übertragen.

Auch der statische Funktionsmechanismus von Elastomer-RWDR ist nicht direkt auf PTFE-Wellendichtungen übertragbar. Durch die relativ hohe Steifigkeit²¹ von PTFE und die aus der PTFE-Grundmatrix herausragenden Füllstoffe, können in der Regel nicht alle Leckagekanäle verschlossen werden, was zur statischen Leckage beim Einsatz von PTFE-Wellendichtungen führen kann.

3.1.1 PTFE-MD ohne Rückförderstrukturen (RS)

Die einfachste Bauform von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds stellt die PTFE-MD ohne RS dar, Bild 3.1. Eine PTFE-MD ohne RS ist dynamisch nicht zuverlässig dicht [22] - [26]. Dies bestätigt die obige Aussage, dass PTFE-Wellendichtungen ohne RS, im Gegensatz zu Elastomer-RWDR, keinen dynamischen Rückfördermechanismus besitzen. Zudem wurden am Institut für Maschinenelemente im Rahmen von verschiedenen Forschungsprojekten und Industriekooperationen zahlreiche selbst hergestellte und aus Herstellerkatalogen bezogene PTFE-MD ohne RS untersucht²². Dabei konnte keine zuverlässige statische und dynamische Dichtheit festgestellt werden. In der Regel trat Leckage auf, wobei die Leckagemenge auch bei baugleichen Dichtungen zum Teil starken Schwankungen unterworfen war. Dies ist für viele Anwendungen nicht akzeptabel und schränkt somit den Einsatzbereich von PTFE-MD ohne RS stark ein.

Aufgrund ihrer mikro- und makroskopischen Oberflächenstrukturen kann auch die Welle einen dynamischen Fördermechanismus²³ besitzen [27] - [30]. Wobei nach Baitinger [29] die Förderwirkung der Welle im Normalfall relativ gering im Vergleich zur Förderung eines Elastomer-RWDR ist. Da PTFE-MD ohne RS keinen dynamischen Rückfördermechanismus besitzen, kann auch ein geringer Förderwert der Welle zu Leckage führen bzw. die Leckagemenge erhöhen. Bei entsprechender Förderrichtung²⁴ kann die Förderwirkung der Welle auch zur Erhöhung der Dichtsicherheit beitragen. Allerdings kann dies zum Trockenlauf der Dichtung und somit zu einem erhöhten Verschleiß führen. Daher ist insbesondere bei der Verwendung von PTFE-MD ohne RS der Einsatz von förderneutralen²⁵ Wellen zu empfehlen.

Fazit: Nach aktuellem Stand der Forschung und Technik haben PTFE-MD ohne RS keinen Rückfördermechanismus und sind deshalb dynamisch nicht zuverlässig dicht. Aufgrund der Werkstoffeigenschaften von PTFE-Compounds ist eine verlässliche statische Dichtheit problematisch.

²¹ im Vergleich zu Elastomeren; typische Werte für E-Modul von reinem PTFE: 500 bis 1000 MPa

²² Hierbei handelt es sich um unveröffentlichte Untersuchungsergebnisse.

²³ auch „Drall“ genannt

²⁴ von der Luft auf die Ölseite

²⁵ auch „drallfrei“ genannt

3.1.2 PTFE-MD mit Spiralrille

Um die dynamische Leckage von PTFE-MD ohne RS zu verhindern, kann eine Spiralrille in die Dichtlippe eingeschnitten oder geprägt werden. Die Spiralrille stellt dabei eine RS dar, die nur in eine Drehrichtung der Welle eingesetzt werden kann. In die entgegengesetzte Drehrichtung fördert die Spiralrille das abdichtende Fluid in die Umgebung heraus. In Bild 3.2 ist ein Beispiel für die Bauform einer PTFE-MD mit Spiralrille dargestellt.

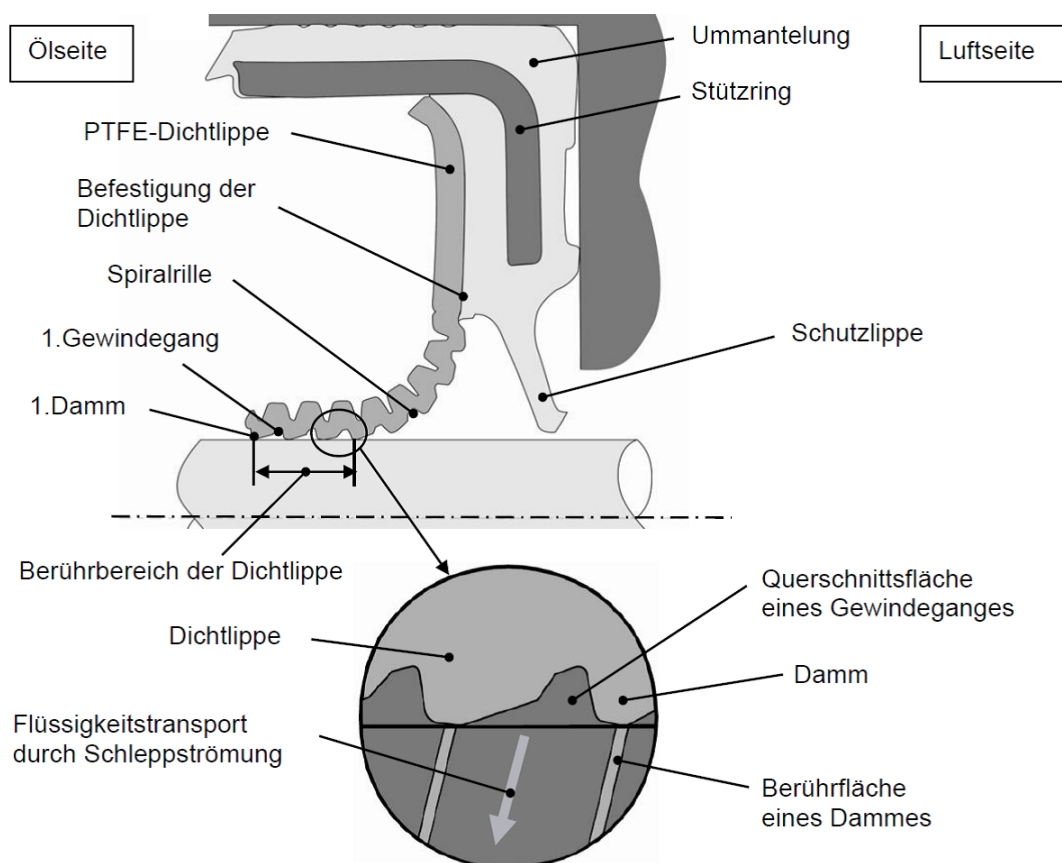


Bild 3.2: Beispiel für eine PTFE-MD mit Spiralrille [3]

Die Fähigkeit einer PTFE-MD mit eingeschnittener Spiralrille Leckage zurückzuhalten wurde erstmals von Britz [31] nachgewiesen. Britz stellte fest, dass PTFE-MD mit Spiralrille dynamisch auch gegen Druck abdichten. Dabei gilt: Je höher die Drehzahl, desto höher die Förderwirkung der Spiralrille und damit der leckagefrei abdichtbare Druck.

Jenisch [32] untersuchte vier zur Zeit seiner Arbeit am Institut für Maschinenelemente auf dem Markt erhältliche PTFE-MD mit Spiralrille. Durch seine Untersuchungen machte er als Fördermechanismus die Schleppestromung in der Spiralrille aus. Das Funktionsprinzip ähnelt dem einer Gewindewellendichtung [14] oder dem einer Förderschnecke in einem Extruder.

Fritsche [33] entwickelte ein analytisches Berechnungsverfahren für den Förderwert einer Spiralrille. Die Ergebnisse stellten eine gute Näherung zu den experimentell ermittelten Förderwerten dar. Pohl [34] und Bauer [3] versuchten den Förderwert einer Spiralrille durch Strömungssimulationen zu bestimmen. Die berechneten Förderwerte waren jedoch deutlich höher als die experimentell ermittelten. Die Hauptursache für die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment bei den Untersuchungen von Bauer lag wahrscheinlich bei der Vernachlässigung des Dichtstegs in den Simulationsmodellen. Der Dichtsteg versperrt einen großen Teil des Spiralrillenquerschnitts, was zu einer starken Drosselwirkung führt. In der Arbeit von Pohl ist nicht angegeben, ob die untersuchten PTFE-MD Dichtstege in der Spiralrille aufwiesen oder nicht.

Bauer [3] analysierte umfassend die Funktionsweise von verschiedenen 2003 – 2006 auf dem Markt erhältlichen PTFE-MD mit Spiralrille. Alle untersuchten PTFE-MD waren in eine Drehrichtung dynamisch dicht, wiesen allerdings alle statische Leckage auf. Bauer konnte durch visuelle Beobachtung der Strömung im Kontaktbereich mit der Welle nachweisen, dass die statische Leckage durch Kapillarkräfte in der Spiralrille und unter den Dämmen hervorgerufen wird. Durch einen „Verschlussring“ zwischen Spirale und Ölseite²⁶, konnte er die statische Dichtheit an Prototypen deutlich verbessern. Zudem konnte Bauer durch Vor- und Aufsätze auf der Dichtlippe ihre Anlage an der Welle optimieren und damit den von Kletschkowski [35] beschriebenen „Glockenmälcheneffekt“²⁷ unterbinden.

Haiser [36] beschäftigte sich mit dem tribologischen Verhalten von PTFE-Compounds auf verschiedenen Gegenauflflächen. Er fand heraus, dass PTFE-Compounds mit harten Füllstoffen²⁸ sowohl im Neuzustand als auch nach Verschleiß relativ raue Oberflächen aufweisen. Wobei nach den Verschleißversuchen eine Erhöhung des Füllstoffanteils an der Oberfläche und eine Abnahme der Rauheit festgestellt werden konnte. Aus den Untersuchungen von Haiser können folgende Schlussfolgerungen abgeleitet werden.

- Die Rauheiten an der Oberfläche von PTFE-Compounds werden hauptsächlich von den relativ harten und verschleißfesten Füllstoffen gebildet. Im Neuzustand stehen die Füllstoffe aus der PTFE-Grundmatrix hervor. Im Betrieb verschleißt die relativ weiche PTFE-Grundmatrix schneller als die Füllstoffe. Aus diesem Grund steigt der Anteil der Füllstoffe an der Oberfläche mit fortschreitendem Verschleiß an. Die verschleißbedingte Abnahme der Rauheit ist auf die Einebnung der Oberfläche zurückzuführen.
- Wellendichtungen aus PTFE-Compounds liegen in der Regel nur mit ihren Füllstoffen auf der Gegenauflfläche auf. Die freien Räume zwischen den rauen Oberflächen der Welle und des PTFE-Compounds bilden dabei mikroskopi-

²⁶ Ein solcher „Verschlussring“ wird hier als „geschlossener Ring“ bezeichnet. Ein geschlossener Ring wird zur Verbesserung der statischen Dichtheit auch bei PTFE-MD mit RS für beide Wellendrehrichtungen eingesetzt.

²⁷ Beim sog. „Glockenmälcheneffekt“ hebt die Dichtlippe aufgrund von internen Spannungen, verursacht durch die Deformation während dem Montagevorgang, im vorderen Bereich von der Welle ab.

²⁸ z. B. Glasfasern und Kohle (siehe auch Tabelle 2.1)

sche Leckagekanäle. Dies stellt ein Problem für die statische Dichtheit von allen Wellendichtungen aus PTFE-Compounds dar²⁹. Da es sich um mikroskopische Kanäle handelt, muss auch der Einfluss von Grenzflächeneffekten betrachtet werden. So kann nach Bauer [3] die statische Leckage durch ausreichend „steile“ Übergänge am Dichtspalt mit Hilfe der Oberflächenspannung verhindert werden.

Fazit: Nach aktuellem Stand der Forschung und Technik sind PTFE-MD mit Spiralrinne in eine Drehrichtung dynamisch zuverlässig dicht. Der zugehörige dynamische Funktionsmechanismus ist auf die Schleppströmung in der Spiralrinne zurückzuführen und ähnelt einer Gewindewellendichtung.

Durch einen umlaufend geschlossenen Ring auf der Dichtlippe kann die statische Dichtheit deutlich verbessert werden. Vollständige statische Dichtheit konnte bislang nicht erreicht werden. Für die statische Dichtheit spielen die Oberflächenbeschaffenheit von Welle und PTFE-Compound sowie Grenzflächeneffekte eine wichtige Rolle.

3.1.3 PTFE-MD mit RS für beide Wellendrehrichtungen

Ein wesentlicher Nachteil der Spiralrinne als RS ist die Beschränkung auf eine Drehrichtung der Welle. Damit ist der mögliche Einsatzbereich im Fahrzeug-, Maschinen- und Anlagenbau entsprechend eingeschränkt. Aus diesem Grund wurden PTFE-MD mit RS für beide Drehrichtungen der Welle³⁰ entwickelt, Bild 3.3.

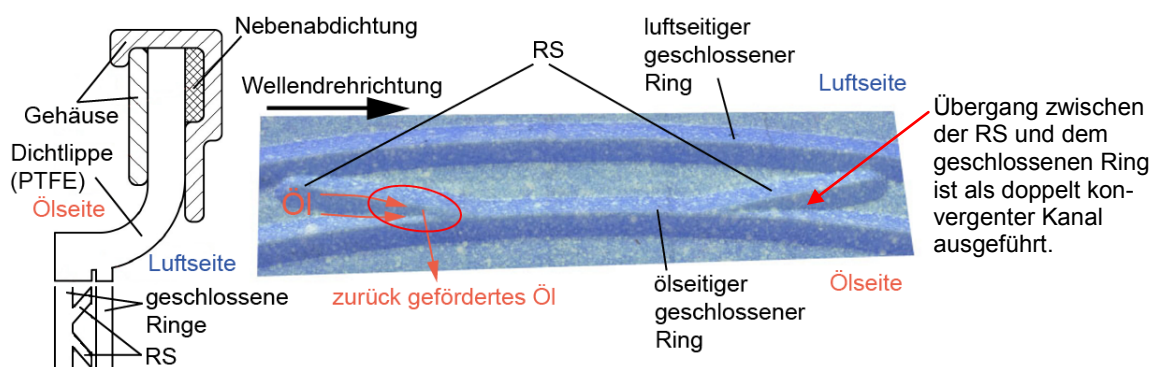


Bild 3.3: Querschnitt einer PTFE-MD mit bidirektionalen RS (links) und 3D-Laser-mikroskopaufnahme einer RS (rechts); Darstellung in Anlehnung an [50]

²⁹ Durch die verschleißbedingte Abnahme der Rauheit kann sich die statische Dichtheit verbessern.

³⁰ RS bei PTFE-MD für beide Drehrichtungen der Welle werden auch als „beidseitige“, „bidirektionale“ oder „doppelt wirkende“ RS bezeichnet. Es gibt aber auch Bauformen von Elastomer-RWDR mit RS zur Verstärkung der dynamischen Förderwirkung. Bei Elastomer-RWDR sind die Bezeichnungen „Dichthilfen“ oder „Drall“ für RS üblich. Dabei werden RS für beide Drehrichtungen als „Wechseldrall“ und für eine Drehrichtung als „Einfachdrall“ bzw. „Linksdrall“ sowie „Rechtsdrall“ bezeichnet. Die prinzipiellen Funktionsmechanismen von Elastomer-RWDR mit Drall sind in [11] - [14] beschrieben. Allerdings sind sie nicht direkt auf PTFE-MD mit RS übertragbar. Gründe hierfür sind die Unterschiede im Materialverhalten und der Dichtlippengeometrie zwischen PTFE-MD und Elastomer-RWDR. Ein weiterer Grund ist die Abwesenheit eines dynamischen Rückfördermechanismus bei PTFE-MD ohne RS.

Die ersten Ideen von bidirektionalen RS für PTFE-MD sind in Patentschriften dokumentiert [37] - [39]. Es werden eingeschnittene oder eingeprägte bogenförmige RS für eine PTFE-MD beschrieben. Diese RS sollen Leckage auffangen und in den abzudichtenden Raum zurückfördern. Eine genaue Erläuterung der Funktionsmechanismen fehlt allerdings.

Hoffmann [24] untersuchte PTFE-MD mit selbst hergestellten, bidirektionalen RS. Dabei prägte er unterschiedliche dreieck- und bogenförmige Strukturen in PTFE-Dichtlippen. Hoffmann stellte auch erste Hypothesen zu den Fördermechanismen von bidirektionalen RS auf. Nach Hoffmann lautet das Grundprinzip zur Funktionsweise einer bidirektionalen RS: „sammeln der Flüssigkeit und durch Schleppdruck zurückfördern“. Wie bei einer PTFE-MD mit Spiralrille ist die treibende Kraft dabei die Schleppwirkung der Welle. Der durch die RS aufgebaute Schleppdruck muss nach Hoffmann ausreichend hoch sein, um die lokale Pressung der Dichtlippe zu überwinden und damit eine Rückförderung zu ermöglichen. Allerdings konnte Hoffmann mit seinen Hypothesen zu den Fördermechanismen die unzureichende dynamische Dichtheit seiner PTFE-MD mit bidirektionalen RS nicht erklären.

Auch aktuelle Patente³¹ befassen sich mit bidirektionalen RS für PTFE-MD. Die Grundidee ist meist die Verwendung von bogenförmigen, teilweise sehr komplex geformten Strukturen auf der Dichtlippe. Das Hauptaugenmerk der Patente liegt in der Regel auf der Geometrie der vorgestellten RS. Der Funktionsmechanismus wird aber unzureichend erläutert³². Auch werden keine Nachweise zur Funktionsfähigkeit der vorgestellten RS dargelegt.

Obwohl die meisten Patente zu PTFE-MD mit bidirektionalen RS von Dichtungsherstellern gehalten werden, gibt es bislang keine solchen Dichtungen auf dem Markt. Die Dichtungshersteller schaffen es offenbar nicht die Ideen aus den Patenten in zuverlässig funktionierende Dichtungen umzusetzen. Der Grund hierfür ist mangelnde Kenntnis der Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit bidirektionalen RS.

Am Institut für Maschinenelemente wurde 2012 das DFG-Projekt HA 2251/20-1 [42] abgeschlossen³³. Ziel war die Entwicklung und Analyse von drehrichtungsunabhängigen, zuverlässig funktionierenden RS für PTFE-MD. Es wurde ein Dichtungsdesign entwickelt, das statisch und dynamisch in beide Drehrichtungen der Welle eine gute Dichtheit aufweist³⁴, Bild 3.3. Aus den durchgeführten experimentellen und theoretischen Analysen zur Funktionsweise können die nachfolgend aufgeführten Erkenntnisse abgeleitet werden.

- Für eine gute statische Abdichtung muss ein erhabener, durchgehend geschlossener Ring mit steilen Flanken³⁵ zur Luftseite hin verwendet werden.

³¹ z. B. [40], [41]

³² Die Beschreibung der Funktionsweise ist in einem Patent selbstverständlich enthalten. Allerdings gehen die Beschreibungen nicht über das von Hoffmann [24] dargelegte Grundprinzip zur Funktionsweise einer bidirektionalen RS hinaus.

³³ Die vorliegende Arbeit basiert teilweise auf den Erkenntnissen aus diesem Forschungsvorhaben.

³⁴ Die Forschungsergebnisse aus dem DFG-Projekt HA 2251/20-1 [42] wurden zum Teil in [43] - [52] veröffentlicht und fließen auch in die vorliegende Arbeit ein.

³⁵ steiler Übergang am Dichtspalt

Zwar wird der Dichtspalt aufgrund von Kapillarkräften stets mit Öl gefüllt, bei ausreichend steilen Flanken kann das Öl aber durch seine Oberflächenspannung am Austritt aus dem Dichtspalt gehindert oder zumindest der Ölaustritt verzögert werden.

- Für eine gute dynamische Dichtheit muss auf die korrekte Gestaltung des Übergangs einer RS in den geschlossenen Ring geachtet werden. Eine gute Förderwirkung wird mit einem als doppelt konvergenter Kanal ausgeführten Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring erreicht, Bild 3.3. Dabei dient die Konvergenz zum geschlossenen Ring dem effizienten Auffangen und Umlenken von Leckage. Die Konvergenz zur Welle erhöht den Schleppdruckaufbau am geschlossenen Ring. Dadurch kann der geschlossene Ring lokal angehoben und die Leckage zurückgefordert werden. Die Grundgeometrie der RS (z. B. Dreieck, Bogen, gerader Steg, usw.) hat nur einen untergeordneten Einfluss auf die dynamische Funktionsfähigkeit. Viel wichtiger ist die richtige Gestaltung des Übergangs der RS in den geschlossenen Ring³⁶.

Der zusätzliche, luftseitige geschlossene Ring in Bild 3.3 verbessert die statische und dynamische Dichtsicherheit, hat aber keinen wesentlichen Einfluss auf die oben beschriebene Funktionsweise.

Die in Bild 3.3 dargestellte Bauform einer PTFE-MD mit bidirektionalen RS hat sich in experimentellen Untersuchungen gut bewährt [43] - [52]. Kennzeichnend für diese Bauform sind der erhabene geschlossene Ring und die erhabenen RS. In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich die Bauform nach Bild 3.3 untersucht³⁷. Eine alternative Bauform stellt die PTFE-MD mit in der Dichtlippe versenkten RS dar. Diese Bauform wird in zahlreichen Patenten beschrieben und wurde auch von Hoffmann [24] untersucht. Allerdings gibt es für die Bauform mit versenkten RS keine Veröffentlichungen, die eine zuverlässige Funktion beschreiben.

Da die RS ausgetretene Leckage zurückfördern sollen, müssen sie bezüglich des (ölseitigen) geschlossenen Rings auf der Luftseite der PTFE-MD liegen. RS müssen also in der Lage sein durch den geschlossenen Ring in den abzudichtenden Raum zu fördern. Der geschlossene Ring kann dabei durch Schleppdruck sowohl lokal an den RS (lokale Kanäle) als auch global (hydrodynamischer Dichtspalt) angehoben werden. Wobei hier auch alle Zwischenstufen³⁸ denkbar sind.

Fazit: Die prinzipiellen dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit bidirektionalen RS nach Bild 3.3 sind bekannt. Trotzdem konnte oftmals nicht genau geklärt werden, warum eine bestimmte Bauform dynamisch dicht war und eine ähnliche Bauform nicht. Was genau im Dichtspalt von PTFE-MD passiert ist weitgehend unbekannt. Dabei hat der Dichtspalt großen Einfluss auf nahezu alle relevanten Größen im Dichtsystem³⁹.

³⁶ Eine wissenschaftlich abgesicherte Begründung für die Aussagen zur dynamischen Funktionsweise von PTFE-MD mit bidirektionalen RS ist erst in der vorliegenden Arbeit enthalten.

³⁷ ohne den zusätzlichen, luftseitigen geschlossenen Ring

³⁸ z. B. mehrere sehr breite Kanäle

³⁹ z. B. Reibung, Verschleiß, Temperatur, Förderwirkung bzw. Leckage, usw.

Statische Dichtheit ist, trotz der rauen Oberflächen von Welle und PTFE-Compound, durch Ausnutzung von Grenzflächeneffekten im drucklosen Zustand möglich. Dabei wird das Öl durch Grenzflächenkräfte im bzw. am Dichtspalt gehalten. Bislang ist nur der positive Effekt von steilen Übergängen am Dichtspalt auf die statische Dichtheit von PTFE-MD bekannt. Ausführliche Informationen zum Einfluss der Übergangswinkel sind aber nicht verfügbar. Wie sich andere Einflussgrößen⁴⁰ auf die statische Dichtheit von PTFE-MD auswirken ist weitgehend unbekannt. Für weiterführende Erkenntnisse zu den statischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD sind umfassende wissenschaftliche Untersuchungen, vor allem zum Einfluss von Grenzflächeneffekten, erforderlich⁴¹. Durch einen zusätzlichen geschlossenen Ring nach Bild 3.3 kann die statische Dichtheit verbessert werden.

3.2 Simulation von PTFE-MD

Nachstehend wird der Stand der Forschung und Technik bei der Simulation von PTFE-MD beleuchtet.

3.2.1 Finite-Elemente-Simulation

Um eine optimale Anlage der PTFE-Dichtlippe an der Welle und eine günstige Pressungsverteilung im Kontaktbereich zu erreichen, wird vielfach auf die Finite-Elemente-Simulation⁴² zurückgegriffen. Zum Beispiel ist die korrekte Anlage der RS an der Welle, nach der Montage der PTFE-MD, entscheidend für die einwandfreie Funktion. Hierzu ist entweder ein großer experimenteller Aufwand oder der Einsatz von FE-Simulationswerkzeugen erforderlich.

Für eine ausreichend genaue Modellierung des komplexen Materialverhaltens von PTFE-Compounds werden geeignete Materialmodelle benötigt. Aus den Arbeiten von Pohl [34], Sui [53], Olbrich [54] und Kletschkowski [35] sind Materialmodelle für PTFE-Compounds von unterschiedlicher Komplexität bekannt. In den obigen Arbeiten werden auch Verformungssimulationen an PTFE-MD vorgestellt. Aufbauend auf den Materialmodellen von Olbrich [54] wurde in [52] das Anlageverhalten der Dichtlippe und der Pressungsverlauf im Kontaktbereich an ausgewählten PTFE-MD analysiert.

Sui [53] und Debler [55] beschäftigten sich mit der numerischen Verschleißsimulation bei PTFE-MD. Weber [56] implementierte, auf Grundlage der experimentellen Erkenntnisse von Haiser [36], das Verschleißverhalten von PTFE-Compounds in die FE-Simulation. Daubner [57], [58] stellte einen Multiskalen-Ansatz für die Verschleißsimulation von PTFE-MD vor. Dabei betrachtete er das Werkstoffverhalten von

⁴⁰ z. B. Oberflächenrauheiten von Welle und PTFE-Compound sowie Grenzflächeneffekte bei unterschiedlichen PTFE-Compounds und Ölen

⁴¹ Der Stand der Forschung und Technik zu Grenzflächeneffekten bei PTFE-MD wird in Kap. 3.3 gesondert behandelt.

⁴² abgekürzt „FE-Simulation“

PTFE-Compounds auf mehreren Größenskalen, um die zugrunde liegenden physikalischen Vorgänge besser nachbilden zu können.

3.2.2 Strömungssimulation

Pohl [34] und Bauer [3] haben die Strömung in der Spirallrille von PTFE-MD simuliert⁴³.

Im Rahmen des DFG-Projektes HA 2251/20-1 [42] wurden Strömungssimulationen zur Untersuchung der Funktionsweise von PTFE-MD mit bidirektionalen RS durchgeführt [46], [47]. Die vorliegende Arbeit baut auf diesen Untersuchungen auf und erweitert sie umfassend.

3.2.3 Elastohydrodynamische Simulation

Eine ausreichend genaue messtechnische Erfassung der Vorgänge im Dichtspalt von PTFE-MD ist nach aktuellem Stand der Technik, unter realistischen Betriebsbedingungen, nicht möglich⁴⁴. Daher scheint es zielführend zu sein die Vorgänge im Dichtspalt mit Hilfe numerischer Analysemethoden zu untersuchen.

Für rotatorische PTFE-Dichtsysteme gibt es keine wissenschaftlichen Veröffentlichungen zur elastohydrodynamischen Simulation⁴⁵ der Vorgänge im Dichtspalt. Es gibt Veröffentlichungen zur EHD-Simulation von translatorischen Dichtsystemen, allerdings sind diese nicht aus PTFE-Compounds, sondern meist aus Elastomeren⁴⁶. Die Erkenntnisse aus diesen Arbeiten sind nicht auf rotatorische Dichtsysteme übertragbar, da bei translatorischen Dichtsystemen der elastohydrodynamische Dichtspalt durch die Schleppströmung in einen sich verengenden Ringspalt entsteht, Bild 3.4 links. Hierfür ist die Berücksichtigung der Oberflächenrauheiten nicht erforderlich. Daher werden Oberflächenrauheiten bei der Simulation von translatorischen Dichtsystemen bislang in der Regel vernachlässigt. Bei rotatorischen Dichtsystemen entsteht der elastohydrodynamische Dichtspalt durch Schleppdruck an den Rauheiten der Welle und der Dichtung, Bild 3.4 rechts. Hier müssen die Oberflächenrauheiten in der Simulation berücksichtigt werden⁴⁷, da sich ansonsten kein hydrodynamischer Dichtspalt ausbilden kann. Dieser Sachverhalt erschwert die EHD-Simulation von rotatorischen Dichtsystemen erheblich.

Es gibt allerdings Literatur zur EHD-Simulation von Elastomer-RWDR. So untersuchten Salant et al. mit unterschiedlichen EHD-Simulationsmodellen den Rückfördermechanismus von Elastomer-RWDR [64] - [73]. Insbesondere konnten Salant et al. [64], [65] die Verzerrungshypothese nach Kammüller [17] bestätigen. Hierzu musste die

⁴³ siehe auch Kap. 3.1.2

⁴⁴ Zwar sind aus der Literatur messtechnische Ansätze zur Untersuchung der Vorgänge im Dichtspalt von RWDR aus Elastomeren bekannt (vgl. z. B. [59] und [60]), allerdings sind die Messungen nur unter stark eingeschränkten Betriebsbedingungen möglich. Die Übertragbarkeit dieser messtechnischen Ansätze auf PTFE-MD ist bislang nicht untersucht worden.

⁴⁵ abgekürzt „EHD-Simulation“

⁴⁶ z. B. [61], [62], [63]

⁴⁷ evtl. auch vereinfacht

Oberflächenrauheit des Elastomer-RWDR berücksichtigt werden, da die Verzerungshypothese auf einer Verformung der Oberflächenrauheiten des Elastomer-RWDR beruht. In [68] beschrieben Salant et al. einen Kavitations-Effekt an Rauheiten im Dichtspalt. In Kooperation mit dem Institut für Maschinenelemente wurde von Salant et al. [70] - [73] ein Simulationsmodell entwickelt, das eine Berechnung der Förderwirkung von Oberflächenstrukturen auf der Welle ermöglicht. Die von Salant et al. entwickelten EHD-Simulationsmodelle können im Prinzip auch für die numerische Analyse der Vorgänge im Dichtspalt von PTFE-MD eingesetzt werden. Bei PTFE-MD müssen dabei die Oberflächenrauheit der Welle und des PTFE-Compounds in die Modellierung einfließen, damit der elastohydrodynamische Dichtspalt realitätsnah nachgebildet werden kann.

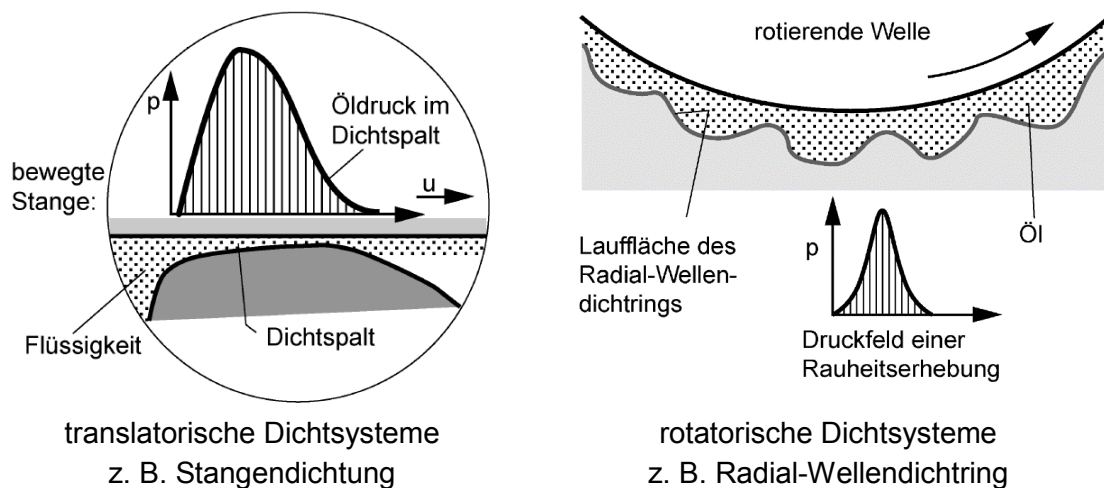


Bild 3.4: Ausbildung des elastohydrodynamischen Dichtspalts [13]

3.3 Grenzflächeneffekte bei PTFE-MD

Grenzflächeneffekte werden durch Kräfte an Phasengrenzen hervorgerufen. Anschauliche Beispiele hierfür sind die Tropfenbildung von Öl auf einer antihaftbeschichteten Pfanne oder der Kapillareffekt in engen Spalten und dünnen Röhren. Da die Grundlagen zu Grenzflächeneffekten aus der physikalischen Chemie und der Thermodynamik hinreichend bekannt sind⁴⁸, wird im Folgenden nur auf die für PTFE-MD relevanten Veröffentlichungen eingegangen.

Bauer [3] untersuchte den Einfluss von Grenzflächeneffekten auf die statische Dichtigkeit von PTFE-MD mit Spiralrille. Dazu beobachtete er an einem am Institut für Maschinenelemente entwickelten Prüfstand die Strömungs- bzw. Benetzungsvorgänge im Kontaktbereich der Dichtung durch eine Glashohlwelle. Für das DFG-Projekt HA

⁴⁸ siehe z. B. [74] - [76]

2251/20-1 [42] wurde dieser Prüfstand ebenso verwendet und hat entscheidend zum Verständnis der statischen und dynamischen Funktionsweise von PTFE-MD mit bidirektionalen RS beigetragen. Die Erkenntnisse aus den obigen Untersuchungen sind in Kap. 3.1 dargelegt.

Klaiber [77] beschäftigte sich mit dem Einfluss von Grenzflächeneffekten auf die Funktion von Elastomer-RWDR. Er fand Korrelationen zwischen dem Kontaktwinkel⁴⁹ bzw. dem von ihm neu eingeführten „Benetzungsfaktor“ von unterschiedlichen Ölen und den dichtungstechnisch relevanten Eigenschaften eines Elastomer-RWDR⁵⁰. Da sich die von Klaiber untersuchten Schmierstoffe auf Stahl relativ schnell ausbreiten, ist eine Kontaktwinkelmessung problematisch. Aus diesem Grund führte Klaiber den Benetzungsfaktor als neue Kenngröße für die Benetzbarkeit von Stahlwellen ein. Der Benetzungsfaktor gibt an, um welchen Faktor sich der Flächeninhalt eines Öltropfens⁵¹ nach einer festgelegten Zeit⁵² verändert. Durch die Einführung des Benetzungsfaktors konnte Klaiber erstmals den Zeiteinfluss von Benetzungsvorgängen auf das Dichtsystem Elastomer-RWDR untersuchen.

Schuler [26] untersuchte umfassend den Zusammenhang zwischen den Benetzungseigenschaften unterschiedlicher Schmierstoffe und den Betriebseigenschaften von Elastomer-RWDR. Dabei konnte er einen deutlichen Einfluss der Schmierstoffe auf die dynamischen Funktionsmechanismen von Elastomer-RWDR nachweisen. Insbesondere zeigte die Benetzungskenngröße Adhäsionsarbeit eine klare Korrelation mit dem Förderwert von Elastomer-RWDR. Die Adhäsionsarbeit beschreibt die in der Benetzung gebundene Energie und damit wie stark ein Schmierstoff an den Oberflächen von Welle bzw. Dichtung haftet⁵³. Zusätzlich zu seinen Untersuchungen an Elastomer-RWDR, untersuchte Schuler den Einfluss der Adhäsionsarbeit auf das Leckageverhalten einer PTFE-MD ohne RS⁵⁴. In etwa eine Verdoppelung der Adhäsionsarbeit resultierte in einer Verdreifachung der Leckagemenge, was einen Einfluss von Grenzflächeneffekten auf die dynamische Funktion von PTFE-MD nahelegt.

Eine weitere von Schuler untersuchte Benetzungskenngröße – die Penetrativität – zeigte tendenzielle Zusammenhänge mit dem Förderwert und dem Verschleiß von Elastomer-RWDR. Die Penetrativität nach Washburn [78] stellt ein Maß für die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schmierstoffen⁵⁵ dar und hat damit eine ähnliche Aussagekraft wie der Benetzungsfaktor nach Klaiber [77]. Die Untersuchungen von Schuler zur Penetrativität ergänzen die Erkenntnisse von Klaiber zum Einfluss des Benetzungsfaktors auf Elastomer-RWDR.

⁴⁹ Der Kontaktwinkel ist eine Kenngröße zur Beschreibung der Benetzbarkeit eines Substrats mit einer Flüssigkeit.

⁵⁰ Reibmoment, Förderwert und Verschleiß

⁵¹ senkrecht von oben betrachtet

⁵² bei konstanter Temperatur

⁵³ z. B. gilt: Je stärker die Anhaftung an der Welle ist, desto besser kann der Schmierstoff mitgeschleppt werden.

⁵⁴ anhand von einer Bauform

⁵⁵ bei konstanter Temperatur

Aus den vorwiegend an Elastomer-RWDR gewonnenen Erkenntnissen von Klaiber [77] und Schuler [26] kann die begründete Annahme abgeleitet werden, dass auch bei PTFE-MD Zusammenhänge zwischen der dynamischen Funktionsweise und Grenzflächenkenngrößen⁵⁶ bestehen.

⁵⁶ z. B. Adhäsionsarbeit und Penetrativität

4 Abgrenzung und detaillierte Zielsetzung der Arbeit

In diesem Kapitel wird die vorliegende Arbeit inhaltlich abgegrenzt und die detaillierte Zielsetzung der Arbeit formuliert.

4.1 Abgrenzung der Arbeit

Aus dem in Kap. 3 vorgestellten Stand der Forschung und Technik werden folgende Wissensdefizite zur Funktionsweise von PTFE-MD deutlich.

- Wegen der rauen Oberfläche von PTFE-Compounds ist die statische Dichtheit von PTFE-MD häufig ein Problem. Anhand der bekannten Untersuchungen zur statischen Dichtheit von PTFE-MD können Grenzflächeneffekte als wichtiger Einflussfaktor ausgemacht werden. Ausführliche Untersuchungen zum Einfluss von Grenzflächeneffekten auf die statische Dichtheit von PTFE-MD wurden bislang nicht durchgeführt.
- Vorgänge im Dichtspalt von PTFE-MD, die auf der Mikroskala stattfinden, wurden bislang nicht untersucht. Das hierzu am besten geeignete Untersuchungswerkzeug scheint die EHD-Simulation zu sein.
- Ein deutlicher Einfluss von Grenzflächeneffekten auf die dynamische Funktion einer bestimmten Bauform von PTFE-MD ohne RS ist von Schuler [26] nachgewiesen worden. Weiterführende Untersuchungen auf diesem Themengebiet können zum besseren Verständnis der dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD beitragen.
- PTFE-MD ohne RS sind dynamisch nicht zuverlässig dicht, da sie keinen Rückfördermechanismus besitzen. Verbesserungen der dynamischen Dichtheit sind evtl. durch Ausnutzung von Grenzflächeneffekten⁵⁷ möglich. Auch kann der Förderwert der Welle gezielt für die Rückförderung von Leckage eingesetzt werden⁵⁸. Hierzu sind weiterführende Untersuchungen im Zusammenhang mit PTFE-MD ohne RS erforderlich.
- Der dynamische Funktionsmechanismus einer PTFE-MD mit Spiralrille ist im Prinzip bekannt und entspricht dem einer Gewindewellendichtung. Neue Erkenntnisse sind bei der Berücksichtigung von evtl. vorhandenen Dichtstegen

⁵⁷ z. B. Einsatz von günstigen Paarungen von PTFE-Compound und abdichtendem Fluid, siehe Kap. 3.3 (hierbei geht allerdings der Vorteil von „chemisch universeller Einsetzbarkeit“ von PTFE-MD verloren)

⁵⁸ Durch gezieltes Aufbringen von Drall auf der Dichtungsgegenlauffläche. Die Rückförderung funktioniert dann allerdings nur in eine Drehrichtung der Welle. Zudem können die in der Regel nur einige µm hohen Drallstrukturen durch Verschleiß relativ schnell abgetragen werden.

in der Spiralrille und von Wechselwirkungen zwischen Strömung und Struktur⁵⁹ zu erwarten. Durch die relativ hohe⁶⁰ Förderwirkung der makroskopischen Spiralrille haben mikroskopische Vorgänge im Dichtspalt einen geringen Einfluss auf den Förderwert.

- Bei PTFE-MD mit RS für beide Wellendrehrichtungen ist bislang nur das Grundprinzip der dynamischen Funktionsweise bekannt. Ausgetretene Leckage wird durch die RS aufgefangen und zum geschlossenen Ring umgelenkt. Am geschlossenen Ring wird hierbei Druck aufgebaut, der zum lokalen Anheben bzw. Entlasten des geschlossenen Rings bzw. des Dichtspalts führen kann. Die Leckage wird durch den Dichtspalt zurückgefördert. Wie sich die Geometrien der RS und ihres Übergangs in den geschlossenen Ring auf den Förderwert auswirken, ist weitgehend unbekannt. Ebenfalls kaum erforscht sind die Vorgänge im Dichtspalt von PTFE-MD. Außerdem gibt es zum Druckaufbau der RS am geschlossenen Ring bislang nahezu keine Untersuchungen.

Nicht alle oben beschriebene Wissensdefizite zur Funktionsweise von PTFE-MD sind Thema der vorliegenden Arbeit. Hieraus ergibt sich die nachfolgende Abgrenzung der Arbeit.

- PTFE-MD ohne RS bzw. mit Spiralrille sind nicht Gegenstand der nachfolgend vorgestellten Untersuchungen.
- Der Einfluss der Strömung auf die Struktur wird nicht berücksichtigt. Es sind also keine Deformationen an den umströmten Geometrien möglich.
- Die Rauheiten von Welle und Dichtung werden vernachlässigt.
- Die Untersuchung der Einflüsse von Grenzflächeneffekten bleibt weiterführenden Arbeiten vorbehalten.

4.2 Detaillierte Zielsetzung der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es einen Beitrag zum besseren Verständnis der dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit RS, insbesondere für beide Drehrichtungen der Welle, zu leisten. Dabei liegt das Hauptaugenmerk der Arbeit auf der numerischen Untersuchung der nachfolgenden Zusammenhänge.

- Analyse des Strömungsverlaufs und der Druckverteilung um RS und im Dichtspalt. Dies dient einem besseren Verständnis der Vorgänge im Bereich des Dichtspalts.
- Untersuchung unterschiedlicher Einflüsse⁶¹ auf das Umlenk- und Fördervermögen von RS. Ziel ist dabei die Identifikation von relevanten Einflussgrößen auf das Fördervermögen von PTFE-MD mit RS.

⁵⁹ Fluid-Struktur-Kopplung (FSI)

⁶⁰ z. B. im Vergleich zu Elastomer-RWDR

⁶¹ z. B. der Geometrie und der Lage

- Analyse des Förderverhaltens durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch lokale Erhöhungen des Dichtspalts (Kanäle durch geschlossenen Ring).
- Betrachtung der Einflüsse der Dichtspaltgeometrie auf den Förderwert einer PTFE-MD mit RS.
- Untersuchung der Auswirkungen von Geometrievariationen am Übergang einer RS in den geschlossenen Ring auf das Druckaufbauvermögen und damit auch indirekt auf das Fördervermögen von PTFE-MD mit RS.

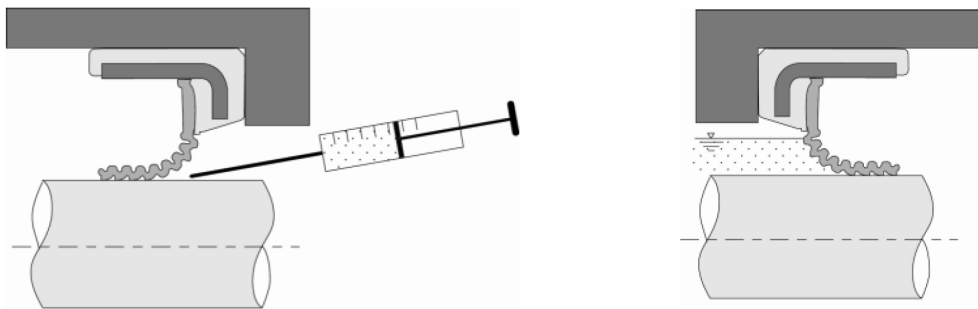
Durch ein besseres Verständnis der obigen Zusammenhänge können die dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit RS besser nachvollzogen werden. Hieraus lassen sich besonders wirkungsvolle Maßnahmen zur Verbesserung des Fördervermögens und damit der dynamischen Dichtsicherheit von PTFE-MD mit RS ableiten. Damit ist eine effektivere Optimierung möglich, wodurch der experimentelle Aufwand bei der Weiterentwicklung von PTFE-MD mit RS reduziert werden kann.

5 Untersuchungsmethoden, Simulationsprogramm und -einstellungen

Zur Erreichung der Ziele der vorliegenden Arbeit werden hauptsächlich Verfahren der numerischen Strömungsmechanik⁶² eingesetzt. Für die nachfolgenden Simulationen wird das Programm ANSYS CFX⁶³ verwendet. Hierbei handelt es sich um ein Programm zur numerischen Strömungssimulation.

Eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung der dynamischen Dichtgüte bzw. Dichtsicherheit von Wellendichtungen ist der Förderwert. In der Regel geht ein hoher Förderwert mit einer guten dynamischen Dichtheit einher. Allerdings muss ein hoher Förderwert nicht immer zu einer guten dynamischen Dichtheit führen. Letztendlich ist nur im realen Dauerbetrieb feststellbar, ob eine Wellendichtung über die gesamte Betriebszeit zuverlässig dicht ist. Da dies einen hohen experimentellen Aufwand erfordert, wird zur Beurteilung der Dichtsicherheit von Designvarianten häufig der rechnerisch abgeschätzte Förderwert als Kenngröße herangezogen.

Nachfolgend werden die zwei am häufigsten in der Dichtungstechnik eingesetzten Verfahren zur experimentellen Ermittlung des Förderwerts einer Wellendichtung erläutert, Bild 5.1.



a) Zugabe einer definierten Fluidmenge b) umgekehrter Einbau der Wellendichtung

Bild 5.1: Methoden zur experimentellen Ermittlung des Förderwerts [3]

- a) Auf der Luftseite der Wellendichtung wird eine definierte Menge Fluid am Dichtspalt angeboten. Der Förderwert wird aus der angebotenen Fluidmenge und der Dauer für deren komplette Förderung auf die Ölseite berechnet. Der Abschluss des Fördervorgangs kann entweder direkt visuell oder durch die Beobachtung des Reibmoments der Wellendichtung bestimmt werden.

⁶² auch „CFD“ genannt

⁶³ eingesetzte Programmversionen: 14.0 bis 15.0

- b) Die Wellendichtung wird „falsch herum“ in eine mit Fluid gefüllte Prüfkammer eingebaut. Das Fluid steht damit an der eigentlichen Luftseite der Wellendichtung an. Über einen bestimmten Zeitraum wird die geförderte Fluidmenge in einem Auffangbehälter gesammelt. Der Förderwert wird anhand der aufgefangenen Fluidmenge und des Förderzeitraums berechnet. Wegen den relativ hohen Förderwerten wird bei PTFE-MD mit RS in der Regel dieses Verfahren eingesetzt⁶⁴.

In der vorliegenden Arbeit wird die Dichtsicherheit von PTFE-MD mit RS zum Teil anhand des berechneten Förderwerts beurteilt. Dabei steht bei allen Simulationen auf der Luftseite stets eine unbegrenzte Menge an Öl für die Förderung zur Verfügung. Damit entsprechen die simulierten Förderwerte einer experimentellen Untersuchung gemäß Fall b) in Bild 5.1.

In allen nachfolgenden Simulationen werden für das Fluid die Eigenschaften des synthetischen Öls Fuchs Titan Supersyn SL SAE 0W-30 bei 40°C nach Tabelle 5.1 vorgegeben⁶⁵. Dieses Öl weist eine relativ geringe Viskosität auf und wird in der Regel in Kraftfahrzeugmotoren eingesetzt. Hier wird dieses Öl verwendet, da am Institut für Maschinenelemente damit zahlreiche experimentelle Untersuchungen an PTFE-MD durchgeführt wurden⁶⁶. Dadurch ist eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit experimentellen Untersuchungen gegeben.

Tabelle 5.1: Eigenschaften des Öls Fuchs Titan Supersyn SL SAE 0W-30, [79] - [81]

Eigenschaft	Wert
Viskositätsklasse	SAE 0W-30
Dichte ρ	850 kg/m ³
kinematische Viskosität ν bei 40°C	67 mm ² /s
kinematische Viskosität ν bei 100°C	12 mm ² /s
dynamische Viskosität η bei 40°C	0,057 kg/(m·s) bzw. Pa·s
Viskositätsindex	168
Flammpunkt	226°C
molare Masse (C ₂₀ H ₄₂)	282 g/mol
Wärmeleitfähigkeit	0,13 W/(m·K)
spezifische Wärmekapazität	2000 J/(kg·K)
Dampfdruck p_v	100 Pa
Dichte Dampf ρ_v	0,011 kg/m ³
dynamische Viskosität Dampf η_v	5,7E-6 kg/(m·s) bzw. Pa·s

⁶⁴ z. B. [3], [43] - [45], [47] - [51]

⁶⁵ Die Eigenschaften in Tabelle 5.1 dienen auch der Charakterisierung des verwendeten Öls. Es werden nicht alle angegebenen Werte für die nachfolgenden Simulationen benötigt. Beispielsweise wird die Wärmeübertragung nicht berücksichtigt, daher werden Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität nicht verwendet. Die Angaben für den Öldampf, die Wärmeleitfähigkeit und die Wärmekapazität wurden anhand von ähnlichen Ölen aus [81] bestimmt, da hierzu keine Angaben vom Hersteller vorhanden waren.

⁶⁶ z. B. [3], [43] - [45], [47] - [51]

Für die Nachbildung der Kavitation wird das Rayleigh Plesset Kavitationsmodell verwendet. Dieses Modell beschreibt die Entstehung, den Wachstum und die Kondensation von Kavitationsbläschen in Bereichen, in denen der Dampfdruck des simulierten Fluides unter- bzw. überschritten wird. Dabei wird von einem gleichförmigen Strömungsfeld für die flüssige und die dampfförmige Phase ausgegangen. In jedem Netzelement wird der Anteil der flüssigen und dampfförmigen Phase berechnet. Modellbedingt kann sich also keine zusammenhängende Dampfblase mit klarer Phasengrenze ausbilden. Eine ausführliche Beschreibung des Rayleigh Plesset Kavitationsmodells mit den zugehörigen Modellparametern ist in [82] - [85] zu finden. Die in dieser Arbeit verwendeten Werte für die einzelnen Modellparameter sind in Tabelle 5.2 angegeben⁶⁷. Die Berücksichtigung der Kavitation ist nicht in allen im Folgenden vorgestellten Simulationen erforderlich. Wenn nicht anders angegeben, wird die Kavitation nicht berücksichtigt.

Tabelle 5.2: Einstellungen zum Rayleigh Plesset Kavitationsmodell

Eigenschaft	Wert
Mean Diameter	0,02 mm
Cavitation Condensation Coefficient	0,01
Cavitation Vaporization Coefficient	50
Maximum Density Ratio	1000
Nuclei Volume Fraction	0,0005
Cavitation Rate Under Relaxation Factor	0,25

In Tabelle 5.3 sind die generellen Simulationseinstellungen zusammenfassend dargestellt. Gemäß Tabelle 5.3 gelten bei allen nachfolgenden Simulationen nachstehende Einschränkungen bzw. Modellvereinfachungen.

- Die Rauheitseinflüsse aller Oberflächen auf die Strömung werden nicht berücksichtigt. Alle Oberflächen werden als hydraulisch glatt angesehen.
- Der Auftrieb wird vernachlässigt.
- Die Wärmeübertragung wird nicht berücksichtigt. Damit ist die Temperatur in allen Simulationsmodellen konstant bei 40°C⁶⁸. Änderungen an den Stoffwerten des verwendeten Öls durch Temperatureinflüsse können also nicht auftreten.
- Instationäre Strömungsvorgänge und Turbulenz werden nur dann berücksichtigt, wenn dies explizit angegeben ist. In allen anderen Fällen wird die Strömung als stationär und laminar modelliert.

Die generelle Konvergenz aller durchgeführten Simulationen wird über die in Tabelle 5.3 angegebene Einstellung in „Residual Target“ sichergestellt. Zusätzlich wird der Verlauf bzw. die Konvergenz der jeweiligen Zielgröße (z. B. Förderwert, Druckaufbau

⁶⁷ Die hier verwendeten Werte haben sich in einer unveröffentlichten studentischen Arbeit [86] bei der Strömungssimulation in der Spiralschnecke von PTFE-MD bewährt und werden (bis auf den Wert für Mean Diameter) in der Dokumentation zu ANSYS CFX [82], [83] empfohlen.

⁶⁸ Es werden stets die Werte für 40°C aus Tabelle 5.1 verwendet.

auf definierter Fläche) geprüft. In Bild 5.2 ist ein Beispiel für den gut auskonvergierten Verlauf einer Zielgröße während einer Simulation aufgeführt. Ist die Konvergenz der Zielgröße mit der Einstellung in „Residual Target“ nicht ausreichend, wird die Simulation fortgeführt, bis die Zielgröße sich einem konstanten Wert annähert.

Tabelle 5.3: generelle Simulationseinstellungen

Eigenschaft	Einstellung
Advection Scheme	High Resolution
Residual Target (RMS)	i. d. R. 10^{-6} ; teilweise noch kleiner, da zusätzlich auf die Konvergenz der Zielgröße (z. B. Förderwert, Druck) geachtet wird
Genauigkeit	Double Precision
Randbedingungen	alle Wände mit Haftbedingung (No Slip Wall) und hydraulisch glatt (Smooth Wall)
Buoyancy Model	Non Buoyant (kein Auftrieb)
Heat Transfer	None (keine Wärmeübertragung)
Turbulence Option	Medium (Intensity = 5 %) (nur wenn Turbulenz berücksichtigt wird)

Die Modellierung von instationären Strömungsvorgängen, der Turbulenz und insbesondere des Strömungsgebiets mit den zugehörigen Randbedingungen variiert bei den nachfolgenden Simulationen und wird daher im Rahmen der Modellbeschreibungen in den jeweiligen Kapiteln erläutert.

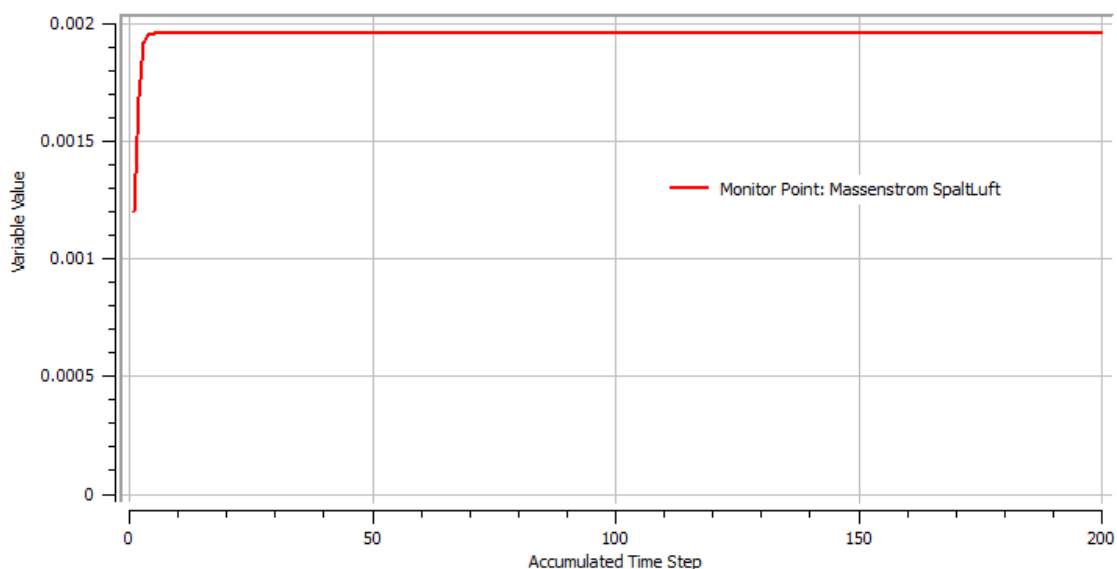


Bild 5.2: Beispiel für den Konvergenzverlauf der Zielgröße Massenstrom (Förderwert) durch eine Bilanzfläche in Abhängigkeit von der Anzahl der Simulationsiterationen

6 Gliederung der durchgeführten Untersuchungen

Der Zweck dieses Kapitels ist, den logischen Aufbau der durchgeführten Untersuchungen darzulegen. In Bild 6.1 ist die Gliederung der durchgeführten Untersuchungen schematisch dargestellt.

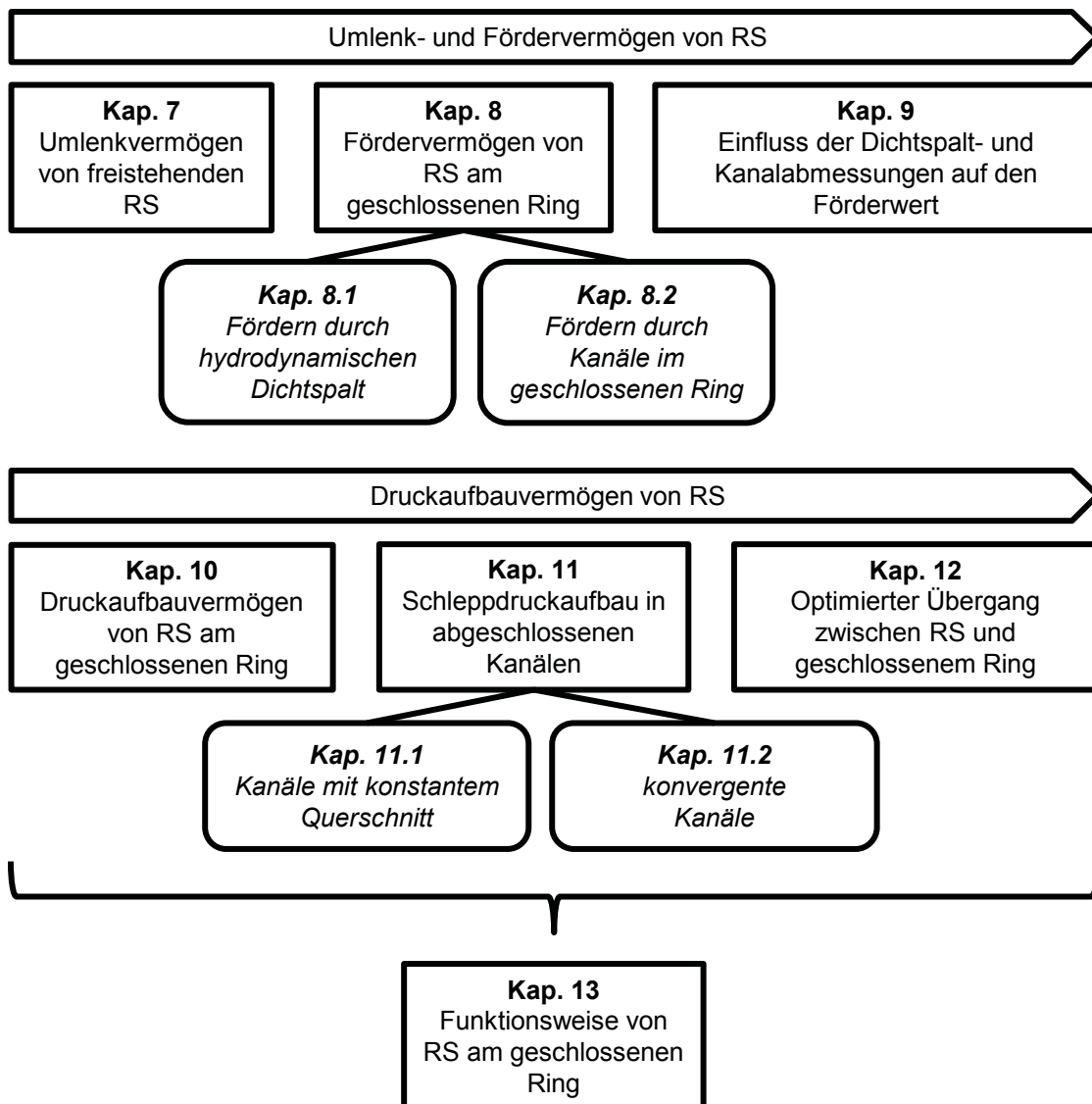


Bild 6.1: schematische Gliederung der durchgeführten Untersuchungen

In Kap. 7 wird das Umlenkvermögen von freistehenden RS, anhand einer zweidimensionalen Modellierung des Strömungsgebiets, untersucht. Dies dient dazu, eine Auswahl aus der Vielzahl von möglichen Grundgeometrien für RS für die nachfol-

genden Untersuchungen zu treffen. Dabei wird analysiert, wie stark eine RS die Strömung umlenkt. Als Grundgeometrien mit günstigen Umlenkeigenschaften werden Dreieck-, Steg- und Flügelprofile identifiziert. Bei den nachfolgenden Untersuchungen werden daher in der Regel nur noch diese drei Grundgeometrien betrachtet.

Die Analyse des zweidimensionalen Umströmungsverhaltens von RS eignet sich gut zur qualitativen Bewertung des Umlenkvermögens unterschiedlicher umströmter Profile. Allerdings weist diese Untersuchungsmethode Einschränkungen auf, die eine quantitative Bewertung des Umlenkvermögens von RS ausschließen.

Um eine genauere Untersuchung der Funktionsweise von RS zu ermöglichen, werden die Einschränkungen der obigen zweidimensionalen Untersuchungsmethode in Kap. 8 ausgeräumt. Dabei wird für eine realistische Nachbildung der Geometrie einer PTFE-MD und der Schleppströmung durch die Welle, eine dreidimensionale Modellierung entwickelt. Das Umlenkvermögen einer RS wird anhand des Förderwerts durch den geschlossenen Ring beurteilt. Dies ermöglicht eine Quantifizierung des Umlenkvermögens und vereinfacht damit den Vergleich unterschiedlicher RS erheblich. Der Förderwert einer PTFE-MD mit RS ist ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung ihrer dynamischen Dichtsicherheit. Das Umlenk- bzw. Fördervermögen von RS wird in Abhängigkeit von den nachfolgenden Einflüssen untersucht.

- Grundgeometrie und Feingestaltung einer RS
- Lage bzw. Abstand einer RS zum geschlossenen Ring
- Größe einer RS
- Anzahl bzw. Abstand von RS
- Schleppströmungsgeschwindigkeit

Im Prinzip gibt es zwei Möglichkeiten durch den geschlossenen Ring zu fördern:

- Fördern durch den hydrodynamischen Dichtspalt zwischen Welle und geschlossenem Ring.
- Fördern durch Kanäle im geschlossenen Ring. Solche Rückförderkanäle bilden sich durch Schleppdruckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus.

Zunächst werden die Förderwerte durch den hydrodynamischen Dichtspalt (Kap. 8.1) und durch einen Rückförderkanal im geschlossenen Ring (Kap. 8.2) getrennt voneinander betrachtet, um festzustellen, ob sich die obigen Einflüsse unterschiedlich stark auf die Förderwerte auswirken. Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse werden umfassende Empfehlungen für die Gestaltung von RS, hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts, abgeleitet.

Anschließend wird in Kap. 9, bei einer festgelegten Kombination der in Kap. 8 untersuchten Einflussgrößen, die gegenseitige Beeinflussung von hydrodynamischem Dichtspalt und von Rückförderkanälen im geschlossenen Ring analysiert. Da die obigen Einflussgrößen teilweise deutliche Unterschiede in ihrer Auswirkung auf den Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch Rückförderkanäle im geschlossenen Ring aufweisen, muss zur Optimierung des Förderwerts einer PTFE-MD die Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf

Rückförderkanäle bekannt sein. Um diese Zusammenhänge genauer zu beleuchten, wird die Aufteilung des Förderwerts analysiert. Außerdem werden, ausgehend von einem Basismodell, die Auswirkungen unterschiedlicher Varianten bzw. Kombinationen von Dichtspalt- und Rückförderkanalabmessungen auf den Förderwert untersucht. Aus den durchgeführten Untersuchungen folgt unter anderem, dass der wichtigste Einflussfaktor auf den Förderwert die Rückförderkanalhöhe im geschlossenen Ring ist. Daher sollte die Rückförderkanalhöhe möglichst groß sein, um einen hohen Förderwert zu erreichen.

Da mit der Rückförderkanalhöhe der wesentliche Einflussfaktor auf den Förderwert identifiziert ist, werden in den nachfolgenden Untersuchungen in Kap. 10 und 11, mit Hilfe von dreidimensionalen Simulationsmodellen unterschiedlicher Komplexität, Maßnahmen zur Steigerung der Rückförderkanalhöhe analysiert. Rückförderkanäle bilden sich durch den Schleppdruckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus. Dabei hängt die Rückförderkanalhöhe vom Druckaufbau am Übergang der RS in den geschlossenen Ring ab. Je größer dieser Druckaufbau und die Fläche, auf die der Druck wirkt, desto höher ist das Förderpotenzial einer RS.

In Kap. 10 werden, anhand von Strömungssimulationen zum Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring, Empfehlungen für eine möglichst hohe Druckaufbauwirkung abgeleitet. Insbesondere wird deutlich, dass für den Druckaufbau die Gestaltung des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring von entscheidender Bedeutung ist und nicht die Grundgeometrie der RS. Daher wird dieser Übergang nachfolgend genauer untersucht.

Der Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring kann vereinfacht als Kanal⁶⁹ angesehen werden. Um nachvollziehen zu können welche Parameter beim Druckaufbau am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring wesentlich sind, wird der Druckaufbau in Kap. 11 anhand von vereinfachten Kanalgeometrien untersucht. Zunächst wird der Schleppdruckaufbau in Kanälen mit konstantem Querschnitt (Kap. 11.1) und anschließend in konvergenten Kanälen (Kap. 11.2) analysiert. Dabei werden zusätzlich zu den numerischen Strömungsberechnungen auch analytische Berechnungsmethoden für den Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen entwickelt. Durch die Erfassung des Schleppdruckaufbaus in analytischer Form werden die wichtigsten Einflussgrößen besonders deutlich herausgestellt. Dabei stellt die Verringerung der Strukturhöhe die effektivste Möglichkeit zur Verbesserung der Druckaufbauwirkung dar. Allerdings sinkt durch Verringern der Strukturhöhe die mögliche Verschleißhöhe der PTFE-MD und damit ihre Lebensdauer. Daher ist eine Lösung erstrebenswert, bei der die Verschleißigenschaften einer PTFE-MD, trotz verringerter Strukturhöhe, nicht negativ beeinflusst werden. Eine mögliche Lösung ist der Einsatz von doppelt konvergenten Kanälen im Bereich des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring. Dabei wird durch die Konvergenz zur Welle die Strukturhöhe lediglich lokal zum geschlossenen Ring hin verringert. Dies ermöglicht relativ große mittlere Strukturhöhen und damit gute Verschleißigenschaften bei hoher Druckaufbauwirkung. Die Konvergenz zum geschlossenen Ring ist für das Auffangen

⁶⁹ Nicht zu verwechseln mit Rückförderkanälen durch den geschlossenen Ring.

und Umlenken von Leckage erforderlich, hat aber keinen entscheidenden Einfluss auf den Druckaufbau. Basierend auf dem Erkenntnis, dass ein doppelt konvergenter Verlauf des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring zu empfehlen ist, werden im Anschluss an die Untersuchungen an Kanälen mit konstantem Querschnitt, konvergente Kanäle hinsichtlich ihrer Druckaufbauwirkung analysiert.

Aus den durchgeführten Untersuchungen an abgeschlossenen Kanälen folgt, dass für optimale Verschleißigenschaften und einen hohen Druckaufbau der Übergang einer RS in den geschlossenen Ring als doppelt konvergenter (evtl. gestufter) Kanal gestaltet werden sollte.

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen zum Druckaufbauvermögen von RS (Kap. 10) und zum Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen (Kap. 11), werden in Kap. 12 Gestaltungsbeispiele für den Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring aufgezeigt. Ziel ist dabei die Optimierung einer RS hinsichtlich dem Druckaufbauvermögen, der statischen Dichtsicherheit, den Verschleißigenschaften, dem Leckageauffang- und dem Umlenkvermögen. Wobei nicht alle Optimierungsziele gleichzeitig erreicht werden können.

Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen prinzipiellen Erkenntnisse zur dynamischen Funktionsweise von RS am geschlossenen Ring werden in Kap. 13 zusammenfassend dargestellt.

7 Umlenkvermögen von freistehenden RS

Um die Funktionsgüte von RS beurteilen zu können, muss ein geeignetes Bewertungsverfahren gefunden werden. Eine relativ einfache Möglichkeit unterschiedliche RS zu untersuchen, ist das zweidimensionale Umströmungsverhalten der RS zu vergleichen. Die Grundidee hierbei ist zu analysieren, wie stark eine RS die Strömung umlenkt.

Die zugehörige Modellvorstellung zur Funktionsweise einer RS ist in Bild 7.1 dargestellt. Bei dieser Modellvorstellung fördert die RS Fluid durch den hydrodynamischen Dichtspalt von der Luftseite zur Ölseite. Je besser dabei das Umlenkvermögen einer RS ist, desto mehr Fluid wird zum geschlossenen Ring gelenkt⁷⁰. Damit steigt die Funktionsgüte einer RS nach dieser Modellvorstellung mit ihrem Umlenkvermögen an.

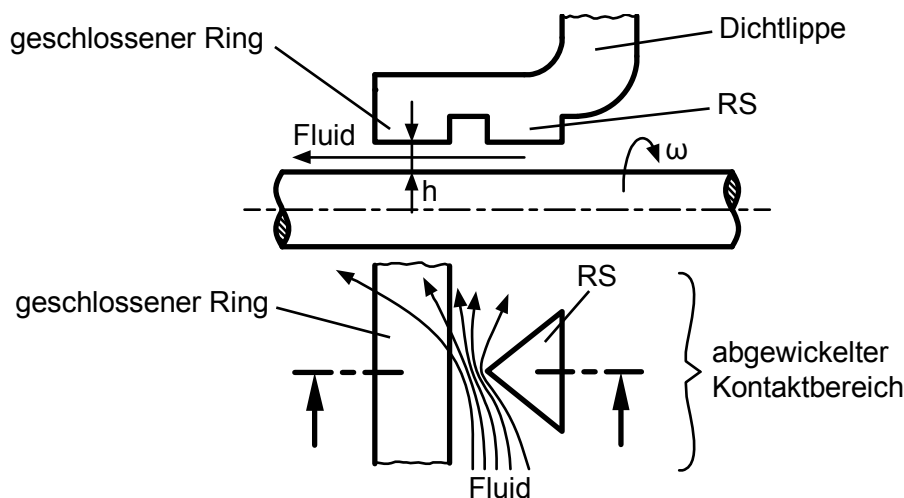


Bild 7.1: Modellvorstellung zur Funktionsweise einer RS

Für die Ausbildung des hydrodynamischen Dichtspalts muss die Pressung im Kontaktbereich zwischen Dichtung und Welle überwunden werden. Da der hydrodynamische Dichtspalt von Wellendichtungen nur eine relativ geringe Höhe⁷¹ aufweist, wird in der Dichtungstechnik häufig vereinfacht angenommen, dass der Druck im hydrodynamischen Dichtspalt der Kontaktpressung im Ruhezustand des Dichtsystems entspricht. Betrachtet man einen typischen Wert⁷² von 20 bar (2 MPa) für die maxi-

⁷⁰ Wie gut und unter welchen Voraussetzungen das am geschlossenen Ring anstehende Fluid auf die Ölseite gefördert wird, ist Gegenstand der nachfolgenden Kapitel. In diesem Kapitel wird lediglich das Umlenkvermögen von freistehenden RS diskutiert.

⁷¹ typischerweise in der Größenordnung der Rauheiten, also $< 1 \mu\text{m}$ [11]

⁷² siehe z. B. [52]

male Kontaktspannung einer PTFE-MD, so müsste sich nach der obigen Vereinfachung ein durchgehender Fluidring mit einem Druck von 20 bar im Dichtspalt ausbilden. Für die Rückförderung nach Bild 7.1 würde dies ein erhebliches Hindernis darstellen, da in diesem Fall durch die RS ein Druck von mindestens 20 bar am geschlossenen Ring aufgebaut werden müsste. Warum die Modellvorstellung nach Bild 7.1 trotzdem sinnvoll ist, wird nachfolgend erläutert.

Der hydrodynamische Dichtspalt bildet sich unter anderem durch Schleppdruck an den Rauheiten von Welle und Dichtung, durch Kollisionen von Rauheiten, durch Trägheitseinflüsse sowie viskoelastische Effekte aus. Damit entspricht die reale Druckverteilung im dynamischen Dichtspalt nicht der Pressung im Kontaktbereich im Ruhezustand des Dichtsystems. Aufgrund der geringen Dichtspalthöhe müssen die dynamische Druckverteilung und die statische Kontaktspannung zwar makroskopisch sehr ähnlich sein, auf der Mikroskala können sie dagegen deutliche Unterschiede aufweisen, Bild 7.2. Durch die mikroskopischen Bereiche geringen Drucks im Dichtspalt kann Fluid von den RS gefördert werden, ohne die Notwendigkeit eines hohen Druckaufbaus durch die RS⁷³. Bei PTFE-MD wird die Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt zusätzlich durch die raue Oberfläche von PTFE-Compounds erleichtert. Da PTFE-Compounds in der Regel nur mit den Füllstoffen auf der Welle anliegen, sind bereits im statischen Zustand Mikrokanäle zwischen den Rauheiten der Welle und des PTFE-Compounds vorhanden⁷⁴. Im dynamischen Zustand wird die Höhe dieser Mikrokanäle größer. Damit ist eine Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt nach Bild 7.1 im Prinzip möglich.

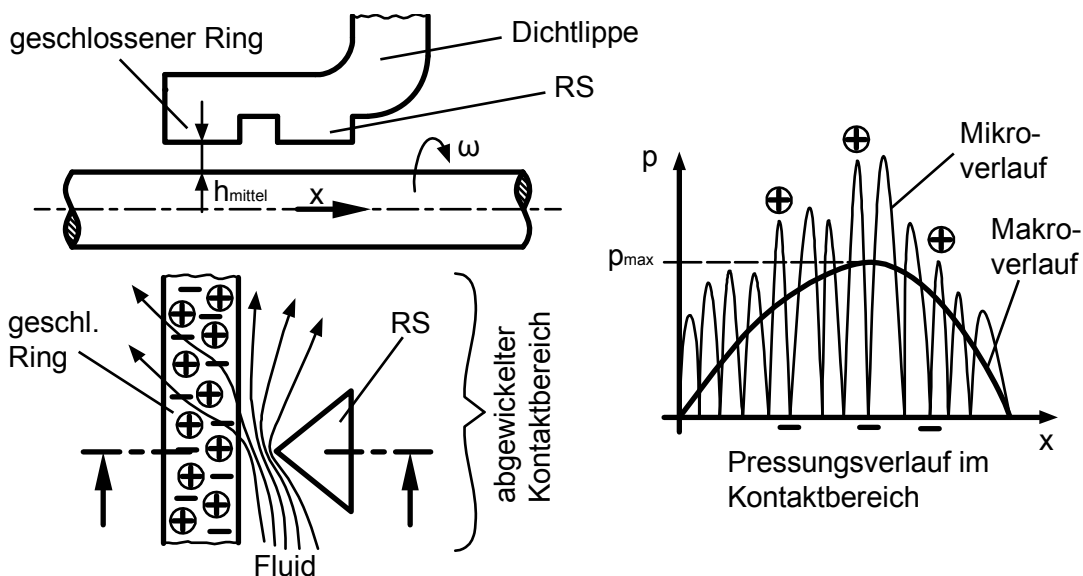


Bild 7.2: Förderung durch hydrodynamischen Dichtspalt

⁷³ Eine geometrisch gemittelte Spalthöhe (z. B. h_{mittel} in Bild 7.2) stellt nicht den real verfügbaren „Strömungsquerschnitt“ für die Fluidförderung durch die RS dar. Denn durch die Druckpolster an den Rauheiten entstehen zusätzliche Drosselstellen für die Fluidförderung.

⁷⁴ siehe auch Kap. 3.1

Bei den nachfolgend vorgestellten Simulationen wird der abgewickelte Kontaktbereich einer PTFE-MD mit der Welle zweidimensional modelliert. Der Modellaufbau mit den zugehörigen Randbedingungen ist in Bild 7.3 dargestellt. Die absoluten Abmessungen der im Folgenden untersuchten RS bzw. Profile sind nicht relevant, da lediglich ein Vergleich der Umlenkeigenschaften durchgeführt werden soll. Hierzu müssen aber die Abmessungen der Strömungsgebiete so gewählt werden, dass sich die Strömung um die untersuchten Profile vollständig ausbilden kann. Aus diesem Grund sind die vergleichsweise großen Abmessungen der Strömungsgebiete in Bild 7.3 erforderlich. Die Abmessungen der untersuchten Profile werden in den jeweiligen Kapiteln angegeben. Der Einfluss des geschlossenen Rings auf die Strömung wird nicht berücksichtigt. Aus den nachfolgenden Simulationen kann also nur geschlossen werden, wie gut eine RS das Fluid zum geschlossenen Ring umlenkt. Direkte Rückschlüsse auf den Förderwert sind damit nicht ohne Weiteres möglich.

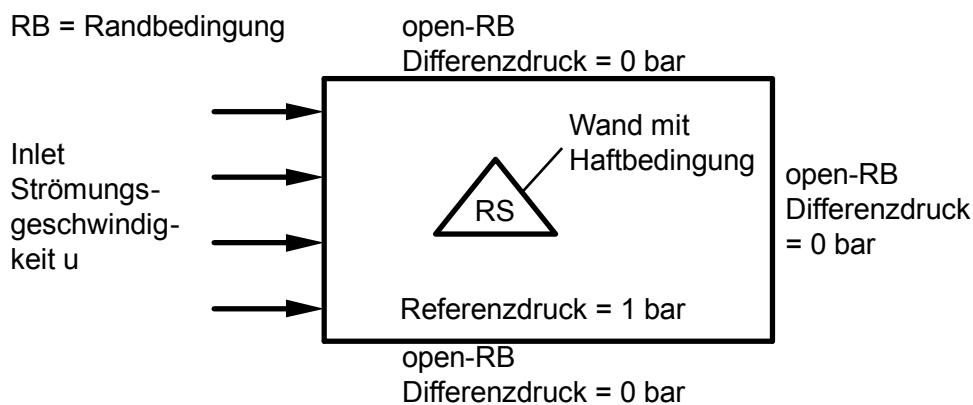


Bild 7.3: 2D-Modell einer RS mit den verwendeten Randbedingungen, Strömungsgebiet 60 x 35 mm bzw. 120 x 35 mm bei Mehrfachanordnung von RS

7.1 Strömung um Kreisprofil

Zur Bewertung und Validierung der Simulationseinstellungen wird zunächst die Strömung um ein Kreisprofil simuliert. Die Strömungsformen um ein Kreisprofil sind aus der einschlägigen Literatur für zahlreiche Randbedingungen bekannt. So ist z. B. in [87] die zu erwartende Strömungsform in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl beschrieben, Bild 7.4.

Bei dem verwendeten Modell nach Bild 7.3 wird die Strömungsgeschwindigkeit u am Inlet vorgegeben. Die Strömungsgeschwindigkeit am Inlet entspricht dabei der Umfangsgeschwindigkeit der Welle aus Gl. (7.1).

$$u = \omega_{Welle} \cdot \frac{d_{Welle}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Welle} \cdot \frac{d_{Welle}}{2} \quad (7.1)$$

Für die Beurteilung der Strömungsform nach Bild 7.4 ist die Berechnung der Reynolds-Zahl erforderlich:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (7.2)$$

Dabei gilt:

Durchmesser Kreisprofil: $D = 4 \text{ mm}$
 Durchmesser Welle: $d_{\text{Welle}} = 80 \text{ mm}$
 kinematische Viskosität: $\nu = 67 \text{ mm}^2/\text{s}$ (Tabelle 5.1)

In Tabelle 7.1 sind die nachfolgend verwendeten Strömungsgeschwindigkeiten mit den zugehörigen Wellendrehzahlen und Reynolds-Zahlen aufgeführt. Die Werte sind so gewählt, dass sich bei den Simulationen die ersten 4 Strömungsformen nach Bild 7.4 ergeben.

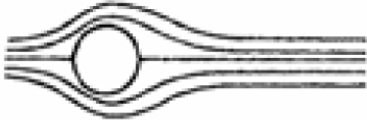




Reynolds-Zahl-Bereich	Strömungsbereich	Strömungsform	Strömungscharakteristik
$Re \rightarrow 0$	schleichende Strömung		laminar, stationär, kein Nachlauf
3 - 4 bis 30 - 40	Wirbelpaar im Nachlauf		laminar, stationär, Ablösung symmetrisch
30 - 40 bis 80 - 90	Einsetzen der Kármánschen Wirbelstraße		laminar, Nachlauf instabil
80 - 90 bis 150 - 300	reine Kármánsche Wirbelstraße		Nachlauf turbulent und instabil
150 - 300 bis $10^5 - 1,3 \cdot 10^5$	unterkritischer Bereich		laminarer Nah-Nachlauf mit Wirbelstraßen-Instabilität

Bild 7.4: Strömungsformen um ein Kreisprofil (inkompressibles Fluid) [87]

In Bild 7.5 sind die Ergebnisse für eine laminare und stationäre Simulation dargestellt. Für die Strömungsgeschwindigkeiten 0,1 m/s und 0,3 m/s entsprechen die

Strömungsverhältnisse den ersten beiden Darstellungen in Bild 7.4. Wobei die Strömungsform bei $Re = 6$ nahezu keine Ablösung aufweist und damit eher der ersten Darstellung in Bild 7.4 entspricht. Bei den Strömungsgeschwindigkeiten 1 m/s und 2 m/s sind nach Bild 7.4 instationäre Strömungsformen zu erwarten. Dies kann mit einer stationären Berechnung natürlich nicht berücksichtigt werden. Für eine instationäre Strömung wird bei stationärer Simulation lediglich eine zufällige Momentaufnahme des Strömungsbildes berechnet. Damit sind das asymmetrische Strömungsbild und die schlechte Konvergenz bei den Strömungsgeschwindigkeiten 1 m/s und 2 m/s in Bild 7.5 zu erklären. Insbesondere deutet der wellenförmige Verlauf der Stromlinien im Nachlauf auf die Momentaufnahme einer eigentlich instationären Strömungsform hin.

Tabelle 7.1: Übersicht der verwendeten Strömungsgeschwindigkeiten

Strömungsgeschwindigkeit u [m/s]	Wellendrehzahl n_{welle} [U/min]	Reynolds-Zahl [-]
0,1	24	6
0,3	72	18
1,0	239	60
2,0	477	119

Der Vergleich einer stationären mit einer instationären Simulation für die Strömungsgeschwindigkeiten 1 m/s und 2 m/s verdeutlicht die Notwendigkeit der instationären Berechnung, Bild 7.6 und Bild 7.7. Die stationäre Simulation liefert offensichtlich nur eine zufällige Momentaufnahme der instationären Strömung. Die zeitliche Veränderung der instationären Strömungen ist in Bild 7.8 und Bild 7.9 veranschaulicht. Hierbei ist in beiden Fällen eine Wirbelstraßeninstabilität mit den typischen Druckschwankungen im Nachlauf erkennbar. Da gemäß Bild 7.4 bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s ($Re = 119$) Turbulenz zu erwarten ist, wird ein geeignetes Turbulenzmodell⁷⁵ eingesetzt. In Bild 7.9 sind, im Gegensatz zu Bild 7.4, keine turbulenten Wirbel zu sehen, da die Turbulenz über einen statistischen Modellierungsansatz⁷⁶ berücksichtigt wird und damit im Strömungsbild nicht direkt sichtbar ist.

Die bisher diskutierten Simulationsergebnisse zeigen, dass die Strömungsform zumindest annähernd bekannt sein muss, um die korrekten Simulationseinstellungen wählen zu können. Zudem können instationäre Strömungen nicht ohne Weiteres miteinander verglichen werden, da sich das Strömungsbild mit der Zeit verändert. Um die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse der nachfolgenden Untersuchungen zum Umlenkvermögen von unterschiedlichen zweidimensionalen Profilen zu gewährleisten, wird laminar und stationär gerechnet. Dabei beträgt die Strömungsgeschwindigkeit am Inlet stets 0,3 m/s. Dieser relativ geringe Wert gewährleistet nach Bild 7.4

⁷⁵ Hier wird das SST-Turbulenzmodell (SST: Shear Stress Transport) eingesetzt. Das häufig verwendete k-Epsilon-Turbulenzmodell ist hier ungeeignet, da es die Strömungsbildung behindert.

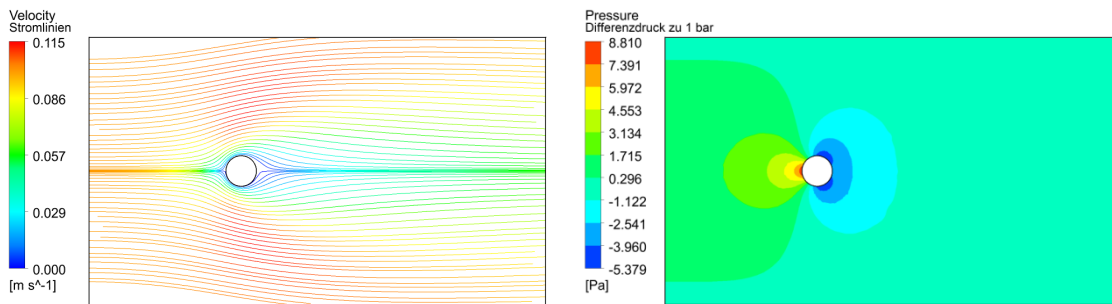
⁷⁶ Der statistische Modellierungsansatz für Turbulenz ermöglicht eine zeiteffiziente Simulation und beruht auf den Reynolds-Gleichungen (RANS-Gleichungen) und einem Turbulenzmodell.

eine laminare und stationäre Strömungsform um ein Kreisprofil mit 4 mm Durchmesser ($Re = 18$). Alle im Folgenden verwendeten Profile haben eine vergleichbare Größe, daher ist die Annahme einer laminaren und stationären Strömung zulässig. Diese Annahme wird bei allen durchgeführten Simulationen durch ein gutes Konvergenzverhalten und das „wellenfreie“ Strömungsbild im Nachlauf bestätigt.

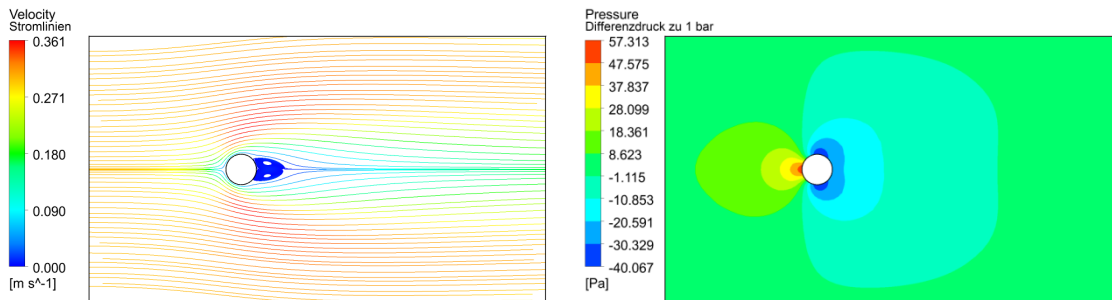
In einer Netzstudie am Kreisprofil wurde eine geeignete Diskretisierung des Strömungsgebietes hinsichtlich der Elementgröße und -qualität ermittelt. Die Vernetzung⁷⁷ ist bei allen in diesem Kapitel vorgestellten Simulationen ähnlich. Damit ist ein Einfluss der Vernetzung auf die Simulationsergebnisse auszuschließen.

Die gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse am Kreisprofil mit den Strömungsformen aus der einschlägigen Literatur (z. B. [87]), stellt eine Validierung der vorgestellten Modellierungsmethode dar.

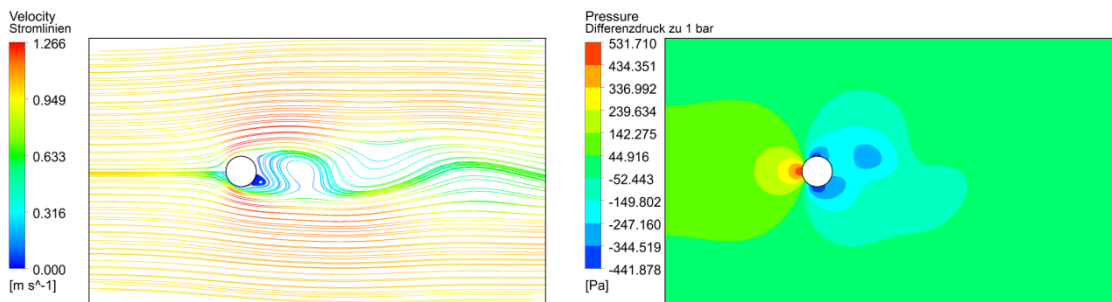
⁷⁷ Bei der numerischen Strömungsberechnung auch „Gitter“ genannt.



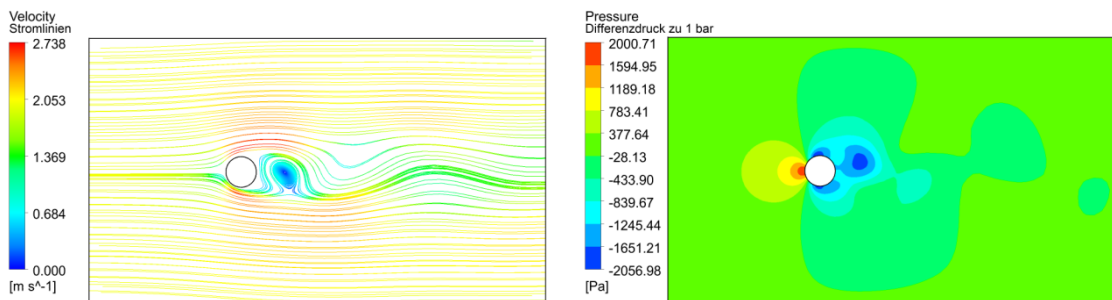
$u = 0,1 \text{ m/s}$; $Re = 6 \rightarrow$ kaum Ablösung, laminar, stationär



$u = 0,3 \text{ m/s}$; $Re = 18 \rightarrow$ symmetrische Ablösung, laminar, stationär

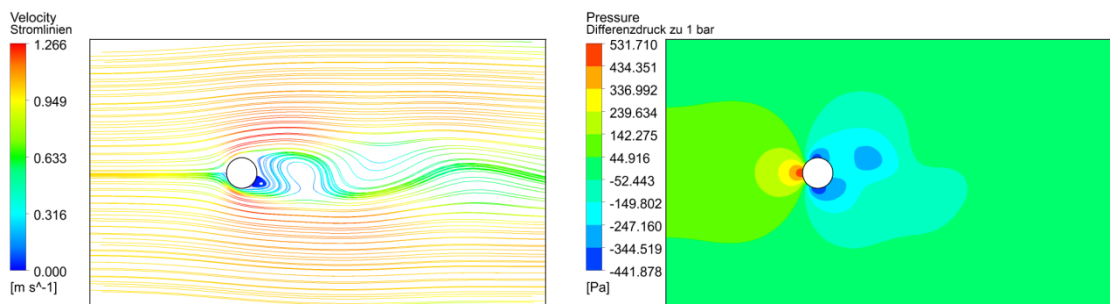


$u = 1 \text{ m/s}$; $Re = 60$, schlechte Konvergenz \rightarrow nach Bild 7.4 laminar, instationär

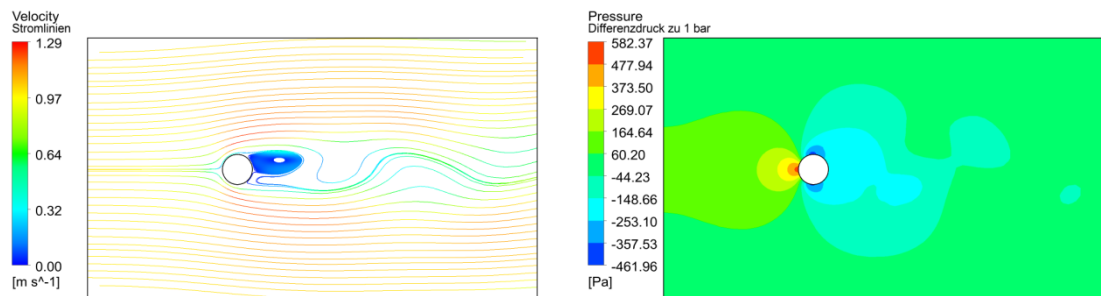


$u = 2 \text{ m/s}$; $Re = 119$, schlechte Konvergenz \rightarrow nach Bild 7.4 turbulent, instationär

Bild 7.5: Umströmung Kreisprofil $D = 4 \text{ mm}$, laminar und stationär gerechnet

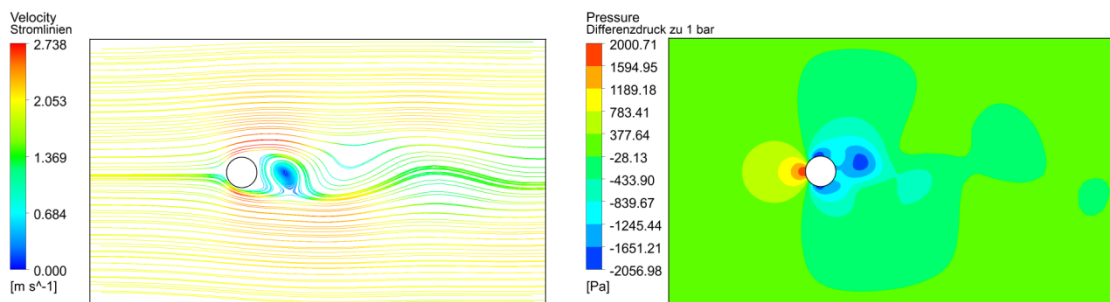


u = 1 m/s; Re = 60, schlechte Konvergenz, laminar und stationär gerechnet

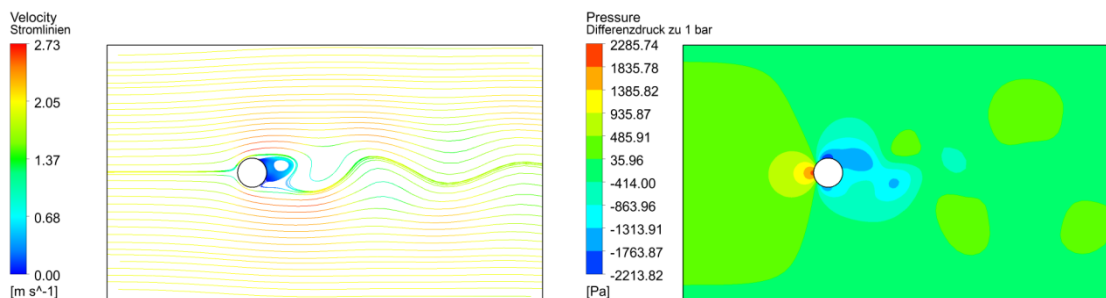


u = 1 m/s; Re = 60, gute Konvergenz, laminar und instationär gerechnet, Momentaufnahme zum Zeitpunkt t = 0,5 s

Bild 7.6: Vergleich – laminar und stationär mit laminar und instationär



u = 2 m/s; Re = 119, schlechte Konvergenz, laminar und stationär gerechnet



u = 2 m/s; Re = 119, gute Konvergenz, turbulent (SST-Modell) und instationär gerechnet, Momentaufnahme zum Zeitpunkt t = 0,3 s

Bild 7.7: Vergleich – laminar und stationär mit turbulent und instationär

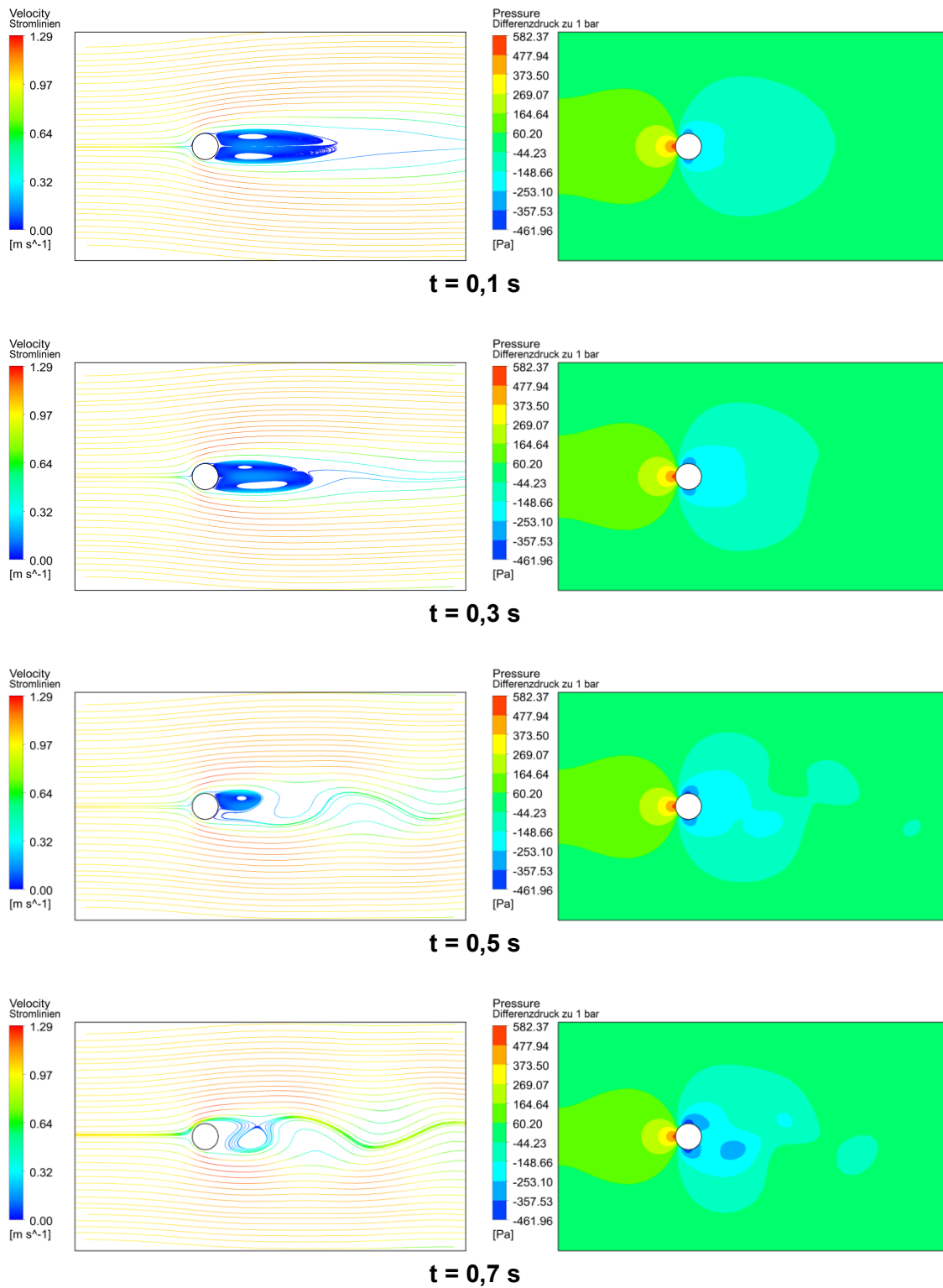
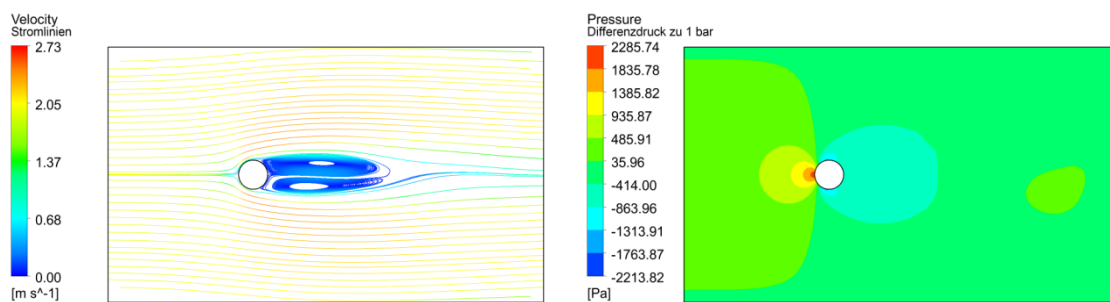
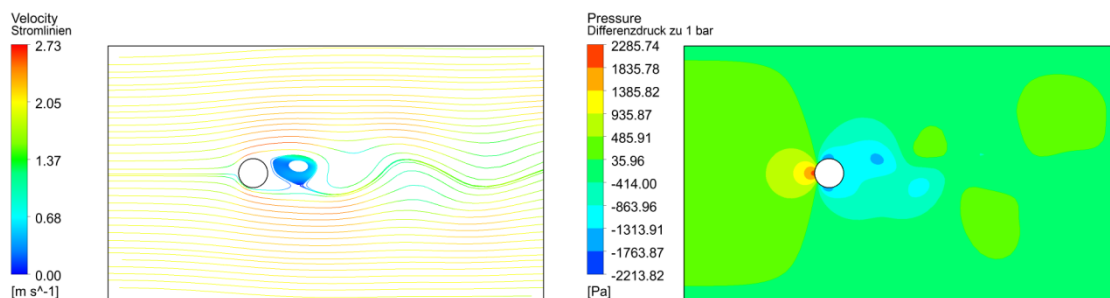


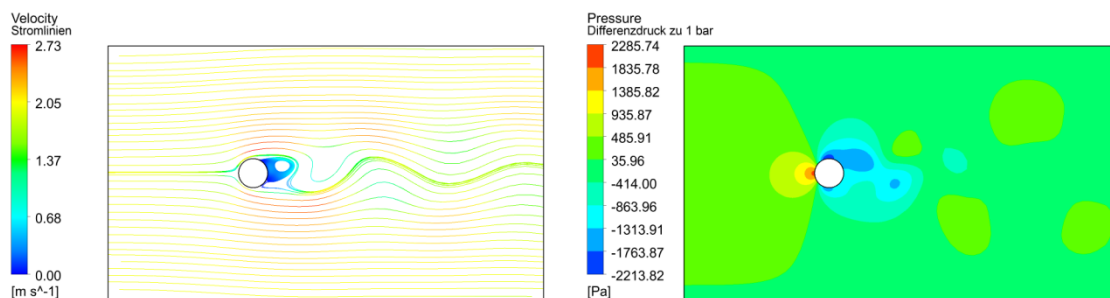
Bild 7.8: zeitliche Veränderung der Strömung, $u = 1 \text{ m/s}$, $Re = 60$, laminar und instationär gerechnet



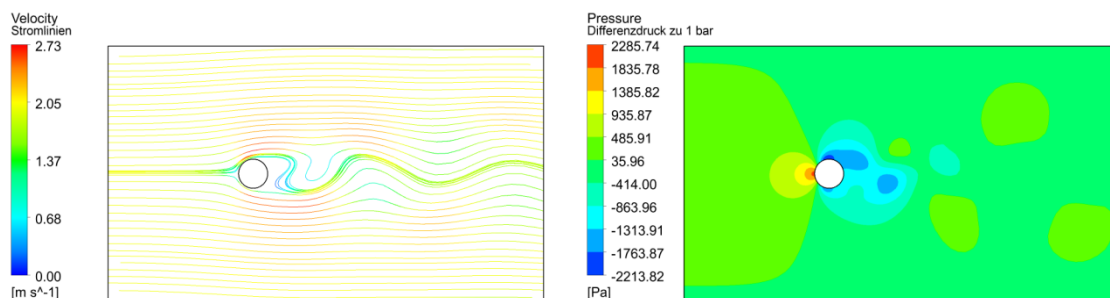
t = 0,1 s



t = 0,2 s



t = 0,3 s



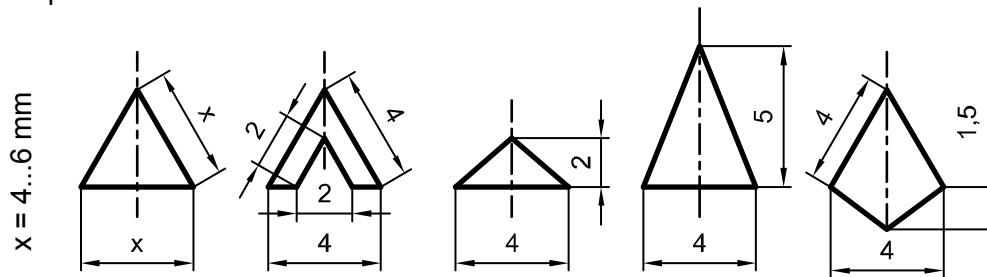
t = 0,4 s

Bild 7.9: zeitliche Veränderung der Strömung, $u = 2 \text{ m/s}$, $Re = 119$, turbulent (SST-Modell) und instationär gerechnet

7.2 Strömung um symmetrische Profile

Wie aus dem vorigen Kapitel ersichtlich wird, lenken Kreisprofile die Strömung nicht in eine Vorzugsrichtung⁷⁸ ab. Im Folgenden werden weitere symmetrische⁷⁹ Profile hinsichtlich ihrer Umlenkwirkung auf die Strömung untersucht, Bild 7.10.

