

Frank Schöning

**Kontinuierliche, bewegliche
Druckluftzuführungen an
Montagelinien**



Frank Schöning

**Kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführungen
an Montagelinien**

Wissenschaftliche Berichte des
Institutes für Fördertechnik und Logistiksysteme
der Universität Karlsruhe (TH)
Band 71

Kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführungen an Montagelinien

von
Frank Schöning



universitätsverlag karlsruhe

Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)

Fakultät für Maschinenbau, 2007

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Dieter Arnold, Prof. Dr.-Ing. Karl H. Spies

Impressum

Universitätsverlag Karlsruhe
c/o Universitätsbibliothek
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe
www.uvka.de



Dieses Werk ist unter folgender Creative Commons-Lizenz
lizenziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.0/de/>

Universitätsverlag Karlsruhe 2008
Print on Demand

ISSN: 0171-2772

ISBN: 978-3-86644-266-5

Kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführungen an Montagelinien

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Karlsruhe (TH)
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Frank Schönung

aus Graben

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

20. September 2007
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Dieter Arnold
Prof. Dr.-Ing. Karl H. Spies

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) der Universität Karlsruhe (TH).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Dieter Arnold für die Übernahme des Hauptreferats, seine Unterstützung und Motivation während der gesamten Arbeit, auch über seine Zeit als Institutsleiter hinaus.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl H. Spies danke ich für die Übernahme des Korreferats und seine Anregungen als Dichtungs- und Elastomerexperte.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Kai Furmans, dem Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistiksysteme, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich danke allen Kollegen und Studenten, die mich durch Diskussionen zu neuen Ideen geführt haben und für die allzeit gute Atmosphäre am Institut. Ein weiterer Dank gilt der Werkstatt des IFL unter der Leitung von Hr. Kasper für die gute Zusammenarbeit, die für eine konstruktive Arbeit unerlässlich ist.

Mein persönlicher Dank gilt meinen Eltern, die mich auf meinem Weg immer gefördert und unterstützt haben.

Ganz besonders danke ich meiner Frau Simone und meinen Kindern Emily und Nicolas, für ihre Unterstützung während der Entstehung dieser Arbeit und für ihr Verständnis dafür, dass sie so viele Stunden auf ihren Ehemann und Vater verzichten mussten.

Graben, im August 2008

Frank Schönung

Kurzfassung

Frank Schönung

Kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführungen an Montagelinien

Die Aufgabe von Druckluftzuführungssystemen ist die Energieversorgung von Druckluft-handwerkzeugen. Diese werden aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und ihrer einfachen Handhabung häufig an Montagelinien eingesetzt. Die Druckluftzuführung an der Montagelinie muss besondere Anforderungen an die Ergonomie erfüllen, weil dort sehr große, zum Teil dynamische Arbeitsräume mit Druckluft als Energieträger versorgt werden müssen.

Diese Arbeit gibt einen Überblick über die relevanten Themen zur Druckluftzuführung an Montagelinien und der Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme. Es werden die Grundlagen, die für den Aufbau und die Dimensionierung von Druckluftversorgungen wichtig sind, z. B. Leckagen und Druckverluste, erläutert und der Stand der Technik von Druckluftzuführungssystemen vorgestellt. Es wird gezeigt, dass die heutigen Systeme die bestehenden Wünsche an die Ergonomie und die Funktionalität der Druckluftversorgung an Montagelinien nicht vollständig erfüllen. Hauptgrund ist das Fehlen geeigneter Dichtungssysteme, deren Bedeutung für die Entwicklung neuer Konzepte dargestellt wird.

Aufbauend auf den ermittelten Anforderungen werden im Rahmen der Arbeit methodisch entstandene, neuartige Konzepte für kontinuierliche Druckluftzuführungen mit beweglichen Entnahmewagen vorgestellt. Zwei der Konzepte, eines mit diskontinuierlicher, eines mit kontinuierlicher Druckluftentnahme, werden untersucht und Gestaltungsrichtlinien für die Produktentwicklung abgeleitet. Mithilfe von Messungen an neu entstandenen Messeinrichtungen, analytischen und numerischen Modellen wird die Analyse und Reduktion von System-Schadsvolumen durchgeführt, das Verhalten beim Öffnen von Zapfventilen untersucht und Zusammenhänge zwischen Systemparametern hergestellt.

Mit dem vorgestellten *Raupenkonzept* wird eine kontinuierliche Druckluftversorgung von Handwerkzeugen an Montagelinien ermöglicht. Der modulare Aufbau erlaubt den Einsatz fast beliebig vieler beweglicher Entnahmewagen und ermöglicht eine flexible Anpassung an neue Produktionsbedingungen. Mit dem neuen Ansatz wird darüber hinaus eine „mitfahrende Druckluftversorgung“ am Montageband, z. B. für den Einsatz von pneumatischen Spannvorrichtungen, ermöglicht.

Abstract

Frank Schönung

Continuous, movable compressed air supply on assembly lines

The task of compressed air supply systems is to provide energy to pneumatic power tools. Due to their high power-to-weight-ratio and their easy handling pneumatic power tools are often used on assembly lines. The compressed air supply on assembly lines has to comply special requirements on ergonomic considerations because of large or even dynamic working spaces.

This doctoral thesis gives a overview of relevant topics concerning compressed air supply on assembly lines. The basics of air supply systems, e. g. air leakage and pressure losses, and the the state-of-the-art of compressed air supply systems are introduced. It shows that the state-of-the-art systems do not comply with the present requests on ergonomics and functionality. The main reason is that no appropriate seals for this task are available.

Based on the ascertained requirement specifications the thesis introduces new methodically developed concepts for compressed air supplies providing a continuous air supply via movable carriages. Two of the concepts are analyzed and a design guide for a further product development is deduced. The analysis includes experimental, analytical and numerical methods.

The introduced „Raupenkozept“ provides a continuous compressed air supply on assembly lines. The modular design allows the use of various carriages for the air supply and a flexible adaption on new production specifications. With this new concept a „travelling air supply“ attending the assembly line could be realized, e. g. for the use of pneumatic chucks.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Ziel der Arbeit	2
1.3	Aufbau der Arbeit	3
2	Stand der Technik	5
2.1	Pneumatik	5
2.1.1	Eigenschaften und Grundlagen der Drucklufttechnik	5
2.1.2	Druckluftsysteme	8
2.2	Druckluftzuführungssysteme	13
2.2.1	Dezentrale Druckluftversorgung	15
2.2.2	Zentrale Druckluftversorgung mit ortsfesten Entnahmestellen . . .	15
2.2.3	Zentrale Druckluftversorgung mit schienengeführten Entnahmestellen und diskreten Entnahmepositionen	16
2.2.4	Zentrale Druckluftversorgung mit schienengeführten Entnahmestellen und stufenloser Positionierung	18
2.2.5	Montagesysteme und Energiezuführungssysteme	20
2.2.6	Systemvergleich	21
2.2.7	Bestehende Schutzrechte	23
3	Bedeutung der Dichtungen für die Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme	25
3.1	Einteilung von Dichtungen	25
3.2	Pneumatikdichtungen	26
3.3	Radialwellendichtringe	31
3.4	Dichtungswerkstoffe	32
3.4.1	Elastomere	32
3.4.2	Thermoplastische Elastomere	37
3.4.3	PTFE als Dichtungswerkstoff	37
3.5	Abschließende Betrachtung	38
4	Anforderungen an bewegte Druckluftzuführungssysteme	39
4.1	Ergonomie	39
4.2	Einsatzgebiete und Einsatzbedingungen von Druckluftzuführungssystemen	42
4.2.1	Ortsfeste Montagearbeitsplätze	42
4.2.2	Montagelinien	44
4.2.3	Fertigung	46
4.2.4	Weitere Einsatzgebiete	47

4.3	Zusatzfunktionen	47
4.4	Qualität der Druckluftversorgung	49
4.5	Wirtschaftlichkeit	49
4.6	Zusammenfassung der Anforderungen an Druckluftzuführungssysteme . .	50
4.7	Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme	52
5	Neuartige Konzepte für eine bewegliche Druckluftzuführung	53
5.1	Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme	54
5.1.1	Konzept <i>D1</i>	55
5.1.2	Konzept <i>D2</i> (<i>Sternkonzept</i>)	57
5.1.3	Konzept <i>D3</i> (<i>Raupenkonzept</i>)	58
5.2	Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme	59
5.2.1	Konzept <i>K1</i>	61
5.2.2	Konzept <i>K2</i>	64
5.2.3	Konzept <i>K3</i>	66
5.2.4	Konzept <i>K4</i>	68
5.2.5	Konzept <i>K5</i>	69
5.3	Konzeptvergleich	71
6	Kontinuierliche Druckluftzuführung mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme	73
6.1	Aufbau und Charakteristik des Dichtungssystems	73
6.1.1	Aufbau des Dichtungssystems	74
6.1.2	Dichtungswerkstoffe	75
6.1.3	Verschiebekraft	75
6.2	Lösbare Abdichtungen zwischen Ventileinheit und Kanal/Trommel	77
6.2.1	Aufbau und Funktion	78
6.2.2	Mindestflächenpressung einer axial öffnenden und schließenden O-Ring-Dichtung	78
6.2.3	Anpresskraft des Wagens an den Kanal	81
6.2.4	Luftverlust beim Aufheben der Luftverbindung	81
6.3	Öffnungs- und Schließverhalten der Zapfstellen	83
6.3.1	Messeinrichtung	83
6.3.2	Messungen	85
6.3.3	Messauswertung	88
6.3.4	Modellierung des Dichtungssystems	95
6.3.5	Schlussfolgerung für die Gestaltung der Zapfstellen	104
6.4	Steuerung der Druckluftverbindungen	106
6.5	Druckluftkanal und Führung des Entnahmewagens	108
6.6	Entnahmewagen	111
6.7	Ventileinheit	114
6.8	Funktionsmodell	116
6.9	Abschließende Betrachtung	116
7	Analyse eines neuartigen Dichtungssystems für eine kontinuierliche Druckluftentnahme	119

7.1	Bestimmung und Einfluss der Zapfrüselabmessungen	120
7.2	Berührzonengestaltung	122
7.3	Werkstoffe für Zapfrüsel und Dichtung	123
7.4	Modellbildung	123
7.4.1	Belastungen	124
7.4.2	Gleichmäßige Flächenpressung über die Länge der Kontaktzone .	125
7.4.3	Verminderte Flächenpressung durch Funktionsteilung	126
7.4.4	Verminderte Flächenpressung durch Funktionsteilung und Abstimmung der Torsions- und Biegesteifigkeit des Dichtbands	129
7.4.5	FE-Modell	133
7.4.6	Simulation	135
7.4.7	Optimierung und Abstimmung von Dichtband und Zapfrüsel . .	139
7.5	Funktionsmodell	140
7.6	Abschließende Betrachtung	141
8	Zusammenfassung	143
	Literaturverzeichnis	146
	Symbolverzeichnis	151

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schlitzzylinder	10
2.2	Spannvorrichtung	11
2.3	Widerstandszahlen von Formstücken	13
2.4	Druckluftsystem	14
2.5	Schlauchaufroller	16
2.6	System mit Zapfventil	17
2.7	System mit Zapfventil - Schnittdarstellung	17
2.8	System mit Leitungsdurchhang	18
2.9	System mit Energiekette	19
2.10	System mit innenliegender Energiekette	19
2.11	System mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme mit Entnahmerad: <i>Distribut-Air</i> [®]	20
2.12	Elektrische Energiezuführung mit Schleifleitungen	20
3.1	Berührzone mit parabolischem Pressungsverlauf	28
4.1	Arbeitsraum eines Druckluftzuführungssystems	41
4.2	Montagesystem einer Variantenfertigung in der Automobilendmontage	44
4.3	Driftverhalten Automobilmontage	45
4.4	Systemerweiterungen: Balancer und Werkzeugträgersystem	48
4.5	Systemerweiterung: Werkzeugführung	48
4.6	Entwicklung von Druckluftzuführungssystemen	52
5.1	Übersicht und Gliederung der neu entwickelten Konzepte	53
5.2	Übersicht über die neuen Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme	55
5.3	Konzept <i>D1</i> : Druckluftkanal und Ventileinheit	56
5.4	Konzept <i>D1</i> : Bewegungsablauf	56
5.5	Konzept <i>D2</i> : Prinzipskizze	57
5.6	Konzept <i>D3</i> : Gesamtansicht	58
5.7	Übersicht über die neuen Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme	60
5.8	Konzept <i>K1</i> : Zeichnung des Funktionsmodells	61
5.9	Konzept <i>K1</i> : Kanalinnenseite des Funktionsmodells	62
5.10	Konzept <i>K1</i> : Bewegung des Entnahmewagens	63
5.11	Konzept <i>K2</i> : Schnittansicht	64
5.12	Konzept <i>K2</i> : Dichtbandvarianten	65
5.13	Konzept <i>K3</i> : Schnittansicht	67
5.14	Konzept <i>K3</i> mit Membrane	67
5.15	Konzept <i>K4</i> : Führung des Dichtbands	68

5.16	Konzept <i>K5</i> : asymmetrischer Zapfrüssel	69
5.17	Konzept <i>K5</i> mit Wälzführung	70
6.1	Dichtungssystem	74
6.2	Ventileinheit am Kanal	77
6.3	Messaufbau zur Ermittlung der Mindestflächenpressung	79
6.4	Bestimmung der Berührbreite im Dichtkontakt	80
6.5	Schadvolumen von Ventilkonstruktionen	82
6.6	Schadvolumen - Detailansicht	82
6.7	Messeinrichtung zur Bestimmung des Kraftverlaufs beim Öffnen des Dichtbands	84
6.8	Druckluftkanal und Ventileinheit der Messeinrichtung	84
6.9	Kraft-Weg-Verlauf beim Abheben des Dichtbands, ohne Gegendruck	87
6.10	Kraft-Weg-Verlauf beim Abheben des Dichtbands, mit Gegendruck	87
6.11	Einfluss der Dichtbandbreite 10/20mm	88
6.12	Wirkfläche bei größerer Dichtbandbreite	89
6.13	Einfluss der Dichtbandbreite 20/30/40mm	89
6.14	Einfluss der Vorspannung: Kraft-Druck- und Weg-Druck-Diagramm	90
6.15	Einfluss der Vorspannung: Vorspannungs-Druck-Diagramm	90
6.16	Einfluss des Bohrungsdurchmessers	91
6.17	Bohrungsdurchmesser und Wirkfläche	91
6.18	Einfluss des Stempeldurchmessers	92
6.19	Zusammenhang von Stempeldurchmesser und Stempelweg	92
6.20	Einfluss des Stempeldurchmessers bei $d_{DB} = 10\text{mm}$	92
6.21	Modellvorstellung für die Hebelwirkung bei exzentrischem Kraftangriff	93
6.22	Auswirkung des exzentrischen Kraftangriffs	94
6.23	Einfluss des Gegendrucks	95
6.24	Modell von Dichtband, Stempel und Kanal	96
6.25	Materialmodelle, uniaxialer Druckversuch	98
6.26	Simulation: Ausgangszustand	100
6.27	Simulation: Berechnungsschritt 1	101
6.28	Simulation: Berechnungsschritt 2	102
6.29	Simulation: Berechnungsschritt 3	102
6.30	Simulation: Berechnungsschritt 4	103
6.31	Simulation: Berechnungsschritt 3	104
6.32	Aufbau einer pneumatischen Ventilbetätigung mit Nachführsteuerung	106
6.33	Ventilzustände der pneumatischen Ventilbetätigung	107
6.34	Druckgesteuerte Ventilbetätigung	108
6.35	Gestaltungsbeispiel eines Druckluftkanals für das <i>Raupenkonzept</i>	110
6.36	Querschnitt eines Druckluftkanals für das <i>Raupenkonzept</i>	110
6.37	Dichtbandklemmvorrichtung	111
6.38	Gestaltungsbeispiel eines Entnahmewagens für das <i>Raupenkonzept</i>	112
6.39	Schaltleisten des Entnahmewagens des <i>Raupenkonzept</i>	113
6.40	Ventileinheit mit Betätigung in Richtung der Ventilschieberachse	115
6.41	Ventileinheit mit seitlicher Betätigung	115
6.42	Funktionsmodell	116

6.43	Verschiebekräfte am Funktionsmodell	117
7.1	Zapfrüsselabmessungen	120
7.2	Zapfrüsselbreite und Verdrehungswinkel	121
7.3	Hochleistungsdichtungen für Stoßdämpfer	122
7.4	Druckkraft auf die Dichtung	124
7.5	Abstützung und Führung des Dichtbands bei Konzept <i>K4</i>	127
7.6	Ersatzmodell für die Biegung des Dichtbands um die Längsachse	127
7.7	Dichtsystem ohne und mit Abstützung	128
7.8	Dichtband mit Anschlag	129
7.9	Biegebeanspruchung des Dichtbands	130
7.10	Biegelinien der Einzelbelastungen und deren Überlagerung	131
7.11	Verdrehungswinkel des Dichtbands	132
7.12	Symmetrisches Modell mit Rolle	135
7.13	Modell mit einfacher Symmetrie	136
7.14	FE-Model: Schnitt 1 und 2	137
7.15	FE-Model: Schnitt 2 und 3	137
7.16	Flächenpressung in der Berührzone	138
7.17	Flächenpressung an der Dichtlippe	138
7.18	Funktionsmodell des Konzepts <i>K5</i>	141

1 Einleitung

In den vergangenen Jahrzehnten ist das Medium Druckluft als Energieträger in der Industrie immer wichtiger geworden. Im Jahr 2006 wurde laut VDMA die Produktion von Kompressoren, Druckluft- und Vakuumtechnik um 9,4% im Vergleich zum Jahr 2005 gesteigert. Aufgrund ihrer Vielseitigkeit wird Druckluft in verschiedensten Einsatzgebieten wie z. B. in der Fertigung, in der Montage, in Textilmaschinen, in der Strömungsfördertechnik, für Spannmittel, in der Herstellung von Kunststoffteilen durch Blasformen und in der Automatisierungstechnik verwendet. Druckluftbetriebene Handwerkzeuge bieten mit ihrer hohen Leistungsdichte, ihrem hohen Anlaufmoment bei beliebiger Schalzhäufigkeit, ihrer Sicherheit gegen Überlastung und ihrer Robustheit gegenüber Umgebungseinflüssen Vorteile, die insbesondere beim Einsatz in der Montage zum Tragen kommen. Selbst immer leistungsfähiger werdende elektrische Antriebe konnten deshalb den Trend steigender Einsatzzahlen von Druckluft-Handwerkzeugen in der Montage nicht stoppen. Auf einigen Gebieten konkurriert die Druckluft allerdings gar nicht mit der Elektrik. Es gibt z. B. keine elektrischen Strahlgeräte oder elektrische Ausblaspistolen.

Neben den eben genannten Vorteilen von Druckluft und Druckluftwerkzeugen ist die leichte Verfügbarkeit von Druckluft als Energieträger ein wesentlicher Grund für ihre weite Verbreitung. Dieser Vorteil birgt allerdings die Gefahr in sich, dass vorhandene Druckluftsysteme als gegeben angesehen und deshalb nicht in ausreichendem Maß instandgehalten und an neue Leistungsanforderungen angepasst werden. Welches Potenzial in der optimalen Abstimmung der Einzelkomponenten eines Druckluftsystems aufeinander und in deren gutem Wartungszustand liegt, wird erst seit kurzer Zeit von den Unternehmen erkannt und berücksichtigt. Die Abstimmung der Komponenten darf dabei nicht nur aufeinander erfolgen, sondern muss auch die Anpassung an die jeweiligen Einsatzbedingungen des Systems und an seine Verbraucher berücksichtigen. Der resultierende, offensichtliche Nutzen ist eine verbesserte Energieeffizienz der Systeme. Ein weiterer, weniger offensichtlicher Nutzen ist eine Produktivitätssteigerung an den Stellen des Produktionsprozesses, an denen Druckluftwerkzeuge im Einsatz sind.

1.1 Problemstellung

Ein Einsatzgebiet, in dem die Abstimmung des Druckluftsystems großen Einfluss auf die oben genannte Steigerung der Produktivität hat, ist die Montage. Ausschlaggebend ist hier die Abstimmung zwischen der Energiebereitstellung, dem Werkzeug und der Art der Montagetätigkeit. Das Druckluftwerkzeug soll für den Arbeiter eine Erleichterung bei der Montage sein, ein Hilfsmittel, das den Montagevorgang optimal unterstützt. Trotzdem kommt es immer wieder vor, dass der Montagevorgang an die Möglichkeiten des eingesetzten (Druckluft-)Werkzeugs angepasst werden muss. Das liegt häufig nicht am

verwendeten Werkzeug selbst, sondern vielmehr an seiner Anbindung an die Druckluft- bzw. Energieversorgung, die bei der ergonomischen Gestaltung des Arbeitsplatzes eine wichtige Rolle spielt.

Die Anbindung der Werkzeuge an das Druckluftnetz übernehmen Druckluftzuführungssysteme, die dem Werker eine möglichst große Bewegungsfreiheit beim Umgang mit dem Druckluftwerkzeug bieten sollen. Die Ausführungen reichen vom einfachsten Fall - einem flexiblen Schlauch, der an einer festen Entnahmestelle angeschlossen ist - bis hin zu kompletten Montagesystemen, die neben der Druckluft auch elektrische Energie übertragen und zusätzlich linear geführte Werkzeugträgerwagen beinhalten.

Ähnlich große Unterschiede wie bei den Ausführungen gibt es bei den Anforderungen an die Druckluftversorgung, die vom jeweiligen Anwendungsfall bestimmt werden. Während bei der Montage an einer Werkbank der Arbeitsraum für das Druckluftwerkzeug eine Fläche von maximal zwei Quadratmetern hat, müssen an Montagelinien wie es sie beispielsweise in der Automobilendmontage gibt, sehr viel größere und unter Umständen sich bewegende (driftende) Arbeitsräume durch ein bestimmtes Werkzeug abgedeckt werden. Dafür werden bevorzugt bewegliche Druckluftzuführungen eingesetzt. Durch ihre Mobilität geben sie dem Werker viel Bewegungsfreiheit am Arbeitsplatz. Zwischen der verfahrbaren Abnahmestelle und dem Verbraucher können wiederum kurze Schlauchleitungen eingesetzt werden, die Unfallgefahren und hohe Druckverluste, wie sie beim Einsatz langer Schlauchleitungen auftreten, deutlich mindern.

Für einen ungestörten Arbeitsablauf ist es wichtig, dass das Werkzeug kontinuierlich mit Druckluft versorgt wird, selbst dann, wenn sich der Werker während seiner Tätigkeit über Strecken, die die Reichweite des Schlauches überschreiten, mit dem Montageband mitbewegt. In der Automobilendmontage werden zum Teil mehrere unterschiedliche Arbeiten an einem Fahrzeug gleichzeitig ausgeführt. Sind dabei mehrere Druckluftwerkzeuge im Einsatz, so sollte deren Bediener über die gleiche Bewegungsfreiheit und durchgängige Energieversorgung ihrer Werkzeuge verfügen wie ein einzelner Druckluftverbraucher.

Je besser ein Druckluftzuführungssystem auf die Montagetätigkeit abgestimmt ist, desto effizienter wird der Montageprozess ablaufen. In der Praxis wird trotzdem nicht immer die beste Adaption an die Tätigkeit gewählt, weil sich die Anforderungen, z. B. durch Einführung eines neuen Produktes, ändern können. Wegen immer kürzer werdender Produktzyklen wird deshalb das Druckluftzuführungssystem so konfiguriert, dass es für die Montage unterschiedlicher Produkte akzeptable Arbeitsabläufe ermöglicht. Mit Druckluftzuführungssystemen, die z. B. durch einfaches Hinzufügen von Verbraucheranschlüssen an neue Anforderungen angepasst werden können, ist eine gute Näherung an den optimalen Montageprozess für unterschiedliche Produkte möglich.

1.2 Ziel der Arbeit

Von den heute am Markt verfügbaren Druckluftzuführungssystemen sind einige in der Lage, zwei der drei oben genannten Anforderungen zu erfüllen. Es gibt Systeme, die eine kontinuierliche, bewegliche Druckluftversorgung gewährleisten, dabei aber nur zwei Verbraucher innerhalb eines begrenzten Arbeitsbereichs versorgen können. Andere Systeme können einer fast beliebigen Anzahl von Verbrauchern innerhalb ihres Arbeits-

raums Druckluft zur Verfügung stellen, beim Verschieben der Abnahmestelle muss die Versorgung allerdings unterbrochen werden. Druckluftzuführungssysteme, die eine kontinuierliche, bewegliche Druckluftversorgung beliebig vieler Verbraucher innerhalb eines Arbeitsraums gewährleisten, könnten alle Anforderungen erfüllen, sind aber derzeit noch nicht verfügbar. Sie müssten über mobile Entnahmestellen (Layoutflexibilität) und einen modularen Aufbau verfügen, der es ermöglicht, die Anzahl der Abnahmestellen an bereits installierten Systemen zu verändern.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, Konzepte für Druckluftzuführungssysteme zu entwickeln, die eine kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführung zu einer großen Anzahl von Verbrauchern innerhalb eines Arbeitsraums ermöglichen. Für die Entwicklung neuartiger Konzepte muss methodisch-analytisch ein Anforderungsprofil erstellt werden. Zur Lösungsfindung werden zunächst heutige Druckluftzuführungssysteme und deren Einsatzbedingungen betrachtet. Die vorgestellten methodisch entwickelten Lösungen zeigen zwei prinzipiell unterschiedliche Funktionsweisen eines Druckluftzuführungssystems: eine kontinuierliche Druckluftzuführung „mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme“ und eine kontinuierliche Druckluftzuführung mit „kontinuierlicher Druckluftentnahme“. Es wird festgestellt, dass für beide Funktionsprinzipien derzeit keine Dichtungssysteme zur Verfügung stehen. In dieser Arbeit wird deshalb jeweils ein Dichtungssystem für jedes Funktionsprinzip entwickelt. Für beide neukonzipierten Dichtungssysteme werden Untersuchungen durchgeführt aus deren Ergebnissen sich Gestaltungsrichtlinien für den industriellen Einsatz in einem Druckluftzuführungssystem ableiten lassen. Die Untersuchungen umfassen theoretische Betrachtungen, Messungen an speziell dafür gebauten Funktionsmodellen und Simulationen mit Finite-Element-Methoden.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 der Arbeit werden die Grundlagen von Druckluftsystemen vorgestellt, soweit sie für die Einordnung der Druckluftzuführungssysteme und das Verständnis der nachfolgenden Kapitel erforderlich sind. Weiterhin gibt das Kapitel 2 den Stand der Technik von Druckluftzuführungssystemen wieder und stellt wichtige Schutzrechte vor.

Kapitel 3 beschreibt die Bedeutung der Dichtungen und Dichtungssysteme für die Entwicklung von Druckluftzuführungssystemen mit kontinuierlicher, beweglicher Druckluftabnahme.

In Kapitel 4 werden die spezifischen Anforderungen an ein Druckluftzuführungssystem für Montagearbeitsplätze erarbeitet. Zur Klärung der Anforderungen, die zum Teil aus ergonomischen Gesichtspunkten resultieren, werden verschiedene Einsatzgebiete von Druckluftzuführungen vorgestellt und analysiert. Als Ergebnis werden die für die weitere Bearbeitung des Themas wichtigen Anforderungen zusammengefasst.

Kapitel 5 stellt mehrere neuartige Konzepte für Druckluftzuführungssysteme vor, die während der Bearbeitung des Themas entwickelt wurden. Die Konzepte werden nach ihrer Funktionsweise in zwei Grundprinzipien unterschieden (siehe Abschnitt 1.2). In Zusammenhang mit den neuen Konzepten der Druckluftzuführungssysteme werden zwei neue, anforderungsgerechte Dichtungssysteme vorgestellt, die in die Untersuchungen mit eingeschlossen werden.

In Kapitel 6 wird das ausgewählte neue Dichtungssystem für die Realisierung beweglicher, kontinuierlicher Druckluftversorgungen mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme untersucht und es werden Gestaltungsrichtlinien für derartige Druckluftzuführungssysteme erarbeitet. Darüber hinaus wird, auf Basis des neuen Dichtungssystems, die Realisierung eines Druckluftzuführungssystems mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme vorgestellt, das die in Kapitel 4 erarbeiteten Anforderungen am besten erfüllt.

In Kapitel 7 wird das neue Dichtungssystem für den Einsatz mit kontinuierlicher Druckluftentnahme untersucht und Richtlinien für die Gestaltung eines derartigen Systems erarbeitet.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse dieser Arbeit zusammenfassend dargestellt und Vorschläge für die Umsetzung der Ergebnisse im industriellen Umfeld gemacht.

2 Stand der Technik

Um eine Einordnung von Druckluftzuführungssystemen zu ermöglichen, wird in diesem Kapitel zunächst auf die benötigten Grundlagen der Pneumatik eingegangen. Anschließend wird der Stand der Technik von Druckluftzuführungssystemen vorgestellt.

2.1 Pneumatik

„*Pneumatik* ist die Gesamtheit aller technischen Anwendungen unter Ausnutzung der in Druckluft gespeicherten Energie.“ (vgl. Stoll (1999))

Die Pneumatik ist ein sehr umfangreiches Teilgebiet der Fluidtechnik. Dieser Abschnitt erhebt daher nicht den Anspruch, einen vollständigen Überblick über die Pneumatik zu geben, sondern stellt die wichtigsten Grundlagen für die Entwicklung und Auslegung eines Druckluftzuführungssystems vor. Im Einzelnen sind dies die wichtigsten Eigenschaften von Druckluft, Merkmale der Druckluftherzeugung und Ursachen für Energieverluste innerhalb eines Druckluftnetzes.