Dreieckprofile



Bogenprofile

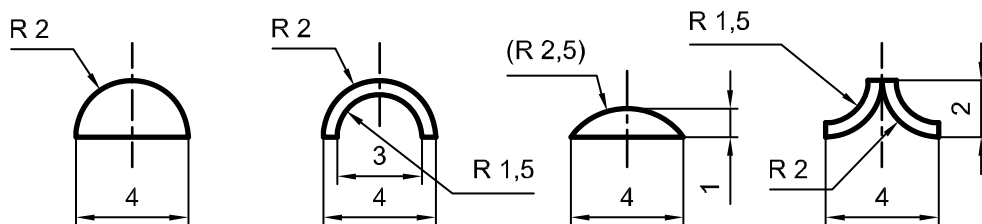


Bild 7.10: Abmessungen der untersuchten symmetrischen Profile

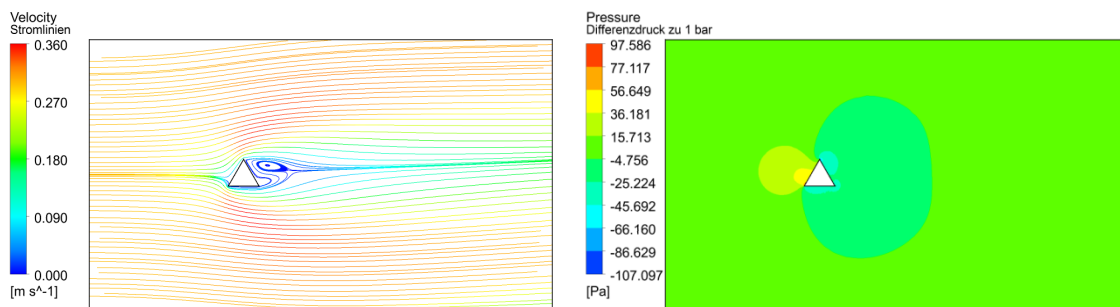
Im Gegensatz zum Kreisprofil zeigen dreieckförmige Profile eine deutliche Ablenkung auf die Strömung in Richtung der Dreieckspitze, Bild 7.11. Mit steigender Dreieckshöhe verstärkt sich die Ablenkung auf die Strömung. Angeströmte bogenförmige Profile haben nur eine geringe Ablenkung, Bild 7.12. Hohlräume haben bei dreieckförmigen und bogenförmigen Profilen nahezu keine Auswirkungen auf die Hauptströmung.

Es sind zahlreiche weitere symmetrische Profile als Abwandlungen bzw. Kombinationen der Dreieck- und Bogenform darstellbar. Ausgehend von den bereits vorgestellten Simulationsergebnissen sind hierbei allerdings keine prinzipiell neuen Erkenntnisse zu erwarten, da unter den symmetrischen Profilen dreieckförmige Strukturen die beste Ablenkung aufweisen. Beispielsweise verringern Erweiterungen der dreieckförmigen Profile aus Bild 7.11 um symmetrische Strukturen an der unteren Dreieckskante die Ablenkung auf die Hauptströmung, Bild 7.13. Damit ist die Untersuchung von weiteren symmetrischen Profilvarianten nicht sinnvoll.

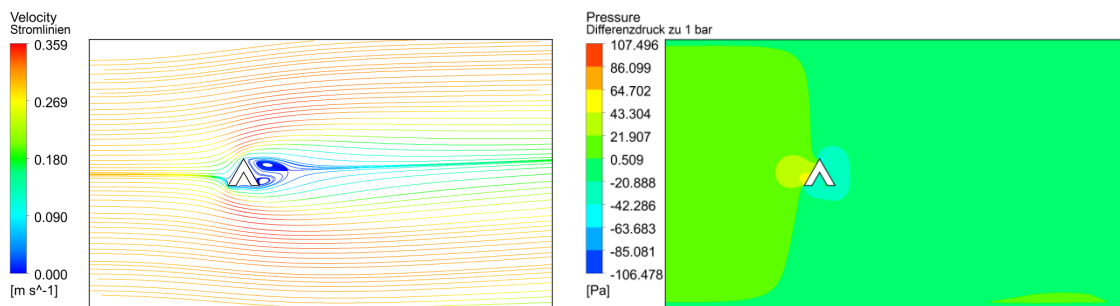
⁷⁸ Hier wird nur die stationäre Strömung betrachtet. Allerdings ist auch bei instationärer Strömung um Kreisprofile, im zeitlichen Mittel, keine Vorzugsrichtung für die Strömungsblenkung zu erkennen.

⁷⁹ Als symmetrische Profile werden hier Geometrien mit einer vertikalen Symmetrieachse bezeichnet. Damit ist die Symmetrieachse der Profile senkrecht zur Hauptströmungsrichtung.

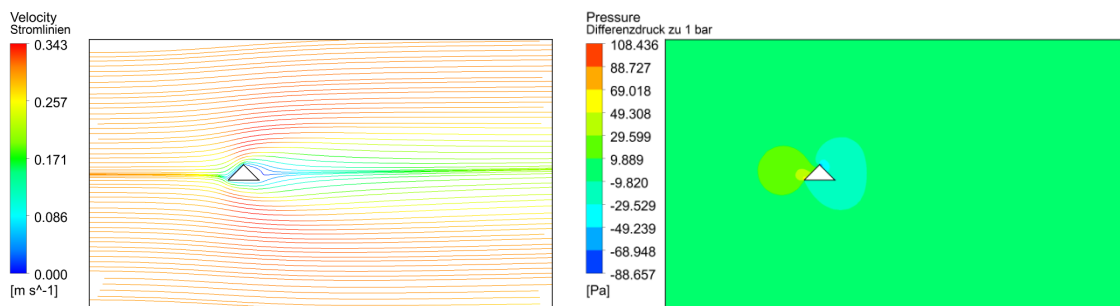
Mit der Strukturgröße erhöht sich selbstverständlich auch die Umlenkwirkung auf die Strömung, Bild 7.13 unten.



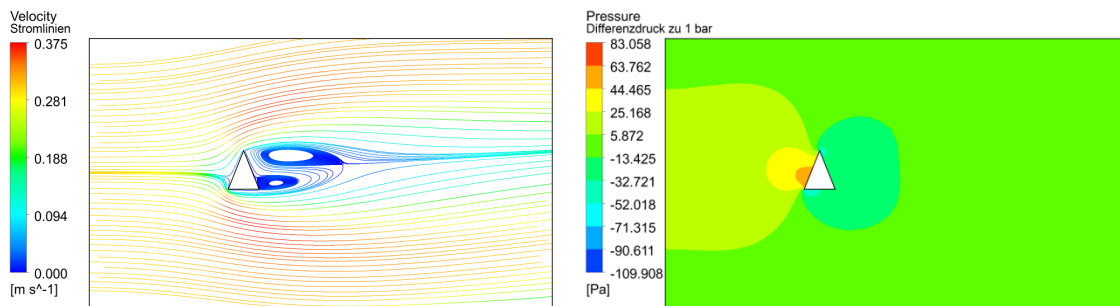
gleichseitiges Dreieck (Kantenlänge 4 mm)



hohles gleichseitiges Dreieck (Kantenlänge 2 mm innen und 4 mm außen)

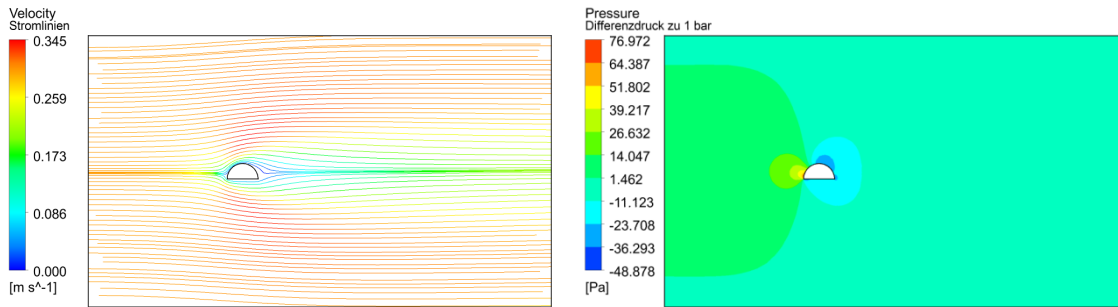


Dreieck (4 mm breit, 2 mm hoch)

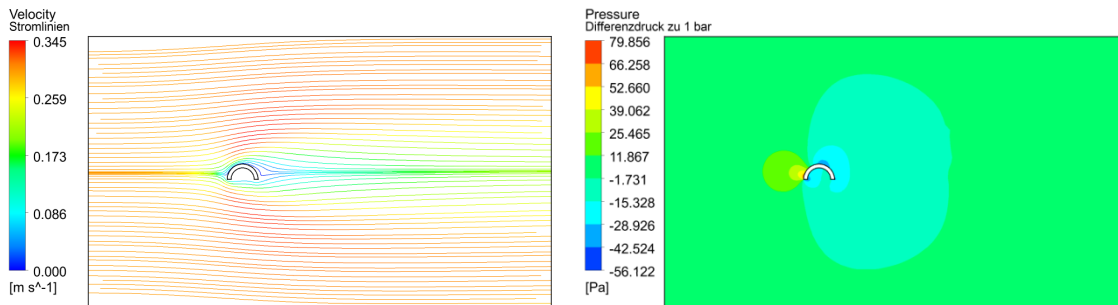


Dreieck (4 mm breit, 5 mm hoch)

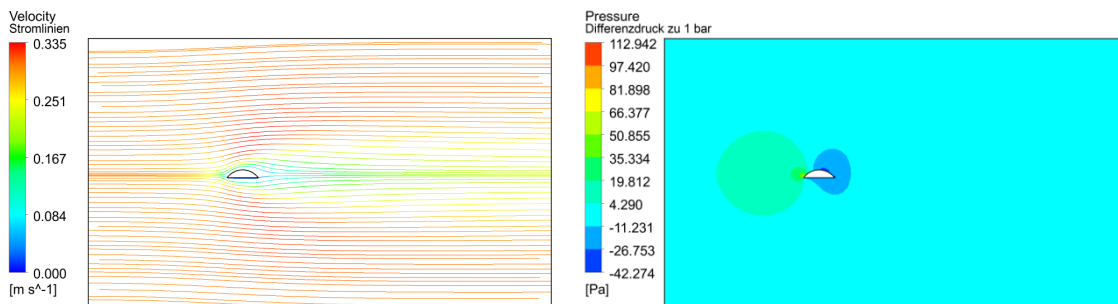
Bild 7.11: Umströmung von **dreieckförmigen symmetrischen Profilen**, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



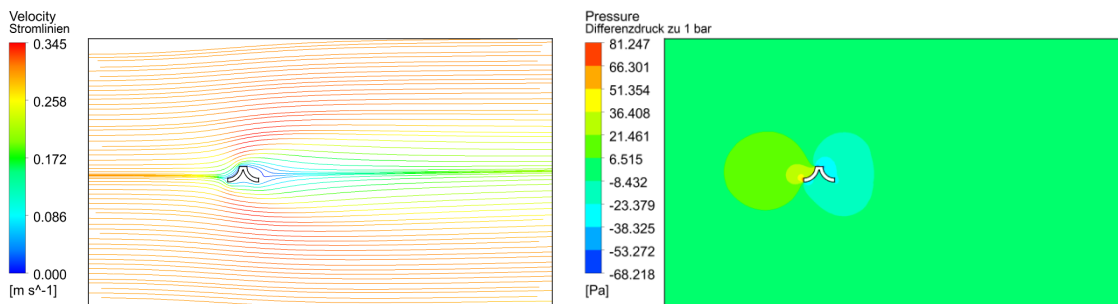
Halbkreis (Radius 2 mm)



hohler Halbkreis (Radius 1,5 mm innen und 2 mm außen)

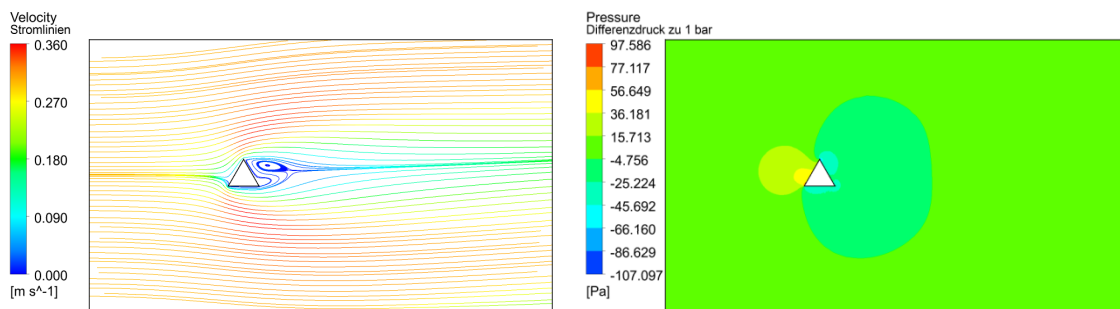


Kreissegment (4 mm breit, 1 mm hoch)

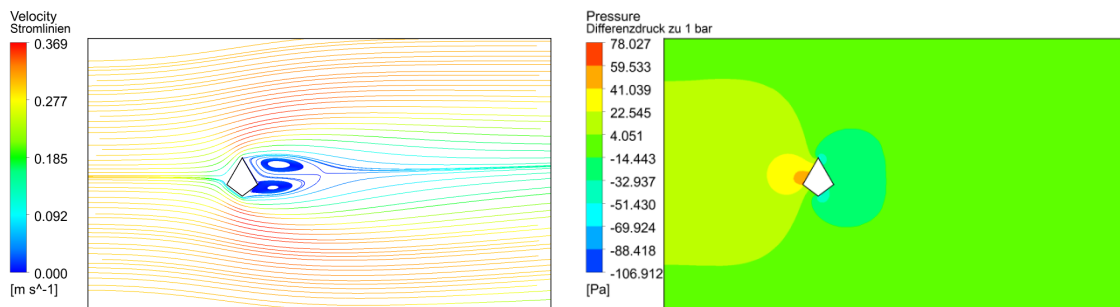


Doppelbogen (4 mm breit, 2 mm hoch)

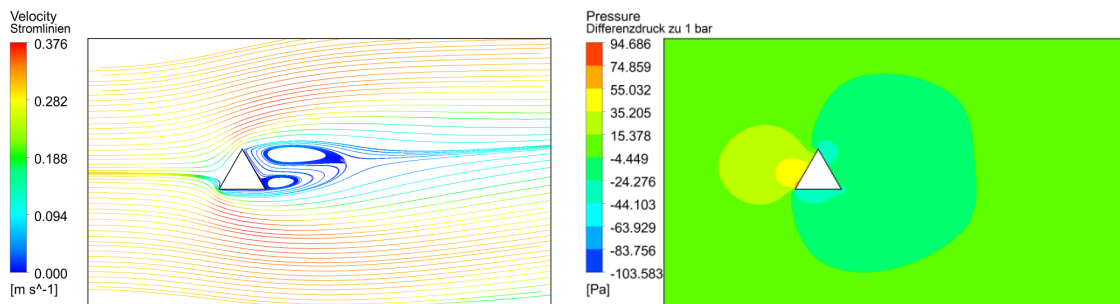
Bild 7.12: Umströmung von **bogenförmigen symmetrischen Profilen**, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



gleichseitiges Dreieck (Kantenlänge 4 mm)



gleichseitiges Dreieck mit Erweiterung (Kantenlänge oben 4 mm, Höhe unten 1,5 mm)



großes gleichseitiges Dreieck (Kantenlänge 6 mm)

Bild 7.13: Variationen der Dreiecksform, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab

7.3 Strömung um asymmetrische Profile

Die Umlenkwirkung von asymmetrischen⁸⁰ Profilen auf die Strömung wird anhand der in Bild 7.14 dargestellten Geometrievarianten untersucht. Für die Flügelprofile sind nur die Hauptmaße angegeben, da die Umlenkwirkung nur qualitativ beurteilt wird und damit die eindeutige Bemaßung der verwendeten Spline-Kurven nicht relevant ist.

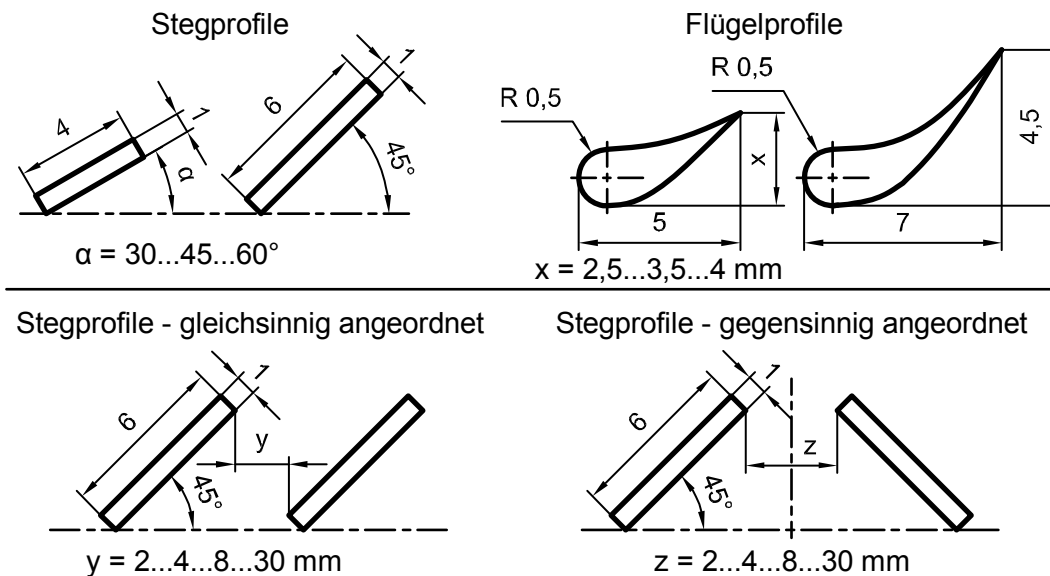


Bild 7.14: Abmessungen der untersuchten asymmetrischen Profile

Stegförmige Profile lenken die Strömung stärker ab als ähnlich große dreieckförmige Profile, Bild 7.15. Wird der Anströmwinkel allerdings zu groß gewählt, dann verringert sich die Ablenkung (Bild 7.15, Steg 60°). Wie bereits an dreieckförmigen Profilen gezeigt⁸¹, steigt auch bei stegförmigen Profilen die Ablenkung mit der Strukturgröße an, Bild 7.15.

Flügelprofile⁸² weisen bei ähnlicher Größe eine bessere Umlenkwirkung als stegförmige Profile auf, Bild 7.16. Dies liegt daran, dass bei Flügelprofilen der Strömungsabriss nicht so ausgeprägt ist wie bei stegförmigen Profilen. Je größer und stärker gekrümmt das Flügelprofil ist, desto stärker lenkt es die Strömung ab. Allerdings besteht bei zu starker Krümmung die Gefahr des frühen Strömungsabrisse und damit einer deutlichen Verschlechterung der Umlenkwirkung. Dies ist bei der hier verwendeten, relativ kleinen Strömungsgeschwindigkeit von 0,3 m/s kaum zu beobachten, kann jedoch bei größeren Geschwindigkeiten auftreten.

⁸⁰ Mit „asymmetrisch“ ist das Fehlen einer vertikalen Symmetrieachse bei jeder einzelnen Struktur gemeint.

⁸¹ vgl. Bild 7.13

⁸² Im Gegensatz zu Tragflächen-Profilen von z. B. Flugzeugen geht es hier nicht darum einen hohen Auftrieb zu erzeugen, sondern das anströmende Fluid möglichst stark senkrecht zur Hauptströmungsrichtung abzulenken.

Asymmetrische Profile haben, bei ähnlicher Größe und günstiger Gestaltung, eine höhere Umlenkwirkung auf die Strömung als symmetrische Profile. Allerdings lenken asymmetrische Profile bei umgekehrter Anströmungsrichtung⁸³, im Gegensatz zu symmetrischen Profilen, die Strömung in die „falsche“ Richtung ab, Bild 7.17. Dabei besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen stegförmigen und flügel förmigen Profilen. Stegförmige Profile lenken die Strömung, unabhängig von der Anströmungsrichtung, stets gleich stark⁸⁴ ab. Dagegen hängt die Umlenkwirkung von Flügelprofilen stark von der Anströmungsrichtung ab. Bei umgekehrter Anströmungsrichtung lenken Flügelprofile die Strömung deutlich schwächer ab. Damit ist der Einsatz von einzelnen asymmetrischen Profilen als RS bei wechselnder Wellendrehrichtung nicht sinnvoll. Für Anwendungen mit einer konstanten Drehrichtung der Welle ist die Verwendung von asymmetrischen Profilen zu empfehlen. Dabei kann eine bessere Umlenkwirkung erzielt werden als mit symmetrischen Profilen. In der Regel werden mehrere RS über den Umfang einer PTFE-MD verteilt. Asymmetrische Profile können dabei in unterschiedlichem Abstand voneinander gegen- und gleichsinnig auf einer PTFE-MD angeordnet werden, Bild 7.18 und Bild 7.19.

Bei gegensinniger Anordnung verringert sich die gesamte Umlenkwirkung im Vergleich zu einer einzelnen Struktur umso mehr, je weiter die Strukturen voneinander entfernt sind, Bild 7.18. Dies liegt daran, dass die Umlenkwirkung des zuerst angeströmten Profils von dem nachfolgenden Profil mit steigendem Abstand stärker aufgehoben wird. Dieser Effekt ist bei Flügelprofilen nicht so stark ausgeprägt wie bei stegförmigen Profilen, da die Umlenkwirkung von Flügelprofilen von der Anströmungsrichtung abhängt⁸⁵. Bei geringem Abstand ähneln zwei gegensinnig angeordnete asymmetrische Strukturen in ihrem Umströmungsverhalten einem symmetrischen Profil⁸⁶ und können damit auch bei wechselnder Wellendrehrichtung eingesetzt werden.

Gleichsinnig angeordnete Strukturen verstärken in Summe die Umlenkwirkung im Vergleich zu einzelnen Strukturen. Dabei ist die Verstärkung umso größer, je weiter die Profile auseinander liegen, Bild 7.19. Eine gleichsinnige Anordnung von asymmetrischen Profilen ist nur sinnvoll, wenn keine Umkehr der Strömungsrichtung bzw. Wellendrehrichtung zu erwarten ist.

Der maximale Abstand von 30 mm zwischen den Profilen in Bild 7.18 und Bild 7.19 entspricht in etwa acht RS, die gleichmäßig über den Umfang einer PTFE-MD mit einem Nenndurchmesser von 80 mm verteilt sind. Da weniger als acht RS unüblich sind, sind größere Abstände zwischen zwei RS nur bei größeren Nenndurchmessern von Interesse.

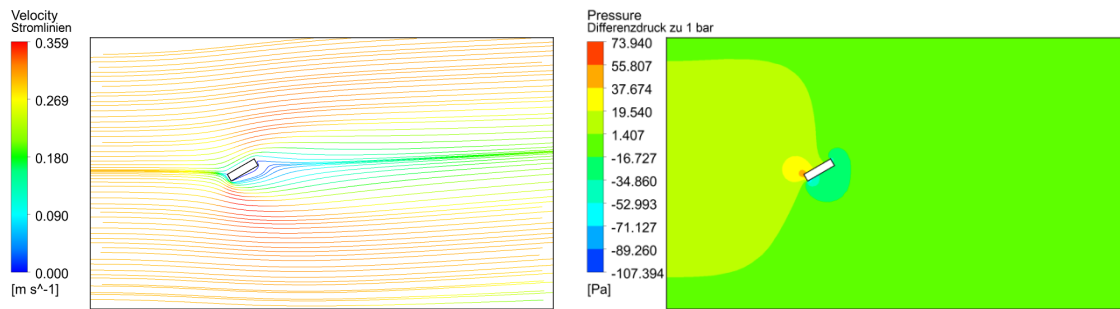
Außer der Steg- und der Flügelform sind selbstverständlich zahlreiche andere Geometrien für asymmetrische Profile denkbar. Die prinzipiellen Zusammenhänge können aber hinreichend anhand der beiden gewählten Formen dargelegt werden.

⁸³ Eine Umkehr der Anströmungsrichtung entspricht einem Wechsel der Wellendrehrichtung.

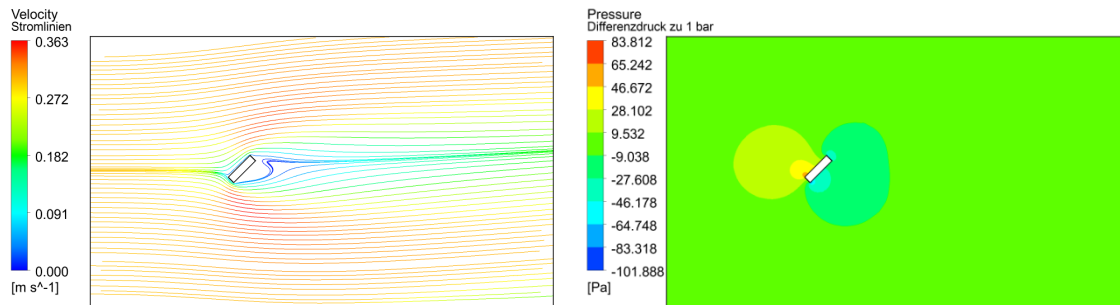
⁸⁴ Die geringfügigen Unterschiede in Bild 7.17 werden durch ebenfalls geringe Unterschiede in der Vernetzung hervorgerufen.

⁸⁵ siehe auch Bild 7.17

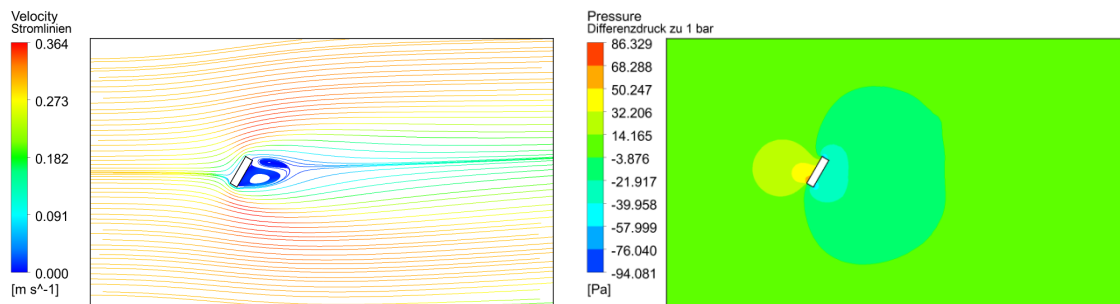
⁸⁶ vgl. z. B. Bild 7.11 mit Bild 7.18



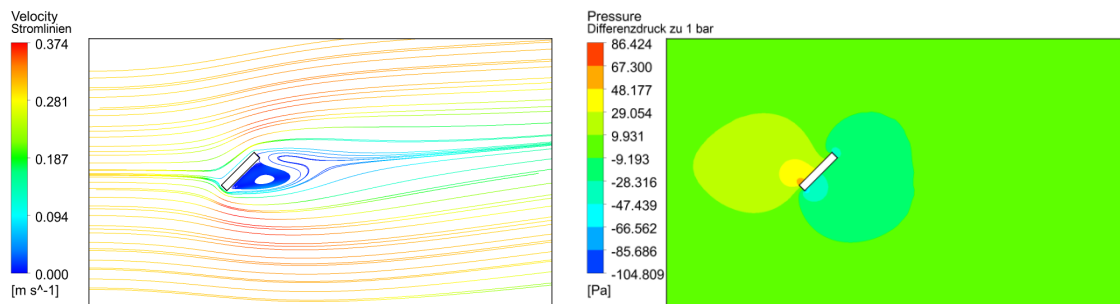
Steg 30° (Winkel zur Horizontalen 30°, 4 mm lang, 1 mm breit)



Steg 45° (Winkel zur Horizontalen 45°, 4 mm lang, 1 mm breit)

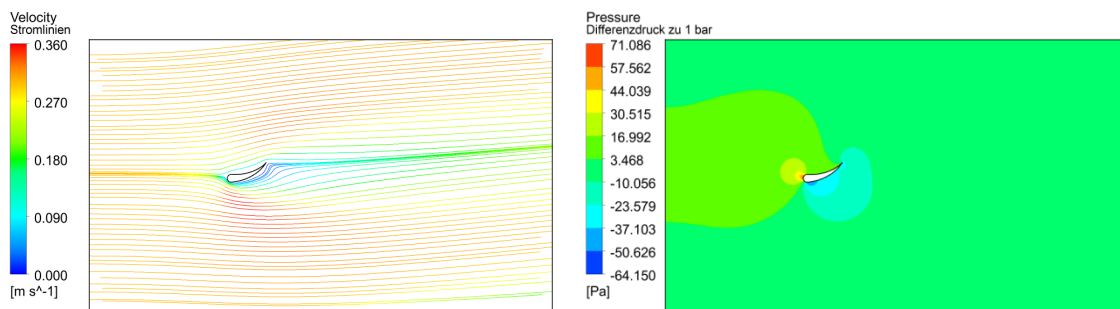


Steg 60° (Winkel zur Horizontalen 60°, 4 mm lang, 1 mm breit)

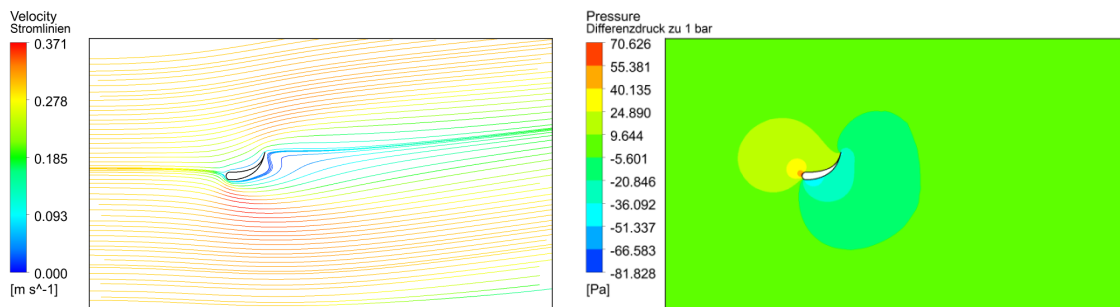


langer Steg 45° (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)

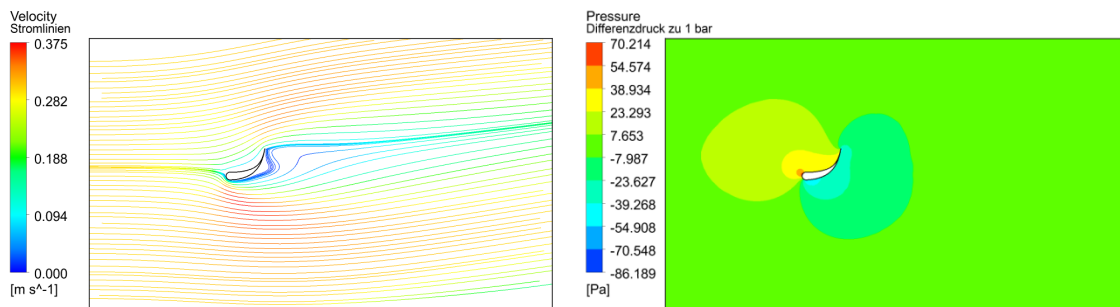
Bild 7.15: Umströmung von **stegförmigen Profilen**, $u = 0,3$ m/s, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



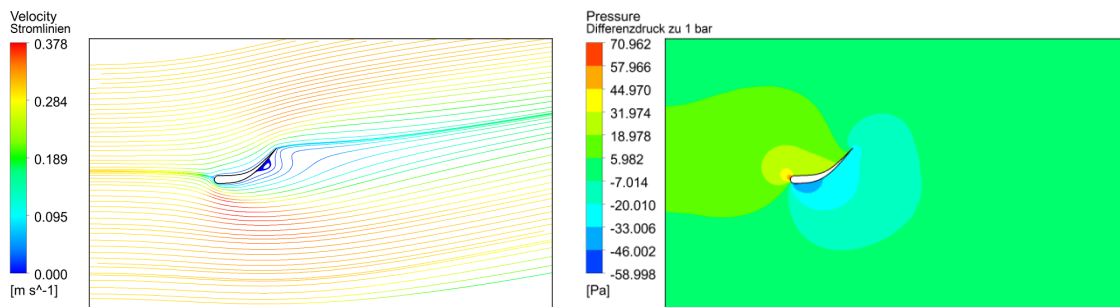
Flügel, 5 mm breit, 2,5 mm hoch



Flügel, 5 mm breit, 3,5 mm hoch

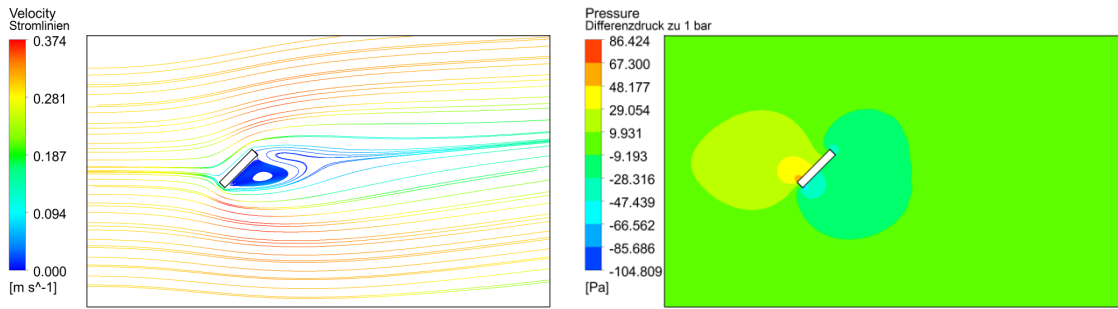


Flügel, 5 mm breit, 4 mm hoch

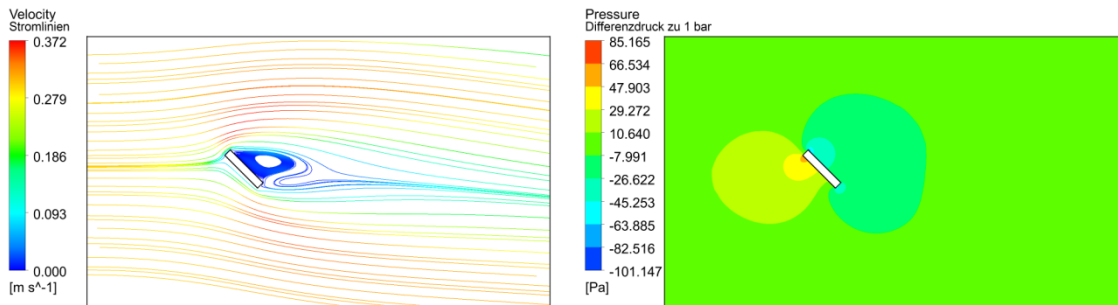


Flügel, 7 mm breit, 4,5 mm hoch

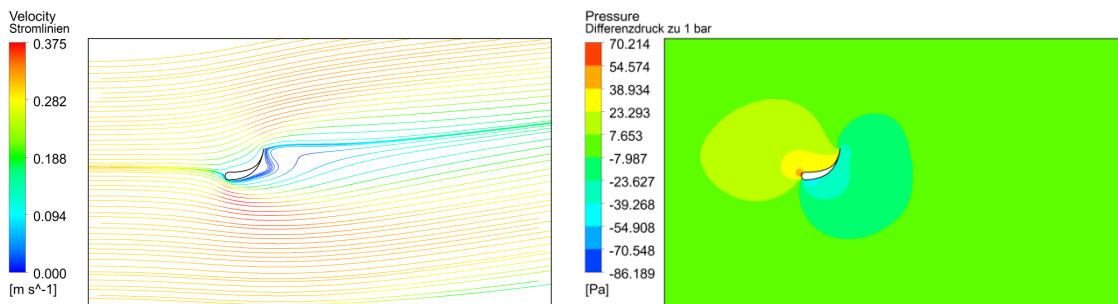
Bild 7.16: Umströmung von **Flügelprofilen**, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



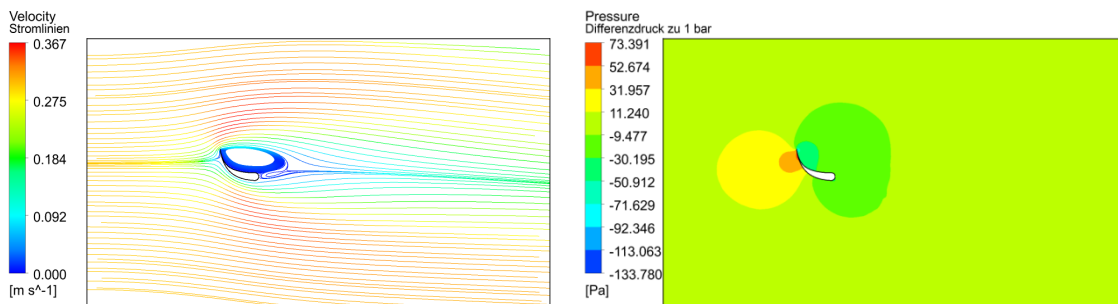
Steg (Winkel zur Horizontalen 45° , 6 mm lang, 1 mm breit)



Steg umgekehrt angeströmt (Winkel zur Horizontalen 135° , 6 mm lang, 1 mm breit)

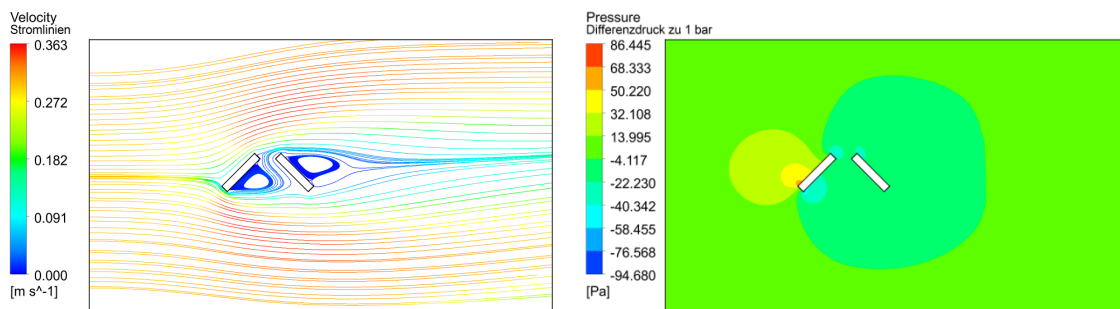


Flügel, 5 mm breit, 4 mm hoch

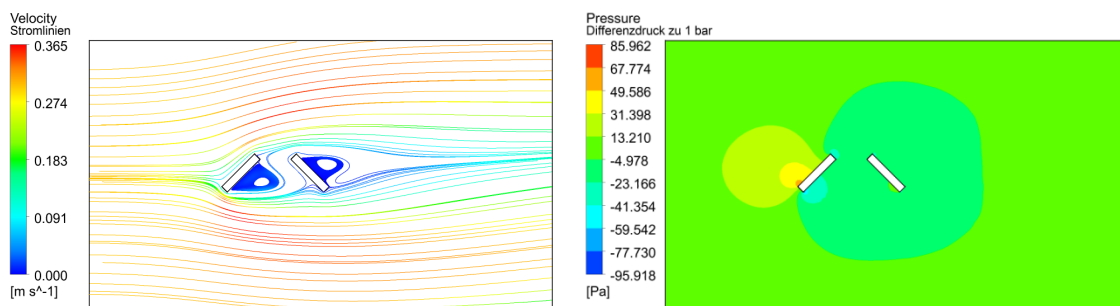


Flügel umgekehrt angeströmt, 5 mm breit, 4 mm hoch

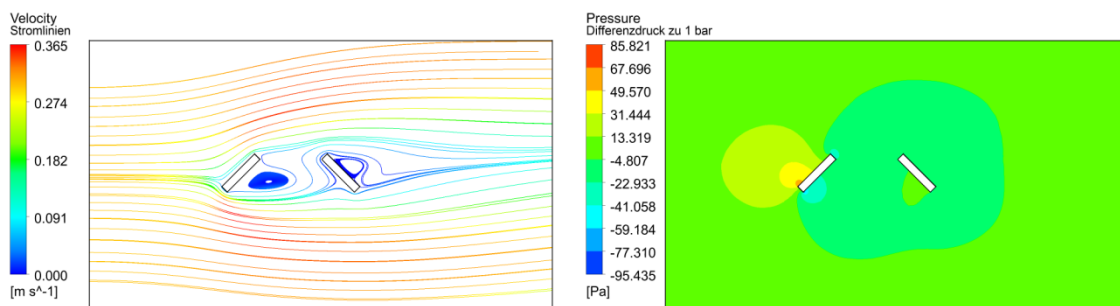
Bild 7.17: Einfluss der Anströmungsrichtung, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



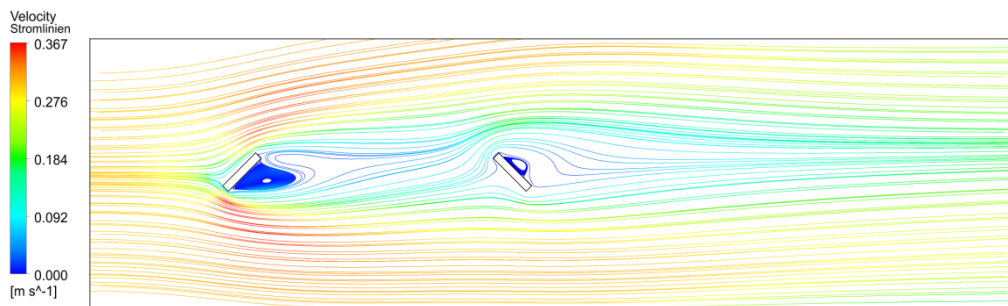
2 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)



4 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)

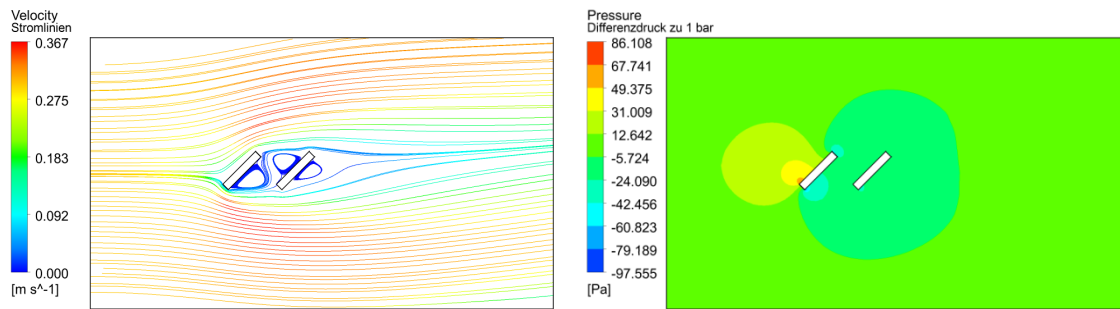


8 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)

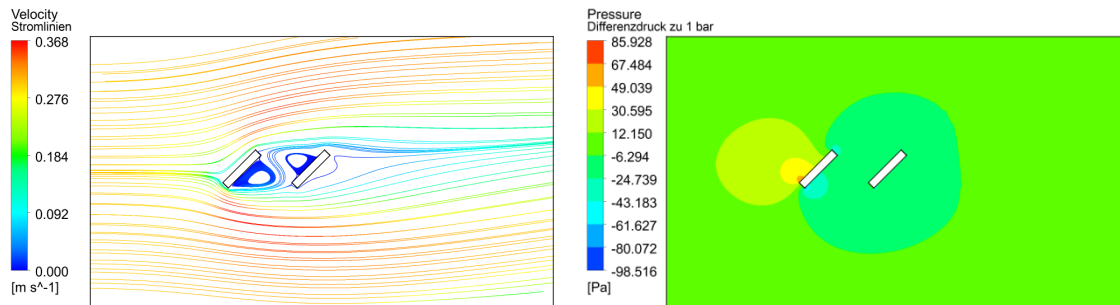


30 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)

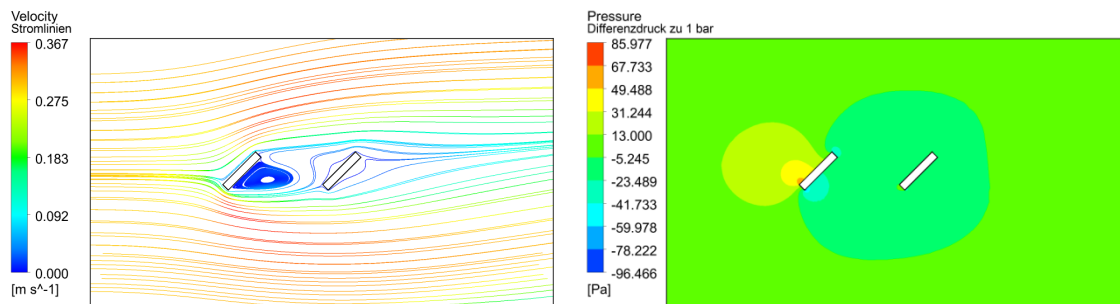
Bild 7.18: **gegenseitige** Anordnung von **stegförmigen Profilen**, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab



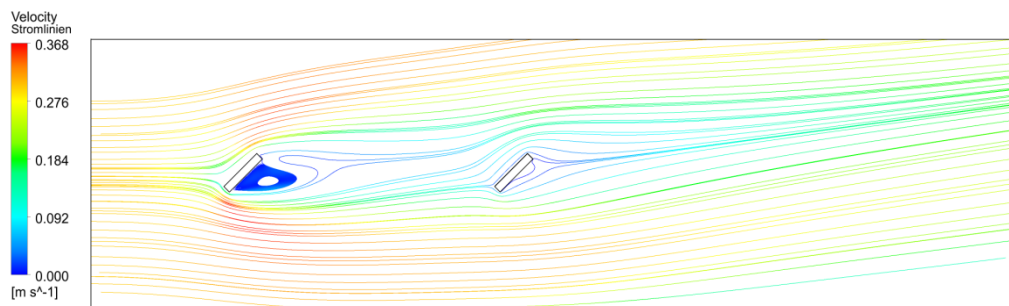
2 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)



4 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)



8 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)



30 mm Abstand (Winkel zur Horizontalen 45°, 6 mm lang, 1 mm breit)

Bild 7.19: **gleichsinnige** Anordnung von **stegförmigen Profilen**, $u = 0,3$ m/s, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab

7.4 Fazit – Umlenkvermögen von freistehenden RS

Gemäß den obigen Ergebnissen können folgende Empfehlungen für die Gestaltung von freistehenden Profilen bzw. RS⁸⁷ gegeben werden:

- Bei wechselnder Wellendrehrichtung (Strömungsrichtung) sind dreieckförmige RS zu empfehlen. Sehr ähnliche Umlenkeigenschaften haben nahe zusammenliegende, gegenseitig angeordnete Stegprofile, Bild 7.18. Damit kann die, für den jeweiligen Anwendungsfall, z. B. fertigungstechnisch günstigere Variante gewählt werden.
- Für Anwendungen mit konstanter Wellendrehrichtung sind asymmetrische Profile als RS zu empfehlen. Insbesondere Flügelprofile zeigen deutlich bessere Umlenkeigenschaften als dreieckförmige Profile, Bild 7.20. Aber auch die geometrisch sehr einfachen stegförmigen Profile haben ein größeres Umlenkvermögen als dreieckförmige Profile.
- Größere Profile lenken die Strömung stärker um als kleinere. Damit ist der Einsatz von möglichst großen RS zu empfehlen. Allerdings ist für die Umlenkwirkung bei einer PTFE-MD vor allem derjenige Bereich einer RS relevant, der sich im Kontakt mit der Welle befindet. Ist die RS zu groß, liegt sie nicht mehr vollständig auf der Welle auf⁸⁸. Daher kann die Größe einer RS nur eingeschränkt gesteigert werden.

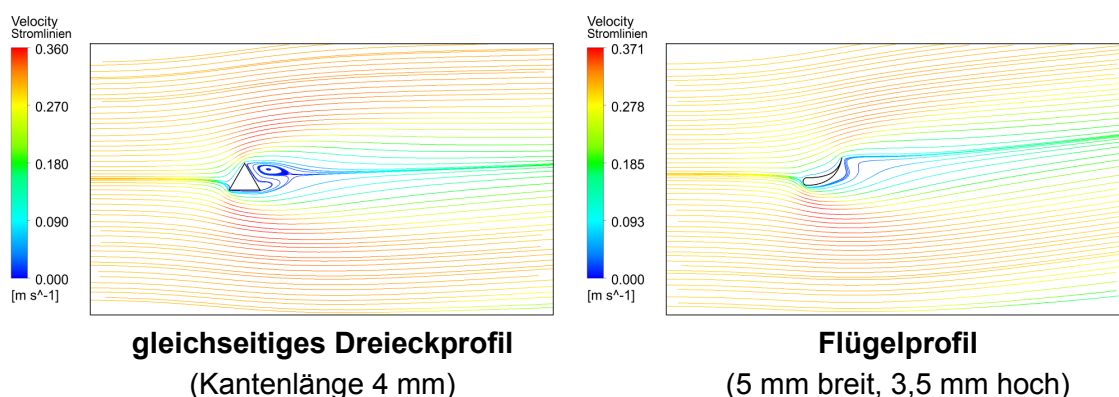


Bild 7.20: Vergleich der Umlenkwirkung, $u = 0,3 \text{ m/s}$, laminar und stationär gerechnet, Abbildungen haben den gleichen Maßstab

Die in diesem Kapitel vorgestellte Untersuchungsmethode eignet sich gut zur qualitativen Bewertung des Umlenkvermögens unterschiedlicher umströmter Profile. Allerdings müssen folgende Einschränkungen berücksichtigt werden:

- Die Quantifizierbarkeit der Umlenkwirkung ist nicht ohne Weiteres möglich, da keine eindeutige Bilanzfläche zur Ermittlung des Massenstroms vorhanden ist.

⁸⁷ Bei freistehenden RS wird der Einfluss des geschlossenen Rings auf die Umlenkwirkung nicht berücksichtigt.

⁸⁸ siehe [45], [48] und [52]

- Zwar wird die Umfangsgeschwindigkeit der Welle als Strömungsgeschwindigkeit am Inlet vorgegeben, der Einfluss der Schlepplströmung durch die Welle kann auf diese Weise aber nicht genau berücksichtigt werden. Hierzu ist eine dreidimensionale Modellierung wie z. B. in Bild 7.21 erforderlich, da das Geschwindigkeitsprofil der Schlepplströmung von der Modellhöhe⁸⁹ abhängt.
- Der Einfluss des geschlossenen Rings wird nicht berücksichtigt.
- Die Strömungsform hängt von der Strömungsgeschwindigkeit am Inlet sowie von der Größe und Geometrie des umströmten Profils ab. Bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten bzw. Reynolds-Zahlen können sich die Strömungsverhältnisse ändern und die Strömung kann instabil werden. Bei instabilen Strömungen sind turbulente und/ oder instationäre Simulationen erforderlich. Damit ist eine Vergleichbarkeit der Strömungen um die zu untersuchenden Profilvarianten eventuell nicht mehr gegeben. Denn bei instationären Strömungen ist ein Vergleich der Umlenkwirkung unterschiedlicher Profile nicht ohne Weiteres möglich, da das Strömungsbild sich mit der Zeit verändert.

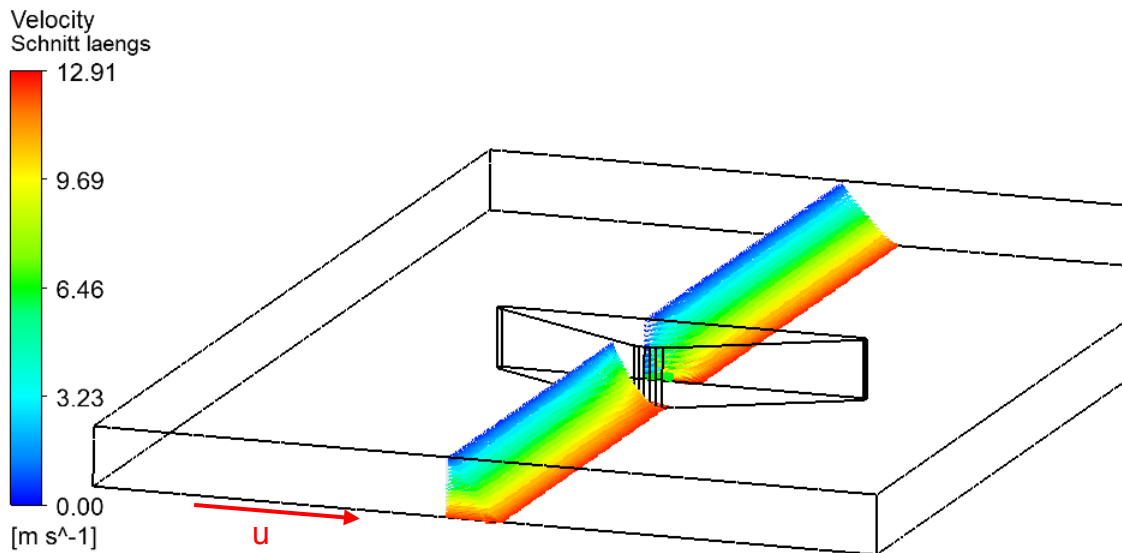


Bild 7.21: Beispiel für die Schlepplströmung in einem 3D-Modell, dargestellt sind die Geschwindigkeitsvektoren auf einer Schnittebene

Neben den drei oben empfohlenen Grundformen⁹⁰, sind auch zahlreiche andere Grundformen für RS denkbar. Die obigen Untersuchungen zeigen allerdings, dass Dreieck- und Flügelprofile, im jeweils empfohlenen Einsatzgebiet, die besten Umlenkigenschaften aufweisen. Stegförmige Profile können, als geometrisch einfachere Alternative, anstatt von Dreieck- und Flügelprofilen verwendet werden. Weiterführende Untersuchungen an anderen Grundformen für RS machen somit wenig Sinn. In den nachfolgenden Kapiteln zum Förderverhalten von RS werden daher nur noch die drei Grundformen Dreieck, Flügel und Steg untersucht.

⁸⁹ Die Modellhöhe erstreckt sich in die radiale Richtung der PTFE-MD bzw. der Welle.

⁹⁰ Dreieck, Flügel, Steg

Die drei empfohlenen Grundformen für RS können hinsichtlich ihrer Umlenkwirkung, anhand der in diesem Kapitel vorgestellten Einflussfaktoren⁹¹, optimiert werden. Allerdings ist aufgrund der oben erläuterten Einschränkungen bei der eingesetzten Modellierungsmethode eine weitere Optimierung an dieser Stelle nicht zielführend. Zum Beispiel ist mit der eingesetzten Modellierungsmethode eine Beurteilung geringer Änderungen im Umlenkverhalten nicht möglich.

RS können sich gegenseitig in ihrer Umlenkwirkung behindern, wenn sie in zu geringem Abstand voneinander angeordnet werden, Bild 7.19. Bei einer Optimierung sollte daher ein Kompromiss zwischen einer hohen Anzahl der RS und einer möglichst geringen gegenseitigen Störung angestrebt werden. Mit der in diesem Kapitel vorgestellten qualitativen Untersuchungsmethode ist eine solche Optimierung nicht durchführbar.

Um eine genauere Untersuchung der Funktionsmechanismen von RS zu ermöglichen, werden die Einschränkungen der in diesem Kapitel verwendeten Modellierungsmethode in dem nachfolgenden Kapitel ausgeräumt.

⁹¹ z. B. Größe, Anströmwinkel, Anzahl, Anordnung, usw.

8 Fördervermögen von RS am geschlossenen Ring

Im vorhergehenden Kapitel wird das Umlenkvermögen von freistehenden Profilen diskutiert. Dabei können Dreieck-, Flügel- und Stegprofile als empfehlenswerte Grundgeometrien für RS identifiziert werden. Allerdings werden im vorhergehenden Kapitel bei der Modellierung des Strömungsgebiets der geschlossene Ring und die Schleppströmung durch die Welle vernachlässigt. Nachfolgend wird das Umlenkvermögen der drei erwähnten Grundgeometrien als RS, ohne die besagten Vereinfachungen, genauer untersucht. Für eine realistische Nachbildung des geschlossenen Rings und der Schleppströmung durch die Welle wird eine dreidimensionale Modellierung verwendet, Bild 8.1. Dabei wird der Bereich um die RS einer PTFE-MD abgewickelt und somit vereinfacht, ohne Berücksichtigung der Krümmung, modelliert.

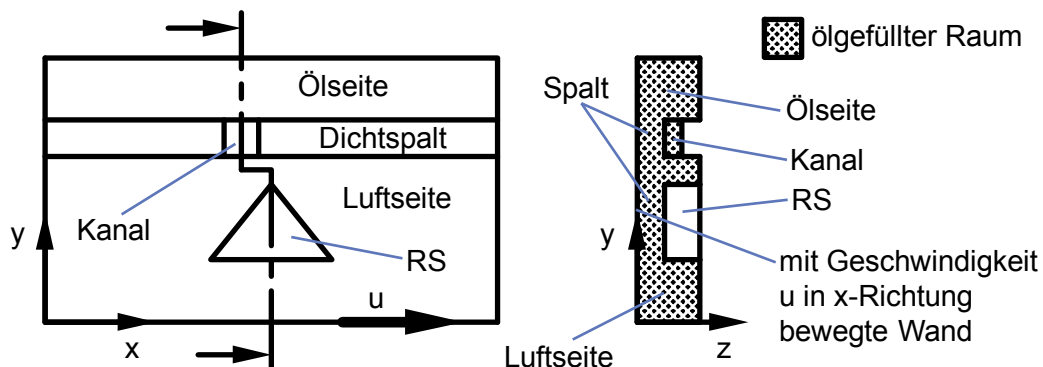


Bild 8.1: 3D-Modellierung – Umlenkvermögen von RS am geschlossenen Ring

Bei der Modellierung nach Bild 8.1 ist eine qualitative Strömungsbegutachtung, wie sie im vorigen Kapitel vorgenommen wird, nicht zielführend. Wenn die RS direkt in den geschlossenen Ring übergeht, kann anhand des Strömungsbildes keine Aussage über das Umlenkvermögen der RS gemacht werden. Befindet sich eine RS in geringem Abstand zum geschlossenen Ring, ist das Strömungsbild zwischen RS und geschlossenem Ring, selbst bei stark unterschiedlichen RS, sehr ähnlich. Das Strömungsbild kann somit nicht direkt zur Begutachtung der Umlenkwirkung herangezogen werden. Aus diesem Grund wird nachfolgend das Umlenkvermögen einer RS anhand des Förderwerts durch den geschlossenen Ring beurteilt. Dies ermöglicht zudem eine Quantifizierung des Umlenkvermögens und vereinfacht damit den Vergleich unterschiedlicher RS erheblich. Dabei sind prinzipiell zwei Möglichkeiten durch den geschlossenen Ring zu fördern vorhanden:

Die Luft und die Ölseite sind durch einen 10 μm hohen Spalt verbunden. Dieser Spalt bildet den hydrodynamischen Dichtspalt nach. Bei üblichen Betriebsbedingungen für PTFE-MD ist mit einer Spalthöhe in der Größenordnung von 1 μm zu rechnen⁹². Die modellierte Höhe stellt also einen unrealistisch hohen Wert für den hydrodynamischen Dichtspalt dar. Der Grund für die Wahl einer Höhe von 10 μm ist die einfachere Modellerstellung und bessere bzw. schnellere Konvergenz der Modelle.

Der Dichtspalt muss relativ fein vernetzt werden, damit die Strömung darin korrekt nachgebildet wird. Zudem kann die Elementgröße⁹³, vom Spalt ausgehend, nur relativ langsam gesteigert werden, da ansonsten die Konvergenz der Modelle unzulässig schlecht wird. Mit sinkender Spalthöhe steigt somit die Anzahl der für die Vernetzung erforderlichen Elemente und damit die Modellgröße. Bei den nachfolgend verwendeten Modellen erreicht die Elementanzahl teilweise einige Millionen. Bei einer Spalthöhe von 1 μm sind zum Teil Modelle mit über 10 Millionen Elementen erforderlich, was einen hohen Modellierungs- und Rechenaufwand zur Folge hat. Da in diesem Kapitel die Einflüsse auf den Förderwert untersucht werden, muss lediglich die Vergleichbarkeit der Förderwerte der unterschiedlichen Modelle untereinander gewährleistet sein. Dies ist auch bei einer Spalthöhe von 10 μm gegeben. Auch die starke Drosselwirkung des Dichtspaltes auf den Förderwert einer RS kann mit einer Spalthöhe von 10 μm ausreichend genau nachgebildet werden.

Aus den obigen Gründen sind die nachfolgend vorgestellten Förderwerte untereinander vergleichbar, dürfen aber nicht als realistische Werte für die Förderwirkung einer RS durch den hydrodynamischen Dichtspalt betrachtet werden⁹⁴.

In Teilbereichen des Dichtspalts können Rückströmungen von der Öl- zur Luftseite auftreten. Die nachfolgend aufgeführten Förderwerte entsprechen stets dem Massenstrom von der Luft- zur Ölseite.

Zwischen der RS und der bewegten unteren Modellwand wird ebenfalls ein 10 μm hoher Spalt modelliert, Bild 8.2. Dieser Spalt bildet das hydrodynamische Abheben der RS von der Welle nach. Dies ist insbesondere bei RS, die direkt in den geschlossenen Ring übergehen, von Bedeutung. Reicht die RS in einem solchen Fall bis zur unteren Modellwand⁹⁵, wird ein Teil der Schlepplströmung direkt in den Spalt umgelenkt, was unrealistisch ist. Zudem wäre damit die Vergleichbarkeit der Förderwerte von RS, welche direkt in den geschlossenen Ring übergehen, und RS mit Abstand zum geschlossenen Ring nicht gegeben.

Im Gegensatz zu Kap. 7, ermöglicht die vorgestellte Modellierung die quantitative Erfassung des Einflusses der Anzahl von RS auf ihr Umlenkvermögen bzw. ihren Förderwert. Hierzu wird nach Bild 8.2 die Anzahl der RS über die Abmessungen des Strömungsgebiets und durch translatorische Periodizitäts-Randbedingungen⁹⁶ be-

⁹² siehe hierzu z. B. [59] und [60]

⁹³ Größe der Elemente, die für die Vernetzung verwendet werden.

⁹⁴ Die Förderwerte von RS bei realistischen Spalthöhen (unterhalb von 10 μm) werden in Kap. 9 vorgestellt.

⁹⁵ Die untere Modellwand entspricht der Wellenoberfläche.

⁹⁶ Bei der translatorischen Periodizität sind das Geschwindigkeitsprofil und die Druckverteilung auf den betreffenden Flächen identisch.

rücksichtigt. Wenn nicht anders angegeben, wird bei der Modellierung von jeweils 12 RS, die gleichmäßig über den Umfang der PTFE-MD verteilt sind, ausgegangen. Bei dem hier betrachteten Wellendurchmesser von 80 mm entspricht dies nach Bild 8.2 einem Abstand von ca. 20,94 mm zwischen zwei benachbarten RS.

8.1.1 Einfluss der Grundgeometrie und der Lage einer RS

Gemäß Kap. 7 können Dreieck- und Doppelstegprofile, aufgrund ihrer guten Umlenkwirkung, als RS für Anwendungen mit wechselnder Wellendrehrichtung empfohlen werden.

In Bild 8.5 und Bild 8.6 sind die Strömungsverhältnisse bei einem Dreieck- und einem Doppelstegprofil, in Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, dargestellt. Die Abmessungen der RS sind dabei so gewählt, dass ihr Platzbedarf auf der PTFE-MD gleich ist. Diese Maßnahme ist erforderlich, da der Förderwert einer RS auch von ihrer Größe abhängt. Durch die konstanten Hauptabmessungen der RS ist eine Vergleichbarkeit der nachfolgend vorgestellten Förderwerte gegeben.

Der Förderwert der dreieckförmigen RS ist in etwa doppelt so groß wie der Förderwert der doppelstegförmigen RS. Damit ist das Umlenkvermögen einer dreieckförmigen RS am geschlossenen Ring, bei gleichem Platzbedarf, deutlich größer als das Umlenkvermögen einer doppelstegförmigen RS. Zusätzlich wirkt sich das kleinere Druckpolster, das an der doppelstegförmigen RS aufgebaut wird, negativ auf den Förderwert aus. Dadurch ist die Druckströmung von der Luft- zur Ölseite geringer als bei der dreieckförmigen RS. Zudem kann durch die vergleichsweise geringe Breite der Stege (hier 0,5 mm) das Fluid verstärkt unter den Stegen durchfließen, anstatt zur Ölseite umgelenkt zu werden⁹⁷. Fluid, welches unter dem zuerst angeströmten Steg durchströmt, wird durch den nachfolgenden Steg vom geschlossenen Ring abgelenkt. Dies ist nicht nur für die Förderwirkung der RS von Nachteil, sondern kann im Abdichtbetrieb⁹⁸ zum Abschleudern von Leckage in die Umgebung führen. Bei geringen Leckagemengen, die vollständig durch eine RS zurückgefördert werden können, tritt dieses Problem nicht auf. Da Doppelstegprofile fertigungstechnische Vorteile gegenüber Dreieckprofilen bieten⁹⁹, kann im Allgemeinen nicht von ihrem Einsatz abgeraten werden. Allerdings sollten die obigen Einschränkungen beim Einsatz von Doppelstegprofilen Berücksichtigung finden.

Der Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring wirkt sich bei Dreieck- und Doppelstegprofilen ähnlich aus. Die maximalen Förderwerte werden bei einem direkten Übergang der RS in den geschlossenen Ring erzielt. Bereits ein geringer Abstand der RS zum geschlossenen Ring führt zu einer deutlichen Absenkung des Förderwerts. Wobei der Förderwert auch bei größeren Abständen zwischen RS und geschlossenem Ring nahezu konstant bleibt, Bild 8.3. Um einen möglichst hohen För-

⁹⁷ Dieser Zusammenhang kann mit der hier verwendeten Modellierungsmethode nicht vollständig nachgebildet werden, da eine konstante Spalthöhe vorgegeben wird.

⁹⁸ Im Gegensatz zu den hier vorgestellten Simulationen, steht im Abdichtbetrieb einer PTFE-MD nur eine begrenzte Menge an Fluid bzw. Leckage auf der Luftseite an.

⁹⁹ siehe z. B. [48] und [49]

derwert bei RS, die für Drehrichtungswechsel der Welle geeignet sind, zu erreichen, sollten die RS direkt in den geschlossenen Ring übergehen.

Für Anwendungsfälle mit konstanter Drehrichtung der Welle werden in Kap. 7 Flügel- und Stegprofile empfohlen. Diese Empfehlung beruht auf dem qualitativ eindeutig höheren Umlenkvermögen dieser drehrichtungsabhängigen Profile im Vergleich zu drehrichtungsunabhängigen Profilen. Dies wird durch die Simulationsergebnisse in Bild 8.7 und Bild 8.8 bestätigt. Hier sind die Strömungsverhältnisse bei einem Flügel- und Stegprofil, in Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, veranschaulicht. Der Platzbedarf der beiden Profile ist dabei gleich und entspricht dem Platzbedarf der oben diskutierten drehrichtungsunabhängigen Profile aus Bild 8.5 und Bild 8.6. Damit ist die Vergleichbarkeit der Förderwerte von Bild 8.5 bis Bild 8.8 gewährleistet.

Die Förderwerte von Flügel- und Stegprofilen durch den Dichtspalt unterscheiden sich nur unwesentlich, sind aber deutlich höher als bei drehrichtungsunabhängigen RS gleicher Größe. Mit steigendem Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring sinkt der Förderwert von Flügel- und Stegprofilen. Allerdings ist das Absinken des Förderwerts nicht so stark ausgeprägt wie bei drehrichtungsunabhängigen RS. Dies verdeutlicht ein Vergleich von Bild 8.3 mit Bild 8.4.

Damit sind drehrichtungsabhängige RS, insbesondere bei vorhandenem Abstand¹⁰⁰ zum geschlossenen Ring, deutlich effizienter als drehrichtungsunabhängige RS. Zum Beispiel ist, bei direktem Übergang in den geschlossenen Ring, der Förderwert des Stegprofils aus Bild 8.8 ca. 4-mal so groß wie der Förderwert des Doppelstegprofils aus Bild 8.6. Dagegen ist bei einem Abstand von 1 mm zum geschlossenen Ring der Förderwert des Stegprofils ca. 11-mal größer als der Förderwert des Doppelstegprofils. Die Gründe für die beträchtlichen Unterschiede bei den Förderwerten von drehrichtungsabhängigen und drehrichtungsunabhängigen RS werden nachfolgend erläutert.

Der Förderwert einer RS setzt sich aus der Schlepp- und der Druckströmung zusammen. Die Schleppströmung wird durch die RS zum geschlossenen Ring abgelenkt. Nur ein geringer Anteil dieser Strömung tritt auf der Ölseite aus, da der enge Dichtspalt eine erhebliche Drosselwirkung aufweist. Die Druckströmung wird durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring hervorgerufen. Um eine nennenswerte Förderwirkung durch Druckströmung zu gewährleisten¹⁰¹, muss der Druckaufbau nahe am geschlossenen Ring erfolgen. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn die RS direkt in den geschlossenen Ring übergeht.

Ein Grund für die, im Vergleich zu drehrichtungsabhängigen RS, geringeren Förderwerte von drehrichtungsunabhängigen RS ist die Sogwirkung auf ihrer strömungsabgewandten Seite (z. B. Bild 8.5). Hierdurch strömt ein Teil der zum geschlossenen

¹⁰⁰ Der Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring kann z. B. zur Verbesserung der statischen Dichtheit dienen. Genauere Ausführungen zur statischen Dichtheit sind in Kap. 3 und Kap. 11.2 zu finden.

¹⁰¹ Der Unterdruck auf der strömungsabgewandten Seite einer drehrichtungsunabhängigen RS wirkt der Förderwirkung zwar entgegen, der Druckaufbau auf der angeströmten Seite ist aber größer (z. B. Bild 8.5). Somit trägt die Druckströmung in Summe stets zum Förderwert bei.

Ring umgelenkten Fluidmenge wieder in die entgegengesetzte Richtung. Besonders starke negative Auswirkungen auf den Förderwert hat dies bei vorhandenem Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring, da hierbei ein Großteil der Schleppströmung wieder vom geschlossenen Ring weggelenkt wird und die Druckströmung kaum zum Förderwert beiträgt. Geht die RS dagegen direkt in den geschlossenen Ring über, ändern sich die Strömungsverhältnisse grundsätzlich. Das Fluid wird nicht mehr vom geschlossenen Ring weggelenkt, sondern zwischen RS und geschlossenem Ring aufgestaut, was zu einer deutlichen Steigerung des Förderwerts führt. Zudem trägt auch die Druckströmung zum Förderwert bei. Die negativen Auswirkungen der strömungsabgewandten Seite einer drehrichtungsunabhängigen RS auf den Förderwert werden bei direktem Übergang in den geschlossenen Ring somit teilweise neutralisiert. Hiermit kann der sprunghafte Anstieg des Förderwerts bei drehrichtungsunabhängigen RS (z. B. Bild 8.3) erklärt werden.

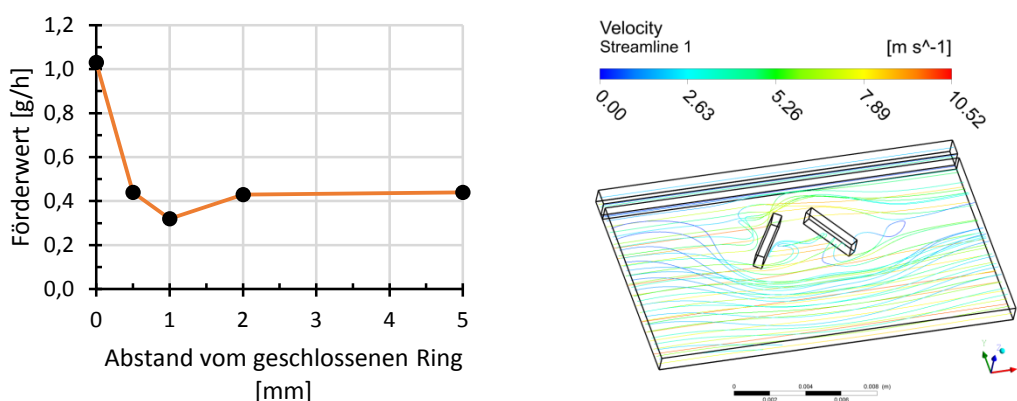


Bild 8.3: Abhängigkeit des Förderwerts vom Abstand zum geschlossenen Ring, Doppelstegprofil nach Bild 8.6

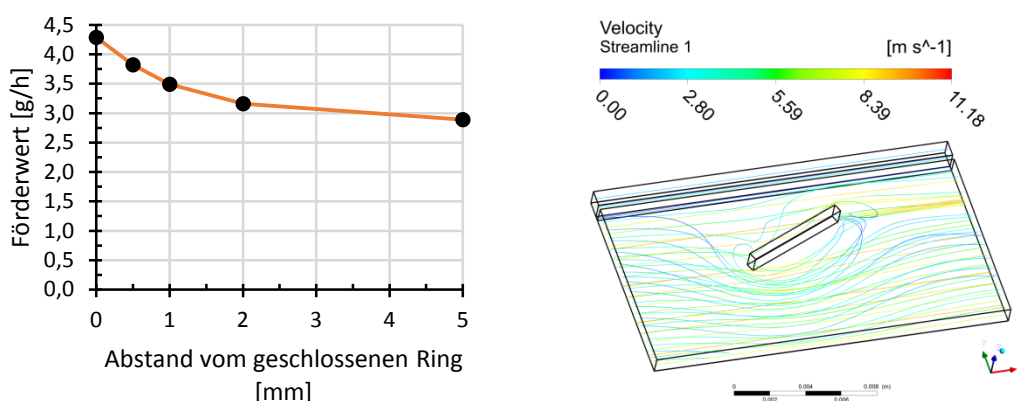


Bild 8.4: Abhängigkeit des Förderwerts vom Abstand zum geschlossenen Ring, Stegprofil nach Bild 8.8

Da drehrichtungsabhängige RS asymmetrisch sind, wirkt sich die Sogwirkung auf ihrer strömungsabgewandten Seite kaum auf den Förderwert aus. Daher sinkt der

Förderwert einer drehrichtungsabhängigen RS bei zunehmendem Abstand zum geschlossenen Ring nur langsam ab (z. B. Bild 8.4).

Ein weiterer Grund für die geringeren Förderwerte von drehrichtungsunabhängigen RS ist ihre, im Vergleich zu drehrichtungsabhängigen RS mit gleichem Platzbedarf, geringere förderwirksame Größe¹⁰². Lediglich die angeströmte Seite einer drehrichtungsunabhängigen RS trägt zur Förderwirkung durch den geschlossenen Ring bei. Damit ist bei gleichem Platzbedarf die förderwirksame Größe einer drehrichtungsunabhängigen RS stets kleiner als die einer drehrichtungsabhängigen RS.

Für die nachfolgenden Untersuchungen wird, aufgrund der höheren Förderwerte, nur noch das Dreieckprofil als drehrichtungsunabhängige RS verwendet. Wobei die am Dreieckprofil gewonnenen Erkenntnisse prinzipiell auch für andere drehrichtungsunabhängige Profile¹⁰³ gelten.

Im Gegensatz zur freistehenden Anordnung nach Kap. 7, können Flügelprofile am geschlossenen Ring ihre herausragenden Umlenkeigenschaften nicht voll entfalten. Dies ist auf die starke Drosselwirkung des Dichtspalts zurückzuführen. Daher besteht kein wesentlicher Unterschied zwischen den Förderwerten in Bild 8.7 und Bild 8.8. Da Flügelprofile zudem eine vergleichsweise komplexe Geometrie¹⁰⁴ aufweisen, wird nachfolgend nur noch das einfachere Stegprofil als drehrichtungsabhängige RS weiter untersucht.

¹⁰² Der Förderwert einer freistehenden RS steigt nach Kap. 7 mit ihrer Größe an. Für RS am geschlossenen Ring gilt dies ebenso und wird unten genauer erläutert.

¹⁰³ z. B. doppelstegförmige und bogenförmige Profile

¹⁰⁴ Komplexe Geometrien sind schwieriger herzustellen als einfache Geometrien und verteuern eine PTFE-MD damit unnötigerweise.

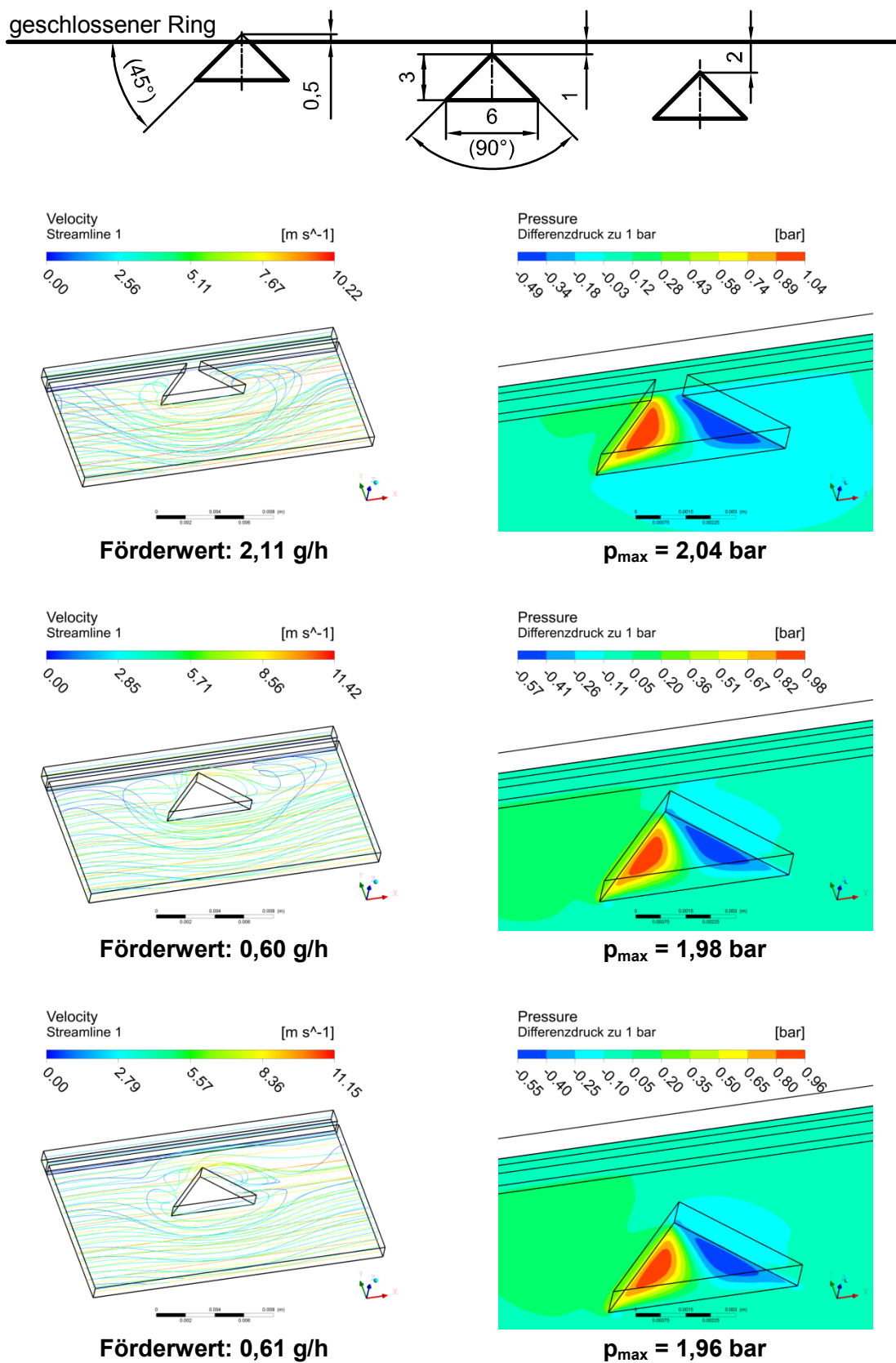
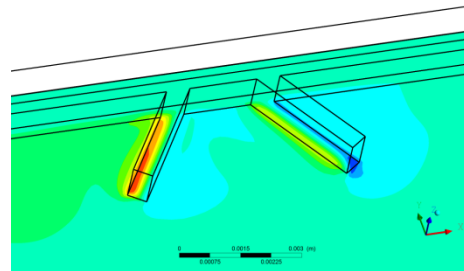
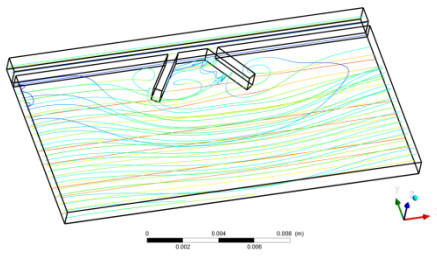
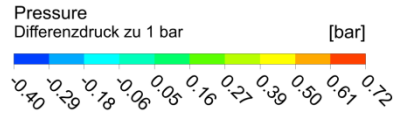
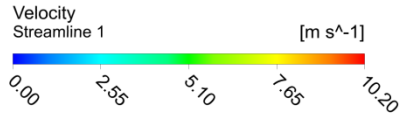
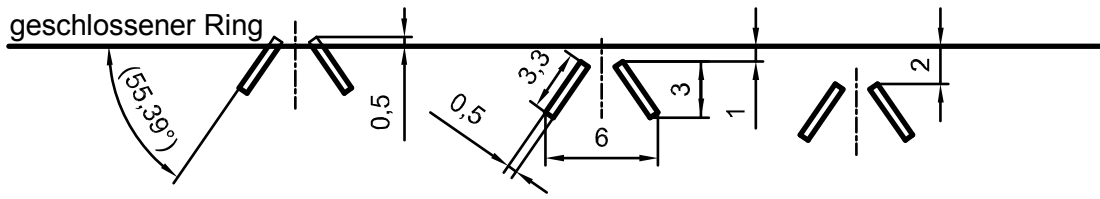
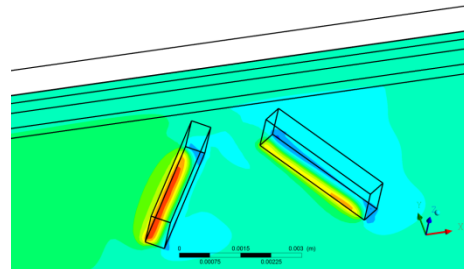
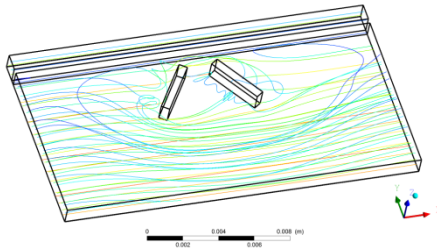
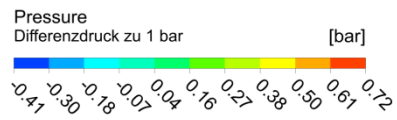
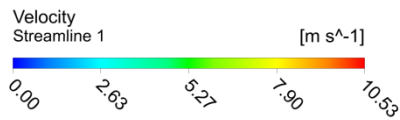


Bild 8.5: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, spaltenweise gleicher Maßstab



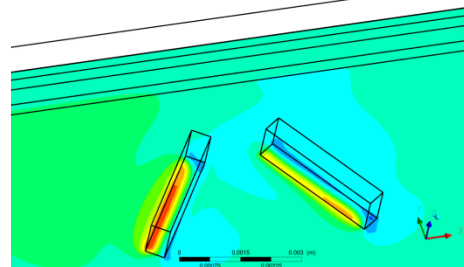
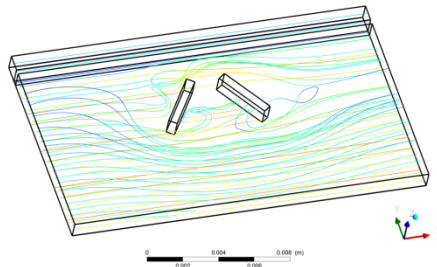
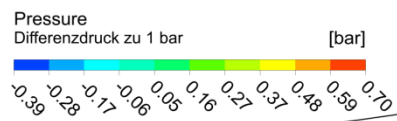
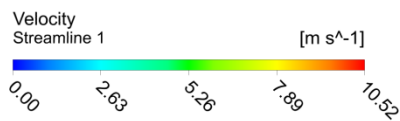
Förderwert: 1,03 g/h

$p_{max} = 1,72 \text{ bar}$



Förderwert: 0,32 g/h

$p_{max} = 1,72 \text{ bar}$



Förderwert: 0,43 g/h

$p_{max} = 1,70 \text{ bar}$

Bild 8.6: Förderwert Doppelstegprofil – Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, spaltenweise gleicher Maßstab

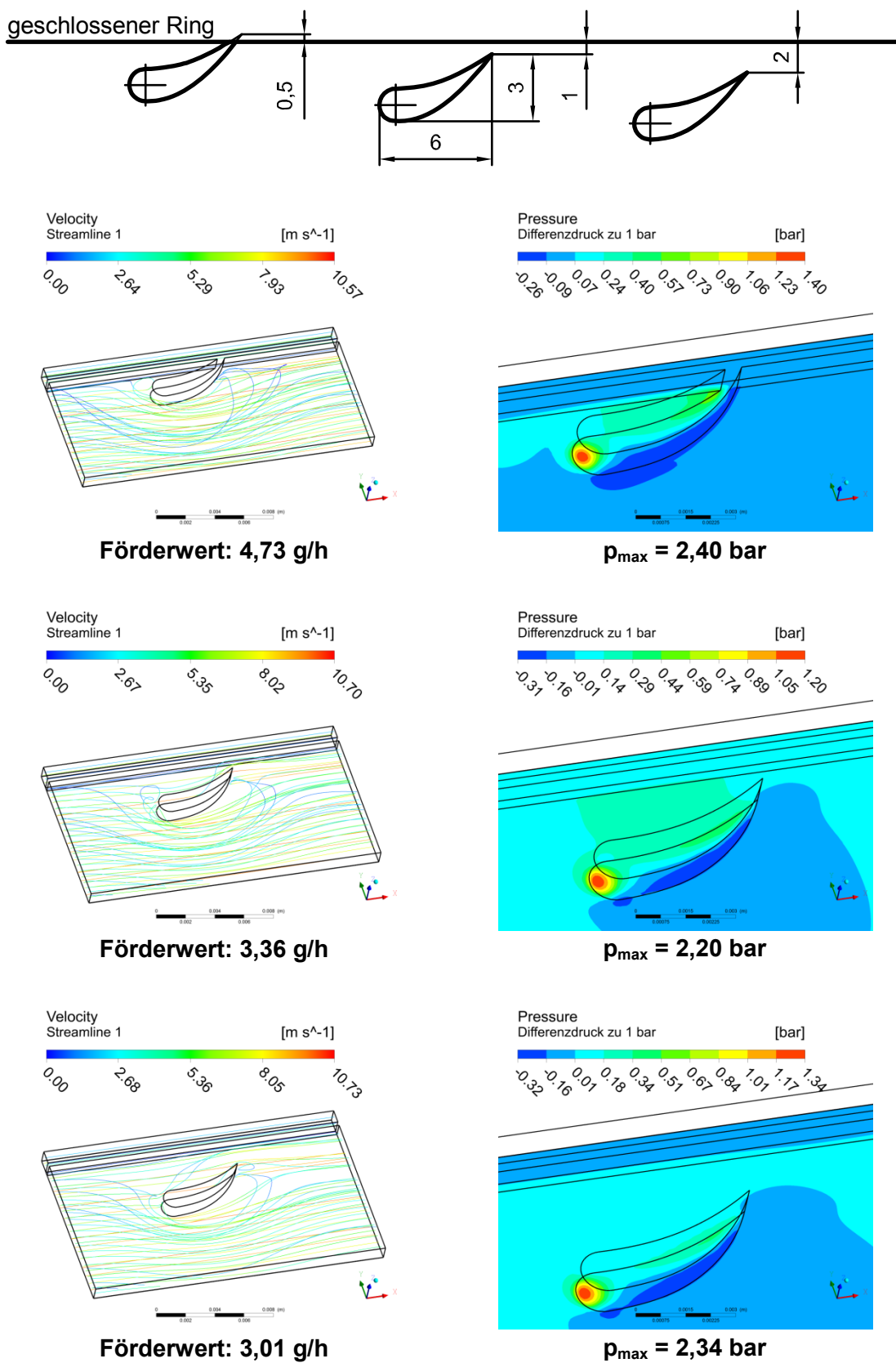
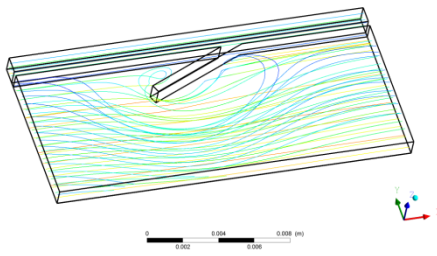
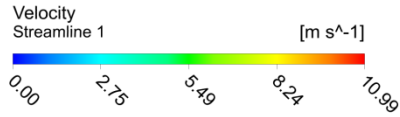
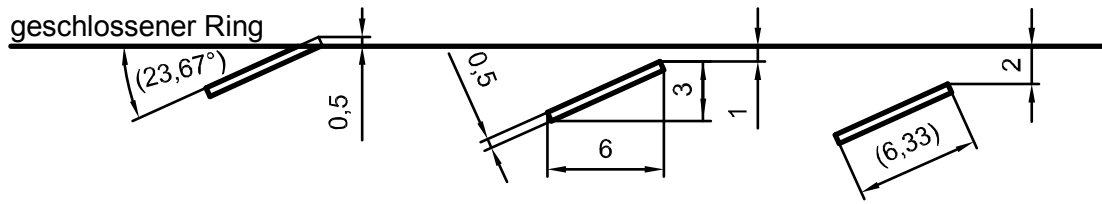
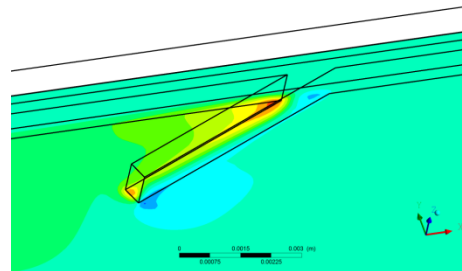
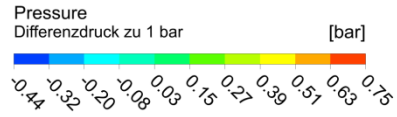


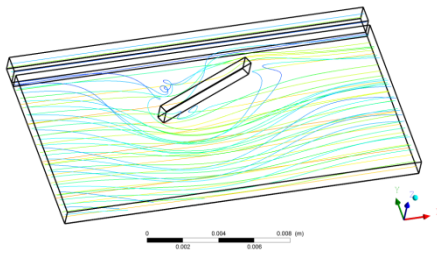
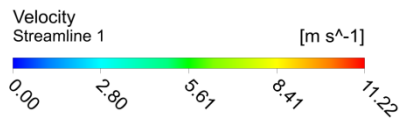
Bild 8.7: Förderwert Flügelprofil – Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, spaltenweise gleicher Maßstab



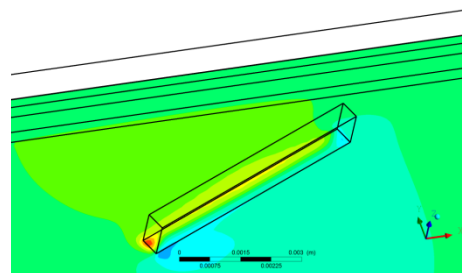
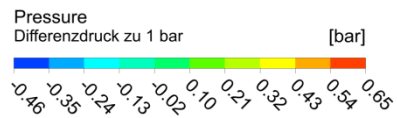
Förderwert: 4,29 g/h



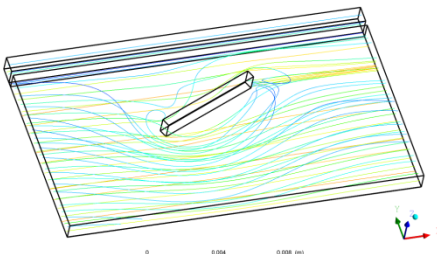
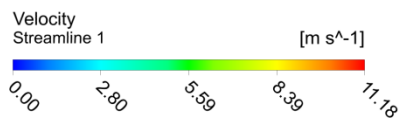
$p_{max} = 1,75 \text{ bar}$



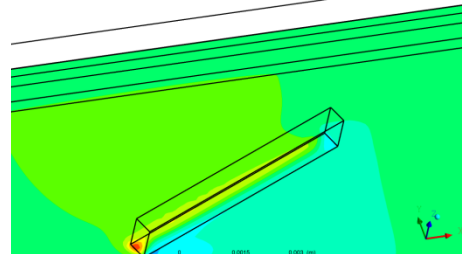
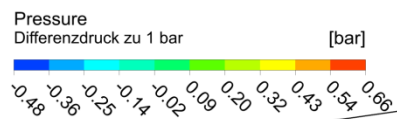
Förderwert: 3,49 g/h



$p_{max} = 1,65 \text{ bar}$



Förderwert: 3,16 g/h



$p_{max} = 1,66 \text{ bar}$

Bild 8.8: Förderwert Stegprofil – Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, spaltenweise gleicher Maßstab

8.1.2 Einfluss der Größe und der Lage einer RS

Bereits in Kap. 7 wird anhand einer qualitativen Bewertung der Strömung festgestellt, dass mit zunehmender Größe auch das Umlenkvermögen einer RS steigt. Diese Erkenntnis wird durch die nachfolgend vorgestellten Simulationsergebnisse, unter Berücksichtigung des geschlossenen Rings und der Schleppströmung, bestätigt.

In Bild 8.9 ist das Umlenkvermögen einer dreieckförmigen RS, welche direkt in den geschlossenen Ring übergeht, in Abhängigkeit von ihrer Größe dargestellt. Eine Verdopplung der Strukturgröße¹⁰⁵ resultiert dabei in etwa in einer Verdopplung des Förderwerts. Wobei durch die Vergrößerung einer RS auch der Einfluss der benachbarten RS¹⁰⁶ auf den Förderwert größer wird. Benachbarte RS können sich bei geringem Abstand in ihrer Förderwirkung stark behindern¹⁰⁷. Aus diesem Grund wäre bei größerer Modelllänge in Umfangsrichtung der Welle insbesondere der Förderwert der unteren Geometrievariante in Bild 8.9 größer.

In Bild 8.10 ist der Einfluss der Größe einer dreieckförmigen RS auf den Förderwert bei konstantem Abstand zum geschlossenen Ring veranschaulicht. Es gelten im Prinzip die obigen Aussagen zu Bild 8.9. Lediglich das Förderwertniveau ist in Bild 8.10, aufgrund des Abstandes zum geschlossenen Ring, deutlich geringer.

Der Einfluss der Größe auf den Förderwert bei drehrichtungsabhängigen RS ist in Bild 8.11 und Bild 8.12 aufgezeigt. Als Grundgeometrie wird dabei ein stegförmiges Profil verwendet. Eine Verdopplung der Strukturgröße hat in etwa eine Verdreifachung des Förderwerts zur Folge und wirkt sich damit stärker auf den Förderwert aus, als bei der dreieckförmigen RS nach Bild 8.9 und Bild 8.10. Eine Ausnahme bildet dabei der Förderwert der kleinsten RS in Bild 8.11. Dieser Förderwert ist relativ gering, da aufgrund der verwendeten Modellierung ein großer Teil des Stegs vom geschlossenen Ring überlagert wird. Dies wird bei einem Vergleich der kleinsten RS in Bild 8.11 und Bild 8.12 deutlich. Hierauf ist auch der größere Förderwert der kleinsten RS in Bild 8.12, im Vergleich zur kleinsten RS in Bild 8.11, zurückzuführen¹⁰⁸.

Die Größe einer RS kann bei PTFE-MD nur eingeschränkt gesteigert werden, da bei zu großen RS Schwierigkeiten mit der Anlage auf der Welle auftreten¹⁰⁹. Da die Vergrößerung der RS eine äußerst effektive Maßnahme zur Steigerung des Förderwerts darstellt, sollte diese Maßnahme so weit wie möglich ausgenutzt werden.

Die Simulationsergebnisse in Bild 8.5 bis Bild 8.12 zeigen, dass bei vergleichbarer Strukturgröße die höchsten Förderwerte stets bei direktem Übergang einer RS in den geschlossenen Ring erreicht werden. Aus diesem Grund werden bei den nachfolgenden Untersuchungen nur noch RS betrachtet, die direkt in den geschlossenen Ring übergehen.

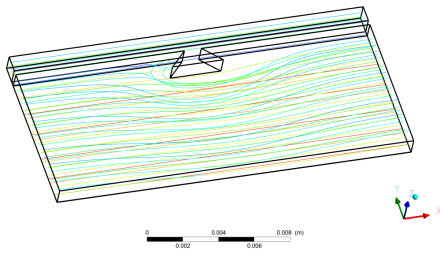
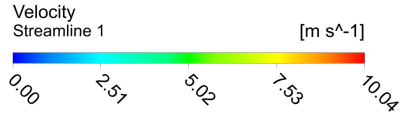
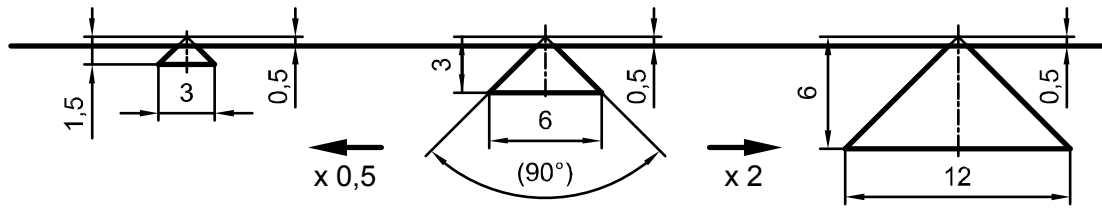
¹⁰⁵ Die Modellhöhe bleibt dabei nach Bild 8.2 konstant bei 1 mm.

¹⁰⁶ Hier werden die benachbarten RS durch die Abmessungen des Strömungsgebiets und die translatorischen Periodizitäts-Randbedingungen nach Bild 8.2 modelliert.

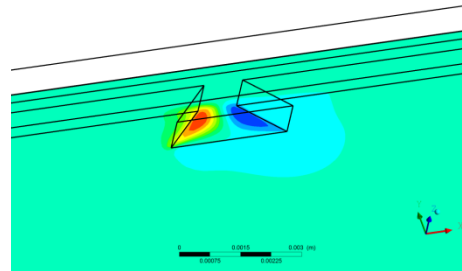
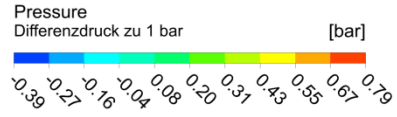
¹⁰⁷ Dieser Zusammenhang wird unten genauer erläutert.

¹⁰⁸ Nach Bild 8.8 müsste der Förderwert bei gleicher Strukturgröße mit steigendem Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring sinken.

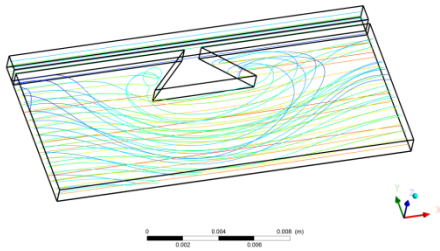
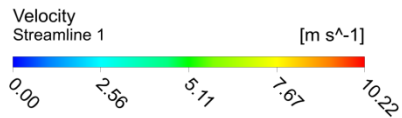
¹⁰⁹ siehe [45], [48] und [52]



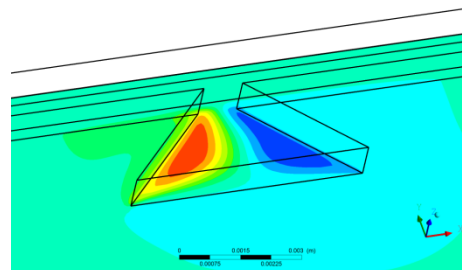
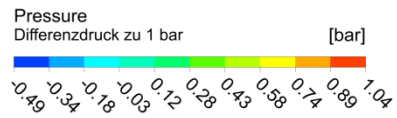
Förderwert: 1,04 g/h



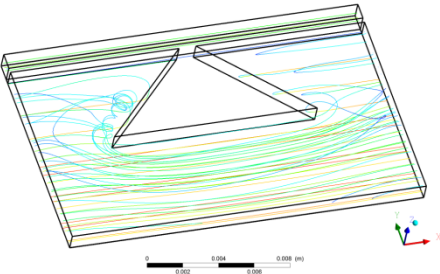
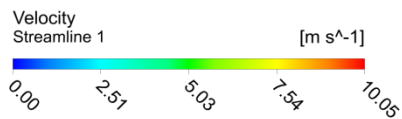
$p_{\max} = 1,79 \text{ bar}$



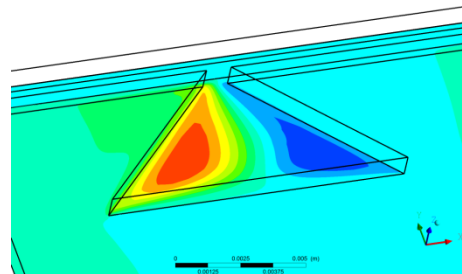
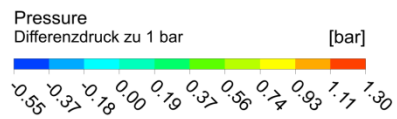
Förderwert: 2,11 g/h



$p_{\max} = 2,04 \text{ bar}$



Förderwert: 3,61 g/h



$p_{\max} = 2,30 \text{ bar}$

Bild 8.9: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer rechts unten)

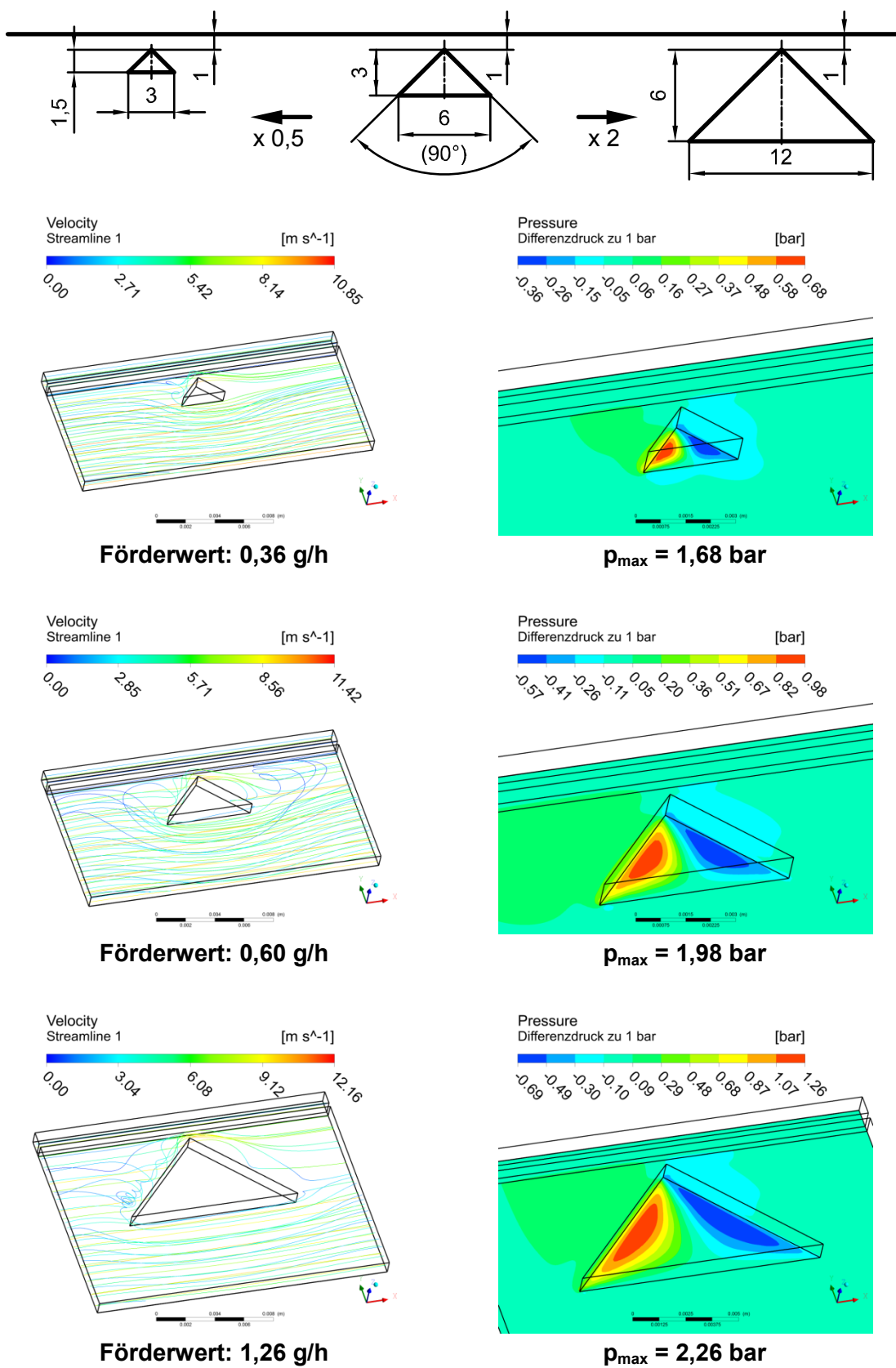
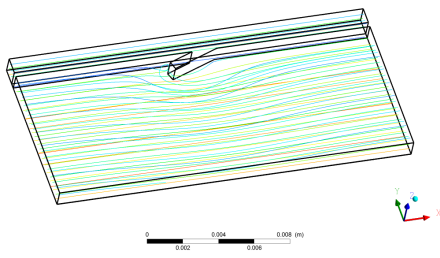
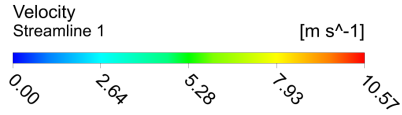
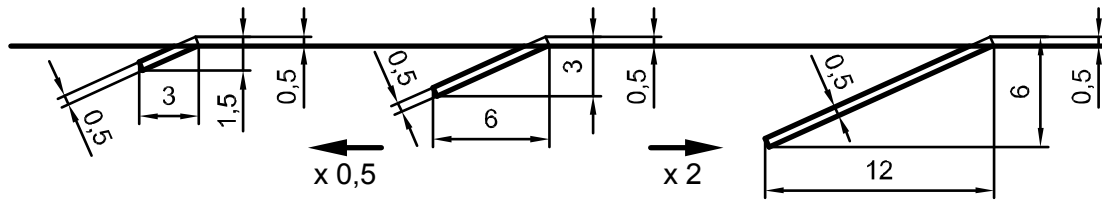
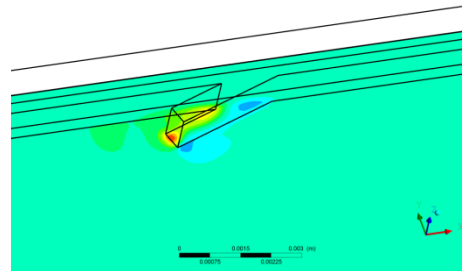
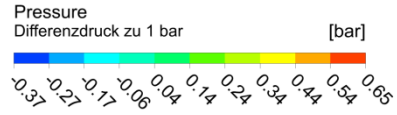


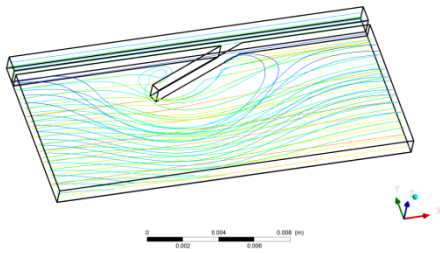
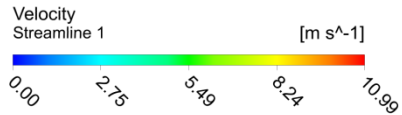
Bild 8.10: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer rechts unten)



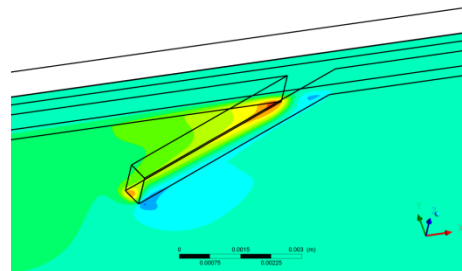
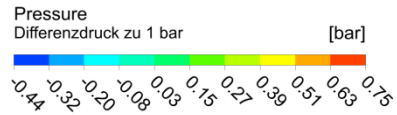
Förderwert: 0,99 g/h



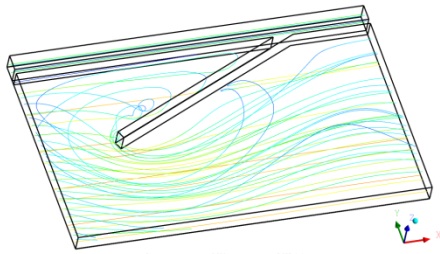
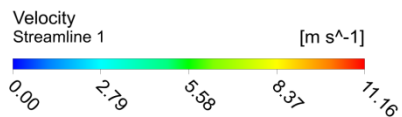
$p_{\max} = 1,65 \text{ bar}$



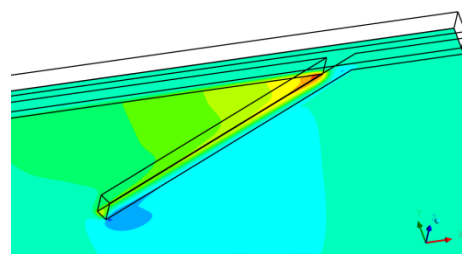
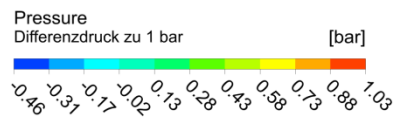
Förderwert: 4,29 g/h



$p_{\max} = 1,75 \text{ bar}$



Förderwert: 12,12 g/h



$p_{\max} = 2,03 \text{ bar}$

Bild 8.11: Förderwert Stegprofil – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer rechts unten)

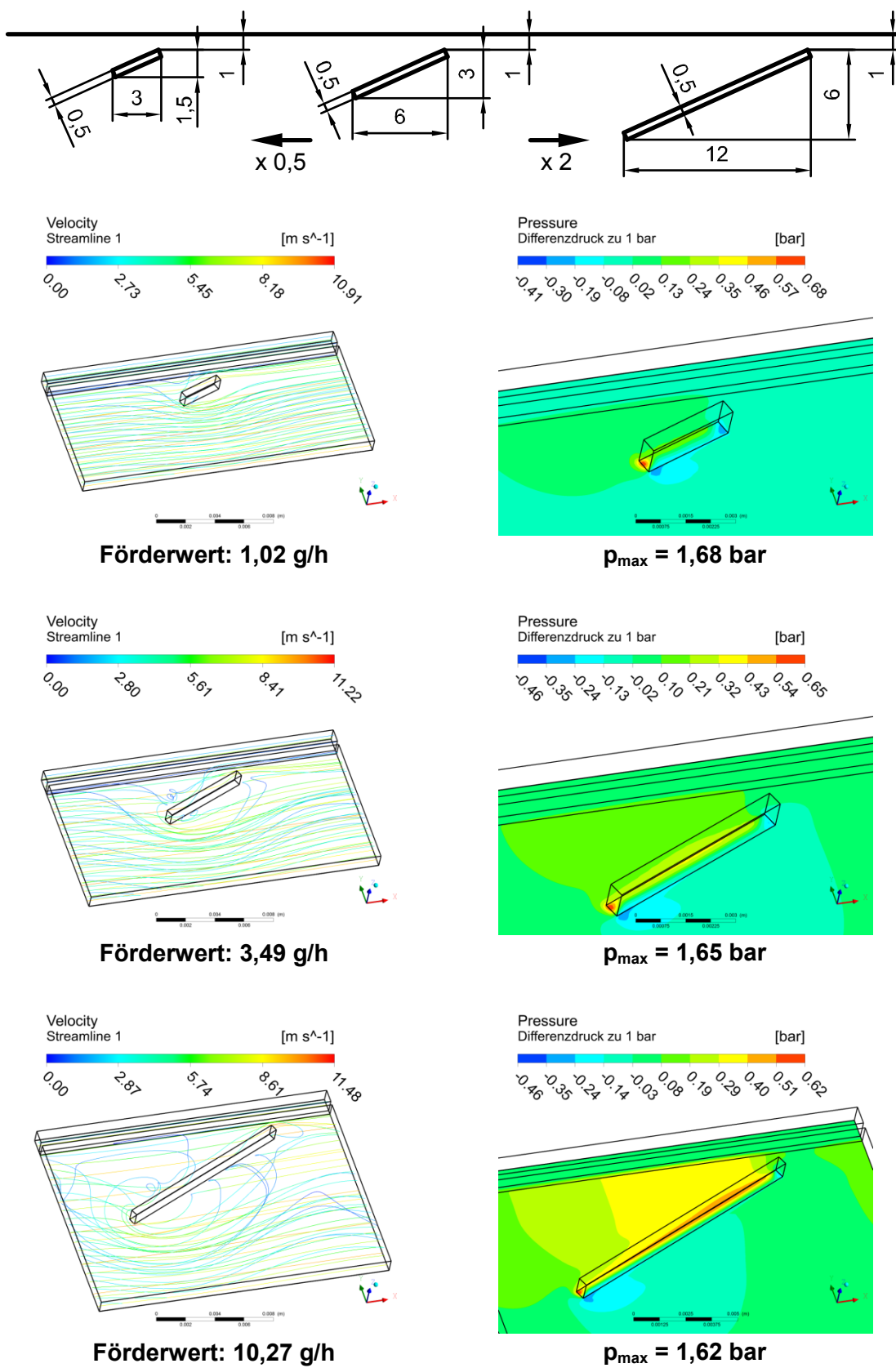


Bild 8.12: Förderwert Stegprofil – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer rechts unten)

8.1.3 Einfluss der Feingestaltung einer RS

Anhand von drehrichtungsunabhängigen dreieckförmigen und drehrichtungsabhängigen stegförmigen Profilen, wird nachfolgend der Einfluss der Feingestaltung einer RS auf den Förderwert diskutiert. Unter Feingestaltung ist hier die Variation einer RS innerhalb einer bestimmten Grundgeometrie gemeint.

Für jedes Modell wird der Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring angegeben, da über diesen Winkel das Leckageauffang- und Umlenkvermögen der untersuchten RS charakterisiert werden kann.

In Bild 8.15 und Bild 8.16 ist das Umlenkvermögen von unterschiedlichen dreieckförmigen RS aufgezeigt. Dabei wird bei den Modellen in Bild 8.15 der Platzbedarf einer RS in Umfangsrichtung der Welle und bei den Modellen in Bild 8.16 die Schenkellänge des Dreieckprofils konstant gehalten. Bei konstantem Platzbedarf einer RS in Umfangsrichtung der Welle ist die maximal mögliche Anzahl von RS über den Umfang einer PTFE-MD konstant. Bei konstanter Schenkellänge des Dreieckprofils ist die Größe der RS ähnlich. Allerdings ändert sich dabei mit dem Winkel α der Platzbedarf einer RS in Umfangsrichtung der Welle. Hierdurch kann die maximal mögliche Anzahl von RS sinken bzw. die gegenseitige Beeinflussung der RS verstärkt werden.

Bei konstantem Platzbedarf in Umfangsrichtung steigt der Förderwert gemäß Bild 8.15 mit dem Winkel α an. Dies ist vor allem auf die Vergrößerung der RS bei zunehmendem Winkel α zurückzuführen. Mit der Strukturgröße muss auch die Kontaktfläche bzw. Kontaktbreite¹¹⁰ einer PTFE-MD wachsen. Ansonsten liegt die RS nicht vollständig auf der Welle an und kann ihr Umlenkvermögen nicht voll entfalten. Daher ist eine Steigerung des Förderwerts über den Winkel α nach Bild 8.15 nur so weit möglich, wie die vollständige Anlage der RS auf der Welle gewährleistet werden kann.

Bei konstanter Schenkellänge des Dreieckprofils nach Bild 8.16 steigt der Förderwert zunächst mit dem Winkel α an, um bei größeren Winkeln wieder abzusinken. Das beste Umlenkvermögen und damit der höchste Förderwert kann im Bereich von 20° bis 50° für den Winkel α erreicht werden, Bild 8.13. Bei dreieckförmigen RS gibt es somit, hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts, einen optimalen Winkelbereich zwischen RS und geschlossenem Ring. Zur Steigerung des Förderwerts kann es also sinnvoller sein die RS im optimalen Winkelbereich zu vergrößern, anstatt den Winkel α bei konstanter Abmessung in Umfangsrichtung der Welle zu erhöhen. Hierbei ist allerdings ein ausreichend großer Abstand zwischen zwei benachbarten RS einzuhalten, da sich zu nahe zusammenliegende RS stark in ihrer Förderwirkung behindern¹¹¹.

Das Umlenkvermögen von unterschiedlichen stegförmigen Profilen ist in Bild 8.17 und Bild 8.18 illustriert. Dabei ist bei den Modellen in Bild 8.17 die Abmessung in

¹¹⁰ Die Kontaktbreite entspricht der Abmessung des Kontaktbereichs in Längsrichtung der Welle (siehe auch Kap. 3.1). Große Kontaktbreiten sind i. d. R. unerwünscht, da sie zu einer hohen hydrodynamischen Reibung führen. Ein Vorteil von großen Kontaktbreiten ist die Verteilung der Reibleistung auf eine große Fläche, was zur Reduktion der lokalen Reibbeanspruchung führen kann.

¹¹¹ Der Einfluss des Abstandes von RS auf den Förderwert wird unten genauer erläutert.

Umfangsrichtung der Welle und damit die maximal mögliche Anzahl von RS konstant. Die Stegprofile in Bild 8.18 weisen eine konstante Länge auf und unterscheiden sich lediglich in ihrem Winkel α zum geschlossenen Ring.

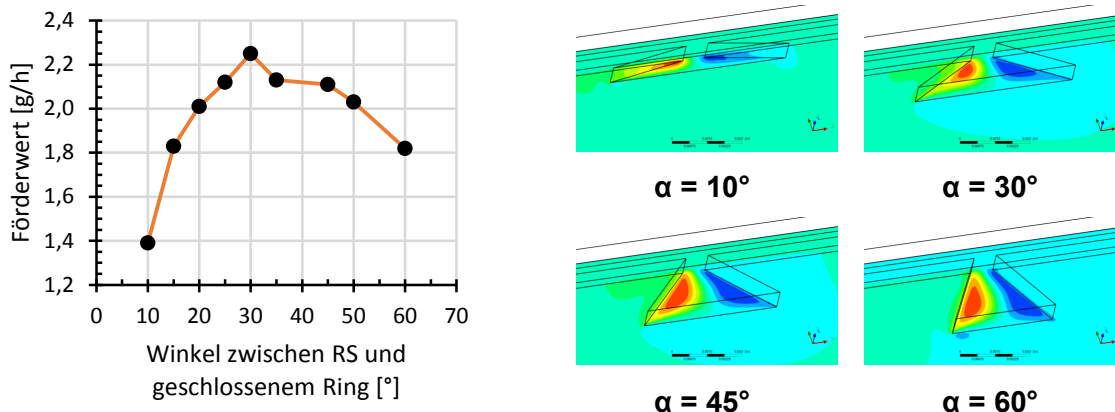


Bild 8.13: Abhängigkeit des Förderwerts vom Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring, Dreieckprofil mit konstanter Schenkellänge nach Bild 8.16

Mit steigendem Winkel α wächst der Förderwert in Bild 8.17 stark an. Dies ist nicht nur auf die Vergrößerung des Winkels α , sondern auch auf die Zunahme der Strukturgröße zurückzuführen. Bei stegförmigen Profilen gelten dieselben Einschränkungen hinsichtlich der Strukturgröße, wie sie oben bereits bei dreieckförmigen Profilen erläutert wurden.

Bei konstanter Steglänge nach Bild 8.18 wächst der Förderwert mit dem Winkel α zunächst deutlich an. Bei Winkeln oberhalb von 50° sinkt der Förderwert allerdings wieder stark ab, Bild 8.14. Hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts existiert bei stegförmigen Profilen, ebenso wie bei dreieckförmigen Profilen, ein optimaler Bereich für den Winkel α . Dieser Bereich erstreckt sich in etwa von 25° bis 50° .

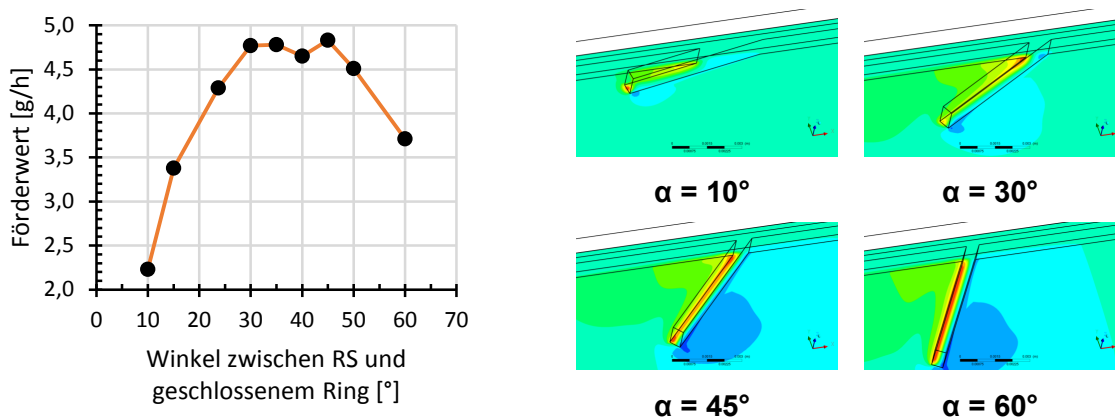


Bild 8.14: Abhängigkeit des Förderwerts vom Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring, Stegprofil konstanter Länge nach Bild 8.18

Zur Optimierung des Förderwerts durch den hydrodynamischen Dichtspalt können damit folgende Empfehlungen für die Feingestaltung von dreieck- und stegförmigen Profilen gegeben werden:

- Soll der Platzbedarf einer RS in Umfangsrichtung der Welle unverändert bleiben, kann der Förderwert über eine Erhöhung des Winkels α zwischen RS und geschlossenem Ring gesteigert werden. Hierbei ist zu beachten, dass mit einer Zunahme des Winkels α auch die Kontaktbreite der PTFE-MD zunehmen muss, um eine vollständige Anlage der RS auf der Welle zu gewährleisten.
- Wenn zwischen zwei benachbarten RS ausreichend Platz vorhanden ist, kann die Abmessung der RS in Umfangsrichtung erhöht werden, ohne den Förderwert einer einzelnen RS stark zu behindern. In solchen Fällen ist es sinnvoll den Förderwert durch Vergrößern einer RS bei optimalem Winkel α zu erhöhen. Bei gleichem Förderwertanstieg ist die Kontaktbreite der PTFE-MD dabei geringer, als bei Erhöhung des Winkels α unter Einhaltung einer konstanten Abmessung der RS in Umfangsrichtung der Welle¹¹².
- Hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts von Dreieck- und Stegprofilen, liegt der optimale Winkelbereich für α in etwa zwischen 25° und 50° . In diesem Bereich sind die Veränderungen des Förderwerts bei Variation des Winkels α relativ gering. Dieser Sachverhalt kann z. B. genutzt werden, um die Kontaktbreite einer PTFE-MD zu verringern, indem ein geringerer Winkel α gewählt wird. Dagegen kann durch Wahl eines größeren Winkels α , der Platzbedarf einer RS in Umfangsrichtung der Welle verringert werden. Hierdurch wird der Einsatz einer größeren Anzahl von RS ermöglicht oder eine geringere gegenseitige Beeinflussung der RS erreicht.
- Kleine Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring sind nicht zu empfehlen. Ist der Winkel α kleiner als 15° , nimmt das Leckageauffang- und Umlenkvermögen einer RS stark ab. Die Verringerung des Umlenkvermögens ist anhand des sinkenden Förderwerts in Bild 8.13 bzw. Bild 8.14 zu erkennen. Die Abnahme des Leckageauffangvermögens ist auf die geringe Ausdehnung der RS in Längsrichtung der Welle zurückzuführen. Treten größere Mengen Leckage aus, kann ein Teil der Leckage evtl. nicht von der RS erfasst und zurückgefördert werden. Zwar kann auch bei kleinen Winkeln α die Ausdehnung der RS in Längsrichtung der Welle erhöht werden, hierzu muss aber die Größe der RS stark zunehmen. Dadurch sinkt die mögliche Anzahl von RS über den Umfang einer PTFE-MD erheblich ab, was zu einer Verringerung des summarischen Förderwerts führt.
- Auch große Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring sind nicht zu empfehlen. Bei Winkeln α oberhalb von 60° nimmt der Förderwert entweder ab (z. B. Bild 8.16) oder nur noch geringfügig zu (z. B. Bild 8.15). Dabei steigt aber die, für eine vollständige Anlage der RS auf der Welle erforderliche, Kontaktbreite der PTFE-MD stark an.

¹¹² vgl. hierzu z. B. Bild 8.15 untere Variante mit Bild 8.16 mittlere Variante (Ausgangsgeometrie wäre dabei die mittlere Variante in Bild 8.15)

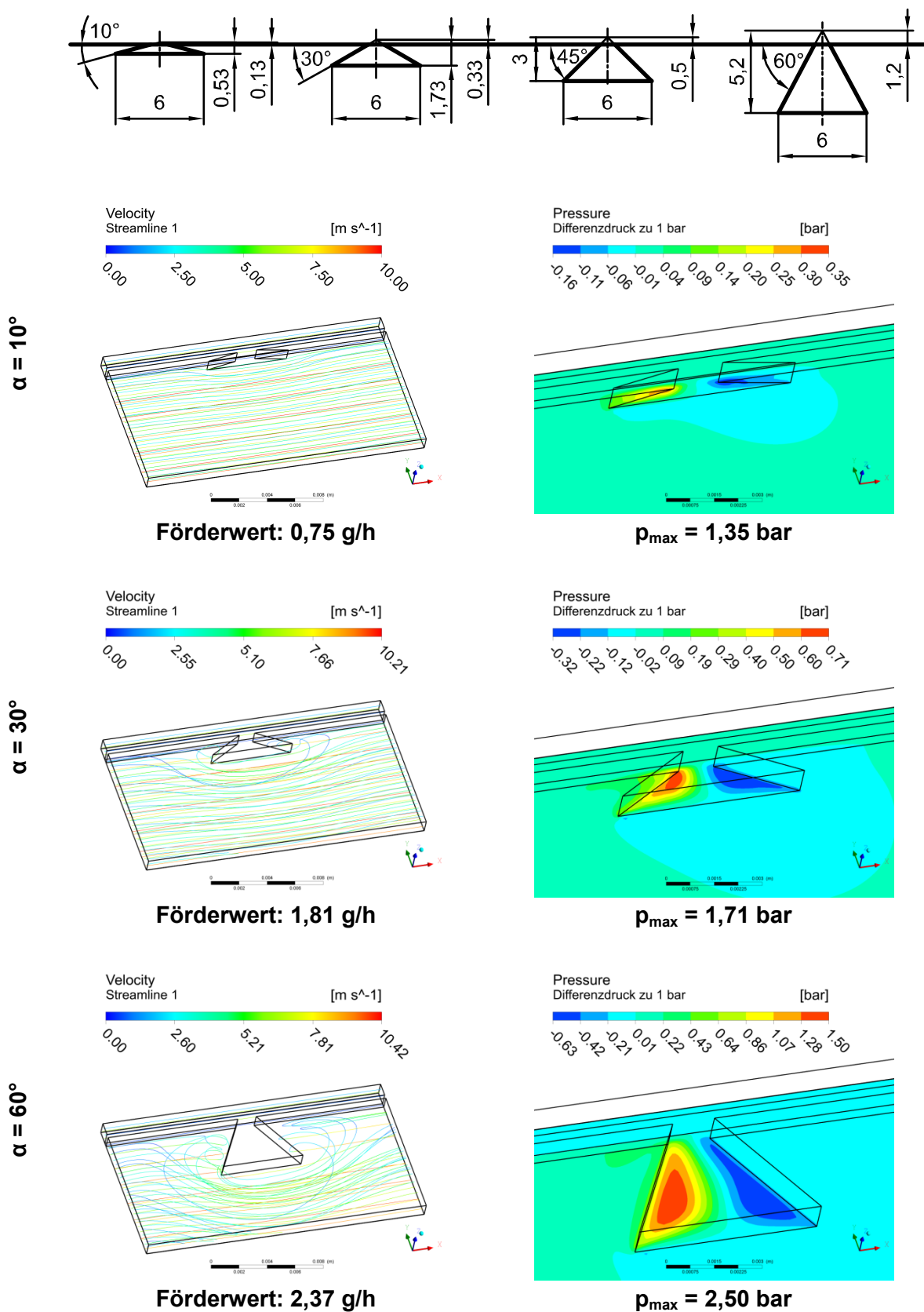
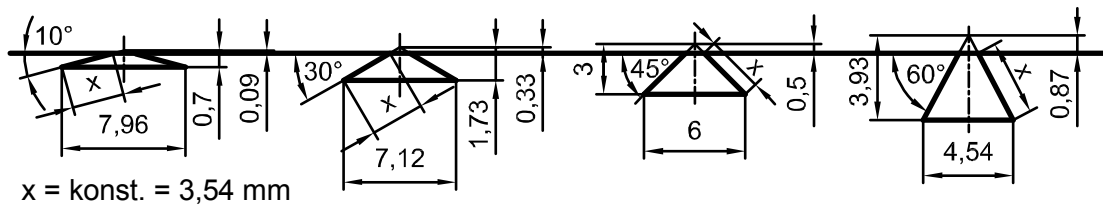
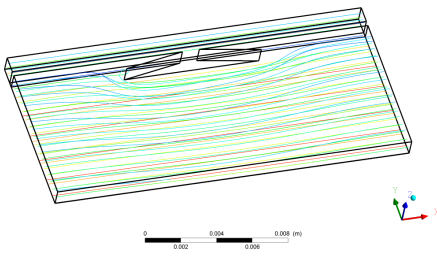
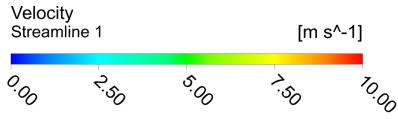


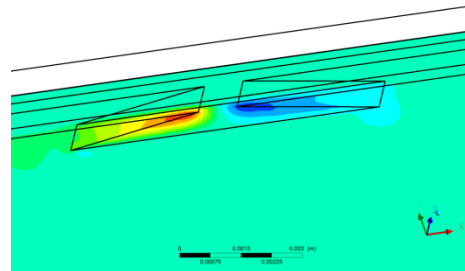
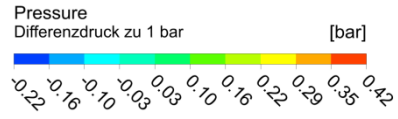
Bild 8.15: Förderwerte unterschiedlicher Dreieckprofile – konstantes Maß in Umfangsrichtung, spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 45^\circ$ siehe Bild 8.5 oben)



$\alpha = 10^\circ$

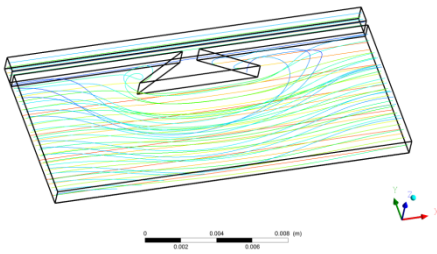
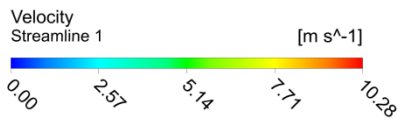


Förderwert: 1,39 g/h

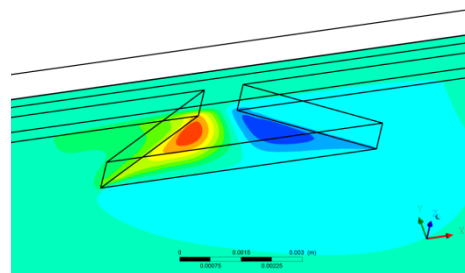
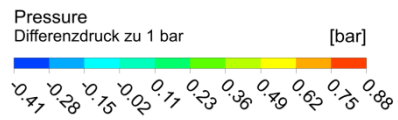


$p_{\text{max}} = 1,42 \text{ bar}$

$\alpha = 30^\circ$

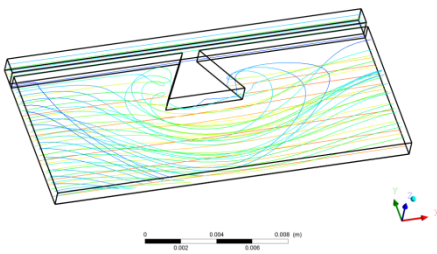
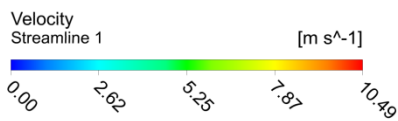


Förderwert: 2,25 g/h

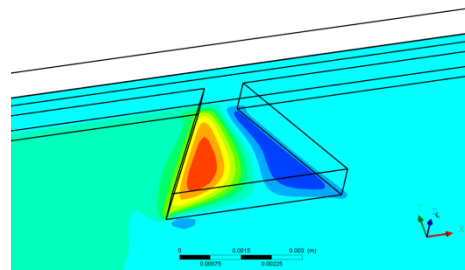
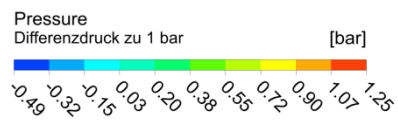


$p_{\text{max}} = 1,88 \text{ bar}$

$\alpha = 60^\circ$



Förderwert: 1,82 g/h



$p_{\text{max}} = 2,25 \text{ bar}$

Bild 8.16: Förderwerte unterschiedlicher Dreieckprofile – konstante Schenkellänge x des Dreiecks, spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 45^\circ$ siehe Bild 8.5 oben)

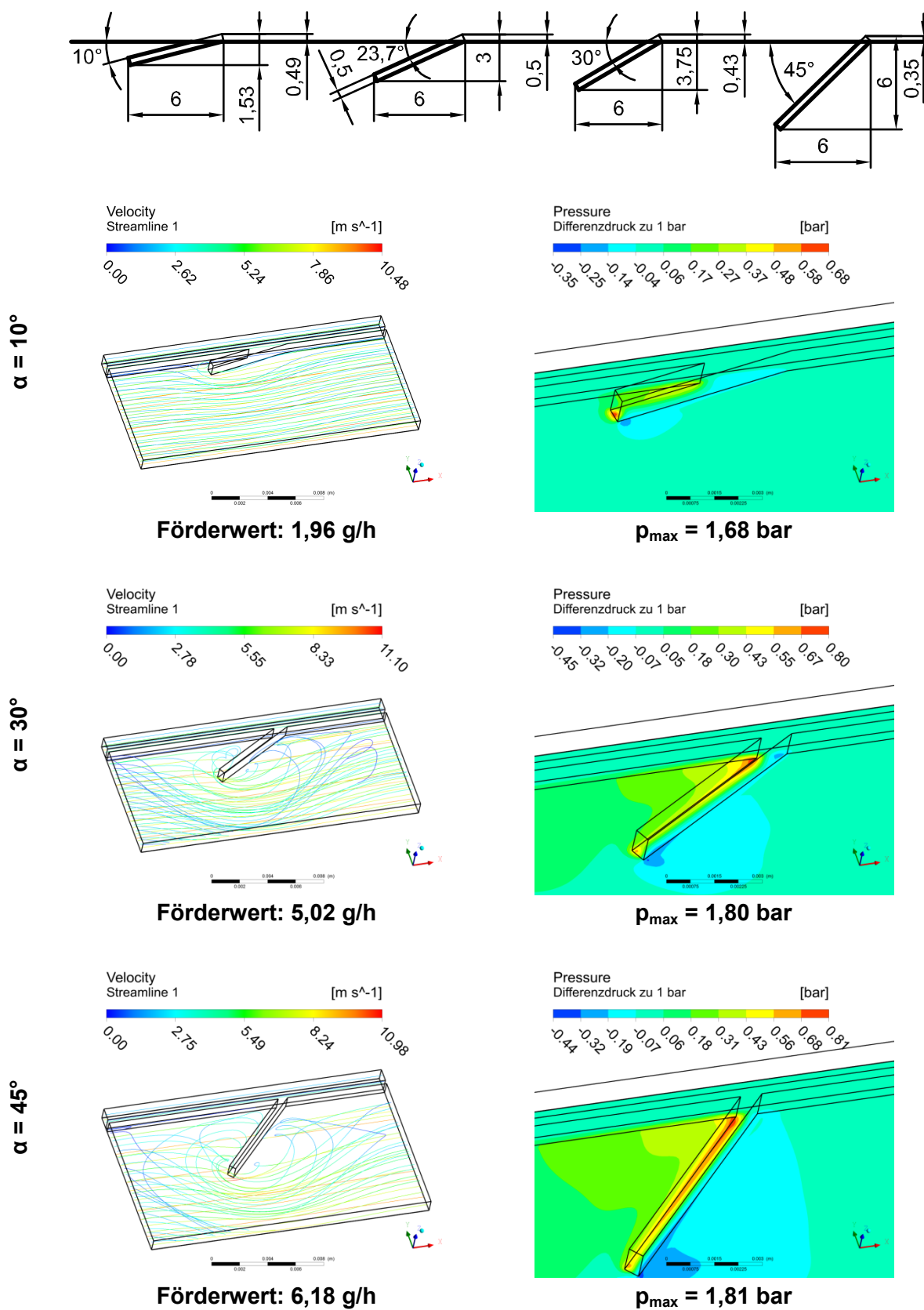
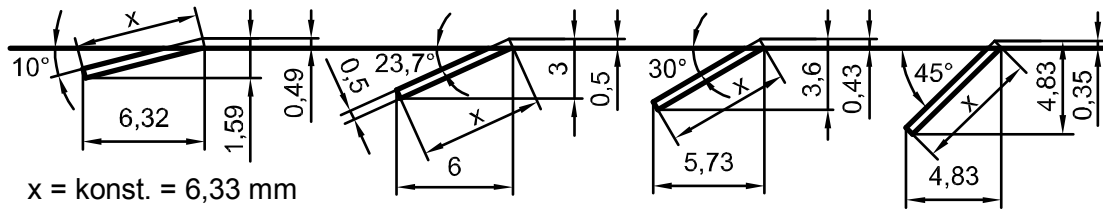
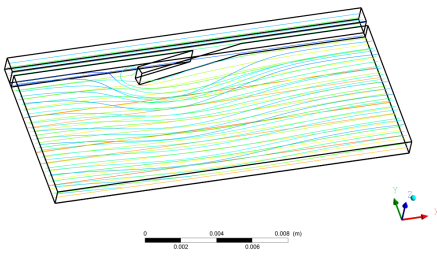
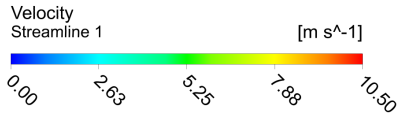


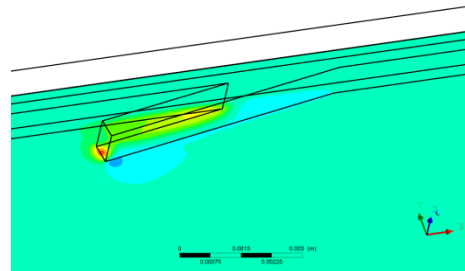
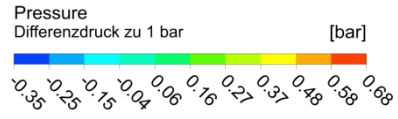
Bild 8.17: Förderwerte unterschiedlicher Stegprofile – konstantes Maß in Umfangsrichtung, spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 23,7^\circ$ siehe Bild 8.8 oben)



$\alpha = 10^\circ$

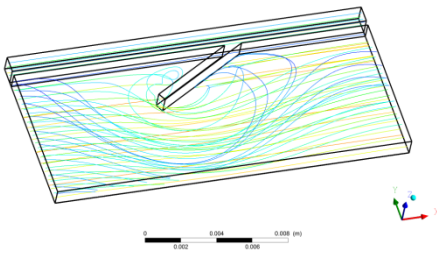
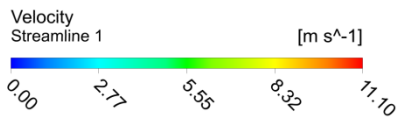


Förderwert: 2,23 g/h

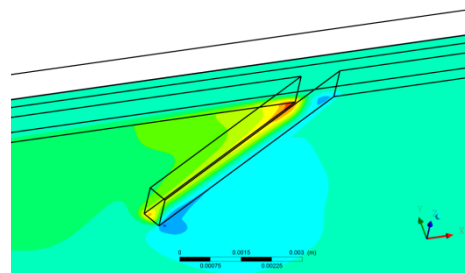
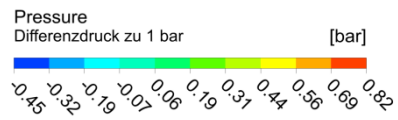


$p_{\text{max}} = 1,68 \text{ bar}$

$\alpha = 30^\circ$

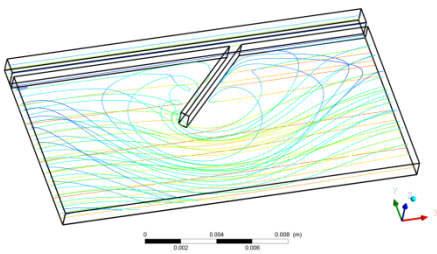
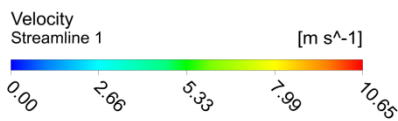


Förderwert: 4,77 g/h

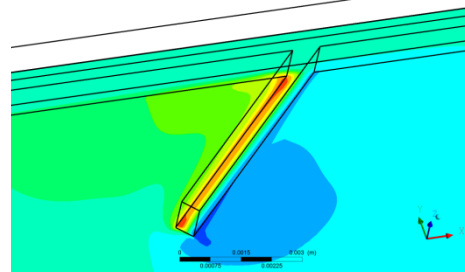
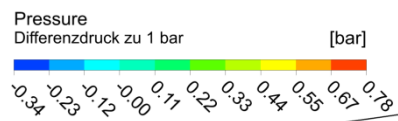


$p_{\text{max}} = 1,82 \text{ bar}$

$\alpha = 45^\circ$



Förderwert: 4,83 g/h



$p_{\text{max}} = 1,78 \text{ bar}$

Bild 8.18: Förderwerte unterschiedlicher Stegprofile – konstante Steglänge x , spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 23,7^\circ$ siehe Bild 8.8 oben)

8.1.4 Einfluss der Anzahl von RS

Im Folgenden wird der Einfluss der Anzahl bzw. des Abstandes von RS auf den Förderwert einer einzelnen RS und auf den gesamten Förderwert einer PTFE-MD erläutert. Dabei wird stets von einer gleichmäßigen Verteilung der RS über den Umfang einer PTFE-MD ausgegangen. Die prinzipiellen Zusammenhänge zwischen der Anzahl von RS und dem Förderwert sind unabhängig von der Grundgeometrie der eingesetzten RS. Daher wird für alle nachfolgend vorgestellten Simulationen das Dreieckprofil gemäß Bild 8.19 verwendet.

Zusätzlich ist in Bild 8.19 das Prinzip der hier verwendeten Modellierung, zur Nachbildung von mehreren RS über den Umfang, dargestellt. Es wird ein Wellendurchmesser von 80 mm angenommen. Im montierten Zustand der PTFE-MD liegen die RS auf diesem Nenndurchmesser auf. Durch Abwickeln des Kontaktbereichs zwischen PTFE-MD und Welle entsteht ein ebener Streifen der Länge $U = 251,33$ mm. Auf diese Länge beziehen sich alle nachfolgend angegebenen Anzahlen N von RS. Für andere Wellendurchmesser gelten die angegebenen Anzahlen N nicht. Die Abstände a_N zwischen zwei benachbarten RS beziehen sich ebenfalls auf die Länge $U = 251,33$ mm. Grundsätzlich gelten die nachfolgenden Simulationsergebnisse auch für andere Wellendurchmesser, wenn sich der Wellenumfang als ganzzahliges¹¹³ Vielfaches des jeweiligen Abstandes a_N darstellen lässt. Bei der Modellierung wird die Länge a_N als Abmessung des Strömungsgebietes in Umfangsrichtung der Welle berücksichtigt¹¹⁴.

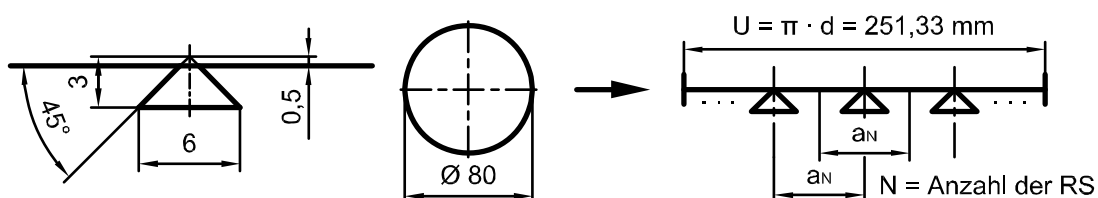


Bild 8.19: Abmessungen Dreieckprofil und Modellierung der Anzahl von RS

In Bild 8.20 und Bild 8.21 sind die Auswirkungen von zwei unterschiedlichen Abständen a_N auf den Förderwert veranschaulicht. Ein Vergleich der oberen Zeilen aus Bild 8.20 und Bild 8.21 zeigt, dass der Förderwert einer einzelnen RS mit sinkendem Abstand a_N abnimmt. Mit sinkendem Abstand a_N steigt aber die Anzahl der RS. Daher nimmt der gesamte Förderwert bei Verringerung des Abstandes zwischen zwei RS zu.

Die unteren Zeilen in Bild 8.20 und Bild 8.21 zeigen jeweils die Strömung zwischen 2 benachbarten RS aus den oberen Zeilen. Dabei werden bei allen Modellen die gleichen translatorischen Periodizitäts-Randbedingungen nach Bild 8.2 verwendet. Neben einem ähnlichen Strömungsbild und einer ähnlichen Druckverteilung, bestätigen

¹¹³ Die Anzahl von RS kann nur ganzzahlig sein.

¹¹⁴ vgl. auch Bild 8.2

die Förderwerte die Äquivalenz der Modelle aus den oberen und den unteren Zeilen. Dies veranschaulicht die Zulässigkeit der Modellierung nach Bild 8.2. Die geringfügigen Abweichungen sind dabei auf Unterschiede in der Vernetzung zurückzuführen.

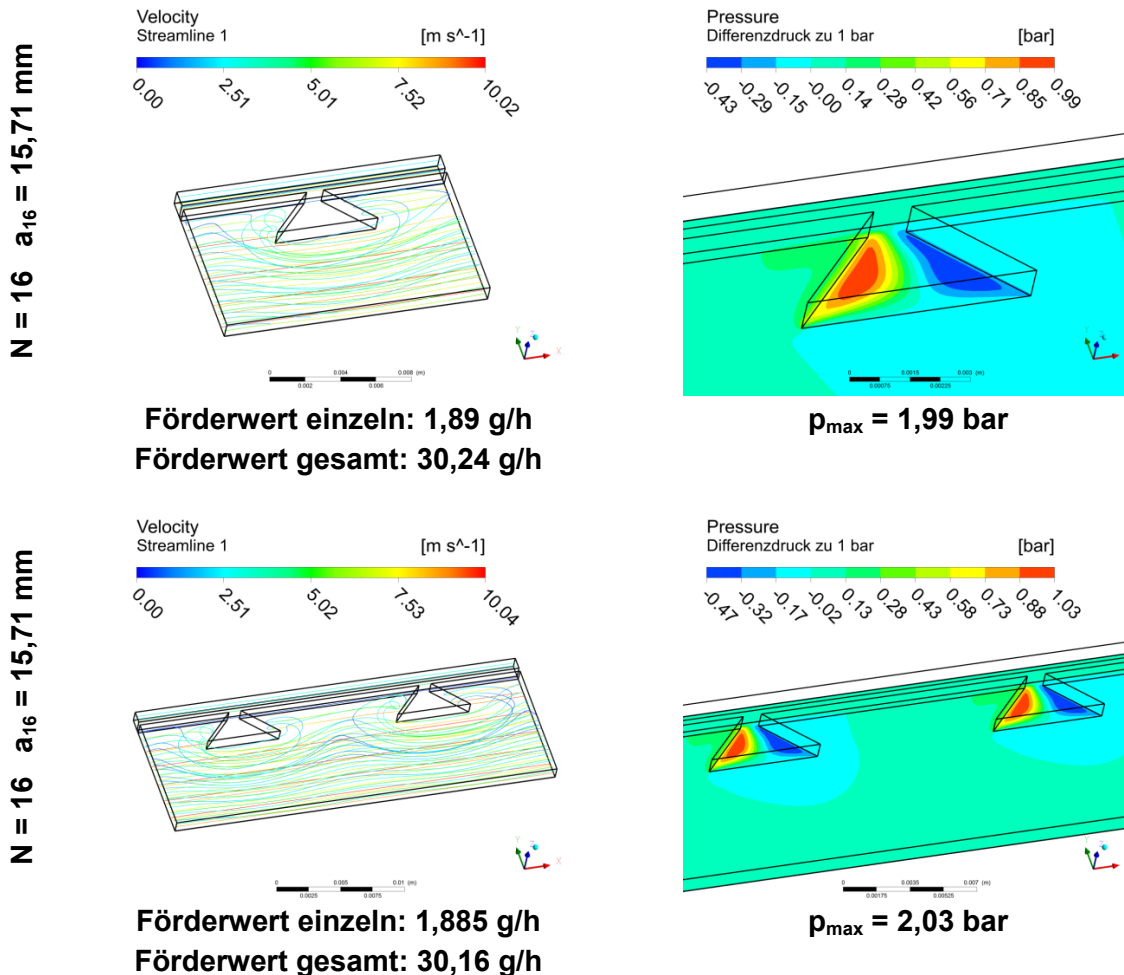


Bild 8.20: Förderwert Dreieckprofil – Strömung zwischen 2 RS und Verifikation der translatorischen Periodizitäts-Randbedingungen nach Bild 8.2, nicht maßstäblich

In Bild 8.24 und Bild 8.25 ist anhand von mehreren Beispielen der Einfluss des Abstandes zwischen zwei benachbarten RS auf die Strömung und den Förderwert illustriert. Bei großen Abständen zwischen den RS ist die gegenseitige Beeinflussung gering und die Förderwerte sind nahezu gleich, Bild 8.24. Bei geringem Abstand treten die RS in stärkere Wechselwirkung miteinander, Bild 8.25. Hierdurch sinkt der Förderwert einer einzelnen RS zum Teil erheblich ab.

Der Verlauf des Förderwerts einer einzelnen RS in Abhängigkeit von der Anzahl der RS ist in Bild 8.22 dargestellt. Mit steigender Anzahl der RS sinkt der Förderwert nichtlinear ab. Bei geringen Anzahlen der RS sinkt der Förderwert nur langsam ab. Bei größeren Anzahlen ist ein deutliches Absinken des Förderwerts zu beobachten.

In Bild 8.23 ist der Verlauf des gesamten Förderwerts einer PTFE-MD über der Anzahl der RS aufgetragen. Da der Förderwert einer einzelnen RS mit steigender An-

zahl der RS sinkt, nimmt der gesamte Förderwert lediglich degressiv mit der Anzahl der RS zu.

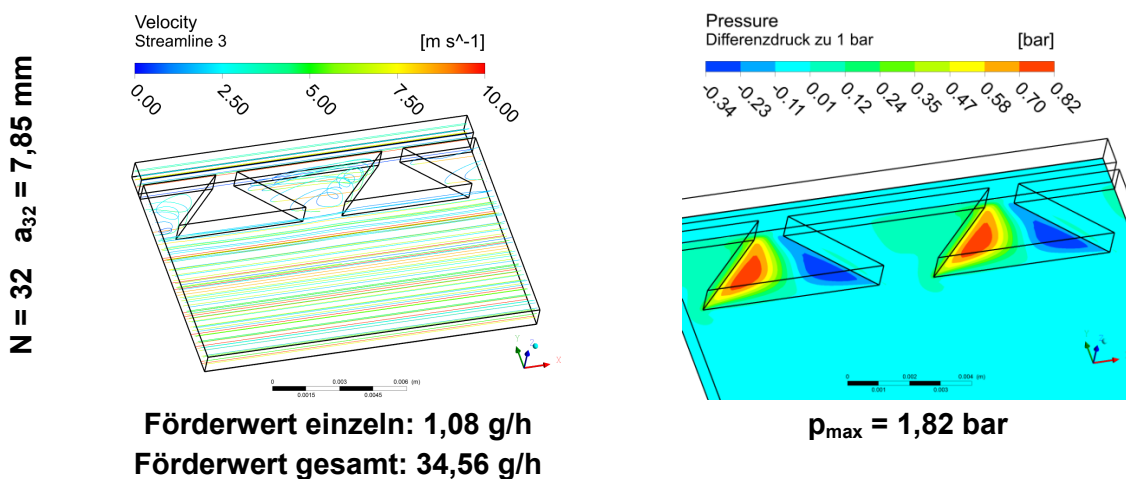
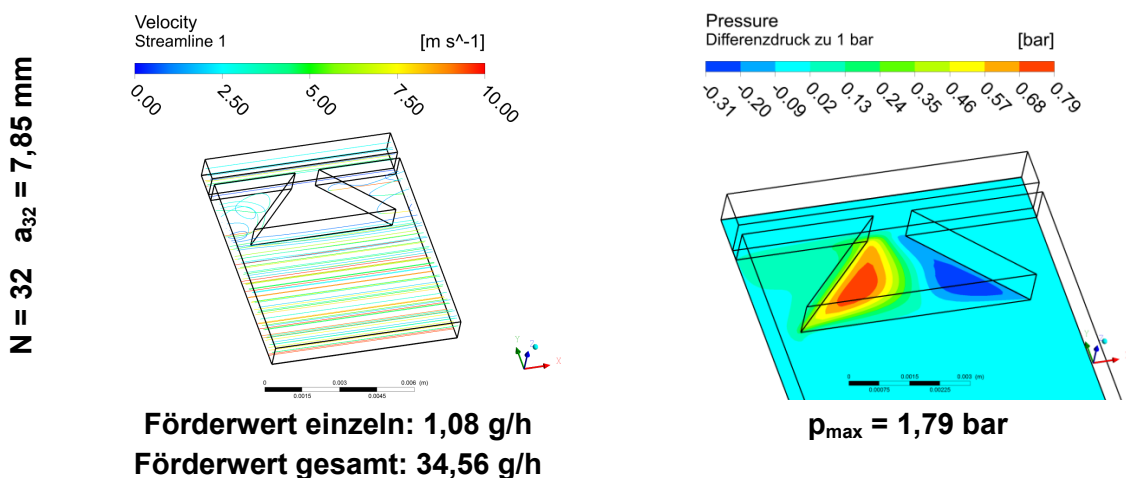


Bild 8.21: Förderwert Dreieckprofil – Strömung zwischen 2 RS und Verifikation der translatorischen Periodizitäts-Randbedingungen nach Bild 8.2, nicht maßstäblich

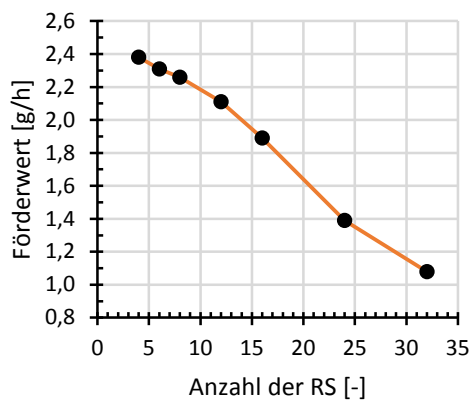


Bild 8.22: Förderwert einer RS, Abhängigkeit von Anzahl der RS

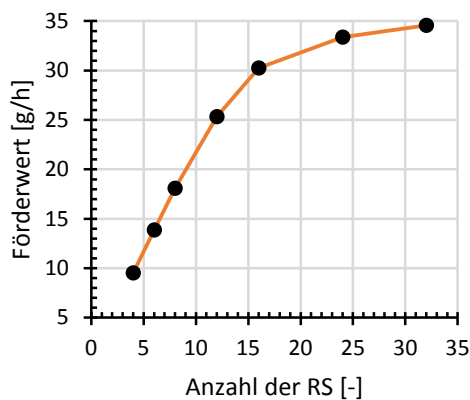


Bild 8.23: gesamter Förderwert, Abhängigkeit von Anzahl der RS

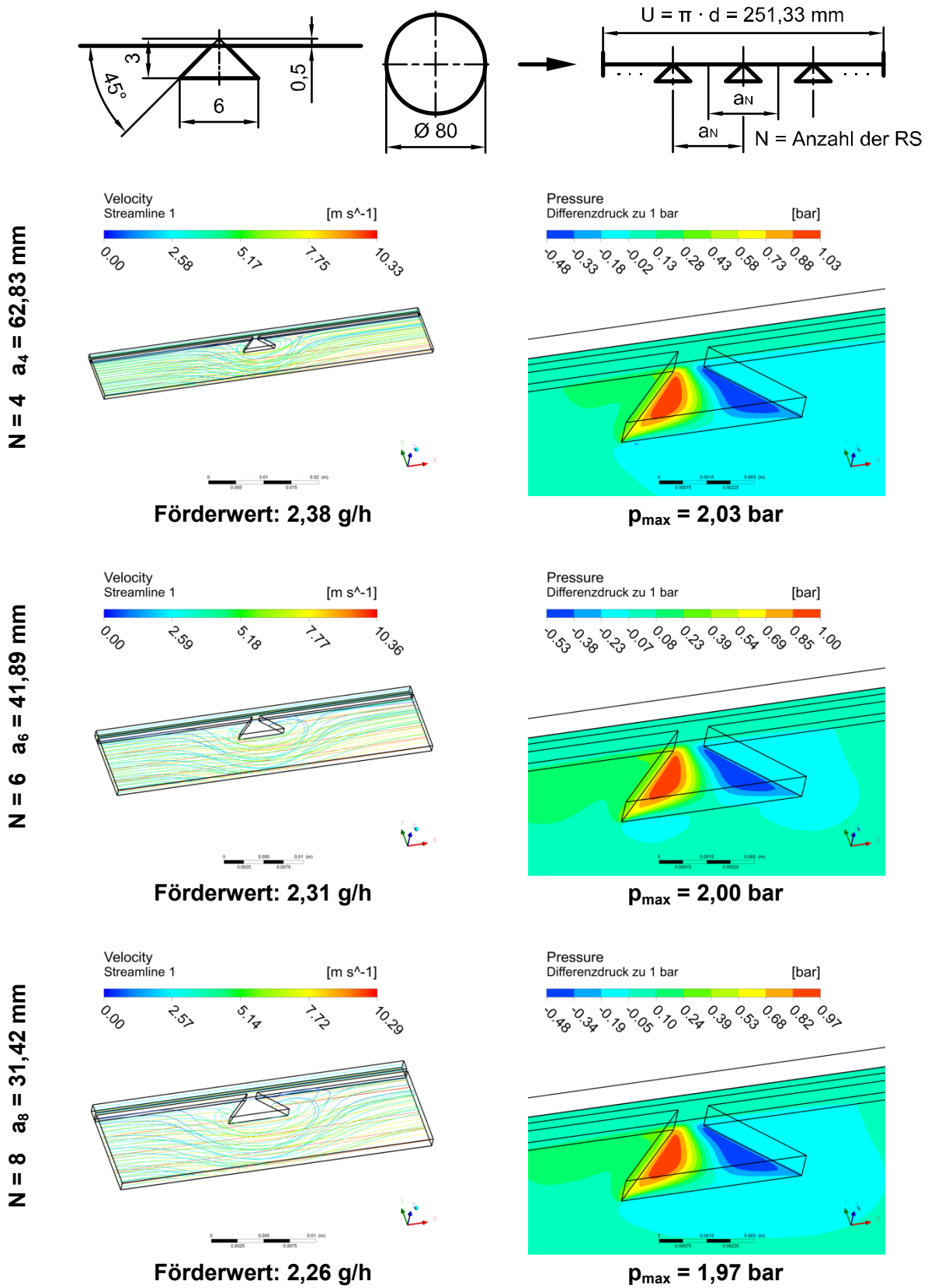


Bild 8.24: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von Anzahl der RS, linke Spalte nicht maßstäblich, rechte Spalte gleicher Maßstab

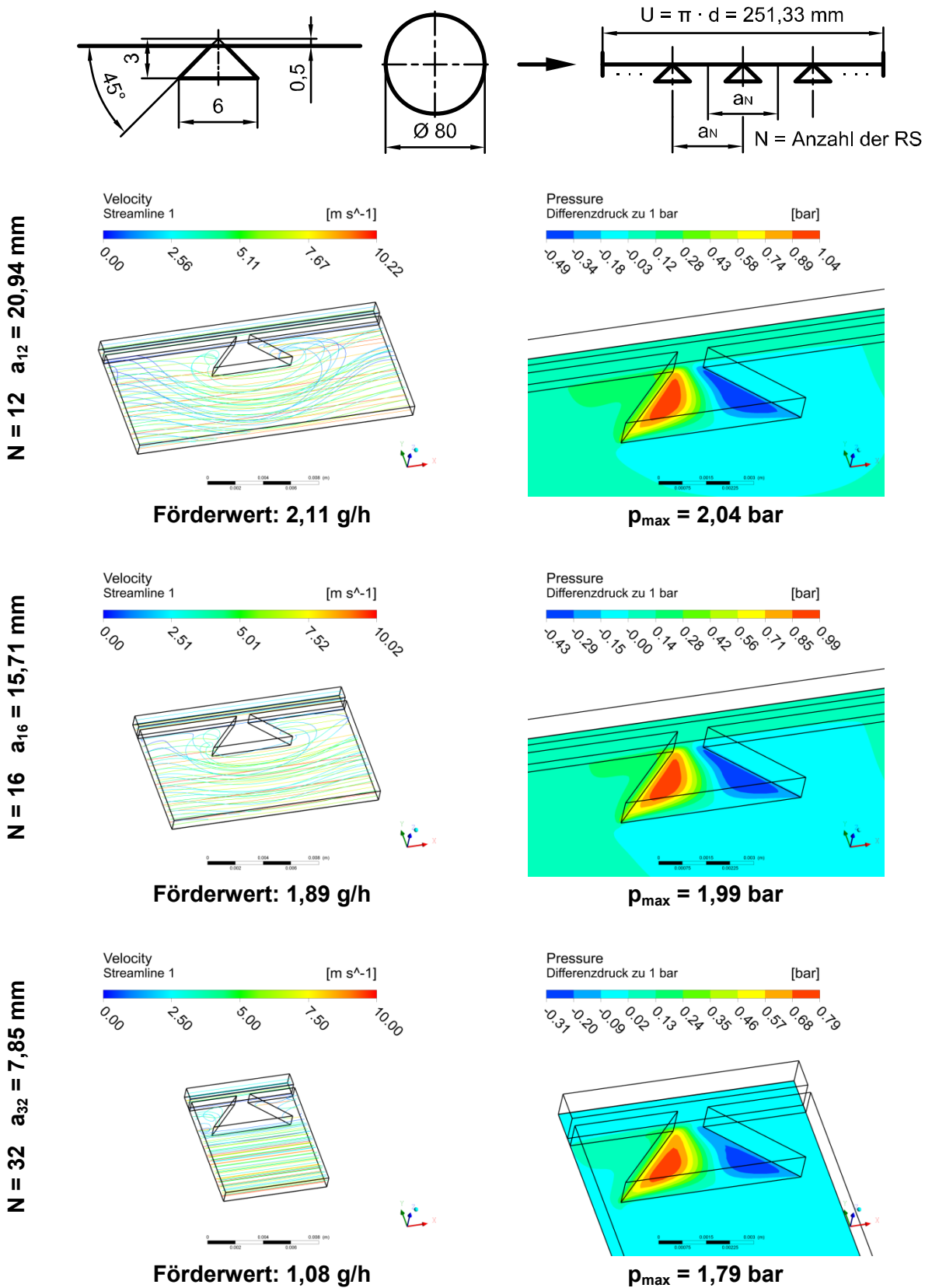


Bild 8.25: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von Anzahl der RS, spaltenweise gleicher Maßstab

8.1.5 Einfluss der Schlepplströmungsgeschwindigkeit

Der Einfluss der Schlepplgeschwindigkeit u auf die Strömung und den Förderwert einer dreieckförmigen RS ist in Bild 8.26 und Bild 8.27 aufgezeigt. Mit steigender Geschwindigkeit u nehmen Förderwert und maximaler Druckaufbau zu.

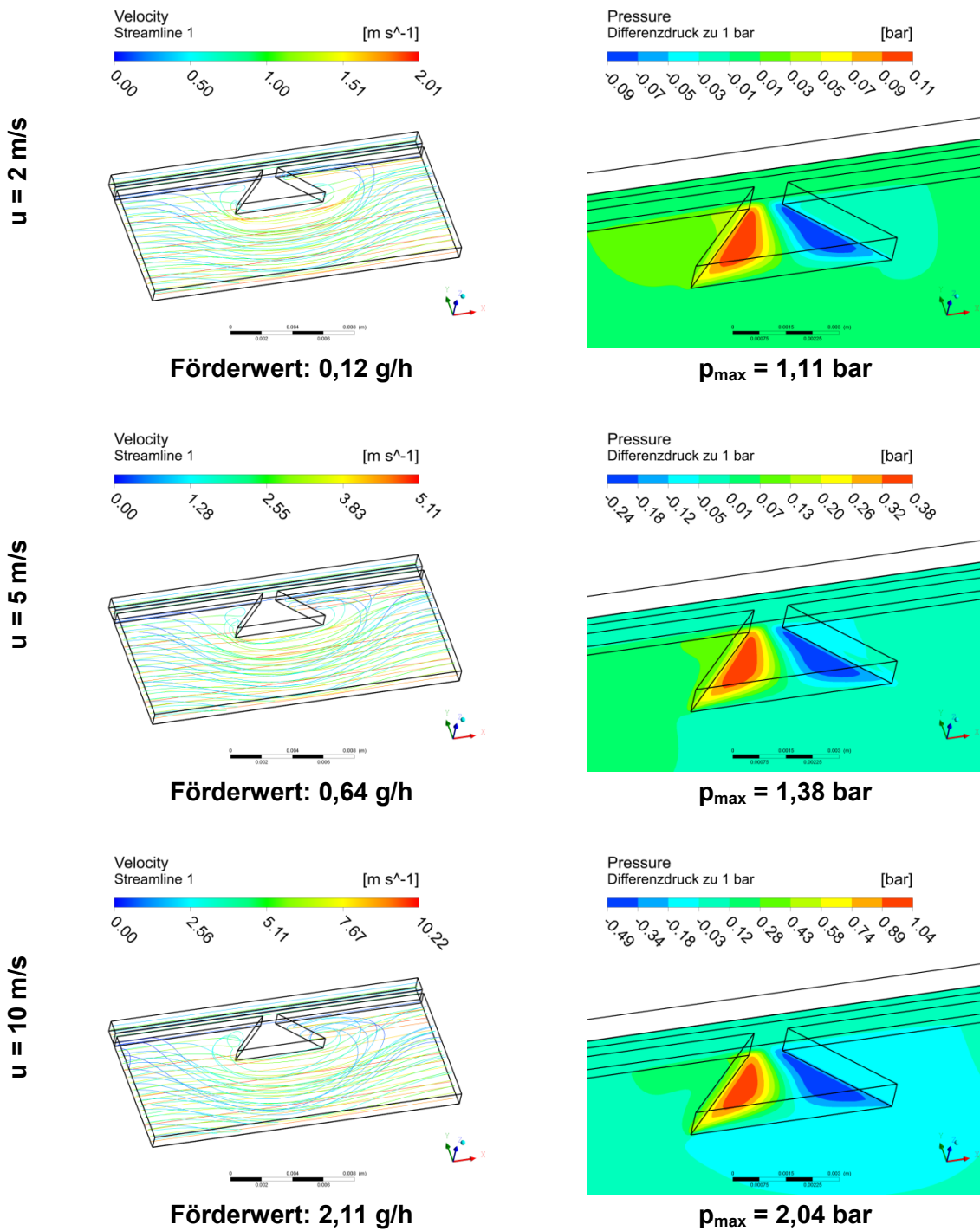


Bild 8.26: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von der Schlepplgeschwindigkeit u , spaltenweise gleicher Maßstab

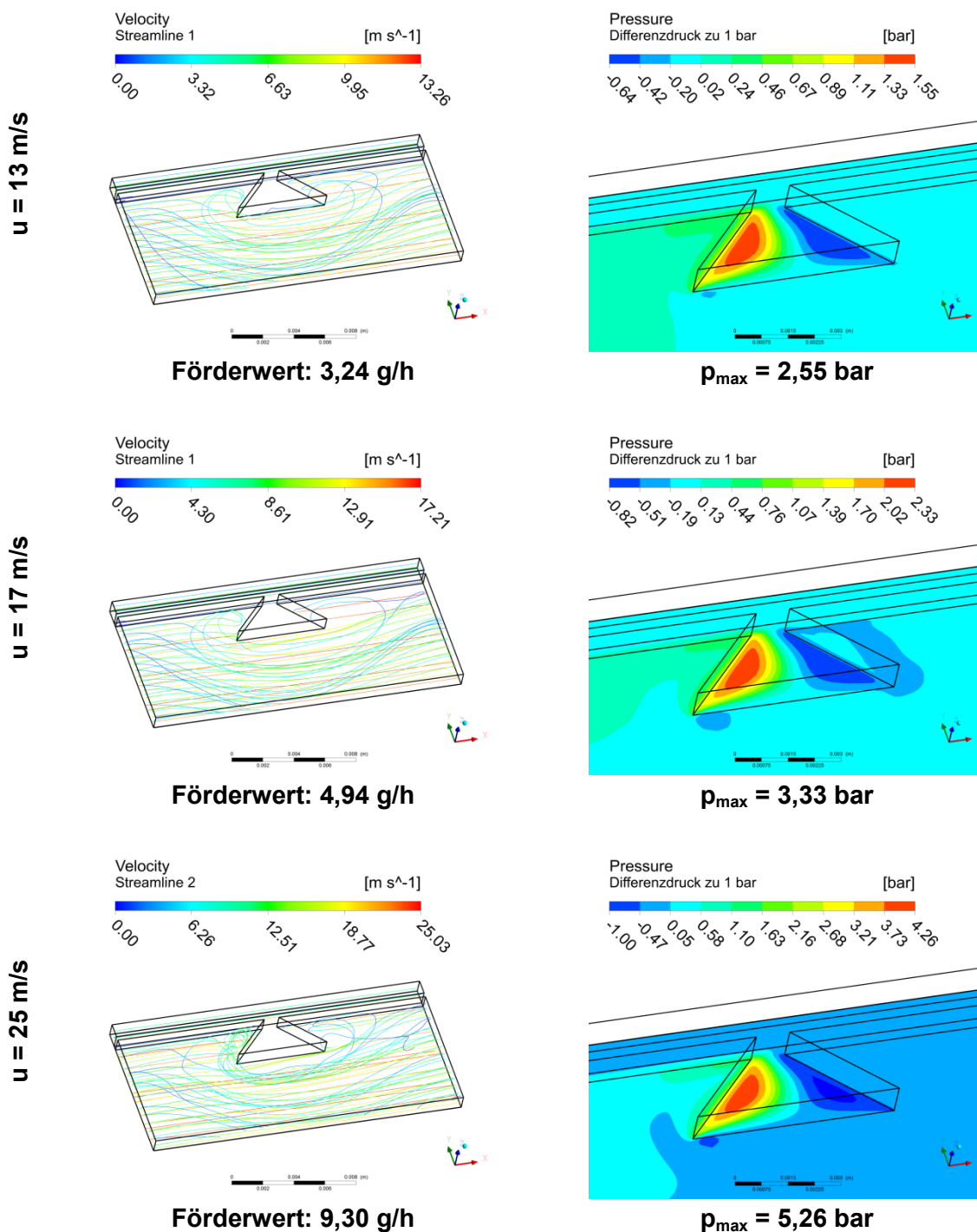


Bild 8.27: Förderwert Dreieckprofil – Abhängigkeit von der Schleppgeschwindigkeit u, spaltenweise gleicher Maßstab

Der prinzipielle Einfluss der Schleppgeschwindigkeit auf den Förderwert ist unabhängig von der Grundgeometrie einer RS. Daher werden hier nur die Simulationsergebnisse für eine dreieckförmige RS mit den Abmessungen nach Bild 8.28 vorgestellt.

In Tabelle 8.1 ist für einen Wellendurchmesser von 80 mm der Zusammenhang zwischen der Schleppgeschwindigkeit u und der Wellendrehzahl angegeben. Die

Schleppgeschwindigkeit u entspricht der Wellenumfangsgeschwindigkeit. Die Wellendrehzahl wird nach Gl. (7.1) aus der Wellenumfangsgeschwindigkeit berechnet.

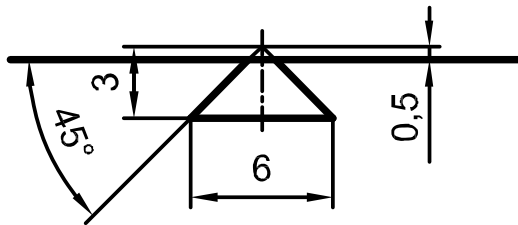


Bild 8.28: Abmessungen Dreieckprofil

Schleppgeschwindigkeit u [m/s]	Wellendrehzahl n_{welle} [U/min]
2	477
5	1.194
10	2.387
13	3.104
17	4.058
25	5.968

Tabelle 8.1: zugehörige Drehzahl bei einem Wellendurchmesser von 80 mm

Der Verlauf des Förderwerts über der Schleppgeschwindigkeit ist in Bild 8.29 dargestellt. In Bild 8.30 ist der Verlauf des maximalen Drucks in Abhängigkeit von der Schleppgeschwindigkeit veranschaulicht. Sowohl der Förderwert als auch der maximale Druck steigen progressiv mit der Schleppgeschwindigkeit an¹¹⁵. Daher ist die Schleppgeschwindigkeit bzw. die Wellendrehzahl, insbesondere bei hohen Werten, ein wichtiger Einflussfaktor auf den Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt. Hierbei ist zu beachten, dass bei den vorgestellten Simulationen eine konstante Spalthöhe modelliert wird. Mit steigender Schleppgeschwindigkeit nimmt aber auch die hydrodynamische Dichtspalthöhe zu, was zu einem steileren Anstieg des Förderwerts führen kann¹¹⁶ als in Bild 8.29 dargestellt ist.

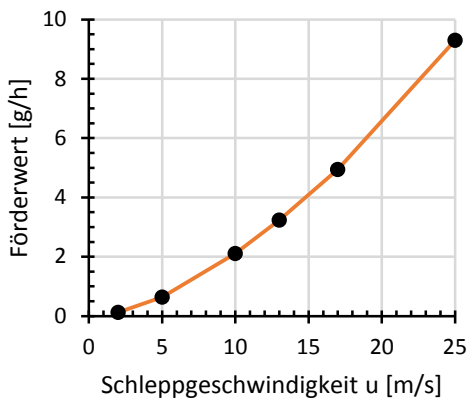


Bild 8.29: Förderwert Dreieckprofil, Einfluss der Schleppgeschwindigkeit u

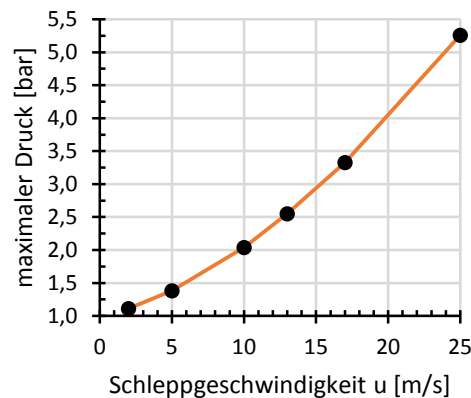


Bild 8.30: maximaler Druck Dreieckprofil, Einfluss der Schleppgeschwindigkeit u

¹¹⁵ In experimentellen Untersuchungen zum Förderwert von PTFE-MD mit drehrichtungsunabhängigen RS ist gemäß [47] ebenfalls ein progressiver Anstieg des Förderwerts mit der Wellendrehzahl zu beobachten.

¹¹⁶ Zum Zusammenhang zwischen hydrodynamischer Dichtspalthöhe und Förderwert siehe Kap. 9.

heblich und verschlechtert die Konvergenz der Simulationen. Um die Strömung in einem Kanal geringer Höhe korrekt abbilden zu können, ist eine sehr feine Vernetzung im Kanal und in Kanalnähe erforderlich. Da die Elementgröße für eine gute Konvergenz nur allmählich ansteigen darf, führt eine feine Vernetzung des Kanals zu einer großen Elementanzahl im Modell und damit zu langen Rechenzeiten und instabilen Simulationen. Ziel der nachfolgend vorgestellten Simulationen ist die Auswirkungen von verschiedenen Einflussgrößen auf den Förderwert zu analysieren. Hierzu muss lediglich die Vergleichbarkeit der Förderwerte gewährleistet sein. Dies ist auch bei einer Kanalhöhe von 1 mm der Fall. Kanäle geringerer Höhe besitzen lediglich eine größere Drosselwirkung, was zu einem geringeren Förderwertniveau führt, aber die prinzipiellen Zusammenhänge nicht beeinflusst. Daher sind die nachfolgend vorgestellten Förderwerte untereinander vergleichbar, dürfen aber nicht als realistische Werte für die Förderwirkung einer RS durch einen Kanal im geschlossenen Ring angesehen werden¹¹⁸. Da aufgrund der gewählten Kanalhöhe die Förderwerte relativ hoch sind, werden sie in Kilogramm pro Stunde angegeben. Ein Vergleich der nachfolgend aufgeführten Förderwerte mit dem vorigen Kapitel ist nicht sinnvoll.

Die Anzahl der RS wird über die Abmessungen des Strömungsgebiets und durch translatorische Periodizitäts-Randbedingungen nach Bild 8.31 berücksichtigt. Wenn nicht anders angegeben, werden jeweils 12 RS, die gleichmäßig über den Umfang der PTFE-MD verteilt sind, modelliert.

Nur bei direktem Übergang einer RS in den geschlossenen Ring kann ein ausreichend hoher Druck aufgebaut werden, sodass sich Kanäle ausbilden¹¹⁹ können. Aus diesem Grund werden nachfolgend nur RS untersucht, die direkt in den geschlossenen Ring übergehen.

8.2.1 Einfluss der Grundgeometrie einer RS

Der Einfluss der Grundgeometrie einer RS auf den Förderwert durch einen Kanal im geschlossenen Ring ist in Bild 8.32 und Bild 8.33 veranschaulicht. Im Gegensatz zum vorigen Kapitel¹²⁰, ist der Förderwert der drehrichtungsunabhängigen RS größer als der Förderwert der drehrichtungsabhängigen RS. Hieraus folgt, dass die Umlenkeigenschaften einer RS als freistehendes Profil¹²¹ nicht ohne Weiteres auf den Förderwert durch einen Kanal im geschlossenen Ring übertragbar sind.

Zwischen dem Dreieckprofil und dem Doppelstegprofil in Bild 8.32 ist kein wesentlicher Unterschied beim Förderwert festzustellen. Bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt¹²² ist dagegen ein großer Unterschied zwischen den Förderwerten dieser Profile vorhanden. Der geringe Unterschied bei den Förderwerten in Bild 8.32 ist auf einen vernachlässigbaren Einfluss der strömungsabgewandten Seite der RS auf den Förderwert zurückzuführen. Da die angeströmten Seiten der RS in

¹¹⁸ Die Förderwerte von RS bei realistischen Kanalhöhen (bis zu 10 μm) werden in Kap. 9 vorgestellt.

¹¹⁹ Dieser Zusammenhang wird in Kap. 10 genauer erläutert.

¹²⁰ vgl. Bild 8.5 bis Bild 8.8

¹²¹ siehe Kap. 7

¹²² vgl. Bild 8.5 und Bild 8.6

Bild 8.32 ähnlich sind, unterscheiden sich die Förderwerte nur geringfügig. Dieser Zusammenhang gilt auch für die RS in Bild 8.33. Daher sind auch hier die Förderwerte nahezu gleich. Aus diesem Grund werden im Folgenden nur noch das Dreieckprofil als drehrichtungsunabhängige RS und das Stegprofil als drehrichtungsabhängige RS weiter analysiert.

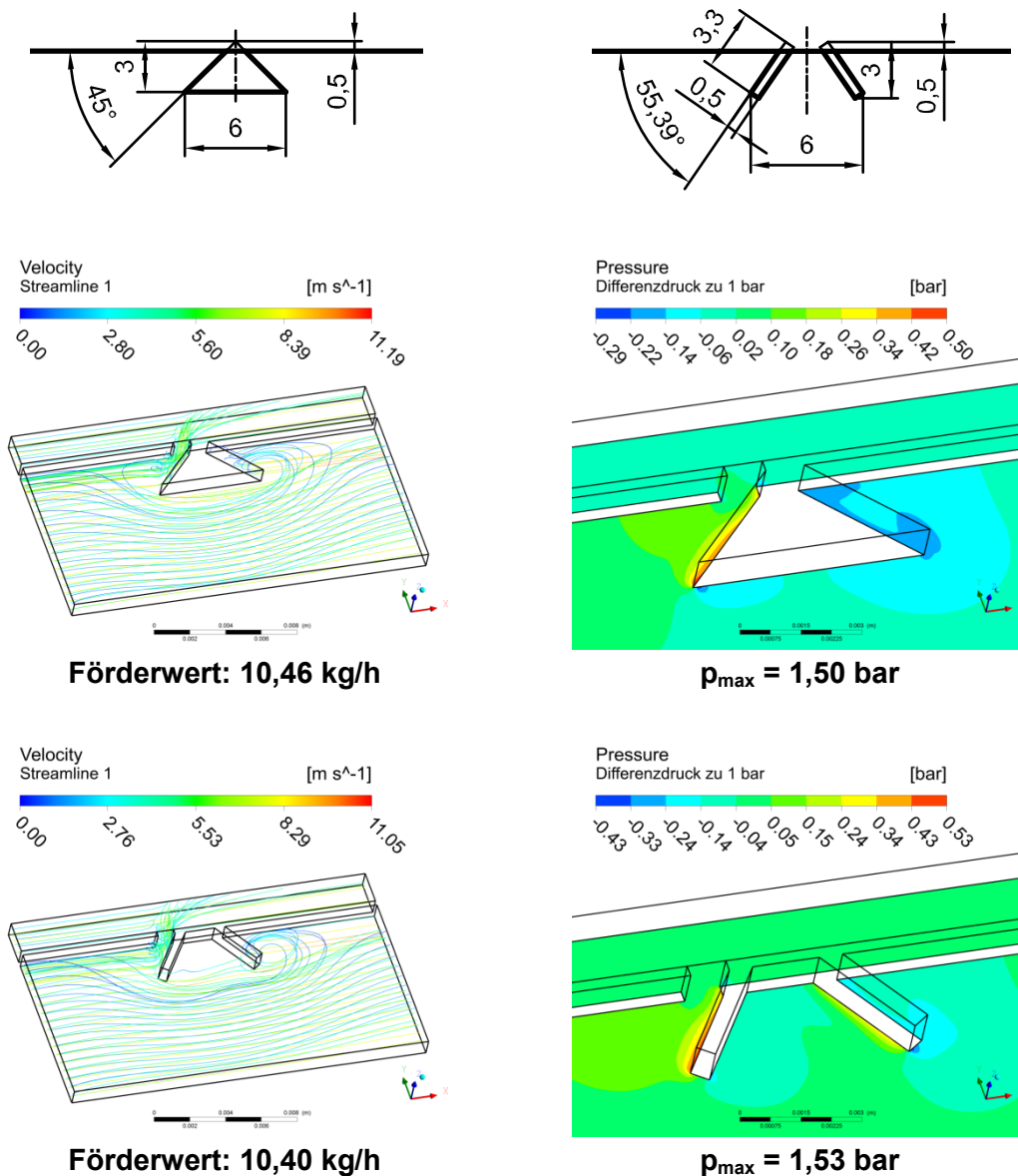


Bild 8.32: Förderwerte Dreieck- und Doppelstegprofil durch Kanal, spaltenweise gleicher Maßstab

Wie die Simulationsergebnisse in Bild 8.32 und Bild 8.33 zeigen, ist bei der Förderung durch einen Kanal im geschlossenen Ring die angeströmte Seite der RS und nicht die Grundgeometrie der RS von Bedeutung. Weiter unten dargelegte Simulationsergebnisse verdeutlichen, dass der Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring einen wesentlichen Einfluss auf den Förderwert hat.

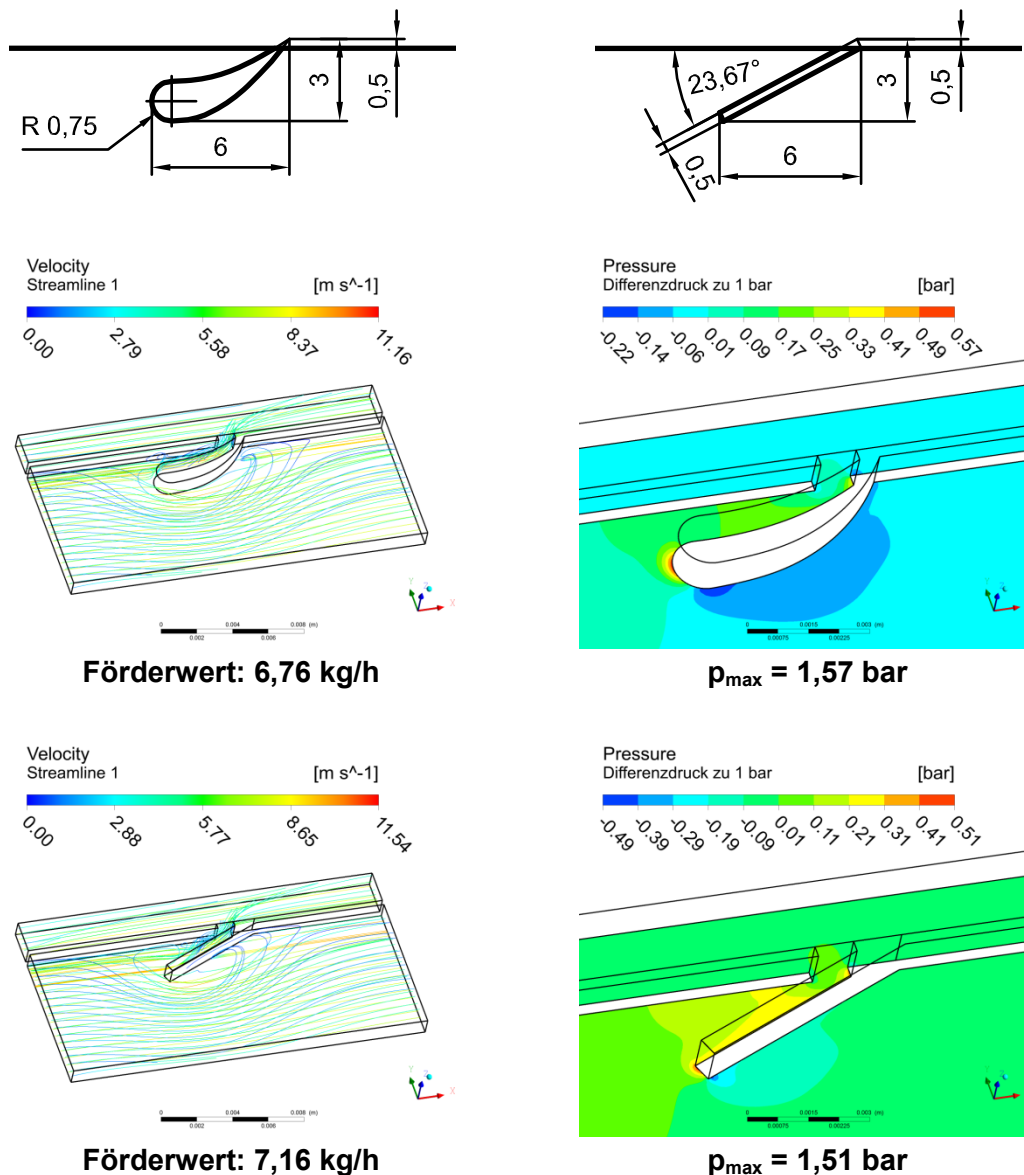


Bild 8.33: Förderwerte Flügel- und Stegprofil, spaltenweise gleicher Maßstab

8.2.2 Einfluss der Strukturgröße und der Kanalgeometrie

Die Auswirkung der Größe einer RS auf den Förderwert durch einen Kanal ist in Bild 8.34 und Bild 8.35 aufgezeigt. Der Förderwert steigt mit zunehmender Strukturgröße an. Allerdings ist hierbei der relative Anstieg des Förderwerts deutlich geringer als im vorigen Kapitel¹²³ bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt.

Durch den vergleichsweise geringen Einfluss der Strukturgröße, ist der Förderwert gemäß Bild 8.34 und Bild 8.35 auch bei kleinen RS noch relativ hoch. Zur Steigerung des Förderwerts durch Kanäle im geschlossenen Ring kann es also von Vorteil sein kleinere RS zu verwenden, um dadurch eine größere Anzahl von RS über den Um-

¹²³ vgl. Bild 8.9 und Bild 8.11

fang der PTFE-MD zu ermöglichen. Hierbei müssen jedoch folgende Einschränkungen berücksichtigt werden:

- Mit sinkender Strukturgröße nimmt auch der Druckaufbau am geschlossenen Ring ab¹²⁴. Dies kann zu geringeren Kanalhöhen (und Kanalbreiten) und damit zu einem kleineren Förderwert führen.
- Wie bereits im vorigen Kapitel beschrieben, sinkt mit der Strukturgröße auch das Leckageauffangvermögen.

Aus den obigen Gründen sollte die Größe einer RS nicht zu stark reduziert werden.

Bei vorhandenem Kanal im geschlossenen Ring geht der Förderwert auch bei sehr kleiner RS nicht gegen null. Der Extremfall einer verschwindend kleinen RS wird in Bild 8.36 betrachtet. Dazu wird ein Kanal im geschlossenen Ring ohne RS modelliert. Dabei handelt es sich um eine rein hypothetische Betrachtung, da sich die hier untersuchten Kanäle durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring ausbilden und somit ohne RS nicht entstehen können¹²⁵.

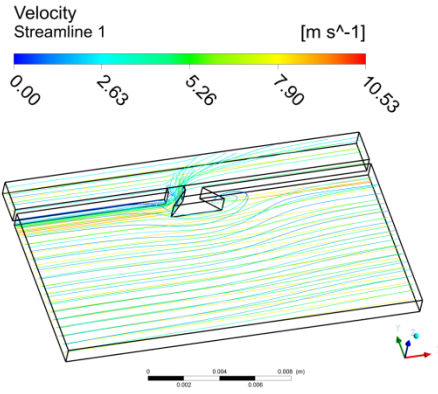
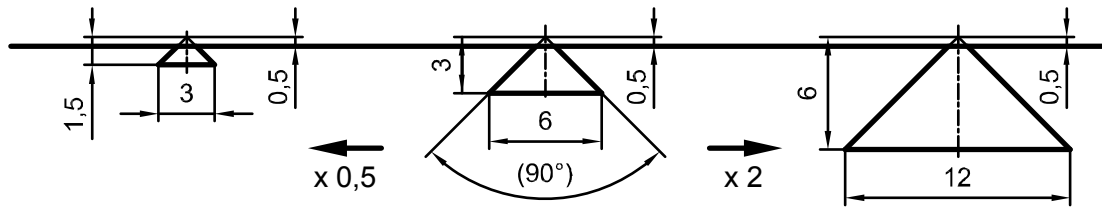
Die Förderwerte der Kanäle in Bild 8.36 sind deutlich geringer als die Förderwerte bei Vorhandensein einer RS (z. B. Bild 8.34). Wobei der Förderwert eines schrägen Kanals wesentlich höher ist als der Förderwert eines geraden Kanals, da ein schräger Kanal eine stärkere Umlenkung auf die Schlepplösung hat.

Bei identischer Modellierung der Luft- und der Ölseite einer PTFE-MD weisen gerade Kanäle ohne RS keinen Förderwert auf. Im unteren Teil von Bild 8.36 sind die Gründe für die Förderwirkung des hier untersuchten geraden Kanals veranschaulicht. Bei der eingesetzten Modellierung nach Bild 8.31 unterscheiden sich die Randbedingungen auf der Ölseite von denen auf der Luftseite. Fluid kann laut Bild 8.36 auf der Ölseite nach links und nach oben in die Ölkammer ausweichen. Auf der Luftseite ist durch die Dichtlippe der PTFE-MD die Ausweichmöglichkeit nach oben versperrt. Daher kann das Fluid leichter von der Luft- auf die Ölseite überströmen als umgekehrt. Hierauf ist der Förderwert des geraden Kanals zurückzuführen.

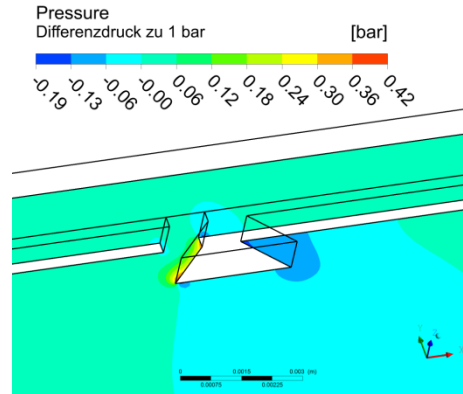
Bildet sich an einer RS ein schräger Kanal aus, so ist nach Bild 8.37 von einem kleineren Förderwert als bei geradem Kanal auszugehen. Eine mögliche Erklärung für diesen Effekt ist, dass durch den schrägen Verlauf des Kanals ein Teil der von der RS senkrecht zum geschlossenen Ring umgelenkten Strömung am Durchfluss gehindert wird. Dies wird bei der Betrachtung der minimalen Kanalbreite in Umfangsrichtung der PTFE-MD deutlich. Auf diese Weise gemessen, hat nach Bild 8.37 der gerade Kanal eine Breite von 1 mm und der schräge Kanal eine Breite von ca. 0,5 mm. Da die genaue Geometrie eines Kanals im geschlossenen Ring nicht bekannt ist, wird in diesem Kapitel (8.2), wenn nicht anders angegeben, ein gerader Kanal mit den Abmessungen gemäß Bild 8.31 modelliert.

¹²⁴ Dieser Zusammenhang wird in Kap. 10 genauer erläutert.

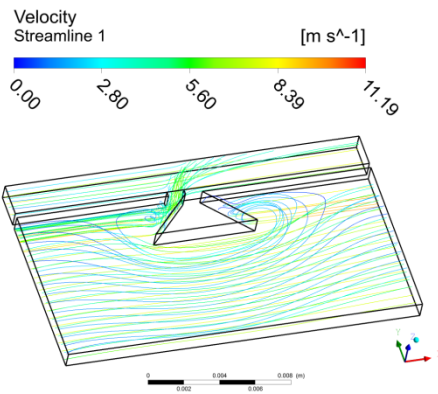
¹²⁵ Prinzipiell ist die Ausbildung von Kanälen im geschlossenen Ring auch ohne RS durch eine Strukturierung der Kontaktfläche des geschlossenen Rings mit der Welle möglich. Bei Gleitringdichtungen (z. B. [13]) und Rechteckringen (z. B. [88]) werden Strukturierungen zur hydrodynamischen Trennung der Gleitflächen eingesetzt. Bei PTFE-MD sind hierzu keine Untersuchungen aus der Literatur bekannt.



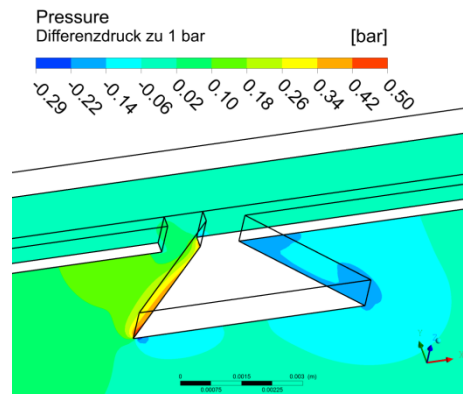
Förderwert: 7,08 kg/h



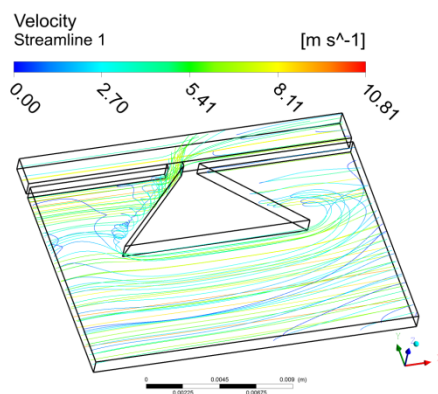
$p_{max} = 1,42 \text{ bar}$



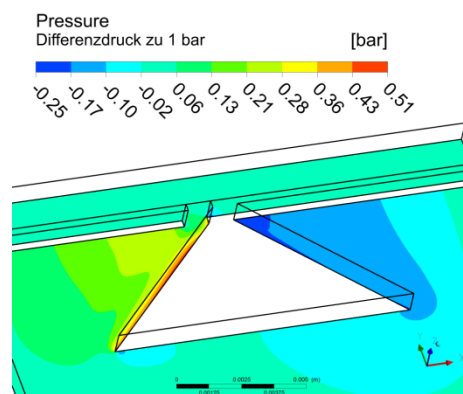
Förderwert: 10,46 kg/h



$p_{max} = 1,50 \text{ bar}$



Förderwert: 12,33 kg/h



$p_{max} = 1,51 \text{ bar}$

Bild 8.34: Förderwert Dreieckprofil durch Kanal – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer unten)

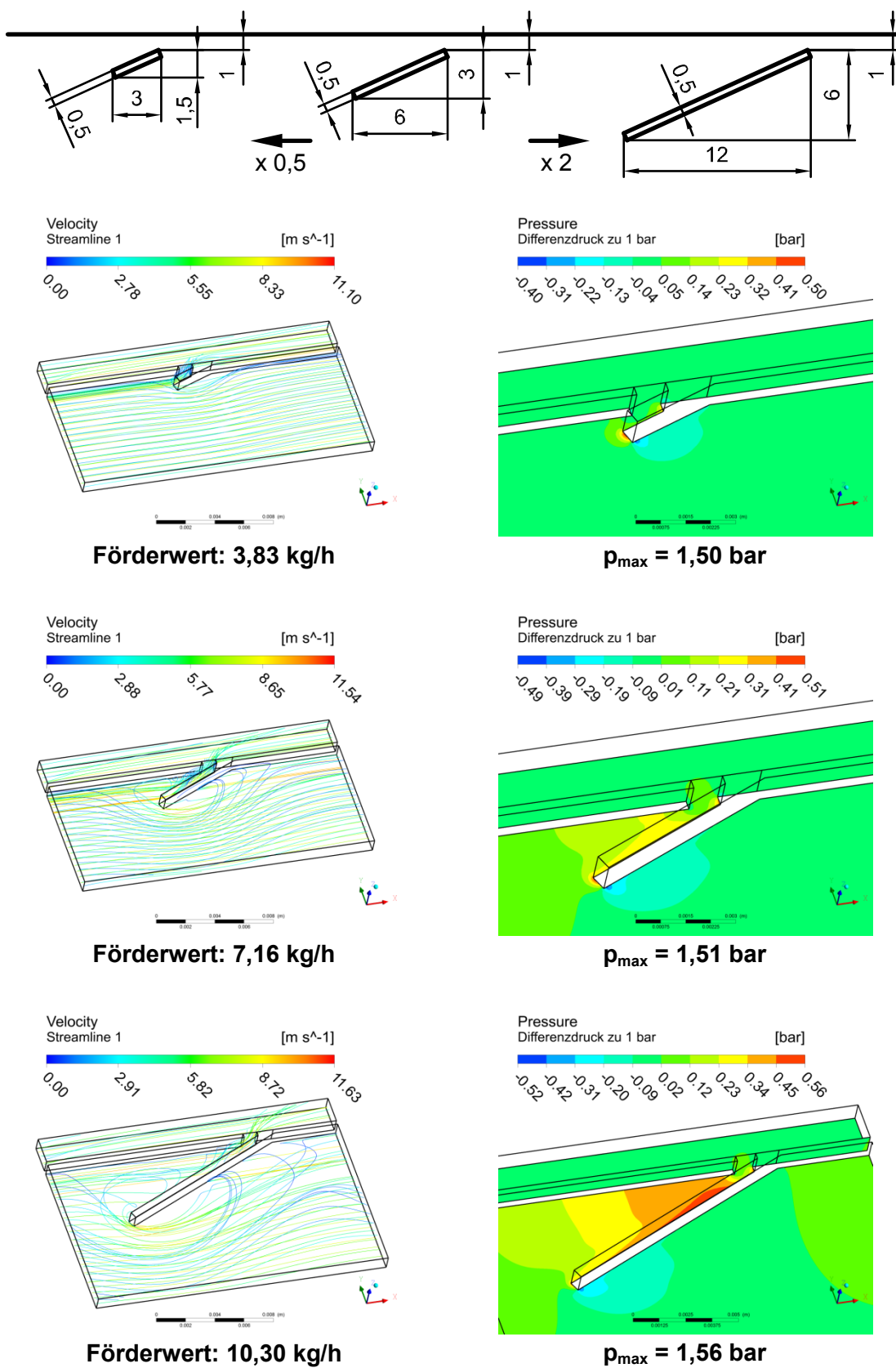


Bild 8.35: Förderwert Stegprofil durch Kanal – Abhängigkeit von der Größe, spaltenweise gleicher Maßstab (außer rechts unten)

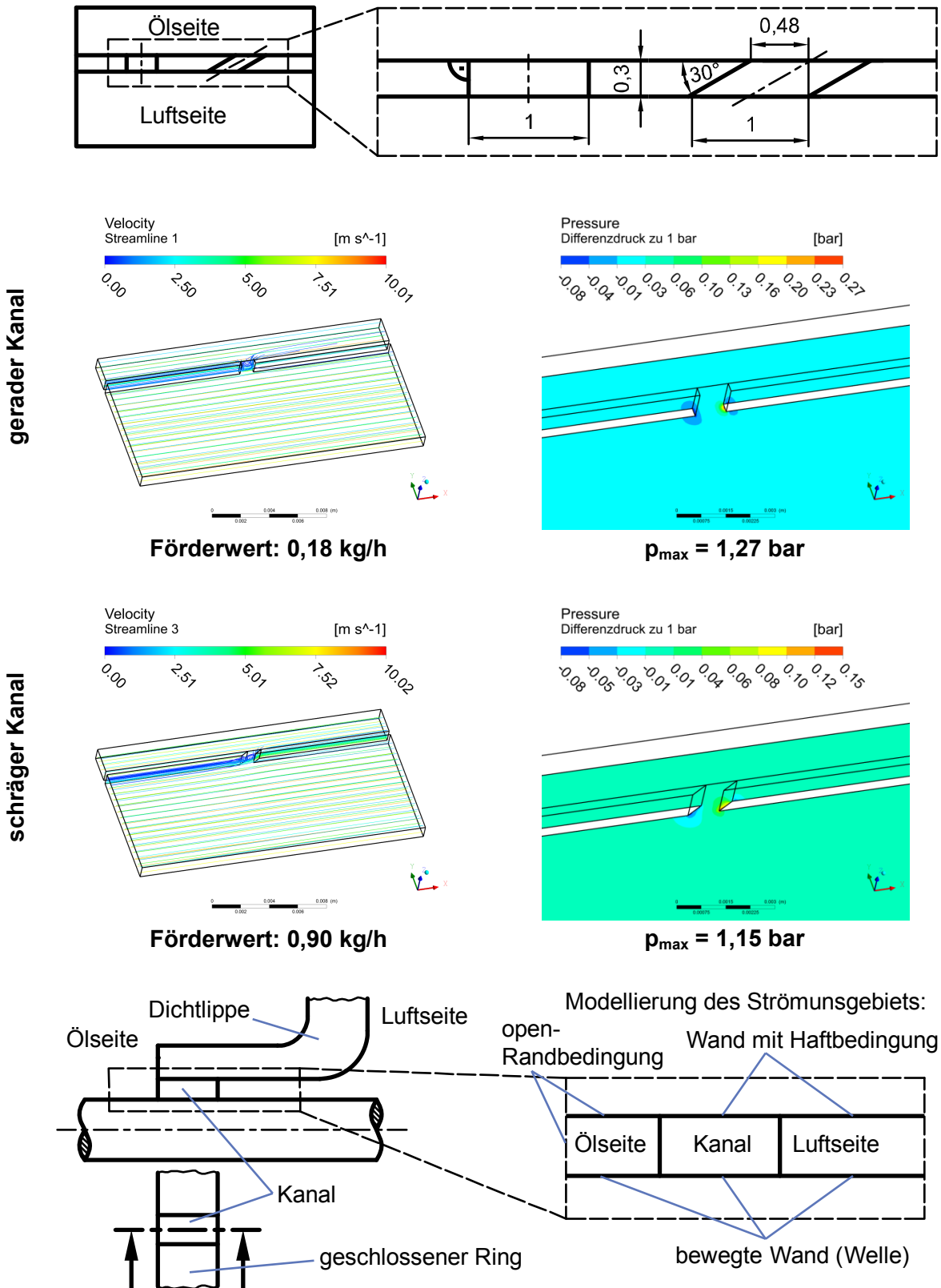


Bild 8.36: Förderwert Kanal ohne RS – Vergleich gerader und schräger Kanal, spaltenweise gleicher Maßstab

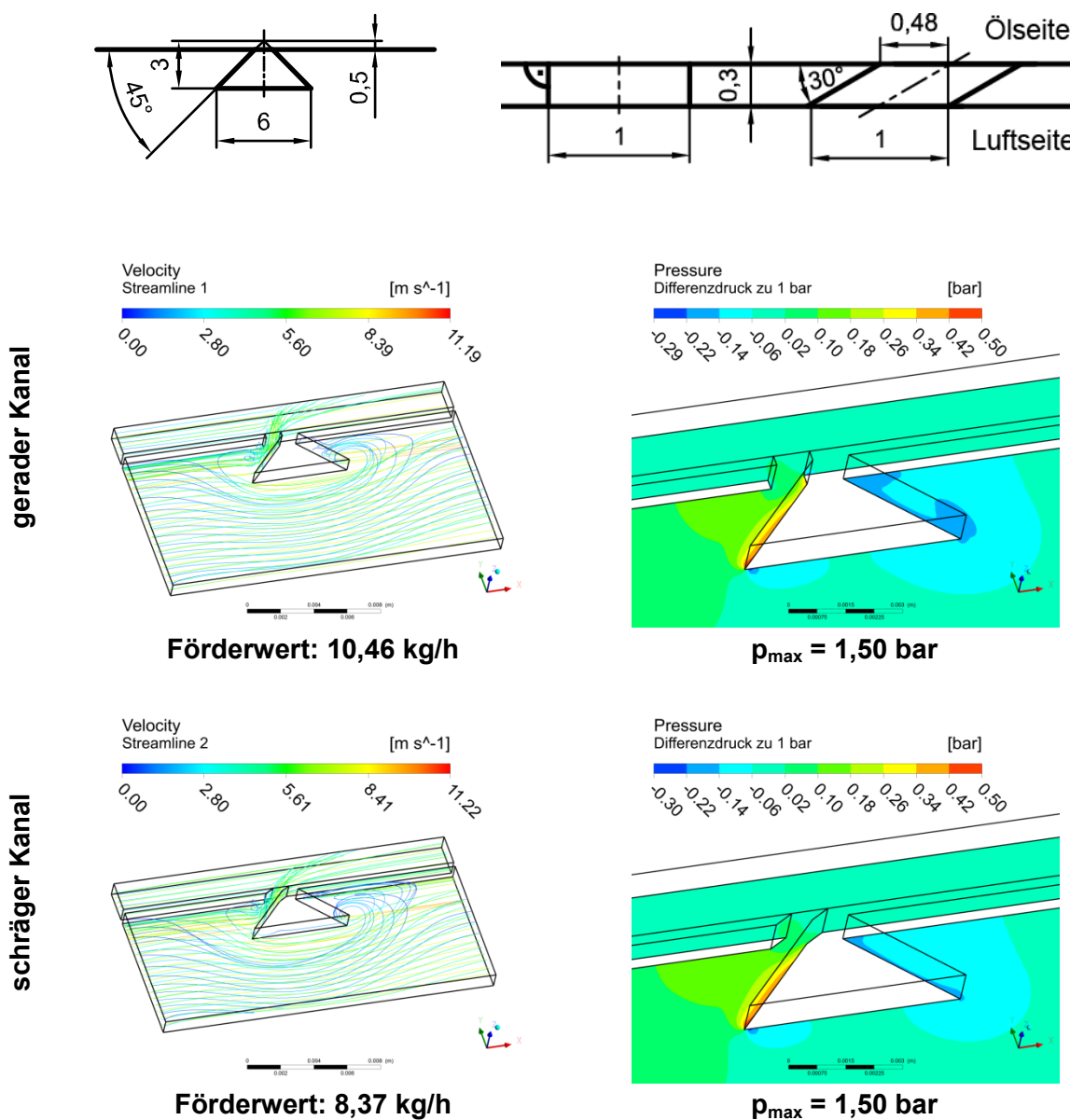


Bild 8.37: Förderwert einer RS mit geradem und schrägem Kanal, spaltenweise gleicher Maßstab

8.2.3 Einfluss der Feingestaltung einer RS

In Anlehnung an die Untersuchungen im vorhergehenden Kapitel wird nachfolgend der Einfluss der Feingestaltung einer RS auf den Förderwert durch einen Kanal im geschlossenen Ring analysiert. Unter Feingestaltung ist hier die Variation einer RS innerhalb einer bestimmten Grundgeometrie zu verstehen. Wie bereits bei den Erläuterungen zum Einfluss der Grundgeometrie vermerkt, ist nicht die Grundgeometrie, sondern der Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring für den Förderwert von Bedeutung. Mit Hilfe von diesem Winkel kann das Leckageauffang- und Fördervermögen einer RS charakterisiert werden.