2.1.1 Eigenschaften und Grundlagen der Drucklufttechnik

Die häufigste Anwendung von Druckluft findet im Niederdruckbereich bis 10bar statt. Neben vielen Vorteilen ist der größte Nachteil von Druckluft, dass die Kosten für ihre Bereitstellung im Vergleich zu Hydraulik und Elektrik sehr hoch sind. Ein Kubikmeter Druckluft (bei 6bar) kostet 0,01 bis 0,02 Euro (vgl. Stoll (1999)). Die Kosten sind dabei abhängig davon, ob Wärmerückgewinnung eingesetzt wird, wie groß die Effizienz der Antriebe und des Kompressors ist und wie hoch die Verluste im Verteilsystem sind.

Die wichtigsten Vor- und Nachteile der Pneumatik bzw. der Druckluft sind in Tabelle 2.1 aufgelistet.

Leistungen und Wirkungsgrade

Für das Verständnis der hohen Kosten für die Druckluftherzeugung muss der Leistungsbedarf von Druckluftherzeugern betrachtet werden. Bei der Druckluftherzeugung muss Luft vom Umgebungsdruck auf ein höheres Druckniveau gebracht werden. Dies geschieht unter Zuführung von mechanischer Energie in Kompressoren unterschiedlicher Bauarten. Als Richtwert kann davon ausgegangen werden, dass beim Verdichten von Umgebungsdruck auf 9bar Überdruck 9Nm^3 (Normkubikmeter) Luft auf 1 m^3 (Betriebskubikmeter) komprimiert werden. Im Kompressor findet eine polytrope Zustandsänderung statt. Die

Vorteile:
Medium fast überall verfügbar
Linearbewegungen einfach realisierbar
bei Rotationsbewegung sehr hohe Drehzahlen möglich
einfache Kraftüberwachung /-regelung
einfache Geschwindigkeitsregelung (über Stromregelung)
überlastbar
keine Rückleitung erforderlich
Unempfindlichkeit gegen Temperaturschwankungen
einfache Energiespeicherung
einfacher Energietransport
einfache Handhabung
Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen möglich
Nachteile:
hohe Kosten für die Druckluftherzeugung
weiche Antriebskennlinien
kleine Geschwindigkeit nur aufwändig realisierbar
laute Abluftgeräusche
Gefahr des <i>Stick-Slip-Effekts</i> bei kleinen Geschwindigkeiten
geringe Energiedichte
Umweltbelastung durch ölhaltige Druckluft
exakte Positionierung nur gegen Anschlag möglich

Tabelle 2.1: Vor- und Nachteile der Pneumatik

Polytrope für die Zustandsänderung kann für ideale Gase als

$$p \cdot v^n = \text{konst.} \tag{2.1}$$

beschrieben werden. Für Luft gilt $n = 1$ bis $1,4$. Der geringste Arbeitsaufwand für die Zustandsänderung wird bei einer isothermen Kompression erreicht. Dazu müsste allerdings die gesamte anfallende Wärme im Kompressor abgeführt werden, was jedoch nicht realisierbar ist. Öleinspritzung zur Kühlung bei Schraubenkompressoren und zweistufige Verdichtung mit Zwischenkühlung der Luft werden eingesetzt, um eine Annäherung an die Isotherme zu erreichen. Für eine sehr gute Abschätzung des Energiebedarfs eines Kompressors ist die isentrope Zustandsänderung besser geeignet. Damit errechnet sich der Leistungsbedarf bei einem auf Normzustand bezogenen Volumenstrom \dot{V}_{1nu} zu

$$P_S = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \dot{V}_{1nu} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right]. \tag{2.2}$$

bei einer Temperaturerhöhung von

$$\Delta T = T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right]. \quad (2.3)$$

Dabei ist κ der Isentropenexponent, p_1 und T_1 der Druck und die Temperatur vor der Komprimierung und p_2 und T_2 der Druck und die Temperatur nach der Komprimierung. Der isentrope Wirkungsgrad ist mit der mechanischen Leistung P_{mech}

$$\eta_S = \frac{P_S}{P_{mech}}. \quad (2.4)$$

Es ist zu beachten, dass der tatsächliche Volumenstrom, den ein Kompressor liefert, geringer ist als der theoretische (aus Hubvolumen und Drehzahl errechnet). Die Gründe sind Schadvolumina im Kompressionsraum, in denen eine unerwünschte Expansion komprimierter Luft stattfindet, Undichtigkeiten (z. B. an Kolbenringen) und die Erwärmung der Ansaugluft. Diese Verluste werden im volumetrischen Wirkungsgrad η_V berücksichtigt (vgl. Ruppelt (2003)).

Für die Entwicklung einer bewegten Druckluftzuführung ist es wichtig, die Auswirkung von Leckagen auf die Energiebilanz des Druckluftsystems zu kennen. Die durch Leckagen verursachten Luftverluste bedingen Leistungsverluste, die analog zu den Leistungen bei der Druckluftverwertung bestimmt werden können. Die Zustandsänderung in Druckluftarbeitsmaschinen kann näherungsweise als isentrop betrachtet werden. Die dabei freigesetzte *technische Arbeit* (auch: *Druckänderungsarbeit*) beträgt mit Druck p_1 und Volumen v_1 nach der Expansion

$$w_{t1,2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \quad (2.5)$$

bei einem Temperaturabfall von

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \quad (2.6)$$

(vgl. Ruppelt (2003)). Mit diesen Zusammenhängen ist es möglich, die Auswirkung von eventuellen Luftverlusten bei Druckluftzuführungssystemen zu beurteilen.

Feuchte Luft und Kondensatbildung

Trockene Luft setzt sich aus 78% Stickstoff, 21% Sauerstoff und 1% weiteren Gasen zusammen. Atmosphärische Luft und Druckluft sind Gas-Wasserdampfgemische, deren Zusammensetzung von den Umgebungsbedingungen abhängt. Der Gesamtdruck p

ungesättigter feuchter Luft ist die Summe der Partialdrücke von Luft p_L und Wasser p_W (Gesetz von Dalton)

$$p = p_L + p_W \quad (2.7)$$

Bei der Erzeugung von Druckluft ist es möglich, dass der druck- und temperaturabhängige Sättigungsdruck des Wasserdampfes erreicht wird und Wasser als Kondensat anfällt. Die Erniedrigung des Sättigungsdrucks durch eine Temperaturabsenkung kann beispielsweise beim Entspannen der Druckluft (vgl. Gleichung 2.6) eintreten. Das Kondensat muss durch entsprechende Einrichtungen bei der Druckluftaufbereitung abgeschieden werden (vgl. Abschnitt 2.1.2). Kondensat kann auch im Bereich der Druckluftverteilung anfallen und muss dann auch dort abgeführt werden. Als Maß für die Feuchtigkeit der Luft wird im Allgemeinen die relative Feuchte (Dampfdruck des Wasserdampfes, bezogen auf den Sättigungsdruck des Wasserdampfes) angegeben (vgl. Grollius (2006)).

2.1.2 Druckluftsysteme

Druckluftzuführungssysteme sind ein Teil von Druckluftsystemen. Um sie in das Gesamtsystem einzugliedern, werden in diesem Abschnitt die wesentlichen Komponenten und Teilsysteme eines Druckluftsystems mit ihren Aufgaben und Funktionen vorgestellt. Die Komponenten einer Druckluftanlage sind Druckluftherzeugung, Druckluftaufbereitung, Druckluftverteilung, die aus Haupt-, Verteiler- und Anschlussleitung besteht, und Druckluftverbraucher. Bei der Auslegung einer Druckluftanlage sollte jede dieser Komponenten ausgehend vom ermittelten Druckluftbedarf und unter Berücksichtigung möglicher Anlagenerweiterungen optimal konfiguriert, dimensioniert und aufeinander abgestimmt werden. Sind die Komponenten nicht aufeinander abgestimmt oder in einem schlechten Zustand, kann ein erheblicher Energieaufwand entstehen. Nach Radgen (2002) “[gibt es in Druckluftsystemen] ... keine Stelle, an der nicht Fehler gemacht werden“.

Druckluftherzeugung

Für die Erzeugung von Druckluft stehen verschiedene Verdichter zur Verfügung. Es wird zwischen zwei Funktionsprinzipien unterschieden: Verdrängungsverdichter und Strömungsverdichter, die abhängig vom erforderlichen Druck und Volumenstrom eingesetzt werden. Die weiteste Verbreitung in der Industrie haben die Verdrängungsverdichter, die in Kolbenverdichter (Tauchkolbenkompressor, Kreuzkopfkompessor, Membrankompessor, Freikolbenkompressor, Labyrinthkompressor) und Rotationsverdichter (1-wellig: Lamellen, Flüssigkeitsring, Spiralverdichter, 2-wellig: Schrauben, Drehkolben) unterteilt werden (vgl. Bierbaum (2004)). Fast alle Bauarten stehen als ein- und zweistufige Ausführungen mit Zwischenkühlung zur Erhöhung des Wirkungsgrads (vgl. Abschnitt 2.1.1) zur Verfügung. Als Verdichterantriebe werden Verbrennungsmotoren und - insbesondere in Industriebetrieben - Elektromotoren eingesetzt.

Druckluftaufbereitung

Trotz vorhandener Filter im Ansaugtrakt der Kompressoren ist die komprimierte Luft stark verunreinigt durch Partikel $< 5\mu\text{m}$, Geruchsstoffe, Gase, Dämpfe, Viren, Bakterien, Flüssigkeiten aus der Atmosphäre und Öl durch Eintrag aus dem Kompressor. Verunreinigte Luft führt zu Verschleiß, Ablagerungen, Oxidation und Schädigungen von Druckluftbauteilen des Verteilungsnetzes und der angeschlossenen Verbraucher bzw. ist gesundheitsgefährdend, z. B. bei Anwendungen in der Lebensmittelindustrie. Die Hauptaufgaben der Druckluftaufbereitung sind die Filtration (Abscheiden von Partikeln und Tröpfchen) und die Trocknung (Entziehen des Wasserdampfes aus der Luft). Nebenfunktionen sind die Anpassung des Druckniveaus und gegebenenfalls die Ölung der Luft, die aber nicht zentral vor der Einspeisung in das Leitungsnetz erfolgen müssen. Der Aufwand, der für die Druckluftaufbereitung betrieben werden muss, ist abhängig von der geforderten Luftqualität (vgl. ISO-8573 (2001)), die je nach Anwendung von nicht aufbereiteter Blasluft bis hin zu steriler Druckluft in medizinischen Anwendungen reichen kann.

Verbraucher: Druckluftantriebe und druckluftbetriebene Maschinen

Heute sind Druckluftantriebe in allen Industriezweigen, im Handwerk, in der Medizin und auf dem Freizeitsektor vorzufinden. Die große Verbreitung liegt begründet in den oben genannten Vorteilen, die Druckluftantriebe gegenüber elektrischen und hydraulischen Antrieben aufweisen (vgl. Tabelle 2.1). Beim Vergleich von elektrisch und mit Druckluft betriebenen Schraubern in einem Automobilmontagewerk wurde besonders die konstante Temperatur des Druckluftwerkzeugs gegenüber dem Elektroschrauber, der sich abhängig von der Betriebsart mit der Zeit auch am Griff erwärmt, bestätigt. Weiterhin wurde bei der Studie festgestellt, dass Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten an Druckluftwerkzeugen eher vom betriebseigenen Personal durchgeführt werden können als bei den Elektroschraubern. Als Beispiel wird das Austauschen eines Schlauches oder eines kompletten Werkzeugs aufgeführt (vgl. Pourmovahed (1993a) und Pourmovahed (1993b)).

Antriebe:

Nach Art der Bewegung unterscheidet man in Antriebe mit translatorischer Bewegung (die Pneumatikzylinder) und Antriebe mit rotatorischer Bewegung (die Druckluftmotoren).

Pneumatikzylinder ermöglichen auf einfache Art und Weise die Erzielung von Linearbewegungen mit definierten Kräften und Geschwindigkeiten, die mit Standardstellgliedern ermöglicht werden. Die gängigsten Bauformen sind Kolbenstangenzyylinder mit ein- oder beidseitiger Kolbenstange, Membran- und Rollmembranzyylinder, Balgzylinder, Drehzylinder und kolbenstangenlose Zylinder. Für die Einstellung und Regelung der Kräfte stehen Druckregel- und Druckbegrenzungsventile zur Verfügung. Für die Einstellung und Regelung der Geschwindigkeit finden Stromregelventile Verwendung. Ein exaktes Positionieren mit den genannten Zylinderbauformen ist aufgrund der Kompressibilität der Luft nur gegen Anschlag möglich. Drehzylinder erreichen durch eine mit dem Kolben

verbundene Zahnstange und ein Zahnrad eine Drehbewegung mit Winkeln von 45° bis 360° .

Kolbenstangenlose Zylinder spielen in der industriellen Anwendung gegenüber den Kolbenstangenzyklindern eine untergeordnete Rolle. Aufgrund höherer Kosten und höherer Störanfälligkeit werden sie nur dort eingesetzt, wo eine Kolbenstange hinderlich ist. Die gängigen Bauformen der kolbenstangenlosen Zylinder sind Bandzylinder, Seilzylinder, Magnetzylinder und Schlitzzylinder. Für diese Arbeit sind die Schlitzzylinder (vgl. Abbildung 2.1) von besonderer Bedeutung, da diese Bauform das Grundprinzip für einige Patente für Druckluftzuführungssysteme mit stufenloser Positionierung der Entnahmewagen bei kontinuierlicher Druckluftversorgung darstellt.

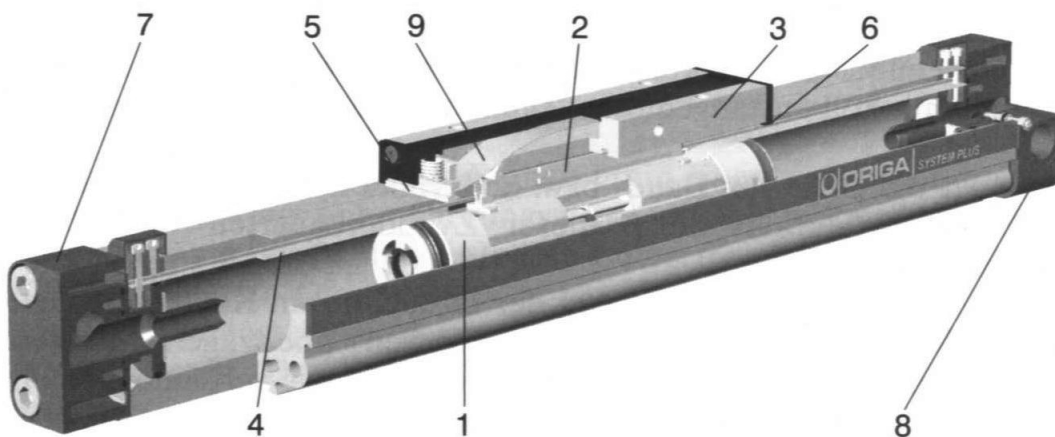


Abbildung 2.1: Schlitzzylinder - Schnittansicht, 1: Kolben, 2: Joch, 3: Schlitten, 4: inneres Stahlband, 5 und 6: Dichtungen, 7 und 8: Zylinderdeckel, 9: äußeres Stahlband, [Firma *Hoerbiger-ORIGA*]

Die Unterschiede in der Konstruktion liegen in der Schaffung einer druckluftführenden Verbindung zwischen dem Kolben, der für den Einsatz als Druckluftzuführung als zylindrisches Rohr ausgeführt werden muss, über das Joch zum äußeren Schlitten wo die Druckluft abgegriffen wird. Die Einspeisung erfolgt wie beim Antriebszylinder.

Druckluftmotoren gibt es in den Bauarten Lamellenmotor, Kolbenmotor, Zahnradmotor und Turbine.

Bei gleichmäßiger Belastung sind Druckluftmotoren ebenfalls mit Standardstellgliedern drehzahl- und drehmomentsteuerbar. Der Volumenstrom bestimmt die Drehzahl, und der Druck ist für das Drehmoment verantwortlich. Es ist allerdings zu berücksichtigen, dass die Kennlinien von Druckluftmotoren, insbesondere von Turbinen, sehr weich sind, d. h. die Drehzahl ist sehr stark drehmomentabhängig. Aufgrund des geringen Gewichts und der einfachen Handhabbarkeit eignen sich Druckluftmotoren besonders für den Einsatz in Handwerkzeugen.

Druckluftbetriebene Maschinen:

Druckluftbetriebene Maschinen basieren auf den oben genannten Antrieben. Stellglieder (Ventile) können manuell, pneumatisch oder elektrisch betätigt sein. Entsprechend ih-

rer Betätigung können die Stellglieder in elektrische oder pneumatische Steuerungen und Regelungen eingebunden werden (vgl. Croser (1997)). Die manuelle Betätigung wird vorwiegend in Handwerkzeugen als Ein-/Ausschalter eingesetzt. Die wichtigsten Vertreter druckluftbetriebener Maschinen im Bereich der Montage sind Schrauber in den Bauarten Schlagschrauber, Impulsschrauber, Ratschenschrauber und einfache Handschrauber in gerader, abgewinkelter Bauform oder mit Pistolengriff. In der Fertigung eingesetzte Druckluftwerkzeuge sind Bohr- und Gewindeschneidmaschinen (mit Bohrfutter oder Morsekegel, auch als Winkelbohrmaschinen), Schleifmaschinen (Kleinschleifer, Radialschleifer, Winkelschleifer), Blechbearbeitungswerkzeuge (Knabber und Blechscheren) und Sägen (Stichsägen, Kettensägen, Kreissägen).

Spannvorrichtungen:

Spannvorrichtungen übernehmen die Aufgabe, Werkstücke gegen Bearbeitungs- und Gewichtskräfte festzuhalten bzw. zu sichern. Sie sind demnach in fast allen Fertigungsprozessen und in vielen Montageprozessen vorzufinden. Druckluft oder vakuumbetätigte Spannvorrichtungen profitieren von der Eigenschaft der Kompressibilität der Luft und der daraus resultierenden einfachen Kraftregelung und -überwachung. Als Arbeitselement werden fast ausschließlich Pneumatikzylinder verwendet. In Abbildung 2.2 ist eine einfache Spannvorrichtung mit elektrisch betätigtem Stellglied und Druck-Regelventil für die Spannkrafteinstellung zu sehen.

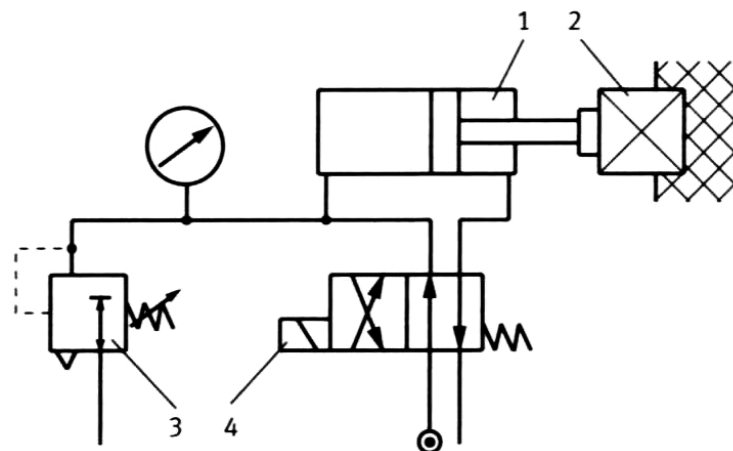


Abbildung 2.2: Einfache Spannvorrichtung, 1: Spannzylinder, 2: Werkstück, 3: Druck-Regelventil, 4: Wegeventil (vgl. Hesse (1999))

Druckluftnetze

Druckluftnetze übernehmen die Aufgabe der Druckluftverteilung. Als Verbindungsglied zwischen Druckluftherzeugung und Verbraucher transportieren sie Druckluftenergie zum Verbraucher, wobei die Luftqualität, die Luftmenge und der Fließdruck nur geringfügig reduziert werden dürfen. Nach Feldmann (1987) führen in 80% aller Betriebe falsch dimensionierte, schlecht gewartete oder veraltete Rohrleitungsnetze zu unnötig hohen

Energiekosten und Leistungsverlusten des Druckluftsystems. Bei einer Untersuchung der Kampagne *Druckluft effizient* wurde bei den 65 teilnehmenden Unternehmen unterschiedlicher Branchen eine durchschnittliche Leckagerate von 33% festgestellt (vgl. Agricola (2005)). Die Vermeidung von Leckagen bietet das größte Potenzial der Maßnahme zur Effizienzsteigerung von Druckluftnetzen. Hauptkomponenten von Druckluftnetzen sind die Hauptleitung, Verteilerleitungen, Anschlussleitungen und Zubehörteile. Druckluftzuführungssysteme gehören je nach Ausführung zu den Verteiler- oder Anschlussleitungen. Für den effizienten Betrieb eines Druckluftnetzes müssen die folgenden Punkte eingehalten werden:

- Dichtheit des Systems (keine Leckagen)
- geringer Druckabfall
- Erhalt der Druckluftqualität

Leckagen können durch Korrosion, fehlerhafte Montage von Rohrverbindungen (Verkleben, Verschrauben, Verlöten, Verpressen) und fehlerhafte Ventile entstehen. Die Kosten, die durch Leckagen verursacht werden, sind beträchtlich (vgl. Tabelle 2.2).

Lochdurchmesser mm	Luftverlust bei 6bar l/min	Kosten Euro/a
1	0,021	158
5	0,186	4362
10	2,05	17345

Tabelle 2.2: Leckagen: verursachte Kosten pro Jahr

Ein *Druckabfall*, also eine Minderung des Fließ- oder Betriebsdrucks wird von den folgenden Faktoren bestimmt: der Rohrlänge, dem nutzbaren Rohrdurchmesser, der zum einen durch den eigentlichen Rohrrinnendurchmesser und zum anderen durch Korrosion und Ablagerungen bestimmt wird, der Art von Verzweigungen und Umlenkungen (Flaschenhälse) und der Rauheit der Rohrrinnenwand, die ebenfalls von Korrosion, Ablagerungen und der Beschaffenheit des eigentlichen Rohrs abhängt. Eine Absenkung des Fließdrucks hat entweder einen Leistungsabfall beim Verbraucher zur Folge, oder man muss, um die gleiche Verbraucherleistung zu gewährleisten, den Netzdruck erhöhen. Aus 2.1.1 ist bekannt, dass die am Verbraucher verfügbare Energie näherungsweise proportional zu

$$\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]$$

ist. Weil aber gleichzeitig der Volumenstrom zum Verbraucher sinkt, steigt der Leistungsabfall überproportional zum Druck (Beispiel: ein Druckabfall von 6 auf 5bar bedingt einen Leistungsabfall von 30%). Bei der Dimensionierung des Leitungsnetzes ist deshalb darauf zu achten, dass bestimmte Druckabfälle der einzelnen Netzteile nicht überschritten werden. Nach Ruppelt (2003) sollte der Druckabfall für die Hauptleitung 0,03bar, für Verteilerleitungen 0,04 bar, für Anschlussleitungen 0,03bar und für Zubehörteile 0,03 bis

0,09bar nicht übersteigen. Der gesamte Druckabfall vom Windkessel bis zum Verbraucher sollte 1,0bar keinesfalls übersteigen. Der Druckverlust $\Delta p_{V,R}$ in Rohrleitungen mit der Länge l_R und dem Durchmesser d_R kann für eine Strömungsgeschwindigkeit c nach *Prandtl* näherungsweise zu

$$\Delta p_{V,R} \approx \lambda_R \cdot \frac{l_R}{d_R} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (2.8)$$

berechnet werden. Die Rohrreibungszahl λ_R ist eine Funktion der absoluten Wandrauigkeit und der Reynoldszahl Re . Druckverluste in Abzweigung, Formstücken, Bögen können entweder nach *Prandtl* mit Hilfe von Ersatzrohrängen oder nach

$$\Delta p_{V,F} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (2.9)$$

mit der Widerstandszahl ζ , die - wie auch die Ersatzrohränge - experimentell ermittelt werden muss, berechnet werden. In Abbildung 2.3 sind Widerstandszahlen nach *Chaimowitsch*

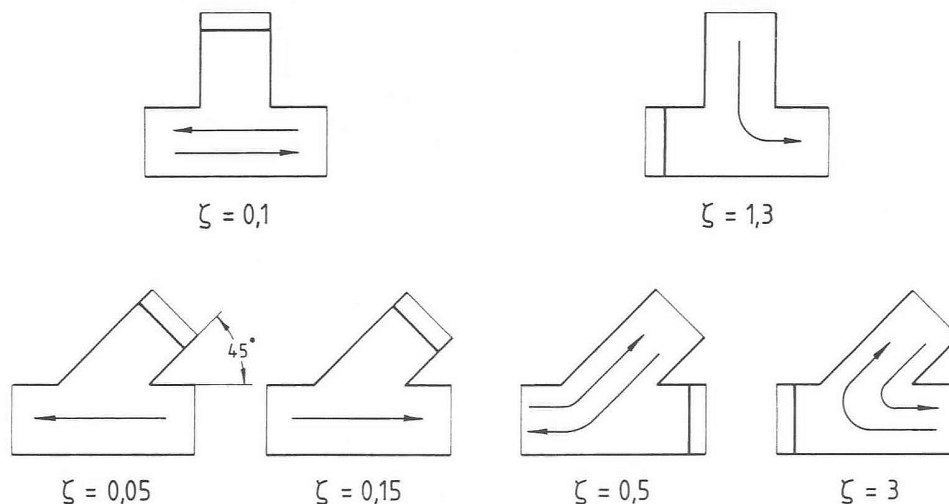


Abbildung 2.3: Widerstandszahlen ζ von Formstücken nach Chaimowitsch für turbulente Strömungen (Quelle: Grollius (2006))

Chaimowitsch für turbulente Strömungen dargestellt.

Die *Druckluftqualität* wird im Rohrleitungsnetz durch Kondensat und durch Verunreinigungen, z. B. durch Korrosions- oder Oxidationsprodukte, negativ beeinflusst.

2.2 Druckluftzuführungssysteme

Druckluftzuführungssysteme sind das letzte Glied von Druckluftverteilernetzen und stellen damit die Anbindung zum Verbraucher her. Sie können die Aufgaben von Verteiler- und Anschlussleitungen des Verteilernetzes übernehmen (vgl. 2.4). Sie sind Energiezuführungssysteme, die Druckluftwerkzeugen und pneumatischen Spannvorrichtungen

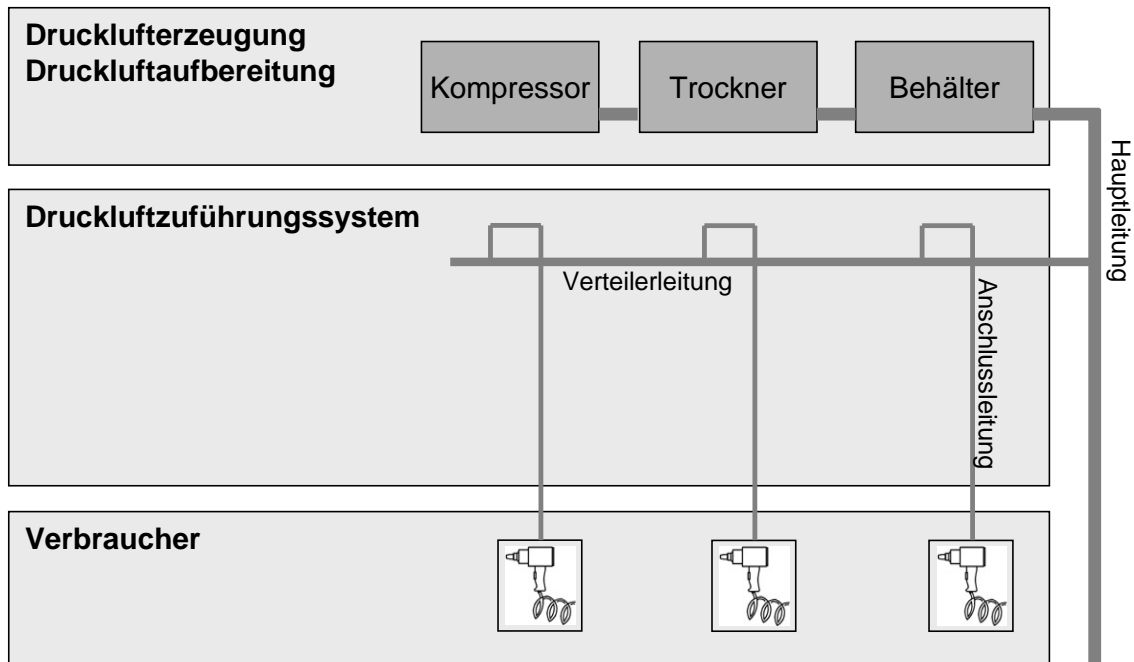


Abbildung 2.4: Druckluftsystem mit Druckluftzuführungssystem

Energie in Form von Druckluft zur Verfügung stellen. Die Systeme sind oft Teil einer Medienschiene, die neben pneumatischer auch elektrische Energie, zum Beispiel mittels Schleifleitungen, bereitstellt. Neben der Energieversorgung übernehmen diese Medienschienen auch häufig die Funktionen der Führung von Werkzeugwagen und des Tragwerks für Handhabungseinrichtungen. Für die Automatisierungstechnik werden optional auch integrierte Datenübertragungssysteme, Wegmesssysteme und Antriebe angeboten. Bei der Auslegung der Systeme ist darauf zu achten, dass die Reduzierung der Luftqualität sowie Leckagen und Druckabfälle gering gehalten oder vermieden werden.

Im folgenden Abschnitt werden zunächst am Markt verfügbare Systemtypen genannt und beschrieben. Die Auswahl beschränkt sich dabei nicht auf Systeme für Montagelinien vielmehr werden alle prinzipiellen Möglichkeiten der Verbraucheranbindung berücksichtigt, um so eine breite Basis für die Neukonzeption eines Druckluftzuführungssystems zu schaffen. Die Gliederung der Versorgungssysteme erfolgt nach der Art der Luftbereitstellung. Am Ende des Abschnitts werden einige Patente vorgestellt, die die Funktionalität eines Druckluftzuführungssystems übernehmen, allerdings nicht auf dem Markt verfügbar sind oder nur für branchenspezifische Sonderlösungen eingesetzt werden.

2.2.1 Dezentrale Druckluftversorgung

Dezentrale ortsfeste Druckluftherzeuger

Dezentrale ortsfeste Druckluftherzeuger sind in der Praxis sehr selten anzutreffen. Sie finden zum einen dort Verwendung, wo eine Erweiterung eines bestehenden Druckluftnetzes nicht möglich war oder es die Infrastruktur eines Betriebs erforderlich macht. Zum anderen sind sie dort anzutreffen, wo eine Maschine oder ein bestimmtes Werkzeug spezielle Anforderungen, wie hohe Reinheit, sehr hoher Druck oder extrem hohe Volumenströme, an die Druckluft stellt. Jeder Druckluftherzeuger besteht aus einem Antriebsmotor (Elektromotor) und einem Kompressor. Der Verbraucheranschluss erfolgt über Schlauch- oder Rohrleitungen direkt am Kompressor bzw. Windkessel. Für den Betrieb von Handwerkzeugen im industriellen Umfeld ist diese Art der Druckluftversorgung unüblich.

Dezentrale mobile Druckluftherzeuger

Dezentrale mobile Druckluftherzeuger sind vornehmlich in Kleinbetrieben und insbesondere in der Baubranche vorzufinden. Mobile Druckluftherzeuger bestehen aus einem Antriebsmotor (Verbrennungsmotor) und einem Kompressor. Der Verbraucheranschluss erfolgt über Schlauchleitungen direkt am Kompressor bzw. Windkessel.

2.2.2 Zentrale Druckluftversorgung mit ortsfesten Entnahmestellen

Diese Druckluftversorgungssysteme bestehen aus einer oder mehreren ortsfesten Druckluftentnahmestellen, die an das zentral gespeiste Druckluftnetz angeschlossen sind. Für die Versorgung des Druckluftverbrauchers wird ein zusätzliches Verbindungsglied (Schlauch) benötigt. Als solche stehen zur Verfügung:

Flexibler Druckluftschlauch

Flexible Druckluftschläuche werden über einen festen Anschluss oder über Schnellkupplungen an das Druckluftnetz angeschlossen. Je nach Volumenstrom stehen verschiedene Durchmesser zur Verfügung. Der Anschluss des Verbrauchers erfolgt ebenfalls über einen festen Anschluss oder eine Schnellkupplung. Der Arbeitsraum wird durch die Schlauchlänge begrenzt. Eine Schlauchverwahrung/-führung findet nicht statt, sodass Behinderungen durch den Schlauch beim Arbeiten möglich sind. Lange Schläuche zur Abdeckung eines großen Arbeitsraums liegen bei anschlussnahen Arbeiten auf dem Boden und können beschädigt werden.

Spiralschlauch

Als Spiralschläuche werden im allgemeinen Sprachgebrauch Druckluftschläuche bezeichnet, die die Form einer Schraubenfeder und nicht einer Spirale beschreiben. Spiralschläuche sind ebenfalls über einen festen Anschluss oder Schnellkupplungen mit dem

zentralen Druckluftnetz und dem Verbraucher verbunden. Durch die Wirkung einer vorgespannten Schraubenfeder gehen die Spiralschläuche bei Entlastung wieder in ihre Ausgangsstellung zurück. Auch hier sind unterschiedliche Schlauchdurchmesser verfügbar. Bei sehr großen Volumenströmen sind allerdings die Druckverluste größer als bei geraden Schlauchleitungen. Der Arbeitsraum ist durch die Schlauchlänge begrenzt. Durch die Schraubenform bildet der Schlauch die annähernd kürzest mögliche Verbindung zwischen Entnahmestelle und Verbraucher, wodurch eine Behinderung bei der Arbeit durch den Schlauch vermieden wird.

Ziesling (1973) stellt ein System vor, bei dem ein Spiralschlauch um ein unter der Halblendecke gespanntes Drahtseil gewickelt ist und damit ein flexibles Positionieren des Schlauchaufhängepunktes möglich ist.

Schlauchaufroller



Abbildung 2.5: Schlauchaufroller, (Quelle: Wampfler)

Der Schlauchaufroller wird in der Regel fest mit dem zentralen Druckluftnetz verbunden. Zum Verbraucher kann ein Festanschluss oder eine Schnellkupplung eingesetzt werden. Je nach Volumenstrom stehen verschiedene Schlauchdurchmesser zur Verfügung. Der Schlauch kann nur in einem bestimmten Winkelbereich zur Befestigung des Aufrollers auf- bzw. abgewickelt werden. Der Arbeitsraum in Form eines Kreisausschnitts ist durch die Schlauchlänge begrenzt. Der Schlauch kann genau in der erforderlichen Länge abgewickelt werden, sodass keine Behinderung durch den Schlauch bei der Arbeit mit dem Druckluftwerkzeug besteht (vgl. Abbildung 2.5).

2.2.3 Zentrale Druckluftversorgung mit schienengeführten Entnahmestellen und diskreten Entnahmepositionen

Das System *Bestapower* besteht aus einem Aluminiumprofil, an dem in bestimmten Abständen (Standardabstände sind 1,5 m) Zapfstellen angebracht sind. Über Entnah-

mewagen, die auf dem Aluminiumprofil bewegt werden können, kann die Druckluft an diesen Punkten abgegriffen werden (vgl. Abbildung 2.6).

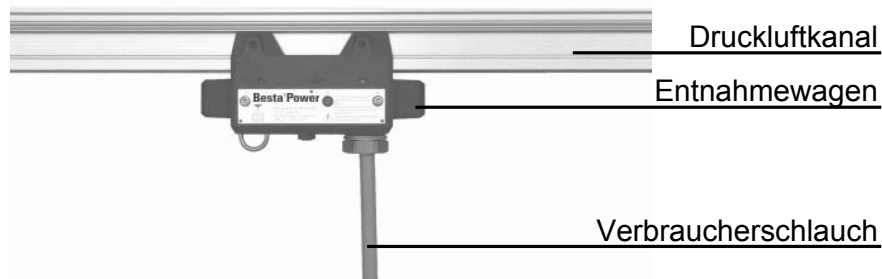


Abbildung 2.6: System mit Zapfventil, (Quelle: Besta AG)

Das eingesetzte, überwiegend statisch belastete Dichtungssystem ist robust ausgeführt. Zum Lösen der Verbindung zum Druckluftkanal (Al-Strangpressprofil) wird der Druckluftschlauch oder ein zusätzliches Drahtseil vertikal nach unten gezogen (vgl. Abbildung 2.7). Das Herstellen der Verbindung zum Druckluftkanal erfolgt selbsttätig beim Über-

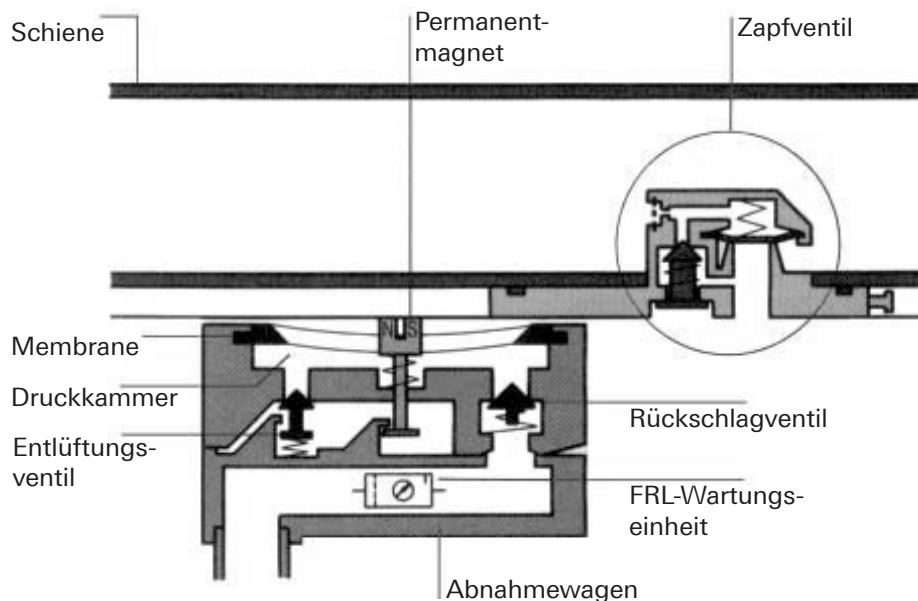


Abbildung 2.7: System mit Zapfventil - Schnittdarstellung Zapfventil und Entnahmewagen, (Quelle: Besta AG)

fahren einer Zapfstelle . Dabei wird durch einen Permanentmagneten im Entnahmewagen ein vorgesteuertes Ventil betätigt, das die Druckluftverbindung herstellt.

Beim Lösen der Druckluftverbindung entweicht die in der Druckkammer und im nach außen geöffneten Teil des Zapfventils gespeicherte Druckluft in die Umgebung. Bei häufi-

gen Bewegungen des Entnahmewagens müssen die resultierenden Luftverluste im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit des Systems berücksichtigt werden. Die Anbindung des Verbrauchers erfolgt über eine kurze Schlauchleitung.

2.2.4 Zentrale Druckluftversorgung mit schienengeführten Entnahmestellen und stufenloser Positionierung

Die Lösungen mit schienengeführten Entnahmewagen bestehen aus Al-Strangpressprofilen oder C-Schienensystemen, an denen die Wagen linear bewegt werden. Im Bereich von zwei Einspeisestellen können maximal zwei Entnahmewagen betrieben werden. Auch diese Systeme binden den Verbraucher über eine kurze Schlauchleitung an.

System mit Leitungsdurchhang (Schleppsystem)

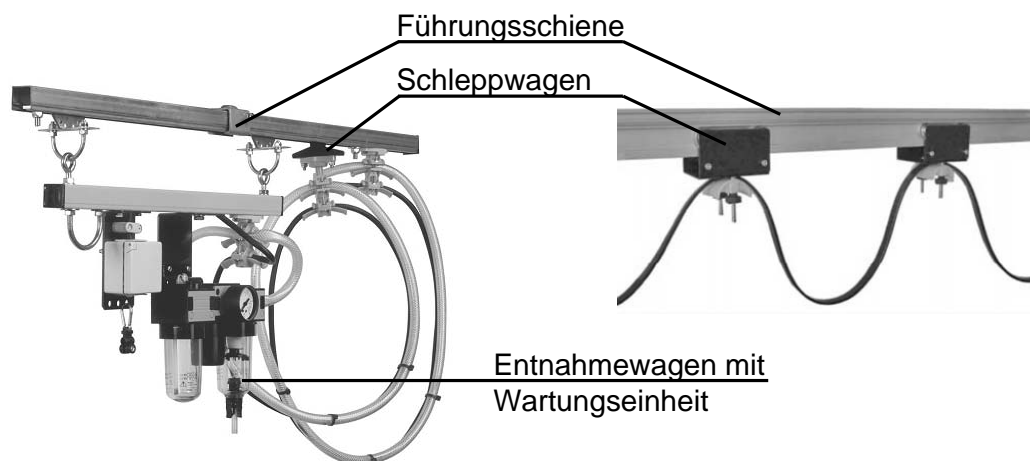


Abbildung 2.8: Schleppsystem (Quelle links: Wampfler AG; rechts: Besta AG)

Bei Schleppsystemen wird der Druckluftschlauch zwischen Einspeisestelle und Entnahmewagen in regelmäßigen Abständen an schienengeführten Wagen aufgehängt. Bei diesem System können elektrische Energie- und Datenleitungen auf die gleiche Art mitgeführt werden (vgl. Abbildung 2.8).

System ohne Leitungsdurchhang mit geführter Energiekette

Bei dieser schienengeführten Ausgestaltung wird die druckluftführende Schlauchleitung zum Entnahmewagen in einer Energiekette geführt. Die Energiekette wird in einer Führungsrinne abgelegt. Die Energiekette kann neben der Druckluftleitung auch elektrische Leitungen für Energieversorgung und Datenübertragung aufnehmen (vgl. Abbildung 2.9).

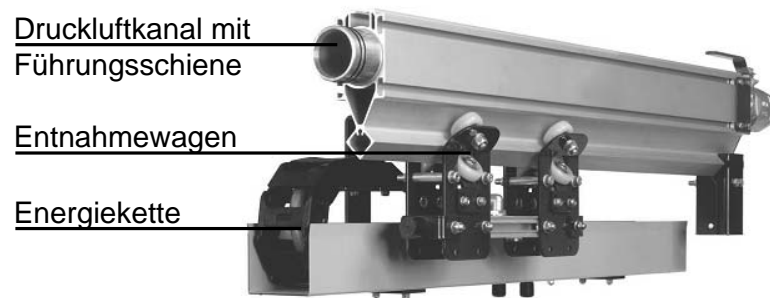


Abbildung 2.9: System mit Energiekette, (Quelle: Wampfler AG)

System ohne Leitungsdurchhang mit schieneninnenliegender Schlauchleitung

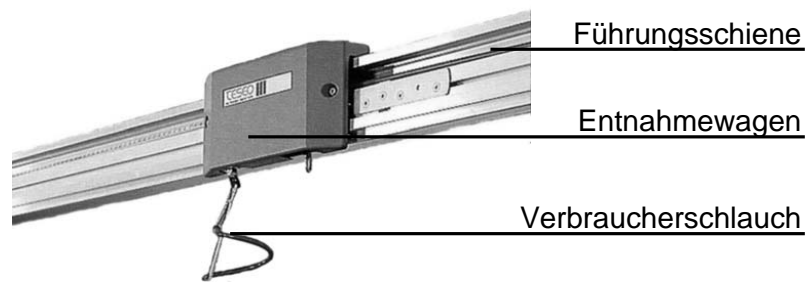


Abbildung 2.10: System mit innenliegender Energiekette, (Quelle: Teseo)

Bei diesem System wird die Druckluftleitung (und gegebenenfalls elektrische Leitungen) ebenfalls in einer Energiekette gehalten. Der Unterschied zum vorherigen System liegt darin, dass der Entnahmewagen und die Energiekette innerhalb eines Al-Profiles geführt werden und so noch besser vor Verschmutzung geschützt sind (vgl. Abbildung 2.10).

System mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme mit Entnahmerad

Bereits in den 60er Jahren kam das *Distribut-Air*[®]-System auf den Markt. Es ist aus einem Aluminiumprofil mit in der Schiene fest eingeklemmtem flexiblem Neopreneinsatz als Ventilstreifen aufgebaut (vgl. Abbildung 2.11). Der Streifen verfügt über Öffnungen mit \varnothing 5,5mm, 13mm tief, die in gleichmäßigem Abstand von 8mm an der Außenseite liegen. An der Kanalinnenseite besitzt der Ventilstreifen Schlitz, die durch den Innendruck (bis 8,2bar) verschlossen werden. Zur Luftabnahme sind Luftstecker (ortsfest) und Luftabnahmekatzen vorgesehen. Die Luftabnahmekatzen (mit oder ohne pneumatischem Antriebsmotor) besitzen am Ventilstreifen abrollende Luftabnahmeräder mit 81 gleichmäßig über den Umfang verteilten Nippeln. Die Nippel dringen in den Ventilstreifen ein und heben diesen gleichzeitig an. Der Ventilstreifen wölbt sich dadurch ins Kanalinnere, wodurch sich wiederum die Schlitz des Ventilstreifens öffnen - eine druckluftführende Verbindung zwischen Kanal und Luftabnahmerad wird aufgebaut. Es sollen immer 6 bis

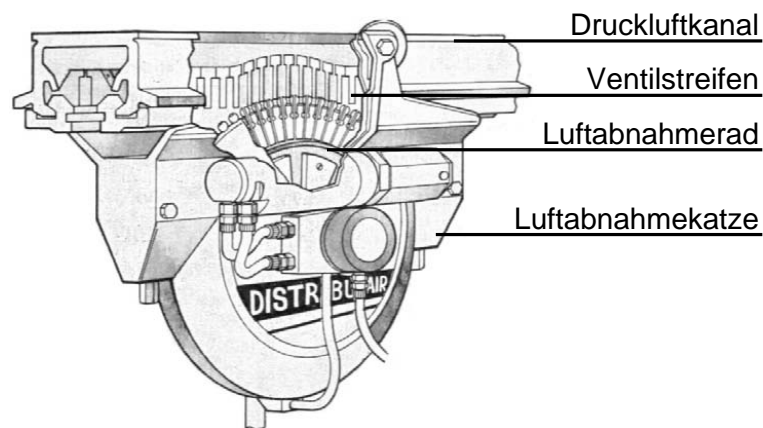


Abbildung 2.11: System mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme mit Entnahmerad:
Distribut-Air[®]

8 Verbindungen hergestellt sein. Die Luftabnahmekatzen können entlang des Al-Kanals beliebig verfahren und positioniert werden. Es wird somit eine dauerhafte Druckluftversorgung während der Katzfahrt und in jeder beliebigen Katzposition gewährleistet (vgl. Ulbrich (1975)). In dem Artikel *Compressed air by rail* über das Bestapower-System (vgl. Abschnitt 2.2.3) wird erwähnt, dass viele Konkurrenzprodukte aufgrund von Zuverlässigkeitsproblemen sehr schnell vom Markt verschwunden sind (vgl. Besta (1982)) - aus heutiger Sicht betrachtet, gehört auch dieses System offenbar dazu.

2.2.5 Montagesysteme und Energiezuführungssysteme

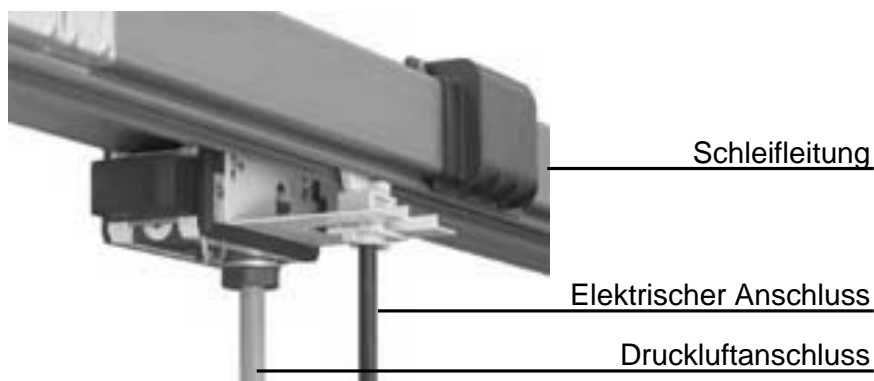


Abbildung 2.12: Elektrische Energiezuführung mit Schleifleitungen, (Quelle: Besta)

In der Praxis sind Druckluftzuführungssysteme oft Teil eines Montagesystems, das aus einem Führungs- und Tragsystem für Werkzeugwagen und Manipulatoren und aus einem Energiezuführungssystem besteht. Das Energiezuführungssystem kann neben der

Druckluftversorgung auch elektrische Energie und Daten über Schleifleitungen, Kabelschleppe oder Energieketten bereitstellen. Kernkomponente beider Funktionsgruppen ist das Trag- und Führungsprofil, das die Funktionen *Führung von Werkzeugwagen*, *Tragen von Lasten*, *Druckluftspeicherung* und *-leitung* integriert. Auf die Einzelfunktionen eines Montagesystems wird in Kapitel 4 zur Klärung der Anforderungen an ein Druckluftzuführungssystem näher eingegangen. In Abbildung 2.12 ist ein Beispiel für ein Energiezuführungssystem mit Druckluftversorgung sowie Schleifleitungen für die Bereitstellung elektrischer Energie dargestellt.

2.2.6 Systemvergleich

Die benannten Systeme können neben der soeben vorgenommenen funktionalen Einteilung auch nach ihrem Aufbau gegliedert werden. Dabei unterscheidet man drei Gruppen. Die erste Gruppe sind die nicht bewegten Druckluftzuführungen, bei denen der Schlauch zum Verbraucher, der im Folgenden *Verbraucherschlauch* genannt wird, an einer ortsfesten Stelle angeschlossen ist. Zu dieser Gruppe zählen die unter Abschnitt 2.2.1 und Abschnitt 2.2.2 vorgestellten Lösungen. Der zweiten Gruppe gehören bewegte Systeme an, bei denen ein verfahrbarer Entnahmewagen über einen Schlauch, der im Folgenden *Verteilerschlauch* genannt wird, versorgt wird, der wiederum an einer ortsfesten Einspeisestelle angeschlossen ist. Dieser Gruppe sind die Systeme unter Abschnitt 2.2.4 zuzurechnen, mit Ausnahme des Systems mit Entnahmerad. Die dritte Gruppe besteht aus den Systemen, die einen Entnahmewagen direkt aus einem Druckluftkanal oder Druckluftspeicher versorgen. Hierzu gehören die unter Abschnitt 2.2.3 gezeigte Druckluftversorgung und das unter Abschnitt 2.2.4 vorgestellte System mit Entnahmerad.

Tabelle 2.3 gibt eine Übersicht über die vorgestellten Systeme. Die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale der Druckluftzuführungssysteme sind die Größe des möglichen Arbeitsraums und die Positionierung innerhalb des Arbeitsraums, die maximale Anzahl von Entnahmestellen, der Druckverlust und der maximale Volumenstrom als Maß für die übertragbare Energie.

In der Größe des Arbeitsraums sind die Systeme mit ortsfester Abnahmestelle in klarem Nachteil gegenüber den Systemen mit mobiler Entnahmestelle. Bei der Positionierung der beweglichen Abnahmestelle muss unterschieden werden, ob die Positionierung stufenlos oder nur an diskreten Abnahmestellen erfolgen kann.

Eine hohe Anzahl möglicher Abnahmestellen bedeutet bei allen Lösungen gleichzeitig auch die Eignung, weitere Abnahmestellen in bereits installierte Systeme integrieren zu können.

Nach Gleichung (2.8) ist der Druckverlust in einer Leitung oder in einem Leitungssystem bei gleichem Leitungsmaterial und gleichem Luftzustand in erster Linie abhängig vom Leitungsdurchmesser d_R , der Leitungslänge l_R und der Strömungsgeschwindigkeit c , die bei gleichem Volumenstrom wiederum vom Leitungsdurchmesser abhängt. Weiterhin sind hohe Druckverluste in Umlenkungen (Bögen), die abhängig vom Umlenkradius sind (vgl. Abschnitt 2.3), zu addieren. Der Vergleich der vorgestellten Druckluftzuführungen hinsichtlich ihres Druckverlusts kann deshalb auf dem Vergleich dieser Größen aufbauen. Bei einer Betrachtung hinsichtlich der wichtigen Größen für den Druckverlust (s. o.) ist

DL-Erzeugung	dezentral		zentral							
	ortsfest				schienengeführt					
DL-Einspeisung										
Gruppe	I				II				III	
	ortsfest	mobil	Schlauch	Spiralschlauch	Schlauchaufroller	Schleppleitung	Energiekette innenlegend	diskret	diskret, kontinuierl.	
Arbeitsraum (Größe)	Kreis (-)	Kreis (+)	Kreis (-)	Kreis (-)	Kreis (0)	Rechteck (+) beliebig	Rechteck (0) $l \leq 12m$	Rechteck (0) $l \leq 12m$	Rechteck (0) $l \leq 12m$	Rechteck (0)
Entnahmestellen	1	1	beliebig	beliebig	beliebig	beliebig	2 pro Abschnitt	2 pro Abschnitt	2 pro Abschnitt	beliebig
Druckverlust	+	+	+	-	-	+	0	0	0	+
Volstrom	+	+	+	0	0	+	0	0	0	+
Leckage	+	+	+	+	+	+	+	+	0	-
Positionierung	-	-	-	-	0	0	+	+	+	+
Kosten	-	-	+	+	+	0	0	-	-	-

Tabelle 2.3: Systemvergleich heutiger Druckluftzuführungssysteme (+: gut geeignet, 0: möglich, -: ungeeignet)

festzustellen, dass bei den Systemen nach Gruppe 1 sehr lange Verbraucherschläuche eingesetzt werden müssen, um einen großen Arbeitsraum abzudecken. Um die Bewegungsfreiheit nicht zu sehr einzuschränken, werden in der Praxis dafür oft leichte Schlauchleitungen mit geringem Querschnitt verwendet. Deren biegefreundliches Verhalten wird mit einem hohen Druckverlust erkauft. Spiralschläuche bieten den Vorteil, dass damit auch bei größeren Arbeitsräumen keine Schläuche auf dem Boden liegen und den Werker behindern. Nachteilig ist der hohe Druckabfall. Feldmann (1987) vergleicht einen im gestreckten Zustand 3 m langen Spiralschlauch mit einem 5 m langen Normschlauch, beide mit einem Innendurchmesser von 6,3mm. Der kürzere Spiralschlauch verursacht bei einem Volumenstrom von 240 l/min einen um 0,4bar höheren Druckabfall als der um 2 m längere gerade Schlauch.

Bei den Systemen der Gruppe 2 können sehr kurze Verbraucherschläuche zum Einsatz kommen. Der Druckverlust wird vornehmlich durch den Verteilerschlauch zwischen Einspeisestelle und Entnahmewagen bestimmt. Die Schlauchlänge hängt vom Fahrweg des Wagens ab. Bei den Druckluftversorgungen, bei denen der Verteilerschlauch in einer Energiekette geführt ist, wird der Verteilerschlauch nur einmal umgelenkt. Sie haben deshalb Vorteile gegenüber den Systemen mit Leitungsdurchhang und vielfacher Umlenkung des Versorgungsschlauchs.

Gruppe-3-Systeme besitzen lediglich einen Verbraucherschlauch, der aufgrund des verfahrenbaren Entnahmewagens wie schon bei der Gruppe 2 sehr kurz gehalten werden kann. Die Systeme sind so konzipiert, dass die Luft direkt aus einem groß dimensionierten Kanal, der als Druckluftspeicher dient, entnommen wird. Neben dem großen Querschnitt dieser Verbindung zwischen der Einspeisestelle und dem Wagen werden geringe Strömungsgeschwindigkeiten ermöglicht. Der Druckverlust wird bei diesen Lösungen fast ausschließlich durch die Gestaltung der Zapfstelle am Kanal bestimmt.

Mit keinem der am Markt derzeit verfügbaren Systeme lässt sich eine Druckluftversorgung, die bei stufenlosen Positionierung eine kontinuierliche Druckluftversorgung einer beliebigen Anzahl von Verbrauchern ermöglicht, realisieren.

2.2.7 Bestehende Schutzrechte

Ergänzend zu den am Markt verfügbaren Lösungen¹ gibt es mehrere Patente für Druckluftzuführungssysteme, die allerdings nicht als Druckluftzuführungssystem benannt sind. Im Folgenden werden die Patente, die eine bewegliche Druckluftzuführung ohne Verteilerschlauch bereitstellen, vorgestellt.

Die Patente können in drei Gruppen eingeteilt werden: Systeme mit diskreter Zapfstelle, kontinuierliche Systeme in Anlehnung an das Prinzip des geschlitzten kolbenstangenlosen Zylinders (vgl. Abschnitt 2.1.2) und kolbenlose Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme.

Zur ersten Gruppe gehören die Patente der Bachofen AG, der die Besta AG angehört, welche das System Bestapower anbietet. Die Patente DE 2933056 und EP 0089384 beanspruchen im Wesentlichen den unter Abschnitt 2.2.3 vorgestellten Aufbau. Neben der

¹das unter 2.2.4 vorgestellte *Distribut-Air*[®]-System ist nicht mehr verfügbar

magnetischen Betätigung werden weitere mechanische Betätigungen zur Herstellung und Aufhebung der Druckluftverbindungen genannt.

Die Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme mit einem im Druckluftkanal bewegten Kolben bzw. Rohr bestehen prinzipiell aus einem geschlitzten, zylindrischen Rohr, das durch eine flexible Dichtung verschlossen wird. Im Rohr bewegt sich ein hohlgebohrter Kolben, der an seinen Enden zum druckbeaufschlagten Rohr geführt und abgedichtet ist. In der Mitte des Kolbens kann so ein druckloser Bereich aufgebaut werden, in dem die flexible Dichtung abgehoben wird, um ein Rohr, das mit der druckbeaufschlagten Bohrung des Kolbens verbunden ist, nach außen zu führen (vgl. Abschnitt 2.1.2). Diese Patente unterscheiden sich dahingehend, welche Schlitzformen und Dichtungsquerschnitte zum Einsatz kommen und wie die Dichtung abgehoben wird. Zu nennen sind hier die Patente DE 2943504 der W. Schlafhorst & Co., EP 0334995 der Firma Carl Freudenberg und WO 2000005530, Ansprüche 1-5 der Wampfler AG.

Bei den kolbenlosen Lösungsansätzen mit kontinuierlicher Druckluftentnahme sind zwei Typen zu unterscheiden: Zum einen die Ansprüche 6-12 im Patent WO 2000005530 der Wampfler AG und das Patent US 3952492 von Miyazaki, bei denen ein längsgeschlitzter Kanal durch Dichtlippen abgedichtet wird und Druckluft durch einen entsprechend geformten Zapfrüssel entnommen wird. Zum anderen das Patent DE 1103866 der Gewerkschaft Eisenhütte Westfalia, das einen längsgeschlitzten elastischen Kanal vorsieht, der durch einen Reißverschluss abgedichtet und an einer Entnahmestelle geöffnet und verschlossen wird, um Luft zu entnehmen.

Eine Umsetzung zum Serienprodukt ist allerdings nur von der unter EP 89384 beanspruchten Erfindung bekannt.

3 Bedeutung der Dichtungen für die Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme

Im Kapitel 2 wurden die zur Zeit eingesetzten Druckluftzuführungssysteme vorgestellt. Das einzige System darunter, das eine kontinuierliche bewegte Druckluftzuführung mit einer nahezu beliebigen Anzahl von Abnahmestellen ermöglicht¹ (*Distribut-Air*[®]), konnte sich aufgrund von Zuverlässigkeitsproblemen nicht in der Industrie durchsetzen.