Der Einfluss der Feingestaltung einer dreieckförmigen RS auf die Strömung ist in Bild 8.40 und Bild 8.41 gezeigt. Dabei ist in Bild 8.40 die Abmessung der RS in Umfangsrichtung der PTFE-MD und in Bild 8.41 die Schenkellänge des Dreieckprofils konstant. Eine gleichbleibende Abmessung der RS in Umfangsrichtung ermöglicht eine konstante maximale Anzahl von RS über den Umfang einer PTFE-MD. Bei konstanter Schenkellänge des Dreieckprofils weisen die RS eine vergleichbare Größe auf.

Der Unterschied bei den Förderwerten zwischen Bild 8.40 und Bild 8.41 ist bei gleichem Winkel α relativ gering. Wobei die größere RS stets den höheren Förderwert aufweist. Hieraus folgt, dass der Unterschied bei den Förderwerten auf die Strukturgröße zurückzuführen ist. Da laut Bild 8.34 der Einfluss der Strukturgröße auf den Förderwert erst bei starken Größenunterschieden deutlich in Erscheinung tritt, ist der Unterschied bei den Förderwerten zwischen Bild 8.40 und Bild 8.41 sehr gering. Es genügt daher nachfolgend nur noch das Dreieckprofil mit konstanter Schenkellänge weiter zu betrachten.

Mit steigendem Winkel α nimmt der Förderwert des Dreieckprofils nach Bild 8.41 deutlich zu. In Bild 8.38 ist der Verlauf des Förderwerts in Abhängigkeit vom Winkel α aufgezeigt. Ähnlich wie bei den Förderwerten durch den hydrodynamischen Dichtspalt¹²⁶, ist ein optimaler Bereich für den Winkel α vorhanden. Dieser Bereich erstreckt sich in etwa von 35° bis 90° . Dabei wird bei ca. 60° ein Maximalwert für den Förderwert erreicht. Die hinsichtlich des Förderwerts optimalen Winkelbereiche bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch einen Kanal überschneiden sich bei etwa 35° bis 50° . Daher wird dieser Winkelbereich für die Gestaltung von dreieckförmigen RS, welche direkt am geschlossenen Ring liegen, empfohlen. Wenn der Förderwertanteil durch den Kanal deutlich größer ist als durch den hydrodynamischen Dichtspalt, ist es sinnvoll einen Winkel α von 60° zu wählen. Überwiegt der Förderwertanteil durch den hydrodynamischen Dichtspalt, so ist nach Bild 8.13 ein Winkel α von 30° zu empfehlen.

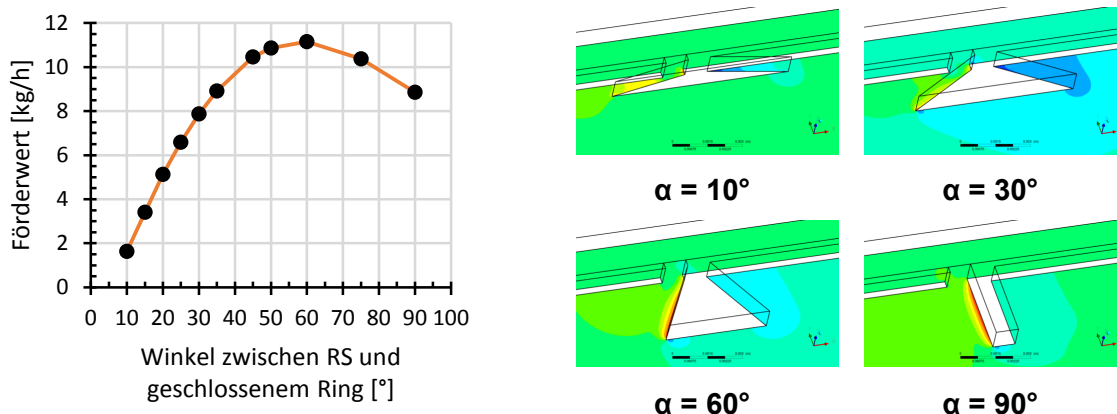


Bild 8.38: Abhängigkeit des Förderwerts vom Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring, Dreieckprofil nach Bild 8.41

¹²⁶ vgl. Bild 8.13

In Bild 8.42 und Bild 8.43 sind die Auswirkungen der Feingestaltung einer stegförmigen RS auf die Strömung illustriert. Dabei ist in Bild 8.42 die Abmessung des Stegprofils in Umfangsrichtung der PTFE-MD und in Bild 8.43 die Steglänge konstant. Ähnlich wie beim Dreieckprofil in Bild 8.40 und Bild 8.41 ist der Unterschied der Förderwerte des Stegprofils bei gleichem Winkel α vergleichsweise gering. Auch hier sind die Förderwerte der größeren Stegprofile stets höher. Folglich sind die Unterschiede im Förderwert bei gleichem Winkel α auf die Größenunterschiede zurückzuführen. Aus diesem Grund wird im Folgenden nur noch das Stegprofil mit konstanter Länge betrachtet.

Gemäß Bild 8.43 steigt der Förderwert eines Stegprofils mit dem Winkel α stark an. Der Verlauf des Förderwerts über dem Winkel α ist in Bild 8.39 aufgetragen. Hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts kann ein Optimalbereich für den Winkel α in etwa zwischen 40° und 90° angegeben werden. Bei einem Winkel von ca. 60° ist ein Maximum des Förderwerts erkennbar. Bei der Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt ist ein ähnlicher Zusammenhang zwischen dem Winkel α und dem Förderwert nach Bild 8.14 festzustellen. Die hinsichtlich des Förderwerts optimalen Winkelbereiche bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch einen Kanal überschneiden sich bei etwa 40° bis 50° . Dieser Winkelbereich kann für die Gestaltung von stegförmigen RS, welche direkt in den geschlossenen Ring übergehen, empfohlen werden. Wenn der Förderwertanteil durch den Kanal deutlich größer ist als durch den hydrodynamischen Dichtspalt, ist es zweckmäßig einen Winkel α von 60° zu wählen. Überwiegt dagegen der Förderwertanteil durch den hydrodynamischen Dichtspalt, so ist nach Bild 8.14 ein Winkel α von 45° optimal und liegt damit im oben empfohlenen Bereich von 40° bis 50° .

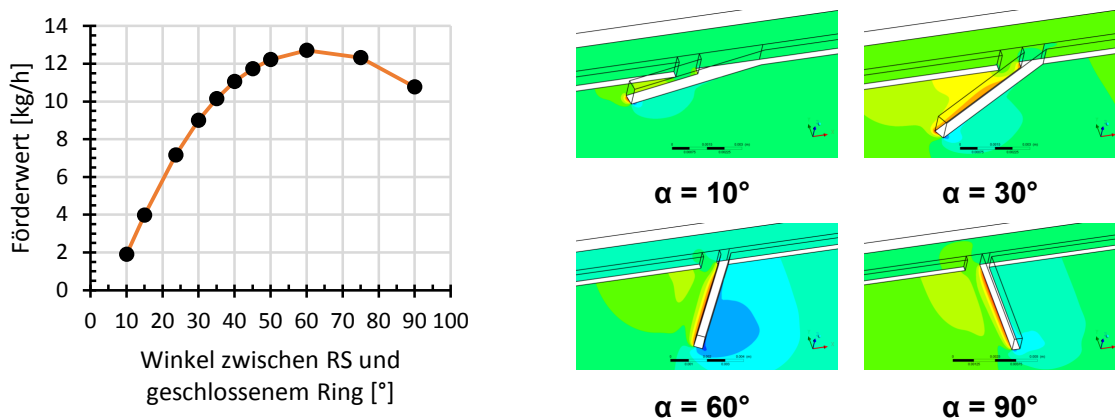


Bild 8.39: Abhängigkeit des Förderwerts vom Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring, Stegprofil nach Bild 8.43

Die obigen Untersuchungen zur Feingestaltung einer RS legen den Schluss nahe, dass der Förderwert einer RS durch einen Kanal im geschlossenen Ring entscheidend vom Winkel α abhängt. Im Gegensatz zum vorigen Kapitel spielen sowohl die Strukturgröße als auch die Grundgeometrie der RS, im Vergleich zum Winkel α , eine untergeordnete Rolle hinsichtlich des Förderwerts.

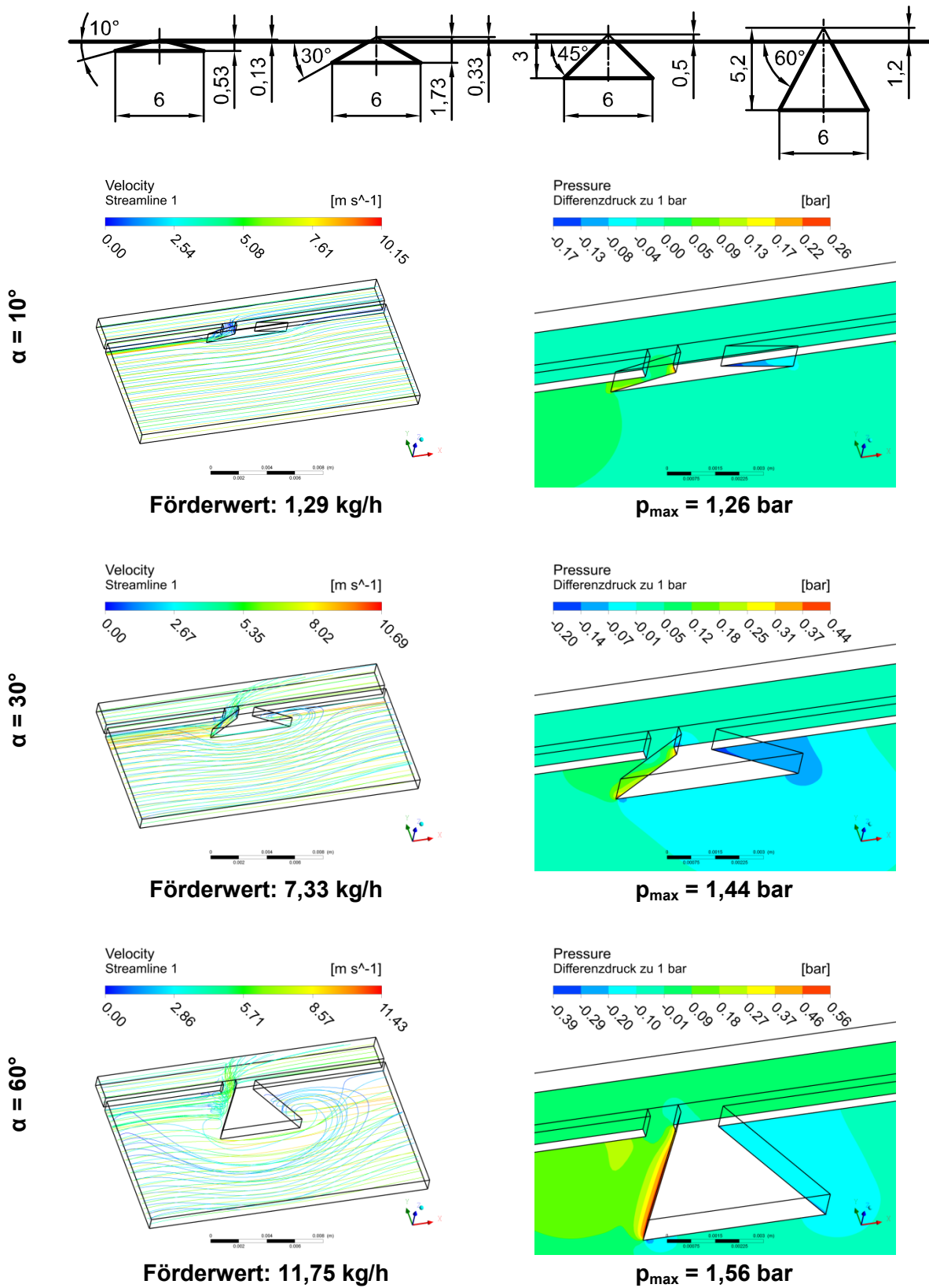


Bild 8.40: Förderwerte unterschiedlicher Dreieckprofile durch Kanal – konstantes Maß in Umfangsrichtung, spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 45^\circ$ siehe Bild 8.32 oben)

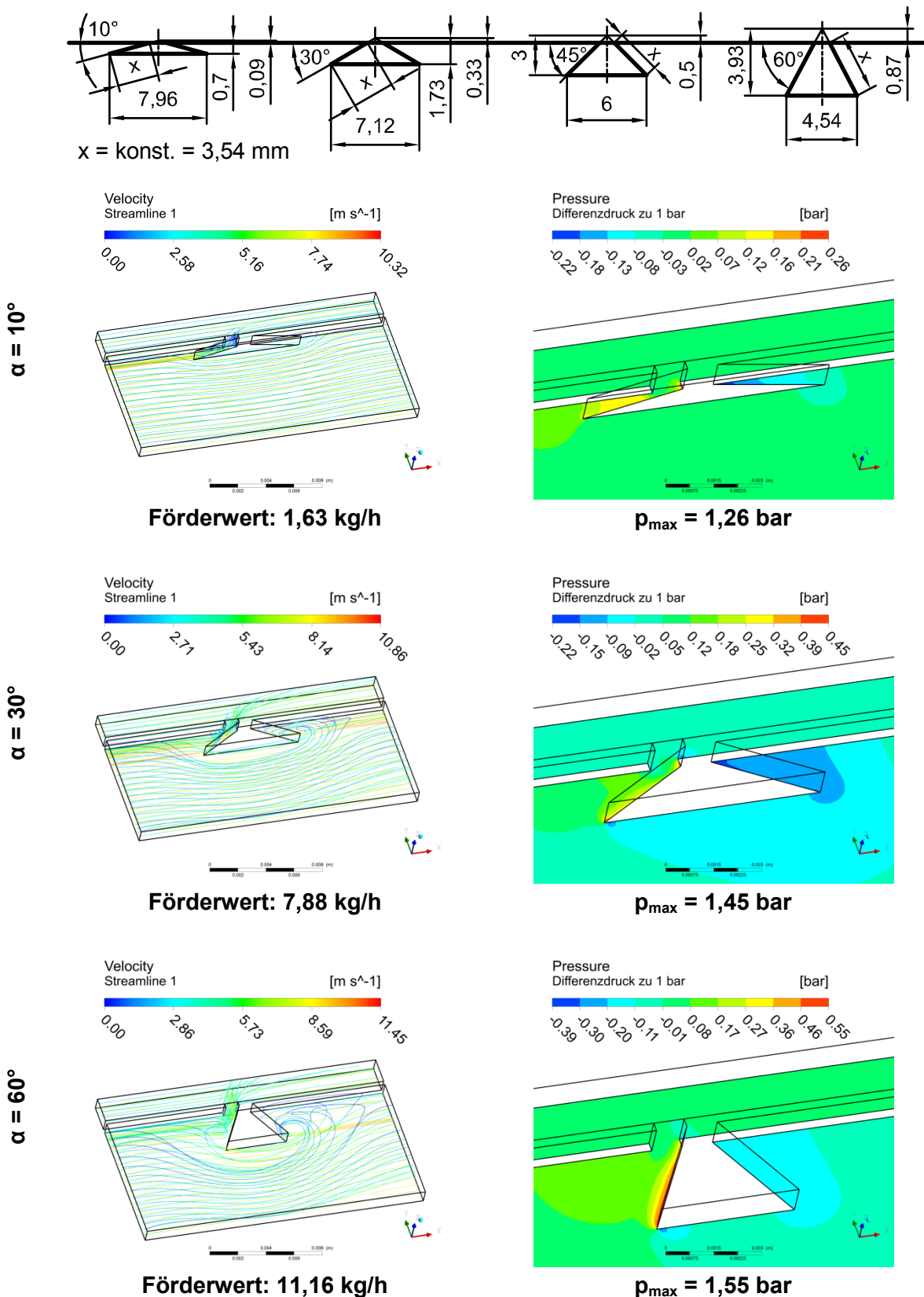


Bild 8.41: Förderwerte unterschiedlicher Dreieckprofile durch Kanal – konstante Schenkellänge x des Dreiecks, spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 45^\circ$ siehe Bild 8.32 oben)

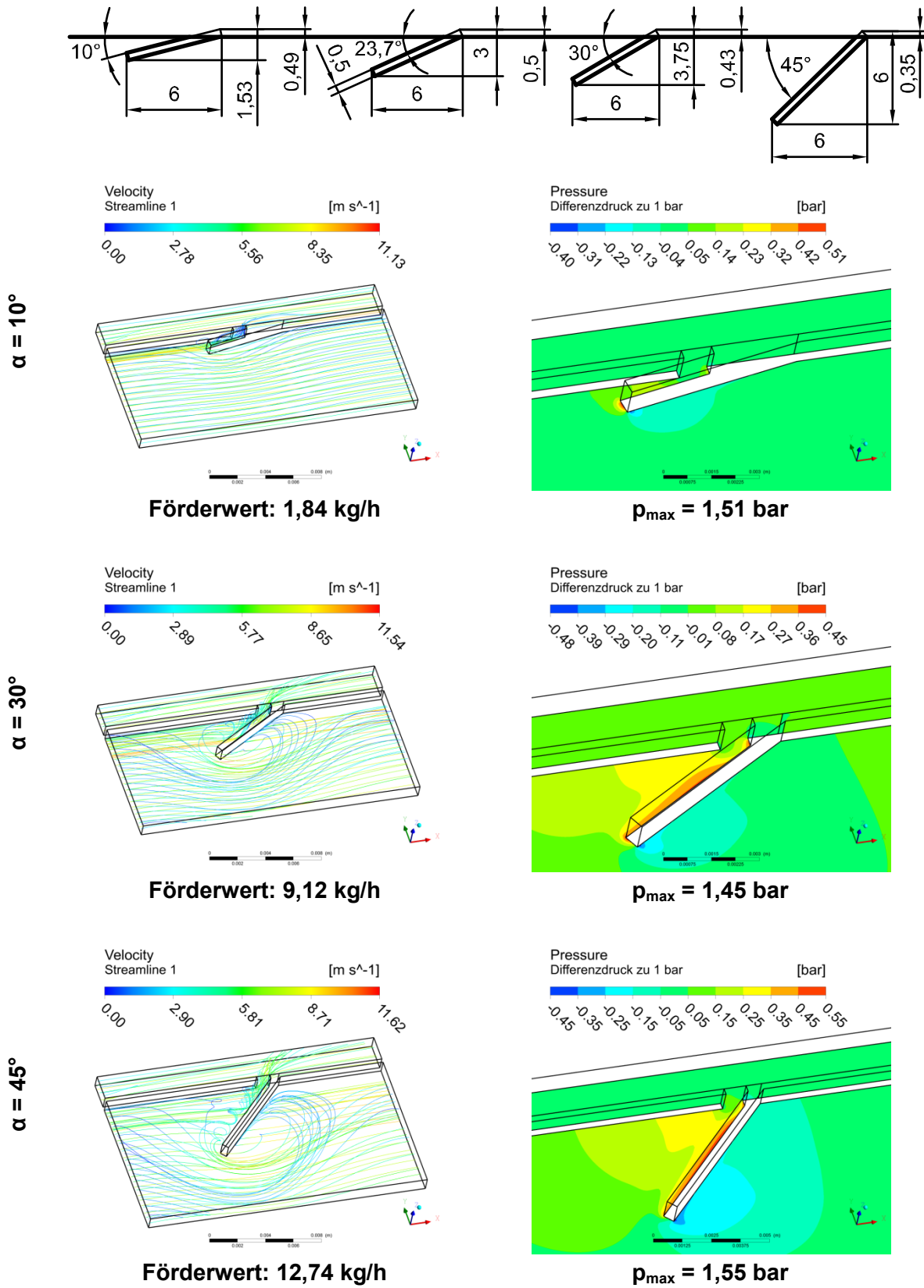


Bild 8.42: Förderwerte unterschiedlicher Stegprofile durch Kanal – konstantes Maß in Umfangsrichtung, spaltenweise gleicher Maßstab außer rechts unten (für $\alpha = 23,7^\circ$ siehe Bild 8.33 unten)

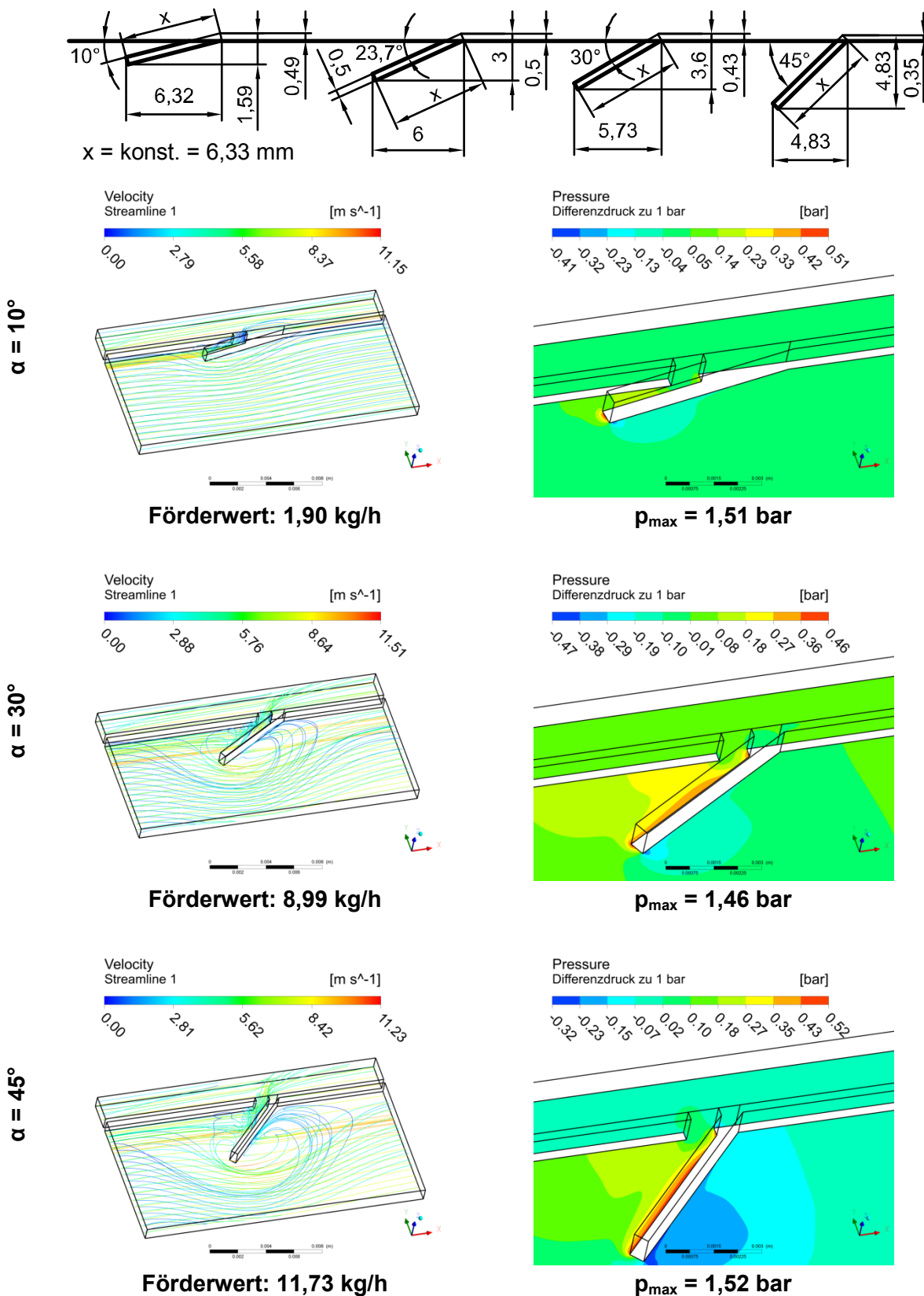


Bild 8.43: Förderwerte unterschiedlicher Stegprofile durch Kanal – konstante Steglänge x , spaltenweise gleicher Maßstab (für $\alpha = 23,7^\circ$ siehe Bild 8.33 unten)

8.2.4 Einfluss der Anzahl von RS

Nachfolgend wird der Einfluss der Anzahl von RS auf den Förderwert einer einzelnen RS durch einen Kanal und auf den gesamten Förderwert einer PTFE-MD erläutert. Dabei wird stets von einer gleichmäßigen Verteilung der RS über den Umfang einer PTFE-MD ausgegangen. Die grundlegenden Zusammenhänge zwischen Förderwert und Anzahl von RS sind unabhängig von der Grundgeometrie der untersuchten RS. Aus diesem Grund wird, wie bereits im vorigen Kapitel, bei allen im Folgenden vorgestellten Simulationen zum Einfluss der Anzahl von RS das Dreieckprofil gemäß Bild 8.46 verwendet. Das hier verwendete Modellierungsprinzip ist im oberen Bereich von Bild 8.46 veranschaulicht. Eine genaue Erläuterung der eingesetzten Modellierung ist in der Beschreibung zu Bild 8.19 enthalten und wird daher an dieser Stelle nicht wiederholt.

In Bild 8.46 ist anhand von drei Beispielen der Zusammenhang zwischen der Anzahl von RS, dem Strömungsbild und der Größe des Strömungsgebietes veranschaulicht. Erst bei sehr geringen Abständen zwischen den RS ist ein nennenswerter negativer Einfluss auf den Förderwert feststellbar. Dies wird durch Auftragen des Förderwerts einer einzelnen RS über der Anzahl der RS deutlich, Bild 8.44. Mit steigender Anzahl der RS bleibt der Förderwert einer einzelnen RS über einen großen Bereich nahezu konstant. Erst bei hohen Anzahlen von RS und damit geringen Abständen zwischen den RS, sinkt der Förderwert deutlich ab. Im Vergleich zur Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt (Bild 8.22), ist der Einfluss der Anzahl von RS auf den Förderwert durch einen Kanal wesentlich geringer.

In Bild 8.45 ist der gesamte Förderwert einer PTFE-MD in Abhängigkeit von der Anzahl der RS dargestellt. Der gesamte Förderwert nimmt über einen großen Bereich nahezu linear mit der Anzahl der RS zu. Bei hohen Anzahlen der RS steigt der gesamte Förderwert allerdings kaum noch an, da gemäß Bild 8.44 gleichzeitig der Förderwert einer einzelnen RS stark abnimmt. Ein Vergleich von Bild 8.45 mit Bild 8.23 zeigt, dass der Förderwert durch einen Kanal stärker mit der Anzahl der RS zunimmt als der Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt.

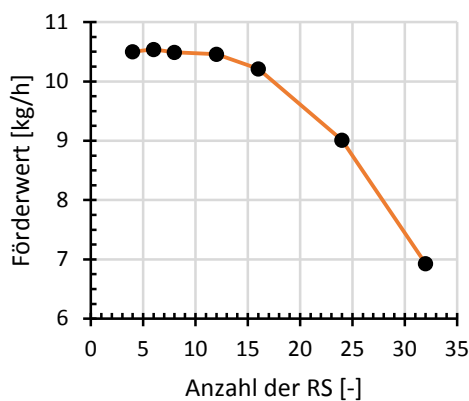


Bild 8.44: Förderwert einer RS, Abhängigkeit von Anzahl der RS

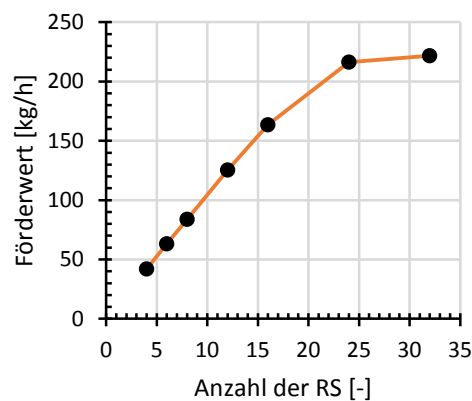


Bild 8.45: gesamter Förderwert, Abhängigkeit von Anzahl der RS

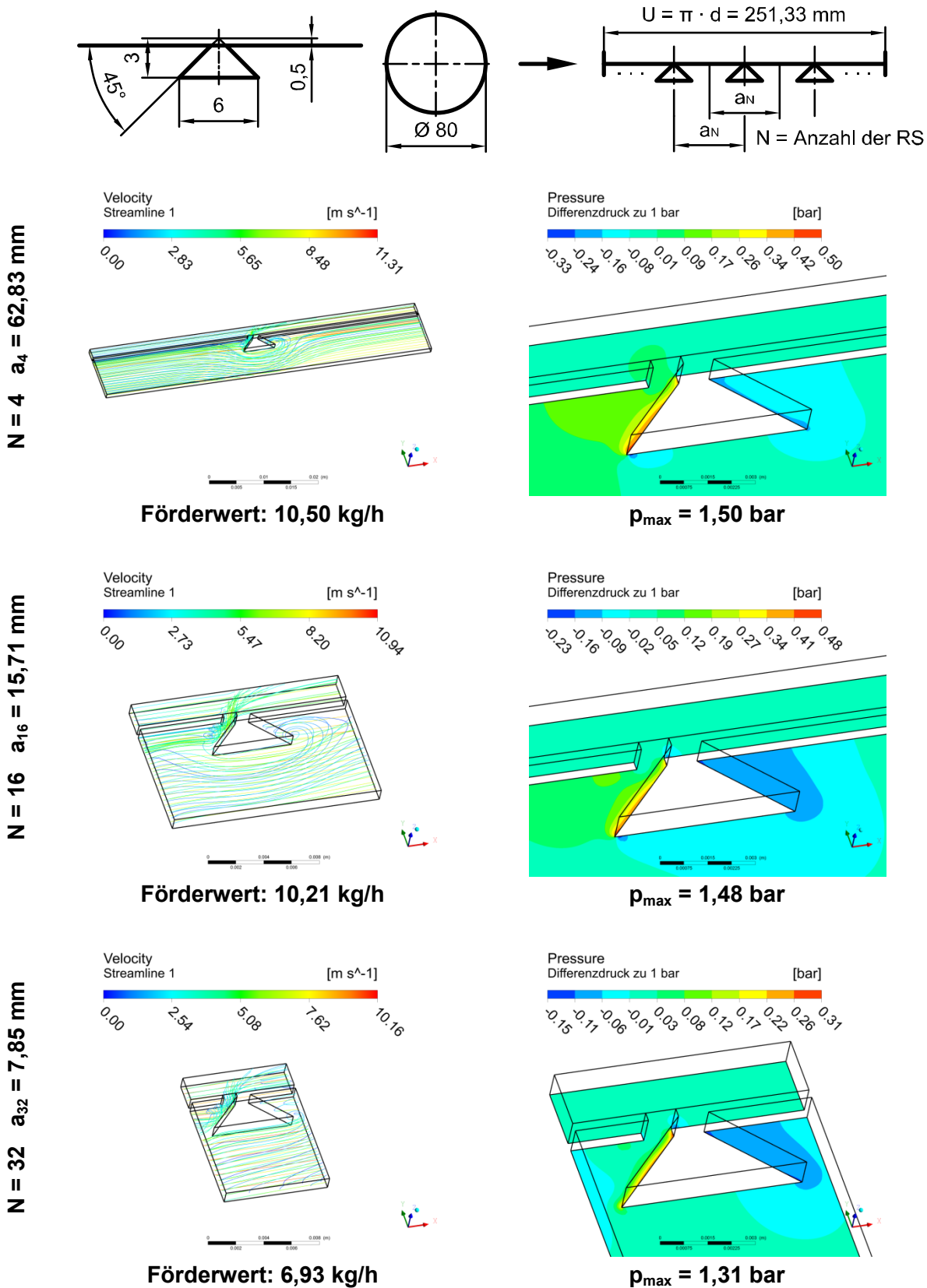


Bild 8.46: Förderwert Dreieckprofil durch Kanal – Abhängigkeit von Anzahl der RS, spaltenweise gleicher Maßstab (außer links oben)

8.2.5 Einfluss der Schleppströmungsgeschwindigkeit

In Bild 8.47 sind die Auswirkungen der Schleppgeschwindigkeit u auf die Strömung und den Förderwert dargestellt. Mit steigender Geschwindigkeit u nehmen Förderwert und maximaler Druckaufbau zu.

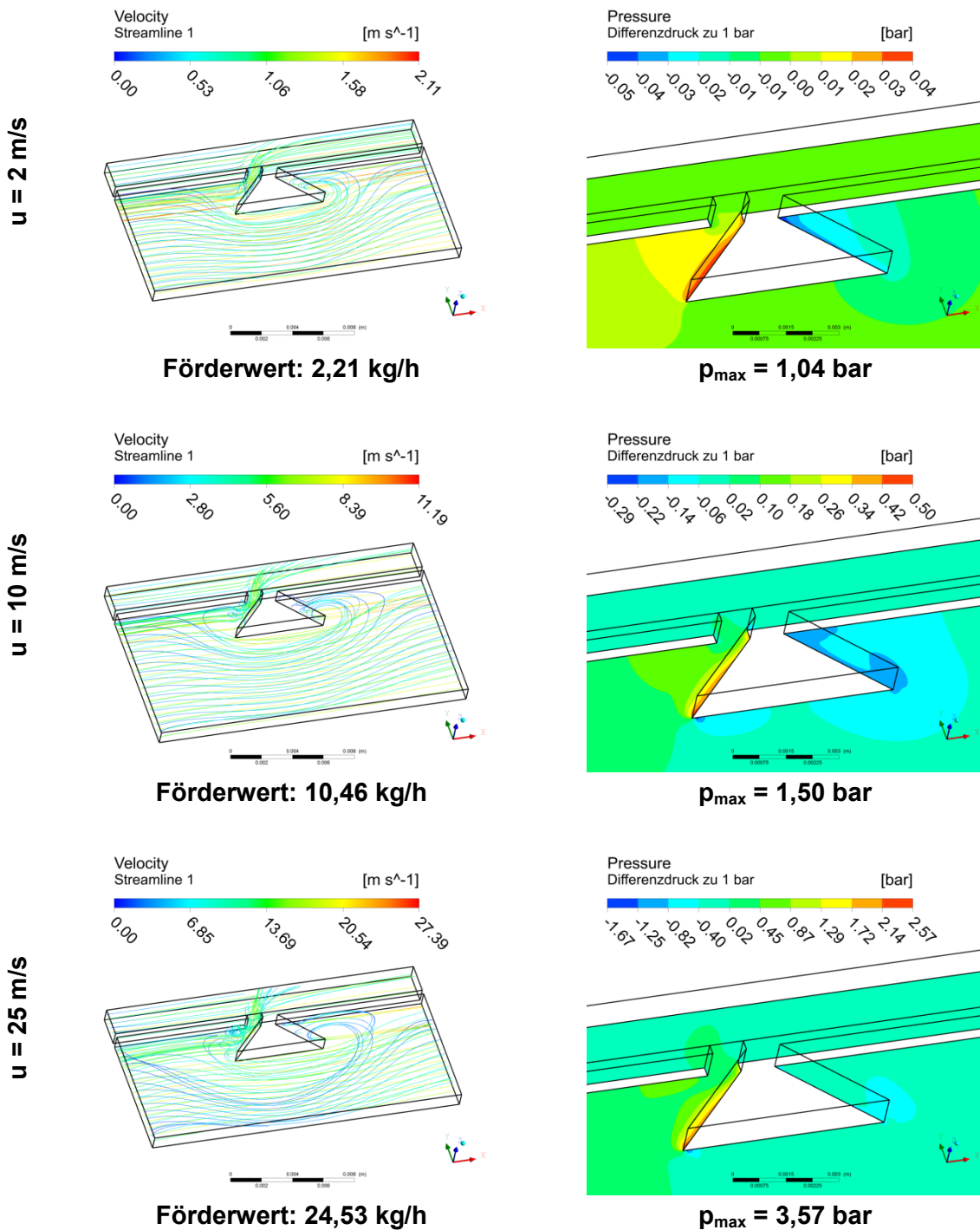


Bild 8.47: Förderwert Dreieckprofil durch Kanal – Abhängigkeit von der Schleppgeschwindigkeit u , spaltenweise gleicher Maßstab

Da der grundlegende Einfluss der Schleppgeschwindigkeit auf den Förderwert unabhängig von der Grundgeometrie einer RS ist, werden hier nur die Simulationsergebnisse für eine dreieckförmige RS mit den Abmessungen nach Bild 8.28 vorgestellt. Der Zusammenhang zwischen der Schleppgeschwindigkeit u und der Wellendrehzahl ist in Tabelle 8.1 zu finden.

Im Gegensatz zum progressiven Anstieg des Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt¹²⁷, steigt der Förderwert durch einen Kanal nach Bild 8.48 nahezu linear mit zunehmender Schleppgeschwindigkeit an. Der Verlauf des Drucks in Bild 8.49 ähnelt dagegen dem progressiven Anstieg in Bild 8.30. Damit stellt die Schleppgeschwindigkeit bzw. die Wellendrehzahl bei Förderung durch einen Kanal einen wichtigen Einflussfaktor auf den Förderwert dar. Allerdings ist dieser Einfluss beim Kanal, durch den näherungsweise linearen Anstieg des Förderwerts, geringer als beim hydrodynamischen Dichtspalt.

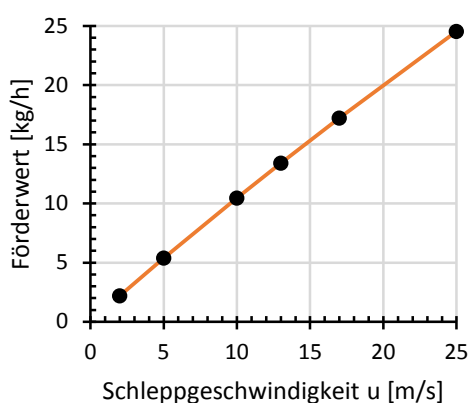


Bild 8.48: Förderwert Dreieckprofil, Einfluss der Schleppgeschwindigkeit u

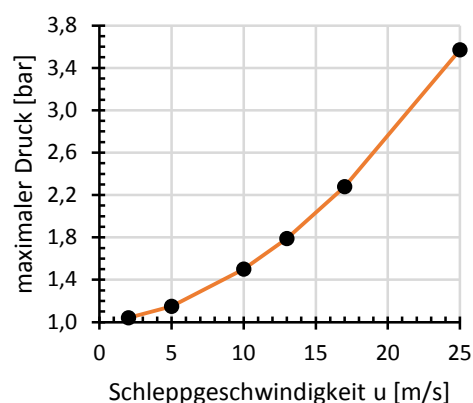


Bild 8.49: maximaler Druck Dreieckprofil, Einfluss der Schleppgeschwindigkeit u

8.3 Fazit – Fördervermögen von RS am geschlossenen Ring

Auf Grundlage der Erkenntnisse aus Kap. 8.1 und Kap. 8.2 können folgende Empfehlungen für die Gestaltung von RS abgeleitet werden:

- Der höchste Förderwert wird stets bei direktem Übergang einer RS in den geschlossenen Ring erreicht. Daher sollten RS nach Möglichkeit keinen Abstand zum geschlossenen Ring aufweisen¹²⁸.

¹²⁷ vgl. Bild 8.29

¹²⁸ Der Abstand einer RS zum geschlossenen Ring kann z. B. zur Verbesserung der statischen Dichtigkeit beitragen. Genauere Ausführungen zur statischen Dichtigkeit sind in Kap 3 und Kap. 11.2 zu finden.

- Bei vorwiegender Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt ist für drehrichtungsunabhängige RS der Einsatz von Dreieckprofilen zu empfehlen, da diese höhere Förderwerte als Doppelstegprofile aufweisen. Bei Förderung durch Kanäle ist dagegen kein wesentlicher Unterschied zwischen obigen Profilen festzustellen.
- Als drehrichtungsabhängige RS kann, bei vorwiegender Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt, das Stegprofil empfohlen werden. Flügelprofile haben eine deutlich komplexere Geometrie als Stegprofile und weisen einen vergleichbaren Förderwert auf. Daher ist der Einsatz von Flügelprofilen als RS am geschlossenen Ring nicht sinnvoll. Tragen hauptsächlich Kanäle im geschlossenen Ring zum Förderwert bei, ist der Einsatz von drehrichtungsabhängigen RS nicht zu empfehlen, da damit nur geringe Steigerungen des Förderwerts im Vergleich zum Dreieckprofil erreichbar sind. Gegenüber dem Stegprofil hat das Dreieckprofil den erheblichen Vorteil für beide Drehrichtungen der Welle geeignet zu sein.
- Insbesondere bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt, kann der Förderwert durch Erhöhen der Strukturgröße erheblich gesteigert werden. Daher sollte eine RS so groß wie möglich sein.
- Der Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring stellt einen wichtigen Einflussfaktor auf das Umlenk- und Leckageauffangvermögen einer RS dar und sollte größer als 15° sowie kleiner als 70° sein. Hinsichtlich des Förderwerts ist bei dreieck- und stegförmigen RS ein optimaler Bereich für den Winkel α vorhanden. Die Lage des Optimums für den Winkel α hängt davon ab, ob der Förderwertanteil durch den hydrodynamischen Dichtspalt (25° bis 50°) oder durch Kanäle (40° bis 90°) dominant ist. Bei unbekannter Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Kanäle, stellt ein Winkel α von 45° einen guten Kompromiss dar.
- Zwar sinkt der Förderwert einer einzelnen RS mit steigender Gesamtzahl der RS ab, der gesamte Förderwert einer PTFE-MD nimmt jedoch stets mit der Anzahl der RS zu. Für einen maximalen Förderwert sollte daher die Anzahl der RS über den Umfang einer PTFE-MD so groß wie möglich sein. Hierbei kann ein Konflikt mit der Strukturgröße aufkommen, da mit steigender Strukturgröße die maximal mögliche Anzahl der RS abnimmt. Das Optimum aus Größe und Anzahl der RS kann allerdings nur bei Kenntnis der Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Kanäle ermittelt werden. Überwiegt der Förderwertanteil durch Kanäle, ist die Erhöhung der Anzahl von RS effektiver als die Steigerung der Strukturgröße.

Für eine ausführliche Erläuterung bzw. Begründung der obigen Empfehlungen wird auf die Kapitel 8.1 und 8.2 verwiesen.

9 Einfluss der Dichtspalt- und Kanalabmessungen auf den Förderwert

Die im vorigen Kapitel untersuchten Einflussgrößen weisen teilweise deutliche Unterschiede in ihrer Auswirkung auf den Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt sowie durch Kanäle im geschlossenen Ring auf. Zur Optimierung des Förderwerts einer PTFE-MD muss daher die Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Kanäle im geschlossenen Ring bekannt sein. Diese Aufteilung kann sich zudem mit den Betriebsbedingungen¹²⁹ der PTFE-MD verändern. Um diese Zusammenhänge genauer zu beleuchten, wird im vorliegenden Kapitel die Aufteilung des Förderwerts analysiert. Außerdem werden, ausgehend von einem Basismodell, die Auswirkungen unterschiedlicher Varianten bzw. Kombinationen von Dichtspalt- und Kanalabmessungen auf den Förderwert untersucht.

In Kap. 9.1 wird das Basismodell vorgestellt. Auf diesem Basismodell bauen alle weiteren Untersuchungen im vorliegenden Kapitel auf.

9.1 Basismodell

Die Abmessungen und Randbedingungen des verwendeten Basismodells sind in Bild 9.1 aufgeführt. Es wird ein Ausschnitt der Dichtlippe einer PTFE-MD im Bereich der RS im abgewickelten Zustand modelliert. Die wesentlichen Unterschiede zum vorigen Kapitel sind:

- Die gleichzeitige Berücksichtigung des hydrodynamischen Dichtspalts und eines Kanals im geschlossenen Ring.
- Die Verwendung von deutlich geringeren und damit realistischeren Abmessungen für die Dichtspalthöhe und den Kanal im geschlossenen Ring.

Der hydrodynamische Dichtspalt wird durch einen Spalt mit einer konstanten Höhe von 1 μm nachgebildet. Das hydrodynamische Abheben der RS von der Welle wird durch eine konstante Spalthöhe von ebenfalls 1 μm modelliert.

Der Kanal hat eine Höhe von 10 μm und ist 0,5 mm breit. Die Kanalbreite wird deutlich größer modelliert als die Kanalhöhe. Hierdurch wird die vergleichsweise hohe Steifigkeit¹³⁰ von PTFE-Compounds und die hohe Nachgiebigkeit der PTFE-Dichtlippe in Umfangsrichtung der Welle berücksichtigt¹³¹. Kanäle entstehen durch

¹²⁹ z. B. Wellendrehzahl, Temperatur und abzudichtendes Fluid

¹³⁰ z. B. im Vergleich zu Elastomeren, siehe auch Kap. 3.1

¹³¹ Für ausführliche Informationen zu den Materialeigenschaften von PTFE bzw. PTFE-Compounds und den strukturmechanischen Eigenschaften von PTFE-MD siehe Kap. 2.2 und Kap. 3.2.1 sowie die zugehörigen Literaturverweise.

Da die tatsächlichen Abmessungen des Dichtspalts und des Kanalquerschnitts nicht bekannt sind, werden sie auf Basis von Literaturangaben¹³³ für vergleichbare Dichtsysteme geschätzt. Die tatsächlichen Abmessungen von Dichtspalt und Kanal können in einer EHD-Simulation¹³⁴ berechnet werden. Für PTFE-MD gehören solche Simulationen bislang nicht zum Stand der Forschung. Grundsätzlich ist auch eine messtechnische Erfassung der obigen Abmessungen denkbar. Allerdings ist nach aktuellem Stand der Technik eine ausreichend genaue messtechnische Erfassung der Vorgänge im Dichtspalt von PTFE-MD, unter realistischen Betriebsbedingungen, nicht möglich¹³⁵.

Für das in Bild 9.1 vorgestellte Basismodell wurden umfassende Vorstudien durchgeführt, um den Einfluss der Modellierung auf die Simulationsergebnisse¹³⁶ zu untersuchen. In einer Netzstudie wurde eine geeignete Vernetzung identifiziert. Hierbei muss insbesondere auf eine ausreichend feine Vernetzung des Dichtspalts¹³⁷ und des Kanals geachtet werden, da ansonsten die Strömung nicht genau genug aufgelöst wird. Für eine hinreichende Konvergenz der Simulationen kann die Elementgröße, ausgehend von der feinen Vernetzung des Dichtspalts und des Kanals, nur langsam gesteigert werden. Daher besteht das Basismodell aus ca. 9 Millionen Elementen. Bei größeren Kanal- bzw. Spalthöhen sind zum Teil mehr Netzschichten und damit bis zu 15 Millionen Elemente erforderlich¹³⁸.

Der Einfluss der Turbulenz auf die Simulationsergebnisse wurde anhand des SST- und des k - ϵ -Turbulenzmodells untersucht. Es konnten keine wesentlichen Unterschiede zu laminaren Simulationen festgestellt werden. Auch eine instationäre Berechnung ergab kaum Unterschiede zur stationären Simulation. Aus diesen Gründen werden nachfolgend nur die Ergebnisse von laminaren und stationären Berechnungen vorgestellt.

In allen nachfolgend vorgestellten Simulationen wird die Kavitation berücksichtigt¹³⁹. Dies ist erforderlich, da die Kavitation im Kanal zu einer relevanten Reduktion des Förderwerts führt¹⁴⁰. Die Verringerung des Förderwerts ist auf die, im Kanal entstehende Dampfblase zurückzuführen. Hierdurch wird der für die Flüssigkeitsströmung zur Verfügung stehende Querschnitt des Kanals reduziert. Die hieraus resultierende größere Drosselwirkung im Kanal führt zu einem Absinken des Förderwerts.

Der Einfluss der Anzahl von RS wird in diesem Kapitel nicht berücksichtigt. Daher werden auch keine periodischen Randbedingungen wie in Kap. 8 verwendet¹⁴¹. Die nach Bild 9.1 gewählte Abmessung des Strömungsgebietes in Umfangsrichtung der Welle von 17 mm ist ausreichend groß, um eine relevante gegenseitige Beeinflus-

¹³³ siehe Kap. 3

¹³⁴ elasto-hydrodynamische Simulation, siehe Kap. 3.2.3

¹³⁵ vgl. Kap. 3.2.3

¹³⁶ insbesondere auf den Förderwert

¹³⁷ Eine Mindestanzahl von 5 Netzschichten über die Dichtspalthöhe ist zu empfehlen. Bei einer Dichtspalthöhe von 1 μm entspricht dies einer Elementhöhe von 0,2 μm .

¹³⁸ Größere Kanal- bzw. Spalthöhen werden in den nachfolgenden Kapiteln untersucht.

¹³⁹ Die in CFX verwendeten Kavitationseinstellungen sind in Kap. 5 angegeben.

¹⁴⁰ Beim Basismodell sinkt der Förderwert durch die Berücksichtigung der Kavitation um ca. 8%.

¹⁴¹ siehe z. B. Bild 8.31

sung der modellierten RS ausschließen zu können¹⁴². Mit dem Höhengsprung auf der Luftseite in Bild 9.1 wird vereinfacht die Biegelinie¹⁴³ der PTFE-MD nachgebildet.

In Bild 9.3 ist die Strömung im Basismodell dargestellt. Dabei zeigt der linke vergrößerte Teilausschnitt diejenigen Stromlinien, welche durch eine Bilanzfläche am Kanalaustritt zur Ölseite durchtreten. Ein Großteil der Stromlinien kommt von der Ölseite in den Kanal. Es findet aber keine Förderung in die falsche Richtung¹⁴⁴ statt, da alle ölseitigen Stromlinien wieder zurückgelenkt werden. Zum angegebenen Förderwert von 15,5 g/h tragen lediglich die Stromlinien von der Luftseite bei.

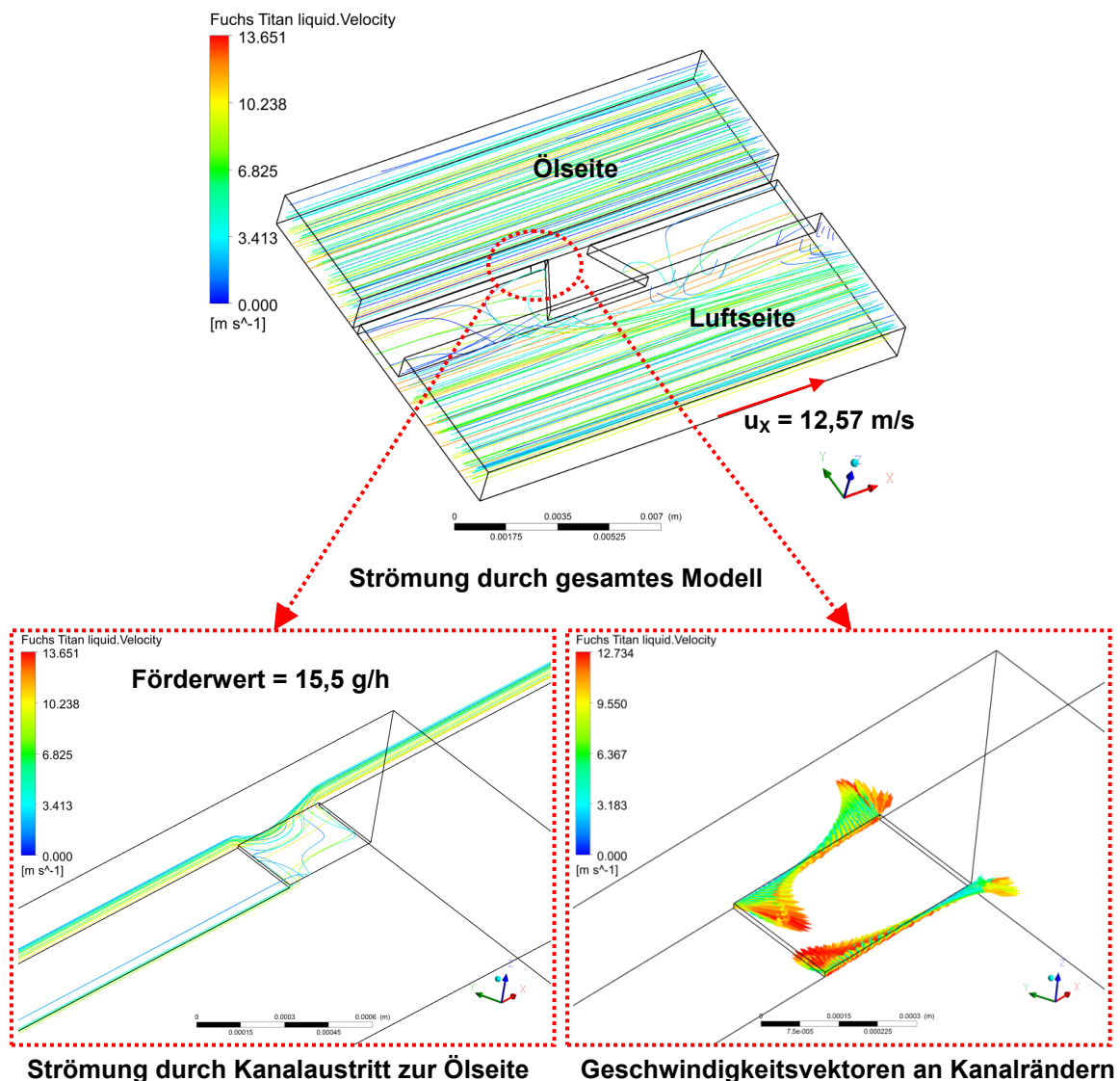


Bild 9.3: Strömung im Basismodell, vergrößerte Darstellung siehe Bild 9.4

¹⁴² Diese Aussage wurde durch eine Vergleichsrechnung mit translatorischen Periodizitäts-Randbedingungen überprüft. Der Unterschied im Förderwert zum Modell nach Bild 9.1 beträgt dabei weniger als 0,1%.

¹⁴³ Als Biegelinie wird hier der gekrümmte Verlauf der Dichtlippe einer PTFE-MD im montierten Zustand bezeichnet. (siehe auch Kap. 3.1)

¹⁴⁴ von der Öl- auf die Luftseite

Der rechte vergrößerte Teilausschnitt von Bild 9.3 zeigt die Geschwindigkeitsvektoren an den luft- und ölseitigen Kanalrändern, Bild 9.4. Dabei fließt etwa über die Hälfte der Kanalbreite Fluid von beiden Rändern aus in den Kanal hinein, um in der zweiten Hälfte, ebenfalls von beiden Rändern aus, wieder aus dem Kanal auszutreten. Hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts ist ein solches Strömungsbild ungünstig, da Fluid von der Luftseite zwar in den Kanal eintritt, diesen aber zu einem großen Teil wieder zur Luftseite hin verlässt.

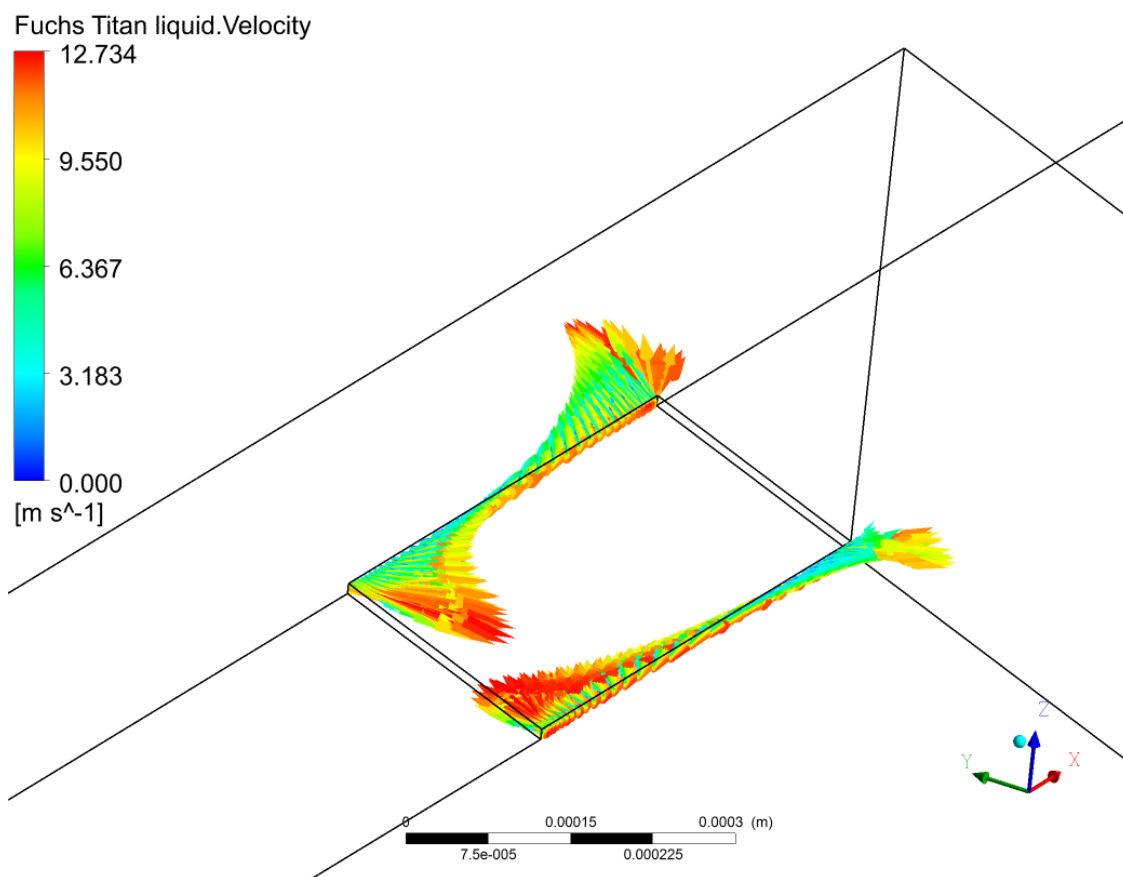


Bild 9.4: vergrößerte Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren an den Kanalrändern aus Bild 9.3

In Bild 9.6 ist der Druckverlauf¹⁴⁵ beim Basismodell in unterschiedlichen, zur Wellenoberfläche parallelen Schnitten dargestellt. Da hier ein abgewickeltes Modell nach Bild 9.1 verwendet wird, handelt es sich bei den Schnittflächen um Ebenen und nicht um Zylindermantelflächen. Durch die Schleppwirkung der Welle wird Fluid in den engen Dichtspalt zwischen PTFE-MD und Welle gefördert. Dadurch wird im Kanal und an der strömungszugewandten Seite der RS ein relativ hoher Schleppdruck aufgebaut¹⁴⁶. Wegen der geringen Höhe des Dichtspalts (1 μm) ist der Druckverlauf nahezu unabhängig von der Spalthöhe. Der Kanal weist eine deutlich größere Höhe

¹⁴⁵ Bei allen in Kap. 9 angegebenen Drücken handelt es sich um Absolutwerte.

¹⁴⁶ Der Schleppdruckaufbau in Kanälen wird in Kap. 11 ausführlich diskutiert. Daher wird an dieser Stelle auf genauere Erläuterungen zum Schleppdruck verzichtet.

(10 μm) als der Dichtspalt auf. Mit steigender Höhe nimmt der aufgebaute Schleppdruck ab. Daher ist der maximale Druck bei Schnitten in Kanalhöhe geringer als bei Schnitten in Dichtspalthöhe. In Bild 9.5 ist der Druckverlauf im Kanal und Dichtspalt in unterschiedlichen Querschnitten gezeigt. Diese Darstellungsart dient insbesondere der Veranschaulichung des Druckverlaufs über die Dichtspalt- und Kanalhöhe.

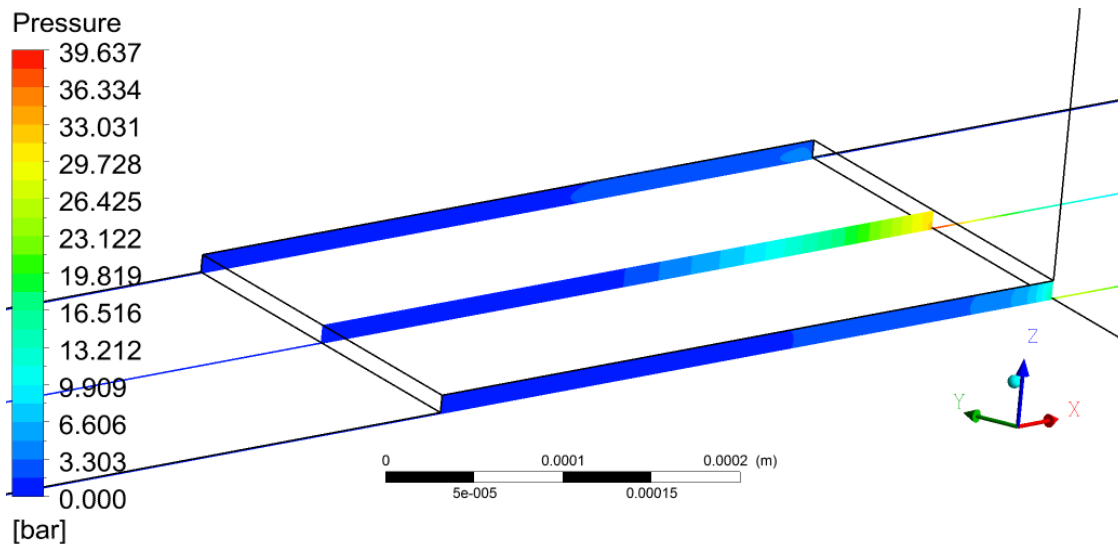


Bild 9.5: Druckverlauf im Basismodell – Querschnitte durch Kanal und Dichtspalt

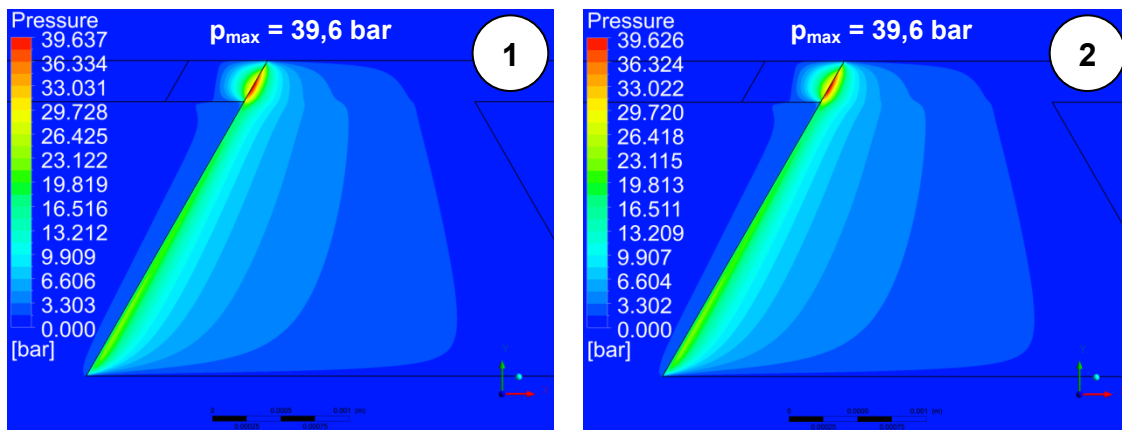
Die Gründe für das Strömungsbild nach Bild 9.3 werden aus der in Bild 9.6 vorgestellten Druckverteilung ersichtlich. Wegen dem Druckaufbau im Kanal wird das Fluid, welches am Druckminimum in den Kanal gesogen wird, vorwiegend wieder auf dieselbe Seite aus dem Kanal gefördert¹⁴⁷. Das Druckmaximum im Kanal stellt also ein erhebliches Hindernis für den Fluidaustausch zwischen der Luftseite und der Ölseite dar. Aufgrund von diesem Effekt wird der Förderwert durch den Kanal erheblich verringert.

Im Niederdruckbereich des Kanals und in Teilen des Dichtspalts tritt Kavitation auf. Bereiche, in denen der Dampfdruck des Öls¹⁴⁸ unterschritten wird, stellen Kavitationskeime dar, Bild 9.7 links. Ausgehend von diesen Kavitationskeimen breitet sich der Öldampf mit der Schleppströmung aus, Bild 9.7 rechts¹⁴⁹. Da der Druck außerhalb der Kavitationskeime größer als der Dampfdruck des Öls ist, kondensiert hier der Öldampf, was seine Ausbreitung durch die Schleppströmung begrenzt. Außerhalb des Kanals und des Dichtspalts ist der Dampfgehalt verschwindend gering, da sich hier der Öldampf rasch mit einer großen Menge von flüssigem Öl vermischt.

¹⁴⁷ siehe Bild 9.3 unten rechts

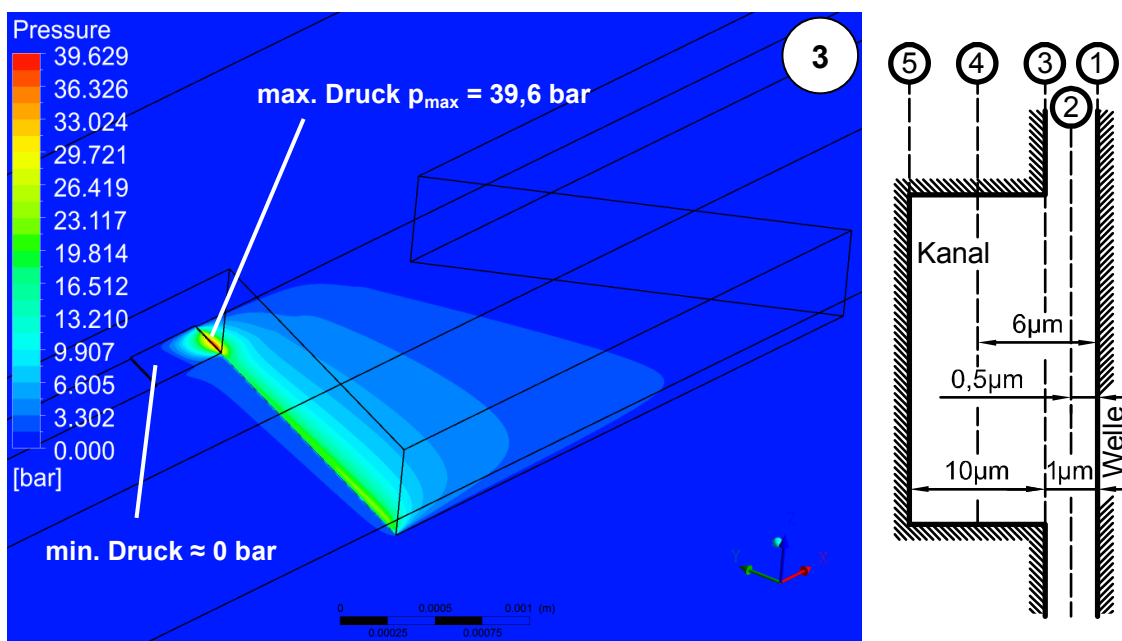
¹⁴⁸ Die in CFX verwendeten Kavitationseinstellungen sind in Kap. 5 angegeben.

¹⁴⁹ Die in Bild 9.7 dargestellte Dampfverteilung ist stationär. Die Ausbreitung des Dampfes über die Kavitationskeime hinaus ist möglich, da das verwendete Kavitationsmodell eine verzögerte Kondensation des Dampfes berücksichtigt.

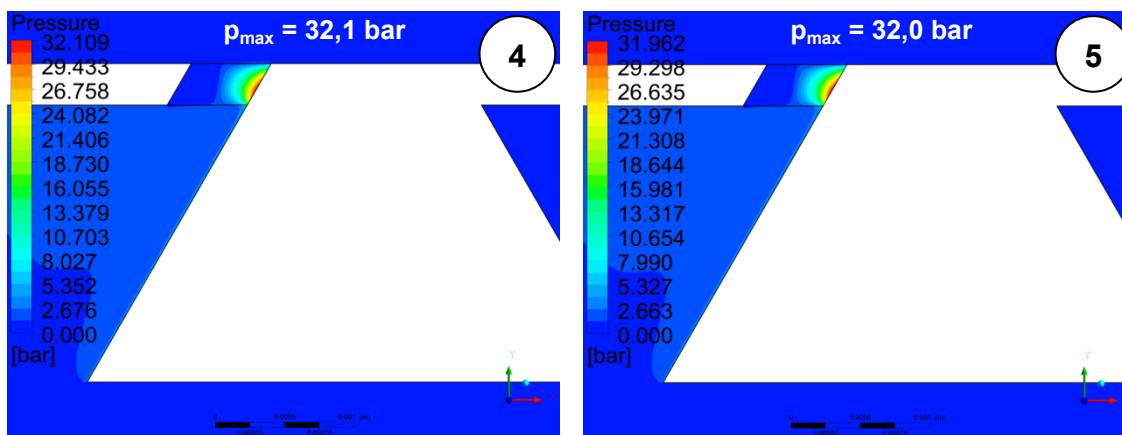


Druck auf Wellenoberfläche

Druck auf halber Dichtspalthöhe (0,5 µm)



Druck auf Dichtspalthöhe (1 µm)



Druck auf halber Kanalhöhe (6 µm)

Druck auf Kanalhöhe (11 µm)

Bild 9.6: Druckverlauf im Basismodell – Schnitte parallel zur Wellenoberfläche

Der Bereich mit dem höchsten Dampfgehalt ist nach Bild 9.7 im Kanal zu finden. Im Niederdruckbereich des Kanals bildet sich somit eine Dampfblase¹⁵⁰ aus. Durch die entstehende Dampfblase wird der Kanalquerschnitt verringert und damit die Förderwirkung reduziert¹⁵¹, Bild 9.8. Damit wirken sich sowohl der Druckaufbau als auch die Kavitation im Kanal negativ auf den Förderwert durch den Kanal aus. Bei geringem Abstand von RS zueinander, können sich die Bereiche mit hohem Dampfgehalt überlagern und den negativen Einfluss der Kavitation auf den Förderwert verstärken.

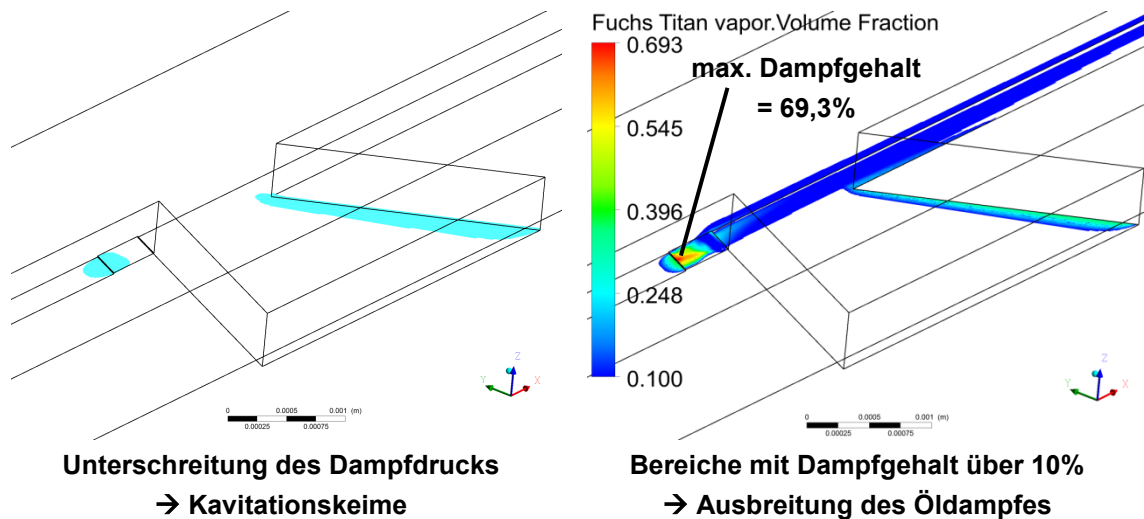


Bild 9.7: Kavitation im Basismodell

In Kap. 8.2 wird das Fördervermögen von unterschiedlichen RS durch einen Kanal im geschlossenen Ring untersucht. Dabei wird lediglich der Kanal, ohne Berücksichtigung des hydrodynamischen Dichtspalts, modelliert. Die Ergebnisse gemäß Bild 9.3 bis Bild 9.8 weisen aber einen deutlichen Einfluss des hydrodynamischen Dichtspalts auf den Förderwert durch den Kanal nach, da der maximale Druckaufbau und die Kavitationskeime sich an den Übergängen zwischen Dichtspalt und Kanal befinden. Das Druckpolster und die Kavitation im Kanal reduzieren den für die Rückförderung zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnitt. Vor dem Hintergrund dieser Erkenntnisse kann die Frage aufkommen, ob die in Kap. 8.2 vorgestellten Ergebnisse ohne Weiteres verwertbar sind. Diese Fragestellung wird nachfolgend diskutiert.

Der Einfluss des hydrodynamischen Dichtspalts auf den Förderwert hängt nicht von der RS, sondern von der Höhe des hydrodynamischen Dichtspalts ab. Daher würde bei Berücksichtigung des hydrodynamischen Dichtspalts das Förderwertniveau durch den Kanal in Kap. 8.2 zwar geringer ausfallen, auf die prinzipiellen Erkenntnisse hat dies aber keinen Einfluss. Der Zweck der in Kap. 8.2 vorgestellten Untersuchungen ist, die Auswirkung von verschiedenen Einflussgrößen auf den Förderwert durch ei-

¹⁵⁰ Im Rahmen des verwendeten Kavitationsmodells wird der Dampfgehalt für jedes Element des Netzes berechnet. Modellbedingt kann somit keine Dampfblase mit definierter Phasengrenze zum flüssigen Öl entstehen. Die in Bild 9.7 und Bild 9.8 angegebenen Dampfgehalte stellen den Volumenanteil des Dampfes dar.

¹⁵¹ Beim Basismodell sinkt der Förderwert durch die Berücksichtigung der Kavitation um ca. 8%.

nen Kanal mit konstanten Abmessungen zu analysieren. Für diesen Zweck muss lediglich die Vergleichbarkeit der Förderwerte gewährleistet sein. Auf welchem Förderwertniveau der Vergleich stattfindet ist dabei irrelevant. Daher kann in Kap. 8.2 auch eine unrealistisch große Kanalhöhe (1 mm) modelliert werden. Damit sind die in Kap. 8.2 angegebenen Förderwerte für den Vergleich untereinander durchaus verwertbar. Die Förderwerte in Kap. 8.2 dürfen aber nicht als realistische Werte für die Förderwirkung einer RS durch einen Kanal im geschlossenen Ring angesehen werden.

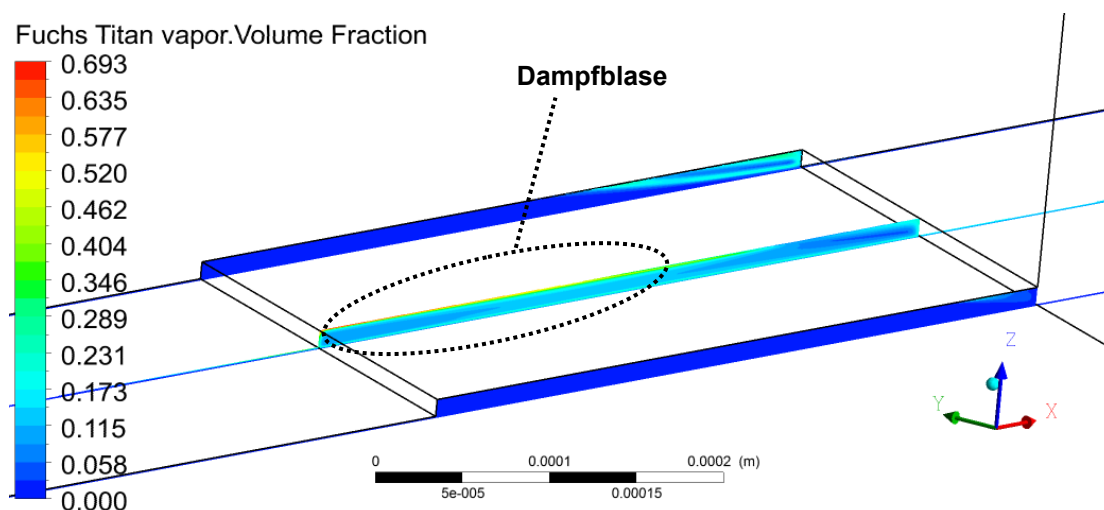


Bild 9.8: Reduktion des Kanalquerschnitts für die flüssige Ölphase durch Kavitation

Der nach Bild 9.3 berechnete Förderwert beträgt 15,5 g/h. Bei einer PTFE-MD mit einem Abdichtdurchmesser von 80 mm entspricht die modellierte Schlepplströmungsgeschwindigkeit von $u_x = 12,57$ m/s gemäß Gl. (7.1) einer Drehzahl von 3000 U/min¹⁵². Bei einem Abdichtdurchmesser von 80 mm entspricht die nach Bild 9.1 gewählte Länge des Strömungsgebietes von 17 mm ca. 15 RS über den Umfang einer PTFE-MD. Da bei einem Abstand von 17 mm eine wechselseitige Beeinflussung der hier modellierten RS vernachlässigbar ist, kann der Förderwert der einzelnen RS zu einem Gesamtförderwert von 232,5 g/h aufaddiert werden¹⁵³. Im Vergleich zu den nach [47] experimentell an PTFE-MD mit RS für beide Wellendrehrichtungen ermittelten Förderwerten, ist der berechnete Förderwert allerdings um etwa das 25-fache größer¹⁵⁴. Zwar sind die in [47] experimentell untersuchten RS nicht direkt mit dem hier numerisch untersuchten Dreieckprofil vergleichbar, die Förderwerte sollten aber, bei ausreichend genau nachgebildeter Dichtspalt- und Kanalhöhe, zumindest in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Die nachfolgend vorgestellte

¹⁵² Eine Schlepplgeschwindigkeit von 12,57 m/s wird verwendet, da für eine Drehzahl von 3000 U/min und einen Abdichtdurchmesser von 80 mm experimentelle Förderwerte von PTFE-MD aus der Literatur bekannt sind. [3], [47]

¹⁵³ Ein Gesamtförderwert von 232,5 g/h ist vergleichbar mit dem Förderwert einer konventionellen PTFE-MD mit Spirallille. (siehe z. B. [3])

¹⁵⁴ In [47] wird experimentell ein durchschnittlicher Förderwert von ca. 5 g/h bei 8 RS festgestellt ($n = 3000$ U/min, $\varnothing 80$ mm). Umgerechnet auf 15 RS entspricht dies einem Förderwert von 9,4 g/h.

Parameteranalyse verdeutlicht den erheblichen Einfluss der Kanalabmessungen und der Dichtspalthöhe auf den Förderwert. Der große Unterschied zwischen den berechneten und den in [47] experimentell ermittelten Förderwerten kann damit auf die im Basismodell gemäß Bild 9.1 getroffenen Annahmen für die Kanalabmessungen und die Dichtspalthöhe zurückgeführt werden.

Wie aus Bild 9.5 ersichtlich ist, findet der höchste Druckaufbau am Übergang des Kanals in den Dichtspalt statt. Damit beeinflusst die Höhe des Dichtspalts die Druckverteilung im Kanal. Aber auch die Höhe des Kanals hat einen Einfluss auf die Druckverteilung in kanalnahen Bereichen des Dichtspalts. Folglich beeinflussen sich Dichtspalt und Kanal gegenseitig. Ziel der nachfolgend vorgestellten Parameteranalyse ist die Wechselwirkungen zwischen Dichtspalt und Kanal bei unterschiedlichen Abmessungskombinationen und die Aufteilung des Förderwerts auf Dichtspalt und Kanal zu untersuchen. Zusätzlich können, anhand eines Vergleiches der berechneten Förderwerte mit den nach [47] experimentell ermittelten Förderwerten, realistische Kanalabmessungen und eine realistische Dichtspalthöhe abgeschätzt¹⁵⁵ werden.

9.2 Einfluss der Kanalhöhe

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Kanalhöhe auf den Förderwert, ausgehend vom Basismodell nach Bild 9.1, untersucht. Die Höhe des hydrodynamischen Dichtspalts bleibt dabei konstant bei $1\ \mu\text{m}$ ¹⁵⁶. Der Verlauf des Förderwerts¹⁵⁷ in Abhängigkeit von der Kanalhöhe ist in Bild 9.9 aufgeführt. Der Zusammenhang zwischen Kanalhöhe und Förderwert kann in sehr guter Näherung mit der angegebenen quadratischen Funktion beschrieben werden. Der Förderwert steigt also progressiv mit der Kanalhöhe an. In Bild 9.10 ist ein Ausschnitt aus Bild 9.9 für einen Kanalhöhenbereich von 1 bis $10\ \mu\text{m}$ dargestellt. Dabei ist eine andere quadratische Funktion als in Bild 9.9 angegeben, da diese den abgebildeten Bereich präziser beschreibt. Aus Bild 9.10 wird die Aufteilung des Förderwerts auf Dichtspalt und Kanal deutlich. Bei konstanter Dichtspalthöhe von $1\ \mu\text{m}$ findet der überwiegende Teil der Förderung durch den Kanal statt. Dies ist aus dem vernachlässigbar geringen Gesamtförderwert bei einer Kanalhöhe von $1\ \mu\text{m}$ ersichtlich. Damit ist für einen möglichst hohen Förderwert eine möglichst große Kanalhöhe anzustreben.

Im vorigen Kapitel wird der erhebliche Unterschied zwischen den im Basismodell berechneten und den im Experiment nach [47], an vergleichbaren RS, ermittelten Förderwerten thematisiert. Dieser Unterschied kann mit Hilfe der Erkenntnisse aus dem

¹⁵⁵ Für eine Wellendrehzahl von 3000 U/min, einen Abdichtdurchmesser von 80 mm, die Abmessungen nach Bild 9.1 und die Eigenschaften des Öls nach Kap 5.

¹⁵⁶ Die Kanalhöhe wird stets über der Dichtspalthöhe angegeben. D. h. unterhalb des Kanals ist ein zusätzlicher Spalt von $1\ \mu\text{m}$ vorhanden. Der Spalt unterhalb des Kanals wird gesondert betrachtet. Dabei wird der Förderwert durch den Dichtspaltbereich unterhalb des Kanals dem Förderwertanteil durch den Dichtspalt zugerechnet.

¹⁵⁷ Wenn nicht anders angegeben, handelt es sich bei allen nachfolgend aufgeführten Förderwerten um den Gesamtförderwert einer einzelnen RS durch Dichtspalt und Kanal.

vorliegenden Kapitel erklärt werden. Die Ergebnisse gemäß Bild 9.9 zeigen einen deutlichen Einfluss der Kanalhöhe auf den Förderwert. Bereits geringe Fehler bei der Modellierung der Kanalhöhe können demnach zu großen Abweichungen zwischen Experiment und Simulation führen. Durch Verringern der modellierten Kanalhöhe von 10 μm auf z. B. 1 μm , sinkt der berechnete Förderwert bei 15 RS von 232,5 g/h auf 0,51 g/h ab. Damit ist der berechnete Förderwert bei einer Kanalhöhe von 1 μm etwa um das 18-fache kleiner, als der nach [47] experimentell ermittelte Förderwert. Hierdurch wird deutlich, wie wichtig die Kenntnis der tatsächlichen Kanalgeometrie für die Berechnung des Förderwerts ist. Der Einfluss der Dichtspalthöhe auf den Förderwert ist geringer als der Einfluss der Kanalhöhe und wird in den nachfolgenden Kapiteln ausführlich diskutiert.

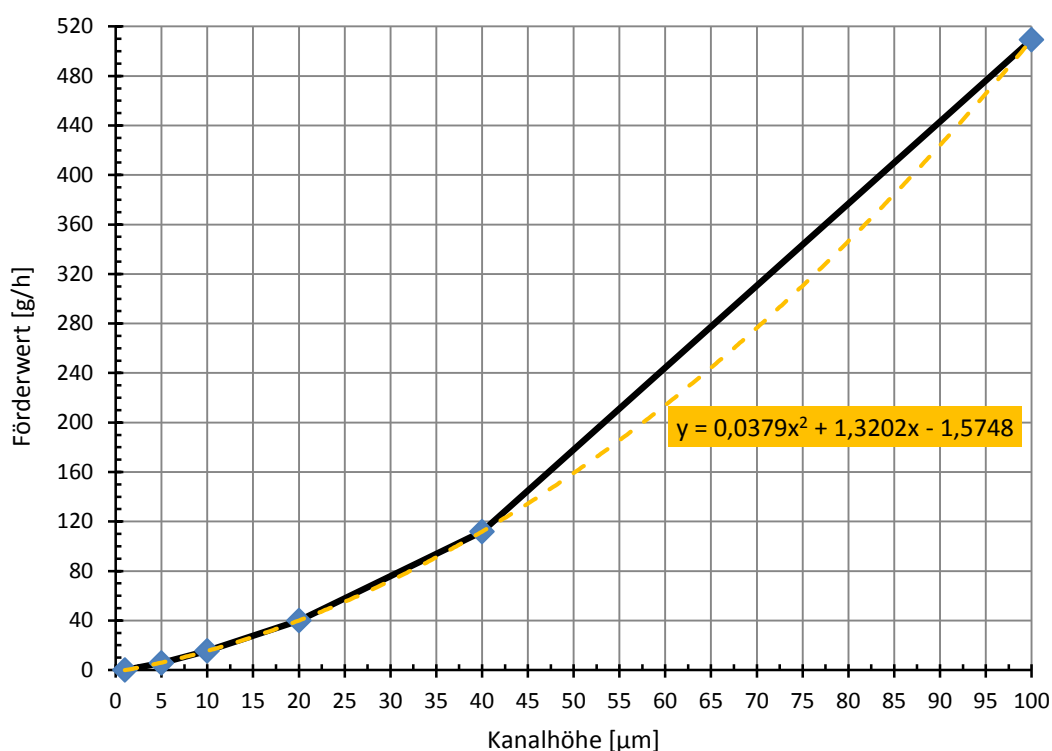


Bild 9.9: Variation der Kanalhöhe – Förderwert (Dichtspalthöhe 1 μm)

Wären die geometrischen Verhältnisse im Dichtspalt und Kanal z. B. aus einer EHD-Simulation bekannt, könnte der Förderwert der PTFE-MD in einer makroskopischen Strömungssimulation, nach der in Kap. 9.1 vorgestellten Modellierungsmethode, berechnet werden¹⁵⁸. Für die grobe Abschätzung einer realistischen Kanalhöhe können die in [47] experimentell ermittelten Förderwerte von durchschnittlich 0,6 g/h je RS herangezogen werden. Aus Bild 9.10 folgt damit eine Kanalhöhe von etwa 1,5 μm .

¹⁵⁸ Die beschriebene Vorgehensweise stellt einen Multiskalen-Ansatz zur Berechnung des Förderwerts dar. Dabei werden durch die EHD-Simulation die Vorgänge auf der Mikroskala nachgebildet. Bei der makroskopischen Simulation werden die Rauheiten von Welle und Dichtung vernachlässigt. Der Förderwert kann mit einer reduzierten Dichtspalthöhe und einer vereinfachten Kanalgeometrie ermittelt werden. (siehe auch Kap. 3.2.3 und den Anfang von Kap. 7)

Dies bedeutet allerdings nicht, dass sich die Kanalhöhe stets in dieser Größenordnung bewegen muss. Durch geeignete Maßnahmen am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring kann der Druckaufbau erheblich gesteigert und damit die Kanalhöhe vergrößert werden¹⁵⁹.

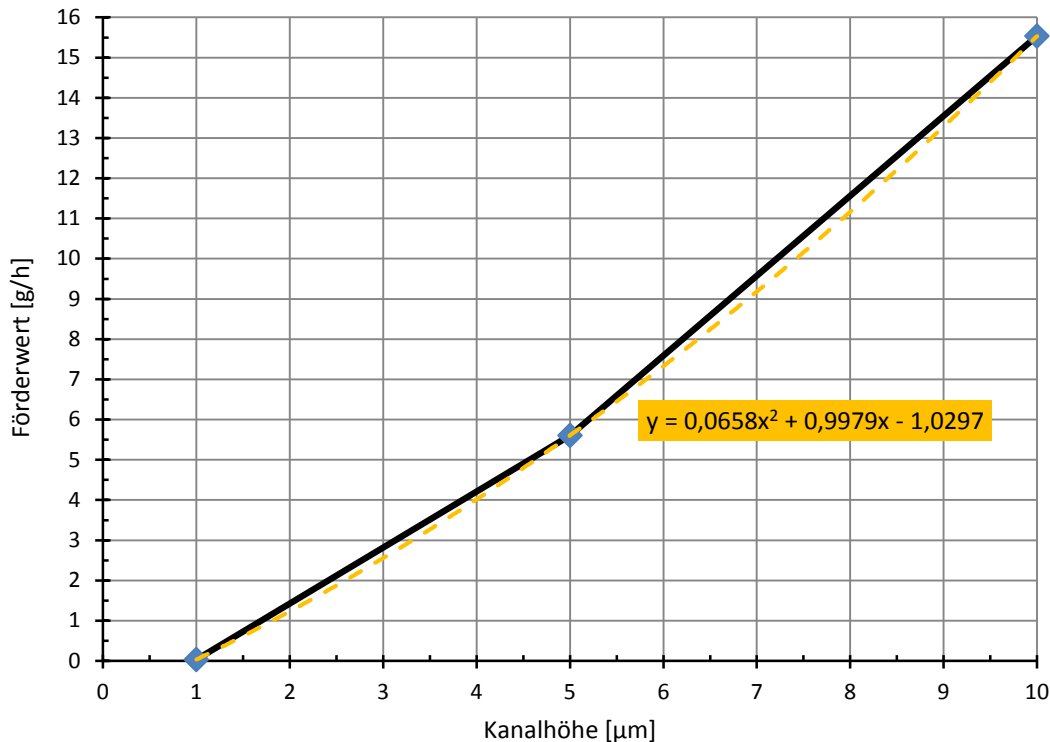


Bild 9.10: Variation der Kanalhöhe – Förderwert für Ausschnitt 0 bis 10 µm aus Bild 9.9 (Dichtspalthöhe 1 µm)

Nachfolgend werden Simulationsergebnisse für sechs Varianten der Kanalhöhe vorgestellt. Mit Hilfe dieser Simulationsergebnisse kann der Verlauf des Förderwerts gemäß Bild 9.9 erklärt werden.

Das Strömungsbild bei unterschiedlichen Kanalhöhen ist in Bild 9.13 dargestellt. Mit steigender Kanalhöhe nimmt der Anteil der Stromlinien zu, die von der Luftseite durch den Kanal auf die Ölseite durchtreten und damit zum Förderwert beitragen. Bei einer Kanalhöhe von 100 µm wird nur noch eine geringe Fluidmenge von der Ölseite in den Kanal gesogen. Damit steht nahezu der gesamte Kanalquerschnitt für die Förderung von der Luft- auf die Ölseite zur Verfügung, was zu dem beträchtlichen Förderwert des 100 µm hohen Kanals führt. Die obigen Aussagen werden auch durch die in Bild 9.14 dargestellten Geschwindigkeitsvektoren an den luft- und ölseitigen Kanalrändern bestätigt. Der Anteil der Geschwindigkeitsvektoren, welche in die Richtung der Ölseite weisen, steigt mit der Kanalhöhe an.

In Bild 9.15 bis Bild 9.17 sind die Druckverläufe in unterschiedlichen Schnittebenen in Abhängigkeit von der Kanalhöhe dargestellt. Mit steigender Kanalhöhe sinkt der ma-

¹⁵⁹ Zum Druckaufbauvermögen von RS siehe Kap. 10 bis 12.

ximale Druckaufbau, Bild 9.11. Zudem verlagert sich das Druckmaximum aus dem Kanal in Richtung der strömungszugewandten Seite der RS, Bild 9.15. Auf diese Verlagerung des Druckmaximums ist der annähernd horizontale Verlauf der Kurve in Bild 9.11, ab einer Kanalhöhe von etwa 20 μm , zurückzuführen. Da ab einer Kanalhöhe von ca. 20 μm der maximale Druck nicht mehr im Bereich des Kanals aufgebaut wird, hat die Kanalhöhe auch nahezu keinen Einfluss auf den maximalen Druckaufbau. Je höher der Kanal ist, desto stärker fällt die Druckabnahme von den Schnitten in Dichtspalthöhe (Bild 9.15) zu den Schnitten in Kanalhöhe (Bild 9.16) aus. Besonders anschaulich ist dieser Zusammenhang in Bild 9.17 aufgezeigt. Hierbei wird deutlich, warum der Förderwert bei einer Kanalhöhe von 1 μm sehr gering ist. Der maximale Druck bei einer Kanalhöhe von 1 μm beträgt 328 bar. Selbst in der Kanalmitte beträgt der Druck immer noch ca. 20 bar über die gesamte Kanal- und Spalthöhe, Bild 9.12. Damit behindert bei dem 1 μm hohen Kanal ein Druckpolster, das sich etwa über die Hälfte der Kanalbreite erstreckt, den Fluidaustausch zwischen Luft- und Ölseite. Bei Kanälen größerer Höhe ist das Druckpolster im Kanal kleiner und damit der negative Einfluss dieses Druckpolsters auf den Förderwert geringer.

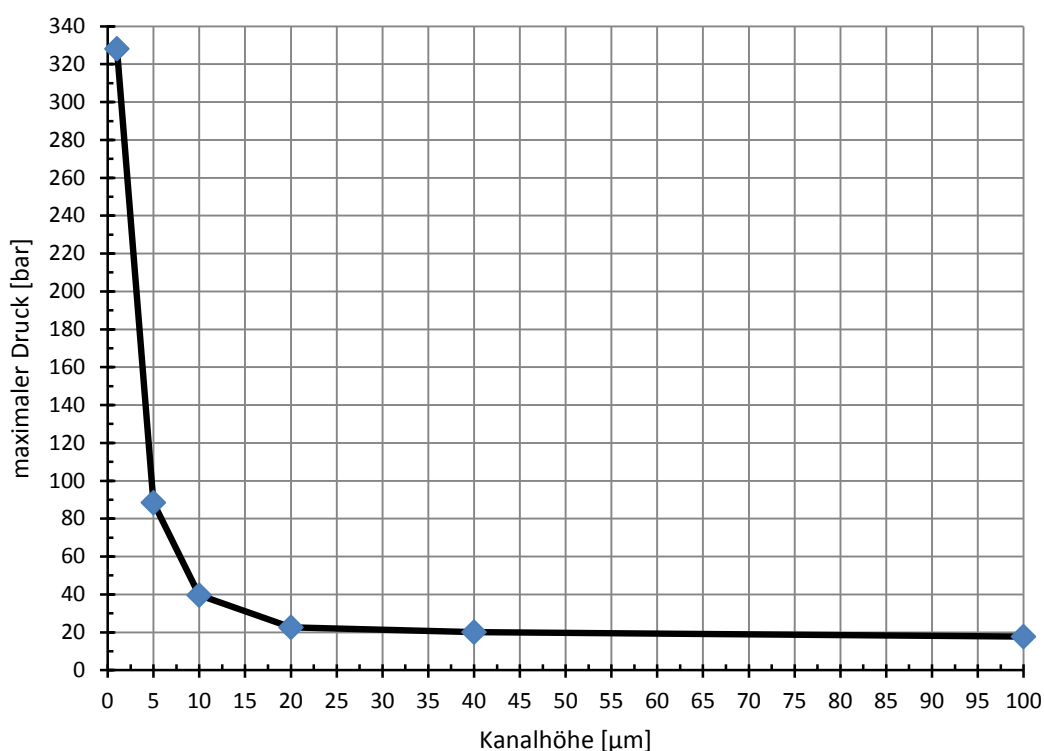


Bild 9.11: Variation der Kanalhöhe – maximaler Druck im gesamten Modell (Dichtspalthöhe 1 μm)

In Bild 9.18 sind die Bereiche, in denen der Dampfdruck des Öls bei unterschiedlichen Kanalhöhen unterschritten wird, aufgezeigt. Mit steigender Kanalhöhe werden die Kavitationskeime im Bereich des Kanals kleiner. Damit sinkt der Kavitationseinfluss auf den Förderwert mit steigender Kanalhöhe ab. Bei geringen Kanalhöhen

(< 10 μm) wird ein relativ großer Bereich des Kanals durch eine Dampfblase eingenommen¹⁶⁰. Bereits bei einer Kanalhöhe von 1 μm sinkt der Förderwert auf nahezu null ab¹⁶¹. Dies ist auf die partielle Blockierung des Kanals durch eine Dampfblase und durch den oben beschriebenen Effekt des Druckpolsters im Kanal zurückzuführen. Bei Kanalhöhen unterhalb von 1 μm wird die Förderung sogar komplett blockiert. Mit zunehmender Kanalhöhe nehmen Druckaufbau und Kavitation im Kanal deutlich ab. Hiermit ist der progressive Anstieg der Förderwerte in Bild 9.9 zu erklären.

Bedingt durch die hier verwendete Modellierung ist ein stufenartiger Übergang zwischen Kanal und Dichtspalt vorhanden. Dieser abrupte Übergang führt zu hohen Maximaldrücken¹⁶² bei geringer Kanalhöhe. In der Realität werden hohe Maximaldrücke durch eine Deformation der PTFE-Dichtlippe und damit durch eine lokale Vergrößerung der hydrodynamischen Dichtspalthöhe abgebaut. Damit ist der Einsatz der vorgestellten Modellierungsmethode¹⁶³ für Dichtspalt- und Kanalhöhen kleiner als 1 μm nur bedingt sinnvoll. Um für derart geringe Dichtspalt- und Kanalhöhen realistische Ergebnisse zu erhalten, muss die Strömungssimulation mit einer strukturmechanischen Simulation gekoppelt werden¹⁶⁴. Auf diese Weise kann die Verformung der PTFE-Dichtlippe berücksichtigt werden.

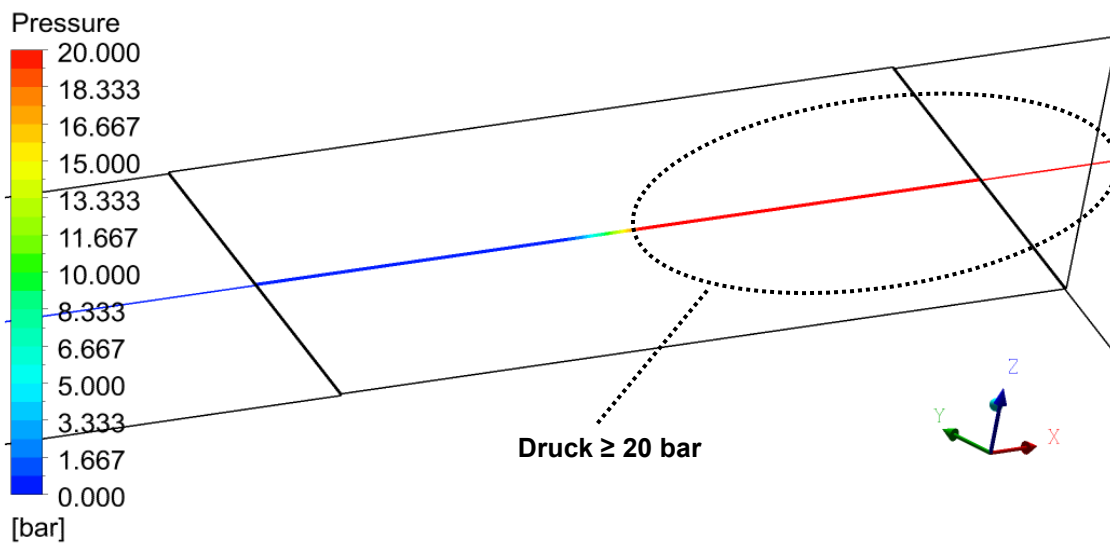


Bild 9.12: Druckpolster im Kanal – Kanalhöhe 1 μm (Dichtspalthöhe 1 μm), Skala auf 20 bar beschränkt (für Drücke ≥ 20 bar wird die Farbe Rot verwendet)

¹⁶⁰ Der Einfluss der Kavitation auf den Förderwert und die Ausbildung einer Dampfblase im Kanal werden in Kap. 9.1 ausführlich erläutert.

¹⁶¹ vgl. Bild 9.10

¹⁶² z. B. 328 bar in Bild 9.17

¹⁶³ Bei der vorgestellten Modellierungsmethode ist die Kanal- und Dichtspaltgeometrie konstant.