Bei den als Patent vorgestellten Lösungen sind große Reibkräfte sehr wahrscheinlich. Die Ursache sind zum einen sehr große Berührlängen der dynamisch beanspruchten Dichtlippen und zum anderen sehr große Selbstverstärkungseffekte. Die Lösungen nach dem Prinzip des Schlitzzylinders haben zudem den Nachteil, dass ein Nachrüsten eines zusätzlichen Entnahmeschlittens als sehr aufwändig eingeschätzt werden muss. Die Dichtheit einiger patentierter Systeme muss in Frage gestellt werden, da bei der konstruktiven Gestaltung sich ändernde geometrische Beziehungen infolge unzureichender Steifigkeit des eingesetzten Werkstoffs nicht ausreichend berücksichtigt wurden.

Bereits hier wird deutlich, dass die erfolgreiche Umsetzung einer kontinuierlichen Druckluftversorgung beliebig vieler bewegter Verbraucher in erster Linie von einem zuverlässigen Dichtungssystem², das die erforderlichen Freiheiten bietet, abhängt. In einem nächsten Schritt muss deshalb geprüft werden, ob bereits Dichtungen existieren, die unverändert oder mit leichten Modifikationen für die vorliegende Problemstellung eingesetzt werden können. Aus diesem Grund werden in diesem Kapitel die Eigenschaften verschiedener Dichtungsarten vorgestellt und es wird geprüft, welche Bauart in Frage kommt.

3.1 Einteilung von Dichtungen

Dichtungen und Dichtungssysteme werden nach unterschiedlichen Kriterien klassifiziert. Gebräuchliche Einteilungen sind: Nach der Art des Fluids in Pneumatik- und Hydraulikdichtungen, nach Art der Beanspruchung in statische und dynamische Dichtungen, nach Art der Bewegung in rotatorische und hin- und hergehende Bewegung, nach Art der Abdichtung in berührende und berührungslose Dichtungen. Nach DIN 3750 (DIN-3750

¹Durch eine entsprechende Anzahl an Einspeisungen kann der Druckverlust auch beim Betrieb vieler Verbraucher klein gehalten werden

²„Ein Dichtungssystem ist die Gesamtheit aller Bauteile, die unter Verwendung eines oder mehrerer Dichtelemente und spezieller konstruktiver Lösungen eine lösbare statische oder dynamische Baugruppe ergeben, [...]“ [Tietze (2001)].

(1957)) werden Dichtungen gegliedert in Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen, Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen, berührungsfreie Dichtungen, Bälge und Membrane. Für die vorliegende Anwendung sind die Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen von Interesse. Diese wiederum sind in

- Rotationsdichtungen
 - Radialwellendichtringe
 - druckbelastete Radialdichtungen
 - Gleitringdichtungen
- Translationsdichtungen
 - Kolbenringe
 - Kolben- und Stangendichtungen
 - * Pneumatikdichtungen
 - * Hydraulikdichtungen
 - Stopfbuchsen-Packungen
- Sonderdichtungen (z. B. Magnetflüssigkeitsdichtungen)

gegliedert.

Ausgehend von der Bewegungsart der Druckluftzuführungen entlang eines Kanals wären geeignete Dichtungen unter den Translationsdichtungen zu suchen. Es wird allerdings deutlich, dass in der Unterteilung dieser Dichtungen nur rotationssymmetrische Dichtungen berücksichtigt werden. Für Druckluftnetze, die mit Drücken von 0,6 bis 0,8MPa (maximal 1,0MPa) betrieben werden, beschränkt sich die Auswahl nach dieser Einteilung auf Pneumatik-Kolben- und Stangendichtungen. Nicht rotationssymmetrische Abdichtungen, die eine translatorische Bewegung, z. B. eines Zapfrüssels, der zu einem Kanal abgedichtet werden muss, ermöglichen, zählen nicht zu den Standard-Dichtungen. Lambert (2000) untersucht die Eigenschaften von Abdichtungen an Werkzeugmaschinenflachführungen, die eine vergleichbare Bewegung wie Druckluftentnahmesysteme beschreiben, dabei aber ein druckloses Medium abdichten müssen. Es stellt sich die Frage, welche weitere Dichtungsbauart Eigenschaften besitzt, die für die vorliegende Problemstellung ausgenutzt werden können. Betrachtet man noch einmal den zu einem Kanal abzudichtenden Zapfrüßel, wird deutlich, dass eine oder zwei in Längsrichtung verlaufende Dichtelemente den Schlitz abdichten müssen. Die Relativbewegung zwischen Zapfrüßel und Dichtelement erfolgt also entlang der Dichtlippe, nicht quer dazu wie bei Pneumatik-Kolben- und Stangendichtungen. Bei Radialwellendichtringen findet dagegen die gleiche Relativbewegung zwischen der Wellenoberfläche und der Dichtlippe statt: entlang der Dichtlippe. Im Folgenden werden deshalb neben den dichtungstechnischen Grundlagen von (Kolben- und Stangen-) Pneumatikdichtungen die wichtigsten Eigenschaften von Radialwellendichtringen betrachtet.

3.2 Pneumatikdichtungen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Anforderungen an Pneumatikdichtungen und die daraus resultierenden Konsequenzen für die Gestaltung von Pneumatikdichtun-

gen vorgestellt. Wenn in der Literatur Pneumatikdichtungen behandelt werden, sind in der Regel Kolben- und Stangendichtungen von Pneumatikzylindern gemeint. Diese Dichtungsbauarten werden auch bei den nachfolgenden Erläuterungen im Mittelpunkt stehen.

Antriebe in der Pneumatik werden aus Gründen der Wirtschaftlichkeit bei einem Druck von 0,6 bis 0,8MPa betrieben. Dichtungen für diese Anwendungen werden dementsprechend auf 1,0 bis 1,2MPa ausgelegt. Typische Kolbengeschwindigkeiten reichen von 0,2 bis 0,5 m/s und in Ausnahmefällen bis 2,0 m/s (vgl. Müller (1990)).

Pneumatikdichtungen sind vom prinzipiellen Aufbau den Hydraulikdichtungen sehr ähnlich, unterscheiden sich jedoch in ihrer Steifigkeit und in ihrer Dichtflächengestaltung. Die Steifigkeit der Pneumatikdichtungen muss geringer sein, damit sie kleinste Oberflächenungenauigkeiten und Lagetoleranzen ausgleichen können, weil im Gegensatz zur Hydraulik kein Medium mit hoher Viskosität den Dichtspalt abdichtet (vgl. Tietze (2003)). Der Grund für die unterschiedliche Dichtflächengestaltung liegt in erster Linie in der Schmierung der Dichtung. Während bei Hydraulikdichtungen das abzudichtende Medium auch das Schmiermittel ist, müssen die Dichtflächen von Pneumatikdichtungen gezielt geschmiert werden. Im Gegensatz zur Hydraulik ist das Thema Reibung bei diesen Dichtungen wesentlich wichtiger, Leckagen dagegen spielen eine weit geringere Rolle als bei der Abdichtung umweltbelastender Hydrauliköle. Schädigend für Mensch und Umwelt wird die Druckluftleckage dann, wenn die Luft zur Schmierung mit Öl angereichert ist (Ölnebelschmierung). Deshalb tendiert man dazu, Dicht- und Lagerstellen pneumatischer Antriebe und Maschinen gezielt mit einem Schmierfilm zu schmieren und die Netze und Geräte mit trockener ölfreier Luft zu betreiben. Für diesen „eingeschränkten Trockenlauf“ müssen die Dichtungen und Führungen bei der Montage mit einem Schmierfilm versehen werden (z. B. Fettschmierung), der während des Betriebs von den Führungen und Dichtungen nur in kleinsten Mengen abgestreift werden darf.

Eine Alternative zum „eingeschränkten Trockenlauf“ stellt der „uneingeschränkte Trockenlauf“ dar, der allerdings sehr hohe Anforderungen an die Dichtungen und insbesondere die Dichtungswerkstoffe stellt. Ihr Vorteil ist eine nahezu geschwindigkeitsunabhängige Reibung, was sich günstig auf die *Stick-Slip*-Neigung (s. u.) auswirkt. Elastomere sind für diese Trockenlauf-Dichtungen nicht geeignet.

Funktionsweise und Gestaltung geschmierter Pneumatikdichtungen

Die Abdichtung der Pneumatikdichtungen wird mit einer glatten metallischen Gegenlauffläche und einer Mindestflächenpressung, die in einem Bereich der Dichtfläche größer ist als die abzudichtende Druckdifferenz, erreicht. Die Mindestflächenpressung wird erzeugt durch Eigenspannung, durch Spannringe und nach dem Selbstverstärkungsprinzip in Abhängigkeit vom Innendruck. Für lebensdauer-geschmierte Systeme müssen anhaftende, alterungsbeständige, korrosionshemmende Schmierstoffe, die mit dem Dichtwerkstoff verträglich sind, verwendet werden. Die Schmierfilmdicke wird durch den Gradienten der Flächenpressung der Gleitdichtflächen bestimmt. Kleine Pressungsgradienten bewirken dicke, große Pressungsgradienten dünnere Schmierfilme. Der Verlauf der Pressung über die Dichtflächen sollte demnach „flach“ und darüber hinaus symmetrisch sein, wenn ein gleichmäßiges Durchlassen des Schmiermittels in beide Bewegungsrichtungen gewünscht

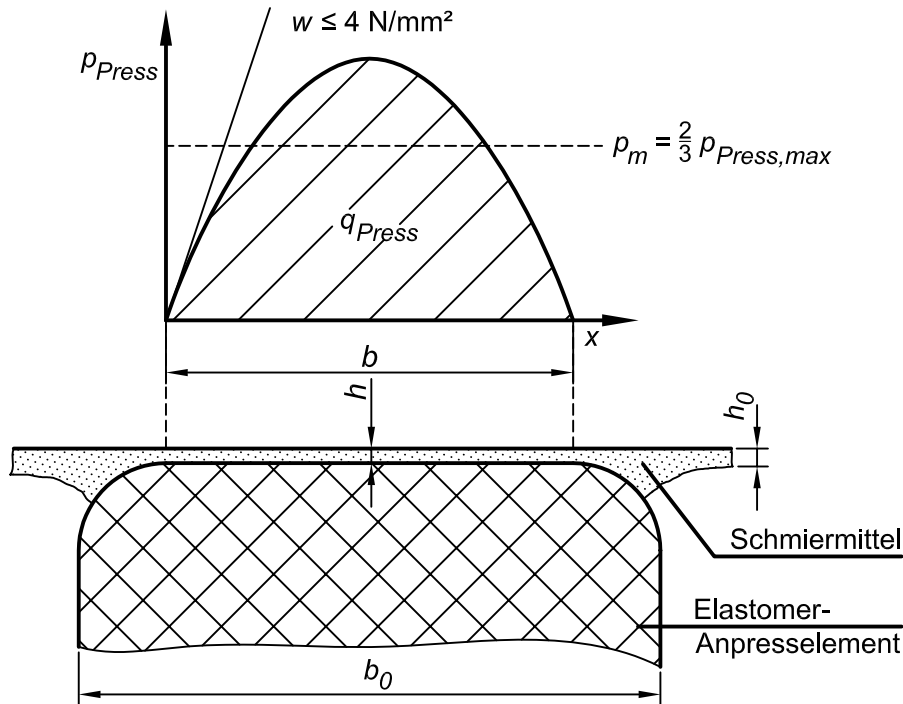


Abbildung 3.1: Berührzone mit Schmiermittel bei parabolischem Pressungsverlauf

wird. Die ursprüngliche Schmierfilmdicke $h_{Film,0}$ stellt sich mit der Zeit auf die Dicke h_{Film} - die Dicke des Schmierfilms nach dem Überfahren - ein. Nach Müller (1990) ist

$$h_{Film} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot v_{Dicht}}{9 \cdot w}} \quad (3.1)$$

mit maximalem Pressungsgradient w , Gleitgeschwindigkeit v_{Dicht} und dynamischer Viskosität η . Fettdepots im Dichtungssystem verlängern die Zeit bis zum Erreichen von h_{Film} . Nach Müller (1990) ist es für eine verschleißarme Dauerschmierung wichtig, dass die Schmierfilmdicke größer als der Mittenrauwert der Gleitfläche ist. Diese Bedingung alleine reicht nicht aus, um die Oberfläche zu charakterisieren. Weitere Einflussgrößen wie insbesondere der Traganteil der Oberfläche spielen eine wichtige Rolle (vgl. Abschnitt 3.4.1). Es muss beachtet werden, dass bei einer Bewegung aufgrund der tangential wirkenden Reibkräfte kein symmetrischer Pressungsverlauf mehr vorliegt. Die größten Pressungen sind dann auf der in Bewegungsrichtung liegenden Seite zu erwarten. Die Folge ist, dass die Schmierfilmdicke h_{Film} kleiner wird als beim symmetrischen Pressungsverlauf.

Es können folgende Richtwerte für die Gestaltung von Pneumatikkolben- und Stangendichtungen herangezogen werden: maximaler Pressungsgradient $w \leq 4 \text{ MPa/mm}$ und eine Rauigkeit von Zylinderrohr bzw. Kolbenstange von $R_z < 2 \mu\text{m}$ bei einem Mittenrauwert von $R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$.

Geht man von einem annähernd parabolischen Verlauf der Dichtflächenpressung

$$p_{Press} = \left(\frac{4}{b^2} \left(x - \frac{b}{2} \right)^2 \right) p_{Press,max} \quad (3.2)$$

(vgl. Abbildung 3.1), z. B. für O-Ringe und abgerundete Dichtflächen, aus, dann beträgt der maximale Pressungsgradient am Rande der Berührzone

$$w = 4 \cdot \frac{p_{max}}{b}. \quad (3.3)$$

Mit einem maximalen Pressungsgradienten von $w \leq 4\text{MPa/mm}$ (s. o.) ergibt sich für eine parabolische Pressungsverteilung bei einer spezifischen Anpresskraft q_{Press} eine minimale Berührbreite b_{min} von

$$b_{min} = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{q_{Press}}{\text{Mpa/mm}}}. \quad (3.4)$$

Reibung von Pneumatikdichtungen

Die Reibung von Berührungsdichtungen hängt von der Größe der effektiven Kontaktfläche, von den Werkstoffen und deren Oberflächenstruktur, vom Schmiermittel, der Schmierfilmdicke und der Flächenpressung in der Kontaktzone ab. Es wird unterschieden zwischen Haftreibung und Gleitreibung. Der kritischere Zustand ist die Haftreibung, die beim Anfahren auftritt. Allgemein gilt für Reibungskräfte der Zusammenhang

$$F_{Reib} = f_R \cdot F_N \quad (3.5)$$

mit f_R als Reibzahl oder Reibungskoeffizient und F_N als Normalkraft senkrecht zur Gleitfläche. Der Reibkoeffizient berücksichtigt die oben beschriebene Abhängigkeit von der Kontaktflächenbeschaffenheit, der Größe der Kontaktfläche, dem Werkstoff, der Schmierfilmdicke und sogar von der Normalkraft.

Zur Verbesserung der Reibeigenschaften einer Pneumatikdichtung werden drei unterschiedliche Vorgehensweisen verfolgt:

1. Anpassen des konstruktiven Aufbaus der Dichtung zur Beeinflussung der Anpresskraft zwischen Dicht- und Gleitfläche
2. Veränderung der Kontaktzone der Dichtung (z. B. Lippen anstatt O-Ring mit rundem Querschnitt)
3. Veränderung der Gleiteigenschaften durch Veränderung der Dichtungsoberfläche, Verwendung eines alternativen Werkstoffs oder durch Oberflächenbehandlung der Gleitfläche

Die Punkte 1) und 2) verfolgen das Ziel, die Flächenpressung im Dichtspalt zu vermindern, während bei Punkt 3) die Eigenschaften der Gleitpaarung beeinflusst werden. Aufgrund der hohen Relevanz des Reibungseinflusses für die Verschiebekräfte von Druckluftzuführungssystemen wird im Abschnitt 3.4 vertiefend auf die Gummireibung und das Reibverhalten von PTFE und deren Beeinflussung eingegangen.

Stick-Slip-Effekt

Der *Stick-Slip-Effekt* beschreibt ein ruckartiges Bewegen, z. B. von Pneumatikzylindern (Beschleunigen-Abbremsen-Stillstand-Beschleunigen-...). Er tritt vorwiegend bei Pneumatikdichtungen bei kleinen Geschwindigkeiten bis ca. 0,01 m/s auf.

Bei der Bewegung des Kolbens eines Pneumatikzylinders aus dem Stillstand liegt zunächst Haftreibung zwischen Dichtlippe und Gleitfläche vor. Der Dichtungswerkstoff wird elastisch vorgespannt, bis die Größe der Rückstellkraft die der Haftreibungskraft bzw. Losbrechkraft nach längerem Stillstand übersteigt. Die Dichtlippe wird auf sehr hohe Geschwindigkeit beschleunigt, wodurch sich der Reibungskoeffizient verringert ($f_{R,Gleit} < f_{R,Haft}$). Der Dichtwerkstoff entspannt sich so lange, bis die Größe der Gleitreibungskraft die Größe der Rückstellkraft übersteigt. Die Dichtlippe wird abgebremst. Bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten wird die Berührfläche der Lippe bis zum Stillstand abgebremst, sodass erneut Haftreibung vorliegt. Der Vorgang beginnt von neuem.

Dieser Effekt tritt verstärkt bei längerem Stillstand der Dichtung auf. Bei andauerndem Verharren in einer Position kann der Schmierstoff zum Teil aus dem Dichtspalt verdrängt werden. Dadurch nimmt die effektive Berührfläche und die Adhäsion zu. Um Dichtung und Gleitfläche erneut gegeneinander zu verschieben, muss die Dichtung erst „losgebrochen“ werden. Freitag und Weiß (vgl. Freitag (2000)) bestätigen in einer Versuchsreihe, dass für die Startreibung bei oszillierender Bewegung auch die Verhältnisse vor Beginn der Bewegung (Haltezeit, Anpressdruck) von Bedeutung sind. Die Bewegung wird dadurch noch ruckartiger. Die maximale Haftreibung ist nach Müller (1990) nach 24 Stunden erreicht.

Druckneutrale und druckentlastende Dichtungen

Der unerwünschte *Stick-Slip-Effekt* und die allgemein unerwünscht hohe Reibung herkömmlicher PneumatikdichtungsbaufORMen führte zur Entwicklung von druckneutralen und sogar druckentlastenden Dichtungsvarianten. Das Ziel dieser Konstruktionen ist es, die Reibkräfte in der Dichtung bei einem Druckanstieg konstant zu halten, oder - im Falle der druckentlastenden Dichtungen - sogar zu vermindern. Bei der Gestaltung einer solchen Dichtung ist darauf zu achten, dass die Mindestflächenpressung so eingestellt werden kann, dass ein zuverlässiges Abdichten zwischen 0bar und dem Betriebsdruck 8bar gewährleistet ist.

O-Ringe

Der O-Ring verfügt über einen flachen Pressungsanstieg, der sich positiv auf die Erhaltung des Schmierfilms beim Einsatz als dynamische Dichtung auswirkt. Beim Einsatz als Kolben- oder Stangendichtung in der Pneumatik muss der O-Ring für den Ausgleich von Fertigungs- und Lagetoleranzen und um ein Verdrillen zu verhindern, einen Schnurdurchmesser von 5-6mm haben. Der O-Ring wird radial verpresst und besitzt im eingebauten Zustand eine höhere Steifigkeit als eine vergleichbare Dichtlippe. Die hohe Steifigkeit bedingt eine starke Schwankung der Pressung schon bei den erlaubten Toleranzen (nach DIN-7715 (1977): für Schnurdurchmesser $d=3\div 6\text{mm}$ ist $\Delta d = \pm 3\text{mm}$, Nuttoleranzfeld= $f(\emptyset, t)$) - verhältnismäßig hohe Reibkräfte sind die Folge. Diese Dichtungen neigen zum *Stick-Slip-Effekt* und zeigen besonders bei hohen Gleitgeschwindigkeiten höhere Reibkräfte als die Lippendichtungen. Die Berührbreite b entspricht etwa der Berührbreite eines Elastomer-Doppellippenkolbens. Nachteilig ist, dass das Dichtelement kein Schmierstoffreservoir besitzt. Die Reibkraft kann beim Einsatz als dynamischer Dichtring nach

Eidt (vgl. Spies (2003)) mit

$$F_{R,O-Ring} = A \cdot D \cdot \pi \cdot d \quad (3.6)$$

abgeschätzt werden. Dabei steht D für den Wellendurchmesser, d für den Schnurdurchmesser und A für die experimentell ermittelte spezifische Reibkraft.

Für Pneumatikanwendungen werden O-Ringe auch mit unverformtem Querschnitt eingebaut. Der Außendurchmesser muss 2-5% größer als der Rohrdurchmesser sein, während der Innendurchmesser größer als der Nutgrunddurchmesser ist. Bei Druckbeaufschlagung strömt zunächst Luft am O-Ring vorbei, wobei eine geringe Leckage entsteht. Der O-Ring wird an die Nutflanke gepresst, dichtet ab und der Kolben wird bewegt. Die Reibkräfte bei dieser „schwimmenden“ Anordnung sind deutlich geringer als bei der üblichen Einbausituation. Nachteilig ist die funktionsbedingte Leckage (vgl. Spies (2003)).

3.3 Radialwellendichtringe

Radialwellendichtringe (RWDR) werden zur Abdichtung von rotierenden Wellen gegenüber Gehäusen oder Gehäuseteilen eingesetzt. Ihre Aufgabe ist es, das Austreten von Öl (oder anderen Flüssigkeiten), das Eindringen von Feuchtigkeit und das Eindringen von Schmutz zu verhindern.

Aufbau und Funktion von Radialwellendichtringen

Die am häufigsten eingesetzten Radialwellendichtringe z. B. nach DIN-3760 (1996) sind Ausführungen, die bis ca. 0,5bar belastbar sind. Diese Bauformen besitzen eine scharfkantige Elastomerdichtlippe, die mit einer ringförmigen Feder vorgespannt wird und an einem Gehäuse über eine Elastomermembrane fixiert ist. Die Abdichtung erfolgt durch einen dynamischen Dichtmechanismus, für den unterschiedliche Modellvorstellungen existieren. Nach der Verzerrungshypothese basiert der Dichtmechanismus auf einem Pumpeneffekt, der durch das Zusammenwirken von Mikrostrukturen im Laufbereich des Dichtlings und dem Verzerrungszustand eintritt. Der Verzerrungszustand entsteht aufgrund von Schubspannungen, die durch die Wellenrotation ausgelöst werden (vgl. Kammüller (1986)) Weitere Modelle sind die Seitenstromhypothese und die Wischkantenhypothese. Beschreibungen des prinzipiellen Aufbaus und der Funktionsweise von Radialwellendichtringen sind in den übergreifenden Werken zur Dichtungstechnik enthalten (vgl. Spies (2003), Schmid (1981), Müller (1990), Brown (1990), Tietze (2003), Hoepke (2000)).

Nach Schmitt (1987) ist die Anwesenheit eines Schmiermittels in jedem Fall erforderlich. Es ist darauf zu achten, dass der Schmierstoff mit dem Dichtungswerkstoff verträglich ist (vgl. Abschnitt 3.4). Zur Abdichtung von Luft ist ein Radialwellendichtring geeignet, wenn ein geeigneter Schmierstoff dauerhaft an der Dichtstelle zur Verfügung steht. Der Schmierstoff sorgt für geringe Reibkräfte im Dichtspalt, verhindert frühzeitigen Verschleiß und sorgt für eine gute Abfuhr der Wärme, die in der Berührzone entsteht, an die Welle und Gehäuseteile. Bei Drücken von 0,6 bis 0,8MPa, wie sie für Druckluftnetze üblich sind, müssen druckbelastbare Radialwellendichtringe verwendet werden.

Druckbelastbare Radialwellendichtringe

Druckbelastbare Radialwellendichtringe werden in der Hydraulik, in Kompressoren und Pumpen eingesetzt. Es sind zwei Bauformen zu unterscheiden: der druckbelastbare Elastomer-Radialwellendichtring und der Radialwellendichtring mit PTFE-Dichtlippe.

Der Elastomerdichtring unterscheidet sich nur geringfügig von der Standardbauart. Der unter der Bauform BABSL bekannte Dichtring besitzt lediglich eine kürzer aufgehängte Dichtlippe, um den höheren Druck aufnehmen zu können. Die maximale Drehzahl für diese Bauform ist abhängig vom Druck des Mediums. Bei kleinen Drehzahlen und kleinen Wellendurchmessern kann ein Einsatz bis 1,0MPa erfolgen. Kreutzer (2001) stellt sogar einen Elastomer-Radialwellendichtring der Bauform SOA vor, der Drücken bis 15MPa standhält.

Radialwellendichtringe mit PTFE-Dichtlippe bieten neben der höheren Druckbelastbarkeit weitere Vorteile des Werkstoffs PTFE wie Temperaturbeständigkeit, chemische Beständigkeit und gute Gleiteigenschaften. Der PTFE-Radialwellendichtring besteht aus einem Gehäuse, in dem eine PTFE-Scheibe fixiert wird. Durch Umstülpen wird die Scheibe auf das Nennmaß der Dichtung gebracht und verfügt damit über die erforderliche Vorspannung (ohne Feder). Der Verringerung der Radialkraft durch Wärmeausdehnung im Betrieb wirkt das Bestreben von PTFE entgegen, unter Wärmeeinwirkung in seine ursprüngliche Form zurückzukehren (*Plastic-memory-Effekt*). Wegen der geringen Elastizität kann die Abdichtung nicht nach dem oben beschriebenen Dichtmechanismus erfolgen. Um trotzdem eine Förderwirkung des abzudichtenden Mediums zu erreichen, werden sogenannte Drallrillen in die Dichtfläche eingeprägt, die nach Jenisch (1991) eine Tiefe von der Hälfte bis zwei Drittel der Dichtbanddicke haben. Die Funktion der PTFE-Radialwellendichtringe ist demnach drehrichtungsabhängig.

3.4 Dichtungswerkstoffe

Als Dichtwerkstoff für berührende Dichtungen an bewegten Flächen werden überwiegend Polymere eingesetzt. Wegen ihrer hohen Elastizität eignen sich Elastomere am besten für den Dichtungseinsatz. Thermoplastische Elastomere und Thermoplaste haben eine geringere Elastizität, werden aber aufgrund anderer positiver Eigenschaften auch als Dichtwerkstoffe eingesetzt.

3.4.1 Elastomere

Die Elastomere nehmen aufgrund ihrer einzigartigen Eigenschaften eine Sonderstellung innerhalb der Polymere und der Werkstoffe insgesamt ein. Die wichtigsten Besonderheiten sind die hohe Elastizität - es sind Dehnungen von 800% möglich -, ihre fast vollständige Inkompressibilität (Querkontraktionszahl, oder Poissonzahl $\nu \approx 0,5$), die Entropieelastizität, der viskose Anteil im mechanischen Verhalten und besondere Alterungserscheinungen. Diese komplexen Eigenschaften machen eine vollständige formelmäßige Beschreibung des Verhaltens dieser Werkstoffe äußerst schwierig. Die Elastomerforschung und moderne numerische Verfahren erlauben es aber mittlerweile, sehr gute Vorhersagen für

das Verhalten elastomerer Bauteile zu treffen. Diese Möglichkeiten, ergänzt durch moderne Fertigungsverfahren, haben dazu geführt, dass sich Elastomere in vielen Bereichen der Industrie stark verbreitet haben. Für den Einsatz von Elastomeren in der Technik und im speziellen in der Dichtungstechnik kann heute auf eine große Auswahl an Fachliteratur zurückgegriffen werden (vgl. Spies (2003), Kmitta (1988), Gent (2001), ..). Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die wichtigsten Eigenschaften von Elastomeren und auf eine begrenzte Auswahl von Werkstoffen eingegangen, die für die Konzeption einer Druckluftzuführung relevant sind.

Nach DIN-ISO-1629 (2004) werden die Elastomere nach ihrem chemischen Aufbau klassifiziert und abgekürzt. Weitere Einteilungen sind nach Natur-/Synthesekautschuk, nach Herstellungsprozess (Polymerisation, Polykondensation, Polyaddition), nach Sättigung (gesättigte/ungesättigte Kautschuke), polare/unpolare Kautschuke und nach ihren Eigenschaften möglich (Schmitt (1987)).

Gummi setzt sich zusammen aus einem Basispolymer - dem Kautschuk, aus Regeneraten, Füllstoffen zur Beeinflussung der Bearbeitungs- und Gebrauchseigenschaften, Weichmachern, Beschleunigern, um den Vulkanisationsvorgang zu verkürzen, Vernetzungsmitteln zur Bildung der Vernetzungsbrücken zwischen den Kautschukmolekülen, Mitteln, die den Gummi vor Alterung schützen sowie Verarbeitungshilfen und Farbstoffen.

Die *Herstellung* von Gummiteilen kann in die Herstellung der Rohpolymere (Kautschuke) und die Herstellung des Endproduktes, die sich aus dem Mischen des Rohkautschuks und der Zusatzstoffe, der Formgebung und der Vulkanisation (Vernetzung zu Hochpolymeren) zusammensetzt, unterteilt werden (vgl. Spies (2003)).

Eigenschaften

Die Eigenschaften von Gummi werden sowohl von der Kautschuksorte als auch von den Zusatzstoffen bestimmt.

Elastizität:

Die *Entropie-Elastizität* der Elastomere ist ausschlaggebend für die hohe Elastizität von Gummiprodukten, in der der größte Vorteil dieser Werkstoffe zu sehen ist. Beim Einsatz in statischen Dichtungen ist der Werkstoff dadurch in der Lage, sich an seine Gegenfläche anzupassen und die Dichtstelle zu verschließen. Bei dynamischen Dichtungen wird eine gleichmäßige Bedingung im Dichtspalt erzeugt und so eine Abdichtung durch das Medium oder das Schmiermittel gewährleistet. Im Gegensatz zu Metallen, bei denen bei der Dehnung Atomabstände im Gitter verändert werden, wodurch sich die innere Energie erhöht, verschieben sich bei den Elastomeren Makromoleküle zueinander und werden von einem verknäulten Zustand in einen gestreckten überführt. Das Bestreben der Metalle, in ihre ursprüngliche Form zurückzukehren wird durch das Bestreben, einen energetisch günstigen Zustand zu erreichen, ausgelöst (Energie-Elastizität). Nach dem Zweiten Hauptsatz der Thermodynamik strebt jedes System einen ungeordneten Zustand an. Für ein gedehntes Elastomer mit gestreckten Makromolekülen mit hohem Ordnungsgrad bedeutet dies, dass es in seinen ursprünglichen, ungeordneten Zustand mit verknäulten Molekülen zurückkehren will (vgl. Spies (2003)). Als Maß für die Elastizität von Elastomeren wird ihre *Härte* nach Shore oder IRHD (International Rubber Hardness Density) angegeben.

Viskoelastisches Verhalten:

Elastomere zeigen ein *viskoelastisches Verhalten*, d. h. das Verhältnis zwischen Spannung und Dehnung besitzt eine zeitliche Abhängigkeit. Zur Beschreibung dieses Verhaltens sind verschiedene Modelle bekannt (vgl. Peteri (2005)). Daraus leiten sich drei negative Effekte ab: Die *Spannungsrelaxation*, d. h. die Spannung eines Elastomerbauteils nimmt bei konstanter Dehnung mit der Zeit ab, was bei Dichtungen zur Reduzierung der Flächenpressung in der Berührzone führt, der *Druckverformungsrest*, d. h. bei Wegnahme der äußeren Kräfte kehrt das Bauteil nicht vollständig in seine Ausgangsform zurück und die *Retardation*, d. h. dass die Dehnung eines Elastomerbauteils bei konstanter Spannung mit der Zeit zunimmt.

Beständigkeit:

Die *Beständigkeit* der Elastomere gegen verschiedene Einflüsse ist sehr unterschiedlich. Wichtige Kriterien zur Beurteilung, ob sich ein Werkstoff für die angestrebte Aufgabe eignet, sind die thermische Beständigkeit (Kälte und Wärme), die Ölbeständigkeit, die Ozonbeständigkeit und die Quellbeständigkeit. Für die vorliegende Problemstellung soll darauf geachtet werden, dass der Werkstoff ölbeständig ist, um sowohl Ölnebelschmierung wie auch Fettschmierung der Dichtungen zu ermöglichen.

Reibung:

Die *Reibung* von Elastomeren ist ein komplexes Teilgebiet der Tribologie, das bis heute noch viele Fragen offen lässt. Im Rahmen der Dichtungstechnik werden oft qualitative Aussagen zur Gummireibung als Gestaltungshinweise für die Reibungsreduzierung gemacht. Ein Hinweis gilt z. B. den Gegenflächen der Dichtungen, die bestimmten Anforderungen genügen müssen, ein weiterer gilt der Bedeutung des eingesetzten Schmiermittels.

Auch für die Beschreibung der Gummireibung wurden verschiedene Modelle aufgestellt, die die Reibung im Zusammenhang mit den elastischen Eigenschaften der Elastomere beschreiben. Nach Geyer (1971) setzt sich die Gesamtreibkraft für Gummi wie folgt zusammen:

$$F_{Reib,Gummi} = F_{Adhäsion} + F_{Hysterese} + F_{Viskos} + F_{Kohäsion}. \quad (3.7)$$

Die *Adhäsionskomponente* beschreibt das Anhaften der Partner durch intermolekulare Anziehungskräfte. Beim Gleitvorgang werden die Gummi-Makromoleküle gestreckt, bis die Bindung zur Reibfläche abbricht, der Gummi entspannt sich wieder. Die Adhäsionsreibkraft setzt sich zusammen aus Einzel-Adhäsionskräften an jeder Einzelfläche. Die Einzel-Adhäsionskräfte sind unabhängig von der Normalkraft auf die Einzelflächen. Allerdings nimmt die Größe der Berührfläche bei Erhöhung der Normalkraft aufgrund der Materialelastizität zu und damit auch die gesamte Adhäsionsreibkraft (vgl. Geyer (1971)). Diese Komponente hat bei glatten, ebenen und schmiermittelfreien Oberflächen den größten Reibkraftanteil. Schmiermittel verringern diesen Anteil.

Die *Hysteresekomponente* ist ein durch innere Dämpfung verursachter Anteil, der durch Verformungen am Gummi beim Bewegen über raue Oberflächen entsteht. Ein Teil der Arbeit, die für die Verformung aufgebracht wird, kann aufgrund der Dämpfung nicht

zurückgewonnen werden und muss als verlorene Reibarbeit betrachtet werden. Die Komponente ist abhängig von den Gummieigenschaften, der Gegenoberflächenrauigkeit, der Flächenpressung, der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur.

Die *Viskose Reibung* ist der Reibung des Schmiermittels im Dichtspalt gleichzusetzen. Sind die Dichtflächen komplett voneinander getrennt, so tritt ausschließlich viskose Reibung auf.

Die *Kohäsionskomponente* gibt den Energieanteil wieder, der für die Entstehung von Rissen und Ablösungen im Gummi aufgebracht werden muss.

Der Einsatz von Schmiermitteln beeinflusst alle vier Komponenten, weil insbesondere der Anteil der berührenden Oberfläche reduziert wird. Die viskose Reibung wird verstärkt, während die anderen Anteile verringert werden. Damit ist eine Übereinstimmung mit den Richtlinien für Elastomerdichtungen gegeben, die hohe Traganteile der Oberflächen verlangen, z. B. durch Herstellung geschlossener Oberflächen durch umformende Bearbeitung, die zudem eine gute Möglichkeit der Schmierstoffeinlagerung bieten (vgl. Tietze (2003)).

Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Reibeigenschaften ist die Behandlung der Oberfläche des Elastomers. Durch eine Aufrauung der Oberfläche bilden sich Mikrokavernen, in die sich Schmierstoff einlagern kann. Schmitt (1987) nennt verschiedene Verfahren (Behandlung der Oberfläche durch Einfetten, Graphitieren, Molykotieren, Einmischen von Gleitmitteln in den Elastomerwerkstoff, Gleitlackbeschichtungen, Beschichten mit PTFE-Suspensionen, chemische Behandlung, Plasmabehandlung), die alle das gleiche Ziel verfolgen: Schmierstoff in den Dichtspalt zu bringen und ihn während des Betriebs dort zu halten (vgl. Abschnitt 3.2).

Verschleiß:

Der Verschleiß von Elastomeren hängt im Wesentlichen von den gleichen Parametern ab wie die Reibung. Die Schmierung und die Oberfläche haben den größten Einfluss auf den Verschleiß von Elastomer-Dichtungen. Um besonders glatte Oberflächen als Gleitflächen zu erhalten, werden Kolbenstangen von Hydraulik- oder Pneumatikzylindern häufig verchromt.

Alterung:

Elastomere altern, d. h. sie verändern ihre Eigenschaften über längere Zeit. Die wichtigsten Effekte der Alterung sind die Oxydation der Kautschuk-Moleküle, die Nachvulkanisation und chemische Zersetzung bei hohen Temperaturen. Die Folgen können eine Verhärtung des Werkstoffs sowie eine Reduzierung der Bruchdehnung und der Festigkeit sein.

Gebräuchliche Kautschuke

NR - *Naturkautschuk* dient als Grundlage für Elastomere mit sehr guten mechanischen Eigenschaften (insbesondere hohe Elastizität). Weitere Eigenschaften: temperaturbeständig bis max 80°C (Spezialsorten bis 120°C), nicht beständig gegen Öle, aromatische und chlorierte Kohlenwasserstoffe, niedrige Dämpfung, sehr geringes Kriechen unter 50°C. Einsatz: LKW-Reifen, Förderbänder.

IR - *Isoprenkautschuk* ist ein synthetischer Kautschuk, der der Struktur von NR entspricht und entsprechend über sehr ähnliche Eigenschaften verfügt.

BR - *Polybutadien* erreicht sehr hohe Elastizitäten und eine gute Kälteflexibilität. Weitere Eigenschaften: insgesamt sehr gute mechanische Eigenschaften, aber eine geringere Weiterreißfestigkeit als NR, schlechte Quellbeständigkeit, schlechte Verarbeitungseigenschaften. Einsatz: Reifen, hochverschleißfeste Artikel.

SBR - *Styrol-Butadien-Kautschuk* ist der meist verbreitete Synthesekautschuk. Er sorgt für hohe Festigkeit und gute Verschleißseigenschaften. Weitere Eigenschaften: Einsatz von -40°C bis 110°C , nicht ölbeständig. Einsatz: Reifen, Förderbänder, Dichtungen, Riemen.

EPM, EPDM - *Ethylen-Propylen-Kautschuk* hat einen Einsatzbereich von -40°C bis 140°C . Weitere Eigenschaften: keine Mineralölbeständigkeit, gute Ozonbeständigkeit, sehr gute Wasserbeständigkeit. Einsatz: Dichtungen, O-Ringe, Kabel.

NBR - *Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (Nitril-Kautschuk)* ist der wichtigste Dichtungsgrundstoff dank seiner sehr guten Ölbeständigkeit, abhängig vom Nitrilanteil. Weitere Eigenschaften: Einsatzbereich von -30°C bis 120°C (kurzz. bis 150°C). Einsatz: O-Ringe, Wellendichtringe, Hydraulikdichtungen, Pneumatikdichtungen, Schläuche.

CO, ECO - *Epichlorhydrin-Kautschuk* hat eine Ölbeständigkeit wie NBR bei einem Einsatzbereich von -40°C bis 130°C . Einsatz: Spezialdichtungen.

ACM - *Acrylat-Kautschuk* ist ebenfalls ölbeständig bei noch größerem Einsatzbereich von -25°C bis 170°C . Einsatz: RWDR im Automobilbau.

AEM - *Ethylen-Acrylat-Kautschuk* hat eine mittlere Ölbeständigkeit bei großem Einsatzbereich von -25°C bis 170°C (kurzz. bis 200°C). Einsatz: Spezialdichtungen im Automobilbau, Schwingungsdämpfer.

CSM - *Chlorsulfoniertes Polyethylen* hat eine sehr gute Beständigkeit gegen viele Chemikalien bei einem Einsatzbereich von -20°C bis 120°C . Einsatz: Dichtungen in der chemischen Industrie.

FKM - *Fluor-Kautschuk* besitzt die größte Hitzebeständigkeit. Weitere Eigenschaften: beständig gegen die meisten Flüssigkeiten, Einsatzbereich von -20°C bis 210°C (kurzz. bis 280°C). Einsatz: Spezialdichtungen.

VMQ - *Silikon-Kautschuk* hat ebenfalls eine sehr gute Hitzebeständigkeit bei guter Ölbeständigkeit. Einsatzbereich von -60°C bis 200°C (kurzz. bis 230°C). Einsatz: Kabel, Dichtungen, Medizin, Elektroindustrie.

FVMQ - *Fluorsilikon-Kautschuk* besitzt eine gute Quellbeständigkeit bei Einsatztemperaturen von -60°C bis 175°C . Einsatz: Kraftstoffdichtungen, ATF-Öle, Luft- und Raumfahrt.

Die hervorgehobenen Werkstoffe zeichnen sich durch ihre Ölbeständigkeit und ihre Eignung für die vorliegende Problemstellung aus.

3.4.2 Thermoplastische Elastomere

Thermoplastische Elastomere zeichnen sich dadurch aus, dass sie bei höheren Temperaturen thermoplastisches Verhalten zeigen und damit wie Thermoplaste verarbeitet werden können. Es handelt sich dabei um Thermoplaste mit eingelagerten Kautschuken, oder Elastomere, die zusätzlich durch thermisch reversible Nebervalenzbindungen vernetzt sind. Die Vernetzung kann beispielsweise auf Wasserstoffbrückenbindungen oder Kristallisation beruhen. Bei Temperaturerhöhung werden diese Bindungen ab einer bestimmten Temperatur aufgebrochen und beim Senken der Temperatur wieder neu gebildet. Der guten Verarbeitbarkeit stehen allerdings die für Thermoplasten typische Kriechneigung, Temperaturabhängigkeit, geringe Temperaturbeständigkeit und geringe Ölbeständigkeit entgegen (vgl. Spies (2003)). Ihre Bedeutung für die Dichtungstechnik ist noch gering.

3.4.3 PTFE als Dichtungswerkstoff

Polytetrafluorethylen zählt zu den thermoplastischen Polymeren und besitzt eine deutlich geringere Elastizität als Elastomere. PTFE wird eingesetzt, wenn eine hohe Beständigkeit gegen Chemikalien und hohe Temperaturen gefordert ist oder wenn besondere Gleiteigenschaften verlangt werden. Größter Nachteil des Werkstoffs ist sein ausgeprägtes Fließverhalten, insbesondere als reines gesintertes PTFE. Gefülltes PTFE (30..70% PTFE) weist ein deutlich besseres Fließverhalten auf. Temperatur- und chemische Beständigkeit sind vom Füllstoff abhängig. Monodirektionales und multidirektionales expandiertes reines PTFE besitzt eine geringe Resthöhe, ist temperaturbeständig bis 200°C und hat ein geringeres Fließverhalten. PTFE Dichtungen sind aufgrund ihrer aufwendigen Herstellungsverfahren teurer als Elastomerdichtungen.

Bei uneingeschränktem Trockenlauf hat PTFE einen verhältnismäßig hohen Reibungskoeffizienten $f_R \geq 0,1$ und verschleißt stark. Schon mit einem Schmierfilm im Mikrometerbereich verringern sich die Reibwerte und erhöht sich die Verschleißfestigkeit vehement. Reibungskoeffizienten von geschmiertem PTFE auf glatter Stahloberfläche erreichen Werte von $f_R = 0,03...0,06$. Diese günstigen Eigenschaften sind auf die raue Oberflächenstruktur des Werkstoffs nach der Bearbeitung zurückzuführen (vgl. Abschnitt 3.2). Beim Laufen der Dichtung wird aufgrund hoher Flächenpressung und Verschleiß die Oberfläche geglättet. Die Folge ist ein erhöhte Reibungszahl f_R . Ziel bei der Auslegung einer PTFE-Dichtung muss es deshalb sein, durch optimal glatte Reibpartner und durch eine möglichst geringe Flächenpressung das Glätten der Oberfläche möglichst lange hinauszuzögern. Das Erreichen einer geringen Flächenpressung ist aufgrund der hohen Steifigkeit des Werkstoffs eine große Herausforderung. Einfache Pneumatik-PTFE-Dichtungen sind oftmals zusammengesetzt aus einem Elastomerring als Nebenabdichtung, um eine Mindestvorspannung und ein Anpassen der PTFE-Dichtung an die Gegenlauffläche zu gewährleisten und einem PTFE-Ring als Hauptdichtelement. Bedingt durch unvermeidbare Fertigungstoleranzen muss die Vorspannung so hoch gewählt werden, dass bei dieser Anordnung sehr hohe Flächenpressungen auftreten. Bei PTFE-Rechteckringen mit einem O-Ring als Nebenabdichtung stellt sich außerdem eine große Berührfläche ein. Die Folge ist ein hoher Reibungskoeffizient.

Eine Besonderheit von PTFE, die bei der Gestaltung ausgenutzt werden kann, ist der sogenannte *plastic-memory-Effekt* (vgl. Abschnitt 3.3).

Das Reibverhalten ähnelt dem von Elastomeren, ist aber von der geringeren Elastizität von PTFE geprägt. Das Ziel ist deshalb, auch bei diesem Werkstoff die Flächenpressung möglichst niedrig zu halten. Haiser (2001) bestätigt mit seinen Untersuchungen eine Abhängigkeit des Reibmoments von PTFE-Wellendichtungen von der Berührbreite der Dichtlippe, was ebenfalls dem Verhalten von Elastomeren entspricht.

3.5 Abschließende Betrachtung

Die Überprüfung der existierenden Dichtungen zeigt, dass keine der am Markt verfügbaren Dichtungen unverändert oder leicht modifiziert für die Lösung der vorliegenden Problemstellung eingesetzt werden kann. Die Gründe sind zum einen Geometrieinschränkungen, wie z. B. bei den rotationssymmetrischen Pneumatikdichtungen und zum anderen Funktionseinschränkungen, z. B. durch sehr hohe Reibungskräfte und Stick-Slip-Neigung. Die Vorstellung der Dichtungen, Dichtmechanismen und Dichtungswerkstoffe bilden die Grundlage für die Entwicklung eines neuen Dichtungssystems für den Einsatz in einem Druckluftzuführungssystem.

Zu berücksichtigen sind demnach bei dynamisch beanspruchten Dichtungen die Gestaltung der Gegenauflage als harte Oberfläche mit möglichst geringer Rauigkeit, der dauerhafte Erhalt eines Schmierfilms und eine Flächenpressung in der Berührzone, die gerade der Mindestflächenpressung für sicheres Abdichten entspricht.

Aufgrund seiner guten Eigenschaften, der Gestaltungsfreiheit und geringen Kosten sollte NBR als Dichtungswerkstoff bevorzugt werden.

4 Anforderungen an bewegte Druckluftzuführungssysteme

In diesem Kapitel werden die Anforderungen an ein modernes Druckluftzuführungssystem erarbeitet. Zuerst werden Fragen der Arbeitsplatzergonomie geklärt, bevor anschließend die Einsatzgebiete und -bedingungen im Betrieb analysiert werden, aus denen spezielle Anforderungen an die Ergonomie und die Technik resultieren.

4.1 Ergonomie

Die Motivation, Druckluftzuführungssysteme mit veränderlicher Position der Druckluftentnahme einzusetzen, liegt vornehmlich in der Forderung nach ergonomischen Arbeitsplätzen. Die Auswirkungen ergonomisch gestalteter Arbeitsumfelder sind dauerhaft leistungsfähigere Mitarbeiter und als Konsequenz daraus eine höhere Produktivität. Bei einem durchschnittlichen Anteil der Montage von 60% am Produktionsprozess eines Produktes (im Maschinenbau) kann dies eine deutliche Effizienzsteigerung mit sich bringen. Die Ergonomie ist ein Zweig der Arbeitswissenschaften, der folgende Ziele verfolgt: Die Anpassung der Arbeit an den Menschen, z. B. durch geeignete Arbeitsplatzgestaltung und die Anpassung des Menschen an die Arbeit, z. B. durch Schulungen. Druckluftzuführungssysteme sind Teil des Arbeitsumfeldes und somit dem erstgenannten Ziel zuzurechnen. Zu berücksichtigende menschliche Faktoren bei der Arbeitsplatzgestaltung sind: Körperkräfte, Körpermaße, Belastung der Sinne und Nerven, Alter und Eignung. Aus dem Arbeitsumfeld sind die Einflüsse von Betriebsmitteln, den Produkten und Einflüssen aus der Arbeitsumgebung von Bedeutung (vgl. Schultetus (1980)). Thema dieser Arbeit ist die Druckluftversorgung an Montagelinien, weshalb im Folgenden ausschließlich auf die Arbeitsplatzgestaltung in der Montage eingegangen wird. Anforderungen an das Druckluftzuführungssystem resultieren dabei vor allem aus der Berücksichtigung der Arbeitsplatzmaße, der freien Beweglichkeit und der Vermeidung von Unfallgefahren.

Nach Anhang I der Maschinenverordnung (9. Verordnung des Geräte- und Produktsicherheitsgesetzes) sind die ergonomisch relevanten Punkte der Geräte- und Produktsicherheit: (a) Ermüdung und psychische Belastung, (b) Beleuchtung, (c) Handhabung und Transport von Maschinen, (d) Bedienelemente, (e) akustische und optische Warnsignale und Anzeigevorrichtungen, (f) Zugang zu Maschinenteilen und Arbeitsplätzen, Eingriffe des Bedienpersonals, (g) Verständlichkeit der Informationen, Bildschirme und Warneinrichtungen, (h) Betriebsanleitungen, (i) in der Hand gehaltene bzw. von Hand geführte Maschinen (vgl. Höhn (2006)). Für die Druckluftzuführungen sind vor allem die Punkte (d) und (i) von Bedeutung, die sich in der Art und Weise des Verschiebens der Abnahmestelle einer Druckluftzuführung niederschlagen.

Gesundheit

Aufgrund der Einführung immer höherer Gesundheitsstandards wird heute vielfach die Schmierung und der Korrosionsschutz von Druckluftwerkzeugen und -zylindern von einer gesundheitsbelastenden Ölnebelschmierung auf Fett-Dauerschmierung umgestellt. Es sollte deshalb Ziel bei der Neukonzeption eines Druckluftversorgungssystems sein, dass, falls eine Schmierung von Dichtungs- und Führungselementen erforderlich ist, diese durch eine Fettdauerschmierung realisiert wird.

Bedienelemente

Als Bedienelement eines bewegten Druckluftzuführungssystems kann der Verbraucherschlauch genutzt werden. Zusätzliche Elemente, die das Verfahren des Entnahmewagens herbeiführen, sind nicht erforderlich. Auch bei Systemen, die über einen zusätzlichen Antrieb verfügen, kann dieser mit dem Schlauch gesteuert werden. Zu berücksichtigen ist dabei, dass der verwendete Schlauch die Betätigungskräfte ohne Schaden zu nehmen übertragen kann. Rohmert (1974) berücksichtigt die Bedienelemente in seiner *Ergonomischen Prüfliste für den Arbeitsschutz* unter „Auswahl und Anordnung von Bedienteilen“ mit den Fragen 121-125, 131, 132, 136, 242, 244, mit denen insbesondere auf die Größe der Kraft und die Art der Kraftaufbringung auf das Bedienelement eingegangen wird. Eine genaue Angabe, wie groß die Kraft zum Verfahren des Entnahmewagens sein darf, existiert nicht. Sie ist vielmehr abhängig von der Häufigkeit der Betätigung, der Anspannungsdauer der Muskulatur und der Körperhaltung (vgl. VDI (1980)). Diese Größen sind abhängig vom betrieblichen Einsatz, der je nach Arbeitsplatz und dem zu montierenden Produkt sehr unterschiedlich sein kann. Für die Konzeption wurde eine maximal zulässige Verschiebekraft von 50N angesetzt (auch unter Schrägzug).

Arbeitsplatzmaße

Die Arbeitsplatzmaße für die Arbeit an Montagelinien unterscheiden sich erheblich von denen ortsfester Montagearbeitsplätze. Während bei den letztgenannten häufig im Sitzen gearbeitet wird, handelt es sich bei der Montage an der angetriebenen Linie fast ausschließlich um eine Tätigkeit im Stehen. Auf Basis anthropometrischer Daten werden die Einrichtungen der Linie so gestaltet, dass, falls möglich, die Arbeit vorrangig in aufrechter, für den Menschen geeigneter, Haltung erfolgen können. Hilfsmittel zum Erreichen dieses Ziels sind mitgeführte Hebe- und Schwenk- und Drehvorrichtungen für die Produkte. Bei der Entwicklung von Druckluftzuführungssystemen sind die Arbeitsplatzmaße ausschlaggebend für die Gestaltung und die Anbringungshöhe der Systeme.

Die Arbeitsplatzlänge L bestimmt den Verfahrensweg für einen Entnahmewagen. An der Montagelinie kann das die Länge einer Arbeitsstation, die Länge eines Driftbereichs (vgl. Abschnitt 4.2.2) oder sogar die Länge der Montagelinie sein, wenn alle Abnahmestellen am selben Druckluftzuführungssystem verfahren. Im letztgenannten Fall beträgt der maximale Verfahrensweg l_{Fahr} eines Entnahmewagens

$$l_{Fahr} = l_{DZS} - n \cdot l_{Wagen}. \quad (4.1)$$

Dabei ist l_{DZS} die Länge des Druckluftzuführungssystems, n die Anzahl der am System betriebenen Entnahmewagen und l_{Wagen} die Länge eines Entnahmewagens.

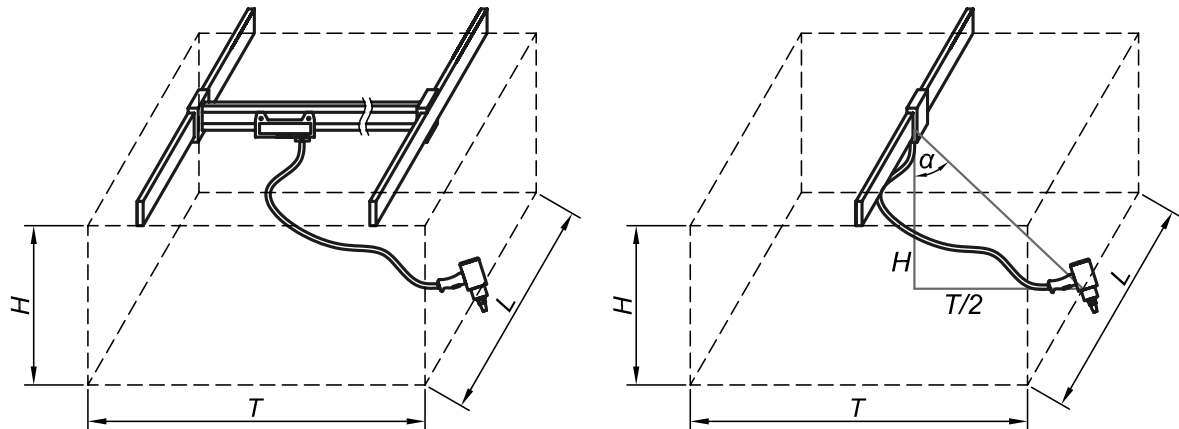


Abbildung 4.1: Arbeitsraum von Druckluftzuführungssystemen; links: mit 2D-Bewegung durch Brücken- / Katzanordnung; rechts: lineares System

An die Arbeitsplatztiefe T kann ein Druckluftzuführungssystem nur indirekt angepasst werden. Wichtig dabei ist es, sicherzustellen, dass das Bewegen des Entnahmewagens an jeder Stelle des Arbeitsraums möglich ist. Bei zu großem Schrägzug quer zum Kanal kann die Einrichtung auf zwei Arten angepasst werden. Für sehr große Arbeitsplatztiefen T kann es erforderlich werden, dem System einen weiteren Freiheitsgrad hinzuzufügen. Eine Querbewegung kann z. B. durch eine Brücken-Katzanordnung (vgl. Abbildung 4.1) realisiert werden. Zur Anpassung an kleine bis mittlere Arbeitsplatztiefen kann die Anbringungshöhe H in Verbindung mit der Verbraucherschlauchlänge angepasst werden. Bei der Verlängerung des Schlauches muss darauf geachtet werden, dass bei Arbeiten unter dem Entnahmewagen keine Behinderung aufgrund des langen Schlauches entstehen.

Zur Feststellung der Arbeitsplatzmaße muss das jeweilige Einsatzgebiet für die Druckluftversorgung betrachtet werden (siehe Abschnitt 4.2).

Bewegungsfreiheit

Eine ausreichende Bewegungsfreiheit bei den Montagearbeiten ist dann gegeben, wenn das Zuführungssystem an die Arbeitsplatzmaße angepasst ist und ein einfaches Verfahren des Entnahmewagens möglich ist. Es sollte dem Montagearbeiter innerhalb seines Arbeitsplatzes möglich sein, sich mit seinem Druckluftwerkzeug frei zu bewegen, ohne dass seine Bewegungsabfolge durch das Druckluftzuführungssystem eingeschränkt wird. Das bedeutet, dass das Verschieben des Entnahmewagens innerhalb des Arbeitsraums bei aktivem Werkzeug unter geringen Kräften möglich sein muss. Der Winkel des möglichen Schrägzugs und der Volumenstrom dürfen demnach die Verschiebekräfte nur unwesentlich beeinflussen.

Schlauchverwahrung

Der Anschluss eines Verbrauchers muss unabhängig vom Energiezuführungssystem über ein flexibles Element erfolgen. Verwendet werden flexible Schläuche mit konstanter Länge, die seitlich ablenkbar sind und Spiralschläuche, deren effektive Länge veränderlich ist. Ziel der Anordnung und der Funktion eines Druckluftzuführungssystems muss es sein, die Länge der Schlauchleitung zum Verbraucher so kurz zu halten, dass der Schlauch zu keinem Zeitpunkt den Boden oder Einrichtungen des Montageplatzes berührt. Die dabei verfolgten Ziele sind:

- der Schutz des Schlauches vor Beschädigung durch scharfe Kanten
- der Schutz von Einrichtungsgegenständen vor Beschädigung und vor Herunterstoßen durch den Schlauch
- der Schutz des Arbeiters vor Stolpern durch einen auf dem Boden liegenden Schlauch

4.2 Einsatzgebiete und Einsatzbedingungen von Druckluftzuführungssystemen

In statischen Arbeitsräumen von Druckluftwerkzeugen, bei denen die Raumkoordinaten, an denen die Druckluft bereitgestellt werden muss, konstant sind oder sich nur im Bereich weniger Zentimeter bewegen, ist es oft ausreichend, Druckluftzuführungssysteme mit ortsfester Entnahmestelle aus dem Druckluftnetz einzusetzen. Der Ausgleich kleiner Positionsänderungen des Werkzeugs oder Spannmittels kann in diesem Fall mit einem kurzen flexiblen Schlauchstück realisiert werden.

Wenn Luft innerhalb eines dynamischen Arbeitsbereichs zur Verfügung gestellt werden muss, d. h. wenn sich der Ort, an dem die Druckluft vorgehalten werden soll, in einem größeren Arbeitsraum (mehrere Meter) befindet und sich während des Betriebs verändert, dann sollte der Einsatz von Druckluftzuführungssystemen mit ortsveränderlicher Entnahmestelle aus dem Netz geprüft werden. Die Ortsveränderung kann dabei in der Vertikalen oder in der Horizontalen stattfinden.