¹⁶⁴ z. B. Two-Way FSI (two-way fluid-structure interaction = Zweizege-Fluid-Struktur-Kopplung)

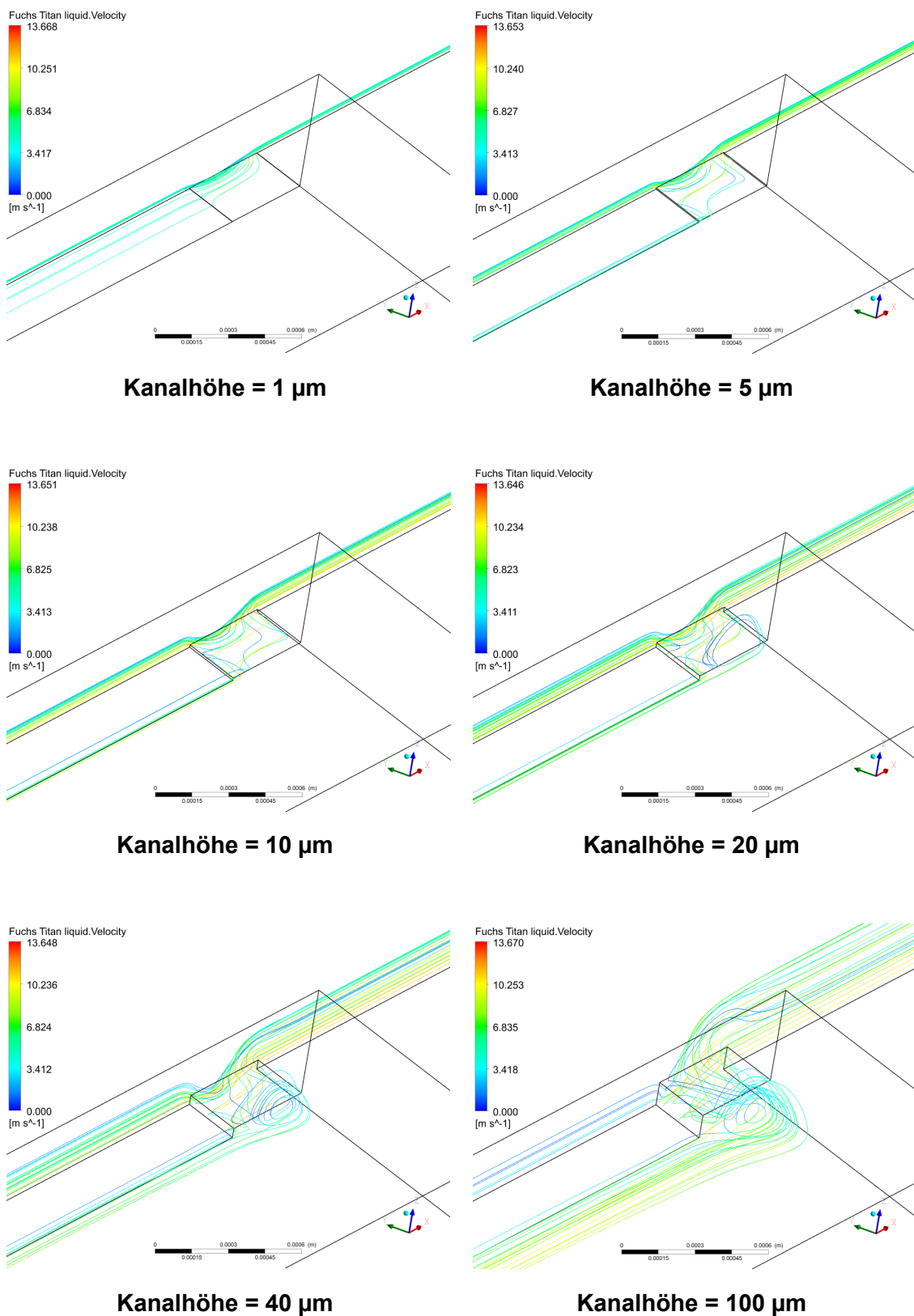


Bild 9.13: Variation der Kanalhöhe – Stromlinien durch Kanalaustritt zur Ölseite (Dichtspalthöhe 1 μm)

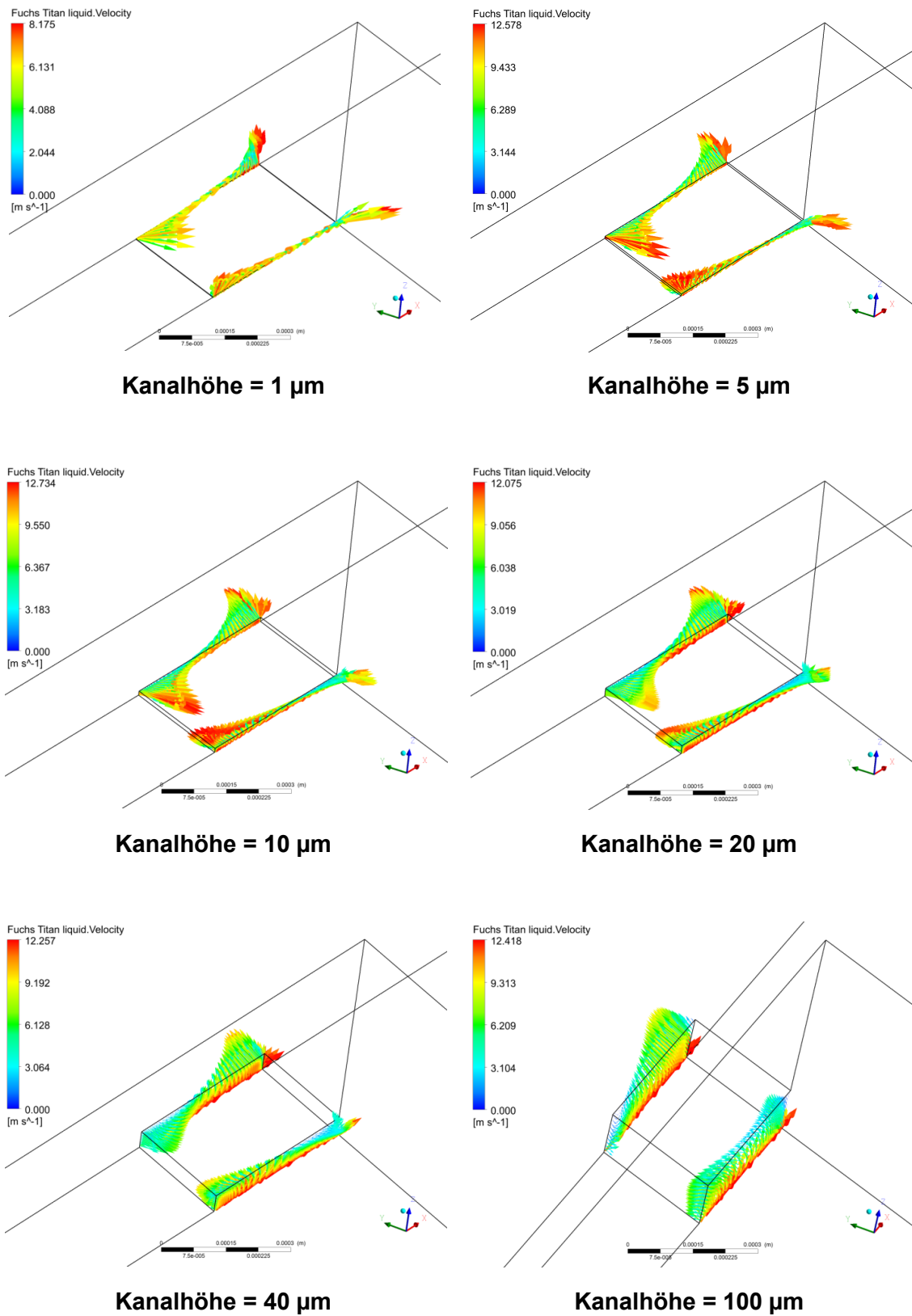


Bild 9.14: Variation der Kanalhöhe – Geschwindigkeitsvektoren an beiden Kanalrändern (Vektorklängen sind nicht maßstäblich, Dichtspalthöhe 1 μm)



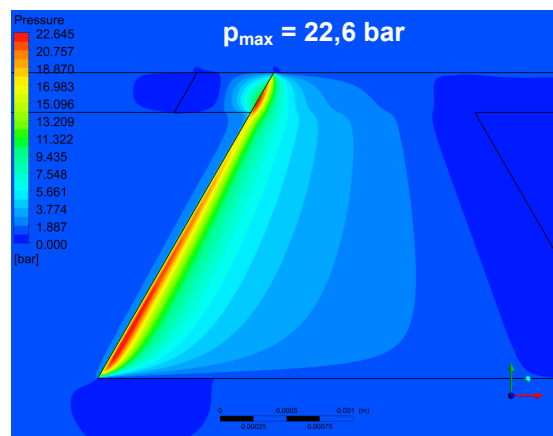
Kanalhöhe = 1 µm



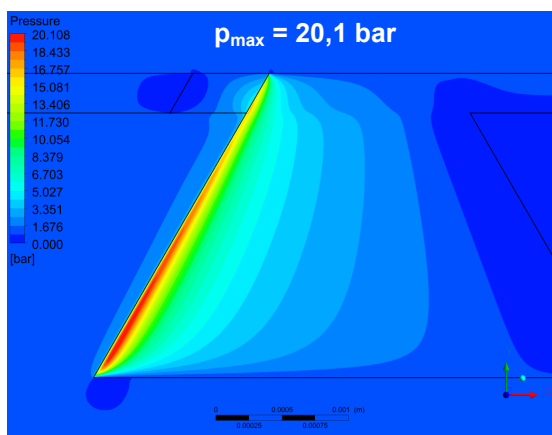
Kanalhöhe = 5 µm



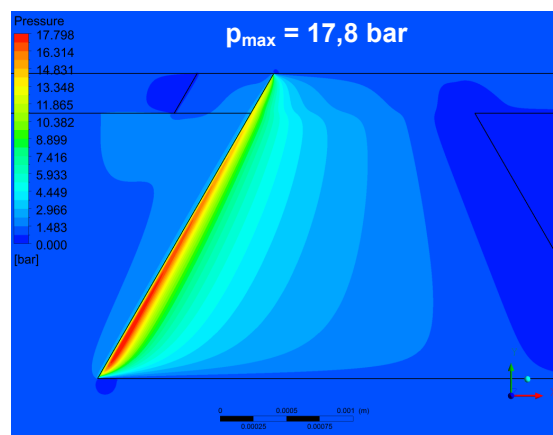
Kanalhöhe = 10 µm



Kanalhöhe = 20 µm



Kanalhöhe = 40 µm



Kanalhöhe = 100 µm

Bild 9.15: Variation der Kanalhöhe – Druckverteilung auf halber Dichtspalthöhe (Dichtspalthöhe 1 µm)

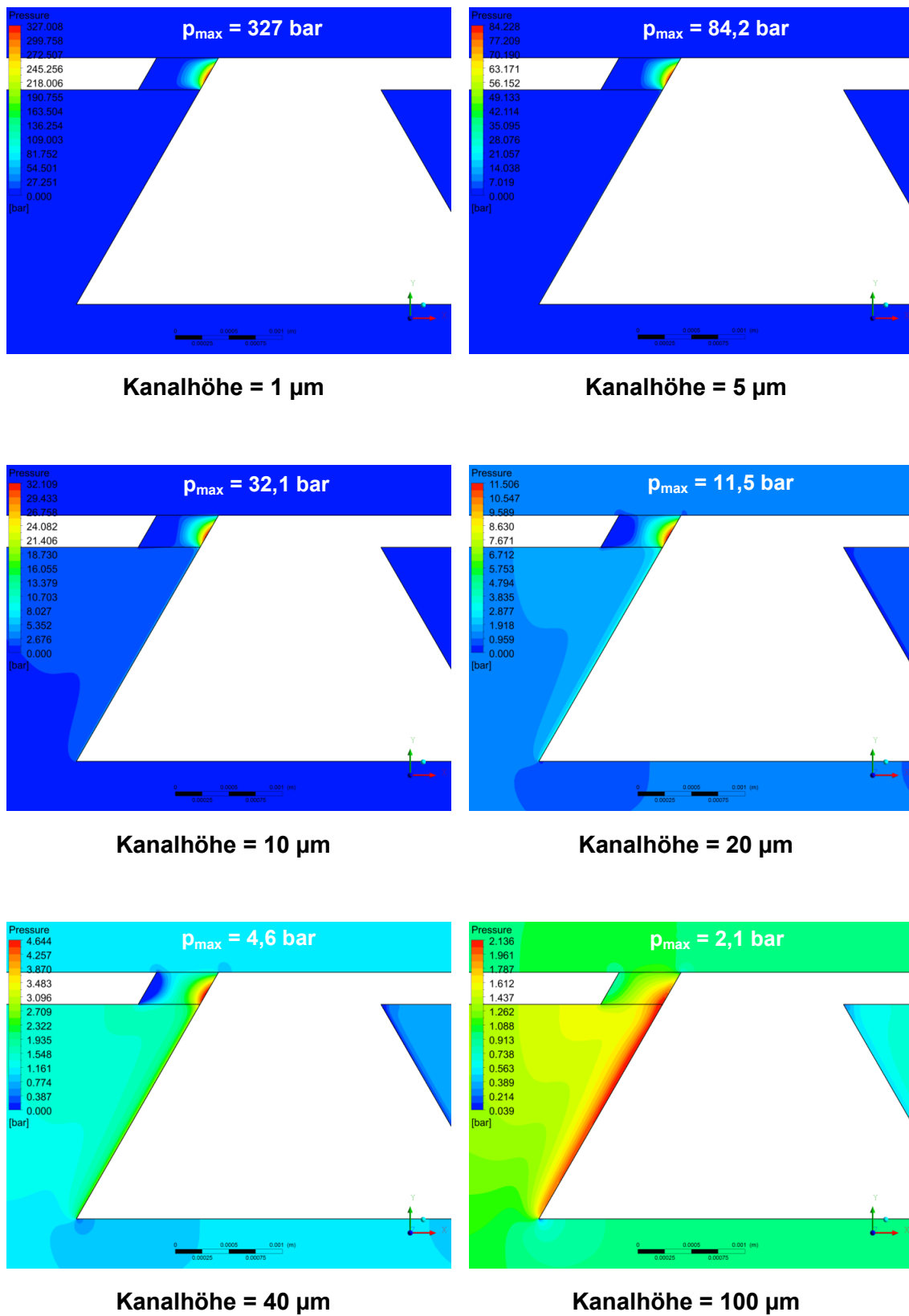


Bild 9.16: Variation der Kanalhöhe – Druckverteilung auf halber Kanalhöhe (Dichtspalthöhe 1 μm)

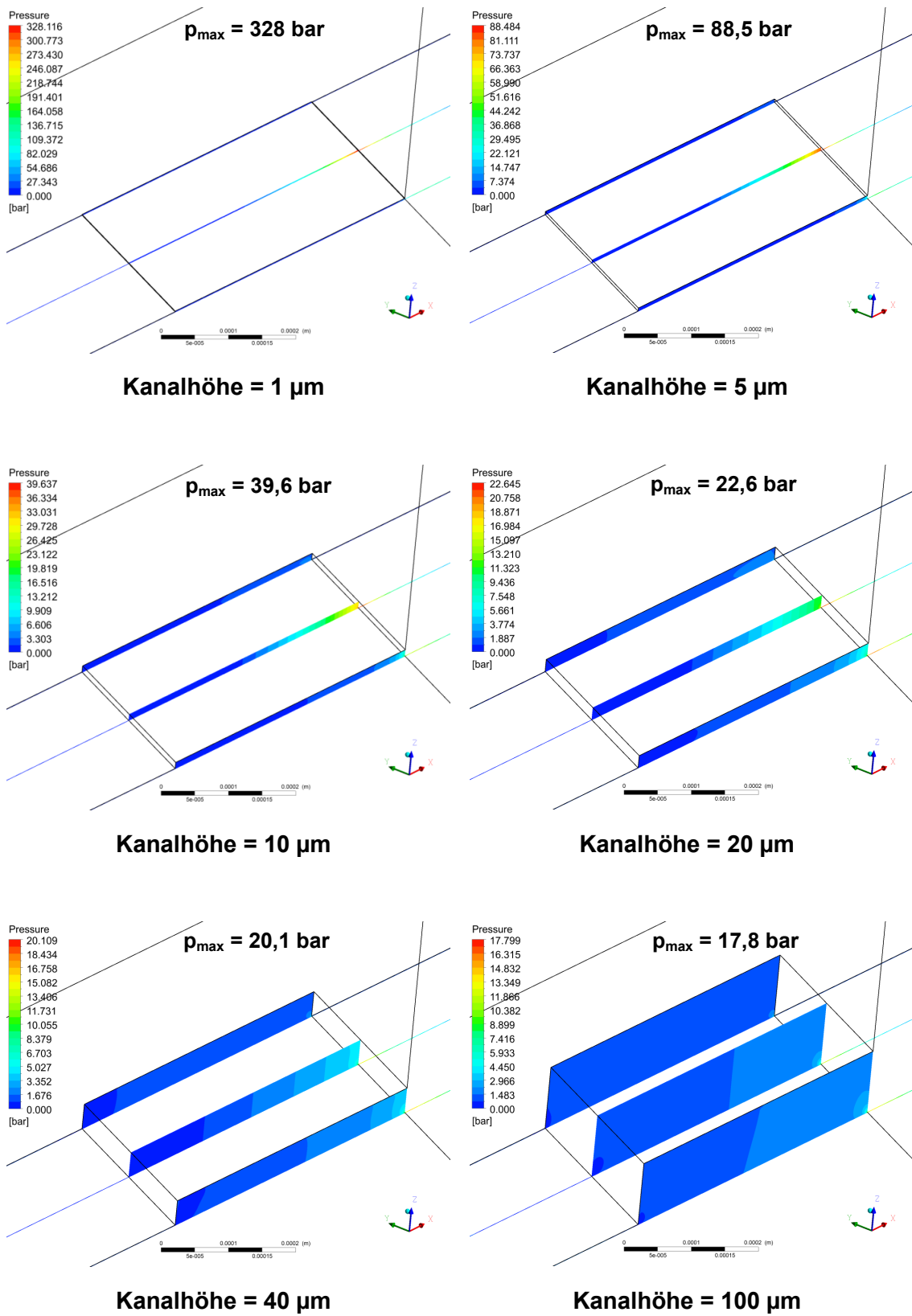


Bild 9.17: Variation der Kanalhöhe – Druckverteilung in Querschnitten durch Kanal und Dichtspalt (Dichtspalthöhe 1 µm)

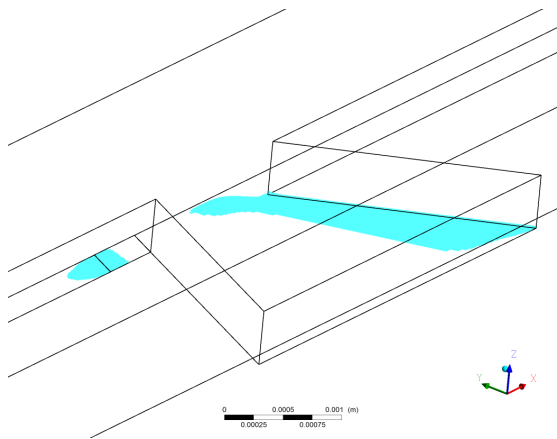
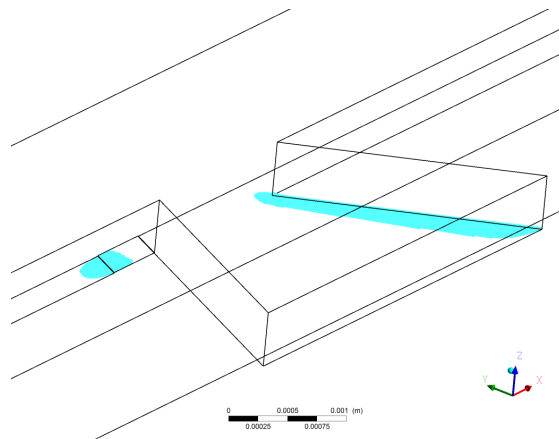
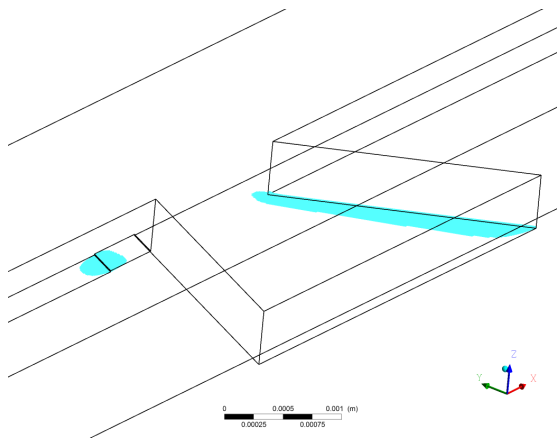
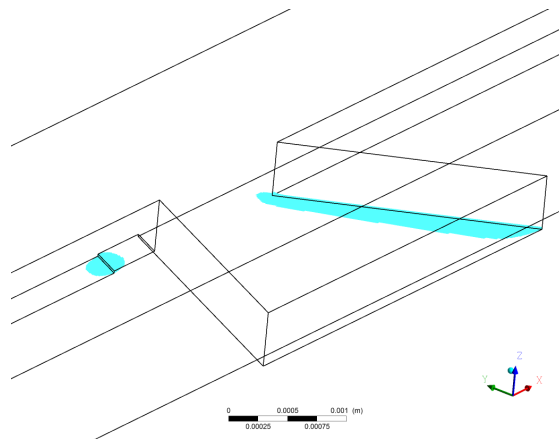
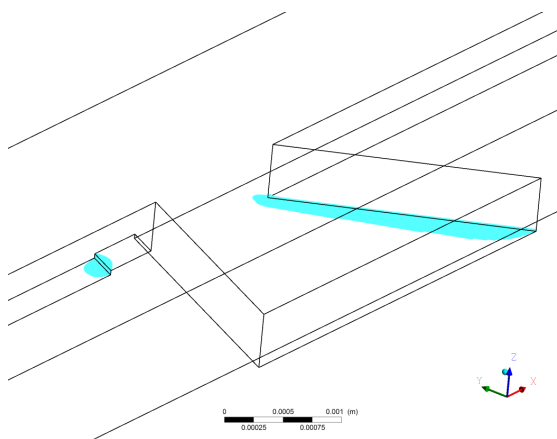
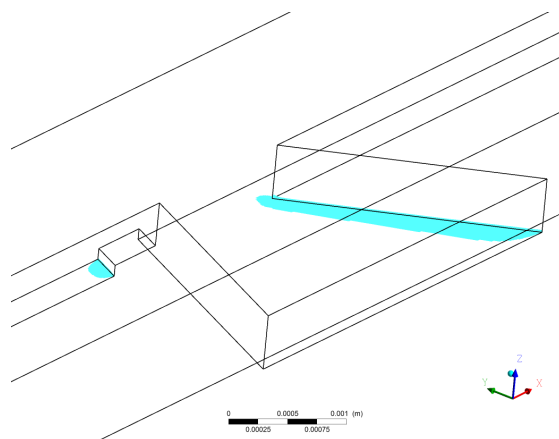
**Kanalhöhe = 1 µm****Kanalhöhe = 5 µm****Kanalhöhe = 10 µm****Kanalhöhe = 20 µm****Kanalhöhe = 40 µm****Kanalhöhe = 100 µm**

Bild 9.18: Variation der Kanalhöhe – Unterschreitung des Dampfdrucks (Kavitationskeime, Dichtspalthöhe 1 µm)

9.3 Einfluss der Dichtspalthöhe

Nachfolgend wird der Einfluss der Dichtspalthöhe auf die Strömungsverhältnisse in Dichtspalt und Kanal analysiert. Ausgangspunkt für die durchgeführten Untersuchungen ist das Basismodell nach Bild 9.1, daher beträgt die Kanalhöhe stets 10 μm .

In Bild 9.19 ist der Verlauf des Förderwerts über der Dichtspalthöhe dargestellt. Mit steigender Dichtspalthöhe nimmt der Förderwert durch den Kanal ab. Diese Abnahme wird mit Hilfe eines Anstiegs des Förderwerts durch den Dichtspalt überkompensiert, sodass der gesamte Förderwert mit steigender Dichtspalthöhe zunimmt. Allerdings ist bei konstanter Kanalhöhe die Zunahme des gesamten Förderwerts mit steigender Dichtspalthöhe vergleichsweise¹⁶⁵ gering. Aus Bild 9.19 folgt:

- Ist der Kanal deutlich höher als der Dichtspalt, so wird hauptsächlich durch den Kanal gefördert.
- Bei gleicher Höhe verteilt sich der Förderwert gleichmäßig auf Dichtspalt und Kanal.
- Für eine präzise Berechnung des Förderwerts ist die Kenntnis der realen Kanalhöhe wichtiger, als die Kenntnis der realen Dichtspalthöhe¹⁶⁶.

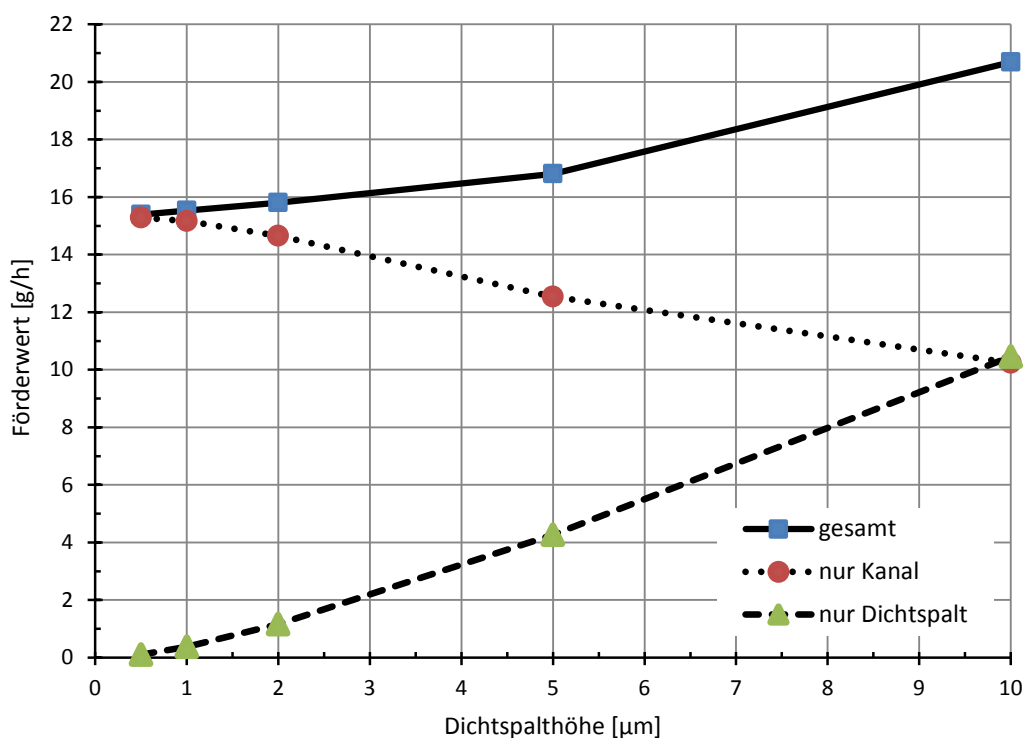


Bild 9.19: Variation der Dichtspalthöhe – Förderwert (Kanalhöhe 10 μm)

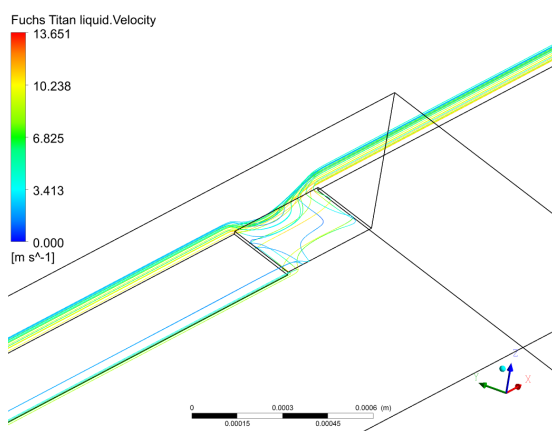
Die Strömung durch Kanal und Dichtspalt ist in Bild 9.20 veranschaulicht. Mit steigender Dichtspalthöhe sinkt die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal und damit auch

¹⁶⁵ z. B. im Vergleich zu Bild 9.10 (Variation der Kanalhöhe)

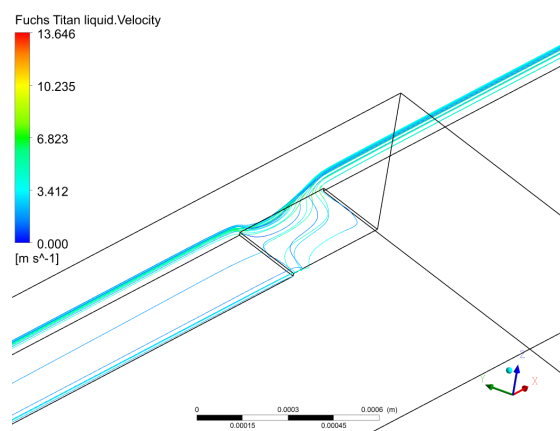
¹⁶⁶ Bei realistischen Dichtspalthöhen in der Größenordnung von 1 μm (siehe z. B. [12], [59], [60]) ist gemäß Bild 9.19 der Förderwertanteil durch den Dichtspalt, gegenüber dem Kanal, vernachlässigbar.

der Förderwert durch den Kanal. Dies ist auf den Abfall der Schleppgeschwindigkeit in Kanalhöhe bei zunehmender Dichtspalthöhe zurückzuführen. Der Abfall des Förderwerts durch den Kanal ist ein Grund für den relativ geringen Anstieg des gesamten Förderwerts in Bild 9.19. Dagegen nimmt der Förderwert durch den Dichtspalt mit seiner Höhe zu. Wobei hauptsächlich der Dichtspaltbereich unterhalb des Kanals zum Förderwert beiträgt. Dies wird bei der Betrachtung der Geschwindigkeitsvektoren an den Dichtspalträndern zur Öl- und Luftseite besonders deutlich, Bild 9.21. Lediglich im Bereich des Dichtspalts unterhalb des Kanals ist ein nennenswerter Strömungsanteil, senkrecht zu den Dichtspalträndern, feststellbar. Damit findet bei einer Kanalhöhe von $10\ \mu\text{m}$ die überwiegende Förderung, unabhängig von der Dichtspalthöhe, stets im angeströmten Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring statt.

Stromlinien durch Kanalaustritt zur Ölseite:

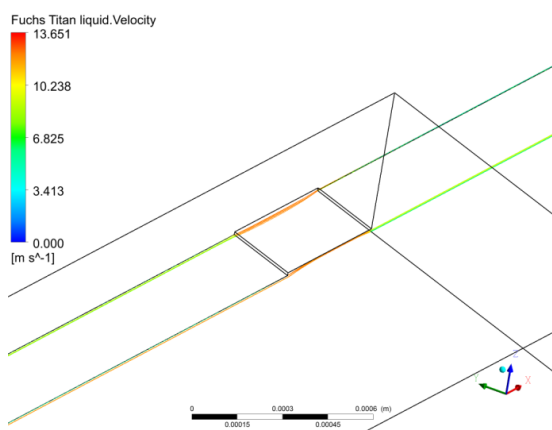


Dichtspalthöhe = $1\ \mu\text{m}$

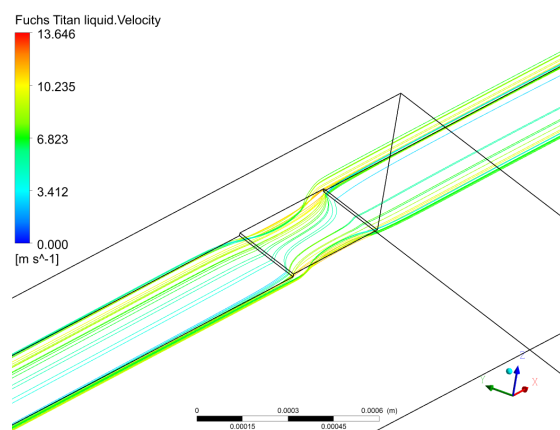


Dichtspalthöhe = $10\ \mu\text{m}$

Stromlinien durch Dichtspaltränder zur Öl- und Luftseite:



Dichtspalthöhe = $1\ \mu\text{m}$



Dichtspalthöhe = $10\ \mu\text{m}$

Bild 9.20: Variation der Dichtspalthöhe – Strömungsbild (Kanalhöhe $10\ \mu\text{m}$)

Der aufgebaute Maximaldruck nimmt nach Bild 9.22 mit steigender Dichtspalthöhe ab. Die Abnahme des aufgebauten Maximaldrucks ist auf eine Verringerung des Schleppdrucks, verursacht durch den Anstieg der Dichtspalthöhe, zurückzuführen. In Bild 9.23 ist die Druckverteilung bei zwei unterschiedlichen Dichtspalthöhen in meh-

renen Schnittebenen abgebildet. Der maximale Druck tritt stets am Übergang des Kanals in den Dichtspalt auf. Hierdurch entsteht ein Druckpolster, das die Strömung durch den Kanal und den Dichtspaltbereich unter dem Kanal behindert. Dieses Druckpolster ist gemäß Bild 9.23 auch bei einer Dichtspalthöhe von $10\ \mu\text{m}$ noch deutlich ausgeprägt und wirkt sich negativ auf den Förderwert aus. Dies ist ein weiterer Grund für den relativ geringen Anstieg des gesamten Förderwerts bei zunehmender Dichtspalthöhe gemäß Bild 9.19.

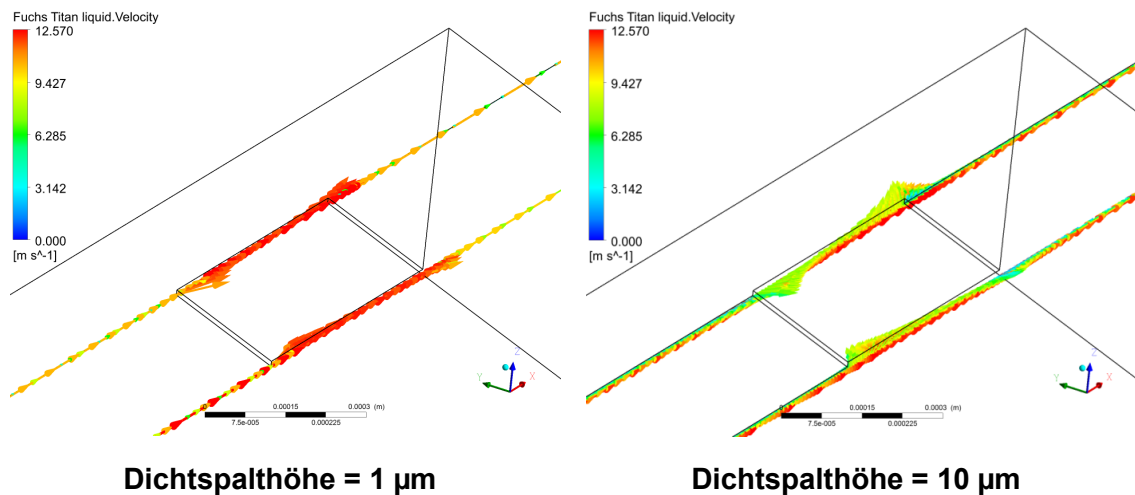


Bild 9.21: Variation der Dichtspalthöhe – Geschwindigkeitsvektoren an Dichtspaltträgern zur Öl- und Luftseite (Kanalhöhe $10\ \mu\text{m}$, Vektorlängen nicht maßstäblich)

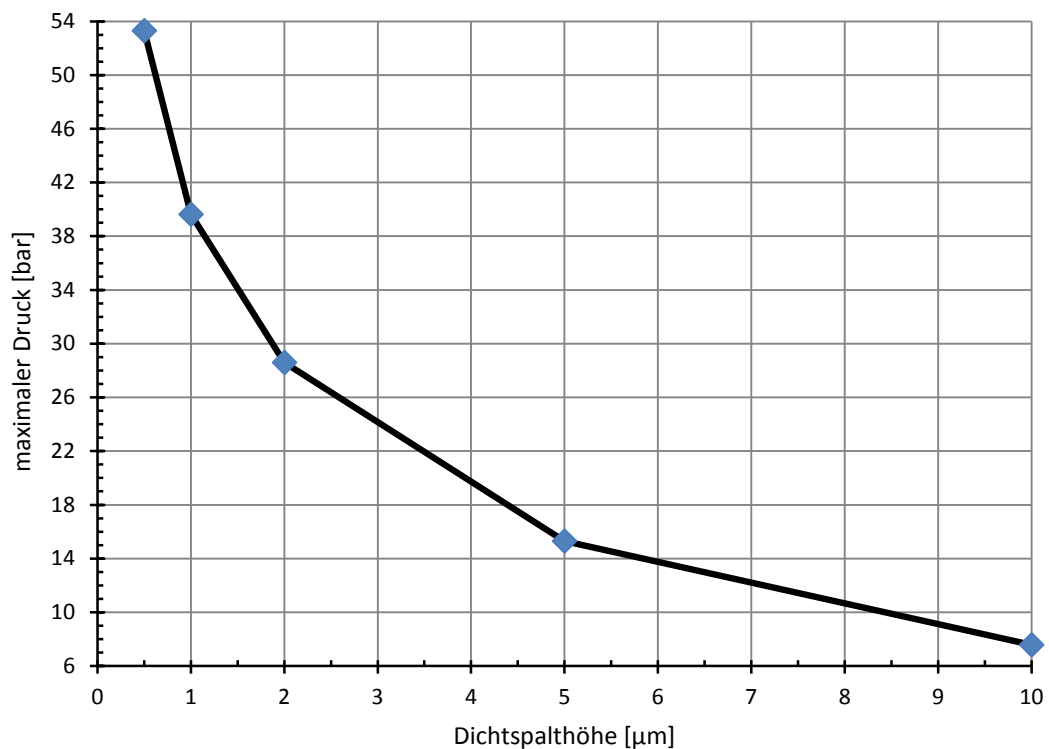
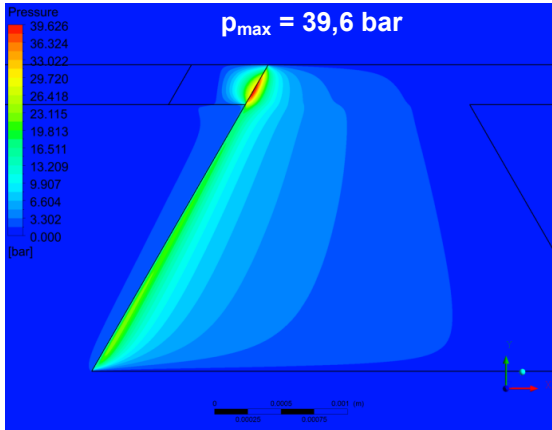
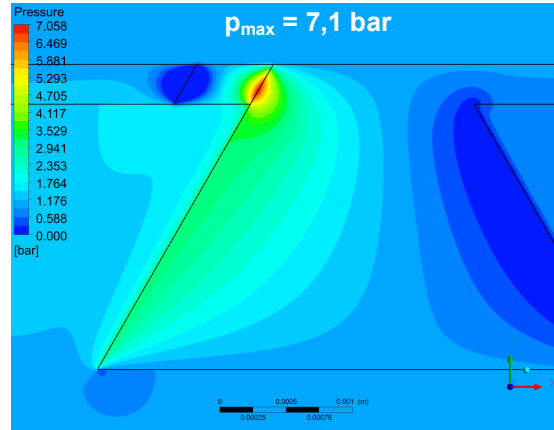


Bild 9.22: Variation der Dichtspalthöhe – maximaler Druck (Kanalhöhe $10\ \mu\text{m}$)

Druckverteilung auf halber Dichtspalthöhe:

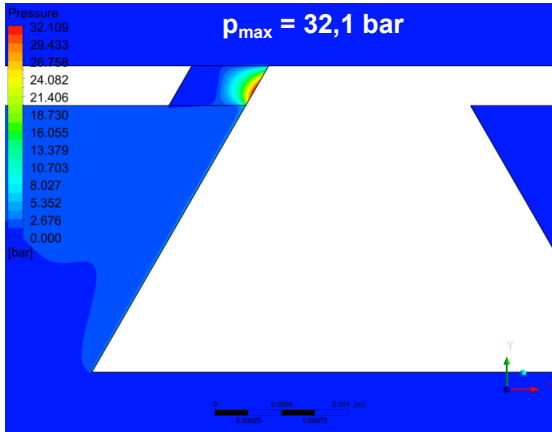


Dichtspalthöhe = 1 µm

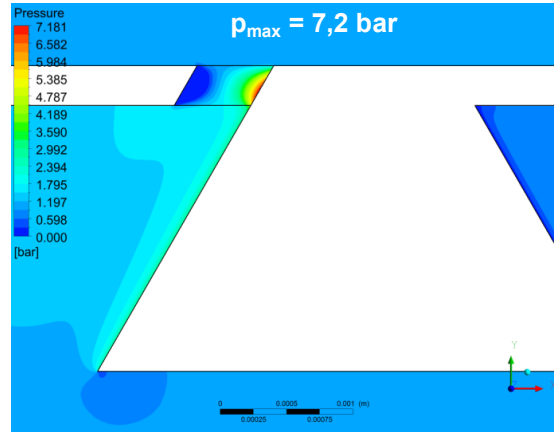


Dichtspalthöhe = 10 µm

Druckverteilung auf halber Kanalhöhe:

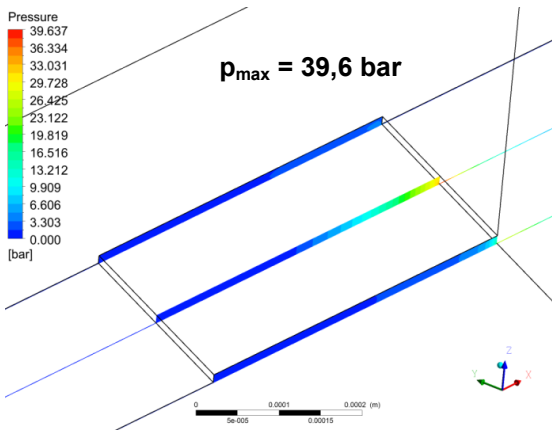


Dichtspalthöhe = 1 µm

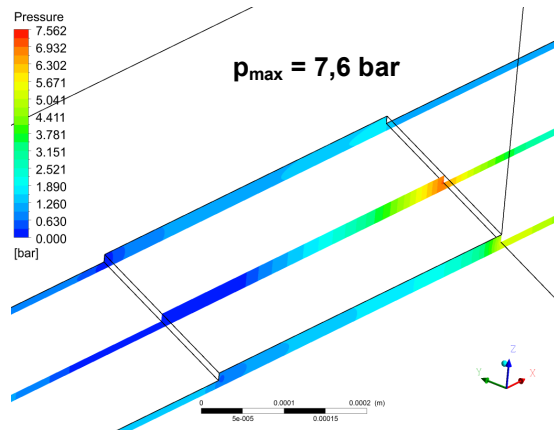


Dichtspalthöhe = 10 µm

Druckverteilung in Querschnitten durch Kanal und Dichtspalt:



Dichtspalthöhe = 1 µm



Dichtspalthöhe = 10 µm

Bild 9.23: Variation der Dichtspalthöhe – Druckverteilung (Kanalhöhe 10 µm)

Der Einfluss der Kavitation auf den Förderwert ist in Bild 9.24 veranschaulicht. Mit zunehmender Dichtspalthöhe werden die Kavitationskeime im Dichtspalt und Kanal kleiner. Hierdurch wird ein geringerer Bereich des Dichtspalts und des Kanals durch Öldampf versperrt. Damit sinkt der negative Einfluss der Kavitation auf den Förderwert mit steigender Dichtspalthöhe ab.

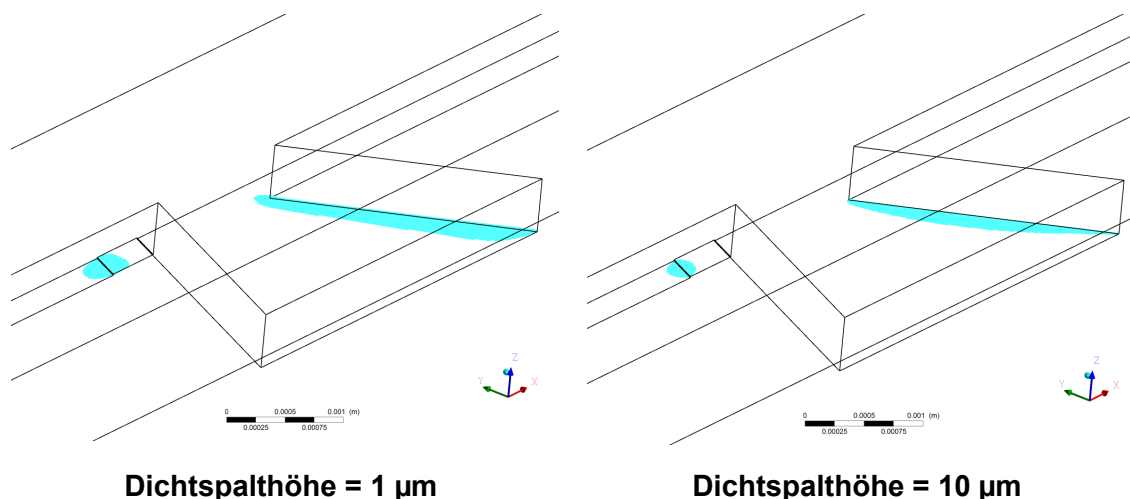


Bild 9.24: Variation der Dichtspalthöhe – Unterschreitung des Dampfdrucks (Kavitationskeime, Kanalhöhe 10 µm)

9.4 Einfluss der Dichtspalthöhe ohne Kanal

Bei ungünstiger Gestaltung des Übergangs einer RS in den geschlossenen Ring kann der Druckaufbau unzureichend sein, um die Ausbildung eines Kanals im geschlossenen Ring zu ermöglichen¹⁶⁷. In solchen Fällen kann die Förderung von der Luft- auf die Ölseite nur durch den Dichtspalt stattfinden. Wie sich dabei die Dichtspalthöhe auf den Förderwert auswirkt wird nachfolgend erläutert.

In Bild 9.25 ist der Verlauf des Förderwerts über der Dichtspalthöhe dargestellt. Für Dichtspalthöhen kleiner als 2 µm ist der Förderwert vernachlässigbar gering. Erst ab einer Höhe von 5 µm kann ein deutlicher Anstieg des Förderwerts bei steigender Dichtspalthöhe festgestellt werden. Da hydrodynamische Dichtspalthöhen von über 5 µm nach aktuellem Stand der Forschung bei Wellendichtungen nur in Sonderfällen¹⁶⁸ möglich sind, ist eine nennenswerte Förderwirkung bei PTFE-MD mit RS nur mit Hilfe von Kanälen im geschlossenen Ring realisierbar. Dies bestätigen experimentelle Untersuchungen nach [47]: Bei ungünstiger Gestaltung der RS bzw. des

¹⁶⁷ Zum Druckaufbauvermögen von RS siehe Kap. 10 bis 12.

¹⁶⁸ Große Dichtspalthöhen beim Einsatz von PTFE-MD können z. B. durch Wärmedehnung und thermische Werkstoffverweichung [52], sehr hohe Drehzahlen und abdichtende Medien mit hoher Viskosität hervorgerufen werden. (zur realistischen Dichtspalthöhe von Wellendichtungen in der Größenordnung von 1 µm siehe z. B. [12], [59], [60])

Überganges der RS in den geschlossenen Ring ist nahezu keine Förderwirkung feststellbar. D. h. es bilden sich entweder gar keine Kanäle oder lediglich Kanäle mit geringer Höhe¹⁶⁹ aus.

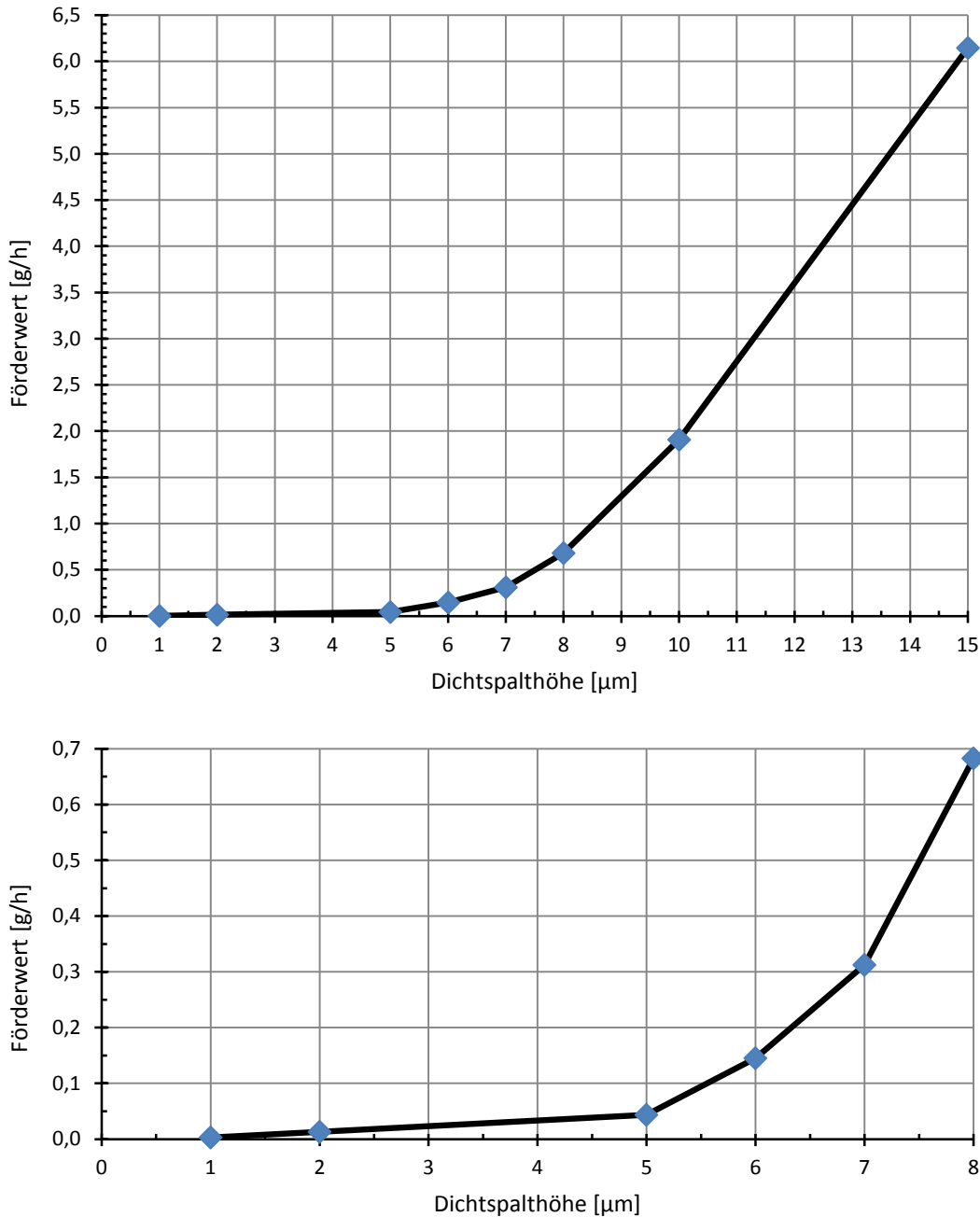


Bild 9.25: Variation der Dichtspalthöhe ohne Kanal – Förderwert (das untere Diagramm stellt einen vergrößerten Ausschnitt aus dem oberen dar)

Die in Bild 9.25 vorgestellten Ergebnisse stellen einen indirekten Nachweis für die Ausbildung von Kanälen bei PTFE-MD dar. Die in [47] an PTFE-MD mit RS für beide

¹⁶⁹ kleiner als 1 μm (vgl. Bild 9.10)

Wellendrehrichtungen experimentell ermittelten Förderwerte liegen durchschnittlich bei ca. 0,6 g/h pro RS. Um einen Förderwert dieser Größenordnung ohne Kanäle zu erreichen, müsste die hydrodynamische Dichtspalthöhe nach Bild 9.25 bei etwa 7,8 μm liegen. Die Ausbildung derart hoher hydrodynamischer Dichtspalte ist bei den in [47] beschriebenen Versuchsbedingungen nicht möglich. Die gemäß [47] ermittelten Förderwerte von durchschnittlich ca. 0,6 g/h pro RS können also nur durch die Ausbildung von Kanälen im geschlossenen Ring erklärt werden.

9.5 Einfluss der Dichtspaltbreite

Die optimale Dichtspaltbreite einer PTFE-MD hängt von den Einsatzbedingungen ab. Wobei unter der Dichtspaltbreite die Länge des Dichtspalts unter dem geschlossenen Ring in axialer Richtung der Welle zu verstehen ist¹⁷⁰. Durch Verschleiß kann sich die Dichtspaltbreite einer PTFE-MD verändern. Bezogen auf einen Kanal im geschlossenen Ring entspricht eine Änderung der Dichtspaltbreite einer Variation der Kanallänge. Im vorliegenden Kapitel wird, ausgehend vom Basismodell gemäß Kap. 9.1, der Einfluss der Dichtspaltbreite auf den Förderwert untersucht. Dabei bleiben Dichtspalt- und Kanalhöhe konstant¹⁷¹.

Der Förderwert nimmt nach Bild 9.27 mit steigender Dichtspaltbreite bzw. Kanallänge zu. Ab einem Wert von ca. 1 mm steigt der Förderwert kaum noch mit zunehmender Dichtspaltbreite an. Die Aufteilung des Förderwerts auf Dichtspalt und Kanal hängt nur geringfügig von der Dichtspaltbreite ab. Dabei findet die Förderung hauptsächlich durch den Kanal statt. Dies bestätigt die Aussage in Kap. 9.3, wonach die Förderung vorwiegend durch den Kanal stattfindet, wenn dieser deutlich höher als der Dichtspalt ist.

Die Druckverteilung für zwei Dichtspaltbreiten ist in unterschiedlichen Schnitten in Bild 9.29 dargestellt. Mit steigender Dichtspaltbreite wächst der maximale Druckaufbau im Kanal an, Bild 9.28. Folglich wird bei steigender Dichtspaltbreite ein größerer Bereich des Kanals durch ein Druckpolster eingenommen. Dieses Druckpolster wirkt der Förderung durch den Kanal entgegen. Trotzdem steigt der Förderwert zusammen mit der Dichtspaltbreite an. Um diesen Zusammenhang zu verstehen, muss der Fördermechanismus durch den Kanal betrachtet werden. Die Förderung durch einen schräg angeströmten Kanal findet durch Druck- und Schleppströmung statt. Die Druckströmung behindert im vorliegenden Fall die Förderung durch den Kanal, da sich das Druckmaximum im Kanal befindet. Für die vollständige Ausbildung der Schleppströmung im Kanal ist eine Mindestlänge erforderlich. Diese beträgt bei dem hier modellierten Kanal etwa 1 mm¹⁷². Unterhalb dieser Mindestlänge wird das Förderpotenzial des modellierten Kanalquerschnitts nicht vollständig erreicht. Oberhalb des Mindestwertes hat die Kanallänge kaum noch einen Einfluss auf den Förderwert

¹⁷⁰ siehe Bild 9.1

¹⁷¹ Dichtspalthöhe = 1 μm und Kanalhöhe = 10 μm

¹⁷² Die Geometrie der RS hat ebenfalls eine Auswirkung auf die Ausbildung der Schleppströmung im Kanal.

durch Schlepplströmung. Dies führt zu dem vernachlässigbaren Förderwertanstieg ab einer Dichtspaltbreite von ca. 1 mm in Bild 9.27. Der Förderwertanstieg mit zunehmender Dichtspaltbreite in Bild 9.27 resultiert, trotz des höheren Druckaufbaus im Kanal, aus einer höheren Förderwirkung durch die Schlepplströmung im Kanal. Die Zunahme des Förderwerts durch die Schlepplströmung überwiegt also die Abnahme des Förderwerts durch das Druckpolster im Kanal.

In Bild 9.26 ist die Ausbildung von Kavitationskeimen in Kanal und Dichtspalt veranschaulicht. Bei einer Dichtspaltbreite von 0,15 mm ist die Kavitationsblase im Kanal relativ klein. Bei größeren Dichtspaltbreiten wird ein deutlich größerer Bereich des Kanals von einer Dampfblase ausgefüllt. Ähnlich wie das Druckpolster im Kanal wirkt die Kavitation der Förderwirkung entgegen. Aber auch hier erweist sich die Schlepplströmung als dominanter Einflussfaktor auf den Förderwert.

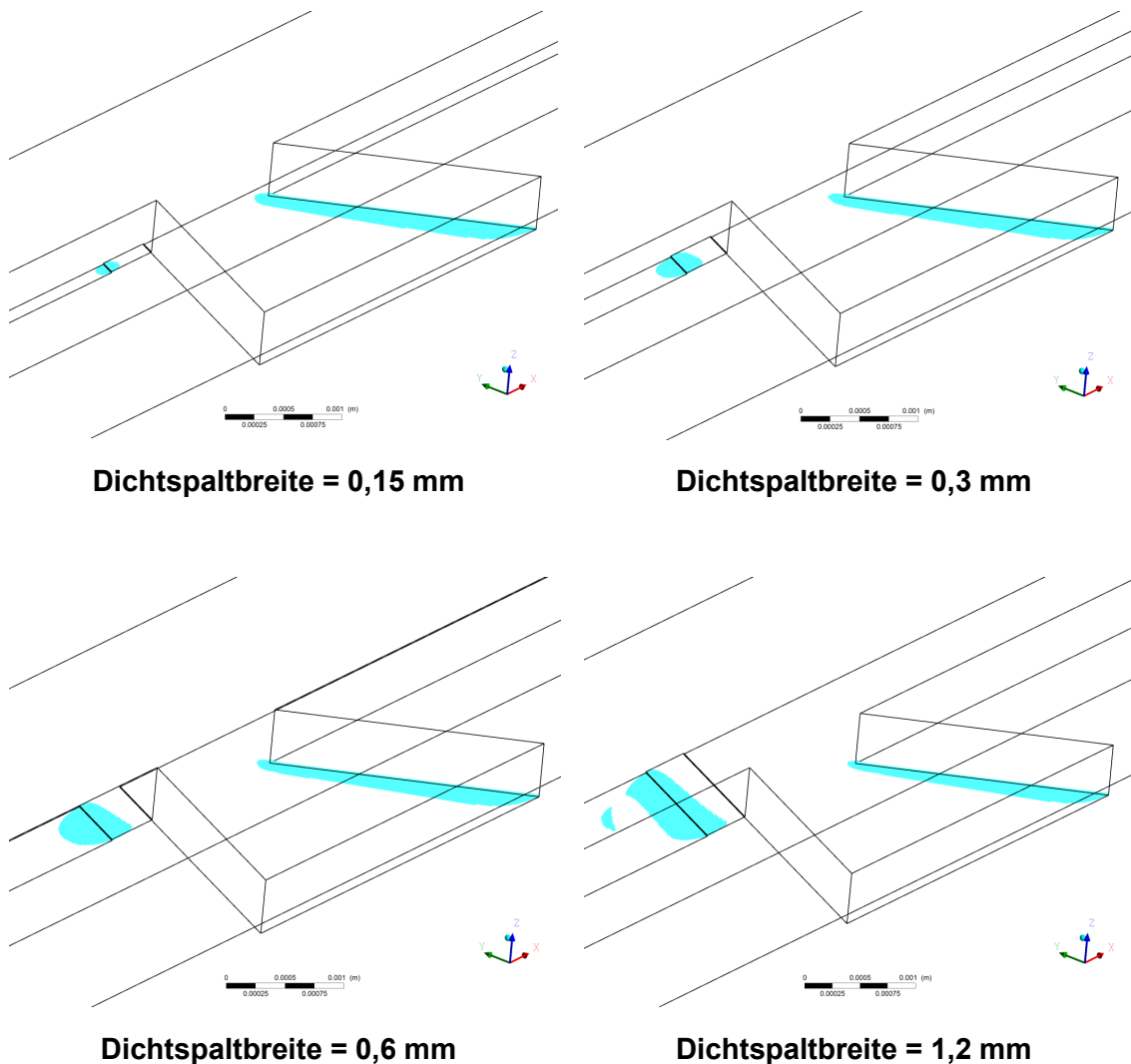


Bild 9.26: Variation der Dichtspaltbreite bzw. der Kanallänge – Unterschreitung des Dampfdrucks (Kavitationskeime, Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

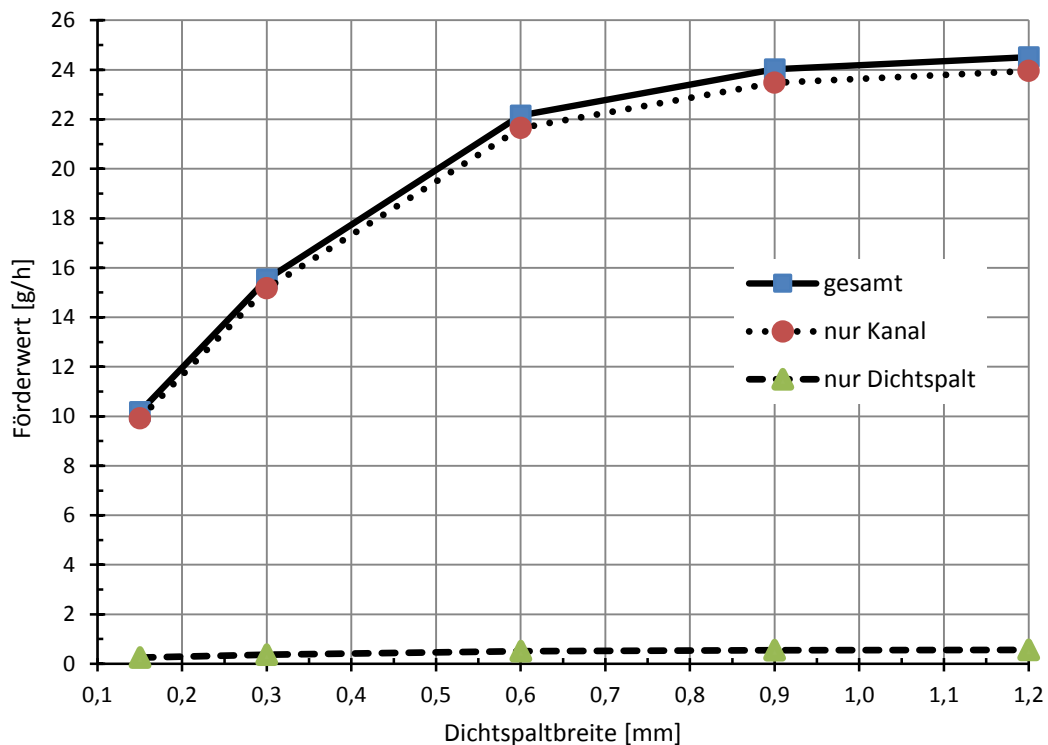


Bild 9.27: Variation der Dichtspaltbreite bzw. der Kanallänge – Förderwert (Kanalhöhe 10 µm, Dichtspalthöhe 1 µm)

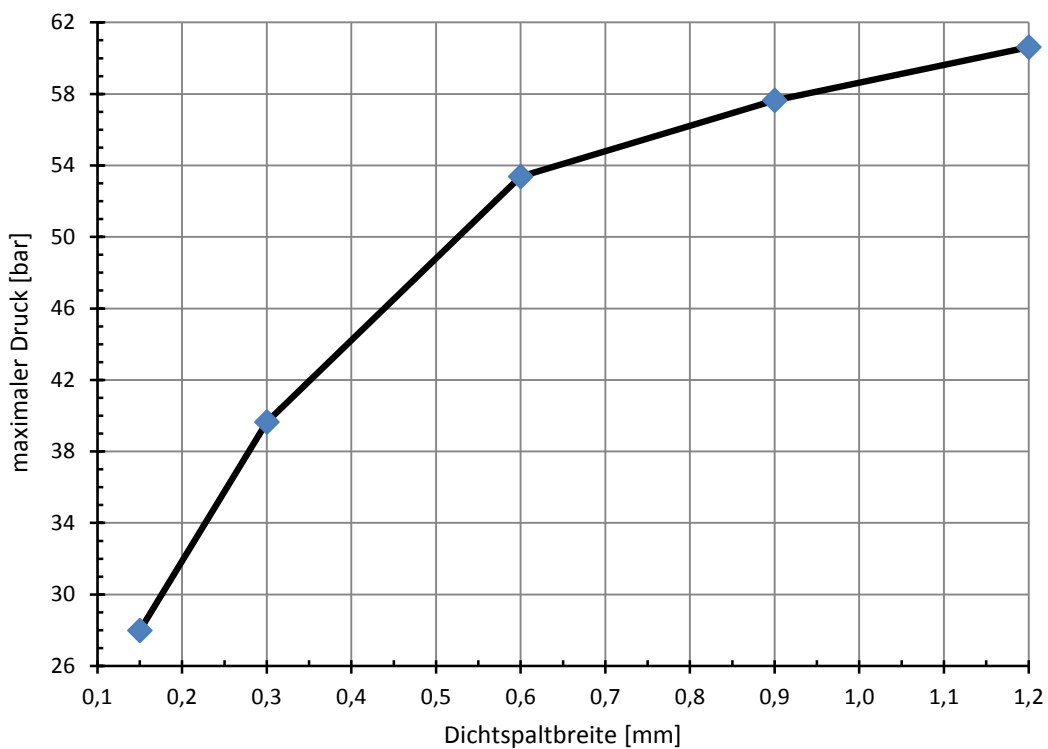
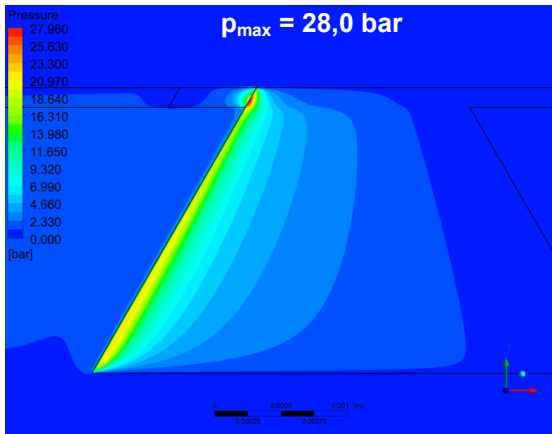
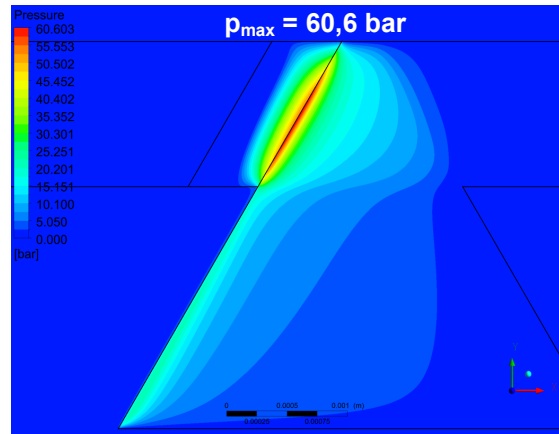


Bild 9.28: Variation der Dichtspaltbreite bzw. der Kanallänge – maximaler Druck (Kanalhöhe 10 µm, Dichtspalthöhe 1 µm)

Druckverteilung auf halber Dichtspalthöhe:

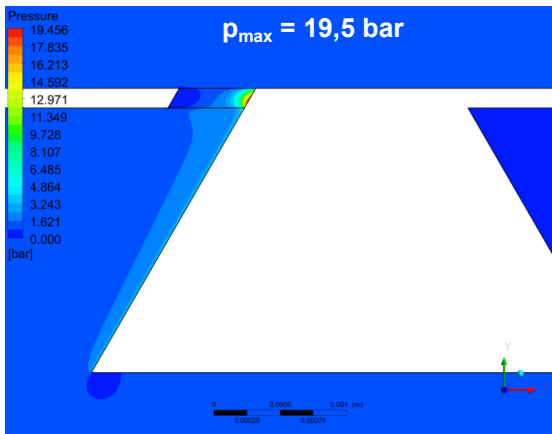


Dichtspaltbreite = 0,15 mm

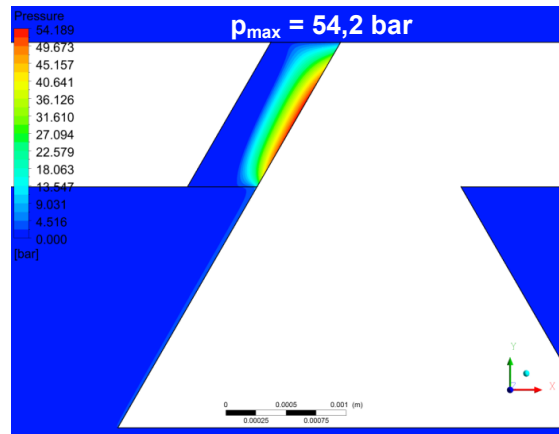


Dichtspaltbreite = 1,2 mm

Druckverteilung auf halber Kanalhöhe:

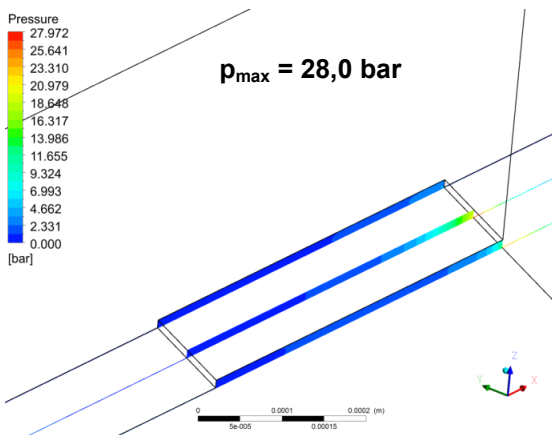


Dichtspaltbreite = 0,15 mm

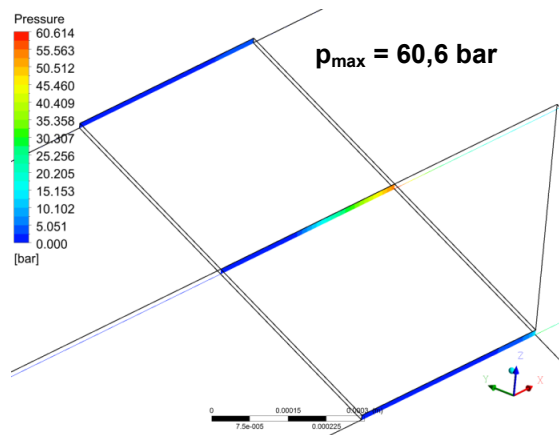


Dichtspaltbreite = 1,2 mm

Druckverteilung in Querschnitten durch Kanal und Dichtspalt:



Dichtspaltbreite = 0,15 mm



Dichtspaltbreite = 1,2 mm

Bild 9.29: Variation der Dichtspaltbreite bzw. der Kanallänge – Druckverteilung (Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

9.6 Einfluss der Dichtspaltbreite ohne Kanal

In Kap. 9.4 wird der Einfluss der Dichtspalthöhe auf den Förderwert, ohne Berücksichtigung eines Kanals, erläutert. Der Einfluss der Dichtspaltbreite wird dabei allerdings nicht betrachtet. Nachfolgend wird für eine Dichtspalthöhe von $10\ \mu\text{m}$ der Einfluss der Dichtspaltbreite auf den Förderwert untersucht. Es wird eine Dichtspalthöhe von $10\ \mu\text{m}$ verwendet, da hierbei ein größeres Netz verwendet werden kann als bei kleineren Dichtspalthöhen. Die im Folgenden vorgestellten Zusammenhänge gelten aber im Prinzip auch für andere Dichtspalthöhen.

Der Verlauf des Förderwerts in Abhängigkeit von der Dichtspaltbreite ist in Bild 9.30 dargelegt. Mit steigender Dichtspaltbreite nimmt der Förderwert ab. Dies ist auf einen Anstieg der Drosselwirkung des Dichtspalts zurückzuführen.

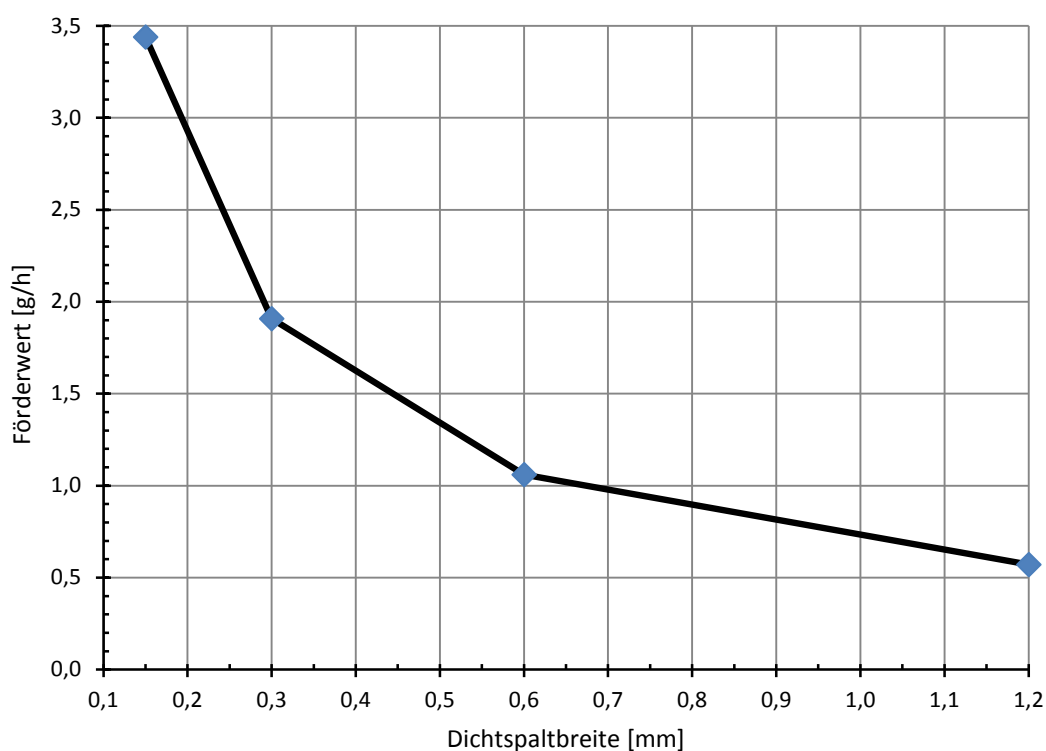


Bild 9.30: Variation der Dichtspaltbreite ohne Kanal – Förderwert
(Dichtspalthöhe $10\ \mu\text{m}$)

In Bild 9.31 ist die Druckverteilung in der Ebene auf halber Dichtspalthöhe aufgezeigt. Im Gegensatz zu den Ergebnissen aus dem vorigen Kapitel¹⁷³, weist die Druckverteilung, ohne Berücksichtigung eines Kanals, nahezu keine Abhängigkeit von der Dichtspaltbreite auf. D. h. die Abnahme des Förderwerts in Bild 9.30 kann nur auf die Erhöhung der Drosselwirkung bei größerer Dichtspaltbreite zurückgeführt werden.

¹⁷³ vgl. Bild 9.29

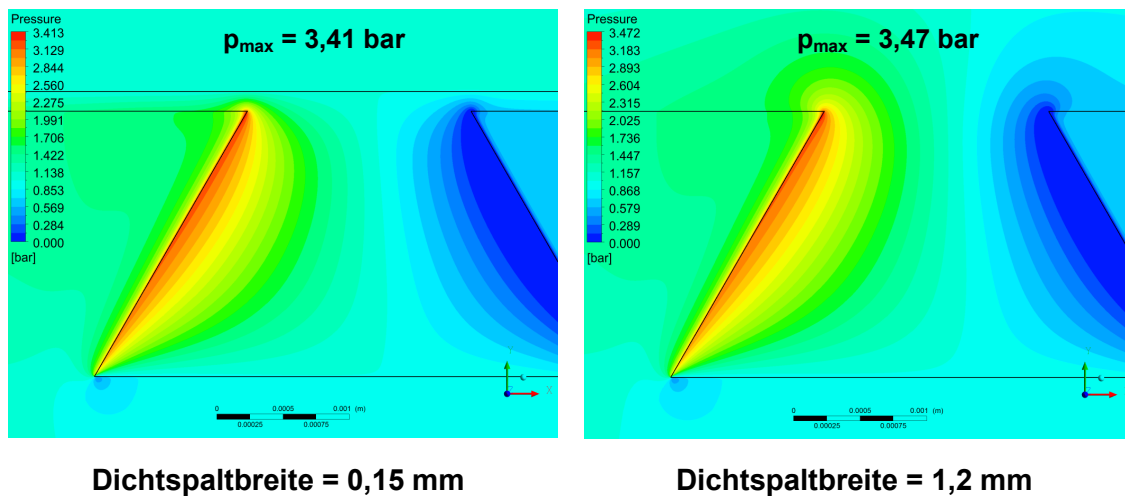


Bild 9.31: Variation der Dichtspaltbreite ohne Kanal – Druckverteilung (Dichtspalthöhe 10 μm)

9.7 Einfluss der Kanalbreite

Neben einer Variation der Kanalhöhe und der Kanallänge ist auch eine Variation der Kanalbreite möglich. Da die genauen Abmessungen eines Kanals im geschlossenen Ring nicht bekannt sind, wird im vorliegenden Kapitel der Einfluss der Kanalbreite auf den Förderwert analysiert. Ausgangspunkt für die durchgeführten Simulationen ist das Basismodell nach Kap. 9.1. Bei allen nachfolgend vorgestellten Simulationen bleiben Dichtspalthöhe, Kanalhöhe und Dichtspaltbreite konstant¹⁷⁴.

Bild 9.32 zeigt den Verlauf des Förderwerts in Abhängigkeit von der Kanalbreite. Der Förderwert steigt relativ steil bis zu einer Kanalbreite von ca. 0,5 mm an. Bei größeren Kanalbreiten ist nur noch ein geringer Anstieg des Förderwerts zu beobachten. Ähnlich wie bei der Variation der Dichtspaltbreite bzw. der Kanallänge¹⁷⁵, hängt die Aufteilung des Förderwerts auf Dichtspalt und Kanal nur geringfügig von der Kanalbreite ab. Wobei der überwiegende Anteil der Förderung auf den Kanal zurückgeführt werden kann. Damit wird auch hier die Aussage aus Kap. 9.3 bestätigt, wonach die Förderung vorwiegend durch den Kanal stattfindet, wenn dieser deutlich höher als der Dichtspalt ist.

Wie bereits in Kap. 9.1 erläutert wurde, muss die Kanalbreite im geschlossenen Ring einer PTFE-MD deutlich größer als die Kanalhöhe sein. Folglich kann nach Bild 9.32 davon ausgegangen werden, dass die Breiten von realen Kanälen im geschlossenen Ring kaum einen Einfluss auf den Förderwert haben. Aus diesem Grund wirken sich Fehler bei der Modellierung der Kanalbreite nicht so stark aus, wie Fehler bei der Modellierung der Kanalhöhe.

¹⁷⁴ Dichtspalthöhe = 1 μm , Kanalhöhe = 10 μm und Dichtspaltbreite = 0,3 mm

¹⁷⁵ vgl. Bild 9.27

In Bild 9.33 ist der Stromlinienverlauf im Kanal illustriert. Bei schmalen Kanälen bildet sich ein spiralförmiger Wirbel im Kanal aus. Bei breiten Kanälen verlaufen die Stromlinien über einen großen Bereich parallel zur Umfangsrichtung der Welle.

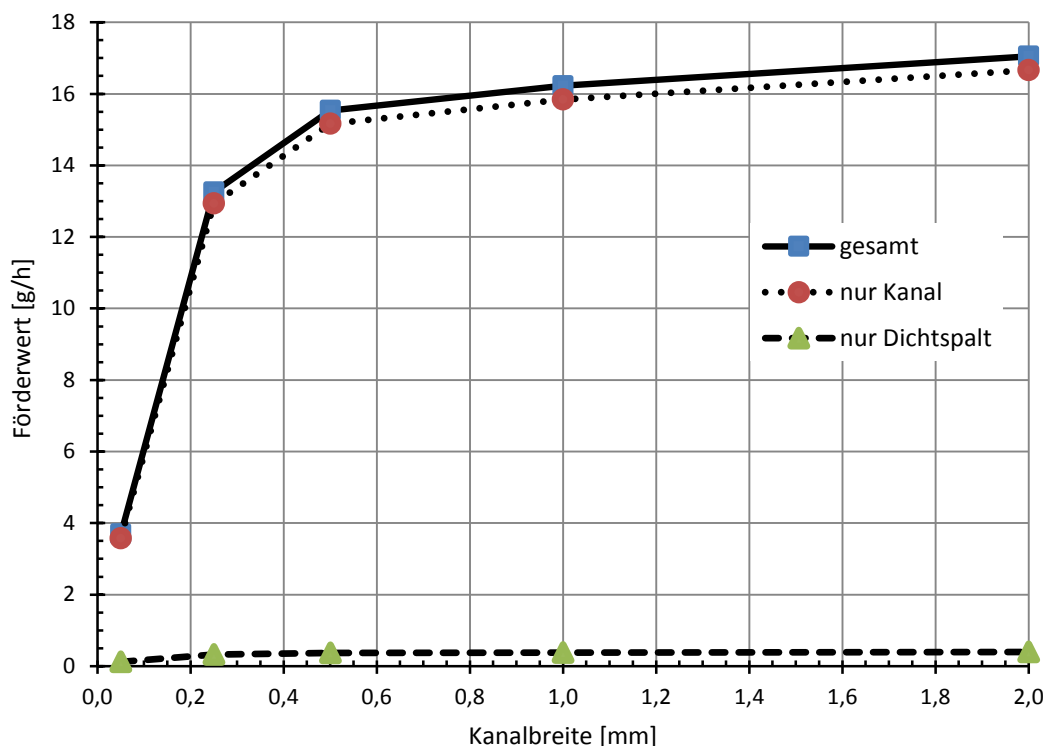


Bild 9.32: Variation der Kanalbreite – Förderwert (Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

Bild 9.34 zeigt die Geschwindigkeitsvektoren an den Kanalrändern zur Öl- und Luftseite. Bei schmalen Kanälen strömt etwa über die Hälfte der Kanalbreite Fluid von beiden Seiten in den Kanal hinein. Über den verbleibenden Bereich der Kanalbreite strömt das Fluid auf beiden Seiten wieder aus dem Kanal heraus. Dagegen findet bei breiten Kanälen das Ein- und Ausströmen nur über einen relativ kleinen Bereich der Kanalbreite statt. Dies führt zum oben beschriebenen parallelen Verlauf der Stromlinien bei breiten Kanälen.

Die Druckverläufe bei einem sehr schmalen und einem sehr breiten Kanal sind in Bild 9.35 gegenübergestellt. Der maximale Druck in Abhängigkeit von der Kanalbreite ist in Bild 9.36 aufgezeichnet. Oberhalb einer Kanalbreite von ca. 0,25 mm besteht kein wesentlicher Unterschied beim maximalen Druckaufbau mehr. Der starke Abfall des Förderwerts bei schmalen Kanälen kann zum Teil auf ein Druckpolster im Kanal zurückgeführt werden. Da bei schmalen Kanälen der Querschnitt ohnehin relativ klein ist, hat ein Druckpolster im Kanal besonders starke negative Auswirkungen auf den Förderwert. Ein weiterer Grund für den geringen Förderwert bei schmalen Kanälen ist die bremsende Wirkung der Kanalseitenwände auf die Schleppströmung.

Die Auswirkung der Kavitation auf den Förderwert ist in Bild 9.37 aufgezeigt. Bei schmalen Kanälen wird ein relativ großer Teil des Kanalquerschnitts durch eine

Dampfblase eingenommen, was zusätzlich zu den oben genannten Effekten zu einer Verringerung des Förderwerts führt. Dagegen ist bei breiten Kanälen der Anteil des von Kavitation betroffenen Kanalquerschnitts deutlich geringer. Daher hat die Kavitation bei breiten Kanälen einen untergeordneten Einfluss auf den Förderwert.

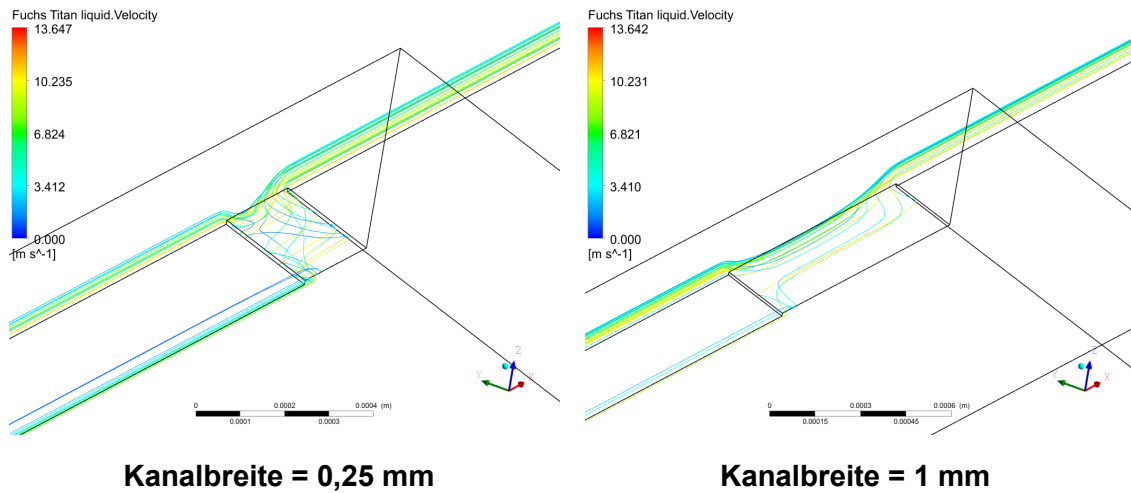


Bild 9.33: Variation der Kanalbreite – Stromlinien durch Kanalaustritt zur Ölseite (Kanalhöhe 10 µm, Dichtspalthöhe 1 µm)

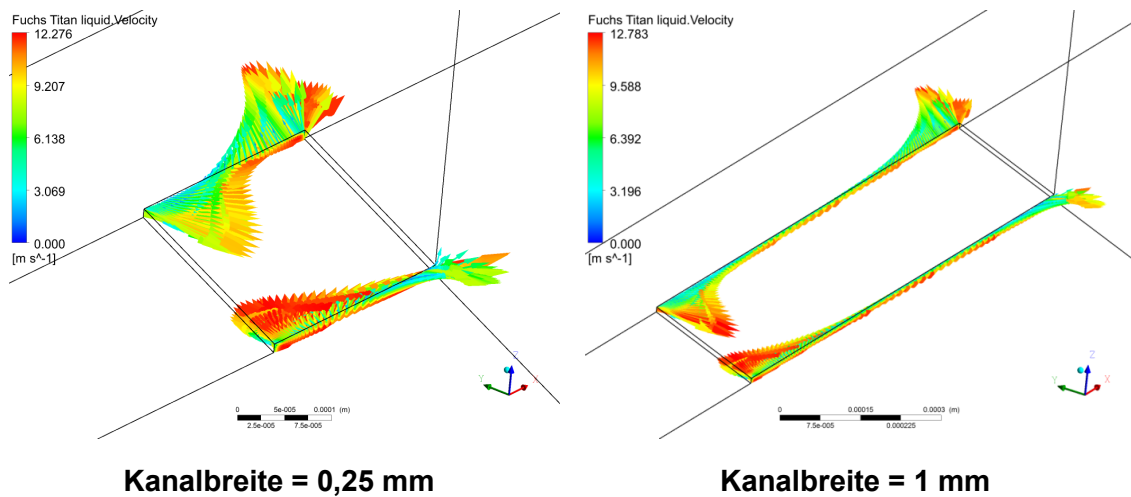
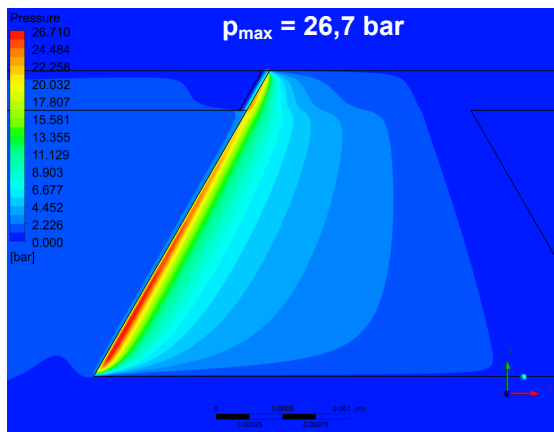
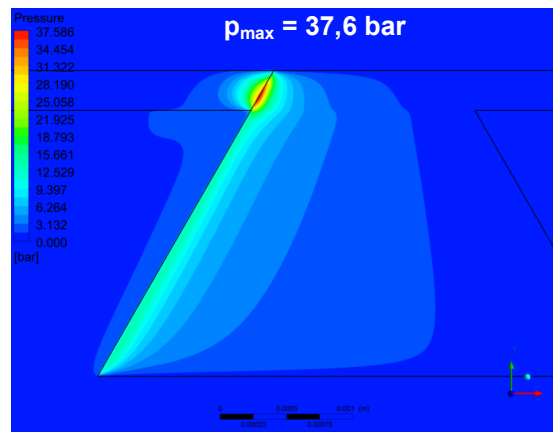


Bild 9.34: Variation der Kanalbreite – Geschwindigkeitsvektoren an beiden Kanalrändern (Vektorlängen sind nicht maßstäblich, Kanalhöhe 10 µm, Dichtspalthöhe 1 µm)

Druckverteilung auf halber Dichtspalthöhe:



Kanalbreite = 0,05 mm



Kanalbreite = 2 mm

Druckverteilung auf halber Kanalhöhe:

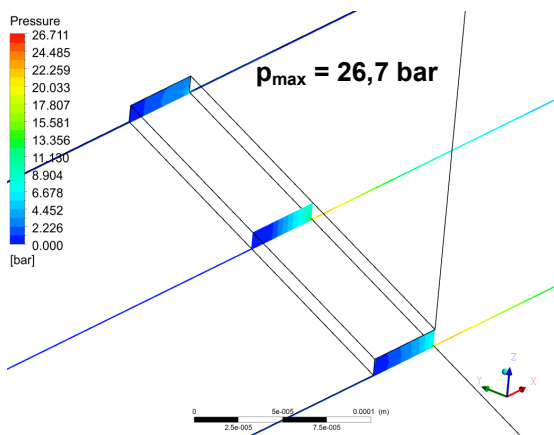


Kanalbreite = 0,05 mm

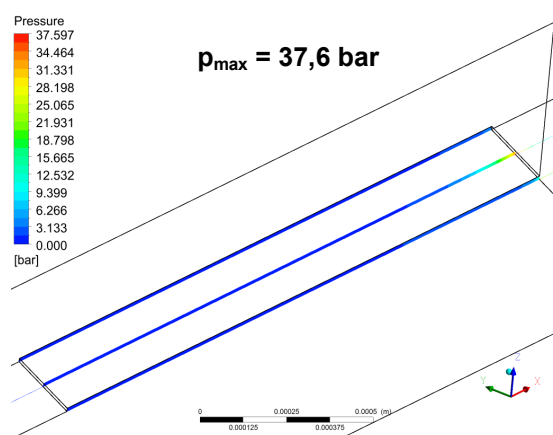


Kanalbreite = 2 mm

Druckverteilung in Querschnitten durch Kanal und Dichtspalt:



Kanalbreite = 0,05 mm



Kanalbreite = 2 mm

Bild 9.35: Variation der Kanalbreite – Druckverteilung (Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

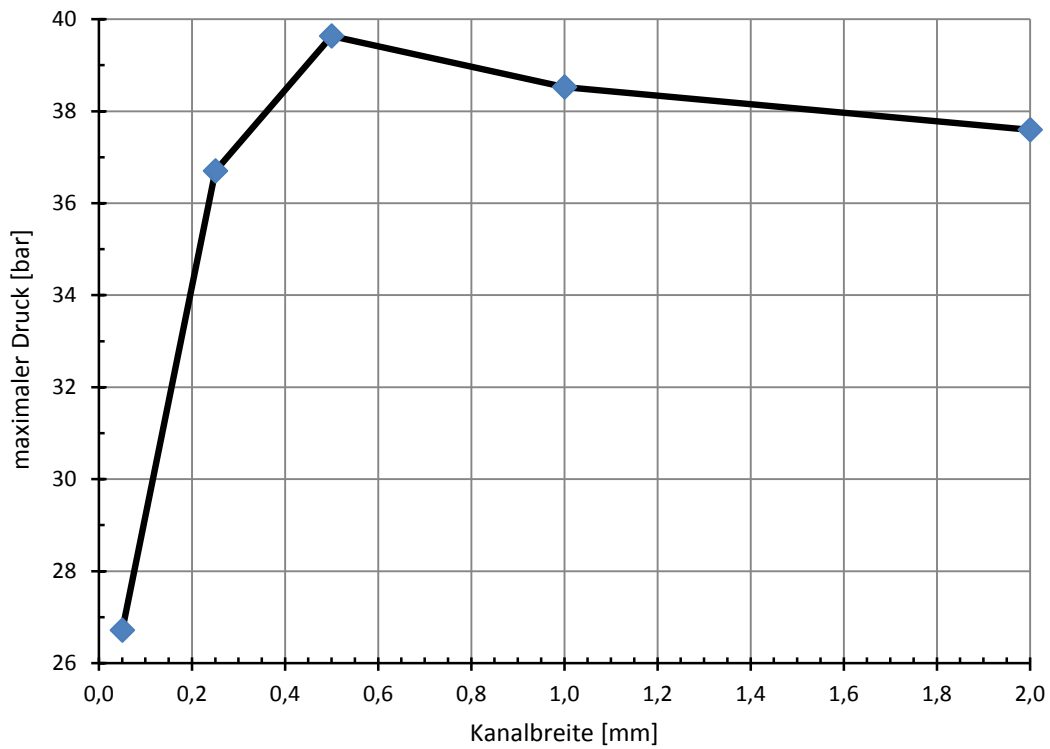


Bild 9.36: Variation der Kanalbreite – maximaler Druck (Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

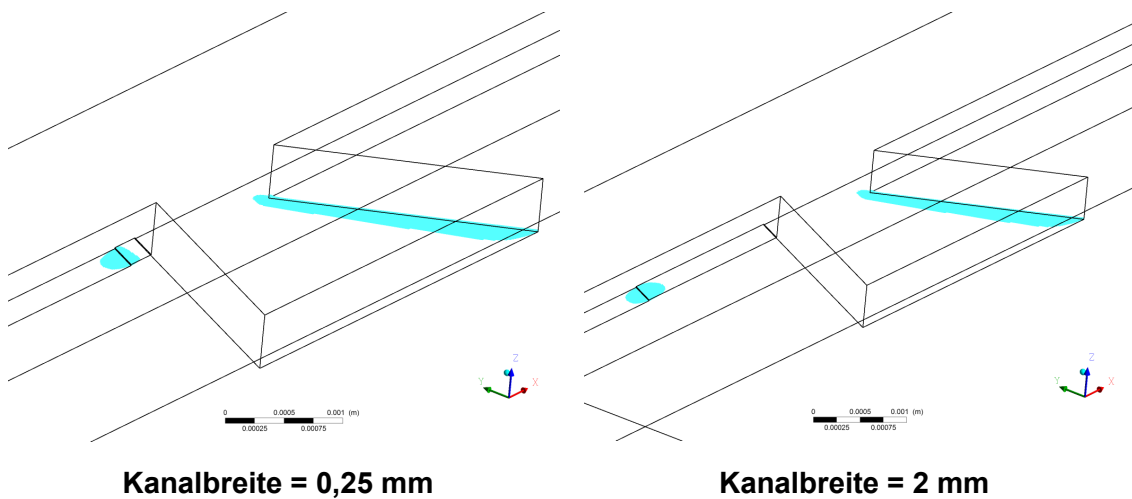


Bild 9.37: Variation der Kanalbreite – Unterschreitung des Dampfdrucks (Kavitationskeime, Kanalhöhe 10 μm , Dichtspalthöhe 1 μm)

9.8 Fazit – Einfluss der Dichtspalt- und Kanalabmessungen auf den Förderwert

Aus den in Kap. 9 vorgestellten Ergebnissen können folgende Schlussfolgerungen abgeleitet werden:

- Die Förderwerte durch den hydrodynamischen Dichtspalt, ohne Berücksichtigung von Kanälen, sind relativ gering. Daher können die relativ hohen experimentellen Förderwerte¹⁷⁶ von PTFE-MD mit RS nicht ohne Kanäle im geschlossenen Ring erklärt werden.
- Der hydrodynamische Dichtspalt und die Kanäle im geschlossenen Ring beeinflussen sich stark gegenseitig, insbesondere hinsichtlich des Druckaufbaus im Kanal. Obwohl der Dichtspalt im Vergleich zum Kanal in der Regel nur einen geringen Beitrag zum Förderwert leistet, muss der Dichtspalt berücksichtigt werden, wenn ein realistischer Förderwert berechnet werden soll.
- Da der größere Anteil des Förderwerts in der Regel auf Kanäle im geschlossenen Ring entfällt, sind bei der Optimierung von RS die Zusammenhänge in Kap. 8.2 besonders zu berücksichtigen. Die zugehörigen Gestaltungsempfehlungen für RS sind in Kap. 8.3 kurz zusammengefasst.
- Der wichtigste Einflussfaktor auf den Förderwert ist die Kanalhöhe. Um einen hohen Förderwert zu erreichen, sollte die Kanalhöhe daher möglichst groß sein.
- Für eine präzise Berechnung des Förderwerts ist insbesondere die Kenntnis der Kanalhöhe erforderlich. Aber auch die mittlere Dichtspalthöhe¹⁷⁷ sollte bekannt sein. Die Kanalabmessungen und die mittlere Dichtspalthöhe können in einer EHD-Simulation¹⁷⁸ ermittelt werden. Mit diesen Eingangsgrößen kann der Förderwert einer RS, nach der in Kap. 9.1 vorgestellten Modellierungsmethode, näherungsweise berechnet werden.

Da mit der Kanalhöhe der wichtigste Einflussfaktor auf den Förderwert identifiziert ist, werden in den nachfolgenden Kapiteln Maßnahmen zur Steigerung der Kanalhöhe untersucht. Kanäle bilden sich durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus. Dabei hängt die Kanalhöhe vom Druckaufbau am Übergang der RS in den geschlossenen Ring ab. Je größer dieser Druckaufbau, desto höher ist das Förderpotenzial einer RS. Daher ist der Untersuchungsgegenstand der nachfolgenden Kapitel das Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring.

¹⁷⁶ vgl. z. B. [47]

¹⁷⁷ Eine geometrisch gemittelte Spalthöhe (z. B. h_{mittel} in Bild 7.2) stellt nicht den real verfügbaren „Strömungsquerschnitt“ für die Fluidförderung durch die RS dar. Denn durch die Druckpolster an den Rauheiten entstehen zusätzliche Drosselstellen für die Fluidförderung. (siehe auch Kap. 7)

¹⁷⁸ siehe Kap. 3.2.3

10 Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring

In diesem Kapitel wird das Druckaufbauvermögen von RS untersucht. Hierbei liegt die in Bild 10.1 veranschaulichte Modellvorstellung zur Funktionsweise einer RS zugrunde.

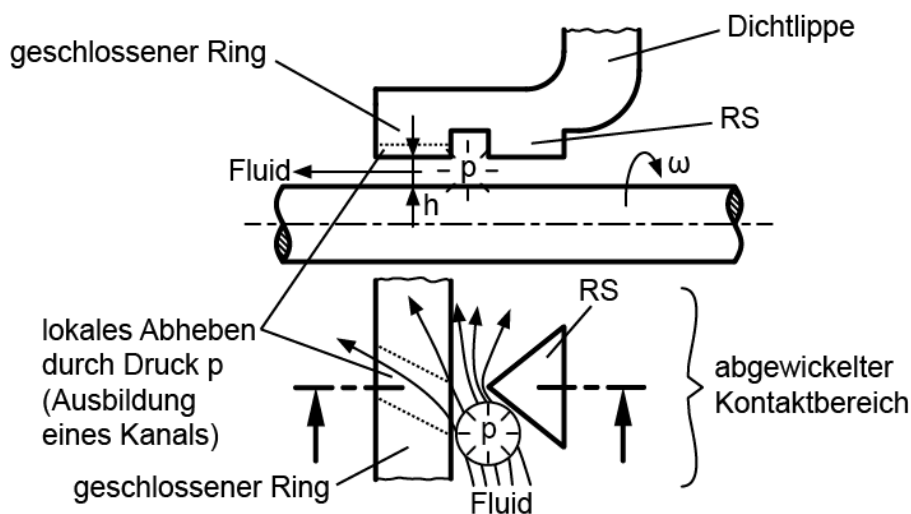


Bild 10.1: Modellvorstellung zur Funktionsweise einer RS

Die RS befindet sich nahe am geschlossenen Ring und baut durch die Schleppwirkung der Welle Druck am selbigen auf. Abhängig von der Höhe des aufgebauten Drucks hebt der geschlossene Ring lokal von der Welle ab¹⁷⁹. Dieses lokale Anheben des geschlossenen Rings findet zusätzlich zur Ausbildung des hydrodynamischen Dichtspalts im Kontaktbereich mit der Welle statt. Dabei bildet sich an jeder RS ein Kanal durch den geschlossenen Ring aus. Durch solche Kanäle kann Fluid von der Luft- zur Ölseite besonders effizient gefördert werden¹⁸⁰. Der Druckaufbau muss dabei nicht höher sein als die maximale Pressung im Kontaktbereich, damit ein zum hydrodynamischen Dichtspalt zusätzliches Anheben des geschlossenen Rings stattfinden kann¹⁸¹. Durch das zusätzliche Anheben des geschlossenen Rings sinkt zwar der Schleppdruckaufbau an den Rauheiten im Dichtspalt, dafür entsteht bei der Ausbildung eines Kanals ein konvergenter Verlauf der Dichtspalthöhe in Umfangsrichtung der Welle. Durch diesen konvergenten Verlauf der Dichtspalthöhe wird zu-

¹⁷⁹ Auch ein globales Abheben des geschlossenen Rings (zusätzlich zum hydrodynamischen Dichtspalt) ist z. B. bei sehr nahe zusammenliegenden RS denkbar.

¹⁸⁰ siehe Kap. 9

¹⁸¹ siehe auch Anfang von Kap. 7

sätzlich Schleppdruck¹⁸² aufgebaut und damit die Kanalhöhe vergrößert. Die Ausbildung von Kanälen im geschlossenen Ring stellt damit einen komplexen hydrodynamischen Gleichgewichtsvorgang dar und kann nicht durch eine simple Addition des Druckaufbaus an der RS und des hydrodynamischen Druckaufbaus im Dichtspalt beschrieben werden.

Da gemäß Kap. 9 die Höhe von Kanälen im geschlossenen Ring entscheidend für den Förderwert ist, sollte zur Steigerung der Förderwirkung und damit der Dichtgüte einer PTFE-MD ein möglichst hoher Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring angestrebt werden. Die hierzu erforderlichen Maßnahmen werden in den folgenden Kapiteln erläutert.

Nachfolgend werden die Einflüsse des Abstandes von RS zum geschlossenen Ring, der Schleppgeschwindigkeit der Welle und der Geometrie von RS auf ihr Druckaufbauvermögen diskutiert. Zur Untersuchung des Druckaufbauvermögens von RS wird das in Bild 10.2 dargestellte Modell verwendet.

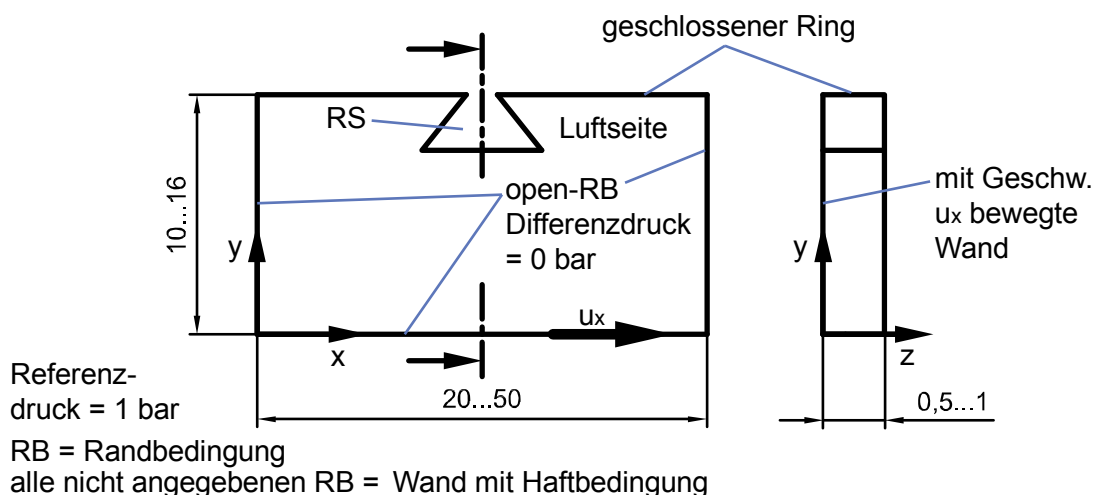


Bild 10.2: Modellaufbau mit den verwendeten Randbedingungen

Dabei handelt es sich um den abgewickelten Kontaktbereich einer PTFE-MD mit der Welle. Das Modell besteht aus zwei parallelen Platten, einer RS und dem geschlossenen Ring. Die untere Platte entspricht der Wellenoberfläche und wird mit der Umfangsgeschwindigkeit u der Welle in x -Richtung bewegt. Wegen der Haftbedingung an der unteren Platte wird Fluid gegen die RS geschleppt. Dadurch baut sich an der RS und evtl. am geschlossenen Ring Schleppdruck auf. Wenn nicht anders angegeben, beträgt die Modellhöhe (z -Richtung) 1 mm. Länge und Breite (x - und y -Richtung) des Strömungsgebietes werden den jeweiligen RS-Geometrien angepasst und sind daher nicht konstant.

Die Abmessungen der untersuchten RS-Geometrien sind in Bild 10.3 aufgeführt. Wenn nicht anders angegeben, gelten für alle Modelle die kleineren Werte.

¹⁸² vgl. z. B. den Druckaufbau im Kanal durch den geschlossenen Ring in Bild 9.6

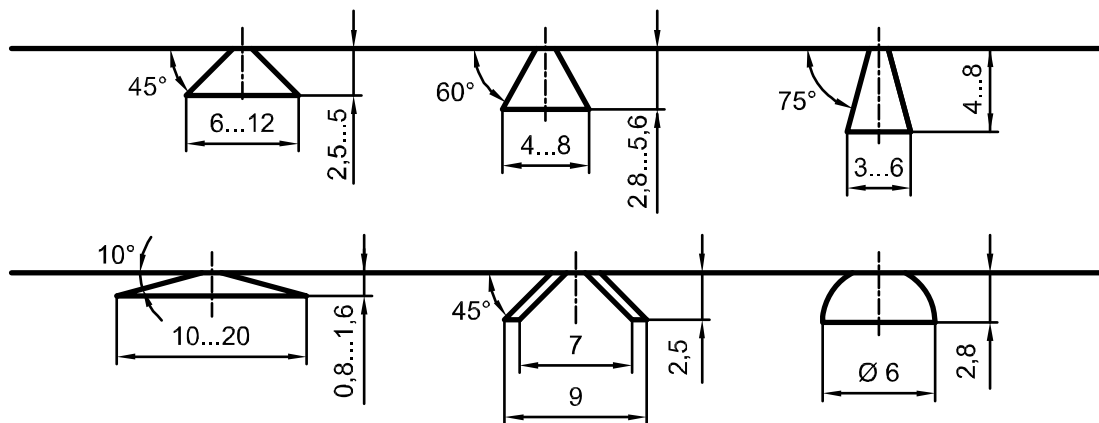


Bild 10.3: Abmessungen der untersuchten RS-Geometrien

Alle nachfolgend vorgestellte Simulationsergebnisse sind laminar und stationär berechnet. Stichprobenartige instationäre und turbulente¹⁸³ Berechnungen zeigen nahezu keine Unterschiede im Strömungsbild bzw. Druckverlauf zu laminaren und stationären Berechnungen. Zudem weisen alle nachfolgend vorgestellte Simulationen ein hervorragendes Konvergenzverhalten auf. Dies bestätigt die Zulässigkeit der Annahme einer laminaren und stationären Strömung für die durchgeführten Simulationen.

Durch die hier verwendete Modellierung (Bild 10.2) wird das hydrodynamische Abheben des geschlossenen Rings und der RS von der Welle nicht berücksichtigt. Daher ist kein Spalt zur Welle vorhanden¹⁸⁴. Durch die Haftbedingung an der Welle wird Fluid gegen die RS geschleppt. Da die Haftbedingung eine Zwangsbedingung darstellt, muss das Fluid, welches sich direkt an der Wellenoberfläche befindet, an der RS theoretisch unendlich stark umgelenkt werden. Der hierzu erforderliche Druckgradient ist damit theoretisch unendlich groß. Aus diesem Grund steigt der berechnete Druckbetrag bei Verfeinerung des Netzes im betreffenden Gebiet an¹⁸⁵. Der Druck geht damit gegen unendlich, allerdings geht dabei das Volumen des betrachteten Gebietes gegen null. Die berechneten Maximalwerte für den Druck werden somit durch die Netzauflösung in den betreffenden Gebieten festgelegt. Selbstverständlich kann der Druck in der Realität nicht gegen unendlich gehen. Stattdessen bildet sich ein hydrodynamischer Dichtspalt aus. Zudem gilt die in der numerischen Strömungssimulation häufig eingesetzte Haftbedingung in der Realität nicht uneingeschränkt.

Bei den hier durchgeführten Simulationen geht es um einen Vergleich der Druckaufbaufähigkeit von unterschiedlichen RS-Geometrien. Dies erfolgt am einfachsten über den berechneten Maximaldruck. Dieser Maximaldruck darf aufgrund der oben erläuterten Zusammenhänge nicht als Absolutwert angesehen werden. Um eine Ver-

¹⁸³ SST-Turbulenzmodell

¹⁸⁴ Zum Einfluss des hydrodynamischen Dichtspalts siehe Kap. 8 und Kap. 9.

¹⁸⁵ Der Druck geht an der angeströmten Seite der RS gegen plus unendlich und an der strömungsabgewandten Seite gegen minus unendlich.

gleichbarkeit der verwendeten Modelle untereinander zu gewährleisten, reicht es aus die Vernetzung in den relevanten Gebieten bei allen Modellen nahezu gleich zu gestalten. Die nachfolgend angegebenen maximalen Drücke sind daher untereinander vergleichbar, dürfen aber nicht als Absolutwerte angesehen werden. Diese Einschränkung gilt nur in einem sehr kleinen Gebiet des Modells. Das Strömungsbild und die Druckverteilung im restlichen Modell sind davon nicht betroffen.

10.1 Einfluss der Lage einer RS

Zunächst wird der Einfluss des Abstandes einer RS zum geschlossenen Ring auf den Druckaufbau erläutert, Bild 10.4. Bei Vergrößerung des Abstandes zum geschlossenen Ring sinkt die Druckaufbaufähigkeit einer RS. Außerdem verlagert sich dabei das Druckmaximum vom Übergang der RS in den geschlossenen Ring zur linken Ecke der RS. Somit ist zwar der Druckaufbau bei allen drei Varianten in Bild 10.4 vergleichbar, jedoch wird bei einem Abstand zwischen RS und geschlossenem Ring der Druck an der „falschen“ Stelle aufgebaut. Insbesondere bei größerem Abstand der RS wird am geschlossenen Ring kaum noch Druck aufgebaut. Nach dem in Bild 10.1 vorgestellten Funktionsmodell sollte der Druckaufbau aber möglichst nahe am geschlossenen Ring erfolgen, damit dieser angehoben und damit die Förderwirkung der RS verbessert werden kann. Aus diesem Grund gehen bei allen im Folgenden vorgestellten Simulationen die RS direkt in den geschlossenen Ring über¹⁸⁶.

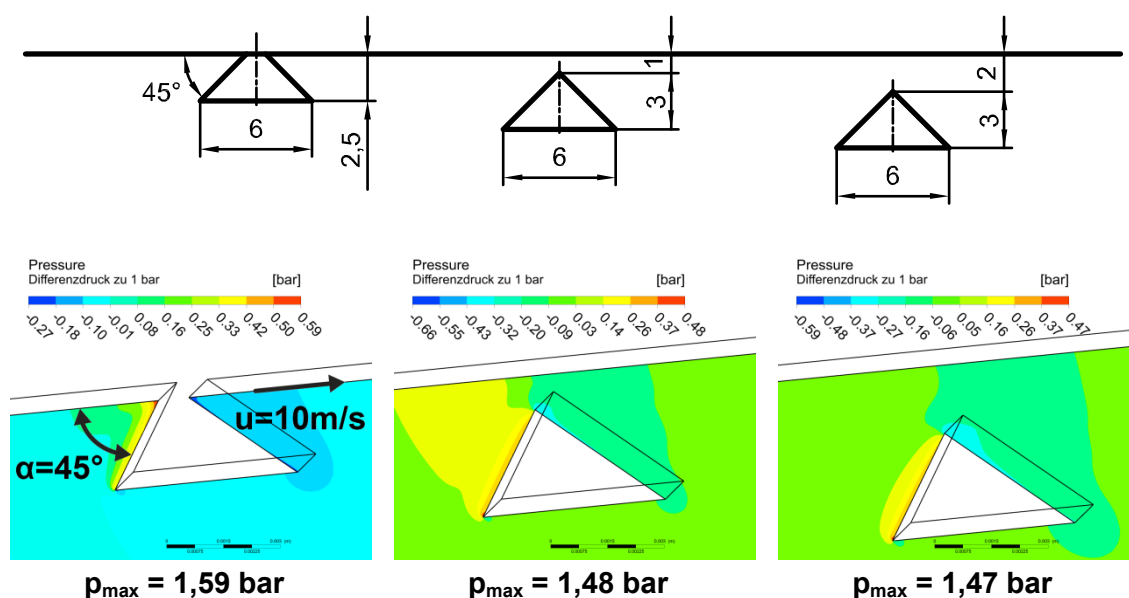


Bild 10.4: Druckaufbau – Abhängigkeit vom Abstand zum geschlossenen Ring, gleicher Maßstab

¹⁸⁶ Auch für eine möglichst hohe Förderwirkung ist nach Kap. 8 der direkte Übergang einer RS in den geschlossenen Ring zu empfehlen.

10.2 Einfluss der Schleppgeschwindigkeit

In Bild 10.5 ist die Druckverteilung bei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten der Welle dargestellt. Je höher die Umfangsgeschwindigkeit ist, desto höher ist die Druckaufbauwirkung einer RS, Bild 10.6.

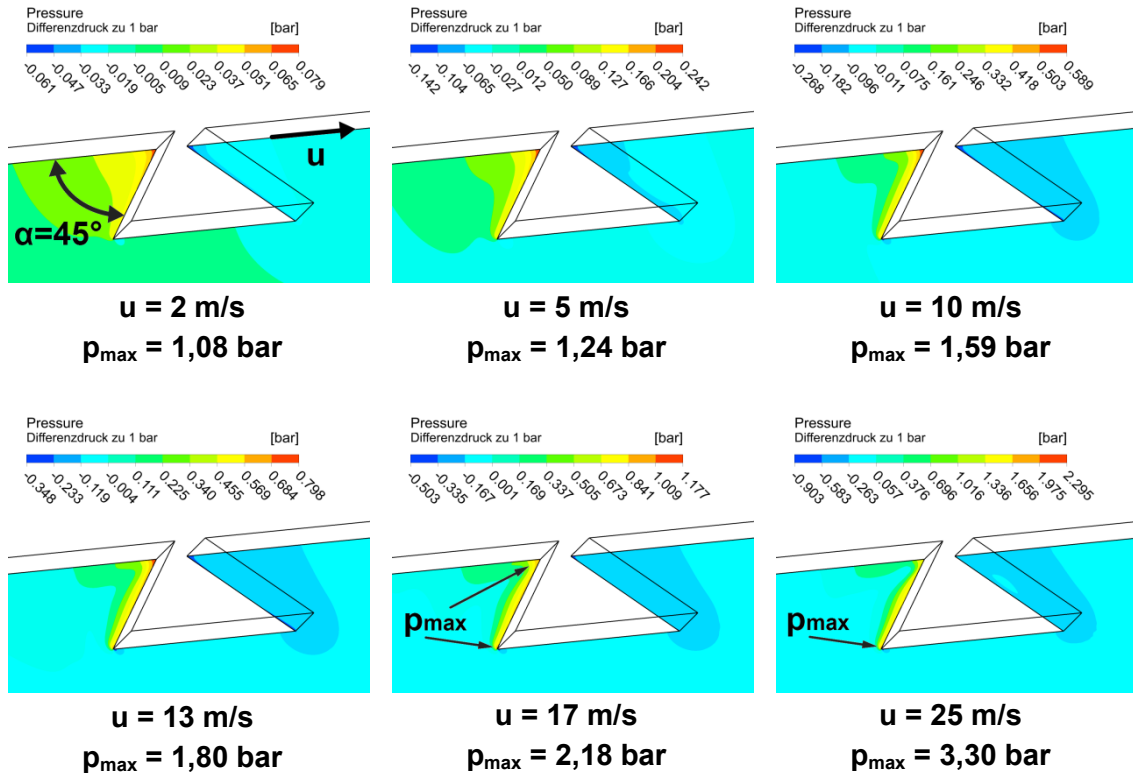


Bild 10.5: Druckaufbau – Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Welle

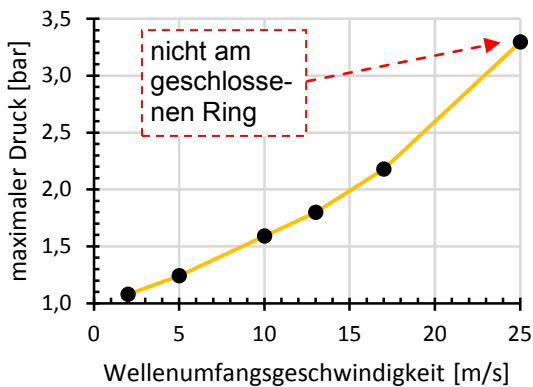


Bild 10.6: Druckaufbau – Verlauf des maximalen Drucks

Wellenumfangsgeschwindigkeit u [m/s]	Wellendrehzahl n_{welle} [U/min]
2	477
5	1.194
10	2.387
13	3.104
17	4.058
25	5.968

Tabelle 10.1: zugehörige Drehzahl bei einem Wellendurchmesser von 80 mm

Allerdings entfernt sich der Bereich des höchsten Druckaufbaus bei steigender Geschwindigkeit vom geschlossenen Ring. Dieser Effekt ist nur bei relativ hohen Umfangsgeschwindigkeiten bzw. Wellendrehzahlen zu beobachten. Die zugehörigen Wellendrehzahlen sind in Tabelle 10.1 aufgeführt. Dabei werden die Drehzahlen nach Gl. (7.1) für einen Wellendurchmesser von 80 mm berechnet. Bei kleineren Wellendurchmessern sind die zugehörigen Drehzahlen entsprechend höher. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird eine Umfangsgeschwindigkeit von 10 m/s gewählt. Dadurch wird bei allen untersuchten RS-Geometrien ein relativ hoher Druck aufgebaut und der Bereich mit dem höchsten Druckaufbau liegt stets am geschlossenen Ring. Dies vereinfacht den Vergleich von unterschiedlichen RS-Geometrien.

10.3 Einfluss der Geometrie einer RS

In Bild 10.7 ist das Druckaufbauvermögen von unterschiedlichen dreieckförmigen RS veranschaulicht. Dabei stellt die erste Spalte die Ausgangsgeometrien mit unterschiedlichen Winkeln α zwischen RS und geschlossenem Ring dar. In der zweiten Spalte sind die Abmessungen der Ausgangsgeometrien aus der ersten Spalte verdoppelt. Die Modellhöhe von 1 mm (Bild 10.2) bleibt dabei allerdings unverändert. Die dritte Spalte stellt die Ausgangsgeometrien aus der ersten Spalte mit halbiertes Modellhöhe dar.

Der maximale Druck ist bei allen Ausgangsgeometrien nahezu gleich. Die geringen Druckvariationen sind auf die unterschiedliche Größe der RS zurückzuführen. Bei den größeren Winkeln für α verteilt sich der Bereich des maximalen Druckaufbaus auf die ganze angeströmte Seite der RS. Bei den kleineren Winkeln konzentriert sich der Druckaufbau am Übergang der RS in den geschlossenen Ring. Damit der geschlossene Ring möglichst stark angehoben werden kann, sollte der maximale Druckaufbau so nahe wie möglich am geschlossenen Ring erfolgen. Daher sind RS mit Winkeln oberhalb von 60° nicht zu empfehlen. Insbesondere kann bei zu großen Winkeln für α der Bereich des höchsten Druckaufbaus, mit steigender Umfangsgeschwindigkeit der Welle, vom geschlossenen Ring wegwandern (vgl. Bild 10.5).

Die Verdopplung der Strukturgröße resultiert in einem moderaten Anstieg des maximalen Drucks bei allen untersuchten Varianten. Dabei sind die Unterschiede beim Maximaldruck zwischen den einzelnen Varianten vergleichbar mit den Unterschieden bei den Ausgangsgeometrien. Im Vergleich zu der jeweiligen Ausgangsgeometrie verlagert sich der Bereich des maximalen Druckaufbaus leicht in Richtung des geschlossenen Rings. Zudem steigt das gesamte Druckniveau am Übergang von der RS in den geschlossenen Ring an. Damit kann durch eine Vergrößerung der RS ihre Druckaufbaufähigkeit verbessert werden. In der Praxis ist eine deutliche Vergrößerung der RS allerdings meist nicht sinnvoll, da nur eine vollständig auf der Welle anliegende RS die beschriebenen Verbesserungen bewirken kann. Um die vollständige Anlage einer großen RS auf der Welle zu gewährleisten, müssen relativ aufwändige Maßnahmen an der Dichtlippe einer PTFE-MD ergriffen werden. Hierzu kann die Dichtlippe z. B. durch Aufsätze nach Bauer [3] erweitert werden. Neben dem zusätz-

lichen Aufwand bei der strukturmechanischen Auslegung und der Herstellung einer solchen Dichtlippe, kann durch Vergrößerung der Kontaktfläche mit der Welle auch das Reibmoment des Dichtsystems steigen. Ein weiterer Nachteil von großen RS ist die Verringerung der maximal möglichen Anzahl von RS auf der PTFE-MD.

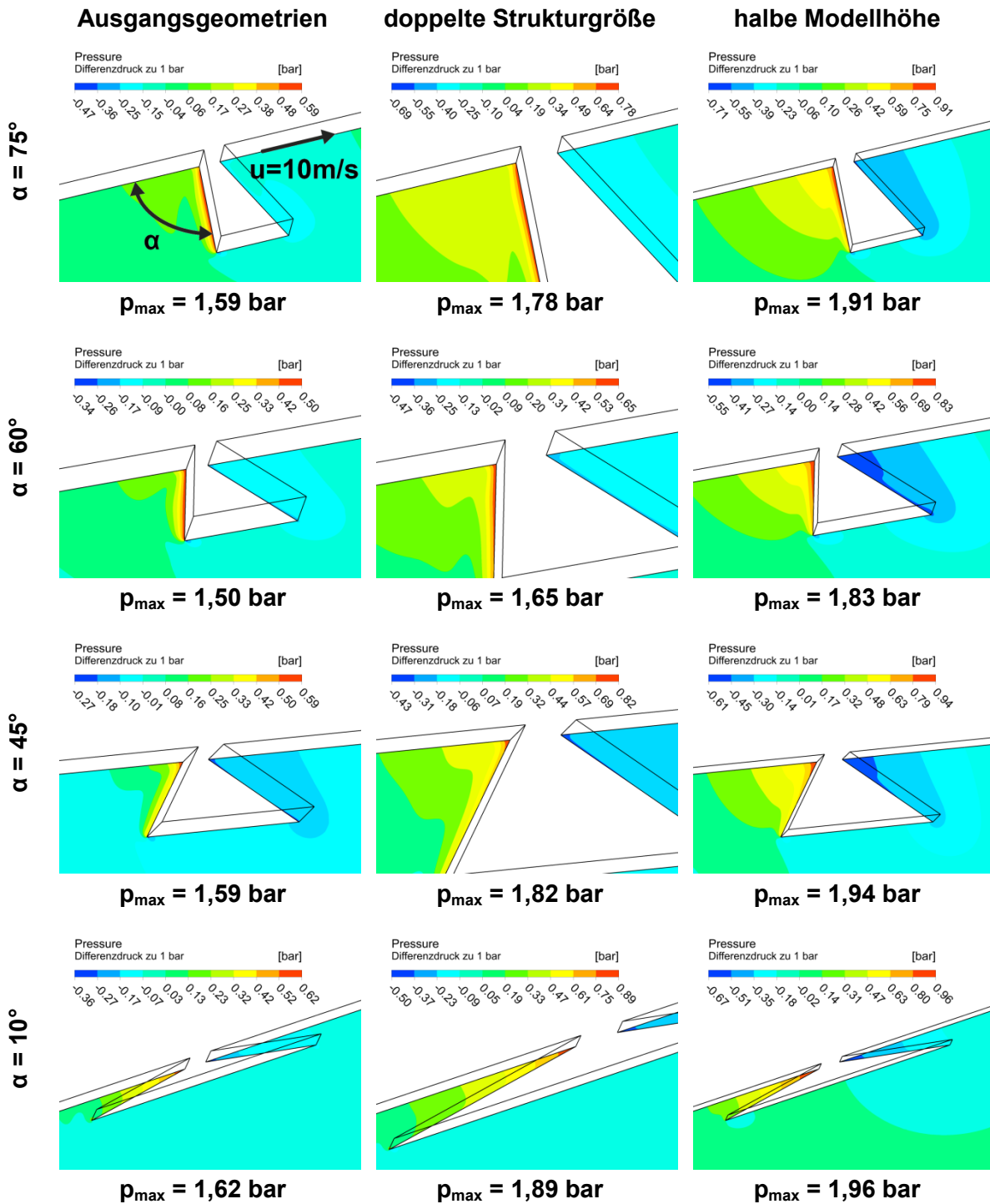


Bild 10.7: Druckaufbauvermögen von dreieckförmigen RS, spaltenweise gleicher Maßstab

Durch Halbieren der Modellhöhe steigt der maximale Druck gegenüber der jeweiligen Ausgangsgeometrie deutlich an. Dabei ist kein wesentlicher Unterschied beim Maximaldruck zwischen den einzelnen Varianten festzustellen. Der Bereich des maximalen Druckaufbaus verlagert sich näher an den geschlossenen Ring. Außerdem steigt das gesamte Druckniveau im Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring deutlich an. Folglich kann die Druckaufbaufähigkeit einer RS durch Verringern der Modellhöhe erheblich verbessert werden. Eine Verringerung der Modellhöhe entspricht einer Reduktion der Höhe der RS. Dies kann ein wesentlicher Nachteil bei Anwendungen mit hohem Verschleiß sein. Denn je geringer die Strukturhöhe ist, desto schneller wird die Struktur durch Verschleiß komplett abgetragen und damit die Rückförderwirkung zerstört. Durch verschleißbedingte Verringerung der Strukturhöhe kann die Druckaufbaufähigkeit bzw. Förderwirkung einer RS verbessert werden. Somit kann der Förderwert während dem Verschleiß von RS zunehmen.

Aus Bild 10.7 ist ersichtlich, dass die Ausgangsgeometrie keinen entscheidenden Einfluss auf das Druckaufbauvermögen einer dreieckförmigen RS hat. Deutlich wichtiger sind die Einflüsse der Strukturgröße und der Modell- bzw. Strukturhöhe. Am effektivsten kann die Druckaufbauwirkung durch Verringern der Strukturhöhe verbessert werden.

Ein Vergleich der ersten Spalte in Bild 10.7 mit Bild 10.8 macht deutlich, dass auch durch Variation der Grundgeometrie¹⁸⁷ keine wesentlichen Veränderungen in der Druckaufbaufähigkeit einer RS erreicht werden können. Damit ist die Grundgeometrie für das Druckaufbauvermögen einer RS am geschlossenen Ring kaum von Bedeutung. Auf den Förderwert kann die Grundgeometrie nach Kap. 8 trotzdem einen signifikanten Einfluss haben, da durch die Grundgeometrie die Umlenkwirkung einer RS auf die Strömung beeinflusst wird.

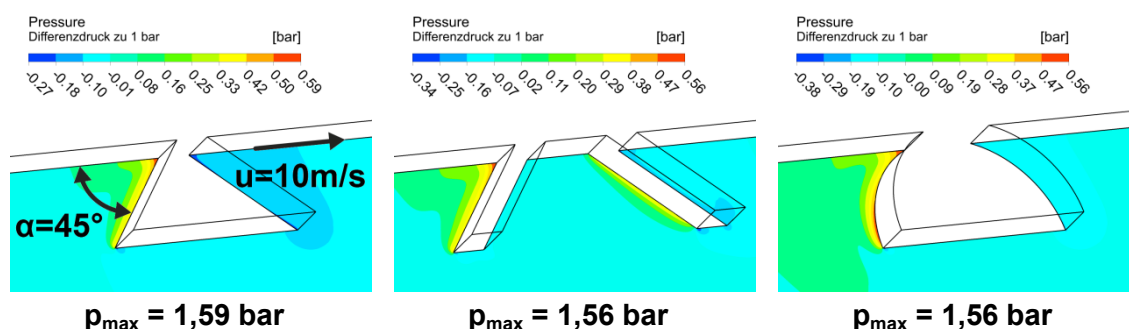


Bild 10.8: Druckaufbau – Vergleich unterschiedlicher Grundgeometrien, gleicher Maßstab

¹⁸⁷ Stege und Halbkreis statt Dreieck

10.4 Fazit – Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring

Im Prinzip können die meisten in diesem Kapitel vorgestellten Erkenntnisse auch anhand der Simulationen aus Kap. 8 abgeleitet werden¹⁸⁸. Allerdings ist durch die Berücksichtigung des hydrodynamischen Dichtspalts bzw. des Kanals in Kap. 8 die Druckaufbauwirkung von RS am geschlossenen Ring relativ schwer zu veranschaulichen. Insbesondere bei den Modellen mit Dichtspalt tritt das Druckmaximum in der Regel im Spalt zwischen RS und Welle auf. Der relevante Bereich für die Ausbildung von Kanälen befindet sich aber zwischen RS und geschlossenem Ring. Daher ist für die Auswertung und den Vergleich des Druckaufbaus in diesem Bereich die Modellierung nach Bild 10.2 besser geeignet als die Modellierung in Kap. 8.

Gemäß den obigen Erkenntnissen können folgende Empfehlungen für die Gestaltung von RS, hinsichtlich einer möglichst hohen Druckaufbauwirkung, ausgesprochen werden:

- Die RS sollte direkt in den geschlossenen Ring übergehen.
- Die RS sollte möglichst groß und die Strukturhöhe möglichst gering¹⁸⁹ sein.
- Die Grundgeometrie einer RS ist für die Druckaufbauwirkung am geschlossenen Ring kaum von Bedeutung. Daher ist der Einsatz von einfachen geometrischen Formen wie Dreiecken oder Stegen empfehlenswert. Dabei sollte der Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring 30° bis 60° betragen. Dies stellt einen guten Kompromiss zwischen hoher Druckaufbauwirkung am geschlossenen Ring¹⁹⁰, auch bei hohen Wellenumfangsgeschwindigkeiten, und guter Auffang- bzw. Umlenkwirkung auf die Leckage¹⁹¹ dar. In Kap. 8.3 wird ein ähnlicher Winkelbereich für einen möglichst hohen Förderwert von RS empfohlen. Der Winkel von 45° ist in allen in dieser Arbeit empfohlenen Winkelbereichen zwischen RS und geschlossenem Ring enthalten und stellt somit einen guten Ausgangspunkt für die Gestaltung von RS dar.

¹⁸⁸ Ausgenommen ist hierbei der Einfluss der Modellhöhe gemäß Bild 10.7.

¹⁸⁹ Bei Anwendungen mit hohem Verschleiß ist eine geringe Strukturhöhe nicht zu empfehlen.

¹⁹⁰ kleinerer Wert für α von Vorteil

¹⁹¹ größerer Wert für α von Vorteil

11 Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen

Der Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring kann vereinfacht als Kanal betrachtet werden, Bild 11.1. Um nachvollziehen zu können welche Parameter beim Druckaufbau am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring wesentlich sind, wird nachfolgend der Druckaufbau anhand von vereinfachten Kanalgeometrien untersucht.

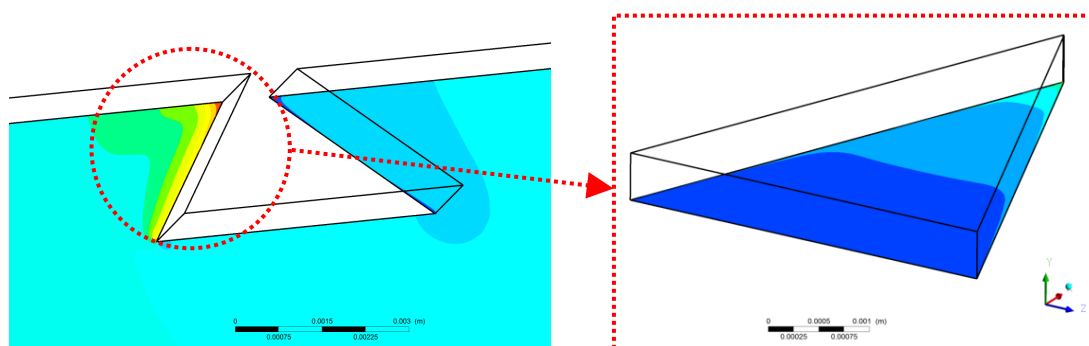


Bild 11.1: Vereinfachte Betrachtung des Bereiches zwischen RS und geschlossenem Ring als Kanal

11.1 Schleppdruck in Kanälen mit konstantem Querschnitt

Zunächst wird der Schleppdruckaufbau in Kanälen mit konstantem Querschnitt¹⁹² untersucht. Die Abmessungen und Randbedingungen der dabei verwendeten Modelle sind in Bild 11.2 aufgeführt. Mithilfe von unterschiedlichen Kanalgeometrien sollen mögliche Varianten des Bereiches zwischen einer RS und dem geschlossenen Ring vereinfacht nachgebildet werden. Dabei sind die Abmessungen so gewählt, dass die Kanäle eine mit den Modellen aus dem vorigen Kapitel vergleichbare Größe haben¹⁹³. Die verwendeten Modelle stellen unterschiedliche abgeschlossene Kanalgeometrien dar, deren untere Flächen mit der Wellenumfangsgeschwindigkeit u bewegt werden. Hierdurch entsteht eine Schleppströmung, die an der hinteren Wand des Kanals umgelenkt wird und zum Kanaleintritt zurückströmt. Die Schleppströmung

¹⁹² In Kap. 11.2 wird der Druckaufbau in Kanälen mit variablem Querschnitt (bzw. konvergenten Kanälen, wie z. B. in Bild 11.1) analysiert.

¹⁹³ siehe hierzu Bild 10.2 und Bild 10.3

in einem abgeschlossenen Kanal erzeugt eine ihr entgegengerichtete Druckströmung, da der Massenstrom in jedem Kanalquerschnitt aus Kontinuitätsgründen in Summe null sein muss.

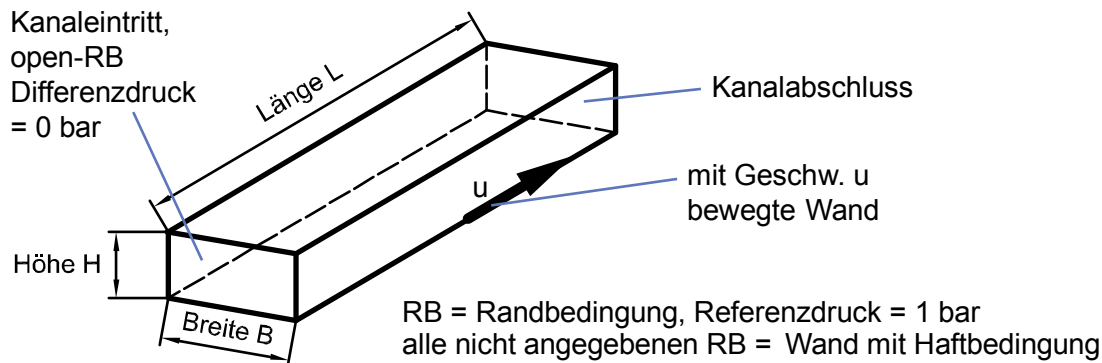


Bild 11.2: Abmessungen und Randbedingungen der verwendeten Modelle

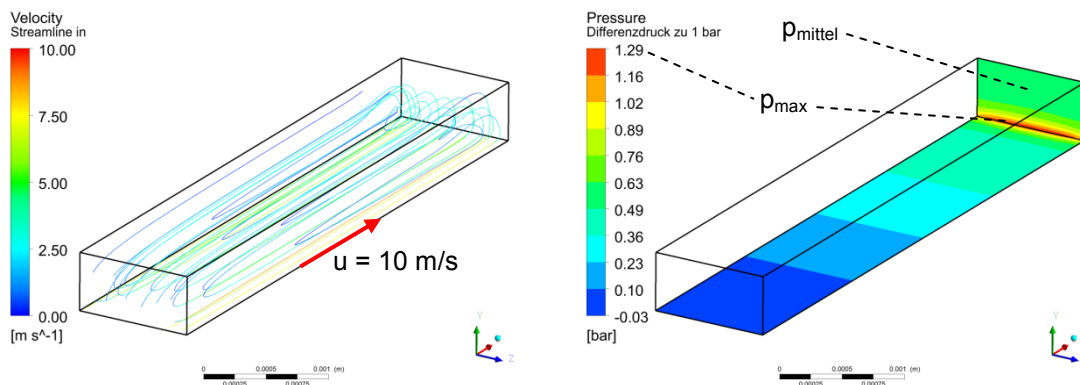
Wenn nicht anders angegeben, sind alle hier dargelegten Ergebnisse laminar und stationär berechnet. Alle nachfolgend vorgestellten Simulationen zeigen ein gutes Konvergenzverhalten, was für die Stabilität der berechneten Lösungen spricht.

11.1.1 Einfluss der Vernetzung

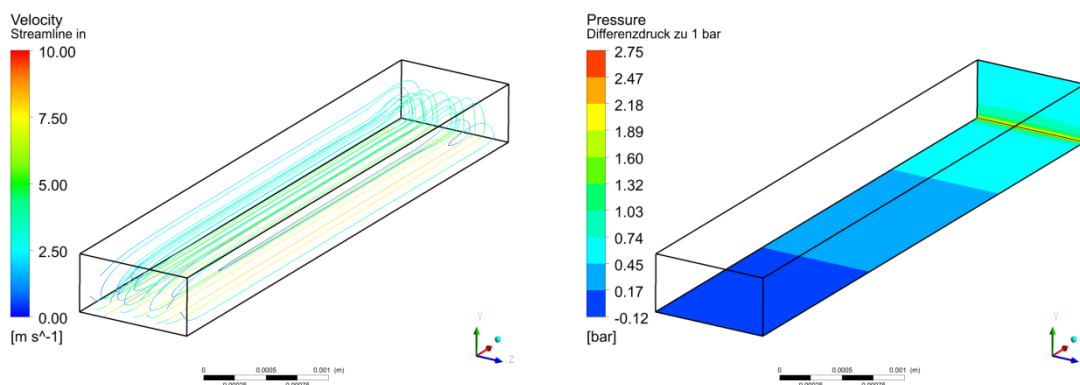
Wie bereits in Kap. 10 erläutert, ist das berechnete Druckmaximum bei einer Schleppströmung gegen eine Wand abhängig von der Größe der Netzelemente im betreffenden Gebiet. Dieser Zusammenhang wird in Bild 11.3 für einen abgeschlossenen Kanal verdeutlicht. Der berechnete Maximalwert für den Druck steigt mit Verfeinerung des Netzes von 2,3 bar auf 12,4 bar deutlich an. Allerdings wirkt der Spitzendruck von 12,4 bar nur auf einem Streifen mit einer sehr geringen Breite von unter 1 μm . Auf das Strömungsbild wirkt sich die Vernetzung erst bei sehr viel größeren Netzen, als für Bild 11.3 verwendet, bemerkbar aus.

Da bei den nachfolgenden Untersuchungen nicht für alle Modelle ein vergleichbares Netz¹⁹⁴ verwendet werden kann, ist eine netzunabhängige Vergleichsgröße für den Druckaufbau erforderlich. Eine mögliche netzunabhängige Vergleichsgröße für die Druckaufbaufähigkeit eines Kanals ist der gemittelte Druck p_{mittel} ¹⁹⁵ auf der hinteren Wandfläche, Bild 11.3. Bei ausreichend feiner Vernetzung ist dieser Druckmittelwert nicht mehr vom Netz abhängig. Eine ausreichend feine Vernetzung ist für alle nachfolgend angegebenen Druckmittelwerte durch Netzstudien sichergestellt worden. Wenn nicht anders angegeben, sind nur die Druckmittelwerte und nicht die Druckmaximalwerte bei den nachfolgenden Simulationen miteinander vergleichbar.

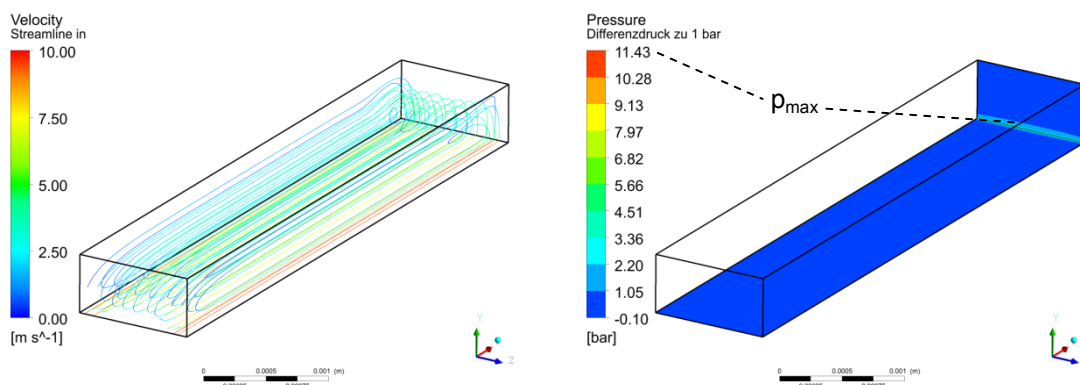
¹⁹⁴ z. B. in Form von nahezu gleich großen Netzelementen bzw. Volumina in den relevanten Bereichen
¹⁹⁵ Der gemittelte Druck p_{mittel} ist als Absolutdruck zu verstehen. Der gemittelte Druckanstieg im Kanal beträgt: $\Delta p = p_{\text{mittel}} - 1 \text{ bar}$



grobes Netz, 15.953 Elemente, $p_{\text{mittel}} = 1,67 \text{ bar}$, $p_{\text{max}} = 2,29 \text{ bar}$



feines Netz, 465.120 Elemente, $p_{\text{mittel}} = 1,81 \text{ bar}$, $p_{\text{max}} = 3,75 \text{ bar}$



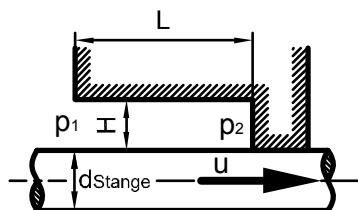
**sehr feines Netz, 2.895.102 Elemente, $p_{\text{mittel}} = 1,84 \text{ bar}$, $p_{\text{max}} = 12,43 \text{ bar}$
 (p_{max} tritt auf Streifen mit sehr geringer Breite auf $<1 \mu\text{m}$)**

Bild 11.3: Netzabhängigkeit des Druckaufbaus durch Schleppströmung, $L = 5 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

11.1.2 Analytischer Berechnungsansatz

Um die Einflussgrößen auf den Schleppdruckaufbau in einem abgeschlossenen Kanal besser einschätzen zu können, wird nachfolgend ein analytischer Berechnungsansatz vorgestellt.

Die Druckerhöhung durch Schleppwirkung in einem abgeschlossenen, konzentrischen und parallelen Ringspalt¹⁹⁶ kann nach [13] wie folgt berechnet werden:



$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H^2} \quad (11.1)$$

Bild 11.4: Bezeichnungen für Gl. (11.1)

Gl. (11.1) wurde für die Berechnung des mittleren Druckanstiegs am Ende eines abgeschlossenen konzentrischen Ringspalt (z. B. vor Hydraulikdichtungen) hergeleitet¹⁹⁷. Da der Durchmesser einer Hydraulikstange d_{Stange} viel größer als die Spalthöhe H ist, kann der Unterschied zwischen Innen- und Außendurchmesser des Ringspalt vernachlässigt werden. Durch Abwickeln des konzentrischen Ringspalt entsteht damit ein Kanal der Breite B :

$$B \approx \text{mittlerer Umfang des Ringspalt} \approx \pi \cdot d_{Stange} \quad (11.2)$$

Damit kann Gl. (11.1) auch für sehr breite Kanäle mit konstantem Querschnitt eingesetzt werden. Für schmale Kanäle liefert diese Gleichung ungenaue Ergebnisse, da die Kanalbreite und damit die Bremswirkung der Kanalseitenwände nicht berücksichtigt wird. Zudem gilt Gl. (11.1) nur für Kanäle, deren Höhe H sehr viel kleiner ist als ihre Länge L . Dies liegt daran, dass bei der Herleitung von Gl. (11.1) von einem konstanten Druckgradienten¹⁹⁸ bzw. Strömungsprofil über die gesamte Kanallänge ausgegangen wird. Dies gilt in guter Näherung nur für Kanäle mit einem großen Verhältnis von Länge zu Höhe, also für „lange“ Kanäle. Dieser Zusammenhang wird nachfolgend anhand von zwei Beispielen genauer erläutert. Hierzu werden ein „kurzer“ und ein „langer“ Kanal betrachtet.

Bei einem kurzen Kanal (hier $L = 2 \text{ mm}$) ist der Verlauf des gemittelten Drucks über der Kanallänge stark nichtlinear, Bild 11.5. Folglich ist auch der Druckgradient über der Kanallänge nicht konstant. Dagegen ist der Verlauf des gemittelten Drucks bei einem langen Kanal (hier $L = 10 \text{ mm}$) nahezu linear, Bild 11.5. Abweichungen vom linearen Verlauf sind lediglich im Bereich des Kanaleintritts und des Kanalabschlusses zu beobachten. Damit ist die Bedingung eines konstanten Druckgradienten über der Kanallänge umso eher erfüllt, je größer das Verhältnis aus Länge zu Höhe bei einem Kanal ist.

¹⁹⁶ Als konzentrischer und paralleler Ringspalt wird hier der Spalt zwischen zwei konzentrisch angeordneten Zylindermantelflächen bezeichnet.

¹⁹⁷ Hier wird auf die Herleitung von Gl. (11.1) verzichtet, da in [13] und auch online in [14] eine ausführliche Herleitung zu finden ist.

¹⁹⁸ Hierzu wird vereinfachend ein konstanter Druck in allen Kanalquerschnitten angenommen.

Die Druckverteilung in verschiedenen Querschnitten eines kurzen und eines langen Kanals ist in Bild 11.6 und Bild 11.7 dargestellt. Bei einem kurzen Kanal ist die Druckverteilung auf Querschnitten in der Nähe des Kanalabschlusses eindeutig nicht konstant. Auf Querschnitten in der Nähe des Kanaleintritts ist die Druckverteilung ebenfalls nicht konstant, die Abweichungen sind aber deutlich geringer als am Kanalabschluss. In ausreichender Entfernung vom Kanaleintritt und Kanalabschluss ist der Druck über den Kanalquerschnitt nahezu konstant. Bei langen Kanälen ist der Bereich mit nahezu konstanter Druckverteilung über den Kanalquerschnitt größer als bei kurzen Kanälen. Zudem ist der prozentuale Anteil dieses Bereiches an der gesamten Kanallänge bei langen Kanälen größer als bei kurzen. Damit sinkt der Einfluss von Kanaleintritt und Kanalabschluss auf die Druckverteilung bei Erhöhung der Kanallänge. Bei ausreichend großem Verhältnis von Länge zu Höhe eines Kanals ist also nicht nur der Gradient des gemittelten Drucks über der Kanallänge in guter Näherung konstant (Bild 11.5), sondern auch die Druckverteilung in Querschnitten entlang des Kanals. Diese Zusammenhänge werden als vereinfachende Annahmen bei der Herleitung von Gl. (11.1) ausgenutzt. Aus diesem Grund liefert Gl. (11.1) umso exaktere Ergebnisse, je größer das Verhältnis von Kanallänge zu Kanalhöhe ist.

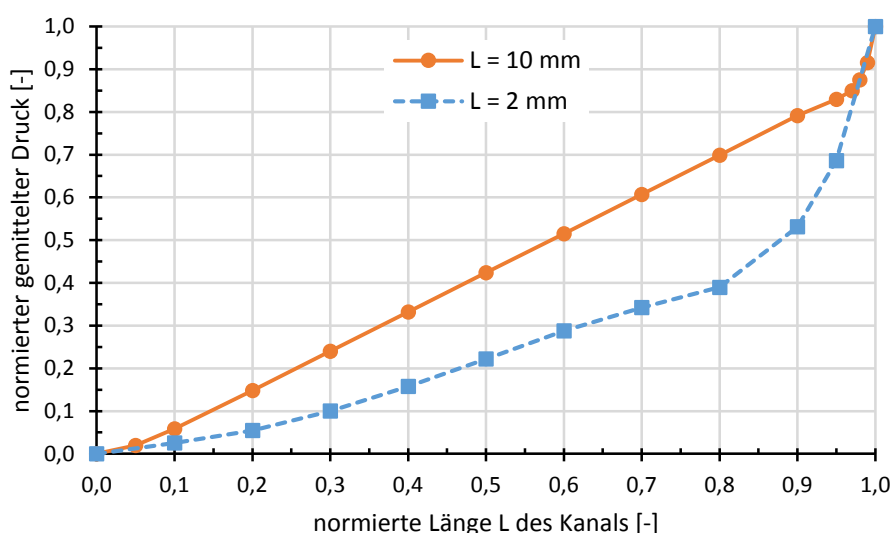
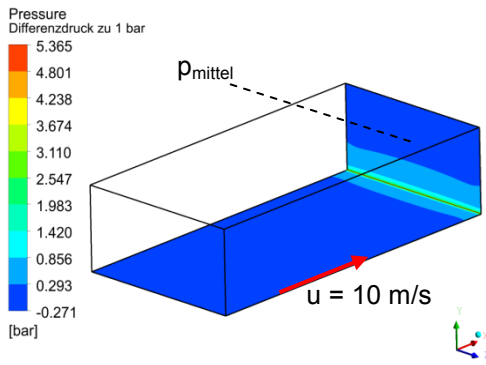
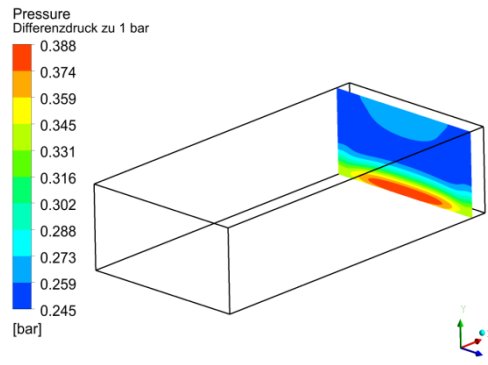


Bild 11.5: Verlauf des gemittelten Drucks über der Kanallänge, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

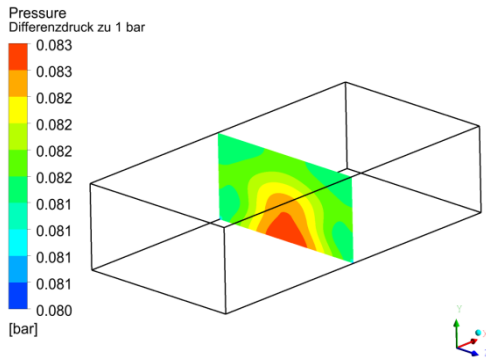
In Bild 11.8 und Bild 11.9 ist der Einfluss der Kanallänge und -breite auf die Strömungsprofile in unterschiedlichen Kanalquerschnitten veranschaulicht. Der Einfluss der Kanalbreite ist durch die Bremswirkung der Kanalseitenwände anhand der, zu den Seitenwänden hin, abfallenden Strömungsgeschwindigkeit zu erkennen. Mit steigender Kanalbreite nimmt der Einfluss der Seitenwände ab. Die Strömungsprofile in der Nähe des Kanaleintritts und -abschlusses unterscheiden sich von dem Strömungsprofil in der Kanalmitte. Bei einem langen Kanal ist das Strömungsprofil auf einem deutlich größeren Bereich konstant als bei einem kurzen Kanal. Dabei ist auch der prozentuale Anteil an der Kanallänge mit konstantem Strömungsprofil bei langen Kanälen größer als bei kurzen. Bei Vergrößerung der Kanallänge sinkt also der Einfluss von Kanaleintritt und Kanalabschluss auf das Strömungsprofil.



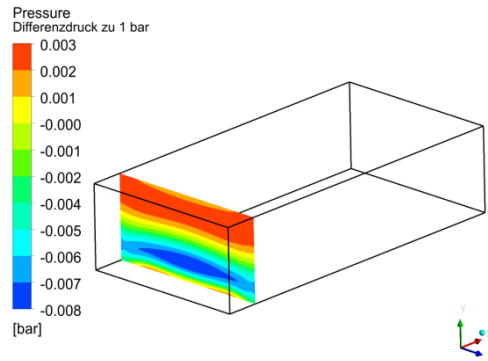
am Kanalabschluss: $p_{\text{mittel}} = 1,41 \text{ bar}$



Querschnitt bei 95% von L

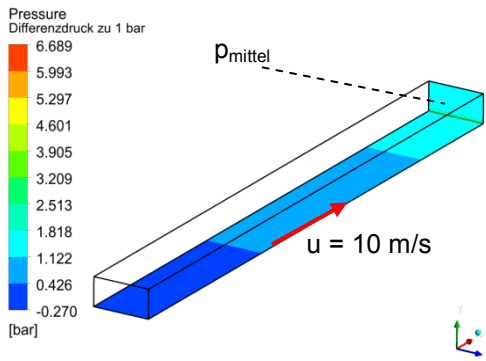


Querschnitt bei 50% von L

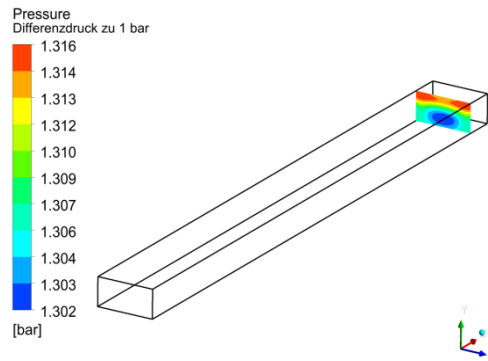


Querschnitt bei 10% von L

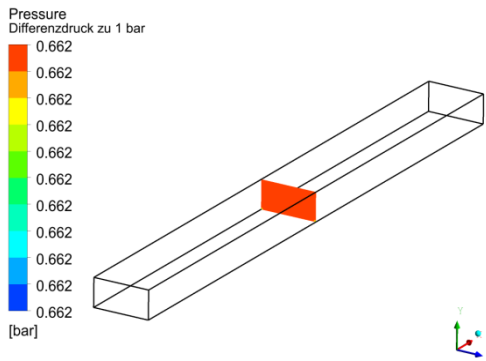
Bild 11.6: Druckverteilung – „kurzer“ Kanal, $L = 2 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$



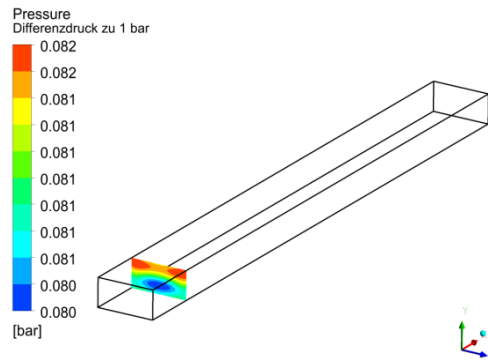
am Kanalabschluss: $p_{\text{mittel}} = 2,58 \text{ bar}$



Querschnitt bei 95% von L



Querschnitt bei 50% von L



Querschnitt bei 10% von L

Bild 11.7: Druckverteilung – „langer“ Kanal, $L = 10 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

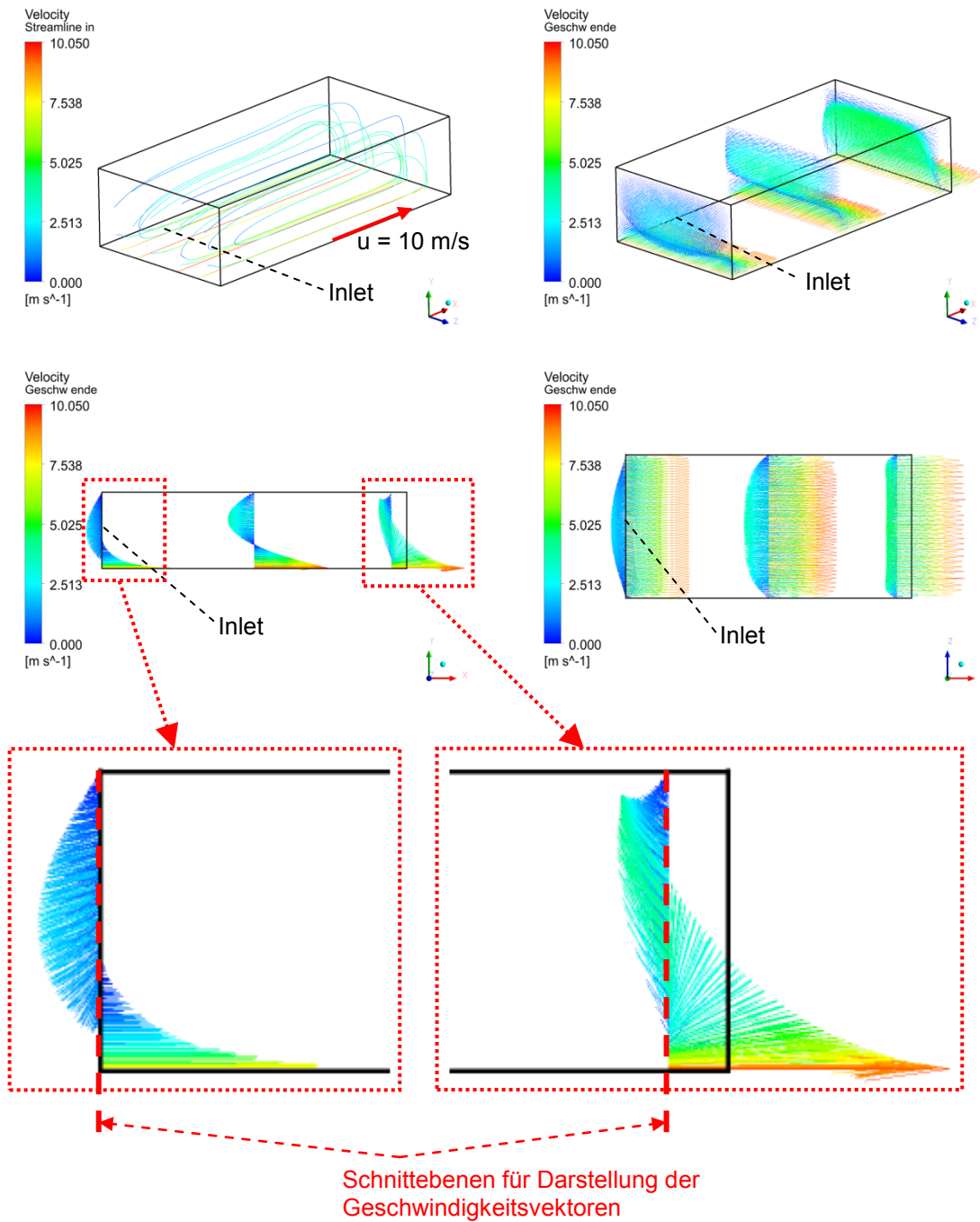


Bild 11.8: Strömung – „kurzer“ Kanal, $L = 2 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

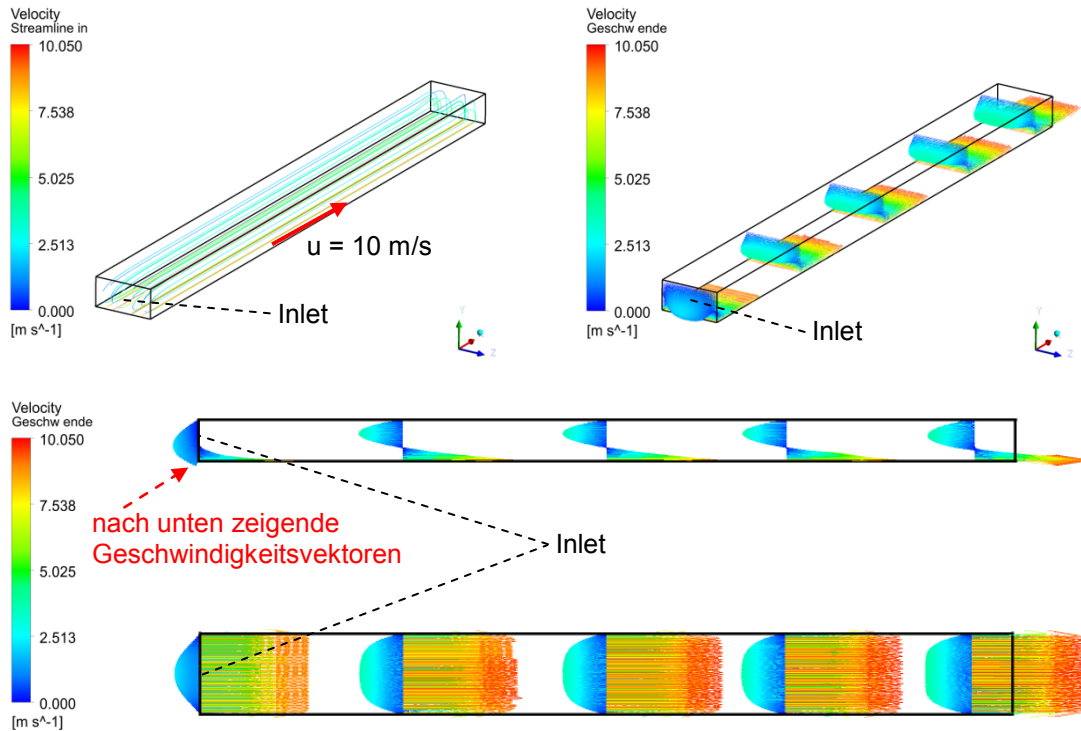


Bild 11.9: Strömung – „langer“ Kanal, $L = 10 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

Für die Kanäle aus Bild 11.6 und Bild 11.7 gilt nach Gl. (11.3) für den gemittelten Druckanstieg und den absoluten gemittelten Druck jeweils am Kanalabschluss:

$$\Delta p = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H^2} \quad \text{und} \quad p_{\text{absolut}} = \Delta p + 1 \text{ bar} \quad (11.3)$$

dynamische Viskosität: $\eta = 0,057 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ (Tabelle 5.1)

Schlepp- bzw. Umfangsgeschwindigkeit Welle: $u = 10 \text{ m/s}$

$$L = 2 \text{ mm}: \quad \Delta p = 0,27 \text{ bar} \quad \text{und} \quad p_{\text{absolut}} = 1,27 \text{ bar}$$

$$L = 10 \text{ mm}: \quad \Delta p = 1,37 \text{ bar} \quad \text{und} \quad p_{\text{absolut}} = 2,37 \text{ bar}$$

In Tabelle 11.1 sind die analytisch und numerisch berechneten Werte für den Druckaufbau gegenübergestellt. Der relative Unterschied zwischen dem analytisch und dem numerisch berechneten Druckanstieg ist beim längeren Kanal geringer, da Gl. (11.3) bei Verlängerung des Kanals genauere Ergebnisse liefert. Die Gründe hierfür wurden oben erläutert. Wobei hier nur ein Vergleich der Druckanstiege Δp Sinn macht, da der relative Unterschied beim Vergleich der Absolutdrücke p_{absolut} durch Wahl eines höheren Bezugsdrucks beliebig verkleinert werden kann.

Der Unterschied in Tabelle 11.1 zwischen der Berechnung nach Gl. (11.3) und der numerischen Berechnung des gemittelten Druckanstiegs ist auf die Einflüsse der Kanalseitenwände (der Kanalbreite), der Kanallänge und der Reynolds-Zahl zurückzuführen. Nachfolgend werden diese Einflüsse genauer erläutert. Ziel ist dabei die Vo-

raussetzungen für ein allgemeingültiges Verfahren zur Berechnung des Druckaufbaus in Kanälen mit konstantem Querschnitt zu schaffen. Mit einem solchen allgemeingültigen Berechnungsverfahren können die Einflussfaktoren auf den Druckaufbau einer RS genauer als bislang analysiert werden.

Tabelle 11.1: Gegenüberstellung – analytisch und numerisch berechneter Druckaufbau

L = 2 mm	analytisch, Gl. (11.3)		numerisch, Bild 11.6		analytisch/numerisch	
	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	zu Δp	zu p_{absolut}
	0,27	1,27	0,41	1,41	65,85%	90,07%

L = 10 mm	analytisch, Gl. (11.3)		numerisch, Bild 11.7		analytisch/numerisch	
	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	zu Δp	zu p_{absolut}
	1,37	2,37	1,58	2,58	86,71%	91,86%

11.1.3 Einfluss der Kanalbreite

Der Einfluss der Seitenwände auf den Druckanstieg in einem Kanal der Breite B ist in Bild 11.10 veranschaulicht. Dabei wird nur die Kanalbreite variiert, die restlichen Abmessungen bleiben konstant. Bei schmalen Kanälen spielt die Bremswirkung der Seitenwände auf die Druckrückströmung¹⁹⁹ eine wichtige Rolle für den Druckaufbau. Aus Kontinuitätsgründen muss trotz dieser Bremswirkung die Druckströmung das eingeschleppte Fluid komplett zurückfördern. Hierzu ist ein umso größerer Druckanstieg im Kanal erforderlich, je geringer die Kanalbreite und damit je stärker der bremsende Einfluss der Seitenwände ist.

In Bild 11.11 ist der Verlauf des gemittelten Drucks am Kanalabschluss in Abhängigkeit von der Kanalbreite dargestellt. Gemäß Bild 11.11 ist ein wesentlicher Anstieg des gemittelten Drucks erst unterhalb einer Kanalbreite von ca. 1 mm festzustellen. Bei größeren Kanalbreiten ist der Druckaufbau annähernd konstant, da der bremsende Einfluss der Seitenwände auf die Strömung bei großen Kanalbreiten nur noch gering ist. Bei einer Kanalbreite von 10 mm beträgt nach Bild 11.10 der mittlere Druck am Kanalabschluss 1,79 bar. Obwohl die Kanalbreite in diesem Fall nahezu keinen Einfluss auf den Druckaufbau mehr hat, ist der mittlere Druck immer noch höher als nach Gl. (11.3) berechnet²⁰⁰:

$$B = 10 \text{ mm}: \Delta p = 0,68 \text{ bar} \quad \text{und} \quad p_{\text{absolut}} = 1,68 \text{ bar}$$

¹⁹⁹ Die Seitenwände bremsen auch die Schleppströmung durch die Welle ab. Allerdings ist der Einfluss auf die Schleppströmung geringer, da die Druckrückströmung einen größeren Höhenbereich des Kanals einnimmt (vgl. z. B. Bild 11.8).

²⁰⁰ vgl. auch analytisch mit numerisch in Bild 11.11

Da Gl. (11.3) unter Einhaltung bestimmter Voraussetzungen²⁰¹ exakt ist, müssen hier noch die Kanallänge und/ oder die Reynolds-Zahl einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf den Druckaufbau haben.

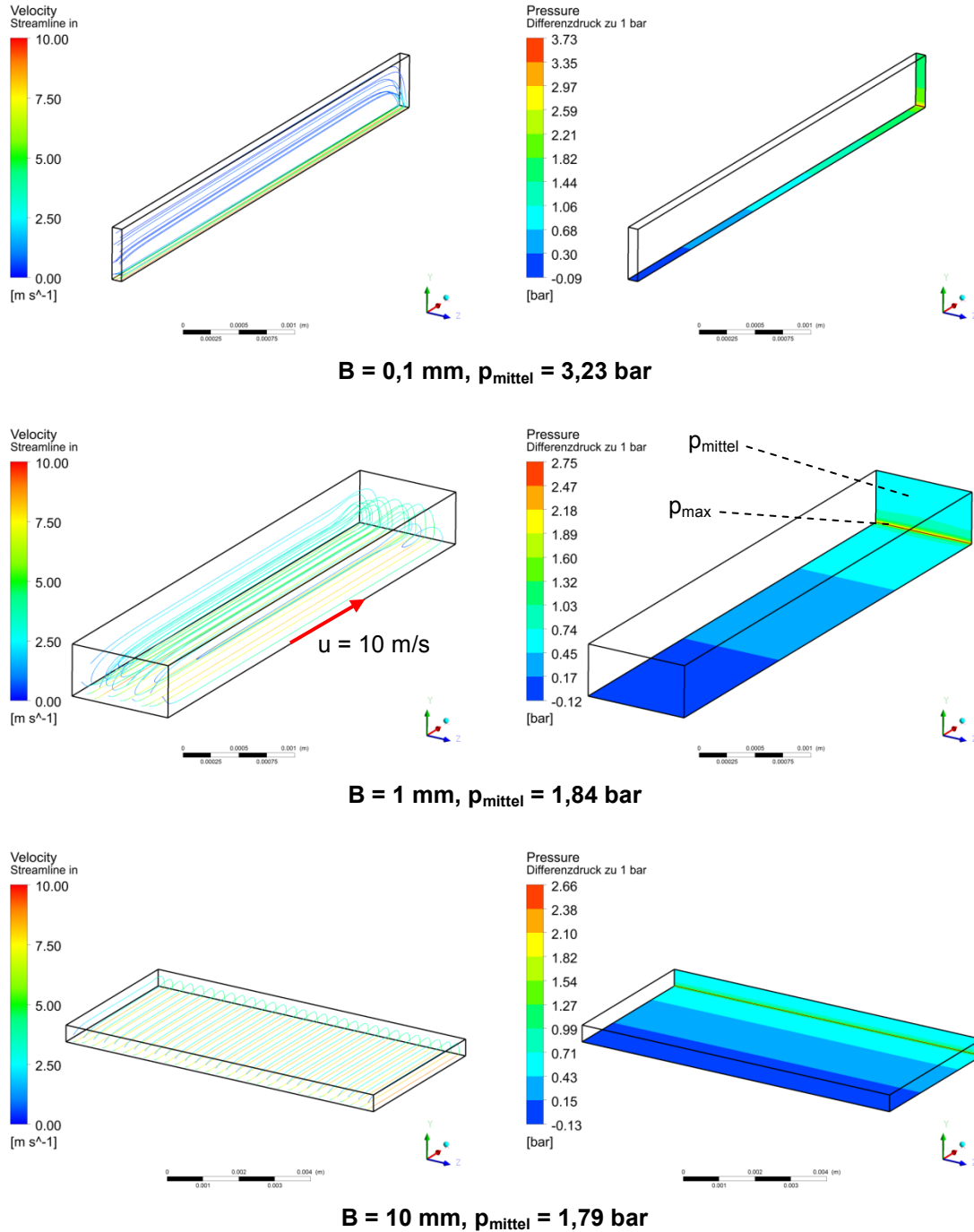


Bild 11.10: Einfluss der Kanalbreite B auf den Druckaufbau, $L = 5$ mm, $H = 0,5$ mm, nicht maßstäblich, maximale Drücke untereinander vergleichbar

²⁰¹ Gl. (11.3) liefert für sehr breite und sehr lange Kanäle, bei sehr niedrigen Reynolds-Zahlen, exakte Ergebnisse.

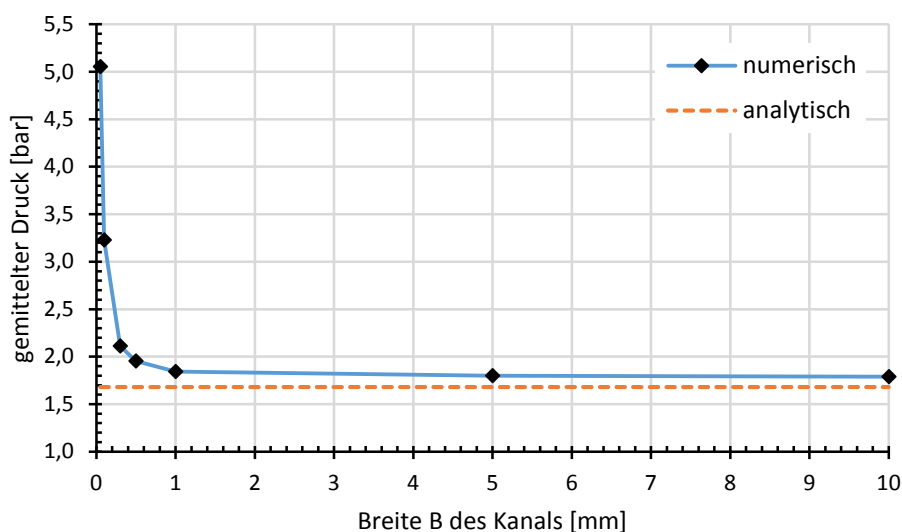


Bild 11.11: Druckaufbau in Abhängigkeit von der Kanalbreite B, L = 5 mm, H = 0,5 mm

11.1.4 Einfluss der Kanallänge

In Bild 11.12 ist der Einfluss der Kanallänge auf den Druckaufbau veranschaulicht. Dabei wird lediglich die Kanallänge variiert, der Kanalquerschnitt bleibt unverändert. Mit steigender Kanallänge erhöht sich der gemittelte Druck am Kanalabschluss nach Bild 11.13 näherungsweise linear. Zudem nähert sich die numerische der analytischen Lösung bei Verlängerung des Kanals an. Zwar verlaufen die Kurven in Bild 11.13 nahezu parallel, jedoch nimmt der relative Unterschied zwischen den Kurven mit steigenden Werten für den gemittelten Druckanstieg²⁰² ab. Dieser Zusammenhang ist in Tabelle 11.2 verdeutlicht.

Tabelle 11.2: Abweichung von analytischer zu numerischer Lösung aus Bild 11.13

Länge L [mm]	numerisch gemittelter Druck- anstieg Δp [bar]	analytisch gemittelter Druck- anstieg Δp [bar]	Abweichung analytisch von numerisch [%]
1	0,26	0,14	-46,15
2	0,41	0,28	-31,71
5	0,84	0,68	-19,05
10	1,52	1,37	-9,87
20	2,96	2,74	-7,43

²⁰² Für den gemittelten Druckanstieg gilt: $\Delta p = p_{\text{mittel}} - 1 \text{ bar}$

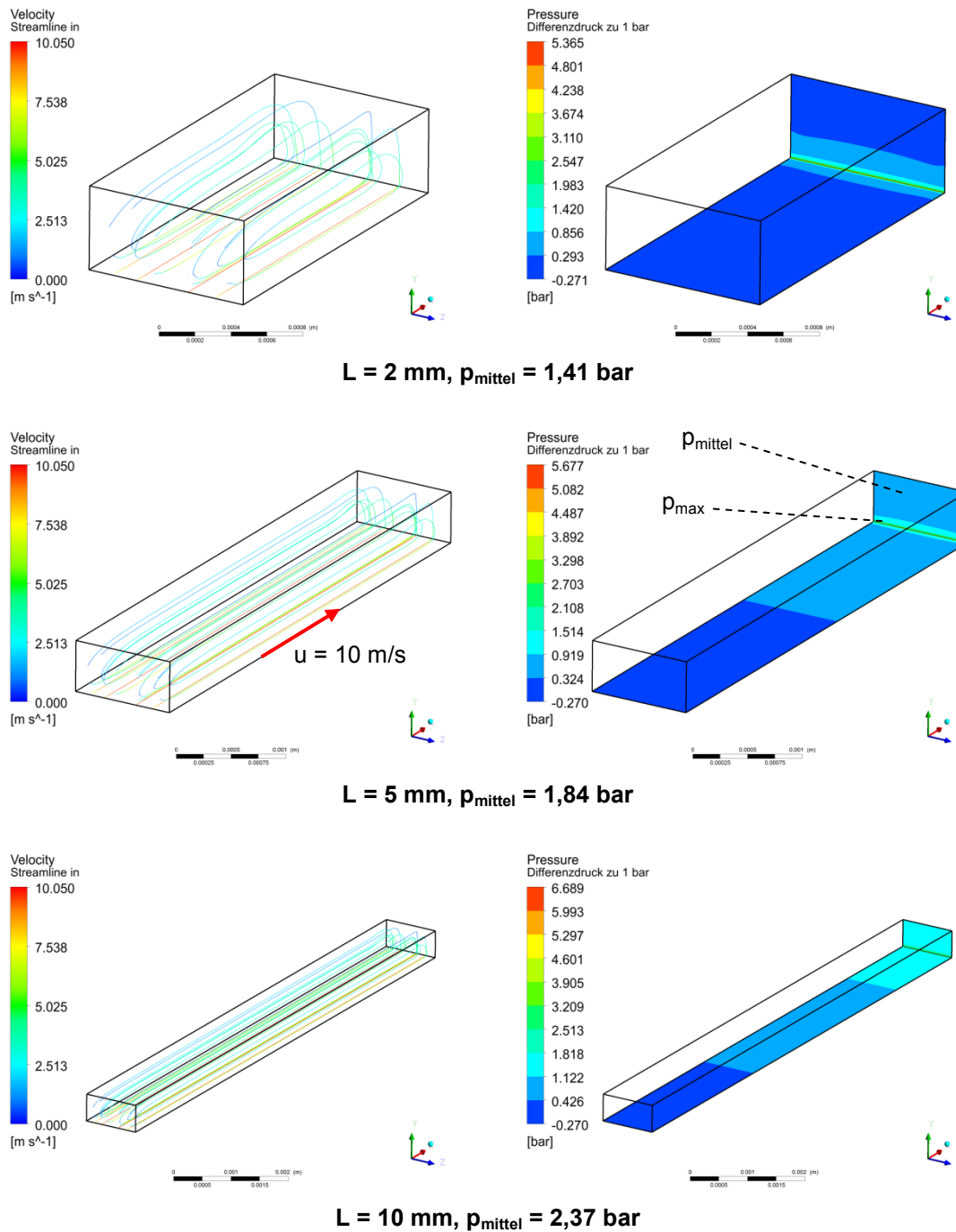


Bild 11.12: Einfluss der Kanallänge L auf den Druckaufbau, $B = 1$ mm, $H = 0,5$ mm, nicht maßstäblich, maximale Drücke untereinander vergleichbar

Die Gründe für die erheblichen Abweichungen bei kurzen Kanälen zwischen der numerischen und der analytischen Lösung nach Gl. (11.3), wurden bereits oben bei der Gegenüberstellung eines langen und eines kurzen Kanals erläutert. Bei einer Verlängerung des Kanals sinkt die Abweichung zwischen der analytischen und der numerischen Lösung nach Tabelle 11.2 deutlich ab. Dies liegt daran, dass bei langen Kanälen der Einfluss des Kanaleintritts und des Kanalaustritts auf die Strömung stark

abnimmt²⁰³. Jedoch verbleibt auch bei der relativ großen Kanallänge von 20 mm ein Unterschied von ca. 7% zwischen numerischer und analytischer Lösung²⁰⁴. Da gemäß Bild 11.11 ab einer Kanalbreite von 1 mm nur noch ein geringer Einfluss derselben auf den numerisch berechneten Druckaufbau besteht, kann mit steigender Kanalbreite nur ein Teil der Restabweichung von 7% ausgeräumt werden. Es muss also noch einen weiteren Einfluss auf den Druckaufbau geben. Dieser zusätzliche Einfluss geht auf die Reynolds-Zahl zurück und wird nachfolgend diskutiert.

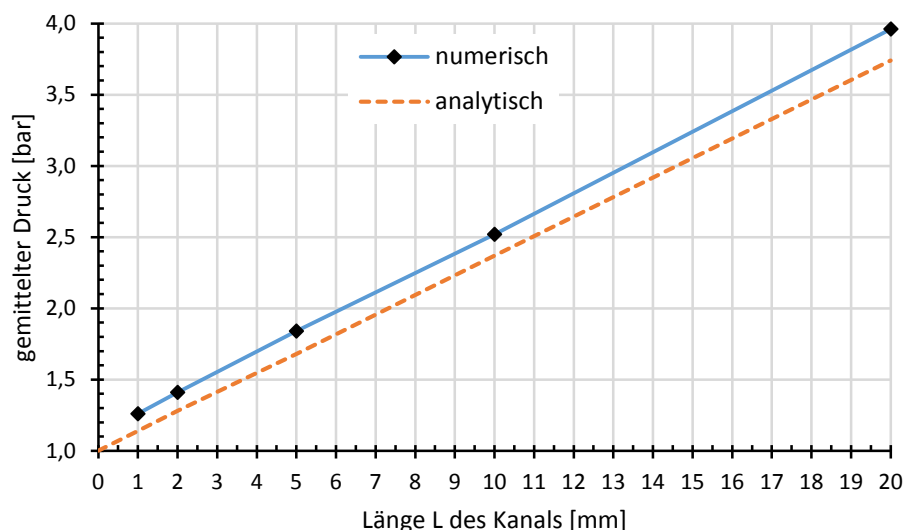


Bild 11.13: Druckaufbau in Abhängigkeit von der Kanallänge L, B = 1 mm, H = 0,5 mm, Re = 100 (Berechnung der Reynolds-Zahl wird im nachfolgenden Kap. erläutert)

11.1.5 Einfluss von Reynolds-Zahl und Schleppgeschwindigkeit

Die Reynolds-Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl zur Erfassung des Verhältnisses aus Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften in einer Strömung. Für abgeschlossene Kanäle mit konstantem Querschnitt wird die Reynolds-Zahl hier nach Gl. (11.4) berechnet.

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} = \frac{u \cdot D_h}{\nu} \quad (11.4)$$

Dabei wird als charakteristische Geschwindigkeit die Schleppgeschwindigkeit u eingesetzt. Die übliche Verwendung einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit für die Berechnung der Reynolds-Zahl ist bei einem abgeschlossenen Kanal nicht sinnvoll, da sich Schlepp- und Druckströmung gegenseitig aufheben und die mittlere Ge-

²⁰³ siehe auch Bild 11.5 bis Bild 11.9

²⁰⁴ Bei noch größeren Kanallängen sinkt der relative Unterschied kaum weiter ab.

schwindigkeit damit null ist. Als charakteristische Länge wird der hydraulische Durchmesser D_h gemäß Gl. (11.5) verwendet.

$$D_h = 4 \cdot \frac{\text{Querschnittsfläche des Kanals}}{\text{Umfang des Kanalquerschnitts}} = 4 \cdot \frac{A}{U} = 2 \cdot \frac{B \cdot H}{B + H} \quad (11.5)$$

Der Einsatz des hydraulischen Durchmessers als charakteristische Länge, anstatt der Kanalhöhe, ist wegen dem zusätzlichen stabilisierenden Einfluss der Kanalseitenwände auf die Strömung erforderlich. Denn je geringer die Kanalbreite B ist, desto stärker stabilisieren die Kanalseitenwände die Strömung durch Zähigkeitskräfte. Die Reynolds-Zahl muss also sowohl bei Verringerung der Kanalhöhe als auch der Kanalbreite kleiner werden. Dies ist durch die Verwendung des hydraulischen Durchmessers nach Gl. (11.5) sichergestellt.

Für sehr hohe bzw. breite Kanäle folgt aus Gl. (11.5):

$$\text{für } H \rightarrow \infty \text{ gilt: } D_h \rightarrow 2 \cdot B \text{ und } Re \rightarrow \frac{u \cdot 2 \cdot B}{\nu} \quad (11.6)$$

$$\text{für } B \rightarrow \infty \text{ gilt: } D_h \rightarrow 2 \cdot H \text{ und } Re \rightarrow \frac{u \cdot 2 \cdot H}{\nu} \quad (11.7)$$

Damit ist der hydraulische Durchmesser stets kleiner als das Zweifache des kleineren Wertes aus Kanalhöhe H und Kanalbreite B ²⁰⁵. In Bild 11.14 ist ein Beispiel für den Verlauf des hydraulischen Durchmessers in Abhängigkeit von der Kanalbreite B bei konstanter Kanalhöhe H dargestellt. Der hydraulische Durchmesser strebt dabei mit steigender Kanalbreite gegen die doppelte Kanalhöhe.

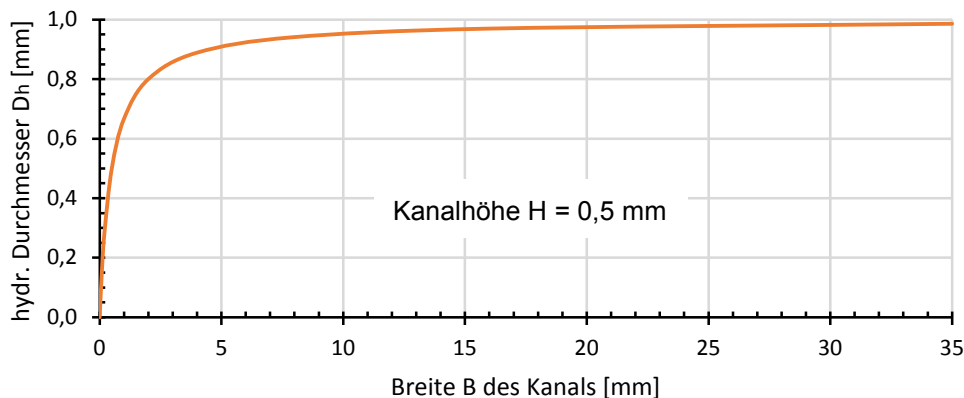


Bild 11.14: Verlauf des hydraulischen Durchmessers nach Gl. (11.5)

²⁰⁵ Für enge Ringspalte, wie sie bei Dichtsystemen häufig auftreten, wird nach [13] die doppelte Spalthöhe als charakteristische Länge für die Berechnung der Reynolds-Zahl verwendet. Ein enger Ringspalt kann nach Gl. (11.2) durch Abwickeln in einen Kanal der Breite B überführt werden. Da die Kanalbreite B in diesem Fall sehr viel größer als die Kanalhöhe H ist, gelten näherungsweise die Aussagen nach Gl. (11.7). Damit ist bei gleichen Strömungsverhältnissen die Reynolds-Zahl für enge Ringspalte äquivalent zur Reynolds-Zahl für sehr breite Kanäle.

Die hier nach Gl. (11.4) berechnete Reynolds-Zahl ist nicht vergleichbar mit entsprechenden Werten für offene Rohr- bzw. Gerinneströmungen, da im Falle eines abgeschlossenen Kanals die Schleppströmung eine Druckrückströmung induziert, wodurch der Massenstrom durch jeden Kanalquerschnitt in Summe null ist. Damit sind z. B. Werte für die kritische Reynolds-Zahl²⁰⁶ bei Rohrströmungen nicht ohne Weiteres auf die Strömung im abgeschlossenen Kanal übertragbar.

Die Veränderung der Reynolds-Zahl wird nachfolgend durch Variation der Schleppgeschwindigkeit u realisiert. Die Kanalgeometrie bleibt dabei unverändert. Damit beschreiben die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse ebenso den Einfluss der Schleppgeschwindigkeit auf den Druckaufbau. Eine Veränderung der Reynolds-Zahl kann allerdings auch durch Variation des hydraulischen Durchmessers erfolgen. In diesem Fall müssen alle drei Kanalabmessungen mit dem gleichen Faktor skaliert werden, um die geometrische Ähnlichkeit und damit die Vergleichbarkeit der zu untersuchenden Modelle zu gewährleisten.

Der gemittelte Druck am Kanalabschluss steigt mit der Reynolds-Zahl (bzw. der Schleppgeschwindigkeit) nach Bild 11.15 an.

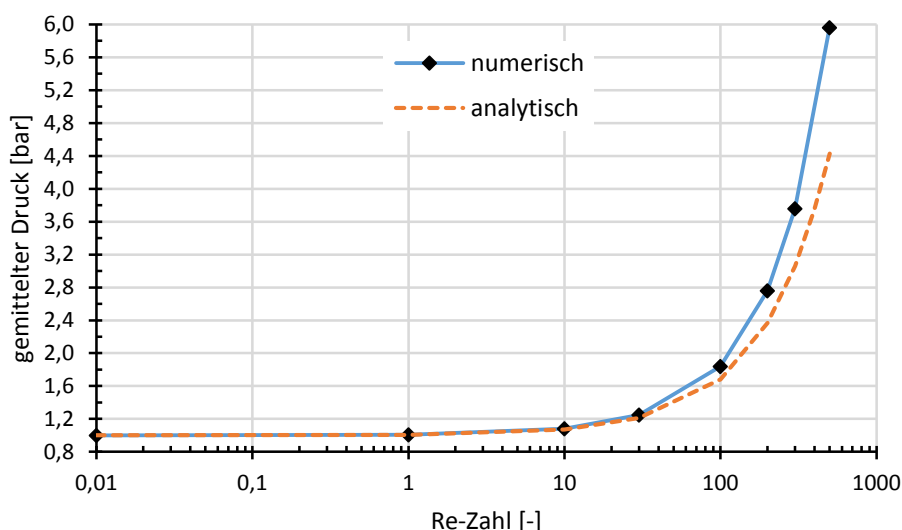


Bild 11.15: Druckaufbau in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl, $L = 5 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$

Wobei der numerisch berechnete Druckaufbau erst bei größeren Reynolds-Zahlen ($Re > 10$) erkennbar von der analytischen Lösung nach Gl. (11.3) abweicht. Dabei nimmt diese Abweichung mit steigender Reynolds-Zahl zu²⁰⁷. Damit ist die Restabweichung von ca. 7% nach Tabelle 11.2 bei den Untersuchungen zum Einfluss der Kanallänge, neben dem Einfluss der Kanalbreite, auf den Einfluss der Strömungsform, gekennzeichnet durch die Reynolds-Zahl, zurückzuführen. Damit ist für die Gül-

²⁰⁶ Im Bereich der kritischen Reynolds-Zahl findet der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung statt.

²⁰⁷ Die relative Abweichung von analytischer zu numerischer Lösung beim gemittelten Druckanstieg Δp steigt dabei von ca. 12% ($Re = 0,01$ bis 10) auf ca. 31% ($Re = 500$) an.

tigkeit von Gl. (11.3), zusätzlich zu einer ausreichend großen Kanallänge und Kanalbreite, eine ausreichend kleine Reynolds-Zahl als Voraussetzung anzusehen.

Der Einfluss der Reynolds-Zahl bzw. der Schleppgeschwindigkeit auf das Strömungsprofil in unterschiedlichen Querschnitten eines Kanals ist in Bild 11.16 dargestellt.

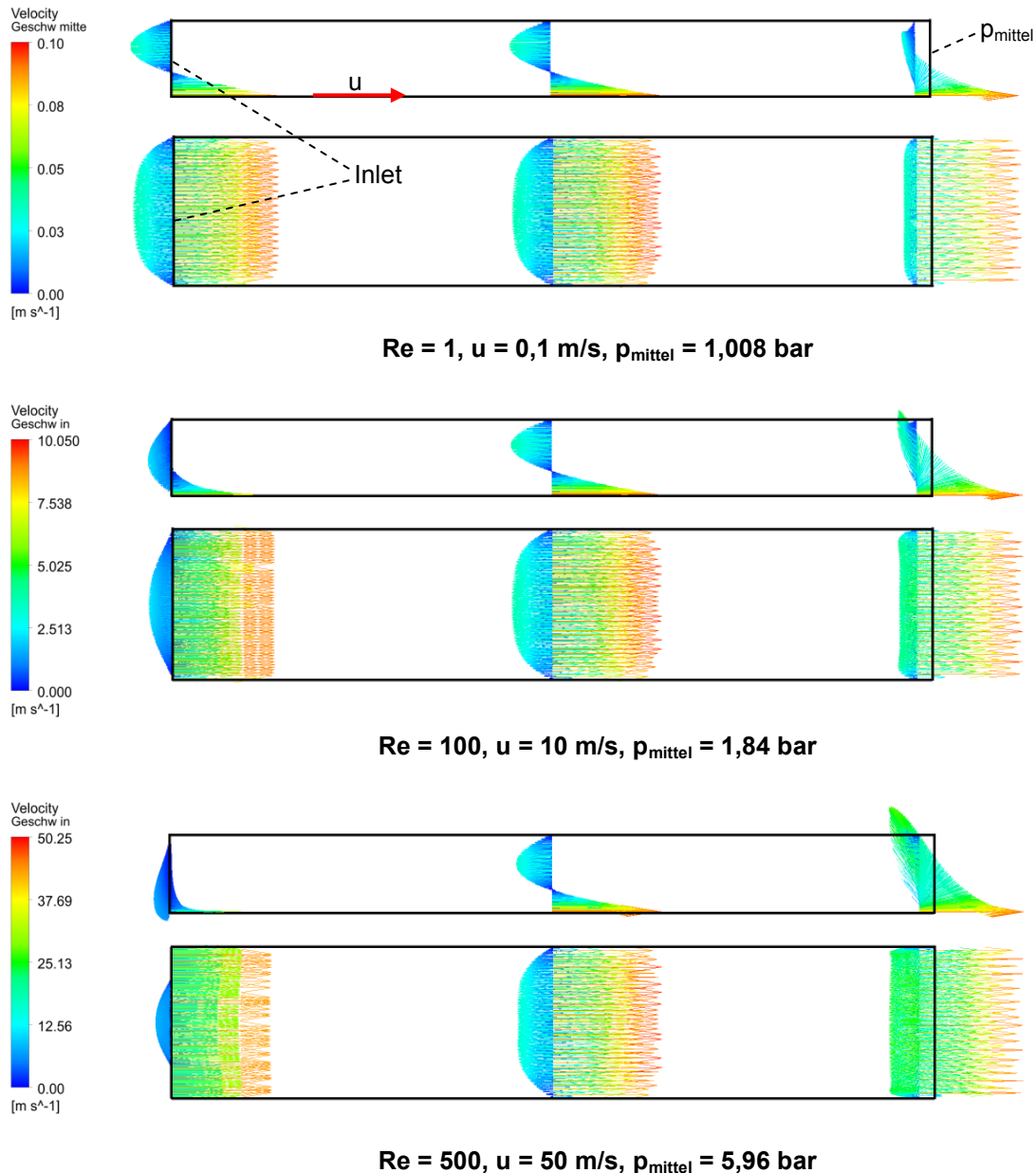


Bild 11.16: Einfluss der Reynolds-Zahl auf das Strömungsprofil, $L = 5 \text{ mm}$, $B = 1 \text{ mm}$, $H = 0,5 \text{ mm}$, gleicher Maßstab, Geschwindigkeitsvektoren sind normiert, Erläuterungen zur Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren siehe Bild 11.17

Es wird deutlich, dass mit steigender Reynolds-Zahl der Einfluss des Kanaleintritts und des Kanalabschlusses auf die Strömung im Kanal steigt. Bei geringen Reynolds-Zahlen ($Re < 10$) ist das Strömungsprofil nahezu über die gesamte Kanallänge kon-

stant. Lediglich in der Nähe des Kanalabschlusses ist, wegen der erforderlichen Strömungsumlenkung, eine Veränderung des Strömungsprofils zu beobachten. Bemerkenswert ist auch der geringe Einfluss der Schleppgeschwindigkeit auf das Strömungsprofil in der Kanalmitte. Und das obwohl bei den drei Beispielen in Bild 11.16 jeweils ein komplett anderes Druckniveau und ein deutlich unterschiedlicher Geschwindigkeitsgradient über der Kanalhöhe vorliegt. Die Erhöhung der Schleppgeschwindigkeit steigert zwar stets den Druckaufbau, führt allerdings nicht notwendigerweise zu einer Veränderung der Strömungsform (bzw. des Strömungsprofils) im Kanal.

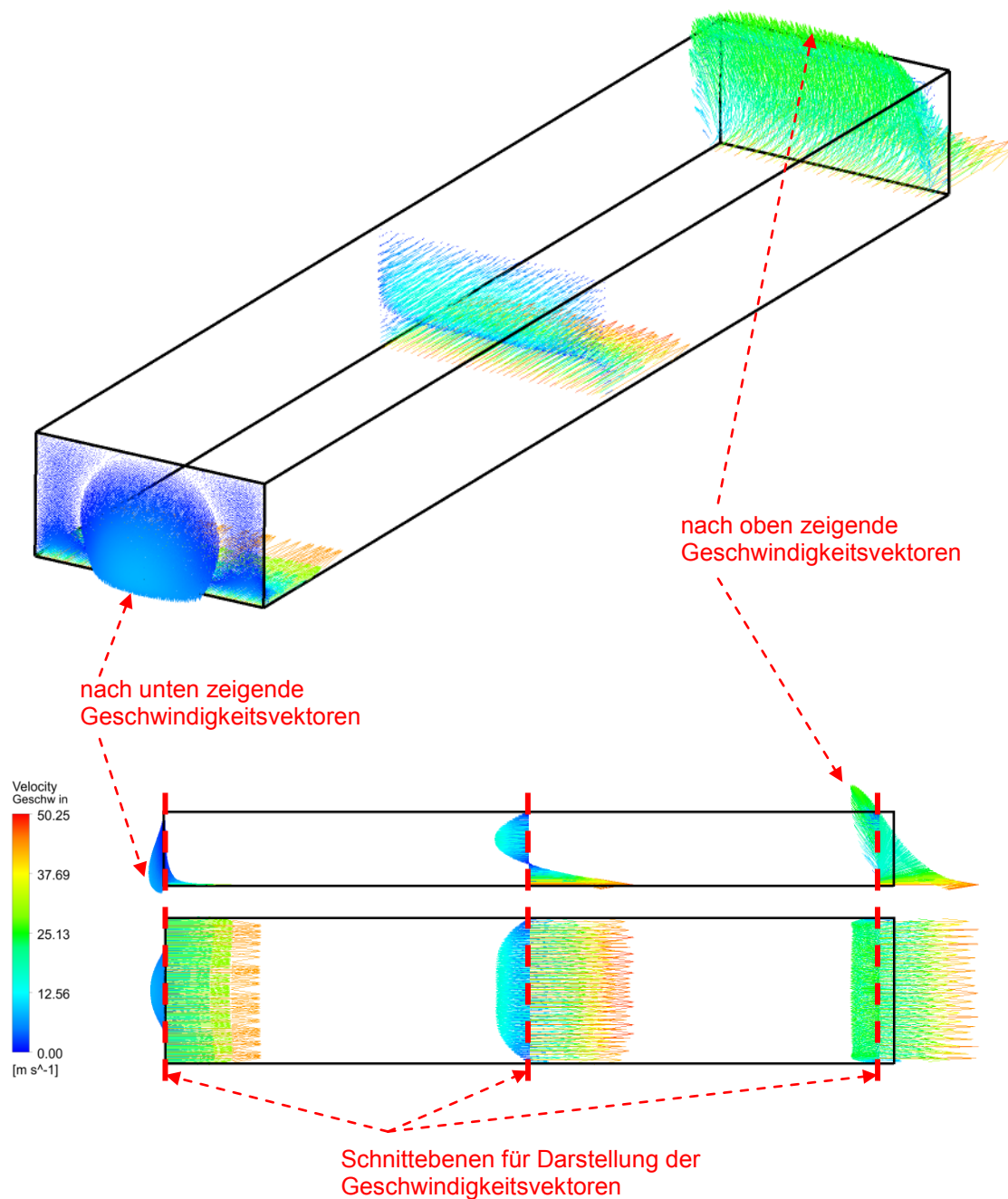


Bild 11.17: Erläuterungen zu Bild 11.16, $Re = 500$, $u = 50 \text{ m/s}$, $p_{\text{mittel}} = 5,96 \text{ bar}$

Gemäß Bild 11.16 scheint der Geschwindigkeitsgradient über der Kanalhöhe keinen nennenswerten Einfluss auf das Strömungsbild zu haben²⁰⁸. Um diesen Zusammenhang genauer zu beleuchten, werden in Bild 11.18 Simulationsergebnisse von Modellen mit sehr großen Unterschieden im Verhältnis von Kanalhöhe H zu Schleppegeschwindigkeit u vorgestellt.

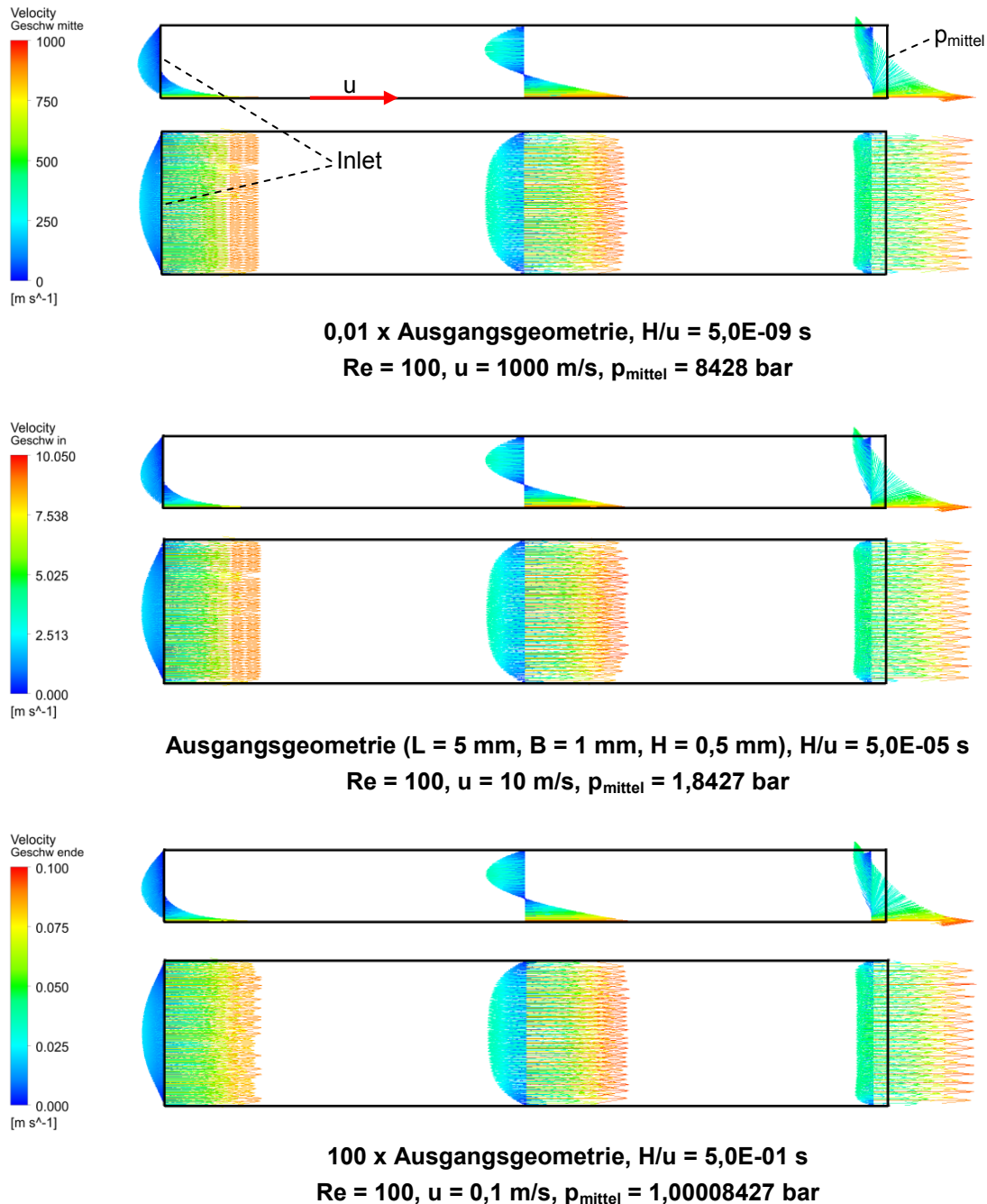


Bild 11.18: Einfluss des Geschwindigkeitsgradienten über der Kanalhöhe, unterschiedlicher Maßstab (da Modelle skaliert sind), Geschwindigkeitsvektoren sind normiert

²⁰⁸ Damit wären sämtliche Veränderungen der Strömung in Bild 11.16 auf die Variation der Reynolds-Zahl zurückzuführen.

Je kleiner das Verhältnis H/u ist, desto größer ist der Geschwindigkeitsgradient über der Kanalhöhe. Dabei wird die Kanalgeometrie lediglich skaliert, das heißt die Verhältnisse zwischen den einzelnen Abmessungen bleiben unverändert. Damit ist die geometrische Ähnlichkeit der verwendeten Modelle gewährleistet. Zusätzlich ist bei allen Modellen die Reynolds-Zahl konstant. Hierdurch können dynamische Einflüsse auf die Ergebnisse ausgeschlossen werden.

In Bild 11.18 ist kein Unterschied in der Strömungsform der drei abgebildeten Varianten erkennbar. Dies gilt obwohl sich das Verhältnis H/u um bis zu acht Größenordnungen unterscheidet. Damit hat das Verhältnis von Kanalhöhe H zu Schleppgeschwindigkeit u für die Strömungsform keine Relevanz. Folglich ist zur eindeutigen Charakterisierung der Strömungsform im abgeschlossenen Kanal, die Berücksichtigung der Schleppgeschwindigkeit über die Reynolds-Zahl nach Gl. (11.4) ausreichend.

Weiterhin folgt aus Bild 11.18, dass durch Skalieren eines Kanals die Strömungsform nicht verändert wird, wenn die Reynolds-Zahl dabei konstant bleibt. Werden die Abmessungen eines Kanals jeweils mit dem Faktor X skaliert, muss die Schleppgeschwindigkeit mit dem Faktor $1/X$ multipliziert werden, damit die Reynolds-Zahl nach Gl. (11.4) konstant bleibt. Dabei entspricht die Skalierung der Kanalabmessungen mit dem Faktor X einer Multiplikation des hydraulischen Durchmessers nach Gl. (11.5) mit demselben Faktor.

Damit ist die Strömungsform in einem abgeschlossenen Kanal mit konstantem Querschnitt durch die Reynolds-Zahl nach Gl. (11.4) und die Abmessungsverhältnisse des Kanals eindeutig definiert.

In Tabelle 11.3 ist der numerisch ermittelte Druckaufbau in den Kanälen aus Bild 11.18 der analytischen Lösung nach Gl. (11.3) gegenübergestellt. In allen drei Fällen ist die relative Abweichung des analytisch berechneten Druckanstiegs von dem numerisch berechneten Druckanstieg identisch. Dies ist auf die gleiche Strömungsform, die in allen drei Fällen vorliegt, zurückzuführen.

Tabelle 11.3: Vergleich zu Bild 11.18 – Druckaufbau analytisch und numerisch

0,01 x Ausgangs- geometrie	analytisch, Gl. (11.3)		numerisch, Bild 11.18		analytisch/numerisch	
	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	zu Δp	zu p_{absolut}
	6840	6841	8427	8428	81,17%	81,17%

Ausgangs- geometrie	analytisch, Gl. (11.3)		numerisch, Bild 11.18		analytisch/numerisch	
	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	Δp [bar]	p_{absolut} [bar]	zu Δp	zu p_{absolut}
	0,6840	1,6840	0,8427	1,8427	81,17%	91,39%

100 x Ausgangs- geometrie	analytisch, Gl. (11.3)		numerisch, Bild 11.18		analytisch/numerisch	
	Δp [Pa]	p_{absolut} [bar]	Δp [Pa]	p_{absolut} [bar]	zu Δp	zu p_{absolut}
	6,840	1,0000684	8,427	1,00008427	81,17%	100,00%

Damit kann Gl. (11.3) für einen abgeschlossenen Kanal mit den Abmessungsverhältnissen nach Bild 11.18 und bei einer Reynolds-Zahl von 100 mit einem Korrekturfaktor versehen werden:

$$\text{für } \frac{L}{H} = 10; \frac{B}{H} = 2; \text{Re} = 100: \quad \Delta p_{\text{korr}} = 1,23 \cdot \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H^2} \quad (11.8)$$

Durch den Korrekturfaktor in Gl. (11.8) werden die Einflüsse von Kanalbreite, Kanallänge, Kanalhöhe und Reynolds-Zahl auf den Druckanstieg im Kanal berücksichtigt. Äquivalent zu Gl. (11.8) können, mit Hilfe der numerischen Simulation, Korrekturfaktoren für weitere Abmessungsverhältnisse und Reynolds-Zahlen ermittelt werden. Der hieraus abgeleitete verallgemeinerte Ansatz zur Berechnung des Druckaufbaus in einem Kanal mit konstantem Querschnitt wird nachfolgend vorgestellt.

11.1.6 Verallgemeinerter analytischer Berechnungsansatz

Gemäß den obigen Untersuchungen sind die Verhältnisse von Kanalbreite und Kanallänge zur Kanalhöhe sowie die Reynolds-Zahl die wesentlichen Einflussgrößen auf den Druckaufbau in einem abgeschlossenen Kanal mit konstantem Querschnitt. Insbesondere die Erkenntnisse aus Bild 11.18 zeigen, dass eine Verallgemeinerung der analytischen Berechnung des Druckanstiegs über einen Korrekturfaktor gemäß Gl. (11.9) möglich ist. Hierzu ist die Anwendung von Ähnlichkeitsgesetzen erforderlich. Auf diese Weise kann der Druckanstieg an Beispielgeometrien numerisch berechnet und die Ergebnisse können, mit Hilfe von geeigneten Ähnlichkeitsgesetzen, verallgemeinert werden.

$$\Delta p_{\text{korr}} = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H^2} \cdot C_{\text{korr}} \quad (11.9)$$

Damit die Schleppströmung in unterschiedlichen Kanälen vergleichbar ist, muss auf jeden Fall geometrische Ähnlichkeit vorherrschen. Das bedeutet, die Abmessungsverhältnisse Breite B zu Höhe H und Länge L zu Höhe H des Kanals müssen gleich sein. Damit ist auch das Verhältnis Breite B zu Länge L eindeutig festgelegt:

$$\text{wenn } \frac{B}{H} = x \text{ und } \frac{L}{H} = y \text{ dann } \frac{B}{L} = \frac{x}{y}$$

Neben der geometrischen Ähnlichkeit ist eine dynamische Ähnlichkeit erforderlich, damit die Vergleichbarkeit der Strömungsverhältnisse gegeben ist. Dynamische Ähnlichkeit ist dann gewährleistet, wenn das Verhältnis der für eine Strömung dominanten Kräfte gleich ist. Im vorliegenden Fall einer Schleppströmung in einem abgeschlossenen Kanal sind die Trägheits- und Zähigkeitskräfte dominant. Damit kann die Reynolds-Zahl, als Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften nach Gl. (11.4), zur Beurteilung der dynamischen Ähnlichkeit herangezogen werden.

Die Gültigkeit der hier eingesetzten Ähnlichkeitsgesetze für einen abgeschlossenen Kanal mit konstantem Querschnitt, wurde bereits an dem Beispiel in Bild 11.18 demonstriert.

Unter Anwendung der oben besprochenen Ähnlichkeitsgesetze wurden für unterschiedliche Abmessungsverhältnisse und Reynolds-Zahlen die Korrekturfaktoren für Gl. (11.9) numerisch berechnet. Die ermittelten Korrekturfaktoren können Bild 11.22 bis Bild 11.30 entnommen werden. Die gewählte Darstellung der Korrekturfaktoren in Diagrammform ermöglicht die Identifikation und Beurteilung der Einflüsse auf den Druckaufbau in einem Kanal.

In Bild 11.22 bis Bild 11.26 sind die Korrekturfaktoren über dem Verhältnis Kanalbreite B zu Kanalhöhe H dargestellt. Wobei jedes Diagramm nur für ein festgelegtes Verhältnis aus Kanallänge L zu Kanalhöhe H gültig ist. Die einzelnen Kurven in den Diagrammen stellen den Verlauf des Korrekturfaktors bei einer konstanten Reynolds-Zahl dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden jeweils nur drei Kurven pro Diagramm aufgetragen. Korrekturfaktoren für dazwischenliegende Reynolds-Zahlen können linear interpoliert werden. Hierzu sind als Anhaltspunkte Korrekturfaktoren für $Re = 100$ und $Re = 200$ bei $B/H = 2$ eingetragen. Aus dem vergrößerten Diagrammausschnitt in Bild 11.25 wird der annähernd lineare Zusammenhang des Korrekturfaktors mit der Reynolds-Zahl deutlich²⁰⁹. Um diesen Zusammenhang noch weiter zu verdeutlichen, sind in Bild 11.19 die Korrekturfaktoren aus Bild 11.25 für $B/H = 2$ über der Reynolds-Zahl aufgetragen.