4.2.1 Ortsfeste Montagearbeitsplätze

Die Arbeit an ortsfesten (stationären) Montagearbeitsplätzen findet in sitzender oder stehender Haltung statt. Die an einem Platz montierten Baugruppen ähneln sich in ihren Hauptabmessungen und in der Art der erforderlichen Montagetätigkeit im Allgemeinen sehr stark. So kann gewährleistet werden, dass der Arbeitsplatz der dort ausgeführten Tätigkeit angepasst ist. Die Montageorganisationsform dieser stationären Anordnung der Arbeitsplätze bezeichnet man als Verrichtungsprinzip (vgl. REFA (1978)).

Drucklufthandwerkzeuge

Die wichtigsten Eigenschaften der Drucklufthandwerkzeuge wurden in Abschnitt 2.1.2 vorgestellt. Für die Ermittlung der Anforderungen an das Druckluftzuführungssystem sind die leistungbestimmenden Größen der Handwerkzeuge von Interesse: der erforderliche Volumenstrom und der dabei am Werkzeug anliegende Betriebsdruck. In Tabelle 4.1 sind typische Werte für den Luftbedarf und den Betriebsdruck von Druckluftwerkzeugen dargestellt.

Werkzeug	Betriebsdruck [bar]	Luftbedarf [l/min]	Einsatzbereich
Ausblaspistole 1,5mm	6,0	140	
Sandstrahlpistole	6,0 bis 8,0	270 bis 340	
Farbspritzpistole 1,5mm	2,5	150	z. B. Nitrolacke
Farbspritzpistole 3,0mm	5	320	Leimfarben, Füller
Sprühpistole	3,0	65	
Bohrmaschine	6,0	300 bis 400	Stahl 4-8mm
Drehschrauber	6,0	120	6 Nm, 1800 U/min
Ratschenschrauber	6,0	200	62 Nm
Schlagschrauber	6,0	250 bis 500	bis 600 Nm
Impulsschrauber	6,0	1050	500 bis 850 Nm
Stabschleifer	6,0	300	22000 U/min
Schleifmaschine	6,0	300 bis 1200	∅ 20 bis 100
Blechscherer	6,0	150	2mm Aluminium
Hefter	6,0	30	
Nagler	6,0	350	

Tabelle 4.1: Betriebsdruck und Luftbedarf von Druckluftwerkzeugen

Drehschrauber, Schlagschrauber und Impulsschrauber sind außerdem als Mehrfachschrauber im Einsatz, z. B. in der Automobilindustrie bei der Motorenmontage oder der Radmontage. Bei der Radmontage werden damit alle Radmutter in einem Arbeitsgang angezogen. Die Schrauber werden hierbei parallel geschaltet. Das bedeutet, dass der erforderliche Druck dem Betriebsdruck der Einzelwerkzeuge und der Luftbedarf der Summe der Einzelverbrauchswerte entsprechen muss. Bei der Montage von PKW-Reifen mit 5 Radmutter sind Volumenströme ≤ 1000 l/min und bei der LKW-Reifenmontage von über 2000 l/min möglich. Da die Mehrheit der in Tabelle 4.1 aufgelisteten Werkzeuge mit einem Volumenstrom von 500l/min ausreichend versorgt wird, wird dieser Wert als Mindestforderung festgelegt. Die Wunschforderung für den Volumenstrom sind 2000l/min, der auch durch ein modulares, erweiterbares System erreicht werden kann.

4.2.2 Montagelinien

Bei der Arbeit an Montagelinien werden besondere Anforderungen an die Druckluftbereitstellung für Handwerkzeuge gestellt. Der Grund dafür ist, dass sich der Werker innerhalb seiner Montagestation, während er seine Montagetätigkeit ausführt, mit dem Produkt mitbewegt. Die Ausdehnung seiner Montagestation ist abhängig von der Größe des Produkts und der Geschwindigkeit der Montagelinie in Verbindung mit der Taktzeit bzw. der Dauer der Montagetätigkeit. Der von der Druckluftversorgung abzudeckende Arbeitsraum ist demnach größer als an festen Montagearbeitsplätzen. Werden an der Linie unterschiedliche Produkte bearbeitet, so liegt ein dynamischer Arbeitsraum vor, der den Produkten angepasst wird. Die zugrundeliegende Montageorganisationsform an der Montagelinie ist das sogenannte Flussprinzip (vgl. REFA (1978)).

An Montagelinien hat sich in vielen Bereichen der Einsatz von Werkzeugträgern oder Werkzeugwagen durchgesetzt. Darunter sind an der Hallendecke geführte Wagen gemeint, die auf Arbeitshöhe eine Ablage für das Mitführen von Werkzeugen und kleinen Montageteilen ermöglichen. Werden angetriebene Werkzeuge mitgeführt, ist es zweckmäßig, die Energieversorgung für das Werkzeug am Werkzeugwagen zu realisieren.

Beispiel: Automobil- und Nutzfahrzeugindustrie

Eine besonders ausgeprägte Dynamik besitzen die Arbeitsräume von driftbehafteten Montagestationen, wie sie beispielsweise in der Automobilindustrie vorzufinden sind. Unter „Driften“ versteht man in der Montage das Herausbewegen eines Montagearbeiters aus „seiner“ Montagestation. Ausgelöst wird das Driften durch Montagearbeiten, deren Dauer die Taktzeit der Linie übersteigt. Die Länge der eigenen Montagestation reicht

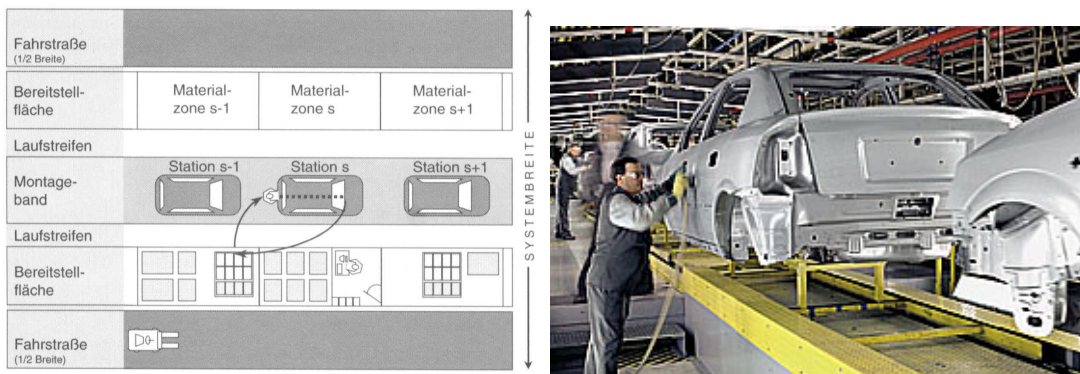


Abbildung 4.2: Montagesystem einer Variantenfertigung in der Automobilendmontage (Quelle: Weiß (2000), Opel-Astra-Montage)

in diesem Fall nicht aus, um die Montagetätigkeit abzuschließen. Der Werker muss die nächste und gegebenenfalls weitere darauffolgende Stationen betreten, um seine Arbeit abzuschließen (vgl. Abbildung 4.2). Nach Abschluss der Arbeit an einem Fahrzeug geht er zum nächsten Fahrzeug, bei dem die ihm zugewiesene Montagetätigkeit auszuführen ist. Es wird unterschieden zwischen ungewolltem Driften, bei dem Störungen, z. B. durch

falsch vorkommissioniertes Material, die Montage verlängern und gewolltem Driften bei der Montage von optionalen Komponenten, wie z. B. einem Schiebedach, die nicht in jedem Fahrzeug verbaut werden. Die gängige Praxis ist deshalb, die Sequenzen, i. e. die Reihenfolge der produzierten Fahrzeuge, so zu bilden, dass die Einlastung der optionalen Komponenten gleichmäßig verläuft. Es können dabei in der Regel bis zu 6 optionale Komponenten berücksichtigt werden, alle weiteren Optionen müssen stochastisch eingelastet werden. In Abbildung 4.3 ist das Driftverhalten bei stochastischer und bei gleichmäßiger Einlastung der optionalen Komponenten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei stochastischer Einlastung sehr ungünstige Konstellationen entstehen können, in denen das Driften über sehr viele Stationen hinwegreicht. In diesen Fällen ist der Aufwand für die Bereitstellung der Materialien und Werkzeuge und deren Energiezuführung beträchtlich. Nach Weiß (2000) tritt das Driften sehr häufig auf - mit den Folgen, dass Mitarbeiter einander behindern, dass Montageorte und Orte der Materialbereitstellung schlecht aufeinander abgestimmt sind und dass die minimal notwendige Bandlänge nur unzulänglich bestimmbar ist. Die Problematik der Abstimmung zwischen Materialbereitstellungs- und Montageort kann analog zur Problematik der Abstimmung von Werkzeugbereitstellungs-ort (und dessen Energieversorgung) und Montageort gesehen werden.

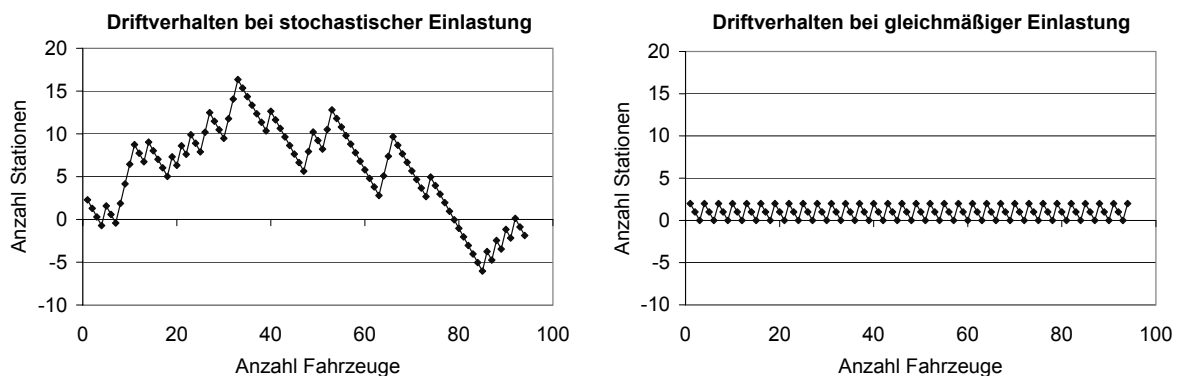


Abbildung 4.3: Driftverhalten in der Automobilmontage; links: stochastische Einlastung von Optionen; rechts: gleichmäßige Einlastung von Optionen (Quelle: Furmans (2006))

Eine weitere Besonderheit bezüglich des Arbeitsraums der Handwerkzeuge findet man in der Nutzfahrzeugmontage. LKW-Chassislängen reichen bis zu 10 m, Sonderfahrzeuge wie Fahrzeugkrane haben sogar Längen bis 20 m, wobei diese in der Regel nicht an angetriebenen Montagelinien montiert werden. Je nach Montageaufgabe kann der Arbeitsraum eines Arbeiters die Fahrzeuglänge erreichen, oder aufgrund der Bewegung der Fahrzeuge sogar übersteigen.

Mitgeführte Druckluftversorgung

Abhängig vom entstehenden Produkt sind unterschiedliche Arten von Montagelinien im Einsatz. Ein Unterscheidungsmerkmal sind die eingesetzten Fördermittel, die unterschiedliche Plattformen für die Montage bereitstellen. Typische Vertreter sind flur-

gebundene Schleppkettenförderer und Hängeförderer. Auf mitgeführten Montageplattformen können Montagevorrichtungen, Spannvorrichtungen und sogar Handwerkzeuge bereitgestellt sein. Für mitgeführte Werkzeuge und angetriebene Spannvorrichtungen muss die Energieversorgung ebenfalls mitgeführt werden oder an den jeweiligen Montageplätzen manuell hergestellt werden. Das Mitführen elektrischer Energie kann an endlosen Montagebändern (Leerrückführung) über Schleifleitungen realisiert werden. Eine mitgeführte Druckluftversorgung ist bisher nur durch einen mitgeführten Druckluftzeuger oder einen mitgeführten Druckluftspeicher, der in regelmäßigen Abständen befüllt wird, möglich.

4.2.3 Fertigung

Wie in der Montage hat Druckluft auch in der Fertigung eine bedeutende Funktion als Energieträger für Handwerkzeuge und für Spannvorrichtungen (vgl. Abschnitt 2.1.2). Bei den Oberflächenbehandlungsverfahren Lackieren und Pulverbeschichten mit Druckluftlackierpistolen wird zusätzlich zu den allgemeinen Anforderungen an eine ergonomische Druckluftbereitstellung noch eine hohe Anforderung an die Druckluftqualität (vgl. Abschnitt 4.4) gestellt.

Handwerkzeuge

Die Einsatzbedingungen für Druckluftwerkzeuge in der Fertigung unterscheiden sich kaum von denen der Montage. Hauptunterscheidungsmerkmal ist die Art der eingesetzten Druckluftwerkzeuge: Schleifer, Bohrmaschinen, Blehscheren (vgl. Tabelle 4.1). Die Arbeitsräume für die Druckluftwerkzeuge orientieren sich auch hier an der Größe der zu bearbeitenden Produkte und den Positionen am Produkt, an denen eine Bearbeitung stattfindet.

Spannvorrichtungen

Spannvorrichtungen werden in fast allen Fertigungsstufen eingesetzt. Ihre Aufgabe ist die Positionierung von Werkstücken und die Aufnahme von Bearbeitungskräften (vgl. Abschnitt 2.1.2). In den meisten Fällen sind die Spannvorrichtungen in der Fertigung ortsfest angebracht.

Lackierung

Während bei Druckluftwerkzeugen geölte Luft toleriert oder sogar gefordert wird, muss die Druckluft für Lackierung und Pulveraufbringung ölfrei sein. Arbeitsweise und Arbeitsraum stellen bei diesem Fertigungsverfahren eine besondere Herausforderung an die Bereitstellung der Druckluft dar. Der Arbeitsraum orientiert sich wie bei der Montage an den Abmessungen der bearbeiteten Produkte, z. B. bei der LKW-Chassis-Lackierung eine Fläche von bis zu 12x2,5 m. Die Bewegungsfreiheit muss sehr groß sein, damit sichergestellt werden kann, dass auch schwer zugängliche Stellen von der Beschichtung erreicht werden. Zudem muss die Führung des Luftschlauchs so konzipiert sein, dass der

Schlauch die bereits lackierten Komponenten nicht berührt und die Beschichtung damit beschädigt.

4.2.4 Weitere Einsatzgebiete

Weitere Einsatzgebiete für bewegliche Druckluftzuführungssysteme sind überall dort zu finden, wo Druckluft als Energieträger zum Einsatz kommt und der Ort des Druckluftverbrauchs variiert, wie z. B. bei:

- Textilmaschinen
- Automatisierungstechnik
- Luftkissenfördermittel

Der Einsatz der Pneumatik bei Textilmaschinen und in der Automatisierungstechnik ist sehr vielseitig. Eine Erweiterung der Anforderungen an die bewegliche Druckluftzuführung für Montagelinien durch die Berücksichtigung, der in diesen Anwendungen auftretenden Anforderungen, würde den Lösungsraum zu sehr einschränken. Auf eine genauere Betrachtung dieser Gebiete wird deshalb an dieser Stelle verzichtet.

Für eine Druckluftversorgung von Luftkissenfördermitteln durch das gesuchte Druckluftzuführungssystem ergibt sich eine Erweiterung der bereits bekannten Anforderungen hinsichtlich des Arbeitsraums. Während an Montagelinien in der Regel die Länge des Arbeitsraums die Breite übersteigt, können Länge und Breite des Arbeitsraums von Luftkissenförderern gleich groß sein und eine Größenordnung von über 100 m besitzen. Diesen Randbedingungen soll im Folgenden teilweise Rechnung getragen werden, indem gefordert wird, dass sich das Druckluftzuführungssystem in einer Ausdehnung beliebig erweitern lassen soll.

4.3 Zusatzfunktionen

Wie unter Abschnitt 2.2 vorgestellt, sind Druckluftzuführungen in der Montage häufig Teil von Energiezuführungssystemen oder Montagesystemen, die neben der Druckluftversorgung weitere Aufgaben übernehmen. Diese Zusatzfunktionen sind bereits bei der Konzeption von neuen Systemen zu berücksichtigen. Die wichtigsten Zusatzfunktionen sind das Tragen und Führen von Lasten und Werkzeugen, z. B. durch (Druckluft-)Hebezeuge, Werkzeugträgerwagen, durch Balancer (vgl. Abbildung 4.4), die Drehmomentabstützung von Werkzeugen (vgl. Abbildung 4.5), das Bereitstellen elektrischer Energie (vgl. Abbildung 2.12) und die Datenübertragung. Der Anbau eines Antriebs ist sinnvoll, wenn beispielsweise ein Werkzeugträgerwagen automatisch nachgeführt werden soll, oder schwere Lasten mit dem System bewegt werden sollen. Der Einsatz von Antrieben erfordert eine besondere Berücksichtigung von Sicherheitsaspekten.

Bei der Entwicklung von Druckluftzuführungssystemen kann diesen Zusatzanforderungen Rechnung getragen werden, indem Führungen und Befestigungsnuten am Kanal eingeplant werden.



Abbildung 4.4: Systemerweiterungen; links: Balancer (Quelle: Brinkmann Energiezufuhr); rechts: Werkzeugträgerwagen (Quelle: Wampfler)

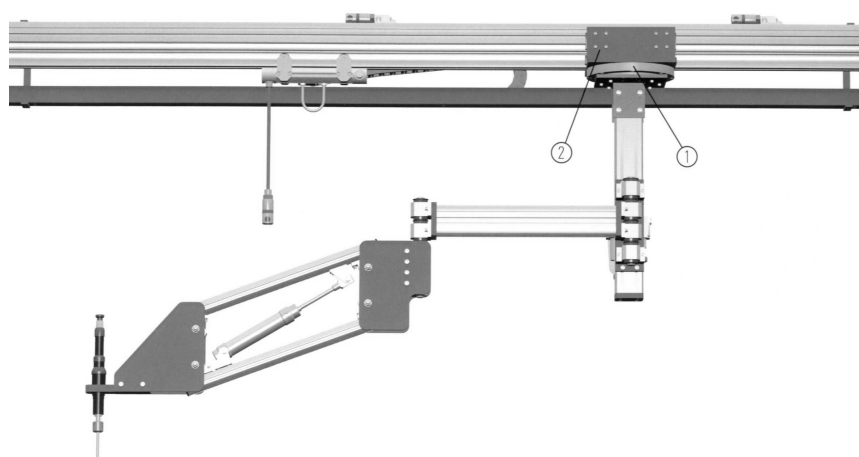


Abbildung 4.5: Werkzeugführung als Beispiel zusätzlicher Funktionalität: Parallelschwenkarm zur Drehmomentabstützung und Führung von Werkzeugen (Quelle: Rinke Druckluft)

4.4 Qualität der Druckluftversorgung

Die Anforderung an die Qualität der Druckluftversorgung hat zwei Aspekte: die Reinheit der Luft und den definierten konstanten Zustand der Versorgung. Zur Beurteilung und Beschreibung der Luftreinheit werden in ISO 8573 - Teil 1 Qualitätsklassen für Druckluft definiert, die auf dem Grad der Verunreinigung der Druckluft basieren (vgl. ISO-8573 (2001)). Je nach Anwendung muss eine geeignete Qualitätsklasse bestimmt und im Betrieb eingehalten werden. Für Anwendungen in der Lebensmittelindustrie oder der Medizintechnik werden deutlich höhere Ansprüche an die Luftqualität gestellt als für Handwerkzeuge in der Fertigung. Die Norm gibt außerdem Hinweise, wie die Qualitätsklassen im Betrieb einzuhalten sind. Die berücksichtigten Verunreinigungsqualitäten sind der Teilchengehalt, der Drucktaupunkt und die Ölkonzentration.

Der konstante Zustand der Druckluftversorgung erfordert die Einhaltung eines konstanten (impulsfreien) Fließdrucks in einem bestimmten Volumenstrombereich, um die Kontinuität der Qualität von Fertigungs- und Montageprozessen sicherzustellen. Wird beispielsweise in der Automobilindustrie die Einhaltung des Anzugsmoments für eine Schraubverbindung vorgeschrieben, so kann diese nur dann gewährleistet werden, wenn der Druck am Druckluftschrauber nur geringen Schwankungen unterliegt. Schon ein zu langer Verbraucherschlauch, der am Boden liegt, eventuell geknickt wird, kann zu unzulässig hohen Druckschwankungen führen.

4.5 Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeit des Systems wird in erster Linie bestimmt durch seine Investitions- und Betriebskosten sowie den betrieblich bedingten Kosten oder Einsparungen. Die Investitionskosten hängen vornehmlich von der Komplexität des Systems ab, weshalb bei einem neuen Konzept auf eine einfache Konstruktion geachtet werden muss.

Betrieblich bedingte Kosten können durch Veränderung der Produktionsprozesse im Betrieb entstehen, wenn dadurch innerhalb der Einsatzdauer des Systems eine Rekonfiguration der Druckluftanlage erforderlich ist. In diesem Fall sind Systeme im Vorteil, die ohne Installationsarbeiten durch einfaches Hinzufügen von weiteren Entnahmewagen erweiterbar sind und eine beliebige Positionierung der Entnahmewagen zulassen. Verbraucher können so an einem „neuen“ Einsatzort versorgt werden. Nach Weuthen (1986) besteht die Gefahr, dass nachträgliche Zusatzinstallationen, deren Kosten bei der Planung nicht berücksichtigt wurden, oft als „Notlösungen“ ausgeführt werden. Die Flexibilität wird komplettiert, wenn der Volumenstrom ohne Aufwand an die neuen Bedingungen anpassbar ist.

Die Betriebskosten sind bestimmt durch die Effizienz des Systems, sind also abhängig vom Druckverlust und der Leckagerate. Hohe Werte führen hier zu einem Energiemehraufwand, auf den bereits unter Abschnitt 2.1 eingegangen wurde. Wie eine Beurteilung der Leckagerate erfolgen kann, wird im nächsten Abschnitt erläutert.

Mehrkosten oder Einsparungen im Produktionsprozess werden durch die Auswirkungen der ergonomischen Arbeitsgestaltung erzielt: Können Montageprozesse aufgrund günsti-

gerer Arbeitsbedingungen schneller durchgeführt werden, ist deren Anteil an den Produktionskosten entsprechend geringer.

Dichtheit

Die Dichtheit des Druckluftzuführungssystems und geringe Verschiebekräfte bilden die Hauptanforderung an das eingesetzte Dichtungssystem. Da eine absolute Dichtheit bei dynamischen Dichtungssystemen nicht möglich ist, muss geklärt werden wie dicht das System sein muss. Nach Tietze (2001) versteht man unter Dichtheit: „[...] eine Leckagemenge, die einen bestimmten Grenzwert während der kompletten Lebensdauer einer Dichtung nicht überschreiten darf (=technische Dichtheit).“ Dabei bestimmt der Anwendungsfall den Grenzwert und die geforderte Lebensdauer (mindestens das Instandhaltungs-/Wartungsintervall). Statische Dichtungen werden in DIN EN 13555 in verschiedene Leckageklassen eingeteilt (vgl. DIN-EN-13555 (2002)). Dabei ist die Bestimmung der Leckage nach der TA-Luft 2002 geregelt (vgl. Kalmbach (2004)). Ein genauer Zahlenwert für die Luftmenge, die aus einem Druckluftzuführungssystem ungewollt entweichen darf, kann nicht bestimmt werden. Die Leckage sollte in jedem Fall so gering sein, dass ein wirtschaftlicher Einsatz des Systems nicht gefährdet ist.

4.6 Zusammenfassung der Anforderungen an Druckluftzuführungssysteme

Aus den oben vorgestellten Einsatzgebieten und Einsatzbedingungen von Druckluftgeräten und Druckluftzuführungssystemen und den allgemeinen Anforderungen an Arbeitssicherheit und Ergonomie werden im Folgenden die Anforderungen, die sich an ein Druckluftzuführungssystem richten, zusammengefasst.

Allgemeine Anforderungen

- Einsatz in Montage und Fertigung in der Industrie
- Anwendung in temperierten Hallen (5°C bis 40°C)
- keine direkten Witterungseinflüsse
- Möglichkeit zur Erweiterung durch eine elektrische Energiezuführung
- einfacher nachträglicher Einbau von Entnahme- oder Werkzeugwagen
- einfache Verfahrbarkeit der Entnahmewagen, auch bei Schrägzug
- wartungsarm

Druckluftkanal

- Betriebsdruck: 6,0 bis 6,5bar (maximal 10bar)
- beliebige Systemlänge durch modularen Aufbau (auch nachträgliche Erweiterung)
- Verbindungselemente mit Drucklufteinspeisungsmöglichkeit

- Möglichkeit des Verfahren der Entnahmewagen über Zwischenelemente hinaus
- Endstücke mit Drucklufteinspeisungsmöglichkeit
- gebogene Kanalstücke (bis 90°) für Kurvenrealisierung
- Druckluftkanal als Druckluftspeicher nutzbar
- minimaler Aufhängeabstand: 2 m
- Befestigungsnuten für Erweiterungen
- Betrieb von beliebig vielen Entnahmewagen (min. 6 Wagen innerhalb von 6 m)
- Möglichkeit zum Aufbau von Ringleitungen
- nach DIN-24558 (1991) Strömungsgeschwindigkeit ≤ 30 m/s

Entnahme-/ Werkzeugwagen

- am Druckluftkanal verfahrbar
- Aufnahme von Querkräften aus Schrägzug des Verbraucherschlauchs
- Leichtgängigkeit beim Bewegen des Wagens
- Verschiebekraft unabhängig vom entnommenen Volumenstrom
- Möglichkeit für das Anbringen eines Werkzeugträgers
- Möglichkeit zum Anbau von Wartungseinheiten (Filter + Öler)
- Möglichkeit zum Anbau von Ablagen
- Luftentnahme pro Wagen 500l/min (Wunsch 2000l/min)
- modularer Aufbau zur Erhöhung der Luftabnahme
- Last am Wagen bis 100 kg
- Positionierung an jeder beliebigen Stelle des Druckluftkanals

Energieübertragung

- kontinuierliche Druckluftversorgung
- sehr geringer Druckverlust zwischen Einspeisung und Abnahmestelle (Druckabfall 0,04bar für Verteilerleitungen)
- Dichtheit des Systems auch beim Anfahren der Druckluftanlage (0 bis 6bar) (Technische Dichtheit)
- optional: elektrische Energieversorgung (Anbringen von Schleifleitungen, oder berührungslose Energieübertragung)
- Erhalt der Druckluftqualität (Reinheit, deshalb evtl. Fettdauerschmierung, wenn Schmierung erforderlich; Druckkonstanz)
- flexibler Schlauch/ Spiralschlauch von Entnahmewagen zum Verbraucher

4.7 Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme

Vergleicht man die ermittelten Anforderungen an ein Druckluftzuführungssystem mit Ausprägung für dynamische Arbeitsräume an bewegten Montagelinien mit der Funktionalität und technischen Ausführung der am Markt verfügbaren Systeme (vgl. Kapitel 2), dann wird deutlich, dass keines der Systeme den Anforderungen gerecht wird. Deshalb ist das Ziel dieser Arbeit, neue Konzepte für Druckluftzuführungen vorzustellen, zu analysieren und für lohnende Ansätze Gestaltungsrichtlinien zu erarbeiten, auf denen die Entwicklung marktreifer Produkte aufbauen kann. In Abbildung 4.6 ist dargestellt, welche Aspekte bei der Konzeptionierung eines erfolgreichen Druckluftzuführungssystems ausschlaggebend sind.

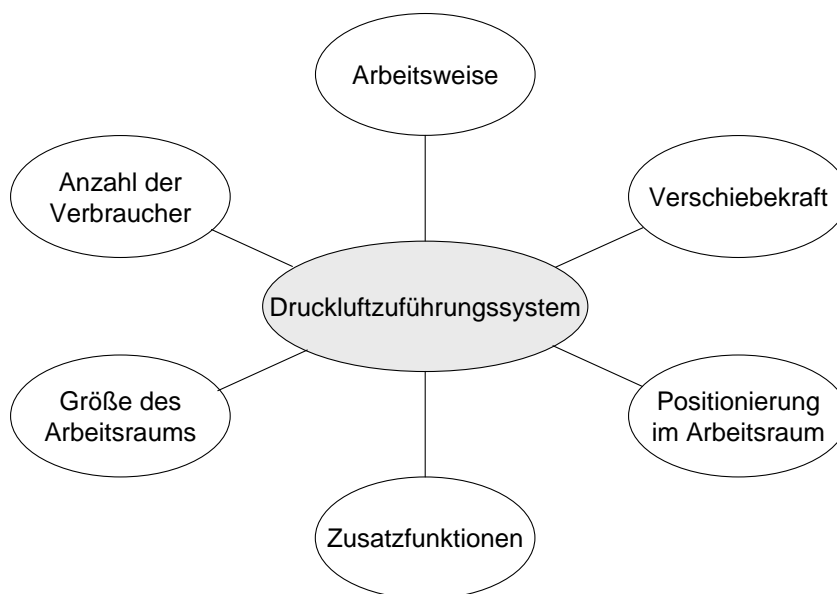


Abbildung 4.6: Aspekte in der Entwicklung von Druckluftzuführungssystemen

5 Neuartige Konzepte für eine bewegliche Druckluftzuführung

Nach Durchführung aller in Kapitel 3 und 4 vorgestellten, notwendigen Vorarbeiten und aufbauend auf den gewonnen Erkenntnissen wurden nach den Methoden der Konstruktionslehre Konzepte für ein kontinuierliches, bewegliches Druckluftzuführungssystem entwickelt.