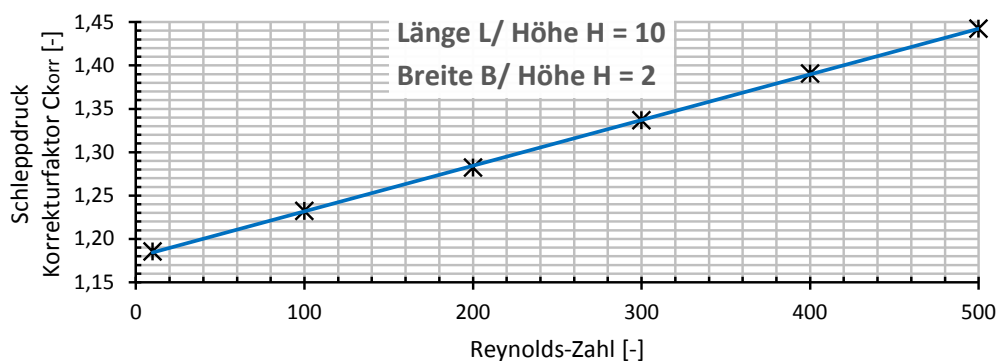


Bild 11.19: Reynolds-Zahl linear aufgetragen – Korrekturfaktor für L/H und $B/H = \text{konstant}$, nach Bild 11.25

In Bild 11.22 bis Bild 11.27 ist die Angabe $Re \leq 10$ zu finden. Dies stellt eine zulässige Vereinfachung zur Ermittlung des Korrekturfaktors dar, da die Strömungsform im Kanal bei kleinen Reynolds-Zahlen und geometrischer Ähnlichkeit nahezu identisch ist. Im untersuchten Abmessungsbereich hat die Reynolds-Zahl also unterhalb eines Werts von ca. 10 einen verschwindenden Einfluss auf den Druckaufbau im Kanal²¹⁰. Damit ist auch die relative Abweichung zwischen numerischer und analytischer Lösung nach Gl. (11.3) nahezu konstant, was in einem näherungsweise konstanten

²⁰⁹ Dies gilt bei konstanten Verhältnissen von L/H und B/H .

²¹⁰ vgl. auch Bild 11.15

Korrekturfaktor für Gl. (11.9) resultiert. Der annähernd lineare Zusammenhang laut Bild 11.19 gilt also für $Re > 10$. Für $Re \leq 10$ kann der Korrekturfaktor nach Bild 11.20 in guter Näherung als konstant angesehen werden. Der hierbei auftretende maximale Fehler wird nachfolgend diskutiert.

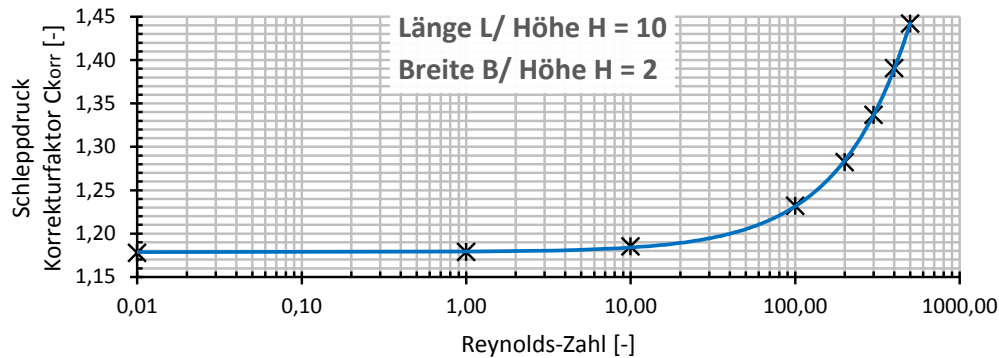


Bild 11.20: Reynolds-Zahl logarithmisch aufgetragen – Korrekturfaktor für L/H und $B/H = \text{konstant}$, nach Bild 11.25

Alle Kurven mit der Angabe $Re \leq 10$ beruhen auf numerischen Berechnungen mit einer Reynolds-Zahl von 1. Im hier untersuchten Abmessungsbereich treten die größten prozentualen Veränderungen des Korrekturfaktors bei Variation der Reynolds-Zahl für das Verhältnis $L/H = 2$ (Bild 11.22) auf. Daher wird hier der maximale Fehler der vereinfachenden Angabe $Re \leq 10$ ermittelt. Zur Bestimmung des maximalen Fehlers werden für $L/H = 2$, zusätzlich zu $Re = 1$, die Verläufe des Korrekturfaktors für $Re = 0,01$ und $Re = 10$ berechnet. Der daraus ermittelte Fehler ist stets kleiner als 3%, wobei der maximale Fehler zwischen den Kurven für $Re = 1$ und $Re = 10$ auftritt²¹¹. Um die geringe Abweichung der Korrekturfaktoren zwischen $Re = 0,01$ und $Re = 1$ zu veranschaulichen, sind in Bild 11.22 und Bild 11.25 an einigen Stellen die Korrekturfaktoren für $Re = 0,01$ aufgetragen.

Aus den oben erläuterten Gründen kann der gesamte Reynolds-Zahl-Bereich unterhalb von 10 in guter Näherung jeweils durch eine einzelne Kurve in den nachfolgenden Diagrammen abgedeckt werden.

Die Diagramme aus Bild 11.27 bis Bild 11.29 veranschaulichen den Einfluss des Verhältnisses L/H auf den Verlauf der Korrekturfaktoren bei konstanter Reynolds-Zahl. Mit steigender Reynolds-Zahl wächst der Einfluss des Verhältnisses L/H auf die Korrekturfaktoren, was an dem steigenden Abstand zwischen den Kurven in den Diagrammen zu erkennen ist²¹². Bei einer hohen Reynolds-Zahl wirkt sich eine Änderung der Kanallänge also stärker auf den Druckaufbau aus, als bei einer geringen Reynolds-Zahl. Außerdem ermöglichen die Diagramme aus Bild 11.27 bis Bild 11.30 eine näherungsweise Interpolation von Korrekturfaktoren für Zwischenwerte des Verhältnisses L/H . Allerdings ist hierbei eine lineare Interpolation nicht zulässig. Um dies zu verdeutlichen, sind im vergrößerten Diagrammausschnitt in Bild 11.30 bei

²¹¹ vgl. Bild 11.20

²¹² Zur besseren Vergleichbarkeit sind die Hochachsen der Diagramme gleich skaliert.

$B/H = 2$ Zwischenwerte für das Verhältnis L/H eingetragen. Der nichtlineare Verlauf des Korrekturfaktors bei konstantem Verhältnis von B/H und konstanter Reynolds-Zahl ist in Bild 11.21 veranschaulicht.

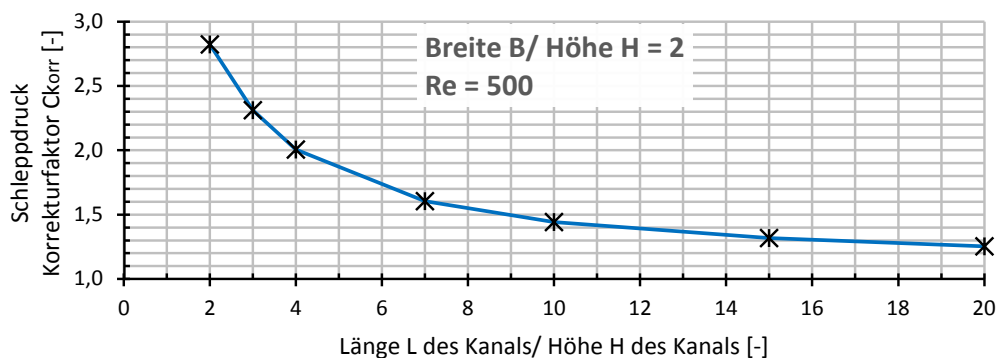


Bild 11.21: Korrekturfaktor für B/H und $Re =$ konstant, nach Bild 11.30

Mit steigendem Verhältnis aus Kanallänge zu Kanalhöhe sinkt der Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Korrekturfaktoren²¹³. Für $L/H \gg 20$ und $Re \leq 500$ können in guter Näherung die Korrekturfaktoren aus Bild 11.26 für $Re \leq 10$ verwendet werden. Diese Vereinfachung ist zulässig, da für $L/H \gg 20$ die Reynolds-Zahl kaum noch einen Einfluss auf die Korrekturfaktoren hat. Zudem nimmt der Einfluss des Verhältnisses L/H auf die Korrekturfaktoren bei steigenden Werten für L/H ab und ist für $L/H \gg 20$ vernachlässigbar. Dies verdeutlicht der, mit steigendem Verhältnis von L/H , sinkende Abstand der einzelnen Kurven in Bild 11.27 bis Bild 11.30²¹⁴. Aus den obigen Gründen kann auf die Darstellung von höheren Werten für L/H verzichtet werden. Für $L/H < 2$ ist z. B. nach Bild 11.29 eine deutliche Erhöhung der Korrekturfaktoren im Vergleich zu $L/H > 2$ zu erwarten. Da derart kurze Kanäle für RS von PTFE-MD nicht relevant sind²¹⁵, wird dieser Abmessungsbereich nicht untersucht.

Nach Gl. (11.3) steigt der Druckanstieg Δp linear mit der Kanallänge an. Bei Berücksichtigung des Korrekturfaktors nach Gl. (11.9) herrscht ein ähnlicher Zustand nur für $L/H \gg 20$ und $Re \leq 500$ vor²¹⁶. Für kleinere Verhältnisse von Kanallänge zu Kanalhöhe ($L/H < 20$) ist eine deutliche Veränderung der Korrekturfaktoren bei Variation der Kanallänge zu beobachten, z. B. Bild 11.29. Je kleiner das Verhältnis von L/H ist, desto größer sind die Korrekturfaktoren²¹⁷. Damit wird eine durch Reduktion der Kanallänge verursachte Verringerung des Druckanstiegs durch eine Erhöhung des Korrekturfaktors teilweise kompensiert. Wird der Kanal zur Steigerung des Druckaufbaus verlängert, so muss berücksichtigt werden, dass diese Maßnahme durch einen sinkenden Korrekturfaktor zum Teil aufgehoben wird. Das heißt, eine doppelte Kanal-

²¹³ vgl. Bild 11.22 mit Bild 11.26

²¹⁴ siehe auch Bild 11.21

²¹⁵ „kurz“ im Verhältnis zur Kanalhöhe; die Kanallänge ist bei RS i. d. R. größer als die Kanalhöhe

²¹⁶ Unter diesen Voraussetzungen ist der Korrekturfaktor bei gleichbleibendem Verhältnis von B/H nahezu konstant (vgl. Bild 11.26).

²¹⁷ vgl. auch Bild 11.21

länge führt nicht zu einer Verdopplung des Druckanstiegs im Kanal²¹⁸. Dies gilt insbesondere bei hohen Reynolds-Zahlen²¹⁹ und kleinen Verhältnissen von L/H . Wobei die Kanallänge nach Gl. (11.4) und Gl. (11.5) keinen Einfluss auf die Reynolds-Zahl hat.

Nach Gl. (11.3) steigt der Druckaufbau bei einer Verringerung der Kanalhöhe an. Durch Verringern der Kanalhöhe steigen aber auch die Verhältnisse B/H und L/H . Damit sinkt der Korrekturfaktor²²⁰ für Gl. (11.9), wodurch der Druckanstieg teilweise wieder kompensiert wird. Zudem hängt der Korrekturfaktor von der Reynolds-Zahl ab und diese wird ebenfalls von der Kanalhöhe beeinflusst²²¹. Eine Reduktion der Kanalhöhe hat eine geringere Reynolds-Zahl zur Folge. Dadurch wird der Korrekturfaktor zusätzlich verringert. Da die Kanalhöhe quadratisch in Gl. (11.9) einfließt, ist ihr Einfluss auf den Druckaufbau, trotz der obigen Einschränkungen, dominant.

Da in Gl. (11.3) die Kanalbreite nicht berücksichtigt wird, kann ihr Einfluss auf den Druckaufbau nur über den Korrekturfaktor für Gl. (11.9) erfasst werden. Aus Bild 11.22 bis Bild 11.26 geht hervor, dass der Korrekturfaktor und damit der Druckanstieg mit sinkender Kanalbreite steigt. Durch eine Verringerung der Kanalbreite sinkt allerdings auch die Reynolds-Zahl, hierdurch wird der Druckanstieg teilweise aufgehoben.

Eine Erhöhung der Reynolds-Zahl über die Schleppgeschwindigkeit führt stets zur Steigerung des Druckaufbaus im Kanal, da hierdurch der Korrekturfaktor²²² und die Schleppgeschwindigkeit u in Gl. (11.9) größer werden.

Die Reynolds-Zahl wächst mit der Kanalhöhe, Kanalbreite und Schleppgeschwindigkeit. Bei einer höheren Reynolds-Zahl steigt der Einfluss der Trägheitskräfte gegenüber den Zähigkeitskräften an. Hierdurch kann sich die Strömungsform im Kanal ändern. Im Bereich der kritischen Reynolds-Zahl findet der Übergang von einer laminaren zu einer turbulenten Strömung statt. Wobei eine laminare Strömung nicht nur stationär, sondern auch instationär sein kann. Eine turbulente Strömung ist in der Realität dagegen stets instationär, kann in der numerischen Strömungssimulation aber durch Turbulenzmodellierung vereinfacht auch stationär berechnet werden.

Die hier vorgestellten Simulationsergebnisse sind laminar und stationär berechnet. Ab einer Reynolds-Zahl von 500 sind erste Instabilitäten im Konvergenzverlauf und im Strömungsbild bei breiten Kanälen ($B/H \geq 10$) zu beobachten. Bei schmalen Kanälen ($B/H < 10$) treten Instabilitäten erst bei deutlich höheren Reynolds-Zahlen auf. Der Wert für die kritische Reynolds-Zahl liegt für den hier untersuchten Abmessungsbereich in jedem Fall oberhalb von $Re = 500$. Wobei hier bei allen Simulationen von hydraulisch glatten Wänden ausgegangen wird. Bei rauen Wänden können Instabilitäten der Strömung auch bei kleineren Reynolds-Zahlen auftreten.

²¹⁸ siehe Bild 11.13 und Tabelle 11.2

²¹⁹ vgl. Bild 11.27 mit Bild 11.29

²²⁰ vgl. z. B. Bild 11.22 und Bild 11.23

²²¹ siehe Gleichungen (11.4) und (11.5)

²²² vgl. Bild 11.22 bis Bild 11.26

Soll der hier vorgestellte Berechnungsansatz erweitert werden, so ist insbesondere bei breiten Kanälen zu prüfen, ob eine turbulente und/ oder instationäre Berechnung für $Re > 500$ erforderlich ist.

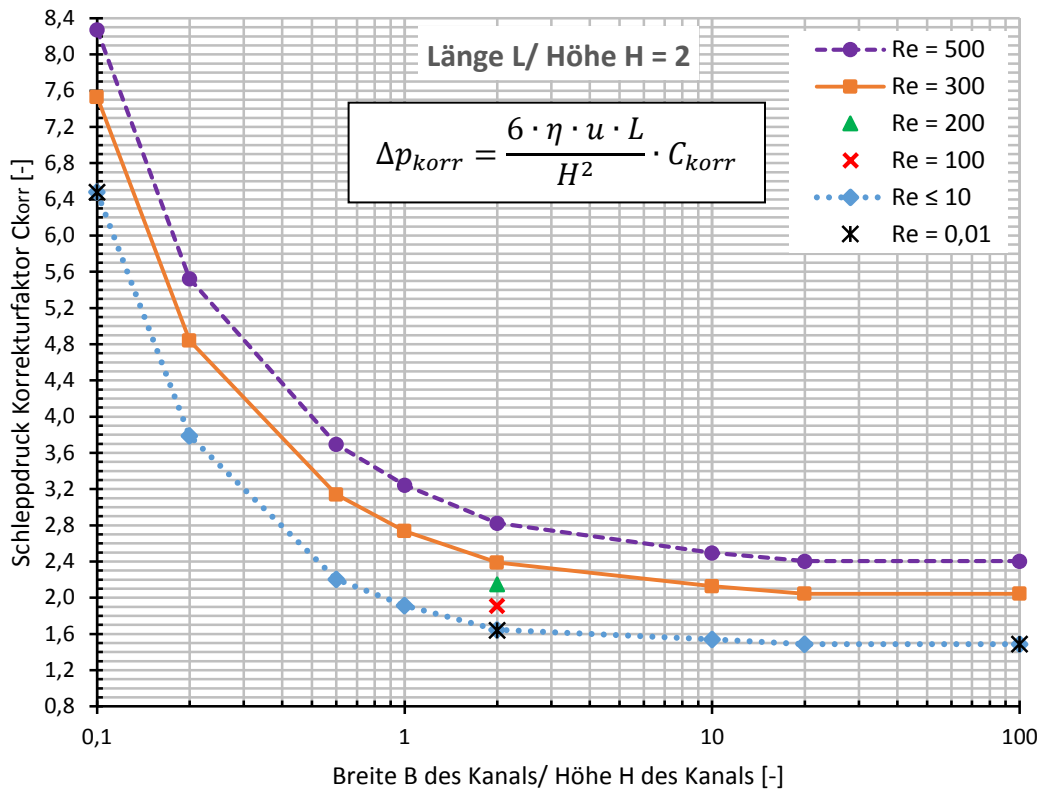


Bild 11.22: Korrekturfaktoren für Gl. (11.9), L/H = 2

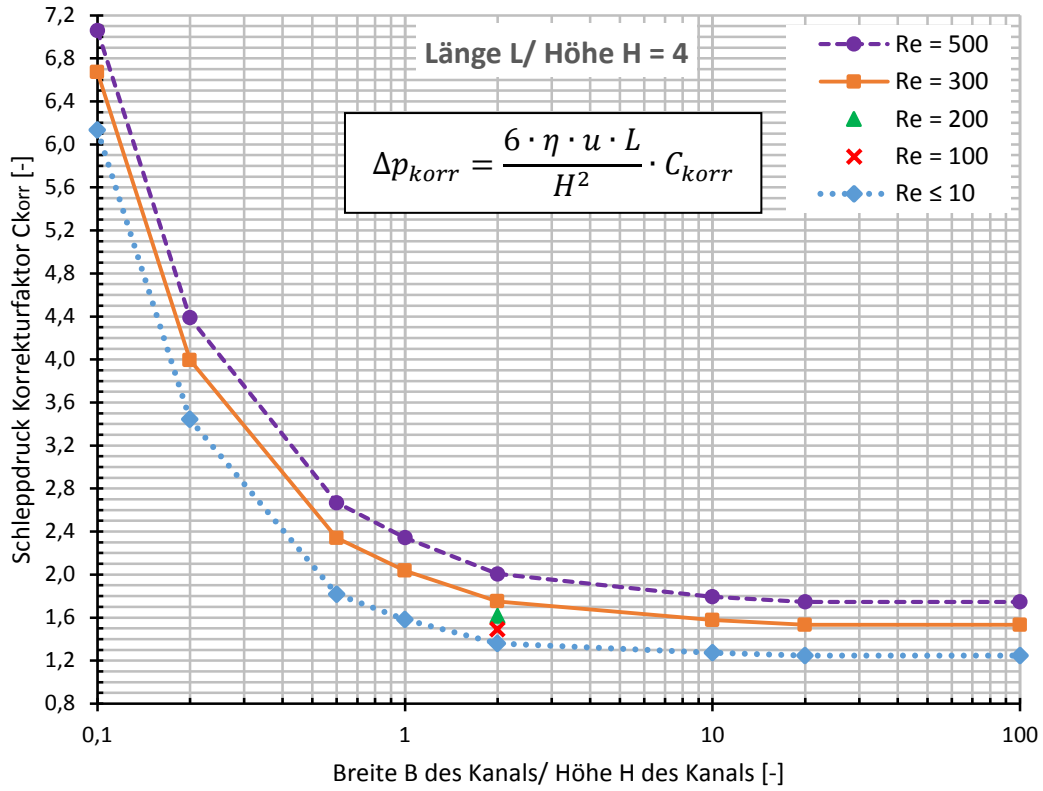


Bild 11.23: Korrekturfaktoren für Gl. (11.9), L/H = 4

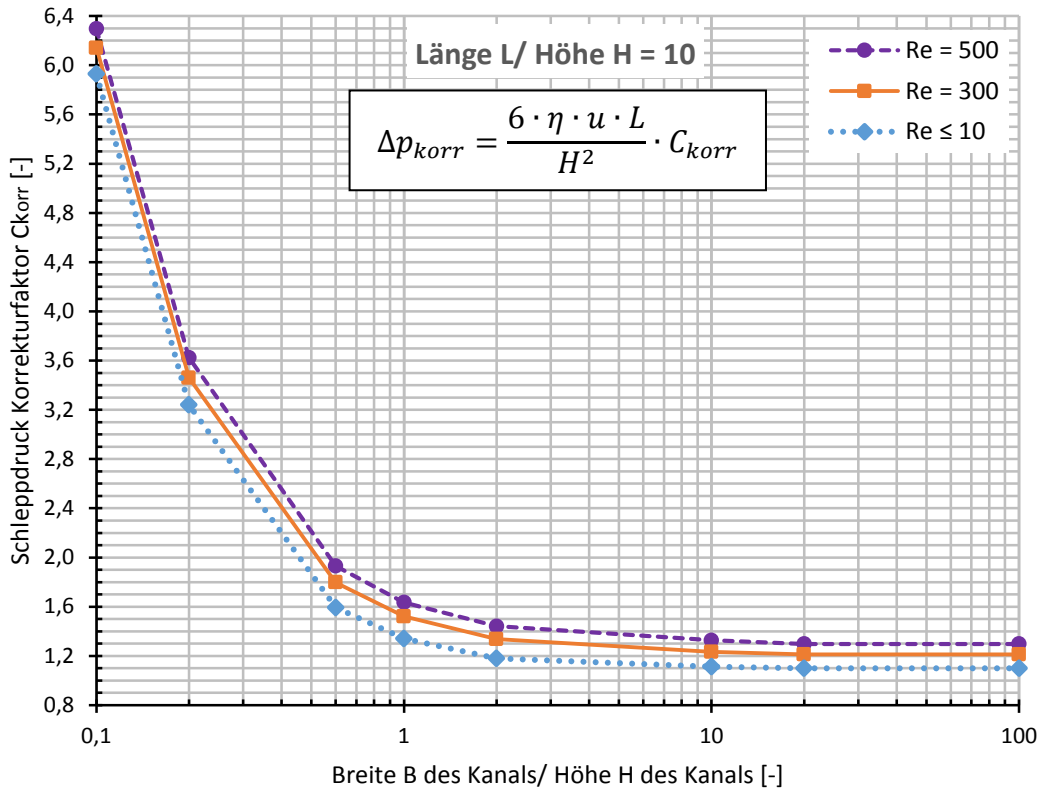


Bild 11.24: Korrekturfaktoren für Gl. (11.9), L/H = 10

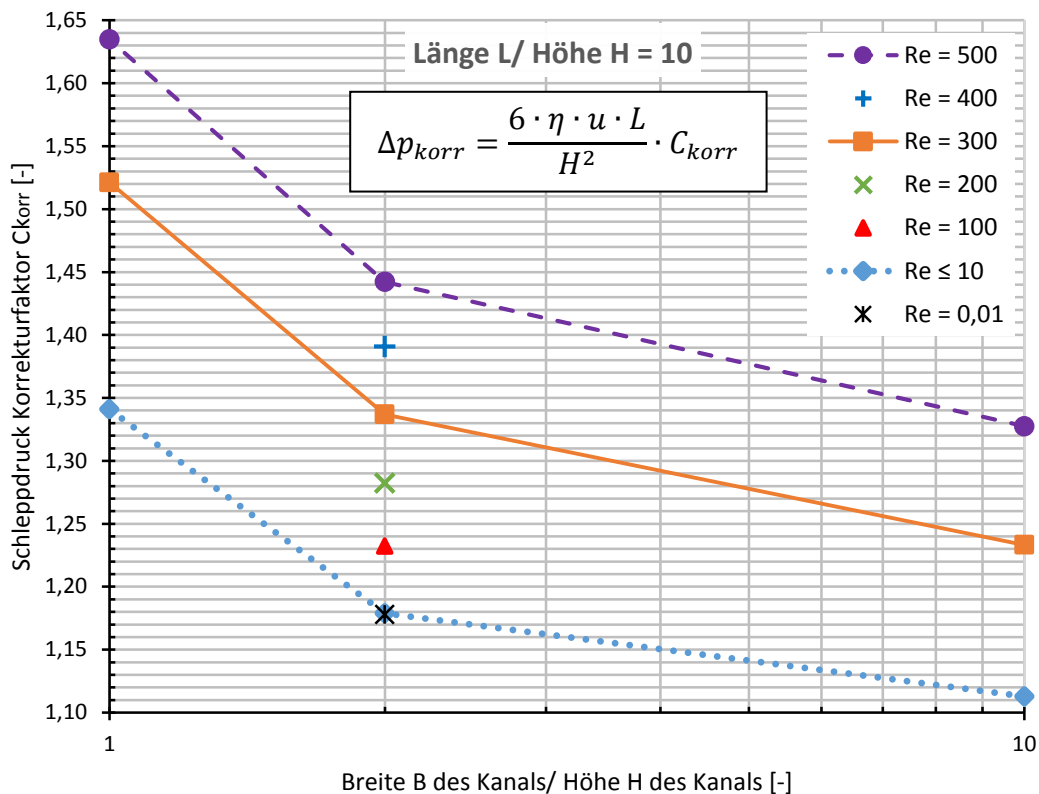


Bild 11.25: vergrößerter Ausschnitt – Korrekturfaktoren für Gl. (11.9), L/H = 10

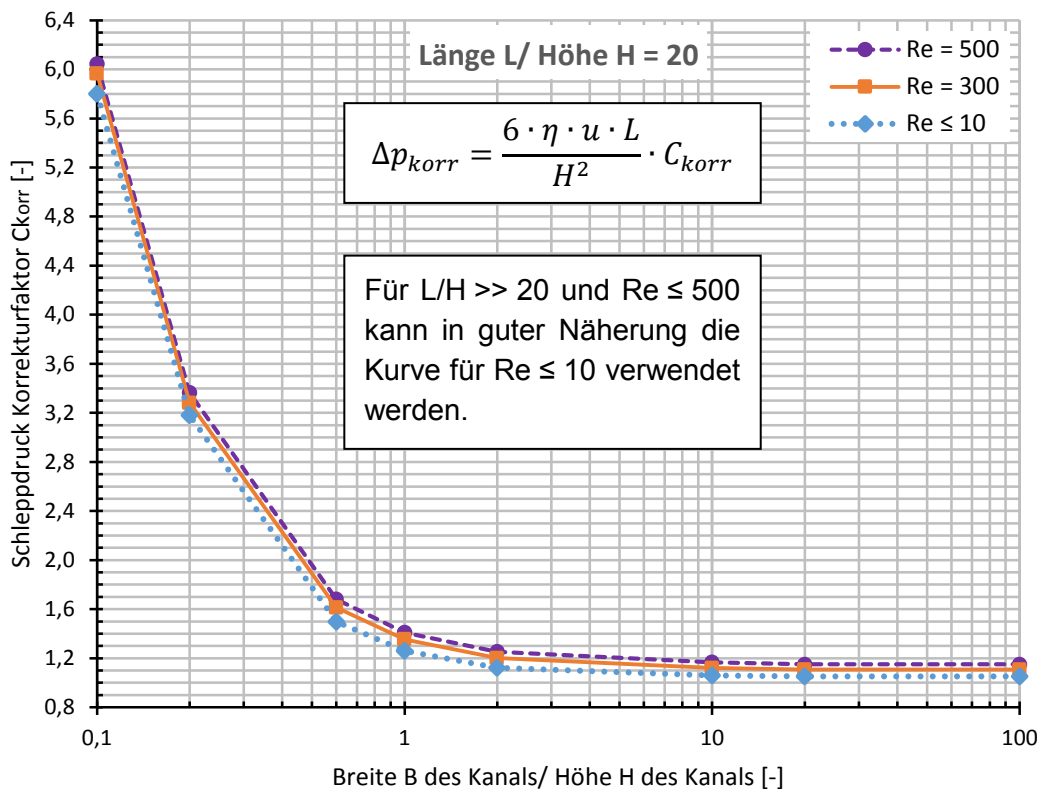


Bild 11.26: Korrekturfaktoren für Gl. (11.9), L/H = 20

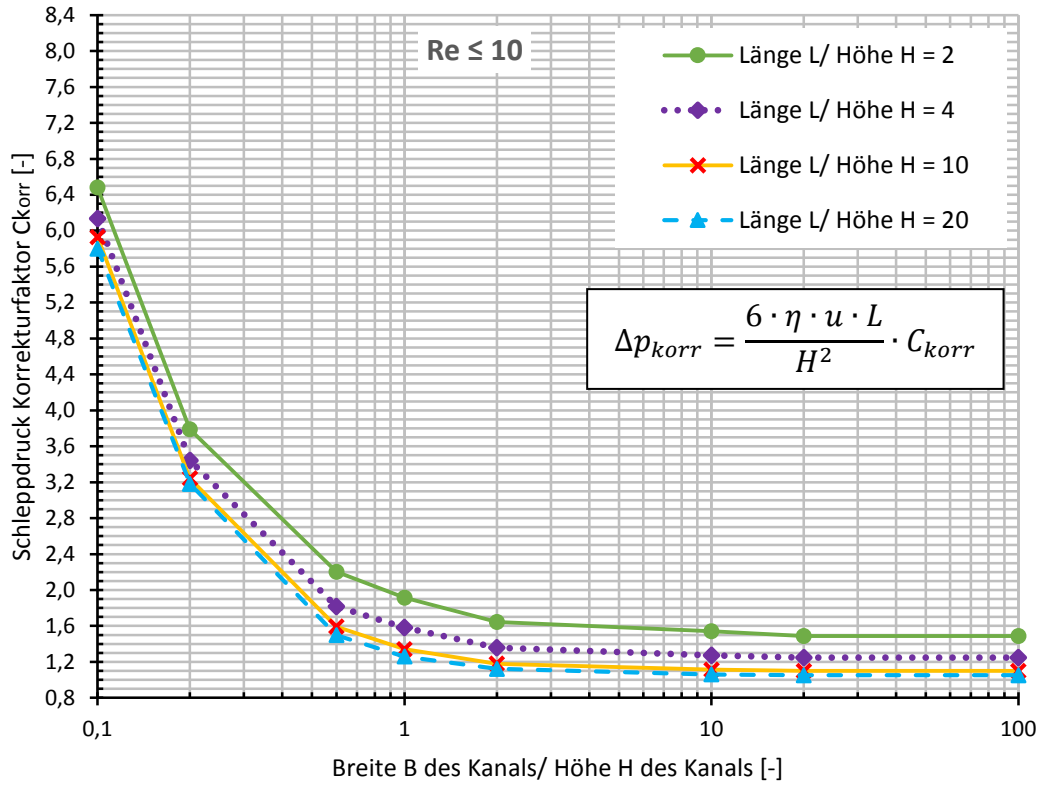


Bild 11.27: Verlauf der Korrekturfaktoren für Gl. (11.9) bei Re ≤ 10

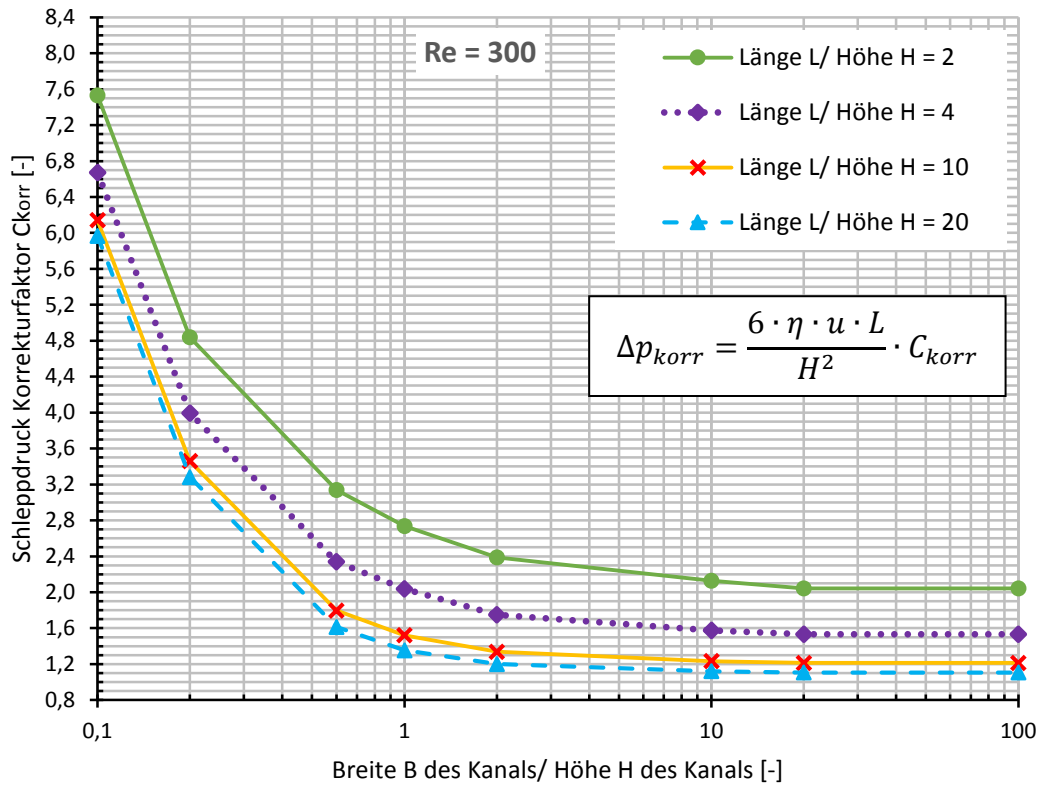


Bild 11.28: Verlauf der Korrekturfaktoren für Gl. (11.9) bei Re = 300

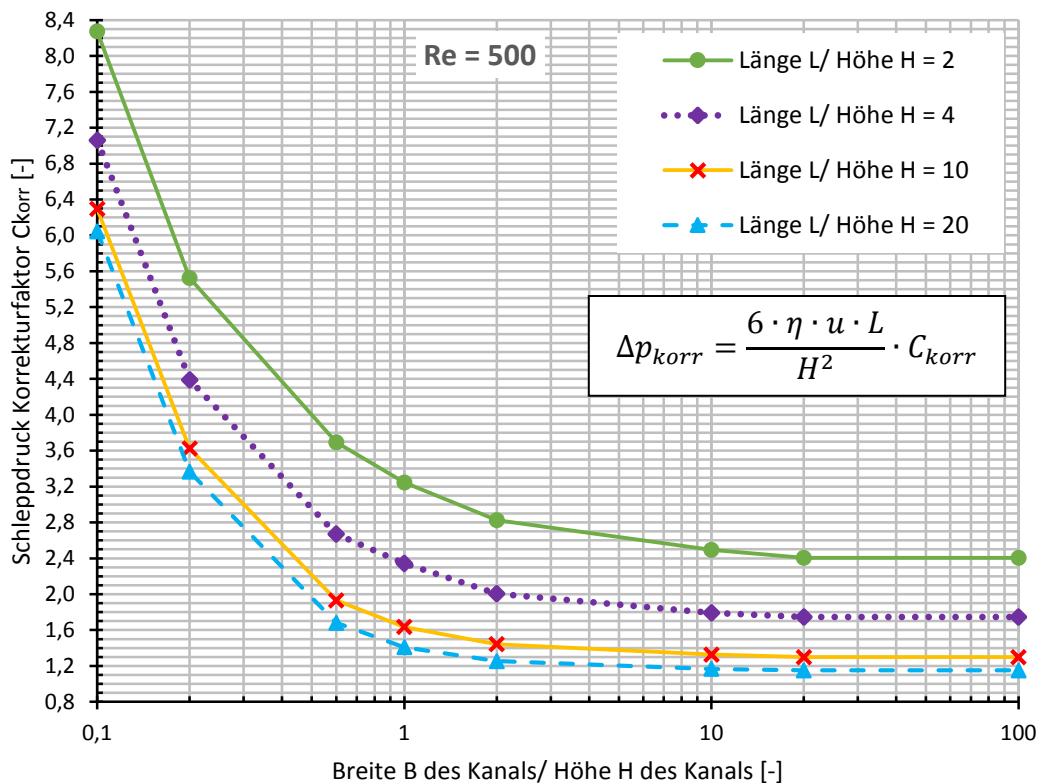


Bild 11.29: Verlauf der Korrekturfaktoren für Gl. (11.9) bei Re = 500

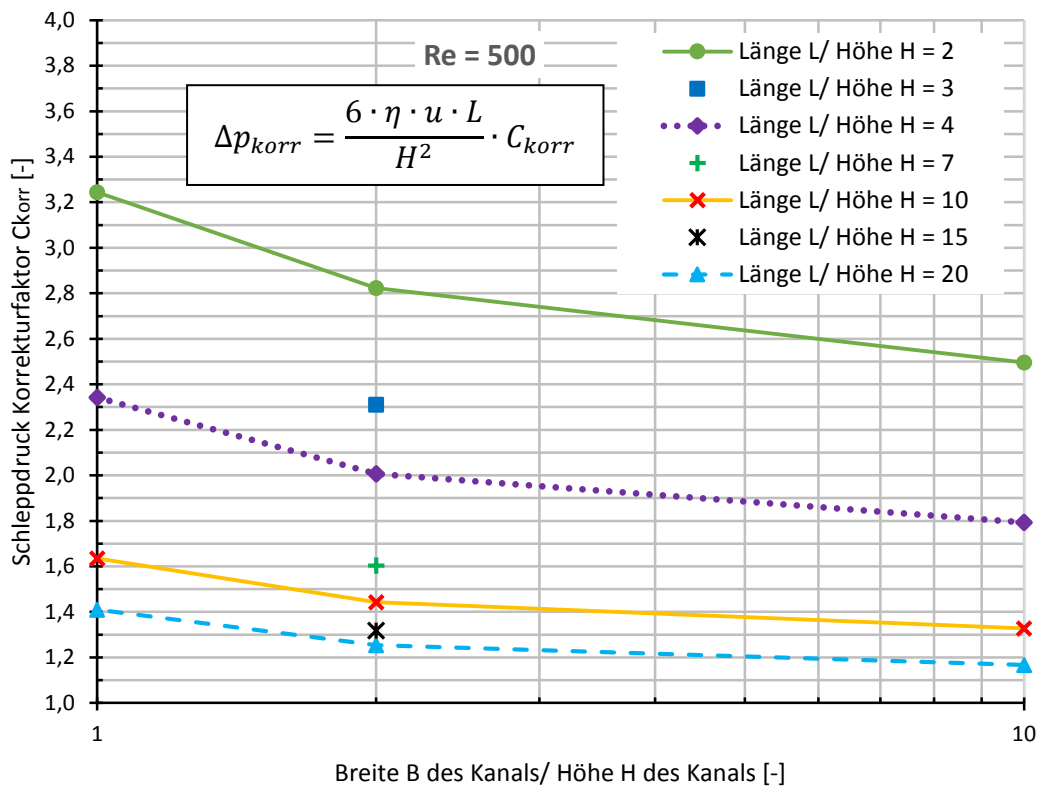


Bild 11.30: vergrößerter Ausschnitt – Korrekturfaktoren für Gl. (11.9) bei Re = 500

11.1.7 Fazit – Schleppdruck in Kanälen mit konstantem Querschnitt

Gemäß den obigen Erkenntnissen kann der gemittelte Druckanstieg durch Schleppströmung in einem abgeschlossenen Kanal mit konstantem rechteckigen Querschnitt nach Gl. (11.10) berechnet werden. Die komplexen Einflüsse der Abmessungsverhältnisse des Kanals und der Reynolds-Zahl auf den Druckaufbau werden dabei über den numerisch ermittelten Korrekturfaktor C_{korr} berücksichtigt²²³.

$$\Delta p_{korr} = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H^2} \cdot C_{korr} \quad (11.10)$$

Betrachtet man den Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring vereinfacht als Kanal mit konstantem Querschnitt, so können mit Hilfe von Gl. (11.10) die Ergebnisse in Bild 10.7 erklärt werden. Aus Gl. (11.10) ist der starke Einfluss der Kanalhöhe auf den Schleppdruckaufbau ersichtlich. Da die Kanalhöhe quadratisch in die Berechnung einfließt, ist ihr Einfluss größer als der Einfluss der Kanallänge. Dies entspricht auch den Ergebnissen nach Bild 10.7. Hier wirkt sich die Halbierung der Modellhöhe²²⁴ stärker aus, als die Verdopplung der Strukturgröße bei gleichbleibender Modellhöhe²²⁵. Allerdings sind die Anstiege im Druckaufbau nach Bild 10.7 deutlich geringer, als es Gl. (11.10) ohne Berücksichtigung des Korrekturfaktors vermuten lässt. So müsste bei Verdopplung der Kanallänge die zwifache und bei Halbierung der Kanalhöhe sogar die vierfache Druckaufbauwirkung erzielbar sein. Dies ist nach Bild 10.7 eindeutig nicht der Fall²²⁶. Um dies nachvollziehen zu können, muss noch der komplexe Einfluss des Korrekturfaktors berücksichtigt werden, der in vielen Fällen die Veränderungen des Bruchterms in Gl. (11.10) teilweise kompensiert.

Zunächst wird die Verdopplung der Strukturgröße bei gleichbleibender Modellhöhe betrachtet. Dies entspricht einer Verdopplung der Kanallänge und der mittleren Kanalbreite. Da der Korrekturfaktor bei steigendem Verhältnis von Kanallänge und Kanalbreite zu Kanalhöhe kleiner wird²²⁷, steigt der gemittelte Druckanstieg nach Gl. (11.10) nicht proportional mit der Kanallänge an. Das heißt, die Steigerung des Druckaufbaus durch Vergrößerung der Kanallänge im Bruchterm von Gl. (11.10) wird zum Teil durch eine Verringerung des Korrekturfaktors kompensiert. Dies erklärt den vergleichsweise geringen Druckanstieg in Bild 10.7 bei Verdopplung der Strukturgröße.

Aber auch eine Halbierung der Modellhöhe wirkt sich nach Bild 10.7 schwächer aus, als nach Gl. (11.10), ohne Berücksichtigung des Korrekturfaktors, zu erwarten wäre. Die Gründe hierfür können anhand der Einflüsse der Kanalhöhe auf den Korrektur-

²²³ vgl. Bild 11.22 bis Bild 11.30

²²⁴ Dies entspricht einer Halbierung der Kanalhöhe.

²²⁵ Dies entspricht einer Verdopplung der Kanallänge (und der mittleren Kanalbreite).

²²⁶ Die in Bild 10.7 angegebenen maximalen Drücke dürfen zwar nicht als Absolutdrücke angesehen werden, sind aber untereinander vergleichbar.

²²⁷ siehe z. B. Bild 11.29

faktor in Gl. (11.10) erläutert werden. Bei einer Verringerung der Kanalhöhe steigen die Verhältnisse Kanalbreite und Kanallänge zu Kanalhöhe. Zusätzlich wird dabei die Reynolds-Zahl reduziert²²⁸. Dies führt zu einer Verringerung des Korrekturfaktors²²⁹ und damit zu einer teilweisen Kompensation des Druckanstiegs, der durch Reduktion der Kanalhöhe im Bruchterm von Gl. (11.10) auftritt.

Eine weitere mögliche Maßnahme zur Steigerung des Druckaufbaus in einem Kanal ist die Verringerung der Kanalbreite. Hierdurch steigt der Korrekturfaktor in Gl. (11.10) an²³⁰. Da der Übergang einer RS in den geschlossenen Ring in der Regel konvergent ist (z. B. Bild 10.7), kann lediglich die mittlere Kanalbreite verringert werden. Dies kann auf zwei Arten erfolgen:

- Durch Verringern der Strukturgröße wird zwar die mittlere Kanalbreite reduziert, der Druckaufbau kann damit nach Bild 10.7 aber nicht erhöht werden, da gleichzeitig die Kanallänge verringert wird.
- Eine Verringerung des Winkels zwischen RS und geschlossenem Ring reduziert ebenfalls die mittlere Kanalbreite, hat gemäß Bild 10.7 aber keine wesentliche Steigerung des Druckaufbaus zur Folge. Dies liegt daran, dass erst bei relativ kleinen Verhältnissen von Kanalbreite zu Kanalhöhe²³¹ der Korrekturfaktor in Gl. (11.10) merklich ansteigt. Daher muss der Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring relativ klein sein ($< 10^\circ$), damit eine relevante Auswirkung auf den Druckaufbau erzielt werden kann. Kleine Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring sind aber nicht zulässig, da hierdurch die Wirksamkeit der RS beim Auffangen und Umlenken von Leckage stark negativ beeinflusst wird²³².

Damit stellt die Verringerung der mittleren Kanalbreite keine sinnvolle Maßnahme zur Steigerung des Druckaufbaus an einer RS dar.

Wie in Bild 10.7 und Bild 10.8 gezeigt, kann die Druckaufbaufähigkeit von RS durch Variation ihrer Grundgeometrie nicht entscheidend verbessert werden, da für den Druckaufbau der Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring und nicht die Grundgeometrie entscheidend ist. Eine Vergrößerung der RS steigert den Druckaufbau nur geringfügig und ist wegen Problemen mit der Anlage auf der Welle in der Praxis nur eingeschränkt möglich²³³. Eine Verringerung der Strukturhöhe hat zwar eine bedeutende Steigerung des Druckaufbaus zur Folge, reduziert aber die mögliche Verschleißhöhe der PTFE-MD und damit ihre Lebensdauer. Da nach den oben vorgestellten Ergebnissen die Verringerung der Strukturhöhe die effektivste Möglichkeit zur Verbesserung der Druckaufbauwirkung darstellt, ist eine Lösung erstrebenswert, bei der die Verschleißigenschaften einer PTFE-MD, trotz verringerter Strukturhöhe, nicht negativ beeinflusst werden. Dies kann z. B. durch einen doppelt konvergenten Kanal im Bereich des Übergangs von der RS zum geschlossenen Ring reali-

²²⁸ siehe Gleichungen (11.4) und (11.5)

²²⁹ vgl. z. B. Bild 11.22 und Bild 11.23

²³⁰ siehe z. B. Bild 11.22

²³¹ siehe z. B. Bild 11.26, $B/H < 1$

²³² siehe Kap. 8

²³³ siehe [45], [48] und [52]

siert werden, Bild 11.31. Dabei wird durch die Konvergenz zur Welle die Strukturhöhe lediglich lokal zum geschlossenen Ring hin verringert. Dies ermöglicht relativ große mittlere Strukturhöhen und damit gute Verschleißigenschaften bei hoher Druckaufbauwirkung. Die Konvergenz zum geschlossenen Ring (Bild 11.31, links) ist für das Auffangen und Umlenken von Leckage erforderlich, hat aber keinen entscheidenden Einfluss auf den Druckaufbau.

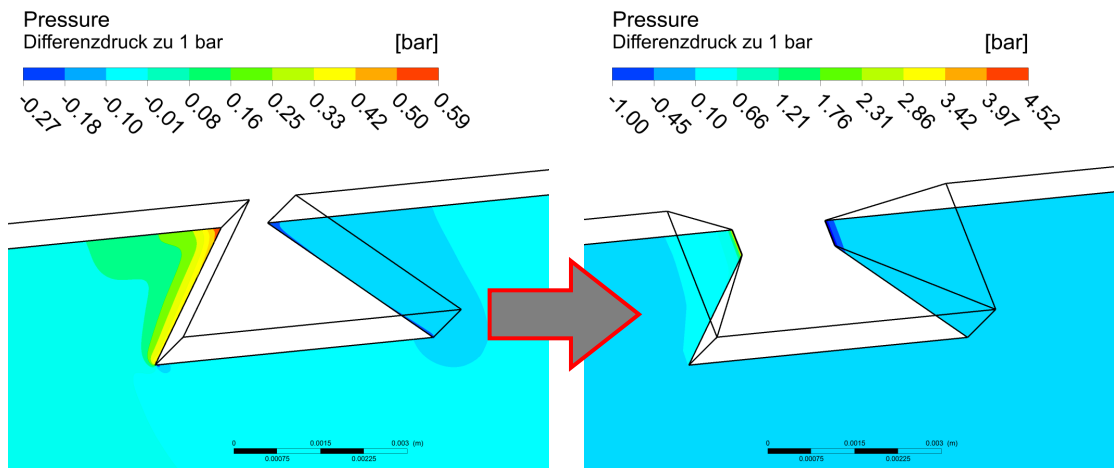


Bild 11.31: optimierter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

Durch Betrachten des Übergangs einer RS in den geschlossenen Ring als Kanal mit konstantem Querschnitt, können die Zusammenhänge beim Druckaufbau tendenziell mit Hilfe von Gl. (11.10) erklärt und mögliche Optimierungsmaßnahmen abgeleitet werden. Da der Übergang einer RS in den geschlossenen Ring als (doppelt) konvergenter Kanal ausgeführt werden sollte, sind quantitative Aussagen zum Druckaufbau nach Gl. (11.10) nicht möglich. Um den Druckaufbau im Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring genauer nachvollziehen zu können, wird nachfolgend zunächst der Druckanstieg in (doppelt) konvergenten Kanälen untersucht. Anschließend werden in Kap. 12 die Einflüsse auf die Druckaufbauwirkung bei einem doppelt konvergenten Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring (Bild 11.31, rechts) analysiert und weiterführende Optimierungsmöglichkeiten aufgezeigt.

11.2 Schleppdruck in konvergenten Kanälen

Nachfolgend wird der Druckaufbau in unterschiedlichen konvergenten Kanälen untersucht. Die Abmessungen und Randbedingungen der verwendeten Modelle sind in Bild 11.32 aufgeführt. Dabei handelt es sich um verschiedene abgeschlossene konvergente Kanäle, deren untere Fläche mit der Schleppgeschwindigkeit u bewegt wird. Wie bei den oben untersuchten Kanälen mit konstantem Querschnitt, muss aus Kontinuitätsgründen die Schleppströmung im unteren Bereich des Kanals, durch eine ihr entgegengerichtete Druckströmung im oberen Bereich des Kanals, komplett aus-

geglichen werden. In Bild 11.33 ist ein Beispiel für die Strömung in einem abgeschlossenen, doppelt konvergenten Kanal dargestellt.

Alle im Folgenden vorgestellten Ergebnisse sind laminar und stationär berechnet. Dabei bestätigt die gute Konvergenz aller durchgeführten Simulationen die Zulässigkeit der verwendeten Modellierung und die Stabilität der Ergebnisse.

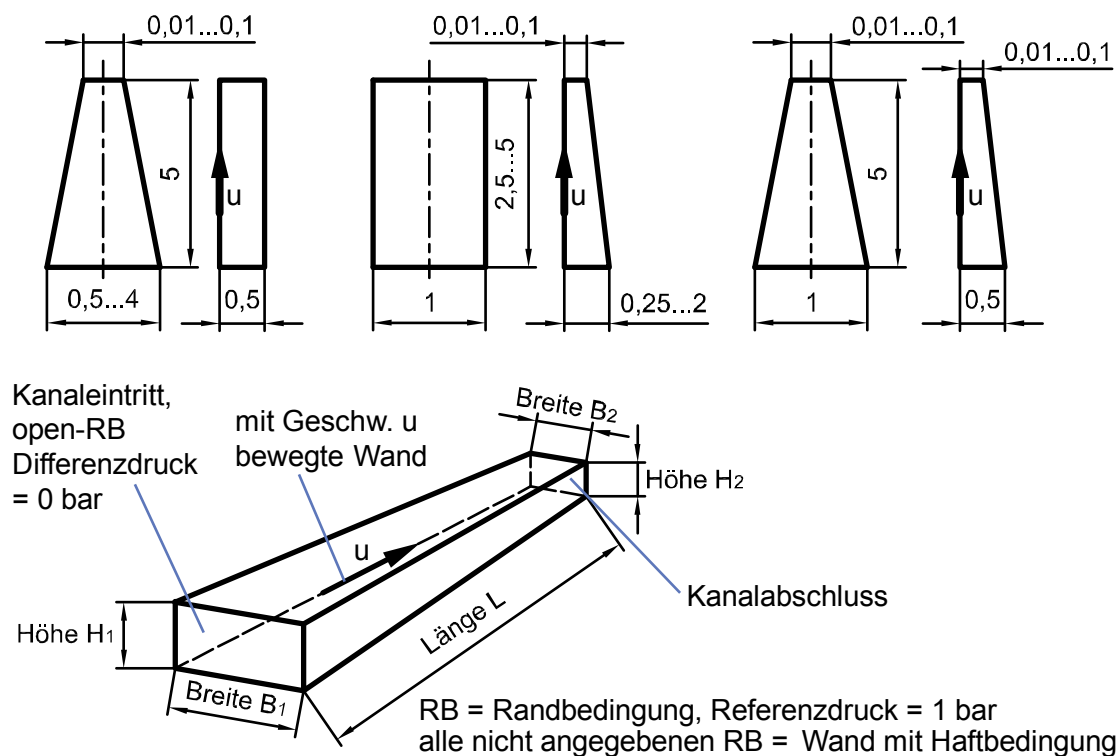


Bild 11.32: Abmessungen und Randbedingungen der verwendeten Modelle

Als netzunabhängige Größe wird der gemittelte Druck am Kanalabschluss (hintere Kanalfläche) verwendet, Bild 11.34. Hierzu wurde für jede Kanalgeometrie eine Netzstudie durchgeführt. Wobei p_{mittel} als Absolutdruck zu verstehen ist. Der Druckanstieg im Kanal kann durch Subtraktion des Referenzdruckes (1 bar) von p_{mittel} ermittelt werden.

Da bei der hier verwendeten Modellierung der Maximalwert für den Druck (p_{max} in Bild 11.34) gegen unendlich geht, wird für die Darstellung der Druckverläufe in den nachfolgenden Abbildungen eine spezielle Vernetzung verwendet. Durch eine sehr ähnliche Vernetzung aller Modelle in den kritischen Bereichen²³⁴, können die Maximalwerte für den Druck in diesem Kapitel untereinander verglichen werden. Ein Vergleich von p_{max} mit p_{mittel} ist dagegen nicht sinnvoll, da p_{max} von der gewählten Vernetzung abhängt und dadurch in einigen Fällen sogar geringer als p_{mittel} ist. Bereits in sehr kleinem Abstand von dem Bereich, in dem p_{max} auftritt, sind die nachfolgend

²³⁴ Hier treten unendlich hohe Drücke in einem unendlich schmalen Bereich auf. Dadurch steigt der maximale Druck bei Verfeinerung des Netzes in diesem Bereich an. Eine genauere Erläuterung dieser Zusammenhänge ist in Kap. 11.1.1 zu finden.

abgebildeten Druckverläufe korrekt, da hier auch ein relativ grobes Netz für eine vergleichsweise genaue Darstellung ausreichend ist.

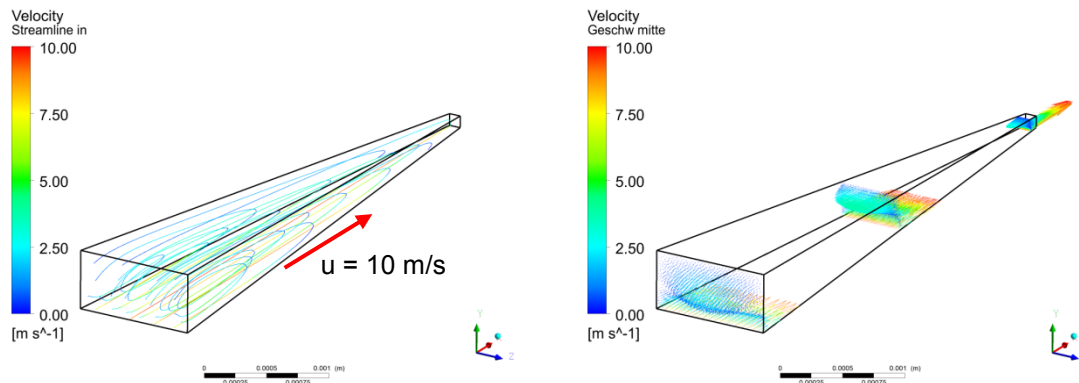


Bild 11.33: Beispiel für die Strömung in einem doppelt konvergenten Kanal

11.2.1 Einfluss der Kanalbreite

In Bild 11.34 ist der Einfluss der Kanalbreite am Eintritt und Abschluss auf den Druckaufbau eines konvergenten Kanals veranschaulicht. Durch Verringern der Kanalbreite am Abschluss steigt der Druckaufbau an. Eine zusätzliche Verringerung der Kanalbreite am Eintritt steigert den Druckaufbau ebenfalls. Allerdings kann laut Bild 11.34 bei Kanalbreiten am Eintritt, die größer als 2 mm sind, kein wesentlicher Einfluss auf den Druckaufbau mehr festgestellt werden²³⁵. Diese Zusammenhänge können qualitativ²³⁶ mit Hilfe von Gl. (11.10) erklärt werden. Durch Verringern der Kanalbreite am Eintritt und/ oder Abschluss²³⁷ wird die mittlere Kanalbreite kleiner. Bei sinkendem Verhältnis aus Kanalbreite zu Kanalhöhe steigt der Korrekturfaktor²³⁸ für Gl. (11.10) und damit der Druckaufbau an. Bei ausreichend großem Verhältnis aus Kanalbreite zu Kanalhöhe ist der Korrekturfaktor nahezu konstant²³⁹ und folglich auch der Druckaufbau nach Gl. (11.10). Damit kann gemäß Bild 11.34 der Druckaufbau durch Variation des Winkels zwischen RS und geschlossenem Ring nur bei relativ kleinen Werten für den Winkel ($\alpha < 10^\circ$) deutlich erhöht werden. Dies bestätigen auch die Ergebnisse in Bild 10.7, wonach der Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring kaum Einfluss auf den Druckaufbau hat. Dies gilt für den laut Bild 10.7 untersuchten Winkelbereich von 10° bis 75° . Da Winkel unterhalb von 10° zwischen RS und geschlossenem Ring nicht zu empfehlen sind, kann hier der Einfluss des Brei-

²³⁵ Bei Vergrößerung der Breite B am Kanaleintritt auf 8 mm gilt: $p_{\text{mittel}} = 2,21 \text{ bar}$ und $\alpha = 77,25^\circ$

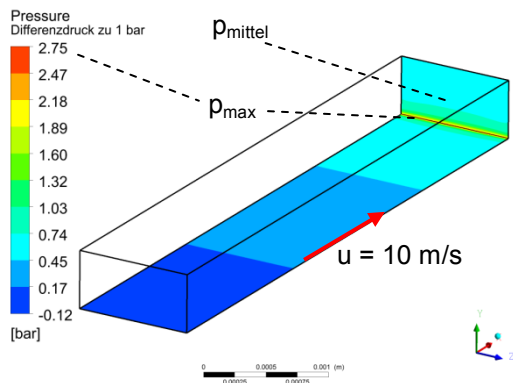
²³⁶ Gl. (11.10) gilt für Kanäle mit konstantem Querschnitt. Der Einsatz von Gl. (11.10) bei konvergenten Kanälen ist nur für qualitative Abschätzungen zulässig.

²³⁷ Dabei sollte die Kanalbreite am Abschluss stets kleiner sein als am Eintritt.

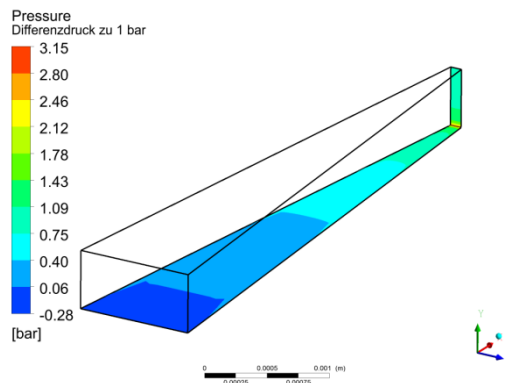
²³⁸ siehe z. B. Bild 11.22

²³⁹ Durch Veränderung der Kanalbreite ändert sich der hydraulische Durchmesser bzw. die Reynoldszahl, Gl. (11.4) und (11.5). Bei großen Kanalbreiten ist die Änderung des hydraulischen Durchmessers nach Bild 11.14 aber relativ gering und damit der Einfluss auf den Korrekturfaktor z. B. nach Bild 11.22 vernachlässigbar.

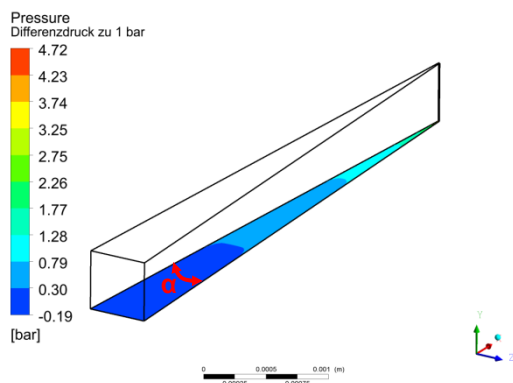
tenverlaufs eines konvergenten Kanals auf den Druckaufbau vernachlässigt werden. Das bedeutet allerdings nicht, dass ein konvergenter Kanal nach Bild 11.34 keine Steigerung des Druckaufbaus im Vergleich zu einem Kanal mit konstantem Querschnitt bewirkt.



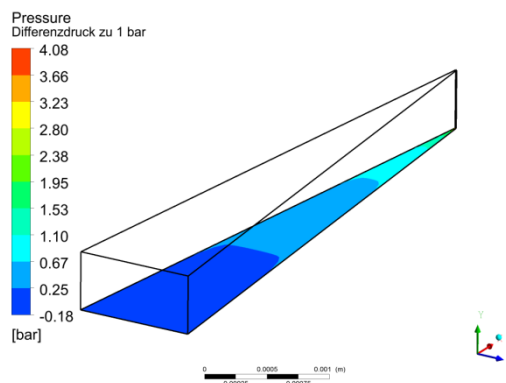
B = 1 mm, $p_{max} = 3,75$ bar, $p_{mittel} = 1,84$ bar



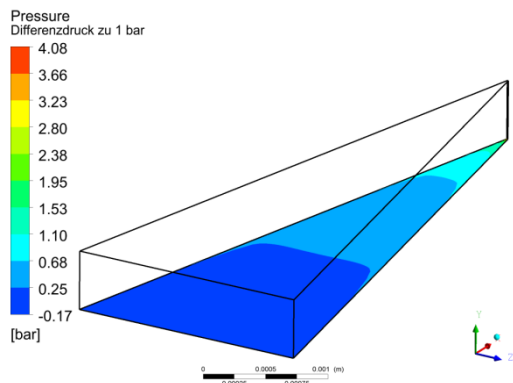
B: 1 mm \rightarrow 0,1 mm, $p_{mittel} = 2,20$ bar



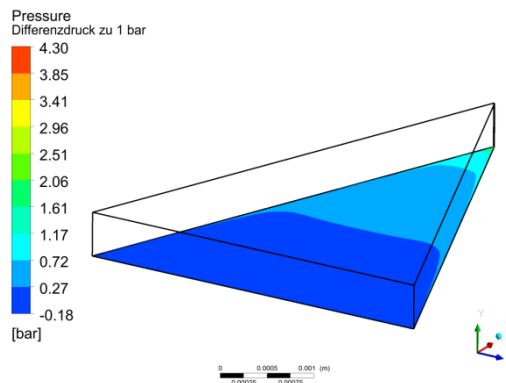
**B: 0,5 mm \rightarrow 0,01 mm, $\alpha = 5,6^\circ$
 $p_{mittel} = 3,05$ bar**



**B: 1 mm \rightarrow 0,01 mm, $\alpha = 11,3^\circ$
 $p_{mittel} = 2,60$ bar**



**B: 2 mm \rightarrow 0,01 mm, $\alpha = 22,5^\circ$
 $p_{mittel} = 2,40$ bar**

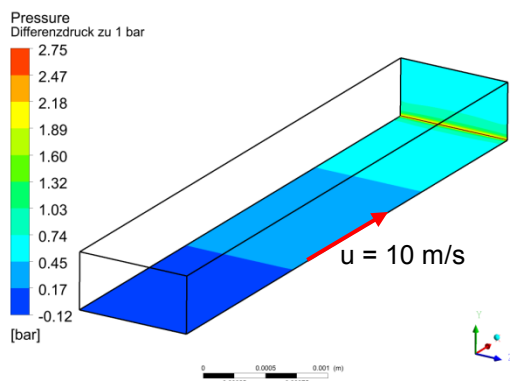


**B: 4 mm \rightarrow 0,01 mm, $\alpha = 43,5^\circ$
 $p_{mittel} = 2,31$ bar**

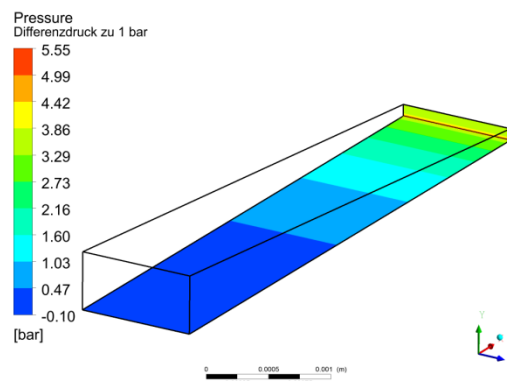
Bild 11.34: Druckaufbau im konvergenten Kanal – Variation der Breite B, L = 5 mm, H = 0,5 mm, gleicher Maßstab außer rechts unten

11.2.2 Einfluss der Kanalhöhe

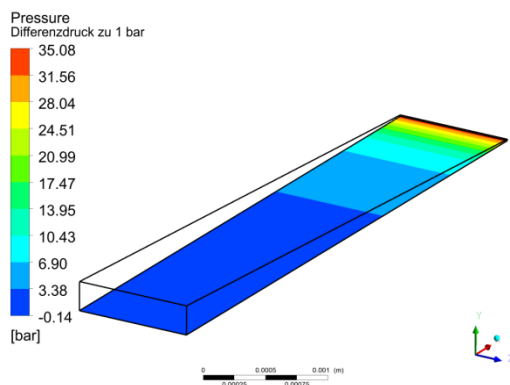
Der Einfluss der Kanalhöhe am Eintritt und Abschluss eines konvergenten Kanals auf den Druckaufbau ist in Bild 11.35 aufgezeigt. Durch Reduktion der Kanalhöhe am Abschluss steigt der Druckaufbau im Kanal deutlich an. Durch zusätzliches Verrin- gern der Kanalhöhe am Eintritt wird der Druckaufbau ebenfalls stark erhöht.



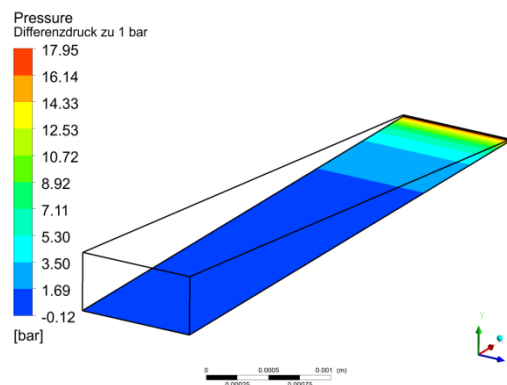
H = 0,5 mm, $p_{\text{mittel}} = 1,84 \text{ bar}$



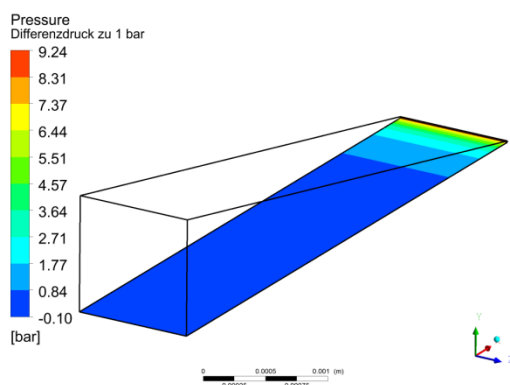
H: 0,5 mm \rightarrow 0,1 mm, $p_{\text{mittel}} = 5,08 \text{ bar}$



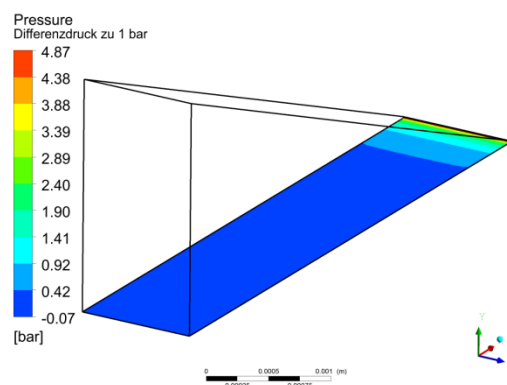
H: 0,25 mm \rightarrow 0,01 mm, $p_{\text{mittel}} = 59,31 \text{ bar}$



H: 0,5 mm \rightarrow 0,01 mm, $p_{\text{mittel}} = 31,01 \text{ bar}$



H: 1 mm \rightarrow 0,01 mm, $p_{\text{mittel}} = 17,04 \text{ bar}$



H: 2 mm \rightarrow 0,01 mm, $p_{\text{mittel}} = 10,35 \text{ bar}$

Bild 11.35: Druckaufbau im konvergenten Kanal – Variation der Höhe H, L = 5 mm, B = 1 mm, gleicher Maßstab

Der starke Einfluss der Kanalhöhe lässt sich auch hier qualitativ anhand von Gl. (11.10) nachvollziehen. Die mittlere Kanalhöhe sinkt durch eine Reduktion der Kanalhöhe am Eintritt und/ oder Abschluss²⁴⁰. Hierdurch steigt nach Gl. (11.10) der Druckaufbau an. Da die Kanalhöhe quadratisch in Gl. (11.10) einfließt, ist ihr Einfluss auf den Druckanstieg entsprechend hoch.

11.2.3 Analytischer Berechnungsansatz bei variabler Kanalhöhe

Für Kanäle mit konvergentem Verlauf der Kanalhöhe kann eine analytische Lösung für den Druckanstieg, ähnlich zu Gl. (11.1), hergeleitet werden. Nach [13] gilt für eine eindimensionale²⁴¹, laminare, stationäre und inkompressible Schlepp-Druck-Strömung²⁴² in einem konzentrischen Ringspalt²⁴³:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{12 \cdot \eta}{H^3} \cdot \left(\frac{u \cdot H}{2} - \frac{\dot{V}}{B} \right) \quad (11.11)$$

Die in Gl. (11.11) verwendeten Parameter sind in Bild 11.36 veranschaulicht. Eine ausführliche Herleitung für Gl. (11.11) ist in [13] und auch online in [14] aufgeführt, daher wird hier darauf verzichtet.

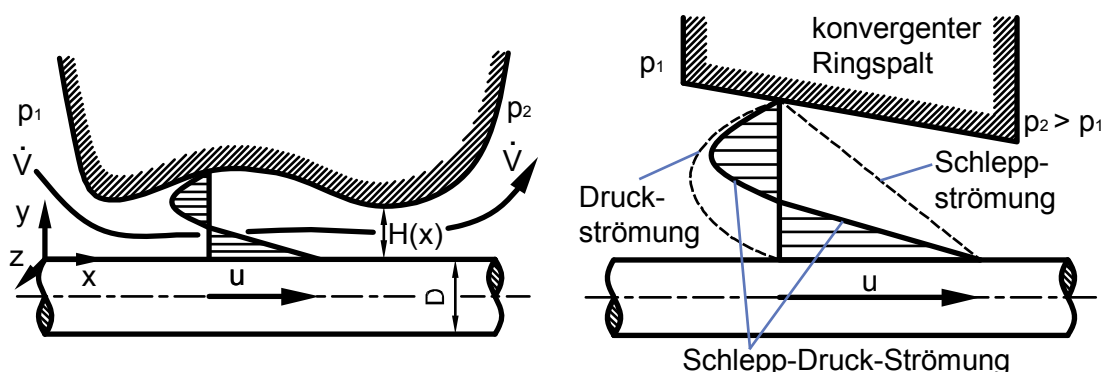


Bild 11.36: Querschnitt durch konzentrischen Ringspalt, Bezeichnungen zu Gl. (11.11)

Da die Spalthöhe H sehr klein gegenüber dem Spaltinnen- bzw. Spaltaußerdurchmesser ist, werden diese als gleich groß angenommen und als Spaltdurchmesser D bezeichnet, Bild 11.36. Die Breite B des Ringspalts entspricht dabei dem mittleren Spaltumfang und kann wie folgt berechnet werden:

²⁴⁰ Dabei sollte die Kanalhöhe am Abschluss stets kleiner sein als am Eintritt.

²⁴¹ Die Spalthöhe und der Druck ändern sich nur in einer Koordinatenrichtung (hier in x -Richtung bzw. Spaltlängsrichtung, Bild 11.36).

²⁴² Als Schlepp-Druck-Strömung wird hier die Kombination aus einer Schleppströmung und einer Druckströmung bezeichnet. Ein Beispiel für das Strömungsprofil ist in Bild 11.36 gezeigt.

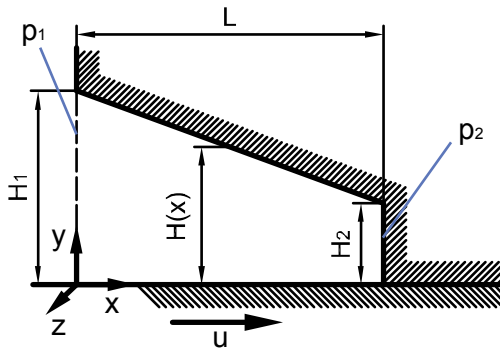
²⁴³ Als konzentrischer Ringspalt wird hier ein rotationssymmetrischer Spalt variabler Höhe bezeichnet.

$$B \approx \text{mittlerer Umfang des Ringspaltes} \approx \pi \cdot D \quad (11.12)$$

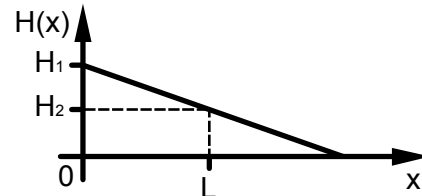
Durch Abwickeln des Ringspaltes entsteht ein Kanal der Breite B . Damit ist Gl. (11.11) auch bei sehr breiten²⁴⁴ Kanälen anwendbar. Nachfolgend sollen abgeschlossene konvergente Kanäle betrachtet werden. Für einen abgeschlossenen Kanal ist der Volumenstrom \dot{V} gleich null. Damit vereinfacht sich Gl. (11.11) zu:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6 \cdot \eta \cdot u}{H^2} \quad (11.13)$$

Mit Hilfe der Differentialgleichung (11.13) wird nachfolgend der Druckanstieg in einem abgeschlossenen konvergenten Kanal ermittelt. Hierzu werden die in Bild 11.37 definierten Parameter verwendet.



Bezeichnungen am konvergenten Kanal



$$\rightarrow H(x) = \frac{H_2 - H_1}{L} \cdot x + H_1$$

Funktion für Höhenverlauf des Kanals

Bild 11.37: Definition der Parameter im abgeschlossenen konvergenten Kanal

Für den gemittelten Druck p_2 am Kanalabschluss gilt dabei für alle nachfolgend vorgestellten Ergebnisse:

$$\text{mit } \Delta p = p_2 - p_1 \text{ ist } p_2 = p_{\text{mittel}} = \Delta p + p_1 = \Delta p + 1 \text{ bar} \quad (11.14)$$

Durch Integration von Gl. (11.13) folgt:

$$\int_{p_1}^{p(x)} dp = 6 \cdot \eta \cdot u \int_0^x \frac{1}{H(x)^2} dx = 6 \cdot \eta \cdot u \int_0^x \frac{1}{\left(\frac{H_2 - H_1}{L} \cdot x + H_1\right)^2} dx \quad (11.15)$$

Damit gilt für den (gemittelten) Druckanstieg Δp im abgeschlossenen konvergenten Kanal:

²⁴⁴ Als breit werden hier Kanäle mit großem Verhältnis von Kanalbreite zu Kanalhöhe bezeichnet.

$$\Delta p(x) = p(x) - p_1 = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H_2 - H_1} \cdot \left(\frac{1}{H_1} - \frac{1}{\frac{H_2 - H_1}{L} \cdot x + H_1} \right) \quad (11.16)$$

Mit Gl. (11.16) kann der Druckanstieg an jeder Stelle x über die gesamte Kanallänge L berechnet werden. Ist lediglich der Druckanstieg am Kanalabschluss ($x = L$) von Interesse, kann Gl. (11.16) wie folgt vereinfacht werden:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H_1 \cdot H_2} \quad (11.17)$$

Ist die Höhe H_2 am Kanalabschluss gleich null, dann folgt aus Gl. (11.16):

$$\text{für } H_2 = 0: \quad \Delta p(x) = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H_1^2} \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{x}{L}} - 1 \right) \quad (11.18)$$

Auch mit Gl. (11.18) kann der Druckanstieg an jeder Stelle x über die gesamte Kanallänge L berechnet werden. Wobei der Druckanstieg am Kanalabschluss ($x = L$) für $H_2 = 0$ nach Gl. (11.18) bzw. Gl. (11.17) gegen unendlich geht. Dies legen auch die Simulationsergebnisse nach Bild 11.35 nahe, denn mit Verringerung der Höhe H_2 steigt der gemittelte Druck am Kanalabschluss stark an.

Bei bewegter unterer Kanalwand²⁴⁵ ist die Höhe H_2 unter realistischen Betriebsbedingungen stets größer als null, da sich durch Schleppdruck an den Rauheiten zwischen Welle und Dichtung ein hydrodynamischer Dichtspalt ausbildet. Durch den hohen Druck tritt außerdem eine lokale Verformung des PTFE-Compounds auf. Zusätzlich kann wegen Fertigungsungenauigkeiten und Werkstoffinhomogenität keine ideale Kante am Kanalabschluss auftreten. Aus diesen Gründen ist von einem Mindestwert von mehreren Mikrometern für die Höhe H_2 auszugehen. Daher wird hier der Druckaufbau für $H_2 < 10 \mu\text{m}$ nicht betrachtet. Dadurch sind die hier berechneten Werte für den aufgebauten Druck am Kanalabschluss realistisch und ermöglichen einen sinnvollen Vergleich von unterschiedlichen Kanalvarianten, da keine unrealistisch hohen Drücke betrachtet werden.

Aus Gl. (11.17) kann auch der Sonderfall eines Kanals mit konstantem Querschnitt abgeleitet werden. Hierzu werden H_1 und H_2 gleichgesetzt:

$$\text{für } H_2 = H_1: \quad \Delta p = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H_1^2} \quad (11.19)$$

²⁴⁵ Durch die bewegte untere Kanalwand wird die Welle modelliert.

Die Gl. (11.19) entspricht der bereits für Kanäle mit konstantem Querschnitt vorgestellten Gl. (11.1).

In Bild 11.38 sind die nach Gl. (11.16) berechneten normierten Verläufe des gemittelten Drucks über der Kanallänge dargestellt. Dabei hängt die Form der abgebildeten Kurven nur vom Verhältnis H_1/H_2 ab. Alle weiteren Parameter in Gl. (11.16) haben keinen Einfluss auf die Kurvenform. Bei konstantem Kanalquerschnitt ($H_1/H_2 = 1$) steigt der Druck linear über der Kanallänge an. Mit steigendem Verhältnis H_1/H_2 schmiegt sich der Verlauf der Kurven immer stärker an die horizontale Diagramm-achse an. Dabei wird der Extremfall für $H_2 = 0$ bzw. $H_1/H_2 \rightarrow \infty$ durch Gl. (11.18) beschrieben. Hierbei würde die Kurve in Bild 11.38 mit der horizontalen Diagramm-achse zusammenfallen. Bei steigendem Verhältnis von H_1/H_2 findet der vorwiegende Druckanstieg also immer weiter im hinteren Bereich des Kanals statt.

Die normierte Darstellungsart in Bild 11.38 ermöglicht es zu beurteilen, wie der Druckaufbau in verschiedenen konvergenten Kanälen verläuft. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die nicht normierten Werte für den gemittelten Druck ein unterschiedliches Niveau haben können. Dies wird aus den nach Gl. (11.16) berechneten Verläufen in Bild 11.39 deutlich.

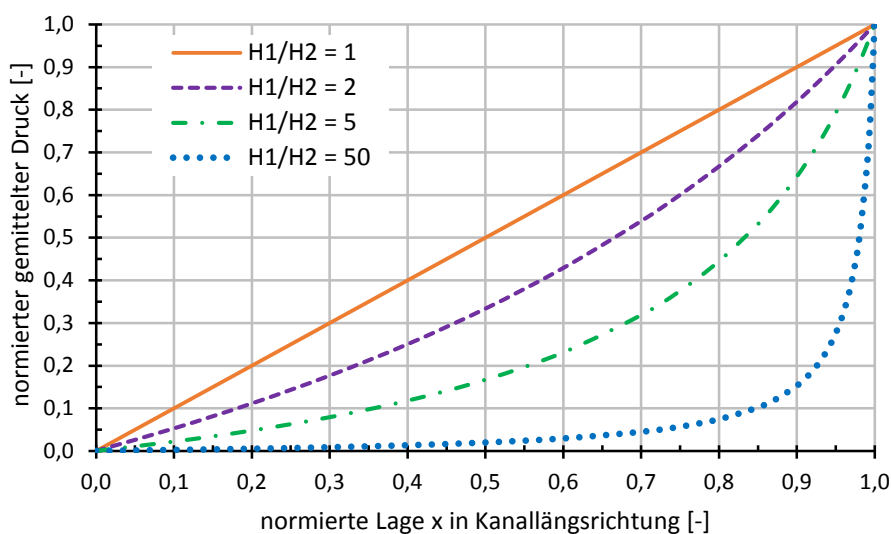


Bild 11.38: Verlauf des gemittelten Drucks über der Kanallänge (die Form der abgebildeten Kurven hängt nur vom Verhältnis H_1/H_2 ab), nach Gl. (11.16)

In Bild 11.40 ist der nach Gl. (11.17) analytisch berechnete Druckanstieg in Abhängigkeit von der Höhe H_2 am Kanalabschluss dargestellt. Die Höhe H_1 am Kanaleintritt ist dabei konstant. Zusätzlich sind die in Bild 11.35 angegebenen, numerisch berechneten Druckanstiege aufgetragen. Es sind deutliche relative Abweichungen von analytischer zu numerischer Lösung erkennbar. Jedoch bildet die analytische Lösung den Verlauf der numerischen Lösung relativ genau ab.

In Bild 11.41 ist der nach Gl. (11.17) analytisch berechnete Druckanstieg in Abhängigkeit von der Höhe H_1 am Kanaleintritt gezeigt. Dabei bleibt die Höhe H_2 am Kanalabschluss konstant. Die numerisch berechneten Druckanstiege nach Bild 11.35

sind, zum Vergleich mit der analytischen Lösung, ebenfalls eingetragen. Die relativen Abweichungen zwischen analytischer und numerischer Lösung sind bei Variation der Höhe H_1 am Kanaleintritt tendenziell kleiner, als in Bild 11.40 bei Variation der Höhe H_2 am Kanalaustritt. Ebenso wie in Bild 11.40 wird der Verlauf der numerischen Lösung in Bild 11.41 relativ genau von der analytischen Lösung nachgebildet.

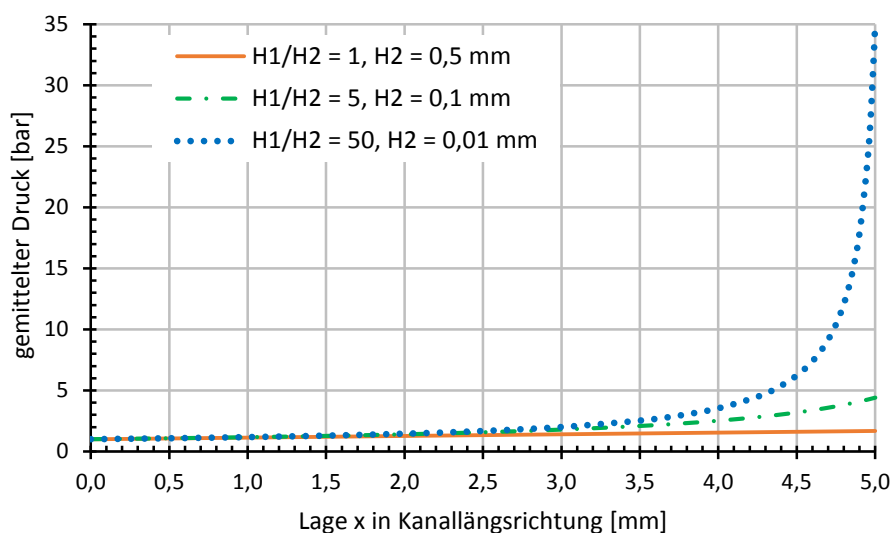


Bild 11.39: Verlauf des gemittelten Drucks über der Kanallänge, $L = 5$ mm, $H_1 = 0,5$ mm, $\eta = 0,057$ kg/(m·s), $u = 10$ m/s, nach Gl. (11.16)

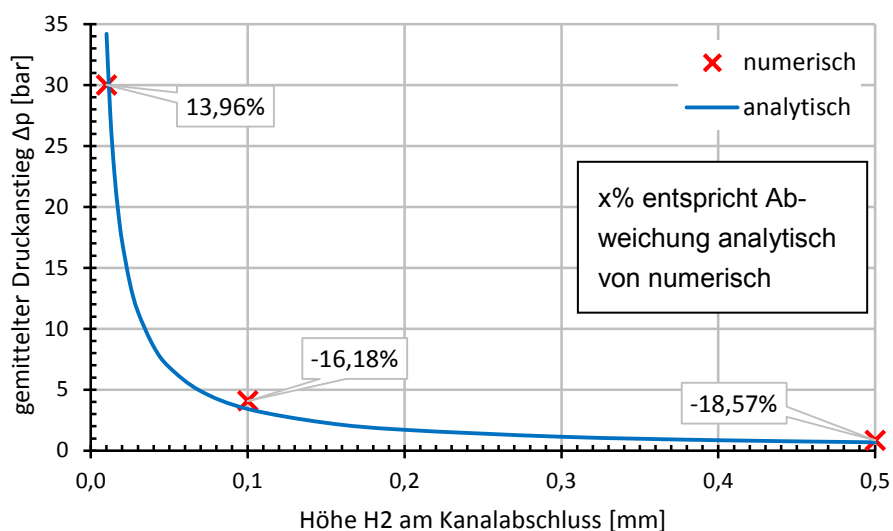


Bild 11.40: gemittelter Druckanstieg am Kanalabschluss – Variation von H_2 , $L = 5$ mm, $H_1 = 0,5$ mm, $\eta = 0,057$ kg/(m·s), $u = 10$ m/s, nach Gl. (11.17)

Die Gründe für die Abweichungen zwischen analytischer und numerischer Lösung in Bild 11.40 und Bild 11.41 liegen bei den Vereinfachungen, die für die Herleitung der Gleichungen (11.16) bis (11.19) erforderlich sind. Wie bereits bei Kanälen mit konstantem Querschnitt gezeigt, haben die Verhältnisse aus Kanallänge und Kanalbreite

zur Kanalhöhe einen wesentlichen Einfluss auf den Druckaufbau. Auch die Strömungsform, gekennzeichnet durch die Reynolds-Zahl, kann den Druckaufbau in erheblichem Ausmaß beeinflussen. Die Berücksichtigung dieser und evtl. weiterer Einflüsse bei der analytischen Berechnung des Druckanstieges in konvergenten Kanälen kann in Anlehnung an Gl. (11.10) über einen Korrekturfaktor erfolgen. Bei konvergentem Verlauf der Kanalhöhe kommt nach Bild 11.38 zumindest das Verhältnis von H_1/H_2 als weiterer Parameter für den Korrekturfaktor hinzu.

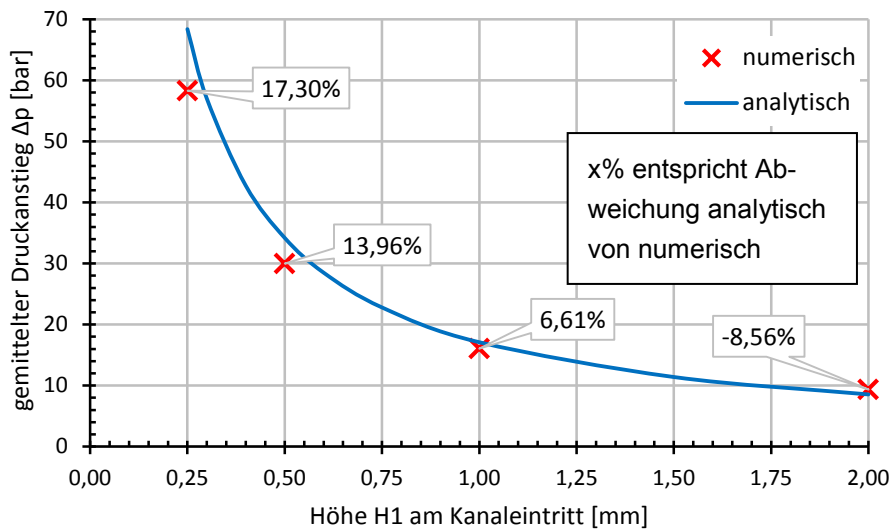


Bild 11.41: gemittelter Druckanstieg am Kanalabschluss – Variation von H_1 , $L = 5 \text{ mm}$, $H_2 = 0,01 \text{ mm}$, $\eta = 0,057 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$, $u = 10 \text{ m/s}$, nach Gl. (11.17)

Zudem sind bei konvergentem Verlauf der Kanalhöhe die Verhältnisse aus Kanallänge und Kanalbreite zur Kanalhöhe nicht ohne Weiteres zu bestimmen. Nachfolgend wird beispielhaft das Verhältnis von Kanalbreite zu Kanalhöhe betrachtet. Da die Kanalbreite B konstant ist, die Kanalhöhe $H(x)$ sich aber im Kanalverlauf verringert, steigt das Verhältnis $B/H(x)$ bis zum Kanalabschluss an. Hierdurch sinkt der Einfluss der Kanalseitenwände (der Kanalbreite) im Kanalverlauf.

Auch die Definition der Reynolds-Zahl ist bei variabler Kanalhöhe nicht ohne Weiteres möglich. Durch eine Reduzierung der Kanalhöhe steigt die stabilisierende Wirkung der Zähigkeitskräfte gegenüber den Trägheitskräften auf die Strömung an, was nach Gl. (11.4) einer Verringerung der Reynolds-Zahl im Kanalverlauf entspricht.

Aufgrund der oben erläuterten Einschränkungen ist ein verallgemeinerter analytischer Berechnungsansatz, z. B. über einen Korrekturfaktor für Gl. (11.17), nur mit sehr hohem Aufwand zu realisieren. Insbesondere wenn neben einem konvergenten Verlauf der Kanalhöhe auch ein konvergenter Verlauf der Kanalbreite berücksichtigt werden soll. Daher ist für eine genaue quantitative Ermittlung des Druckanstiegs in einem konvergenten Kanal der Einsatz der numerischen Simulation zu empfehlen.

Ein Vergleich der analytischen und der numerischen Lösungen in Bild 11.40 und Bild 11.41 zeigt, dass die Gleichungen (11.16) bis (11.18) für qualitative und grobe quantitative Abschätzungen des Druckverlaufs bzw. Druckanstiegs in Kanälen mit konver-

gentem Verlauf der Höhe verwendet werden können. Der Einfluss eines konvergenten Verlaufs der Kanalbreite auf den Druckaufbau kann mit den obigen Gleichungen nicht ohne Weiteres berücksichtigt werden.

11.2.4 Einfluss der Kanallänge

Der Einfluss der Kanallänge auf den Druckaufbau bei konvergenten Kanälen kann qualitativ nach Gl. (11.17) bzw. Gl. (11.10) eingeschätzt werden. Mit steigender Kanallänge steigt auch der Druckaufbau. Wie bereits bei Kanälen mit konstantem Querschnitt erläutert, sind nur relativ geringe Steigerungen des Druckaufbaus über die Kanallänge am Übergang einer RS in den geschlossenen Ring möglich, da hierzu die RS vergrößert werden muss. Eine Vergrößerung der RS ist wegen Schwierigkeiten mit der Anlage auf der Welle nur eingeschränkt sinnvoll. Zudem ist nach Gl. (11.17) bzw. Gl. (11.10) die effektivste Maßnahme zur Steigerung des Druckaufbaus die Reduktion der Kanalhöhe. Aus diesen Gründen wird der Einfluss der Kanallänge bei konvergenten Kanälen nicht weiter analysiert und der Schwerpunkt der Untersuchungen auf die Kanalhöhe gelegt.

11.2.5 Einfluss von Verschleiß

Der Einfluss von Verschleiß auf den Druckaufbau, bei konvergentem Verlauf der Kanalhöhe, ist in Bild 11.42 aufgezeigt. Dabei wird der Fall eines Verschleißes von 50% der Kanalhöhe betrachtet. Die Höhe H_2 am Kanalaustritt bleibt dabei unverändert bei $10 \mu\text{m}^{246}$.

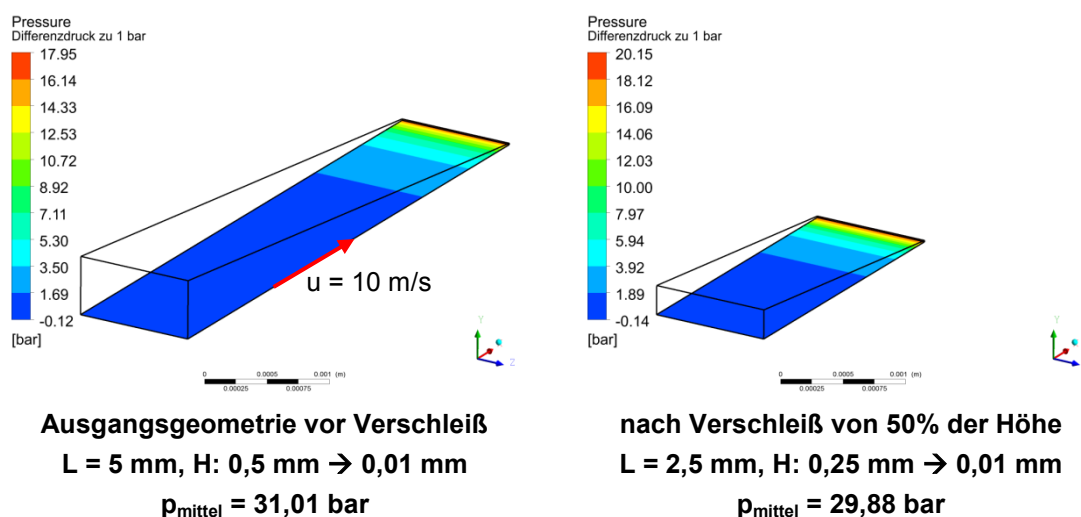


Bild 11.42: Druckaufbau im konvergenten Kanal – Einfluss von Verschleiß
 $B = 1 \text{ mm}$, gleicher Maßstab

²⁴⁶ Die Gründe hierfür wurden oben bereits erläutert (siehe Kap. 11.2.3).

Im gewählten Beispiel sinken die Höhe H_1 und die Länge L um 50%. Damit müsste nach Gl. (11.17) der Druckanstieg im Kanal unverändert bleiben. Dies zeigen auch die Simulationsergebnisse nach Bild 11.42, da der Druck p_{mittel} nahezu konstant bleibt. Bei konvergentem Verlauf der Kanalhöhe wird also die verschleißbedingte Verringerung der Kanallänge L , hinsichtlich des Druckaufbaus, durch eine Reduktion der Kanalhöhe H_1 annähernd kompensiert. Bei geringerer Kanallänge und/ oder Kanalbreite sowie größerer Schleppgeschwindigkeit u (bzw. Reynolds-Zahl) wird Gl. (11.17) allerdings ungenauer²⁴⁷. Die Auswirkungen von Verschleiß auf den Druckaufbau können sich somit bei geringerer Kanallänge und/ oder Kanalbreite sowie größerer Schleppgeschwindigkeit etwas verändern.

Bei konvergentem Verlauf der Kanalhöhe kann damit von einem näherungsweise konstanten Druckaufbau bei Verschleiß ausgegangen werden. Folglich kann durch entsprechende Gestaltung des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring ein annähernd konstanter Druckaufbau, auch bei Verschleiß einer PTFE-MD, realisiert werden.

11.2.6 Statische Abdichtung und Druckaufbauvermögen von RS

Für die statische Abdichtung ist bei einer PTFE-MD der geschlossene Ring vorgesehen. Durch die Füllstoffe besitzen PTFE-Compounds in der Regel eine relativ raue Oberfläche²⁴⁸. Wegen den Rauheiten des PTFE-Compounds und der Welle bilden sich zwischen geschlossenem Ring und der Welle zahlreiche Mikrokanäle. Durch Kapillarwirkung in diesen Mikrokanälen bzw. im engen Dichtspalt wird das abdichtende Fluid in den Dichtspalt gesogen. Auf der Luftseite der PTFE-MD kann das Fluid in die Umgebung austreten, wenn es nicht durch Grenzflächeneffekte daran gehindert wird. Zum Austritt in die Umgebung am Rand des Dichtspaltes muss sich die freie Oberfläche des Fluides vergrößern. Je steiler die Übergänge am Dichtspalt- rand ausgeführt sind, desto stärker ist die, für einen Austritt aus dem Spalt erforderliche, Oberflächenvergrößerung des Fluides. Da Kohäsionskräfte im Fluid einer Oberflächenvergrößerung entgegenwirken, ist ein Leckageaustritt umso unwahrscheinlicher, je größer die hierfür erforderliche Oberflächenvergrößerung des Fluides ist. Um die statische Dichtsicherheit zu steigern, sollten daher die Übergänge am Dichtspalt möglichst steil ausgeführt werden.

Geht eine RS für die optimale Druckaufbauwirkung direkt in den geschlossenen Ring über²⁴⁹, kann sich das Fluid auch in den Mikrokanälen zwischen RS und Welle ausbreiten. Daher sollten für eine gute statische Dichtigkeit auch die Übergänge an der RS so steil wie möglich sein. Die Übergänge von der bewegten unteren Kanalwand zu den Seitenwänden in Bild 11.34, sind ein gutes Beispiel für möglichst steile Übergänge. Allerdings ist mit steilen Übergängen nach Bild 11.34 kein hoher Druckaufbau

²⁴⁷ Diese Aussage beruht auf Erkenntnissen, die an Kanälen mit konstantem Querschnitt gewonnen wurden. Siehe hierzu Gl. (11.10) und Bild 11.22 bis Bild 11.30.

²⁴⁸ siehe z. B. [36]

²⁴⁹ siehe z. B. Bild 11.31

am geschlossenen Ring realisierbar. Zwar können mit flachen Übergängen am geschlossenen Ring nach Bild 11.35 hohe Drücke erreicht werden, die flachen Übergänge verringern aber auch die statische Dichtsicherheit. Dies liegt daran, dass sich das Fluid im flachen Kanal leichter ausbreiten und an der Luftseite, insbesondere bei ungünstiger räumlicher Lage der RS, durch Schwerkraftwirkung als Leckage abtropfen kann.

Für die statische Dichtsicherheit ist also ein möglichst steiler Kanal mit einer großen Höhe am Kanaleintritt von Vorteil²⁵⁰. Für einen hohen Druckaufbau ist dagegen ein möglichst flacher Kanal mit geringer Höhe am Kanaleintritt erforderlich²⁵¹. Eine Möglichkeit zur Verbesserung der statischen Dichtigkeit, bei gleichzeitig hohem Druckaufbau am geschlossenen Ring, ist der Einsatz von gestuft konvergenten Kanälen. Ein Beispiel für einen gestuft konvergenten Kanal ist in Bild 11.43 dargestellt. Der flachere Bereich in der hinteren Kanalhälfte dient einem hohen Druckaufbau und kann im statischen Zustand des Dichtsystems mit Fluid gefüllt sein. Der steilere Bereich in der vorderen Kanalhälfte erhöht den Widerstand gegen statische Leckage, da sich zum Austritt aus dem flacheren Bereich die Oberfläche des Fluides stark vergrößern muss. Dieser Oberflächenvergrößerung wirken die Kohäsionskräfte im Fluid entgegen.

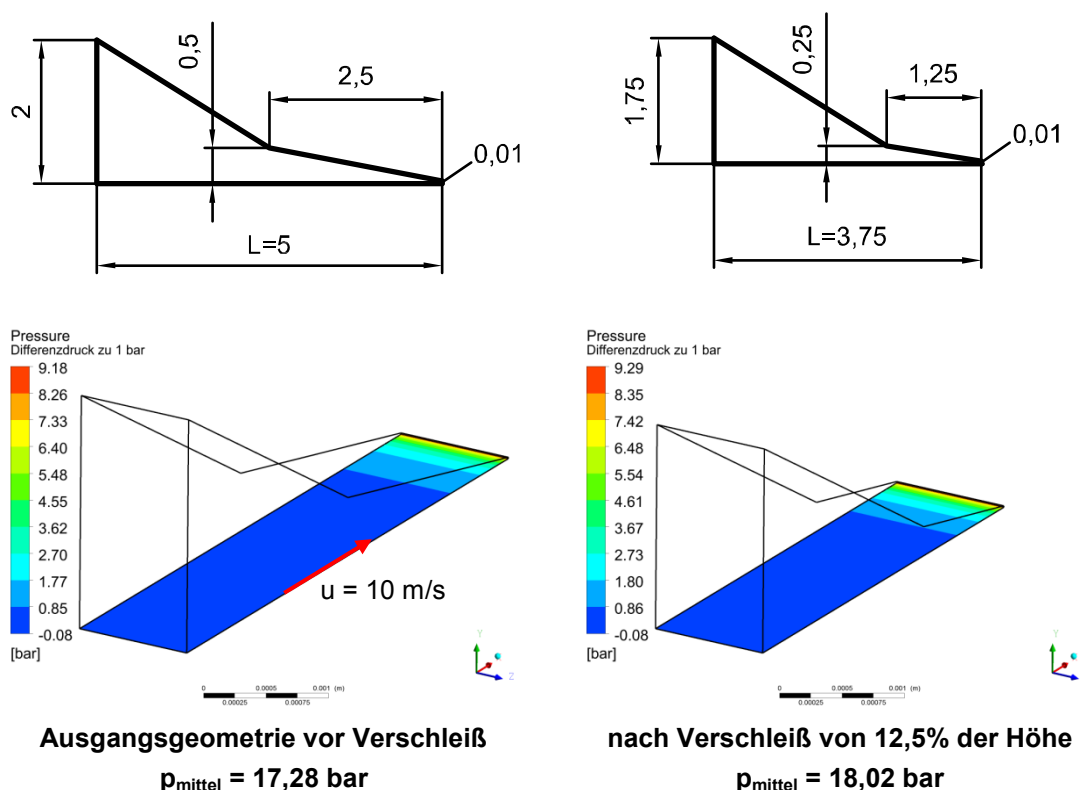


Bild 11.43: Druckaufbau im gestuft konvergenten Kanal, $B = 1 \text{ mm}$, gleicher Maßstab

²⁵⁰ siehe z. B. Bild 11.35, unten rechts

²⁵¹ siehe z. B. Bild 11.35, Mitte links

Bei vorgegebener Kanallänge und Höhe am Kanaleintritt²⁵² kann der Druckaufbau durch gestuft konvergente Kanäle gesteigert werden. Dies zeigt der Vergleich von Bild 11.35 mit Bild 11.43. Bei einer Höhe von 2 mm am Kanaleintritt kann durch die Stufe in Bild 11.43 der gemittelte Druckanstieg²⁵³ um ca. 74% gegenüber Bild 11.35 erhöht werden. Dabei bleibt analog zu Bild 11.42 der Druckaufbau in Bild 11.43 bei Verschleiß des flacheren Kanalbereichs nahezu konstant. Die Verbesserung des Druckaufbaus und der statischen Dichtsicherheit in einem gestuft konvergenten Kanal ist allerdings mit einer geringeren zulässigen Verschleißhöhe verbunden, da nach vollständiger Abtragung des flacheren Kanalbereichs die statische Dichtsicherheit und der Druckaufbau stark abnehmen.

In Bild 11.44 sind die Einflüsse unterschiedlicher gestufter Kanalgeometrien auf den Druckanstieg, die statische Dichtigkeit und die zulässige Verschleißhöhe illustriert²⁵⁴. Der rechte Teil in Bild 11.44 beschreibt geometrische Zusammenhänge, bei denen der Druckanstieg in einem gestuften Kanal annähernd konstant bleibt. Verlängert man den flacheren Bereich des gestuften Kanals aus Bild 11.43, erhält man einen nicht gestuften Kanal mit einer Höhe von 1 mm am Kanaleintritt. Der Druckaufbau eines solchen Kanals beträgt nach Bild 11.35 ca. 17 bar. Damit ist der Druckaufbau im Vergleich zu Bild 11.43 nahezu konstant. Dies gilt auch für alle möglichen Zwischenstufen der Kanalgeometrie gemäß dem rechten Teil von Bild 11.44.