Abbildung 5.1 zeigt eine Gliederung der neu entwickelten Konzepte. Die in diesem Kapitel vorgestellten Lösungen sind mit $D1...D3$ bzw. mit $K1...K5$ gekennzeichnet. Die neu entwickelten Konzepte können nach ihrer Funktionsweise in zwei Gruppen gegliedert werden (vgl. Abbildung 5.1). Das sind zum einen die als „Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme“ und zum anderen die als „Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme“ bezeichneten Systeme.

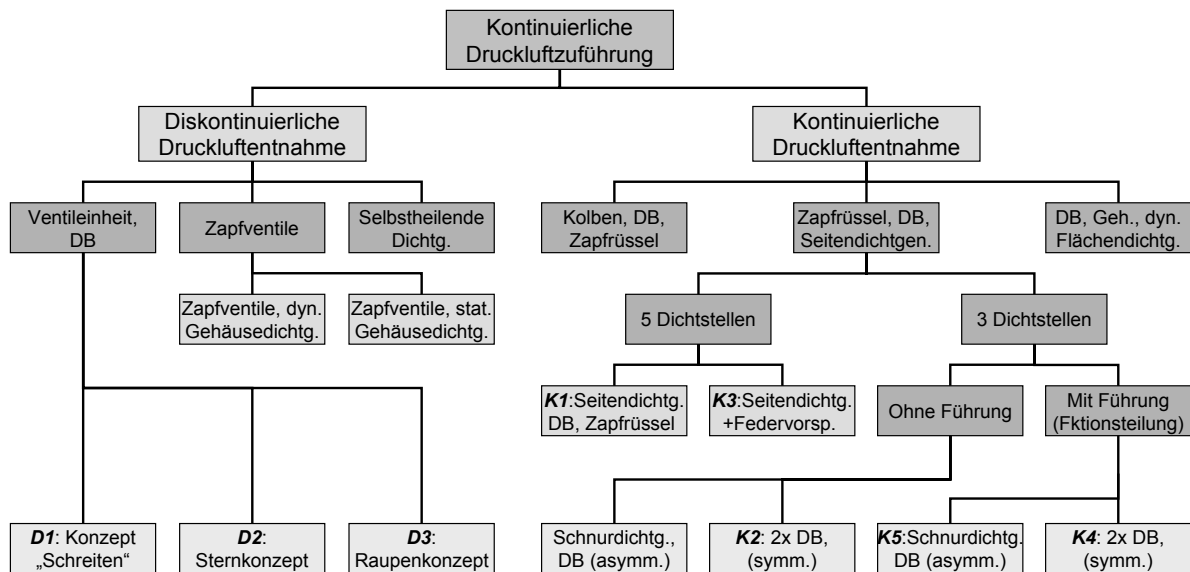


Abbildung 5.1: Übersicht und Gliederung der neu entwickelten Konzepte

Bei den Druckluftzuführungssystemen mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme werden an diskreten, ortsfesten Zapfstellen am Druckluftkanal Druckluftverbindungen zu einem Entnahmewagen hergestellt. Während der Bewegung des Entnahmewagens werden die Verbindungen auf- und wieder abgebaut. Um eine kontinuierliche Druckluftversorgung sicherzustellen, muss zu jedem Zeitpunkt mindestens eine druckluftführende Verbindung bestehen. Bei den Druckluftzuführungssystemen mit kontinuierlicher Druckluftentnahme wird eine dauerhaft druckluftführende Verbindung, z. B. ein Zapfrüssel, mit dem

Entnahmewagen am Druckluftkanal bewegt. Der Entnahmewagen kann dabei ebenfalls stufenlos positioniert werden.

Bereits in Kapitel 3 wurde gezeigt, dass mit heute am Markt angebotenen Dichtungssystemen keine anforderungsgerechten Konzepte entwickelt werden können.

Die in diesem Kapitel vorgestellten neuen Konzepte enthalten daher notwendigerweise auch neukonzipierte Dichtungssysteme. Die gezeigten Konzepte verdeutlichen die Problemstellungen bei der Entwicklung neuer Dichtungssysteme. Die drei Druckluftzuführungssysteme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme bauen auf dem gleichen, neuentwickelten Dichtungssystem auf, stellen aber unterschiedliche Einsatzmöglichkeiten des neuen Dichtungssystems vor. Die Konzepte mit kontinuierlicher Druckluftentnahme beinhalten unterschiedliche Dichtungssystemkonzepte, die ebenso unterschiedliche Verschiebekräfte des Entnahmewagens zur Folge haben.

Für ausgewählte Konzepte, für deren Komplexität eine rein analytische Untersuchung nicht ausreichte, wurden Funktionsmodelle konstruiert, gefertigt und für Funktionsnachweise und experimentelle Untersuchungen genutzt. Versuchsergebnisse sowie theoretische Betrachtungen aus der Konzeptionierungsphase werden zusammen mit den entsprechenden Konzepten auszugsweise vorgestellt. Der Schwerpunkt bei der Präsentation der Konzepte liegt auf der Funktionsweise und dem verwendeten Dichtungssystem, weil dieses den größten Einfluss auf die Funktionserfüllung und Zuverlässigkeit der Systeme hat. Die Bewertung der Konzepte erfolgt anhand ihres Erfüllungsgrads in Bezug auf die gestellten Anforderungen. Im Anschluss wird in den Kapiteln 6 und 7 die Analyse und Auslegung eines Dichtungssystems für die diskontinuierliche Druckluftentnahme und eines Dichtungssystems für die kontinuierliche Druckluftentnahme durchgeführt.

Hinweis:

Im Folgenden werden kartesische Koordinaten x , y und z verwendet. Die x -Richtung beschreibt die Bewegung der Entnahmewagen entlang der druckluftführenden Kanäle (Kanallängsachse). Die y -Richtung ist die Richtung quer zur Kanallängsachse in der Horizontalen. Die z -Koordinate beschreibt die Richtung quer zur Kanallängsachse in der Vertikalen.

5.1 Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme

Druckluftzuführungssysteme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme zeichnen sich dadurch aus, dass sie die Druckluftversorgung gewährleisten, indem sie während der Bewegung des Entnahmewagens an äquidistanten diskreten Entnahmestellen druckluftführende Verbindungen zwischen Druckluftnetz und Verbraucher ständig auf- und wieder abbauen. Um die Kontinuität der Druckluftversorgung sicherzustellen, muss zu jedem Zeitpunkt mindestens eine Verbindung aufgebaut sein. Die Stärken dieser Konzepte liegen darin, dass die Dichtungs- und Ventilsysteme, die beim Aufbau der druckluftführenden Verbindungen beteiligt sind, als statische Dichtungssysteme ausgeführt werden können. Bei den beiden als $D2$ und $D3$ vorgestellten Konzepten ist die einzige nicht-statische Dichtung eine Drehdurchführung, die bei Drücken bis 10bar als druckbelastbarer Radialwellendichtring ausgeführt werden kann.

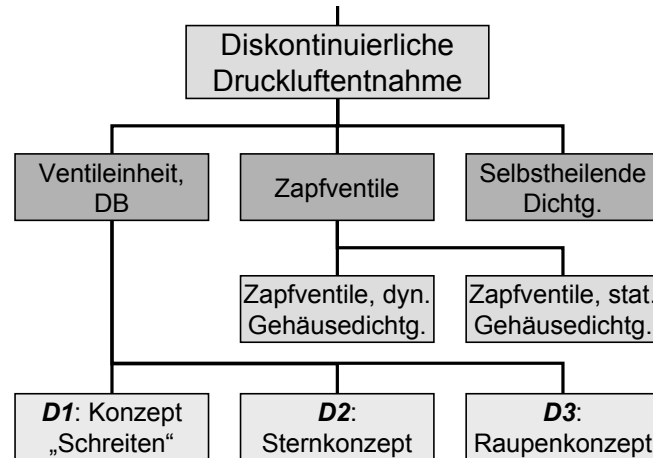


Abbildung 5.2: Übersicht über die neuen Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme

In Abbildung 5.2 werden die Konzepte mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme unterteilt nach Art der Abdichtung der diskreten Zapfstellen. Die Lösung „selbstheilende Dichtung“ sieht eine Dichtung vor, die bei jedem Anzapfvorgang durchstoßen wird und sich beim Lösen der Druckluftverbindung wieder vollständig verschließt. Werkstoffe, die diese Anforderungen erfüllen sind bisher nicht verfügbar, weshalb dieser Ansatz innerhalb dieser Forschungsarbeit nicht weiter verfolgt wird. Weitere Möglichkeiten sind die Abdichtung der Zapfstellen durch in den Druckluftkanal eingeschraubte oder eingepresste Zapfventile und das Abdichten mehrerer Zapfstellen durch ein Elastomerdichtband. Warum dieser letztgenannte Ansatz bei allen hier vorgestellten Konzepten mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme angewandt wird, wird im nachfolgenden Abschnitt 5.1.1 erläutert.

5.1.1 Konzept D1

Das Konzept beinhaltet einen Druckluftkanal, der im Gegensatz zum System aus Abschnitt 2.2.3 nicht über eingesetzte Zapfventile am Kanal, sondern über Bohrungen im Kanal verfügt, die durch ein elastisches Dichtband verschlossen werden. Damit ist es möglich, die Anzahl der Zapfstellen am Kanal zu erhöhen, während die Kosten für den Druckluftkanal nur unwesentlich steigen. Zum Herstellen einer druckluftführenden Verbindung zwischen Kanal und Verbraucher wird das Dichtband mit einem Ventilschieber soweit angehoben, bis die darunterliegende Bohrung freigegeben wird (vgl. Abbildung 5.3). Die Druckluft füllt ein gegenüber dem Kanal abgedichtetes Gehäuse, das mit dem Verbraucherschlauch verbunden ist. Das Gehäuse verfügt über einen konischen Sitz mit integriertem O-Ring. Die Bohrungen im Kanal sind ebenfalls konisch ausgeführt, sodass der konische Sitz des Gehäuses in die Bohrungen eingreifen kann. Mit dieser Anordnung kann das Schadvolumen der Verbindung sehr klein gehalten werden (siehe Kapitel 6). Im Gehäuse ist ein Ventil integriert, das es gegenüber der Umgebung verschließen kann. Damit wird verhindert, dass sich die Leitung zum Verbraucher entleert, wenn das

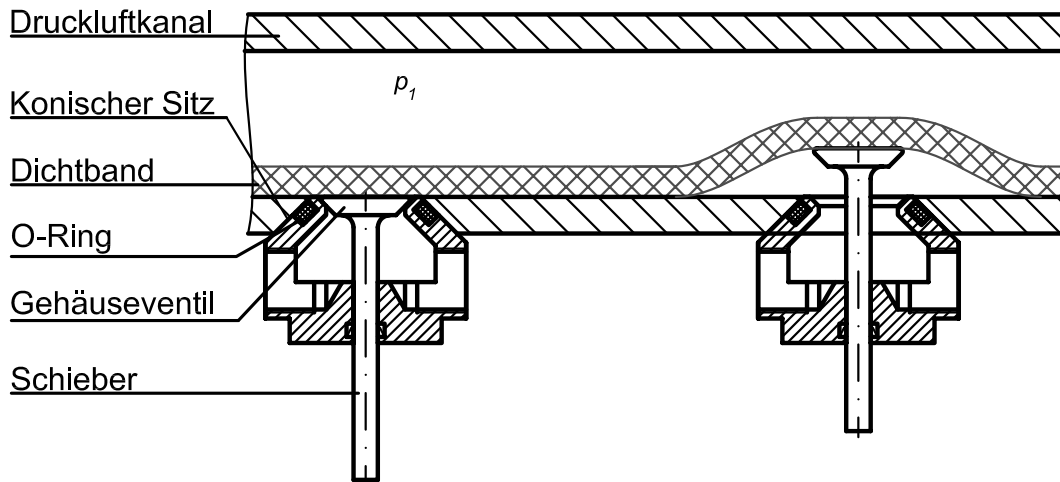


Abbildung 5.3: Konzept *D1*: Druckluftkanal und Ventileinheit

Gehäuse nicht am Kanal anliegt und zu diesem abdichtet. Gehäuse, Ventil und der Mechanismus zum Abheben des Dichtbands bilden eine Baugruppe, die im Folgenden als „Ventileinheit“ bezeichnet wird. Nachteilig bei dieser Vorrichtung ist, dass die zum Abheben des Dichtbands notwendige Kraft sehr groß ist (abhängig von mehreren Faktoren, siehe Kapitel 6).

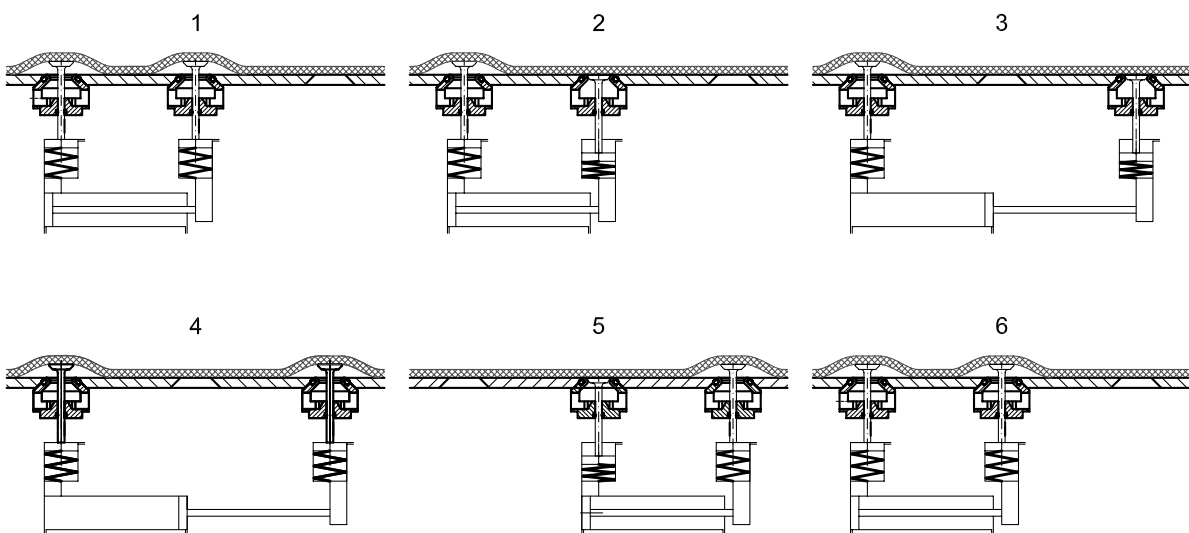


Abbildung 5.4: Konzept *D1*: Bewegungsablauf („Schreiten“)

Die Erweiterung des Systems zur kontinuierlichen Druckluftversorgung kann durch Hinzunahme eines zweiten Zapfventils geschehen. Es muss sichergestellt werden, dass immer mindestens ein Zapfventil im Eingriff und eine Druckluftverbindung aufgebaut ist. Die beiden Zapfventile sind über eine Leitung miteinander und mit dem Verbraucher ver-

bunden. Die Bewegung entlang des Kanals kann durch manuelles Verschieben oder, wie in Abbildung 5.4 dargestellt, durch Zuhilfenahme von pneumatischen Aktoren erfolgen. Dazu müssen die Ventilgehäuse „weitschreiten“, d. h. ein Zapfventil muss sich vom Kanal lösen, eine Position (eine Bohrung) in Bewegungsrichtung am Kanal vorrücken und dann wieder an den Kanal angelegt werden. Danach kann das zweite Ventil nachrücken. Die Kräfte zum Abheben des Dichtbands müssen im Fall des manuellen Verschiebens des Entnahmewagens durch die Verschiebekraft aufgebracht werden. Die Größe der Betätigungskräfte und eine aufwändige Kinematik zur Umlenkung der Kräfte in Betätigungsrichtung bedingen hohe Kräfte zum manuellen Verschieben. Alternativ kann ein pneumatischer Antrieb für den Vortrieb und die Betätigung der Zapfventile eingesetzt werden, die beispielsweise durch Auslenken des Verbraucherschlauches gesteuert wird. Abbildung 5.4 zeigt schematisch die einzelnen Bewegungsphasen eines Systems mit pneumatischer Betätigung. Durch den Eingriff von maximal zwei Ventileinheiten im Kanal kann mit dieser Lösung auch eine Kurvenfahrt unter Verwendung gebogener Kanalstücke realisiert werden.

5.1.2 Konzept D2 (Sternkonzept)

Dieses Konzept basiert auf der Idee des unter Abschnitt 2.2.4 vorgestellten Systems *Distribut-Air*[®]. Die wesentlichen Unterschiede zu *Distribut-Air*[®] sind die Reduzierung der Luftverluste beim Aufheben der druckluftführenden Verbindungen durch Verminderung der Schadvolumina der Verbindungs- und Ventilelemente (siehe Abschnitt 6.2.4) und ein vereinfachter Druckluftkanal mit in regelmäßigen Abständen angeordneten Bohrungen nach dem in Konzept *D1* vorgestellten Prinzip. Das Entnahmerad besitzt

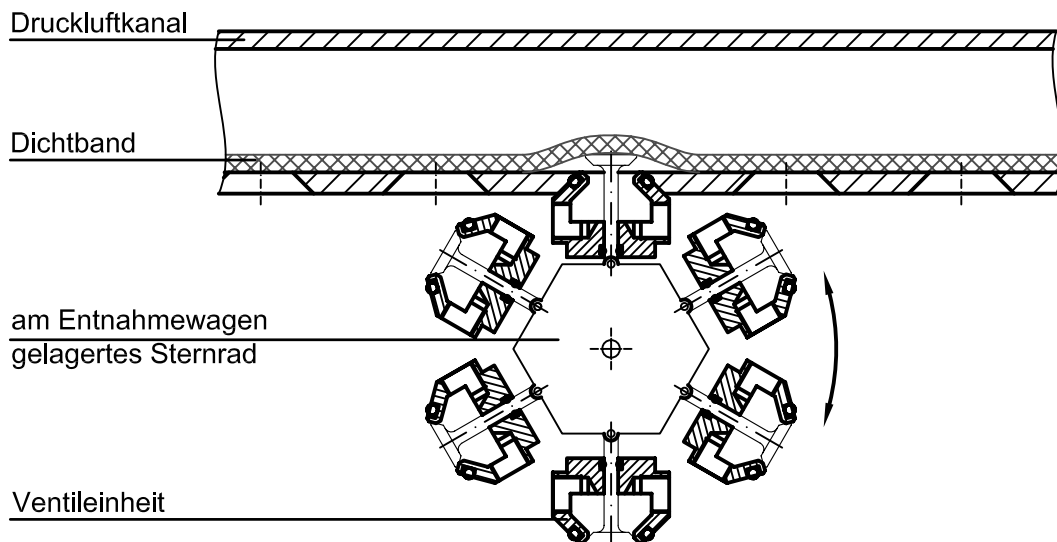


Abbildung 5.5: Konzept *D2* (Prinzipskizze)

sternförmig angeordnete Ventileinheiten, ebenfalls nach dem Vorbild von Konzept *D1*, die miteinander und über eine Drehdurchführung mit dem Verbraucher verbunden sind (vgl.

Abbildung 5.5). Das Entnahmerad kann nur maximal zwei druckluftführende Verbindungen herstellen. Beim Abrollen des Sterns am Kanal sind ungünstige Eingriffsverhältnisse zu beachten. Die Zapfventile müssen um eine zur Entnahmeradachse parallelen Achse schwenkbar sein. Aufgrund des Polygoneffektes, der vom Teilungswinkel der Ventile am Umfang abhängt, muss ein Lageausgleich der Zapfventile oder des gesamten Entnahmerades in transversaler Richtung zum Kanal vorgesehen werden.

Eine Variante des Systems besteht in der Verwendung von zwei Entnahmerädern. Auch dabei muss ein Lageausgleich der Entnahmeräder zum Kanal hin ermöglicht werden. Die Eingriffsverhältnisse sind allerdings stark vereinfacht, da zu keinem Zeitpunkt zwei druckluftführende Verbindungen pro Entnahmerad aufgebaut sein müssen.

Auch mit diesem Konzept ist die Kurvenfahrt an gebogenen Kanalstücken möglich. Ein Antrieb kann aufgrund der formschlüssigen Verbindung zwischen den Ventileinheiten und den konischen Bohrungen im Kanal durch Antreiben des Sterns erfolgen.

5.1.3 Konzept D3 (Raupekonzept)

Das Konzept *D3*, das im Folgenden als *Raupekonzept* bezeichnet wird, besitzt wie die vorangegangenen Konzepte einen Druckluftkanal mit äquidistanten konischen Bohrungen, die mit einem Elastomerdichtband verschlossen werden. Am Druckluftkanal wird über Trag- und Führungsrollen ein Entnahmewagen geführt. Der Entnahmewagen führt über zwei Trommeln mit polygonförmigem Querschnitt eine endlose Kette, die am Kanal abwälzen kann (vgl. Abbildung 5.6). Die Trommeln besitzen an den Polygonseiten

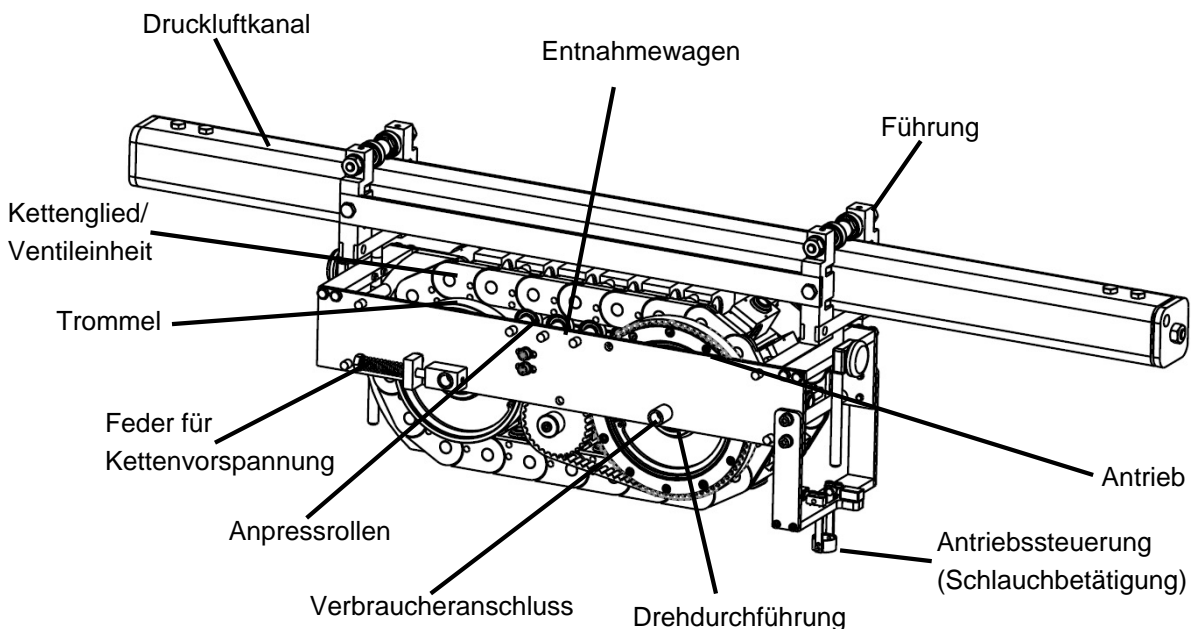


Abbildung 5.6: Funktionsmodell Konzept *D3* (*Raupekonzept*)

konische Bohrungen, die wie beim Kanal durch ein Dichtband verschlossen werden. Die

Kettenglieder sind Ventileinheiten, die in transversaler Richtung zur Kettenlängsachse einen konischen Sitz aufweisen. Die Sitze sind abwechselnd zum Kanal und zu den Trommeln hin angeordnet. Durch den Eingriff der Sitze in die konischen Bohrungen des Kanals und der am Umfang der Trommel angeordneten konischen Bohrungen besteht Formschluss zwischen den Partnern Kanal-Kette und Kette-Trommel. Wird der Wagen entlang des Kanals bewegt, so wälzt die Kette am Kanal ab, wie es von Raupenfahrwerken her bekannt ist. Lediglich der Kraftfluss ist dabei umgekehrt - hier wird die Trommel über die Kette angetrieben. Die Ventileinheit jedes Kettengliedes besitzt einen Schieber, der das Ventilgehäuse im nicht betätigten Zustand nach außen abdichtet und bei Betätigung das Dichtband im Kanalinnern bzw. im Trommelinnern abhebt, sodass eine druckluftleitende Verbindung zwischen Kanal und Ventileinheit bzw. zwischen Ventileinheit und Trommel entsteht. Eine schlauchähnliche Verbindung zwischen den Ventileinheiten stellt eine Druckluftleitung innerhalb der Kette her. Damit ist es möglich, vom Kanalinnenraum über die Kette in die Trommel eine Druckluftverbindung herzustellen. Der Bohrungsabstand des Kanals sowie die Bohrungsteilung an der Trommel entsprechen der doppelten Teilung der Kette. Damit wird ermöglicht, dass mehrere Ventile gleichzeitig im Eingriff sind sowohl am Kanal als auch an der Trommel. Die Nabe der Trommel ist auf einer Hohlwelle gelagert, die im nabeninneren Bereich radiale Bohrungen besitzt durch die Druckluft vom Trommelinneren in die Welle strömen kann. Die Trommel wird zur Welle hin mit einem Dichtelement, wie es in Pneumatik-Drehdurchführungen verwendet wird, abgedichtet (z. B. druckbelastbarer Wellendichtring). Damit kann an der Hohlwelle dauerhaft Druckluft entnommen werden.

In dem in Abbildung 5.6 dargestellten Funktionsmodell dieses Konzepts werden die Ventile über Schaltleisten betätigt. Die Abdichtung zwischen Ventilgehäuse und Kanal und zwischen Ventilgehäuse und Trommel erfolgt über einfache im Konus integrierte O-Ringe. Um eine sichere Abdichtung zu gewährleisten, müssen die Ventileinheiten mit einer Mindestanpresskraft an den Kanal und an die Trommeln gedrückt werden. Zum Kanal hin wird dies mit Federn, die den Trommelwagen gegen den Kanal drücken, und Anpressrollen, die die Kette unterstützen, erreicht. Die Anpressung an die Trommeln wird durch das Vorspannen der Kette realisiert. Eine Kurvenfahrt ist möglich, wenn maximal zwei Ventileinheiten zwischen Kette und Kanal im Eingriff sind. Wenn ein Antrieb benötigt wird, kann dieser an einer der Trommeln angreifen.

5.2 Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Konzepte gewährleisten eine kontinuierliche Druckluftversorgung durch Herstellen einer dauerhaft druckluftführenden Verbindung. Alle Systeme verfügen über ein Dichtungssystem, das einen längsgeschlitzten, druckluftführenden Kanal zur Umgebung und gegen einen Zapfrüssel abdichtet. Der Zapfrüssel, der durch den Längsschlitz in das Innere des Kanals geführt wird, kann eine translatorische Bewegung entlang des Kanals ausführen. Außerhalb des Zapfrüssels wird der geschlitzte Kanal durch eine Längsdichtung und einer Gegendichtfläche, die ebenfalls als Dichtung ausgeführt sein kann, gegen einen Luftaustritt verschlossen. Im Bereich des Zapfrüssels müssen die beiden Dichtpartner getrennt werden und zum Zapfrüssel ab-

dichten. Die Form eines entsprechenden Zapfrüssels muss an den Enden verjüngt und dazwischen „sanft geschwungen“ sein, ohne schroffe Übergänge und dabei eine möglichst geringe Breite besitzen. Betrachtet man allerdings die Belastungen von Dichtungen und Dichtband und berücksichtigt die in Kapitel 3 erläuterte Elastomerreibung, so wird deutlich, dass alleine ein gute Form des Zapfrüssels zwar für eine zuverlässige Dichtheit sorgt, jedoch keine geringen Verschiebekräfte gewährleisten kann. Die Anpresskraft der Dichtungen an den Zapfrüssel ist abhängig vom Innendruck p_1 und würde bei herkömmlichen Dichtungsausführungen sehr große Werte annehmen. Um dies zu vermeiden, muss es das Ziel sein, im Zapfrüsselbereich die Anpresskräfte konstant und nur knapp über dem Wert der zum Abdichten erforderlichen Mindestpressung zu halten. Die Breite des Längsschlitt-

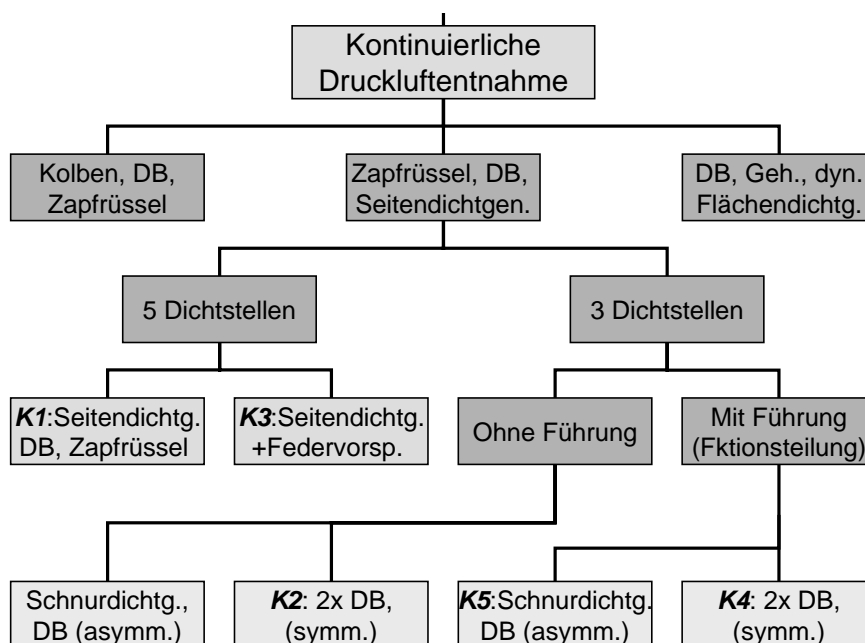


Abbildung 5.7: Übersicht über die neuen Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme

zes ist verantwortlich für die Hauptabmessungen der eingesetzten Längsdichtungen. Im Folgenden werden die Längsdichtungen, die am Verschluss des Längsschlittes beteiligt sind und sich damit über die gesamte Kanallänge erstrecken, als *Dichtbänder* bezeichnet. Die Dichtungssysteme sind großen Belastungen infolge des Innendrucks und des Kontakts zwischen Dichtlippe und Zapfrüssel ausgesetzt. Die zweitgenannte Belastung ist bei der Bewegung des Zapfrüssels eine dynamische Belastung.