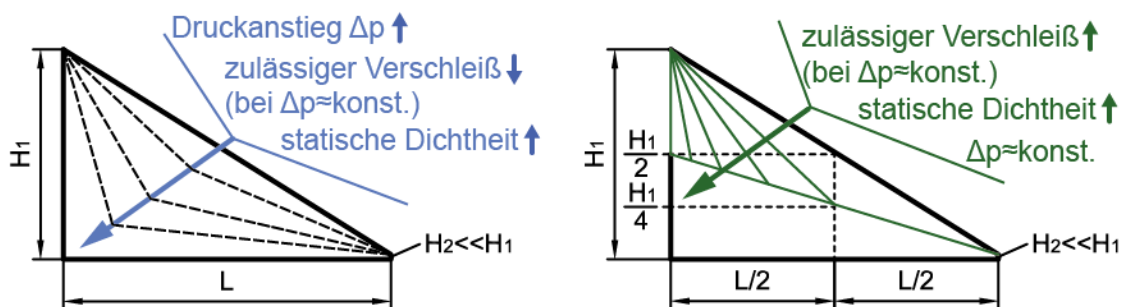


Bild 11.44: Einflüsse am gestuft konvergenten Kanal

11.2.7 Druckaufbau in doppelt konvergenten Kanälen

Wie sich ein konvergenter Verlauf der Kanalhöhe und der Kanalbreite auf den Druckaufbau auswirkt, wird in Bild 11.45 veranschaulicht. Eine Reduktion der Kanalhöhe und Kanalbreite am Abschluss hat einen starken Druckanstieg im Kanal zur Folge. Dabei verkleinert sich aber auch der Bereich, in dem der hohe Druck aufgebaut wird, erheblich.

²⁵² Die Höhe am Kanaleintritt kann, z. B. aus fertigungstechnischen Gründen, durch die Mindesthöhe einer RS bei einer PTFE-MD vorgegeben sein.

²⁵³ gemittelter Druckanstieg: $\Delta p = p_{\text{mittel}} - 1 \text{ bar}$

²⁵⁴ Die Erkenntnisse in Bild 11.44 beruhen auf mehreren Simulationen mit Kanalabmessungen, die mit denen in Bild 11.35 und Bild 11.43 vergleichbar sind.

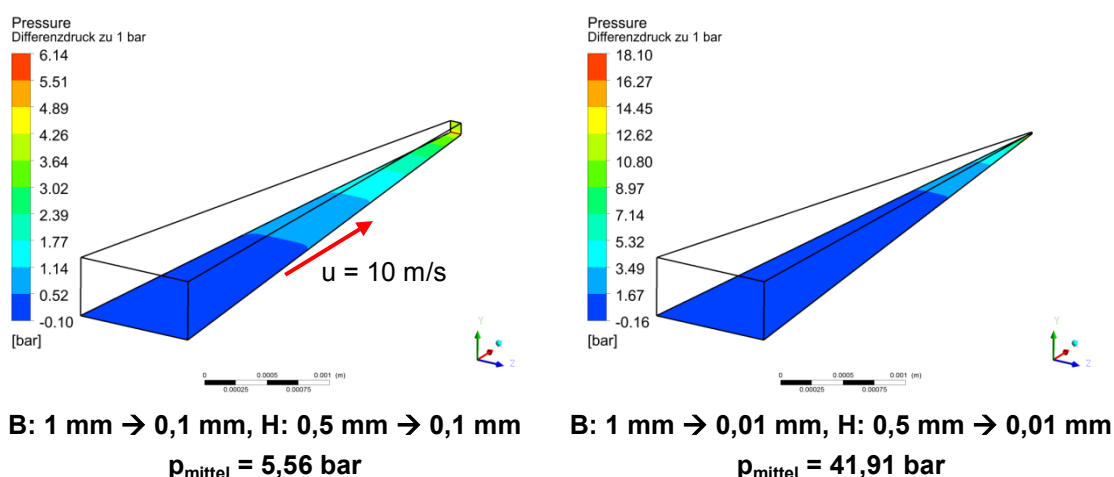


Bild 11.45: Druckaufbau im doppelt konvergenten Kanal – Verringerung der Breite B und der Höhe H, L = 5 mm, gleicher Maßstab

11.2.8 Fazit – Schleppdruck in konvergenten Kanälen

In Bild 11.46 sind einige der untersuchten Kanalgeometrien gegenübergestellt, um den Einfluss unterschiedlicher Kanalverläufe auf den Druckaufbau zu veranschaulichen. Aus den obigen Untersuchungen und Bild 11.46 wird deutlich, dass bei konvergenten Kanälen die Kanalhöhe der wesentliche Parameter zur Steigerung des Druckaufbaus ist²⁵⁵. Wobei nach Bild 11.35 bzw. Gl. (11.17) sowohl die Höhe am Kanaleintritt als auch die Höhe am Kanalabschluss einen starken Einfluss auf den Druckaufbau hat. Da sich hierdurch keine Nachteile ergeben, sollte zumindest die Höhe am Kanalabschluss so klein wie möglich sein. Die Höhe am Kanaleintritt sollte für einen hohen Druckaufbau zwar ebenfalls möglichst gering sein, allerdings sinkt dadurch die zulässige Verschleißhöhe einer RS. Hier muss also ein Kompromiss zwischen zulässiger Verschleißhöhe und Steigerung des Druckaufbaus eingegangen werden. Zudem können auch fertigungstechnische Gesichtspunkte die Höhe einer RS und damit die Höhe am Kanaleintritt beeinflussen.

Zur Verbesserung der statischen Dichtheit und des Druckaufbaus einer PTFE-MD können gestuft konvergente Kanäle z. B. nach Bild 11.43 eingesetzt werden. Auch hierbei muss ein Kompromiss zwischen hohem Druckaufbau bzw. guter statischer Dichtheit und zulässiger Verschleißhöhe eingegangen werden, Bild 11.44.

Die Steigerung des Druckaufbaus durch Reduktion der Kanalbreite ist dagegen nicht sinnvoll. Eine nennenswerte Drucksteigerung bei Verringerung der Kanalbreite am Eintritt kann nur bei sehr kleinen Winkeln ($< 10^\circ$) zwischen den Kanalseitenwänden realisiert werden. An der RS entspricht dies einem sehr kleinen Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring. Dies verschlechtert gemäß Kap. 8 das Leckageauffang- und Umlenkvermögen einer RS in unakzeptabler Weise.

²⁵⁵ Dies gilt nach Gl. (11.10) auch für Kanäle mit konstantem Querschnitt.

Durch Reduktion der Kanalbreite am Abschluss kann zwar eine nennenswerte Drucksteigerung erzielt werden, der Bereich des höchsten Druckaufbaus muss dabei aber erheblich verkleinert werden. Der Vergleich der beiden unteren Abbildungen in Bild 11.46 zeigt dies sehr deutlich. In der linken Abbildung wirkt der gemittelte Druck von ca. 31 bar auf einer Breite von 1 mm. In der rechten Abbildung ist der gemittelte Druck mit ca. 42 bar zwar deutlich größer, wirkt aber lediglich auf einer Breite von 0,01 mm. Auf eine RS übertragen bedeutet dies: Bei einem kleinen Wirkungsbereich des aufgebauten Drucks sind die Auswirkungen auf den geschlossenen Ring entsprechend gering. Eine kleine Höhe am Kanalabschluss stellt dagegen keinen Nachteil für die Funktion einer RS dar, da der Bereich des höchsten Druckaufbaus sich direkt am Dichtspalt befindet. Genau hier ist der Druckaufbau auch erforderlich, damit der geschlossene Ring möglichst stark angehoben und Leckage effizient zurückgefördert werden kann.

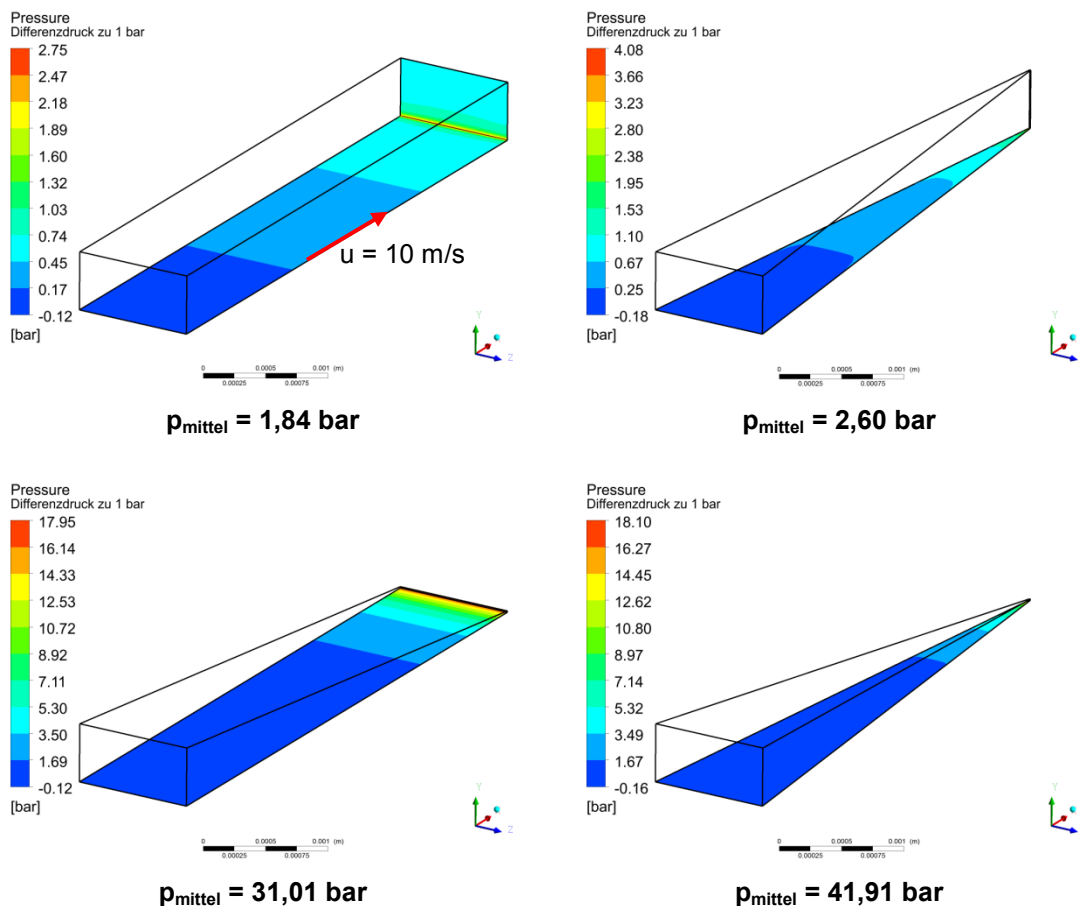


Bild 11.46: Vergleich – Druckaufbau in unterschiedlichen Kanälen,
L = 5 mm, B = 1 mm, H = 0,5 mm, B und H am Kanaleintritt, gleicher Maßstab

12 Optimierter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

Im Folgenden werden die in Kap. 10 und Kap. 11 beschriebenen Erkenntnisse auf den Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring angewendet. Ziel ist dabei die Optimierung einer RS hinsichtlich dem Druckaufbauvermögen, der statischen Dichtsicherheit, den Verschleißigenschaften, dem Leakageauffang- und dem Umlenkvermögen. Wobei nicht alle Optimierungsziele gleichzeitig erreicht werden können.

Alle in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse sind laminar und stationär berechnet. Die gute Konvergenz aller durchgeführten Simulationen bestätigt die Zulässigkeit der verwendeten Modellierung und die Stabilität der berechneten Ergebnisse.

In Bild 12.2 bis Bild 12.9 sind unterschiedliche Varianten eines optimierten Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring dargestellt. Um die Vergleichbarkeit der Varianten zu erleichtern, sind dabei jeweils lediglich die Abmessungen des Kanals im Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring angegeben. Die Randbedingungen und weitere Abmessungen der verwendeten Modelle sind in Bild 12.1 aufgeführt. Wenn nicht anders angegeben, entspricht die Modellhöhe der jeweiligen Höhe H_1 am Kanaleintritt²⁵⁶.

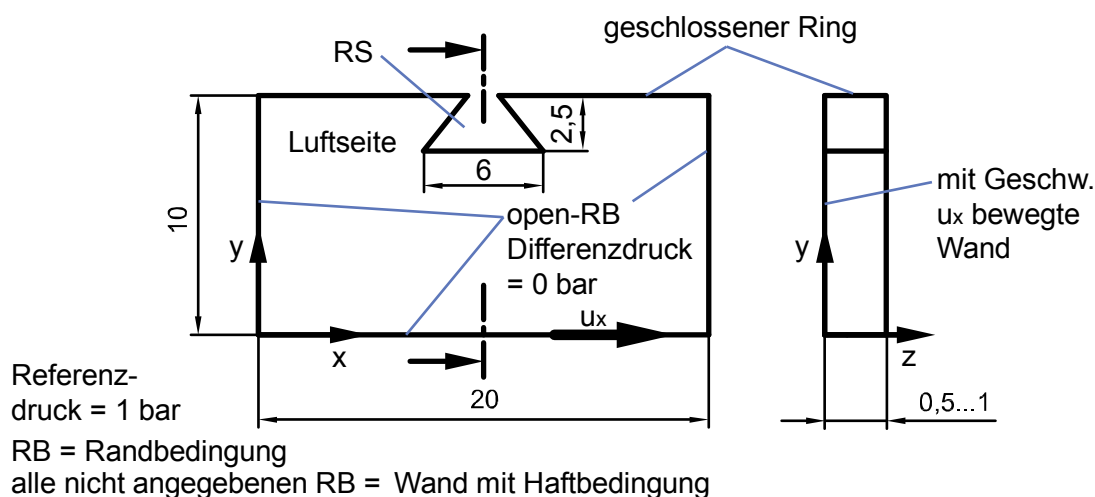


Bild 12.1: Basismodell – Abmessungen und Randbedingungen

Der gemittelte Druck p_{mittel} am Kanalabschluss dient, als netzunabhängige Größe, dem Vergleich des Druckanstieges in unterschiedlichen Kanalvarianten, Bild 12.2. Für jede Kanalvariante wurde hierzu eine Netzstudie durchgeführt.

²⁵⁶ In den Modellen nach Bild 12.7 bis Bild 12.9 tritt ein Höhengsprung am Kanaleintritt auf. Die Modellhöhe wird hier gesondert angegeben und ist größer als die Höhe am Kanaleintritt.

Für die Darstellung der Druckverläufe wird ein speziell angepasstes Netz verwendet, da bei der hier verwendeten Modellierung der Maximalwert für den Druck gegen unendlich geht²⁵⁷. Durch eine sehr ähnliche Vernetzung aller Modelle im Bereich des Kanalabschlusses, können die Maximalwerte für den Druck (auf den Skalen) in diesem Kapitel untereinander verglichen werden. Bereits in sehr kleinem Abstand vom Kanalabschluss sind die nachfolgend abgebildeten Druckverläufe korrekt, da sie nicht mehr vom Netz abhängen. Ein Vergleich der Maximalwerte für den Druck mit p_{mittel} ist nicht sinnvoll, da die Druckmaxima von der verwendeten Vernetzung abhängen.

12.1 Gestaltungsbeispiele

Die bislang untersuchten Übergänge zwischen RS und geschlossenem Ring (z. B. Bild 10.7) sind als einfach konvergente Kanäle ausgeführt. Wobei der konvergente Verlauf durch Verringern der Kanalbreite realisiert wird. Wie im vorigen Kapitel bereits erläutert, sind mit solchen Übergängen keine wesentlichen Druckanstiege am geschlossenen Ring erreichbar, ohne die Funktion der RS negativ zu beeinflussen.

Große Drucksteigerungen können durch einen konvergenten Verlauf der Kanalhöhe erzielt werden. Eine mögliche Umsetzung dieses Ansatzes an einer RS ist in Bild 12.2 gezeigt. Hier ist der Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring als doppelt konvergenter Kanal ausgeführt. Durch den konvergenten Verlauf der Kanalhöhe wird der überwiegende Anteil des Druckanstieges im Kanal hervorgerufen. Der konvergente Verlauf der Kanalbreite dient dazu, Leckage aufzufangen und zum geschlossenen Ring umzulenken. Zusätzlich wird durch eine Reduktion der Breite im Kanalverlauf der Druckaufbau etwas gesteigert. Dabei beträgt die Breite am Kanalabschluss 0,5 mm. Die Breite am Kanalabschluss sollte nicht gegen null gehen, da dadurch zwar der Druckaufbau weiter gesteigert werden kann, der Bereich, in dem der hohe Druck wirkt, aber stark reduziert wird²⁵⁸.

Eine Berechnung des Druckanstieges im Kanal aus Bild 12.2 nach Gl. (11.17) ergibt:

$$\Delta p = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot L}{H_1 \cdot H_2} = 6,84 \text{ bar} \quad \text{und} \quad p_{\text{mittel}} = \Delta p + 1 \text{ bar} = 7,84 \text{ bar} \quad (12.1)$$

Der nach Gl. (12.1) berechnete Wert für den gemittelten Druck ist etwa halb so groß, wie der in Bild 12.2 angegebene, numerisch berechnete Wert. Der deutlich größere Druckanstieg in der numerischen Lösung kann, nach den Untersuchungen im vorigen Kapitel²⁵⁹, nicht vollständig auf den Einfluss des konvergenten Verlaufs der Kanalbreite zurückgehen. Daher muss ein Teil des Strömungsgebietes vor dem Kanal zusätzlich zum Druckanstieg beitragen und kann somit als eine Verlängerung des

²⁵⁷ Der Maximalwert für den Druck geht bei Verfeinerung des Netzes gegen unendlich. Eine genaue Erläuterung dieses Zusammenhanges ist in Kap. 11.1.1 zu finden.

²⁵⁸ vgl. Bild 11.46

²⁵⁹ siehe z. B. Bild 11.46

Kanals angesehen werden. Da der konvergente Verlauf der Kanalbreite und der Bereich vor dem Kanal analytisch nicht ohne Weiteres berücksichtigt werden können, ist eine analytische Berechnung des Druckanstieges an einer RS nach Gl. (11.17) nur zur groben Abschätzung sinnvoll. Für genaue Ergebnisse zum Druckaufbau an einer RS ist der Einsatz der numerischen Simulation erforderlich. Trotzdem ist Gl. (11.17) bei der Auslegung von RS von großem Nutzen, da hierdurch die wesentlichen Einflussgrößen auf den Druckaufbau ersichtlich sind.

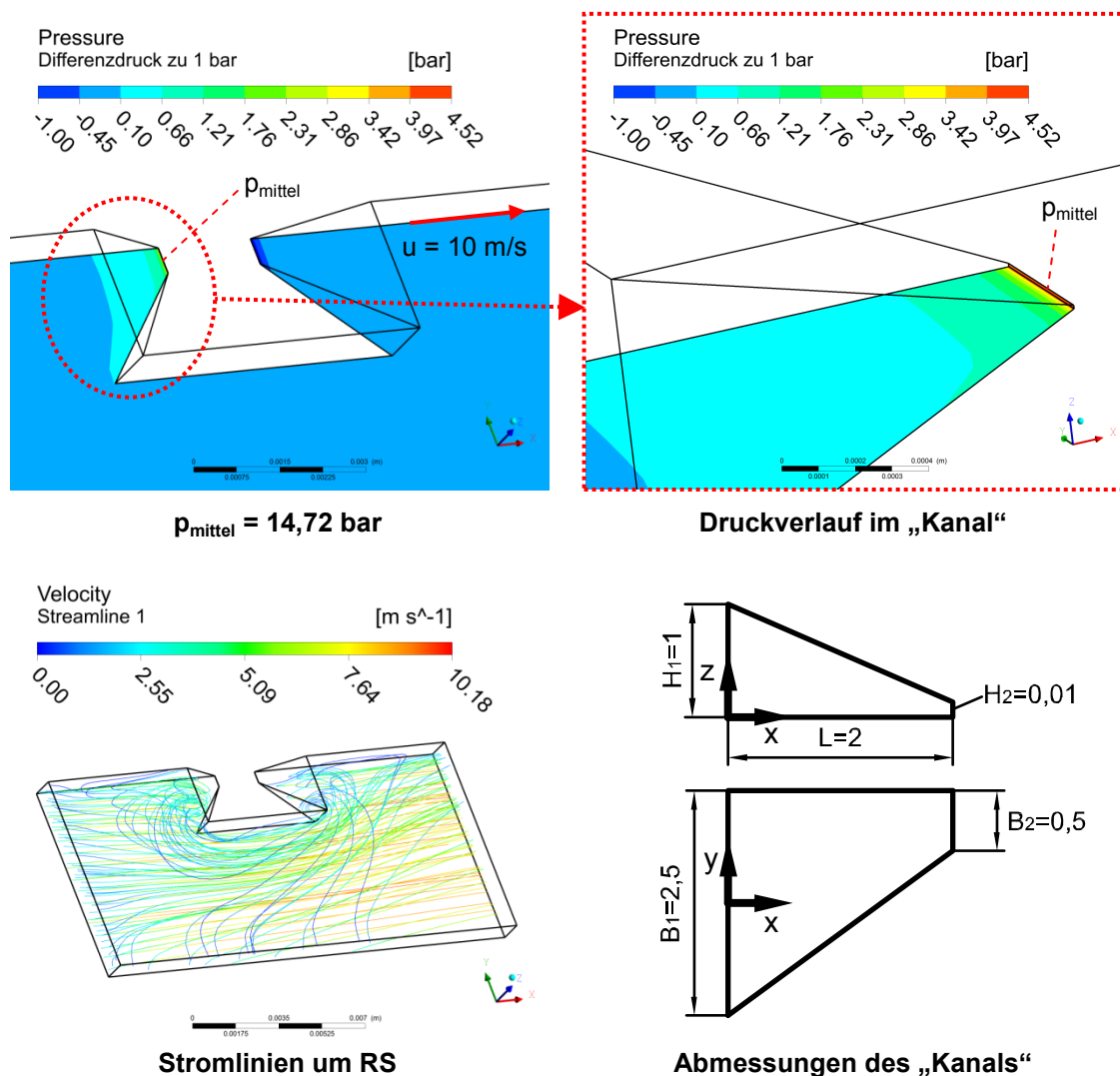


Bild 12.2: doppelt konvergenter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

In Bild 12.3 sind die Auswirkungen auf die RS aus Bild 12.2 nach Verschleiß der halben Modellhöhe dargestellt. Der Druckaufbau ist selbst nach erheblicher Verschleißhöhe nahezu unverändert. Die verschleißbedingte Verringerung der Kanallänge wird also, bezüglich des Druckaufbaus, durch die Reduktion der Höhe am Kanaleintritt ausgeglichen²⁶⁰. Damit kann auch bei hohem Verschleiß von einer annähernd kon-

²⁶⁰ vgl. auch Bild 11.42 und Gl. (12.1)

stanten Druckaufbauwirkung der RS nach Bild 12.2 ausgegangen werden. Zudem bestätigt der relativ hohe Druckanstieg vor dem Kanal in Bild 12.3 die oben erläuterte, drucksteigernde Wirkung des Strömungsgebietes vor dem Kanal. Dieser Effekt ist in Bild 12.3, aufgrund der vergleichsweise geringen Kanallänge, besonders deutlich ausgeprägt.

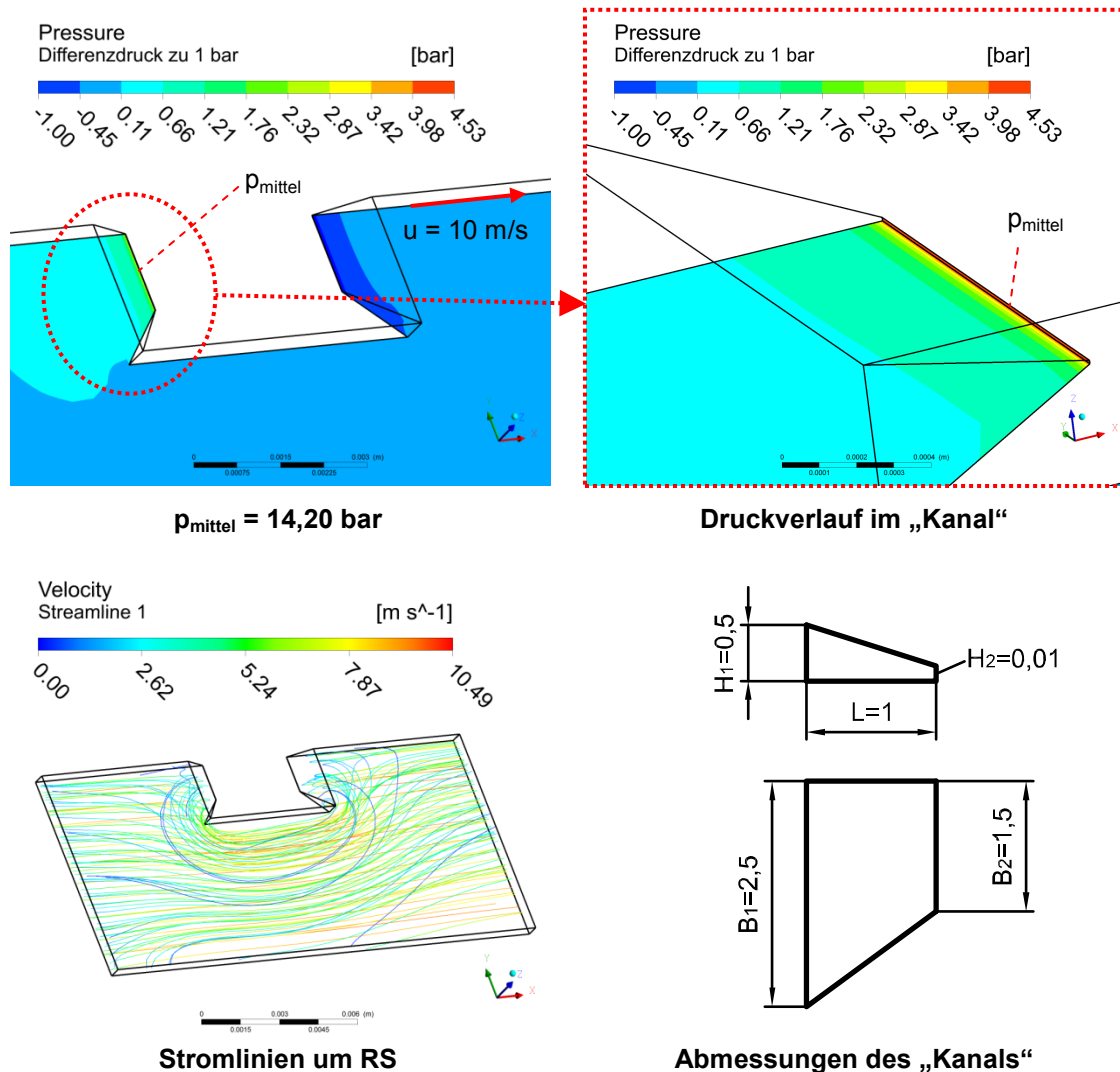


Bild 12.3: Verschleiß von 50% der Rückförderstrukturhöhe aus Bild 12.2

Die verschleißbedingte Vergrößerung der Breite am Kanalabschluss in Bild 12.3 kann jedoch, trotz des nahezu unverändert hohen Druckaufbaus, zu einer Verringerung der Förderwirkung der RS führen. Durch Vergrößerung der Breite am Kanalabschluss findet der Druckaufbau auf einem größeren Gebiet statt und damit nicht nur am geschlossenen Ring, sondern auch relativ weit davon entfernt. Dies kann zum Abheben der RS von der Welle führen. Hierdurch kann ein Teil des von der RS aufgefängenen Fluides unter derselben durchströmen, anstatt unter dem geschlossenen Ring durchgeführt zu werden. Dies kann z. B. durch eine ausreichend hohe Pressung im Kontaktbereich zwischen RS und Welle verhindert werden. Jedoch ist es bei

PTFE-MD nicht ohne Weiteres möglich eine ausreichend hohe Kontaktpressung bei hohem Verschleiß aufrechtzuerhalten.

In Bild 12.4 ist eine andere Möglichkeit, das Abheben der RS auch bei hohem Verschleiß zu verhindern, aufgezeigt. Durch einen gestuft konvergenten Verlauf der Kanalbreite wird der höchste Druckanstieg, auch bei großen Verschleißhöhen, nahe am geschlossenen Ring erzeugt, Bild 12.5. Dabei bleibt der Druckaufbau trotz Verschleiß nahezu konstant. Das Leckageauffang- und Umlenkvermögen der RS nach Bild 12.4 verschlechtert sich gegenüber Bild 12.2 nicht wesentlich, da die Breite am Kanaleintritt unverändert bleibt.

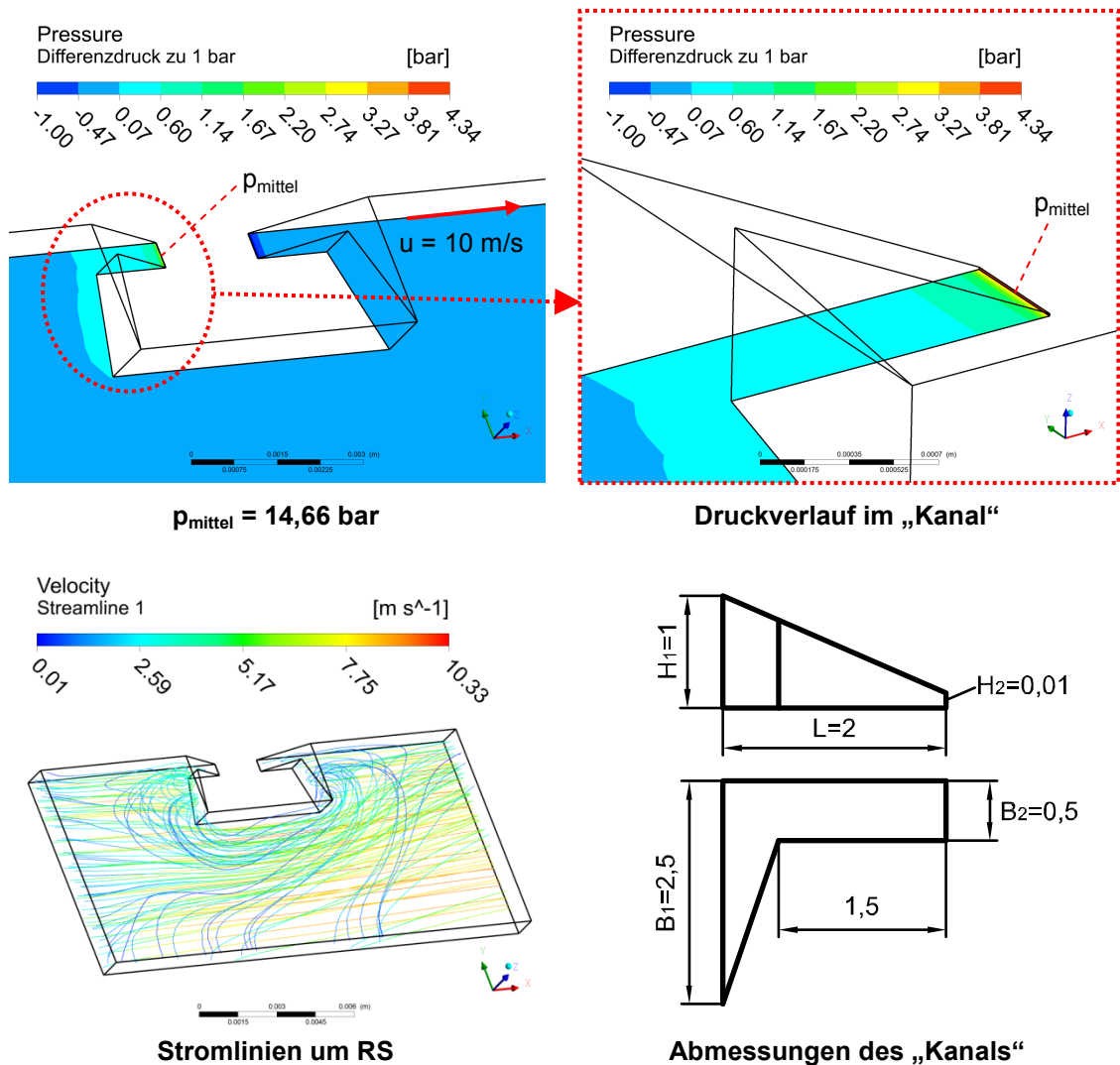


Bild 12.4: Verschleißoptimierung – gestufter, doppelt konvergenter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

Die in Bild 12.4 vorgestellten Kanalabmessungen sind als Beispiel für Anwendungsfälle mit hohem Verschleiß zu verstehen. Hier ist ein Verschleiß von bis zu 75% der Rückförderstrukturhöhe bei konstanter Breite am Kanalabschluss möglich. Bei kleineren zu erwartenden Verschleißhöhen kann die Länge des Kanalbereiches mit kon-

stanter Breite verkleinert werden. Dies ermöglicht eine Verlängerung des Bereiches mit konvergentem Verlauf der Kanalbreite und damit eine leichte Verbesserung der Umlenkwirkung der RS.

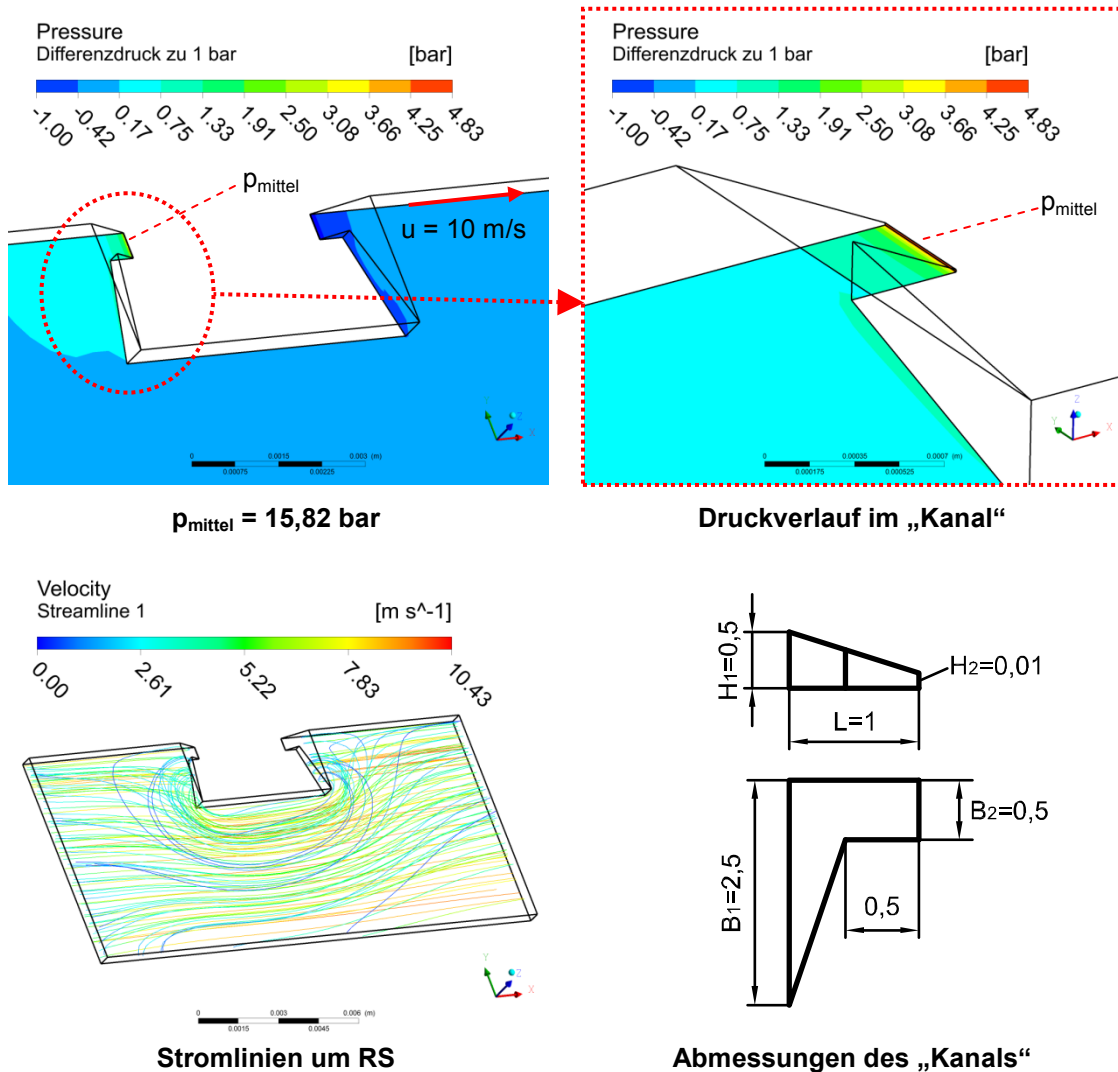


Bild 12.5: Verschleiß von 50% der Rückförderstrukturhöhe aus Bild 12.4

Bei Anwendungen mit geringem Verschleiß können durch einen gestuften Verlauf der Kanalhöhe am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring der Druckaufbau und die statische Dichtheit verbessert werden. In Bild 12.6 ist ein Beispiel für einen solchen gestuften, doppelt konvergenten Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring dargestellt. Der gemittelte Druckanstieg²⁶¹ im Kanal kann dabei im Vergleich zu Bild 12.2 um fast 50% gesteigert werden. Dafür kann der Kanal nach Bild 12.2 bei nahezu konstantem Druckaufbau um mindestens 0,5 mm verschleifen²⁶². Bei dem Kanal gemäß Bild 12.6 ist bereits nach einer Verschleißhöhe von 0,25 mm der gesamte flache Bereich des gestuften Kanals abgetragen. Dann ist mit

²⁶¹ gemittelter Druckanstieg: $\Delta p = p_{\text{mittel}} - 1 \text{ bar}$

²⁶² vgl. Bild 12.3

einer deutlichen Reduzierung des Druckaufbaus und der statischen Dichtsicherheit zu rechnen. Bis zum vollständigen Abtrag der RS nach Bild 12.6 ist stets ein Kanal mit konvergentem Verlauf der Höhe vorhanden, was gewisse Notlaufeigenschaften der PTFE-MD, auch nach eigentlich unzulässig hohem Verschleiß, sicherstellt.

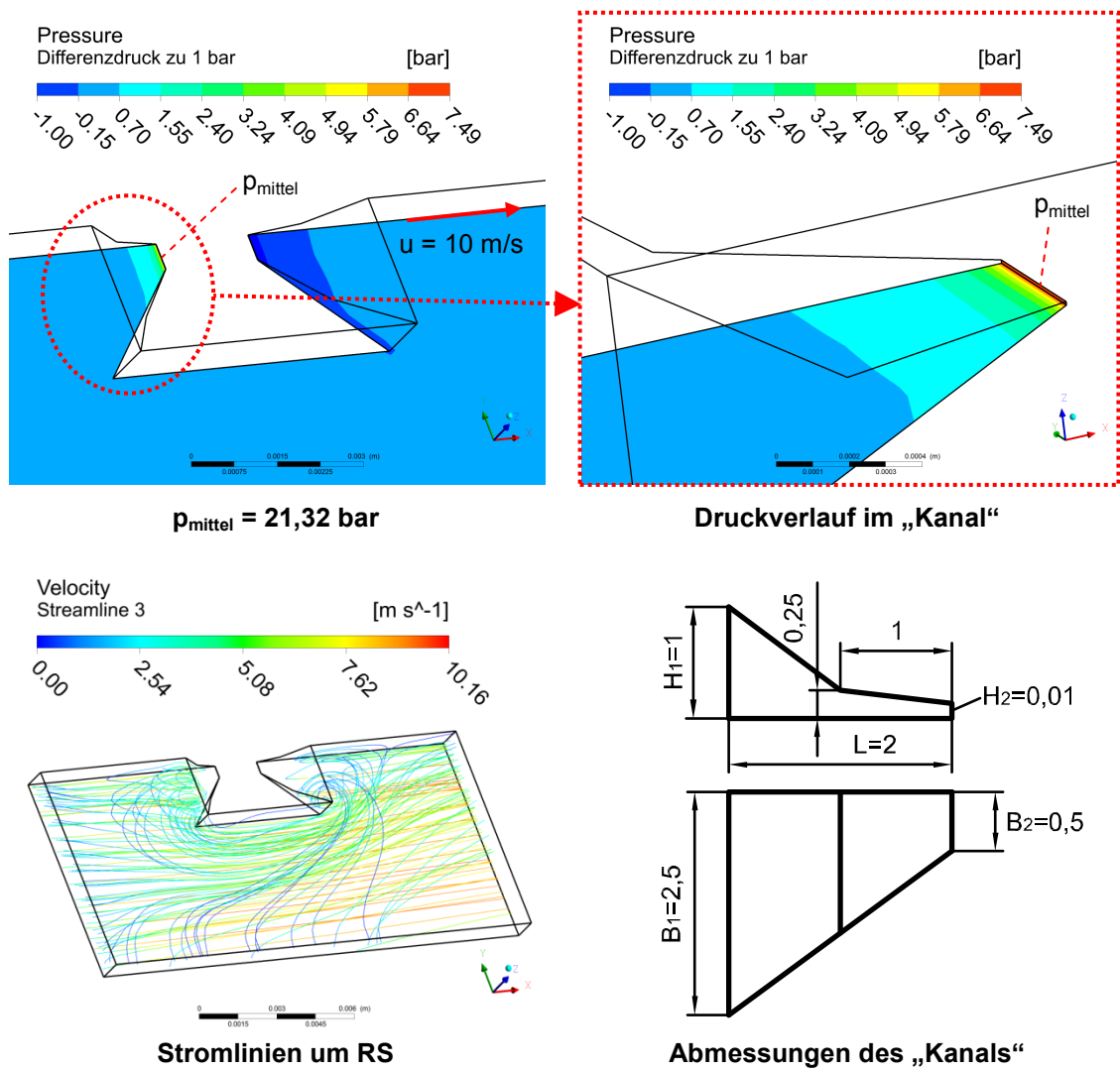


Bild 12.6: Optimierung Druckaufbau und statische Dichtheit – gestufter, doppelt konvergenter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

Um die statische Dichtsicherheit bei ähnlich hohem Druckaufbau²⁶³ weiter zu erhöhen, kann der flachere Bereich des Kanals in Bild 12.6 bis zum Kanaleintritt verlängert werden, Bild 12.7. Dies entspricht einem nicht gestuften Kanal mit der Höhe von 0,5 mm am Kanaleintritt. Da die Höhe der RS mit 1 mm unverändert bleibt, entsteht am Kanaleintritt ein Höhengsprung bzw. ein steiler Übergang. Dieser steile Übergang erschwert den Austritt von Leckage aus dem Kanal, da sich hierfür die Oberfläche des Fluides stark vergrößern muss. Einer Oberflächenvergrößerung wirken die Kohäsionskräfte im Fluid entgegen.

²⁶³ siehe Bild 11.44, rechter Teil

Ein weiterer Vorteil der Geometrie nach Bild 12.7, gegenüber der Geometrie nach Bild 12.6, ist die Erhöhung der zulässigen Verschleißhöhe von 0,25 mm auf 0,5 mm bei nahezu konstantem Druckaufbau. Der Nachteil gegenüber Bild 12.6 ist die Reduzierung der maximal möglichen Verschleißhöhe von 1 mm auf die Hälfte, denn nach einem Abtrag von 0,5 mm ist der Kanal in Bild 12.7 komplett verschlissen. Zwar ist die RS dann noch vorhanden, der Druckaufbau am geschlossenen Ring mit komplett abgetragenem Kanal ist aber sehr gering.

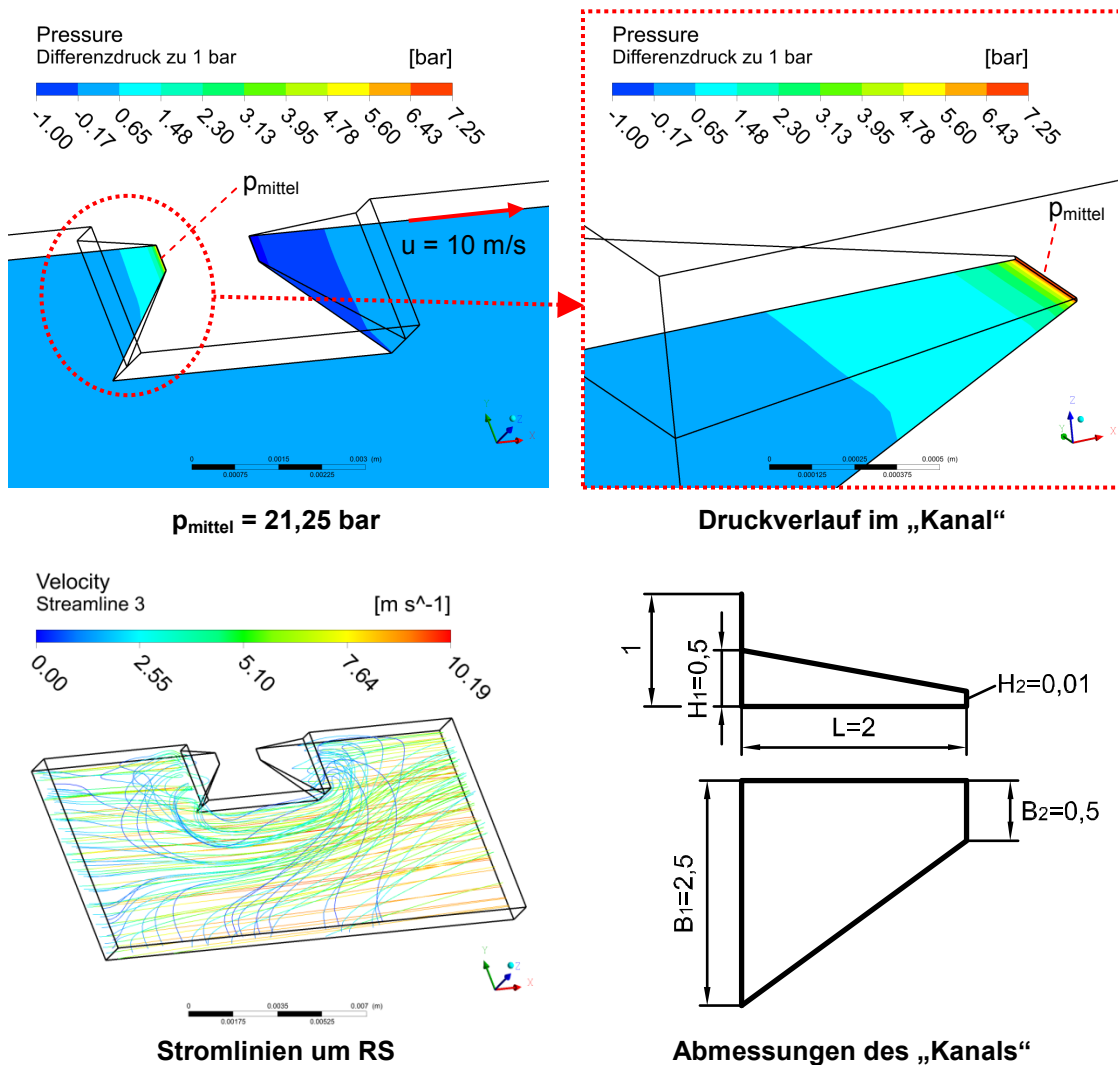


Bild 12.7: Optimierung Druckaufbau und statische Dichtheit – sprunghafter, doppelt konvergenter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

12.2 Fazit – Optimierter Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring

Bei Anwendungen mit geringem Verschleiß und der Forderung nach einer möglichst einfachen Geometrie der RS, kann die Kanalgeometrie nach Bild 12.2 empfohlen werden.

Bei geringem Verschleiß und erhöhten Anforderungen an die statische und dynamische²⁶⁴ Dichtsicherheit, ist eine Kanalgeometrie gemäß Bild 12.6 bzw. Bild 12.7 zu empfehlen. Wobei die Geometrie nach Bild 12.6, im Gegensatz zu Bild 12.7, auch bei einer Verschleißhöhe von über 50% der RS noch eine nennenswerte Druckaufbauwirkung besitzt. Derart große Verschleißhöhen gehen aber mit einer starken Vergrößerung der Kanalbreite am Kanalabschluss einher. Dies kann nachteilig für die Förderwirkung der RS sein. Daher ist bei größeren zu erwartenden Verschleißhöhen eine Kombination der Geometrien nach Bild 12.6 und Bild 12.7 mit einem gestuften Verlauf der Kanalbreite nach Bild 12.4 sinnvoll. Ein Beispiel für eine solche Kombination ist in Bild 12.8 aufgeführt. Dabei bleibt der Druckaufbau auch nach größerem Verschleiß der Rückförderstrukturhöhe nahezu konstant, Bild 12.9.

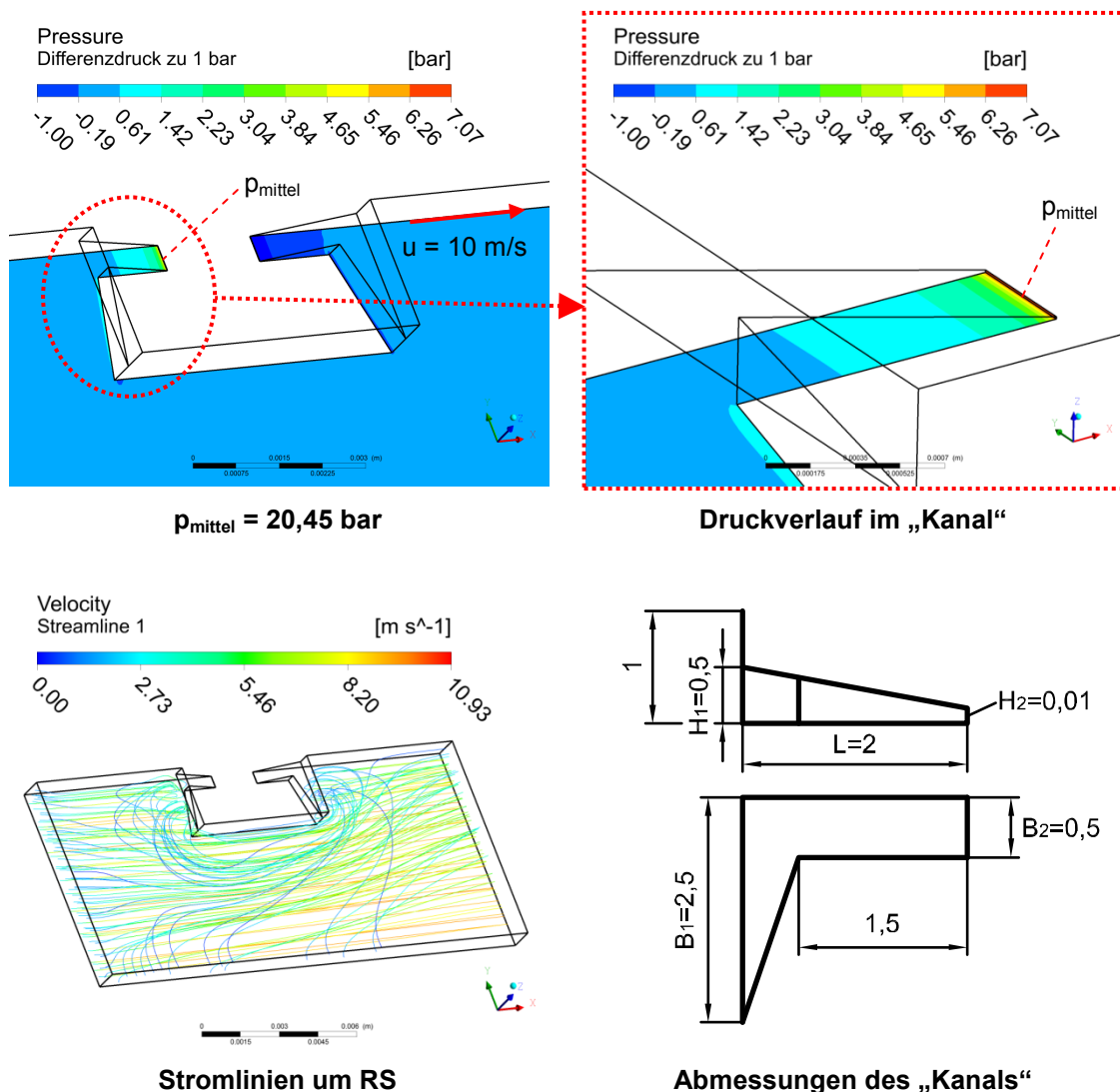


Bild 12.8: Kompromiss hinsichtlich Verschleiß, Druckaufbau und statischer Dichtheit (Kombination der Geometrien aus Bild 12.4 und Bild 12.7)

²⁶⁴ Die dynamische Dichtsicherheit steigt mit dem Druckaufbau am geschlossenen Ring, da hierdurch die Rückförderwirkung einer PTFE-MD erhöht wird.

Im Allgemeinen ist für Anwendungen mit hohem Verschleiß ein gestufter Verlauf der Kanalbreite am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring nach Bild 12.4 zu empfehlen.

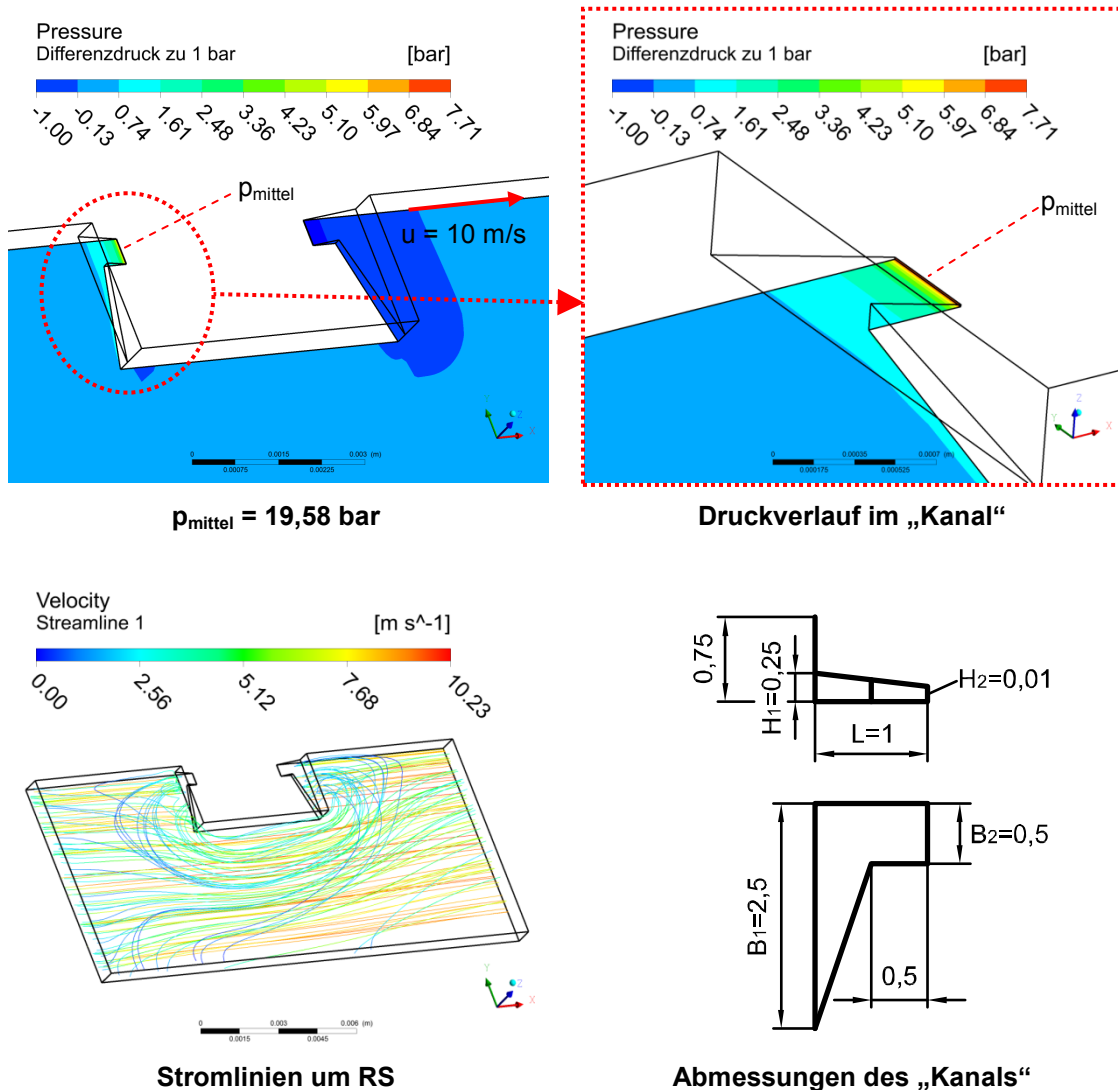


Bild 12.9: Verschleiß von 25% der Rückförderstrukturhöhe aus Bild 12.8

Die in diesem Kapitel verwendete dreieckförmige Grundform der RS sowie die gewählten Abmessungen für RS und ihren Übergang in den geschlossenen Ring sind als Gestaltungsbeispiele zu verstehen. Durch die vielfältigen geometrischen Varianten und Anwendungsgebiete einer PTFE-MD können andere Grundformen für die RS, ebenso wie andere Abmessungen für RS und Übergang in den geschlossenen Ring sinnvoll sein²⁶⁵. Beispielsweise kann aus fertigungstechnischen Gründen eine stegförmige Grundgeometrie für die RS nach Bild 10.8 gewählt werden. Von entscheidender Bedeutung für die Druckaufbauwirkung ist nicht die Grundform der RS, sondern die Gestaltung des Überganges zwischen RS und geschlossenem Ring.

²⁶⁵ siehe z. B. Kap. 8

13 Funktionsweise von RS am geschlossenen Ring

Die grundlegenden Aufgaben einer RS sind das Auffangen und Umlenken von Leckage sowie die Rückförderung derselben in den abzudichtenden Raum. Um RS hinsichtlich dieser Grundaufgaben zu optimieren, ist ein genaues Verständnis der Vorgänge im Bereich der RS und des geschlossenen Rings erforderlich. Ausgehend von den durchgeführten Untersuchungen zum Umlenk-, Förder- und Druckaufbauvermögen, wird nachfolgend die Funktionsweise einer RS am geschlossenen Ring erläutert. Nach den obigen Erkenntnissen muss eine RS für eine optimale Druckaufbau- und Förderwirkung direkt in den geschlossenen Ring übergehen. Der wichtigste Einflussfaktor auf den Förderwert ist die sich ausbildende Rückförderkanalhöhe im geschlossenen Ring. Ein Rückförderkanal bildet sich durch Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus. Nachstehend werden die relevanten Vorgänge an einer RS schrittweise erläutert.

- Durch die Schleppwirkung der Welle entsteht ein hydrodynamischer Dichtspalt. Dabei ist auch der Spalt zwischen Welle und RS zum Dichtspalt zu zählen, da die RS direkt in den geschlossenen Ring übergeht. Die zur Erzeugung des hydrodynamischen Dichtspalts erforderliche Schmierstoffmenge wird über Kapillarkräfte in den Dichtspalt gesogen.
- Damit eine RS im normalen Abdichtbetrieb zum Einsatz kommt, muss zunächst Leckage austreten.
- Die ausgetretene Leckage wird durch die RS aufgefangen und zum geschlossenen Ring umgelenkt.
- Durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring wird der hydrodynamische Dichtspalt lokal erhöht. Die lokale Erhöhung des Dichtspalts entspricht der Ausbildung eines Rückförderkanals durch den geschlossenen Ring.
- Mit der Ausbildung eines Rückförderkanals entsteht ein konvergenter Verlauf der Dichtspalthöhe in Umfangsrichtung der Welle. Aus diesem Grund wird durch die Schleppwirkung der Welle zusätzlich Druck im Rückförderkanal aufgebaut, Bild 13.1. Der Druckaufbau ist bei kleinen Kanalhöhen relativ groß²⁶⁶ und trägt zur Vergrößerung des Rückförderkanals bei. Mit steigender Kanalhöhe sinkt aber auch der Schleppdruckaufbau im Kanal. Daher ist die Ausbildung eines Rückförderkanals ein komplexer hydrodynamischer Gleichgewichtsvorgang.
- Die ausgetretene Leckage wird durch den Kanal in den abzudichtenden Raum zurückgefördert. Sobald der Rückfördervorgang abgeschlossen ist, befindet sich kein Fluid mehr zwischen RS und geschlossenem Ring sowie im Rück-

²⁶⁶ siehe z. B. Bild 9.17

förderkanal. Da damit kein Druck mehr durch die RS und den Kanal aufgebaut werden kann, bildet sich der Kanal wieder zurück.

Die Ausbildung eines Rückförderkanals wird also durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring eingeleitet. Durch Schleppdruck im sich ausbildenden Rückförderkanal wird seine Entstehung zusätzlich unterstützt. Da mit steigender Höhe des hydrodynamischen Dichtspalts der Druckaufbau im Rückförderkanal sowie zwischen RS und geschlossenem Ring sinkt, stellt sich die Rückförderkanalgeometrie im Kräftegleichgewicht ein. Die Rückstellkräfte sind dabei auf die Elastizität der PTFE-Dichtlippe und evtl. vorhandene Druckkräfte aus dem abzudichtenden Raum zurückzuführen.

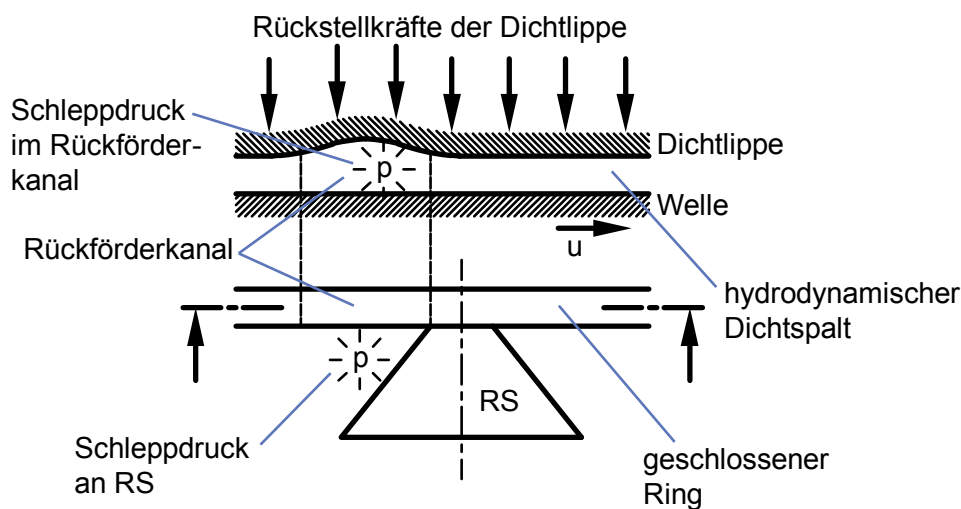


Bild 13.1: Druckaufbau im Rückförderkanal

Ausgehend von den oben erläuterten Zusammenhängen zur Ausbildung eines Rückförderkanals wird besonders deutlich, dass nicht nur die Höhe des Druckaufbaus zwischen RS und geschlossenem Ring, sondern auch die Größe und Lage des Bereichs mit dem höchsten Druckaufbau von großer Bedeutung sind. Um eine möglichst große spaltöffnende Kraft und damit hohe Rückförderkanäle zu erzeugen, sollte der maximale Druckaufbau direkt am geschlossenen Ring erfolgen und der Bereich des höchsten Druckaufbaus so groß wie möglich sein. Je weiter das Druckmaximum vom geschlossenen Ring entfernt ist, desto geringer ist seine Auswirkung auf denselben. Daher sollte eine RS direkt in den geschlossenen Ring übergehen und der Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring einen doppelt konvergenten Verlauf aufweisen. Wie der Bereich des höchsten Druckaufbaus vergrößert werden kann, ist im vorigen Kapitel dargelegt²⁶⁷.

Die in diesem Kapitel erläuterten Zusammenhänge zur Funktionsweise von RS am geschlossenen Ring von PTFE-MD sind teilweise auf Elastomer-RWDR mit Drall

²⁶⁷ vgl. z. B. Bild 12.2

übertragbar. Bei RWDR aus Elastomeren sind die Bezeichnungen „Dichthilfen“ oder „Drall“ anstatt von RS üblich²⁶⁸. Die prinzipielle Aufgabe von RS bei PTFE-MD und Elastomer-RWDR ist identisch. Inwieweit die oben erläuterten Vorgänge bei der Ausbildung und Zurückbildung von Rückförderkanälen auf Elastomer-RWDR mit Drall übertragbar sind, wird nachfolgend diskutiert, da wesentliche Unterschiede zwischen PTFE-MD und Elastomer-RWDR vorhanden sind.

- Ein wichtiger Unterschied zwischen Elastomer-RWDR und PTFE-MD ist die deutlich geringere Steifigkeit von Elastomeren gegenüber PTFE-Compounds. Dies wirkt sich sowohl auf die Radialkraft als auch auf die lokal erforderlichen Kräfte zur Ausbildung eines Rückförderkanals aus. Hierdurch können sich bei Elastomer-RWDR mit Drall Rückförderkanäle bei viel geringerem Druckaufbau im Bereich des Dichtspalts ausbilden als bei PTFE-MD mit RS. Daher können RS, die bei PTFE-MD nicht effektiv sind, bei Elastomer-RWDR zu hohen Förderwertanstiegen führen.
- Ebenfalls aufgrund der geringeren Steifigkeit von Elastomeren kann die Geometrie von Rückförderkanälen wesentliche Unterschiede zu PTFE-MD mit RS aufweisen. Infolge der geringeren Steifigkeit von Elastomeren ist zu erwarten, dass das Verhältnis von Höhe zu Breite bei Rückförderkanälen an Elastomer-RWDR mit Drall größer ist als an PTFE-MD mit RS. Bei Elastomer-RWDR können sich somit eher hohe Rückförderkanäle als bei PTFE-MD ausbilden. Insbesondere die Rückförderkanalhöhe hat einen wesentlichen Einfluss auf den Förderwert.
- Ein weiterer wichtiger Unterschied zwischen PTFE-MD und Elastomer-RWDR ist die Dichtlippengeometrie und die Kontaktbreite zwischen Dichtung und Welle. Da die Kontaktbreite bei Elastomer-RWDR in der Regel geringer als bei PTFE-MD ist, kann der Dichtspalt von Elastomer-RWDR beim Rückfördervorgang leichter überwunden werden.
- PTFE-MD ohne RS weisen im Gegensatz zu Elastomer-RWDR ohne Drall keinen selbständigen dynamischen Dichtmechanismus auf. Der selbständige dynamische Dichtmechanismus von Elastomer-RWDR wirkt zusätzlich zu etwaigen RS. Bislang ist nicht genau bekannt wie sich die Förderwerte von RS und dem selbständigen dynamischen Dichtmechanismus bei Elastomer-RWDR überlagern.

Zwar ist die in diesem Kapitel beschriebene prinzipielle Funktionsweise von RS bei PTFE-MD und Elastomer-RWDR ähnlich²⁶⁹, allerdings können die Erkenntnisse und Empfehlungen zur Gestaltung von RS für PTFE-MD in den anderen Kapiteln dieser Arbeit, aufgrund der obigen Unterschiede, nicht ohne Weiteres auf Elastomer-RWDR übertragen werden. Für genauere Aussagen sind weiterführende Untersuchungen an Elastomer-RWDR mit Drall erforderlich.

²⁶⁸ RS für beide Drehrichtungen werden als „Wechseldrall“ und für eine Drehrichtung als „Einfachdrall“ bzw. „Linksdrall“ sowie „Rechtsdrall“ bezeichnet. Die grundlegende Funktionsweise von Elastomer-RWDR mit Drall ist in [11] - [14] beschrieben.

²⁶⁹ Ob die prinzipielle Funktionsweise von RS bei PTFE-MD und Elastomer-RWDR identisch ist, kann nicht mit Sicherheit angegeben werden, da die Wechselwirkungen zwischen dem selbständigen dynamischen Dichtmechanismus und RS bei Elastomer-RWDR nicht hinreichend bekannt sind.

14 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird zunächst die Motivation und Zielsetzung der vorliegenden Arbeit erläutert. Darauffolgend werden die Ergebnisse zusammenfassend dargelegt. Den Abschluss dieses Kapitels bildet ein Ausblick auf mögliche weiterführende Untersuchungen.

14.1 Motivation und Zielsetzung

Die Standardlösung zur Abdichtung von Wellen im Maschinenbau sind Radial-Wellendichtringe (RWDR) aus Elastomeren. Allerdings stoßen Elastomer-Werkstoffe in vielen Anwendungen an ihre Belastungsgrenzen. Durch Einsatz von PTFE-Compounds als Dichtungswerkstoff können die Einschränkungen von Elastomeren weitgehend überwunden werden. Daher werden in der Dichtungstechnik immer häufiger Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds (PTFE-MD) eingesetzt. Im Gegensatz zu Elastomer-RWDR sind bei PTFE-MD Rückförderstrukturen (RS) erforderlich, um die dynamische Dichtheit zu gewährleisten. Für Anwendungen mit festgelegter Drehrichtung der Welle gehören PTFE-MD mit Spiralrinne zum bewährten Stand der Technik. Die Spiralrinne als RS ist aber nur für eine Drehrichtung der Welle geeignet. Bei wechselnder Wellendrehrichtung werden andere RS verwendet. Es gibt zwar bereits funktionierende PTFE-MD mit RS für beide Drehrichtungen der Welle, allerdings sind diese noch im Erforschungsstadium und weisen Optimierungspotenziale auf.

Trotz des hohen potenziellen Nutzens für Dichtungsanwender durch die Verfügbarkeit von optimierten PTFE-MD mit RS, insbesondere für beide Drehrichtungen der Welle, gibt es kaum Fortschritte seitens der Dichtungshersteller. Dies liegt im Wesentlichen daran, dass die entsprechenden Funktionsmechanismen nicht hinreichend bekannt sind. Ohne Kenntnis der genauen Funktionsmechanismen ist eine gezielte Optimierung nicht möglich. Daher muss mit hohem experimentellem Aufwand durch „Versuch und Irrtum“ optimiert werden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es einen Beitrag zum besseren Verständnis der dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit RS, insbesondere für beide Drehrichtungen der Welle, zu leisten. Dabei liegt der Schwerpunkt der Arbeit auf der numerischen Untersuchung der Strömungsvorgänge im Dichtspalt und im Bereich der RS.

14.2 Zusammenfassung der Ergebnisse

Um aus der Vielzahl von möglichen Grundgeometrien für RS eine Auswahl für die nachfolgenden Untersuchungen zu treffen, wird zunächst das Umlenkvermögen von freistehenden RS, anhand einer zweidimensionalen Modellierung des Strömungsgebiets, untersucht. Dabei wird analysiert, wie stark eine RS die Strömung umlenkt. Als Grundgeometrien mit günstigen Umlenkeigenschaften werden Dreieck-, Steg- und Flügelprofile identifiziert. Bei den nachfolgenden Untersuchungen werden daher in der Regel nur noch diese drei Grundgeometrien betrachtet.

Die Analyse des zweidimensionalen Umströmungsverhaltens von RS eignet sich gut zur qualitativen Bewertung des Umlenkvermögens unterschiedlicher umströmter Profile. Allerdings weist diese Untersuchungsmethode Einschränkungen auf, die eine quantitative Bewertung des Umlenkvermögens von RS ausschließen.

Um eine genauere Untersuchung der Funktionsweise von RS zu ermöglichen, werden die Einschränkungen der obigen zweidimensionalen Untersuchungsmethode ausgeräumt. Dabei wird für eine realistische Nachbildung der Geometrie einer PTFE-MD und der Schleppströmung durch die Welle, eine dreidimensionale Modellierung entwickelt. Das Umlenkvermögen einer RS wird anhand des Förderwerts durch den durchgehend geschlossenen Ring beurteilt, welcher für die statische Dichtheit einer PTFE-MD erforderlich ist. Dies ermöglicht eine Quantifizierung des Umlenkvermögens und vereinfacht damit den Vergleich unterschiedlicher RS erheblich. Der Förderwert einer PTFE-MD mit RS ist ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung ihrer dynamischen Dichtsicherheit. Das Umlenk- bzw. Fördervermögen von RS wird in Abhängigkeit von den nachfolgenden Einflüssen untersucht.

- Grundgeometrie und Feingestaltung einer RS
- Lage bzw. Abstand einer RS zum geschlossenen Ring
- Größe einer RS
- Anzahl bzw. Abstand von RS
- Schleppströmungsgeschwindigkeit

Im Prinzip gibt es zwei Möglichkeiten durch den geschlossenen Ring zu fördern:

- Fördern durch den hydrodynamischen Dichtspalt zwischen Welle und geschlossenem Ring.
- Fördern durch Kanäle im geschlossenen Ring. Solche Rückförderkanäle bilden sich durch Schleppdruckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus.

Zunächst werden die Förderwerte durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch einen Rückförderkanal im geschlossenen Ring getrennt voneinander betrachtet, um festzustellen, ob sich die obigen Einflüsse unterschiedlich stark auf die Förderwerte auswirken. Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse werden die nachfolgend aufgeführten Empfehlungen für die Gestaltung von RS, hinsichtlich eines möglichst hohen Förderwerts, abgeleitet.

- Der höchste Förderwert wird stets bei direktem Übergang einer RS in den geschlossenen Ring erreicht. Daher sollten RS nach Möglichkeit keinen Abstand zum geschlossenen Ring aufweisen.
- Bei vorwiegender Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt ist für drehrichtungsunabhängige RS der Einsatz von Dreieckprofilen zu empfehlen, da diese höhere Förderwerte als Doppelstegprofile aufweisen. Bei Förderung durch Rückförderkanäle ist dagegen kein wesentlicher Unterschied zwischen obigen Profilen festzustellen.
- Als drehrichtungsabhängige RS kann, bei vorwiegender Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt, das Stegprofil empfohlen werden. Flügelprofile haben eine deutlich komplexere Geometrie als Stegprofile und weisen einen vergleichbaren Förderwert auf. Daher ist der Einsatz von Flügelprofilen als RS am geschlossenen Ring nicht sinnvoll. Tragen hauptsächlich Rückförderkanäle im geschlossenen Ring zum Förderwert bei, ist der Einsatz von drehrichtungsabhängigen RS nicht zu empfehlen, da damit nur geringe Steigerungen des Förderwerts im Vergleich zum Dreieckprofil erreichbar sind. Gegenüber dem Stegprofil hat das Dreieckprofil den erheblichen Vorteil für beide Drehrichtungen der Welle geeignet zu sein.
- Insbesondere bei Förderung durch den hydrodynamischen Dichtspalt, kann der Förderwert durch Erhöhen der Strukturgröße erheblich gesteigert werden. Daher sollte eine RS so groß wie möglich sein.
- Der Winkel α zwischen RS und geschlossenem Ring stellt einen wichtigen Einflussfaktor auf das Umlenk- und Leckageauffangvermögen einer RS dar und sollte größer als 15° sowie kleiner als 70° sein. Hinsichtlich des Förderwerts ist bei dreieck- und stegförmigen RS ein optimaler Bereich für den Winkel α vorhanden. Die Lage des Optimums für den Winkel α hängt davon ab, ob der Förderwertanteil durch den hydrodynamischen Dichtspalt (25° bis 50°) oder durch Rückförderkanäle (40° bis 90°) dominant ist. Bei unbekannter Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Rückförderkanäle, stellt ein Winkel α von 45° einen guten Kompromiss dar.
- Zwar sinkt der Förderwert einer einzelnen RS mit steigender Gesamtzahl der RS ab, der gesamte Förderwert einer PTFE-MD nimmt jedoch stets mit der Anzahl der RS zu. Für einen maximalen Förderwert sollte daher die Anzahl der RS über den Umfang einer PTFE-MD so groß wie möglich sein. Hierbei kann ein Konflikt mit der Strukturgröße aufkommen, da mit steigender Strukturgröße die maximal mögliche Anzahl der RS abnimmt. Das Optimum aus Größe und Anzahl der RS kann allerdings nur bei Kenntnis der Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Rückförderkanäle ermittelt werden. Überwiegt der Förderwertanteil durch Rückförderkanäle, wie weiter unten erläutert wird, ist die Erhöhung der Anzahl von RS effektiver als die Steigerung der Strukturgröße.

Damit sind nun erstmals die relevanten Stellgrößen zur Optimierung des Förderverhaltens von RS für PTFE-MD bekannt.

Anschließend wird, bei einer festgelegten Kombination der oben beschriebenen Einflussgrößen (Grundgeometrie, Lage, Größe, usw.), die gegenseitige Beeinflussung

von hydrodynamischem Dichtspalt und von Rückförderkanälen im geschlossenen Ring analysiert. Da die obigen Einflussgrößen teilweise deutliche Unterschiede in ihrer Auswirkung auf den Förderwert durch den hydrodynamischen Dichtspalt und durch Rückförderkanäle im geschlossenen Ring aufweisen, muss zur Optimierung des Förderwerts einer PTFE-MD die Aufteilung des Förderwerts auf den hydrodynamischen Dichtspalt und auf Rückförderkanäle bekannt sein. Um diese Zusammenhänge genauer zu beleuchten, wird die Aufteilung des Förderwerts analysiert. Außerdem werden, ausgehend von einem Basismodell, die Auswirkungen unterschiedlicher Varianten bzw. Kombinationen von Dichtspalt- und Rückförderkanalabmessungen auf den Förderwert untersucht. Die wichtigsten Ergebnisse sind nachstehend zusammengefasst.

- Aus den durchgeführten Untersuchungen folgt, dass die Förderwerte durch den hydrodynamischen Dichtspalt, ohne Berücksichtigung von Rückförderkanälen, relativ gering sind. Daher können die relativ hohen experimentellen Förderwerte von PTFE-MD mit RS nicht ohne Rückförderkanäle im geschlossenen Ring erklärt werden. Damit ist erstmals ein Nachweis für die Ausbildung von Rückförderkanälen im geschlossenen Ring von PTFE-MD erbracht worden.
- Weiterhin wird eine starke gegenseitige Beeinflussung von hydrodynamischem Dichtspalt und von Rückförderkanälen im geschlossenen Ring festgestellt, insbesondere hinsichtlich des Druckaufbaus. Daher muss der Dichtspalt berücksichtigt werden, wenn ein realistischer Förderwert berechnet werden soll, obwohl der Dichtspalt im Vergleich zu Rückförderkanälen in der Regel nur einen geringen Beitrag zum Förderwert leistet.
- Der wichtigste Einflussfaktor auf den Förderwert ist die Rückförderkanalhöhe im geschlossenen Ring. Daher sollte die Rückförderkanalhöhe möglichst groß sein, um einen hohen Förderwert zu erreichen.

Da mit der Rückförderkanalhöhe der wesentliche Einflussfaktor auf den Förderwert identifiziert ist, werden in den nachfolgenden Untersuchungen, mit Hilfe von dreidimensionalen Simulationsmodellen unterschiedlicher Komplexität, Maßnahmen zur Steigerung der Rückförderkanalhöhe abgeleitet. Rückförderkanäle bilden sich durch den Schleppdruckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring aus. Dabei hängt die Rückförderkanalhöhe vom Druckaufbau am Übergang der RS in den geschlossenen Ring ab. Je größer dieser Druckaufbau und die Fläche, auf die der Druck wirkt, desto höher ist das Förderpotenzial einer RS. Anhand von Strömungssimulationen zum Druckaufbauvermögen von RS am geschlossenen Ring, können nachfolgende Empfehlungen für eine möglichst hohe Druckaufbauwirkung ausgesprochen werden.

- Der höchste Druck sollte unmittelbar am geschlossenen Ring aufgebaut werden. Daher ist ein direkter Übergang der RS in den geschlossenen Ring zu empfehlen.
- Die RS sollte möglichst groß und die Strukturhöhe möglichst gering sein.

- Die Grundgeometrie einer RS ist für die Druckaufbauwirkung am geschlossenen Ring kaum von Bedeutung. Vielmehr ist die Gestaltung des Übergangs der RS in den geschlossenen Ring von großer Relevanz für den Druckaufbau. Daher ist der Einsatz von einfachen geometrischen Formen wie Dreiecken oder Stegen als RS empfehlenswert. Dabei sollte der Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring 30° bis 60° betragen. Dies stellt einen guten Kompromiss zwischen hoher Druckaufbauwirkung am geschlossenen Ring und guter Auffang- bzw. Umlenkung auf die Leckage dar. Oben wird ein ähnlicher Winkelbereich für einen möglichst hohen Förderwert von RS empfohlen. Der Winkel von 45° ist in allen in dieser Arbeit empfohlenen Winkelbereichen zwischen RS und geschlossenem Ring enthalten und stellt somit einen guten Ausgangspunkt für die Gestaltung von RS für PTFE-MD dar.

Da für den Druckaufbau die Gestaltung des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring von entscheidender Bedeutung ist, wird dieser Übergang nachfolgend genauer untersucht. Der Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring kann vereinfacht als Kanal angesehen werden. Um nachvollziehen zu können welche Parameter beim Druckaufbau am Übergang zwischen RS und geschlossenem Ring wesentlich sind, wird der Druckaufbau anhand von vereinfachten Kanalgeometrien untersucht. Zunächst wird der Schleppdruckaufbau in Kanälen mit konstantem Querschnitt und anschließend in Kanälen mit variablem Querschnitt (bzw. konvergenten Kanälen) analysiert. Dabei werden zusätzlich zu den numerischen Strömungsrechnungen auch analytische Berechnungsmethoden für den Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen entwickelt. Die entwickelten analytischen Berechnungsmethoden für den Schleppdruck in abgeschlossenen Kanälen sind allgemeingültig und können auch auf andere Systeme übertragen werden.

Für Kanäle mit konstantem Querschnitt werden, in einer eigens entwickelten analytischen Berechnungsmethode, die komplexen Einflüsse der Abmessungsverhältnisse des Kanals und der Reynolds-Zahl auf den Druckaufbau über einen numerisch ermittelten Korrekturfaktor berücksichtigt. Durch die Erfassung des Schleppdruckaufbaus in analytischer Form werden die wichtigsten Einflussgrößen besonders deutlich herausgestellt. Der Druckaufbau steigt mit der Schleppgeschwindigkeit, der Größe der RS und insbesondere bei Verringerung der Höhe der RS an. Damit stellt die Verringerung der Strukturhöhe die effektivste Möglichkeit zur Verbesserung der Druckaufbauwirkung dar. Allerdings sinkt durch Verringern der Strukturhöhe die mögliche Verschleißhöhe der PTFE-MD und damit ihre Lebensdauer. Daher ist eine Lösung erstrebenswert, bei der die Verschleißigenschaften einer PTFE-MD, trotz verringerter Strukturhöhe, nicht negativ beeinflusst werden. Eine mögliche Lösung ist der Einsatz von doppelt konvergenten Kanälen im Bereich des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring. Dabei wird durch die Konvergenz zur Welle die Strukturhöhe lediglich lokal zum geschlossenen Ring hin verringert. Dies ermöglicht relativ große mittlere Strukturhöhen und damit gute Verschleißigenschaften bei hoher Druckaufbauwirkung. Die Konvergenz zum geschlossenen Ring ist für das Auffangen und Umlenken von Leckage erforderlich, hat aber keinen entscheidenden Einfluss auf den Druckaufbau. Basierend auf der Erkenntnis, dass ein doppelt konvergenter Verlauf des Übergangs zwischen RS und geschlossenem Ring zu empfehlen ist, werden

im Anschluss an die Untersuchungen an Kanälen mit konstantem Querschnitt, konvergente Kanäle hinsichtlich ihrer Druckaufbauwirkung analysiert. Die wesentlichen Erkenntnisse hierzu sind nachfolgend aufgeführt.

- Wie bei Kanälen mit konstantem Querschnitt, stellt auch bei konvergenten Kanälen die Reduzierung der Höhe die effektivste Maßnahme zur Steigerung des Druckaufbaus dar. Wobei sowohl die Höhe am Kanaleintritt als auch die Höhe am Kanalabschluss einen starken Einfluss auf den Druckaufbau hat. Da sich hierdurch keine Nachteile ergeben, sollte zumindest die Höhe am Kanalabschluss so klein wie möglich sein. Die Höhe am Kanaleintritt sollte für einen hohen Druckaufbau zwar ebenfalls möglichst gering sein, allerdings sinkt dadurch die zulässige Verschleißhöhe einer RS. Hier muss also ein Kompromiss zwischen zulässiger Verschleißhöhe und Steigerung des Druckaufbaus eingegangen werden. Zudem können auch fertigungstechnische Gesichtspunkte die Höhe einer RS und damit die Höhe am Kanaleintritt beeinflussen.
- Zur Verbesserung der statischen Dichtheit und des Druckaufbaus können gestuft konvergente Kanäle eingesetzt werden. Auch hierbei muss ein Kompromiss zwischen hohem Druckaufbau bzw. guter statischer Dichtheit und zulässiger Verschleißhöhe eingegangen werden.
- Die Steigerung des Druckaufbaus durch Reduktion der Kanalbreite ist nicht sinnvoll. Eine nennenswerte Drucksteigerung bei Verringerung der Kanalbreite am Eintritt kann nur bei sehr kleinen Winkeln ($< 10^\circ$) zwischen den Kanalseitenwänden realisiert werden. An der RS entspricht dies einem sehr kleinen Winkel zwischen RS und geschlossenem Ring. Dies verschlechtert das Leckageauffang- und Umlenkvermögen einer RS in unakzeptabler Weise.
- Durch Reduktion der Kanalbreite am Abschluss kann zwar eine nennenswerte Drucksteigerung erzielt werden, der Bereich des höchsten Druckaufbaus muss dabei aber erheblich verkleinert werden. Auf eine RS übertragen bedeutet dies: Bei einem kleinen Wirkungsbereich des aufgebauten Drucks sind die Auswirkungen auf den geschlossenen Ring entsprechend gering. Eine kleine Höhe am Kanalabschluss stellt dagegen keinen Nachteil für die Funktion einer RS dar, da der Bereich des höchsten Druckaufbaus sich direkt am Dichtspalt befindet. Genau hier ist der Druckaufbau auch erforderlich, damit der geschlossene Ring möglichst stark angehoben und Leckage effizient zurückgefördert werden kann.

Aus den durchgeführten Untersuchungen an abgeschlossenen Kanälen folgt, dass für optimale Verschleißigenschaften und einen hohen Druckaufbau der Übergang einer RS in den geschlossenen Ring als doppelt konvergenter (evtl. gestufter) Kanal gestaltet werden sollte.

Im Hinblick auf das Druckaufbauvermögen von RS wird aus den oben erläuterten Zusammenhängen deutlich, dass nicht nur die Höhe des Druckaufbaus zwischen RS und geschlossenem Ring, sondern auch die Größe und Lage des Bereichs mit dem höchsten Druckaufbau von großer Bedeutung sind. Um eine möglichst große öffnende Kraft auf den Dichtspalt und damit hohe Rückförderkanäle zu erzeugen, sollte der

maximale Druckaufbau direkt am geschlossenen Ring erfolgen und der Bereich des höchsten Druckaufbaus so groß wie möglich sein.

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen zum Druckaufbauvermögen von RS und zum Schleppdruckaufbau in abgeschlossenen Kanälen, werden Gestaltungsbeispiele für den Bereich zwischen RS und geschlossenem Ring aufgezeigt. Ziel ist dabei die Optimierung einer RS hinsichtlich dem Druckaufbauvermögen, der statischen Dichtsicherheit, den Verschleißeigenschaften, dem Leckageauffang- und dem Umlenkvermögen. Wobei nicht alle Optimierungsziele gleichzeitig erreicht werden können.

Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse ermöglichen ein genaueres Verständnis der Funktionsweise von RS am geschlossenen Ring. Die Ausbildung eines Rückförderkanals im geschlossenen Ring wird demnach durch den Druckaufbau zwischen RS und geschlossenem Ring eingeleitet. Durch Schleppdruck im sich ausbildenden Rückförderkanal wird seine Entstehung zusätzlich unterstützt. Da mit steigender Höhe des hydrodynamischen Dichtspalts der Druckaufbau im Rückförderkanal sowie zwischen RS und geschlossenem Ring sinkt, stellt sich die Rückförderkanalgeometrie im Kräftegleichgewicht ein. Die Rückstellkräfte sind dabei auf die Elastizität der PTFE-Dichtlippe zurückzuführen.

Die vorliegende Arbeit zeigt die relevanten Einflussgrößen auf das Förder- und Druckaufbauvermögen von PTFE-MD mit RS auf. Hierdurch können vor allem die dynamischen Funktionsmechanismen von PTFE-MD mit RS besser nachvollzogen werden und damit besonders wirkungsvolle Maßnahmen zur Verbesserung des Fördervermögens bzw. der dynamischen Dichtsicherheit abgeleitet werden. Aber auch Maßnahmen zur Erhöhung der statischen Dichtsicherheit werden aufgezeigt. Ein besseres Verständnis der Funktionsweise ermöglicht eine effektivere Optimierung, wodurch der experimentelle Aufwand bei der Weiterentwicklung von PTFE-MD mit RS reduziert werden kann.

14.3 Ausblick

Für ein tiefergehendes Verständnis der Funktionsmechanismen von PTFE-MD müssen insbesondere die mikroskopischen Vorgänge im Dichtspalt, die Rauheiten von PTFE-Compound und Welle, die gegenseitige Beeinflussung von Strömung und Struktur sowie Grenzflächeneffekte berücksichtigt werden. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorgestellten Erkenntnisse und Modellierungsmethoden stellen dabei die notwendige Ausgangsbasis für weiterführende Untersuchungen dar. Beispielsweise ist für eine präzise Berechnung des Förderwerts vor allem die Kenntnis der Rückförderkanalhöhe erforderlich. Da sich hydrodynamischer Dichtspalt und Rückförderkanal insbesondere hinsichtlich des Druckaufbaus stark gegenseitig beeinflussen, muss zumindest auch die mittlere Dichtspalthöhe bekannt sein. Die Rückförderkanalabmessungen und die mittlere Dichtspalthöhe können in einer EHD-Simulation ermittelt werden. Mit diesen Eingangsgrößen kann der Förderwert einer PTFE-MD mit RS, gemäß den in dieser Arbeit vorgestellten Modellierungsmethoden,

näherungsweise berechnet werden. Damit wird auch eine indirekte experimentelle Validierung der Berechnungen über die Messung des Förderwerts an einer PTFE-MD möglich. Mit einer validierten Berechnungsmethode für den Förderwert kann die dynamische Dichtsicherheit von PTFE-MD ohne experimentellen Aufwand beurteilt und optimiert werden.

Eventuell können die Erkenntnisse aus der vorliegenden Arbeit zum Teil auch auf Elastomer-RWDR mit Drall (mit RS) übertragen werden. Hierzu sind aber weiterführende Untersuchungen erforderlich. Insbesondere ist zu klären, ob die prinzipielle Funktionsweise von RS bei PTFE-MD und Elastomer-RWDR identisch ist. Eine sichere Aussage diesbezüglich ist bislang nicht möglich, da die Wechselwirkungen zwischen dem selbständigen dynamischen Dichtmechanismus und RS bei Elastomer-RWDR nicht hinreichend bekannt sind. Für die Analyse dieser Zusammenhänge scheint eine Kombination aus EHD-Simulationen und experimentellen Untersuchungen, analog zu der oben für PTFE-MD mit RS beschriebenen Vorgehensweise, zielführend zu sein.

15 Literaturverzeichnis

- [1] DIN 3760: Radial-Wellendichtringe, 1996
- [2] DIN 3761: Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, 1984
- [3] Bauer, F.: PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille – Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2008
- [4] Firmenschrift ElringKlinger Kunststofftechnik GmbH, Werkstoffe und Halbzeuge aus PTFE, <http://www.elringklinger-kunststoff.de>, Stand 2014
- [5] Firmenschrift ElringKlinger Kunststofftechnik GmbH, Elring-PTFE Eigenschaften und Anwendungen eines außergewöhnlichen Werkstoffes, 2003
- [6] Firmenschrift ElringKlinger Kunststofftechnik GmbH, Moldflon – Die neue Dimension in der PTFE-Verarbeitung, <http://www.elringklinger-kunststoff.de>, Stand 2015
- [7] Fa. Prelon Dichtsystem GmbH, <http://www.prelon.de>, Stand 2014
- [8] Firmenschrift DuPont, Properties Handbook, Teflon PTFE, <http://www.dupont.com>, Stand 2014
- [9] GESTIS-Stoffdatenbank der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung e.V. (DGUV), <http://gestis.itrust.de>, Einträge für Polytetrafluorethylen, Stand 2014
- [10] Bundesinstitut für Risikobewertung, Fragen und Antworten zu Koch- und Bratgeschirr mit Antihafbeschichtung, <http://www.bfr.bund.de>, Beitrag vom November 2005
- [11] Müller, H. K.; Nau B. S.: Fluid Sealing Technology, Principles and Applications, New York, Dekker, 1998
- [12] Müller, H. K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile, Medienverlag Müller, 1990
- [13] Müller, H. K.; Haas, W.: Dichtungstechnik, Skript zur Vorlesung, 6. Auflage, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 2009, aktuelle Version beim Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart erhältlich
- [14] Müller, H. K.; Nau, B. S.: Fachwissen Dichtungstechnik, <http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de>, Stand 2014
- [15] Kawahara, Y.: An Investigation of Sealing Properties of Lip Seals through Observation of Sealing Surfaces under Dynamic Condition, 10th International Conference on Fluid Sealing, Paper C1, 1984
- [16] Hermann, W.; Seffler, H.-W.: Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen, ATZ 87, Ausgabe 9, 1985

- [17] Kammüller, M.: Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1986
- [18] Müller, H. K.: Concepts of Sealing Mechanism of Rubber Lip Type Rotary Shaft Seals, 11th Conference on Fluid Sealing, Paper K1, 1987
- [19] Britz, S.: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
- [20] Steinhilper, W.: Funktion von RWDR bei Geometrieabweichungen, Der Konstrukteur, Jahrgang 1990, Heft 6, 1990
- [21] Sekulich, S.: Fortschritte bei den radialen Lippen-Dichtungen aus Teflon, The Journal of Teflon, Vol 11 No 1, Fa. DuPont, 1970
- [22] Schmidt, W.: Radial Shaft Seal with PTFE Sealing Lip, SAE Technical Paper Series 852347, 1985
- [23] Deuring, H.: Abdichtung von Kurbelwellen für Dieselmotoren, Fa. Goetze AG, 1987
- [24] Hoffmann, C.: Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1995
- [25] Tietze, W.: Handbuch Dichtungspraxis, Essen, Vulkan-Verlag, 2003
- [26] Schuler, P.: Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2014
- [27] Kunstfeld, T.: Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005
- [28] Buhl, S.: Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006
- [29] Baitinger, G.: Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlauflächen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2011
- [30] Jung, S.: Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlauflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012
- [31] Britz, S.: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
- [32] Jenisch, B.: Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1991

- [33] Fritsche, R.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Radialwellendichtungen aus Elastomer- und Polytetrafluoräthylen-Material bei speziellen Betriebsbedingungen, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
- [34] Pohl, H.: Computerunterstützte und experimentelle Untersuchungen von Manschettendichtungen aus glasfaserverstärktem PTFE-Compound, Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 1999
- [35] Kletschkowski, T.: Finite Thermoviskoplastizität von Kompositen aus Polytetrafluorethylen mit Zug-Druck-Asymmetrie und plastischem Gedächtnis, Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2004
- [36] Haiser, H. B.: PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen – Grundlagen, Untersuchungen, Erkenntnisse, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001
- [37] Patent: US 3984113 A, Bidirectional Hydrodynamic Polytetrafluoroethylene Seal, 1976
- [38] Patent: US 4118856 A, Bi-Directional Hydrodynamic Shaft Seal Method, 1978
- [39] Patent: EP 0128645 A2, Bi-Directional Hydrodynamic Seal, 1984
- [40] Patent: DE 101 54 788 C5, Wellendichtring, 2007
- [41] Patent: US 7494130 B2, Bi-Directional Pattern for Dynamic Seals, 2009
- [42] DFG-Projekt HA 2251/20-1: Abdichtung beidseitig drehender Wellen durch PTFE-Manschettendichtungen mit eingepprägten drehrichtungsunabhängigen Rückförderelementen, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, Projektabschluss 2012
- [43] Bauer, F.; Haas, W.: PTFE-Lip Seals For Bi-Directional Rotation, 3rd European Conference on Tribology, Vienna, Austria, 2011
- [44] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: Uneingeschränkt dicht! Statisch und in beide Drehrichtungen – PTFE-Manschetten, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, Stuttgart, 2011
- [45] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: PTFE Lip-Seals with Bi-directional Sealing Aids, 18th International Colloquium Tribology, Ostfildern-Nellingen, 2012
- [46] Goujavin, W.; Bauer, F.; Haas, W.: Numerical Analysis of PTFE-Lip Seals with Sealing Aids for Bi-Directional Rotation, 67th STLE Annual Meeting, St Louis, USA, 2012
- [47] Gölz, J.; Goujavin, W.; Bauer, F.; Haas, W.: PTFE Lip-seals with Bi-directional Sealing Aids, 17th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 2012
- [48] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: PTFE-Manschettendichtungen – Gestaltungsrichtlinien für bidirektionale Rückförderstrukturen, Konstruktionspraxis, Vogel Business Media, 2013
- [49] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: PTFE lip seals – design guidelines for bidirectional sealing aids, Sealing Technology, Elsevier Ltd., 2013

- [50] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: The Problem is solved – bidirectional PTFE lip seals, 68th STLE Annual Meeting, Detroit, USA, 2013
- [51] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: Wear and Friction of PTFE Seals, 19th International Colloquium Tribology, Ostfildern-Nellingen, 2014
- [52] Goujavin, W.; Bauer, F.; Haas, W.: Optimierung von PTFE-Manschettendichtungen mittels strukturmechanischer und thermischer Simulation, ANSYS Conference & 31th CADFEM Users Meeting, Mannheim, 2013
- [53] Sui, H.: Beitrag zur Simulation von PTFE-Wellendichtmanschetten in Verbrennungsmotoren, Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 1999
- [54] Olbrich, M.: Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2002
- [55] Debler, C.: Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes für die Auslegung von Dichtungen, Dissertation, Universität Hannover, 2005
- [56] Weber, D.: Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012
- [57] Daubner, A.; Haas, W.: Zur Simulation von Verschleiß an PTFE-Manschettendichtungen, 17th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 2012
- [58] Daubner, A.: Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtungen aus PTFE-Compound, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2014
- [59] Binnington, P. G.: The measurement of rotary shaft seal film thickness, Doctoral thesis, Durham University, 1991
- [60] Wennehorst, B.; Poll, G.: Investigations into the Tribological Characteristics of Radial Lip Seals – Results of Combined Lubricant Film Thickness and Friction Measurements, 16th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 2010
- [61] Öngün, Y.: Finite Element Simulation of Mixed Lubrication of Highly Deformable Elastomeric Seals, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2010
- [62] Heipl, O.; Wohlers, A.; Persson, B. N. J.; Scaraggi, M.; Murrenhoff, H.: Modellbildung dynamischer Dichtungen, O+P, 3/2010
- [63] Schmidt, T.; Andre, M.; Poll, G.; Ottink, K.: Effizienter Finite-Elemente-Ansatz zur Simulation von EHD-Kontakten und Verschleißeffekten in axialbewegten Hydraulikdichtsystemen, Tribologie + Schmierungstechnik, 60. Jahrgang, 3/2013
- [64] Salant, R. F.; Flaherty, A. L.: Elastohydrodynamic Analysis of Reverse Pumping in Rotary Lip Seals with Microasperities, Journal of Tribology, Bd. 117, 1995

- [65] Rocke, A. H.; Salant, R. F.: Elastohydrodynamic Analysis of a Rotary Lip Seal Using Flow Factors, *Tribology Transactions*, Bd. 48, 2005
- [66] Day, K.; Salant, R. F.: Thermal Elastohydrodynamic Model of a Radial Lip Seal, Part I: Analysis and Base Results, *Journal of Tribology*, Bd. 121, 1999
- [67] Shi, F.; Salant, R. F.: Numerical Study of a Rotary Lip Seal with a Quasi-Random Sealing Surface, *Journal of Tribology*, 2001
- [68] Harp, S. R.; Salant, R. F.: An Average Flow Model of Rough Surface Lubrication with Inter-Asperity Cavitation, *Journal of Tribology*, Bd. 136, 2001
- [69] Shen, D.; Salant, R. F.: A Transient Mixed Lubrication Model of a Rotary Lip Seal with a Rough Shaft, *Tribology Transactions*, Bd. 49, 4, 2006
- [70] Jia, X.; Jung, S.; Haas, W.; Salant, R. F.: Shaft Pumping by Laser Structured Shafts with Rotary Lip Seals - Theoretical Calculations and Experiments, 16th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 2010
- [71] Jia, X.; Jung, S.; Haas, W.; Salant, R. F.: Rotary lip seal pumping by a ground shaft with and without a laser structure, 66th STLE Annual Meeting, Atlanta, USA, 2011
- [72] Jia, X.; Jung, S.; Haas, W.; Salant, R. F.: Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by laser structured shafts with rotary lip seals, *Tribology International*, Bd. 44, 2011
- [73] Jia, X.; Jung, S.; Haas, W.; Salant, R. F.: Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by plunge ground shafts with rotary lip seals, *Tribology International*, Bd. 48, 2012
- [74] Adamson, A. W.: *Physical Chemistry of Surfaces – 5th Edition*, J. Wiley & Sons, 1990
- [75] Dörfer, H.-D.: *Grenzflächen- und Kolloidchemie*, VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim, 1994
- [76] Nguyen, N.-T.: *Mikrofluidik – Entwurf, Herstellung und Charakterisierung*, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [77] Klaiber, M.: *Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen*, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2013
- [78] Washburn, E. W.: The Dynamics of Capillary Flow, *Physical Review* 17, Nr. 3, 1921
- [79] Firmenschrift Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH, Produkt Information, Titan Supersyn SAE 0W-30, 2011
- [80] Firmenschrift Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH, Sicherheitsdatenblatt, Titan Supersyn 0W-30, 2012
- [81] Firmenschrift WTS – Wagner Technik Service, Stoffdaten von Wärmeträgerölen, <http://www.wts-online.de>, Stand 2011

- [82] Dokumentation zum Programm ANSYS CFX 14.0, ANSYS CFX-Solver Theory Guide, The Rayleigh Plesset Model, 2011
- [83] Dokumentation zum Programm ANSYS CFX 14.0, ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, Rayleigh Plesset Model, 2011
- [84] Bakir, F.; Rey, R.; Gerber, A. G.; Belamri, T.; Hutchinson, B.: Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behaviour of an Inducer, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 10, 2004
- [85] d'Agostino, L.; Salvetti, M. V. (Editors): Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps, Kapitel "The Rayleigh-Plesset equation: a simple and powerful tool to understand various aspects of cavitation" von Franc J.-P., Springer-Verlag Vienna, 2007
- [86] Stoll, M.: Strömungssimulation mit Fluid-Struktur-Kopplung und Kavitation an einer PTFE-Manschettendichtung, Bachelorarbeit unter Anleitung des Autors der vorliegenden Arbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2012
- [87] Schlichting, H.; Gersten, K.: Grenzschicht-Theorie, 10. Auflage, Springer-Verlag, 2006
- [88] Pflüger, C. G.: Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche – Berechnung - Untersuchung - Gestaltung, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2011

Lebenslauf

Persönliches

Name: Witalij Goujavin
Geburtsdatum/ -ort: 20.03.1984 in Kiew
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Schulbildung

09/1995 – 06/2004 Erasmus Widmann Gymnasium in Schwäbisch Hall

Hochschulbildung

10/2004 – 11/2009 Studium des Maschinenbaus an der Universität Stuttgart
Hauptfächer: Feinwerktechnik und Konstruktionstechnik

Praktische Tätigkeit

07/2004 – 08/2004 Fertigungstechnisches Praktikum
Breitner Abfüllanlagen GmbH in Schwäbisch Hall
09/2008 – 02/2009 Praktikum im Bereich Antriebsstrang
Porsche Engineering Services GmbH in Bietigheim-
Bissingen

Berufstätigkeit

01/2010 – 04/2014 Akademischer Mitarbeiter am Institut für
Maschinenelemente der Universität Stuttgart
im Bereich Dichtungstechnik
seit 09/2014 Projektleiter bei der EDAG Engineering GmbH in
Mönsheim in den Bereichen Funktionssimulation und
Crash-Berechnung

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Krafffahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlauflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminimierung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlaufläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn
157	D. J. Maier	Sensorlose online Zustandserfassung von Vorschubantriebskomponenten in Werkzeugmaschinen
158	J.-P. Reibert	Statisches Abdichten auf nicht idealen Dichtflächen in der Antriebstechnik
159	M. Sommer	Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell
160	W. Haas	Basics der Dichtungstechnik
161	U. Nißler	Dichtheit von Hydraulikstangendichtringen aus Polyurethan
162	S. M. Neuberger	Entwicklung einer gasgeschmierten Gleitringdichtung für den Einsatz im Verbrennungsmotor