Von den Systemen mit kontinuierlicher Druckluftentnahme werden fünf Konzeptbeispiele vorgestellt, anhand derer die zu überwindenden Schwierigkeiten bei der Findung einer anforderungsgerechten Lösung verdeutlicht werden können.

5.2.1 Konzept K1

Das Konzept *K1* besteht aus einem an der Unterseite längsgeschlitzten Druckluftkanal mit drei Dichtelementen und einem Entnahmewagen mit konstant breitem Stutzen, der durch den Schlitz in das Kanalinnere ragt. Über eine Bohrung im Stutzen wird Druckluft nach außen geführt.

Die Funktionsweise wird anhand der Zeichnungen eines Funktionsmodells, mit dem verschiedene Untersuchungen durchgeführt wurden, in Abbildung 5.8 verdeutlicht. Der

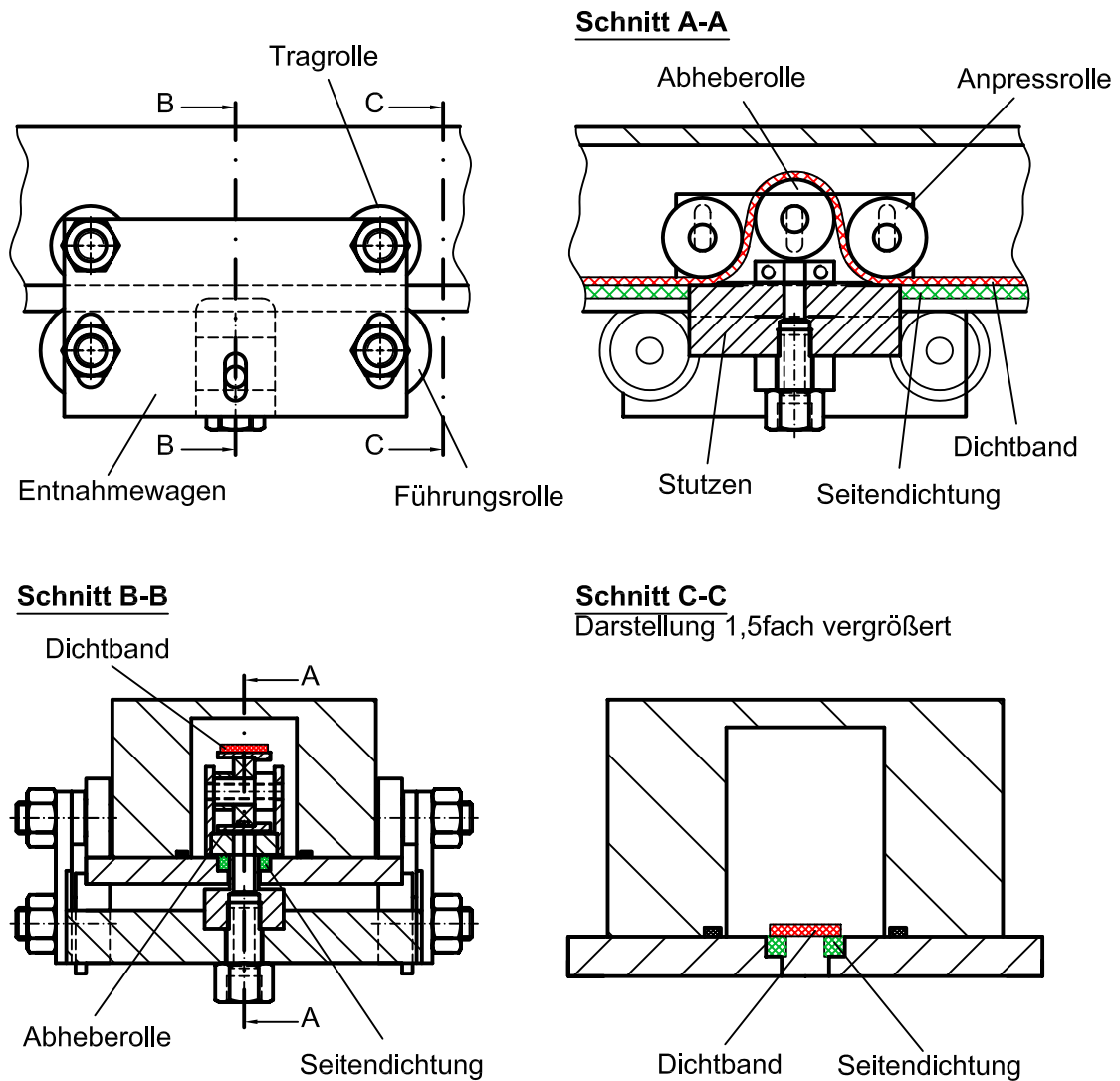


Abbildung 5.8: Konzept *K1*: Funktionsmodell

längsgeschlitzte Kanal besitzt an den Seiten des Schlitzes Längsdichtungen, die in diesem Abschnitt als Seitendichtungen bezeichnet werden. Der Längsschlitz wird in den Bereichen außerhalb des Entnahmewagens durch ein einfaches Elastomerdichtband mit rechteckigem Querschnitt verschlossen. Der Stutzen des Entnahmewagens ragt gerade so weit in den Druckluftkanal, dass er an seiner Oberkante mit den am Druckluftkanal

verklebten Seitendichtungen, die einen rechteckigem Querschnitt besitzen, bündig abschließt. In der Mitte des Stutzens wird das Elastomerdichtband abgehoben, sodass es die Bohrung im Entnahmestutzen für die Leitung der Druckluft nach außen freigibt. In den Stutzenendbereichen wird das Dichtband mit Umlenkrollen gegen die Stutzenoberseite gepresst, um damit die Abdichtung zwischen Stutzen und Dichtband zu erreichen. Zum Kanal wird der Stutzen durch die Seitendichtungen abgedichtet. Das System verfügt demnach über fünf dynamisch beanspruchte Dichtungspaarungen:

1. Dichtband-Seitendichtung links
2. Dichtband-Seitendichtung rechts
3. Dichtband-Stutzen
4. Seitendichtung links-Stutzen
5. Seitendichtung rechts-Stutzen

Zum Anheben und Umlenken des Hauptdichtbandes sind hier wälzgelagerte Rollen vorgesehen. In Abbildung 5.9 ist die Innenseite des demontierten Druckluftkanals des Funktionsmodells mit Entnahmewagen dargestellt.

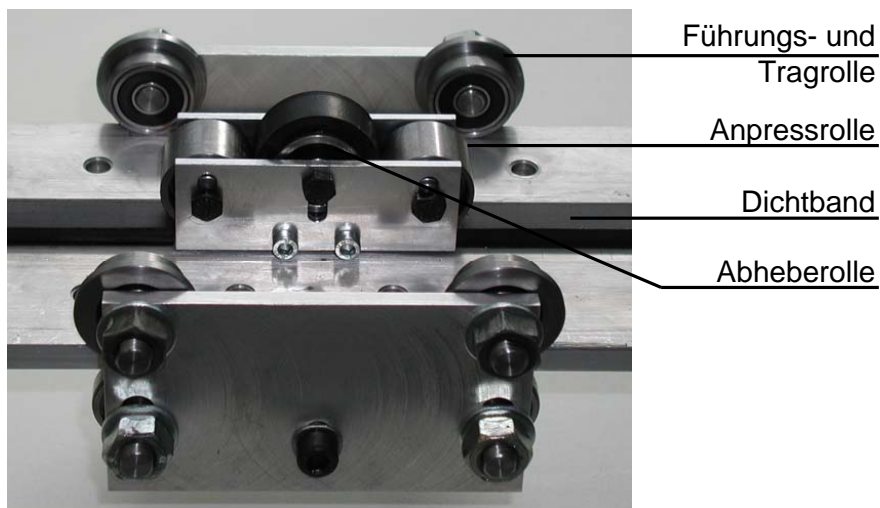


Abbildung 5.9: Konzept *K1*: Kanalinnenseite des Funktionsmodells

Bei der Bewegung des Stutzens in x -Richtung werden durch Reibung zwischen Stutzen und Seitendichtung neben Schub- auch Zug- und Druckspannungen in den Seitendichtungen erzeugt. Damit können bei Verwendung eines als inkompressibel anzunehmenden Elastomerwerkstoffs für die Dichtungen große Querkontraktionen auftreten. Diese wiederum führen zu starken Unterschieden in der Vorspannung der Seitendichtungen an den beiden Stutzenenden. Die Seitendichtungen müssen deshalb in Kanallängsrichtung eine hohe Steifigkeit aufweisen, um eine sichere Abdichtung zu gewährleisten. Eine Möglichkeit zur Vermeidung dieser Probleme wäre das Anpressen der Seitendichtungen mit konstanter Kraft, z. B. durch Federn, an den Stutzen an Stelle des beim Funktionsmodell verwirklichten konstanten Abstands zwischen der Anlagefläche der Seitendichtungen am

Kanal und dem Stutzen in y -Richtung. In y -Richtung dagegen sollte die Steifigkeit gering sein, um fertigungsbedingte Lage- und Oberflächentoleranzen am Stutzen ausgleichen zu können.

Die Anforderungen an die Längssteifigkeit (x -Richtung) des Dichtbands sind noch höher als bei den Seitendichtungen. Der Grund liegt darin, dass das Dichtband zwar an seinen Enden am Kanal eingespannt ist, in den Bereichen dazwischen jedoch nur die Reibung gegenüber dem Kanal das Verschieben des Dichtbands in Längsrichtung verhindert (im Gegensatz zu den verklebten Seitendichtungen). Für die Anpressung des Dichtbands auf die Stutzenoberseite wurde der Abstand der Anpressrolle zum Stutzen fest eingestellt. Weiterhin werden beim Verfahren des Stutzens in Kanallängsrichtung aufgrund der Rei-

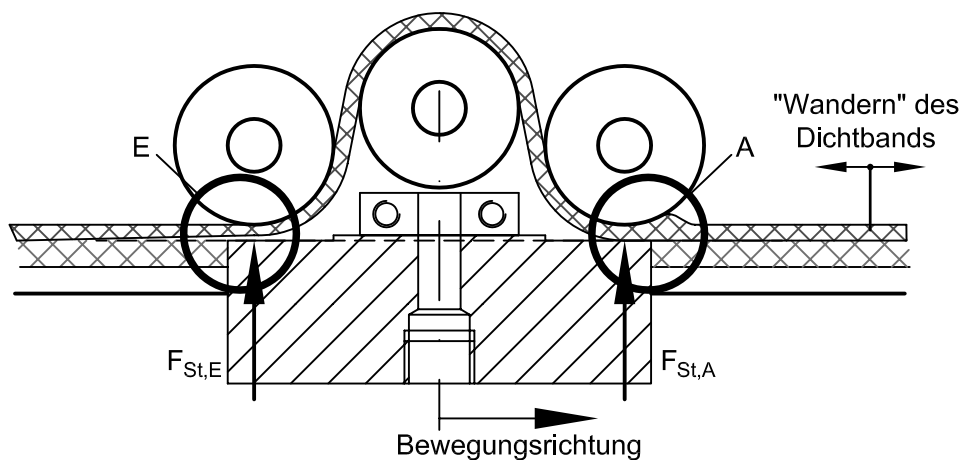


Abbildung 5.10: Konzept $K1$: Bewegung des Entnahmewagens

bung zwischen Stutzen und Dichtband Zug- und Druckspannungen in x -Richtung im Dichtband erzeugt. Aufgrund der Querkontraktion wird eine „Verdickung“ des Dichtbands am vorderen Stutzenende a (in Bewegungsrichtung) und eine Verjüngung des Dichtbands am hinteren Stutzenende verursacht (vgl. Abbildung 5.10). Die Folge sind sehr hohe Anpresskräfte $F_{St,A}$ am Stutzenanfang und sehr geringe Anpresskräften $F_{St,B}$ zwischen Dichtband und Stutzen am hinteren Stutzenende B. Daraus resultieren sehr hohe Reibkräfte vorne am Stutzen und eine unzulängliche Abdichtung am - in Fahrtrichtung - hinteren Stutzenende. Zur Abhilfe ist eine konstante Anpresskraft der Rolle, z. B. ebenfalls durch Federn, denkbar. Eine Erhöhung der Steifigkeit in Längsrichtung durch Verwendung eines Elastomerdichtbands, das durch ein Gewebeeinlage verstärkten ist, brachte keine befriedigende Verbesserung der Querdehnungen beim Verfahren des Wagens. Die Biegesteifigkeit in Längsrichtung I_z muss dagegen gering sein, damit das Dichtband gut abgehoben werden kann.

Die Schwierigkeit bei diesem Konzept liegt darin, im Bereich der Stutzenenden vier Körper gegeneinander abzudichten: die beiden seitlichen Dichtungen, den Stutzen und das Hauptdichtband. Zum Ausgleich von toleranzbedingten Maß- und Lageabweichungen sind weiche Dichtungen erforderlich. Reibkräfte, Kontaktkräfte und Druckkräfte verursachen bei den weichen Dichtungen starke Verformungen, die die Einstellung defi-

nierter Kontaktverhältnisse zwischen den Dichtpartnern unter unterschiedlichen Systemzuständen (Druck, Bewegung) unmöglich machen.

5.2.2 Konzept K2

Das Konzept *K2* sieht einen an der Unterseite längsgeschlitzten Druckluftkanal vor, an dem ein Entnahmewagen bewegt werden kann. Zum Verschließen des Schlitzes befinden sich an der Kanalinnenseite zwei symmetrisch zur Schlitzmitte angeordnete Dichtbänder, die im drucklosen Zustand durch Vorspannung an ihren Dichtlippen gegeneinander gepresst werden (vgl. Abbildung 5.11). Im Bereich des Entnahmewagens hebt ein zur x - z -Ebene und zur y - z -Ebene symmetrischer Zapfrüßel die beiden Dichtflächen voneinander ab. Die Dichtfläche dichtet dabei zum Zapfrüßel ab. Der Zapfrüßel ist in y -Richtung fixiert. Bei Druckbeaufschlagung der Kanalinnenseite wirkt auf die Dichtbandflanken der Innendruck p_1 und verstärkt so die Anpressung der Dichtflächen (*selbstverstärkende Dichtung*). Durch Bohrungen im Zapfrüßel wird die Druckluft nach außen geführt. In Abbildung 5.12 ist das Konzept vereinfacht dargestellt.

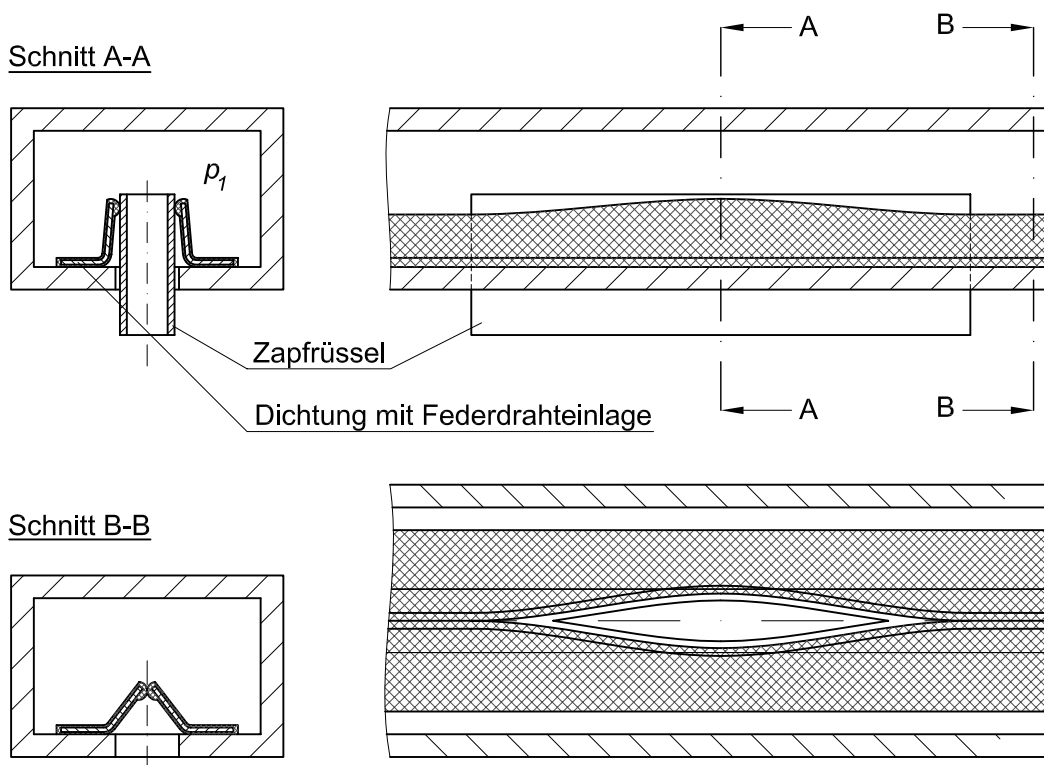


Abbildung 5.11: Konzept *K2*

Die Führung des Entnahmewagens und des Zapfrüßels sind nicht abgebildet. Bei Konzept *K2* wird das Ziel verfolgt, die Eigenschaften des Dichtbands und die Form des Zapfrüßels so anzupassen, dass eine über der Zapfrüßellänge konstante Flächenpressung in den Kontaktflächen zwischen Zapfrüßel und Dichtband erreicht wird. In diesem Fall

geschieht dies dadurch, dass die Biegesteifigkeit EI_z und die Torsionssteifigkeit $GI_{t,x}$ minimiert werden. Für den theoretischen Fall, dass beide Steifigkeiten verschwindend gering sind, kann sich das Dichtband an seiner oberen Kante unter gleichmäßiger Anpressung an eine beliebige Zapfrüselform anschmiegen. Die Druckkraft auf die Dichtbandflanke im Bereich des Zapfrüssels verteilt sich auf die Lagerung an der unteren Dichtbandkante und die Pressung zum Zapfrüssel. Das Flächenträgheitsmoment I_x soll hoch sein, damit sich das Dichtband nicht unterhalb der Dichtlippe an den Zapfrüssel anlegt. Dazu können beispielsweise Einlagen aus Federstahldraht in z-Richtung in das Dichtband vorgesehen werden. Abhängig von der Flankenhöhe des Dichtbands und dem Kanalinnendruck kann die Flächenpressung sehr groß werden. Die Folge daraus sind sehr hohe Reibkräfte, die sich gleichmäßig über die Zapfrüssellänge verteilen. Eine Abschätzung der Flächenpressung und deren Auswirkungen auf die Berührbreite im Dichtspalt wird in Kapitel 7 gezeigt.

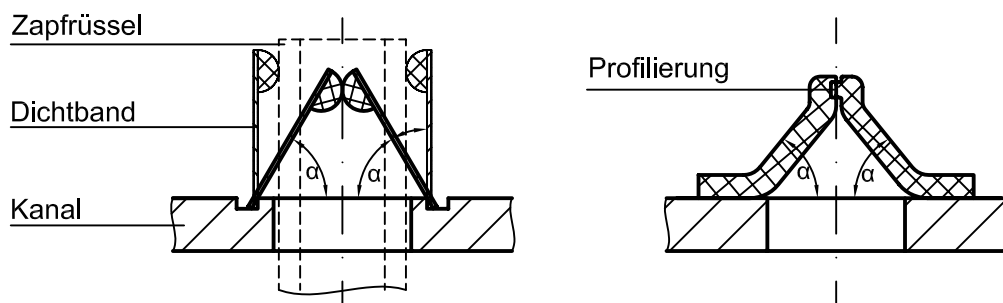


Abbildung 5.12: Konzept $K2$; links: Lage der Dichtbänder zueinander; rechts: profilierte Dichtbänder

Tatsächlich können die Biegesteifigkeit EI_z und die Torsionssteifigkeit $GI_{t,x}$ bei möglichst großer Biegesteifigkeit EI_x nur bedingt reduziert werden, sodass sich eine bestimmte Biegelinie für das Dichtband einstellt. Da die Druckkräfte im Vergleich zu den Widerständen im Dichtband extrem groß sind, kann die Pressung im nicht bewegten Zustand annähernd konstant gehalten werden. Die durch die Reibung erzeugten Schubspannungen beim Verschieben des Zapfrüssels verändern den Pressungsverlauf.

Gestaltung:

Um die Funktion der vorgestellten Dichtungsanordnung zu gewährleisten, muss sichergestellt sein, dass sich die Dichtflächen der beiden Dichtbänder nach dem Abheben durch den Zapfrüssel wieder so berühren, dass der geschlitzte Druckluftkanal sicher abgedichtet wird. Dazu muss sich an beiden Dichtbändern der gleiche Winkel α zur Zapfrüselachse einstellen (vgl. Abbildung 5.12, links). Um dies zu erreichen, werden drei Möglichkeiten vorgeschlagen:

1. Der Zapfrüssel wird bezüglich seiner Lage in y -Richtung exakt zu den Dichtbändern in Position gehalten, sodass die relative Lage der Dichtflächen zueinander im Rahmen der eingehaltenen Toleranzen bestimmt ist. Es besteht dabei die Gefahr, dass kleinste Störungen zur Instabilität der Lage führen, weil die Kräfte, die die beiden Dichtungen aufeinander ausüben, nicht koaxial sind und Komponenten in

z -Richtung besitzen. Die z -Komponente kann dazu führen, dass ein Dichtband „durchrutscht“, (d.h. dass α größer wird) und dabei das zweite Dichtband „zur Seite schiebt“ (d.h. dass α kleiner wird). In diesem Fall wäre das System undicht und das Abheben der Dichtungen durch den Zapfrüssel kann zur Zerstörung der Dichtungen führen.

2. Der Winkel α wird durch einen Anschlag derart begrenzt, dass ein „Durchrutschen“ der Dichtungen verhindert wird. Da ein solcher Anschlag aufgrund der räumlichen Verhältnisse nicht in Dichtflächennähe angebracht werden kann, muss berücksichtigt werden, dass die Dichtbänder bei unterschiedlichen Systemdrücken unterschiedliche Durchbiegungen aufweisen, die wiederum die Lage der Dichtflächen beeinflussen.
3. Die Dichtflächen sind so profiliert, dass sie sich in der richtigen Position verhaken können. Gemeinsam mit einer der oben genannten Positionierungshilfen kann somit außerhalb des Zapfrüsselbereichs eine stabile Lage der Dichtbänder erreicht werden (vgl. Abbildung 5.12, rechts).

Ein Vorteil dieses Systems im Vergleich zu Konzept *K1* ist, dass beim Verfahren des Zapfrüssels eine Relativbewegung zwischen Dichtlippe und Zapfrüssel quer zur Dichtlippe besteht. Dies wirkt sich positiv auf die Schmierung des Systems aus, weil die Dichtlippe in diesem Fall Schmiermittel zur Seite des höheren Pressungsgradienten, also der druckbeaufschlagten Seite, fördert (vgl. Abschnitt 3.2).

5.2.3 Konzept K3

Die wesentlichen Komponenten dieses Konzepts sind, wie schon beim vorigen Konzept, ein längsgeschlitzter Kanal, ein Zapfrüssel und zwei symmetrisch zueinander angeordnete Dichtungen, die gegeneinander und zum Zapfrüssel abdichten (vgl. Abbildung 5.13). Die beiden Längsdichtungen werden durch Federn, die als Elastomerbauteil oder Stahlfeder ausgeführt sein können, gegeneinander bzw. gegen den Zapfrüssel gepresst, um die erforderliche Dichtwirkung zu erzielen. Wenn sichergestellt wird, dass die federkraftbeaufschlagte Fläche der Dichtung nicht druckbeaufschlagt ist, dann liegt eine weitestgehend *druckneutrale Dichtung* vor. Dies kann z. B. durch den Einsatz einer Membrane erreicht werden, die leckagefrei zum Kanal und zur Dichtung abdichtet, wie in Abbildung 5.14 dargestellt. Wählt man die Anpresskraft so, dass sich an den Kontaktflächen die erforderliche Mindestpressung einstellt, so sind die Anpress- und Reibkräfte beim Verfahren des Zapfrüssels entlang des Kanals minimal. Die technischen Voraussetzungen sind eine nahezu reibungsfreie Bewegung der Dichtungen in ihrer Führung in y -Richtung bei gleichzeitiger Abdichtung zwischen dem Kanal und der Dichtung, sodass die zum Zapfrüssel parallele Fläche der Dichtung nicht mit Druck beaufschlagt wird. Die Führungskräfte für die Dichtung sind abhängig von der druckbeaufschlagten Fläche der Dichtung. Die Form des Zapfrüssels kann für den reibungsfreien Fall (theoretisch) mit der Biegelinie der Dichtung als beidseitig eingespannter Balken mit der Biegesteifigkeit EI_z , der mit zwei Belastungen beaufschlagt ist, angenähert werden. Diese Belastungen sind im Einzelnen die Federkräfte und die Anpressung an den Zapfrüssel bzw. das zweite Dichtband. Eine ähnliche Bestimmung einer Zapfrüßelform wird in Kapitel 7 vorgestellt.

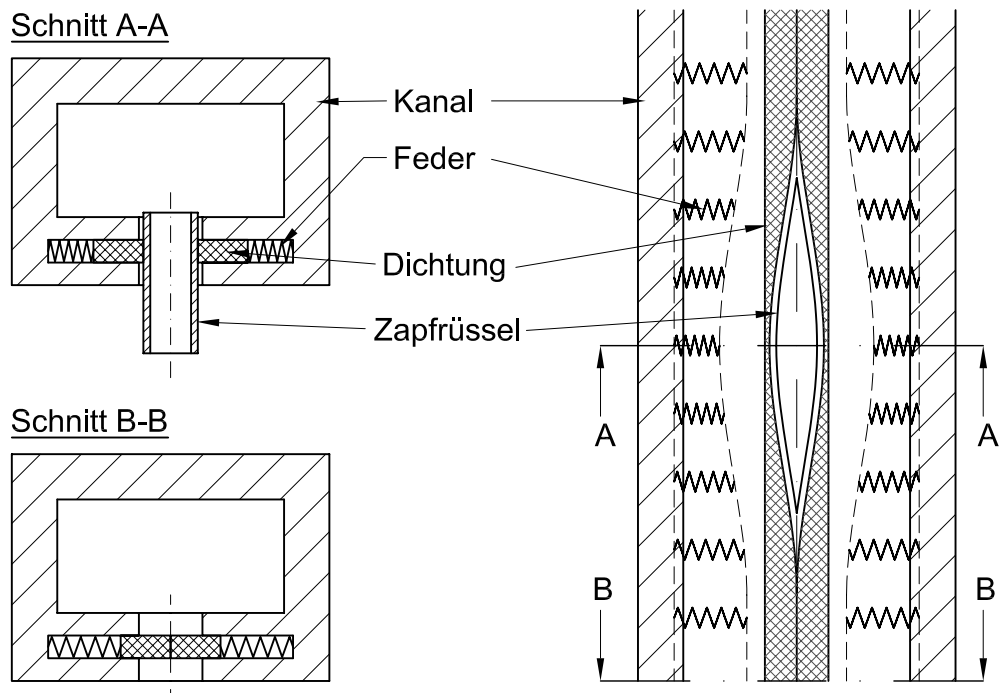


Abbildung 5.13: Konzept *K3*

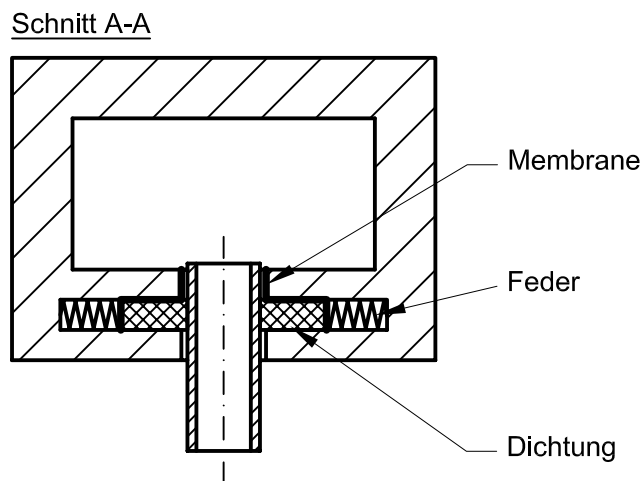


Abbildung 5.14: Konzept *K3* mit Membrane

Bei diesem Konzept besteht durch die ausschließliche Längsbewegung zwischen Dichtelement und Zapfrüssel die Gefahr, dass der Schmierfilm zwischen den Reibpartnern sehr schnell abnimmt (vgl. Abschnitt 3.2).

5.2.4 Konzept K4

Das Konzept K4 ähnelt im Aufbau sehr dem Konzept *K2* mit den Komponenten: längsgeschlitzter Druckluftkanal mit zur x - z -Ebene und zur y - z -Ebene symmetrischem Zapfrüssel, der an einem Entnahmewagen geführt ist, und zwei Dichtbändern, die den Luftaustritt aus dem Kanal verhindern. Während bei der unter Abschnitt 5.2.2 vorgestellten Lösung die Dichtkontaktfläche die Aufgaben *Führen* und *Abdichten* übernimmt, werden hier diese Funktionen von zwei Bereichen des Dichtbands und des Zapfrüssels übernommen. Für die Führung und die Aufnahme der Druckkräfte wird über die gesamte Zapfrüssellänge eine Gleitschiene am Zapfrüssel fixiert, die das Dichtband abstützt (vgl. Abbildung 5.15). Der Führungsteil des Dichtbands, der Dichtbandträger, muss sehr

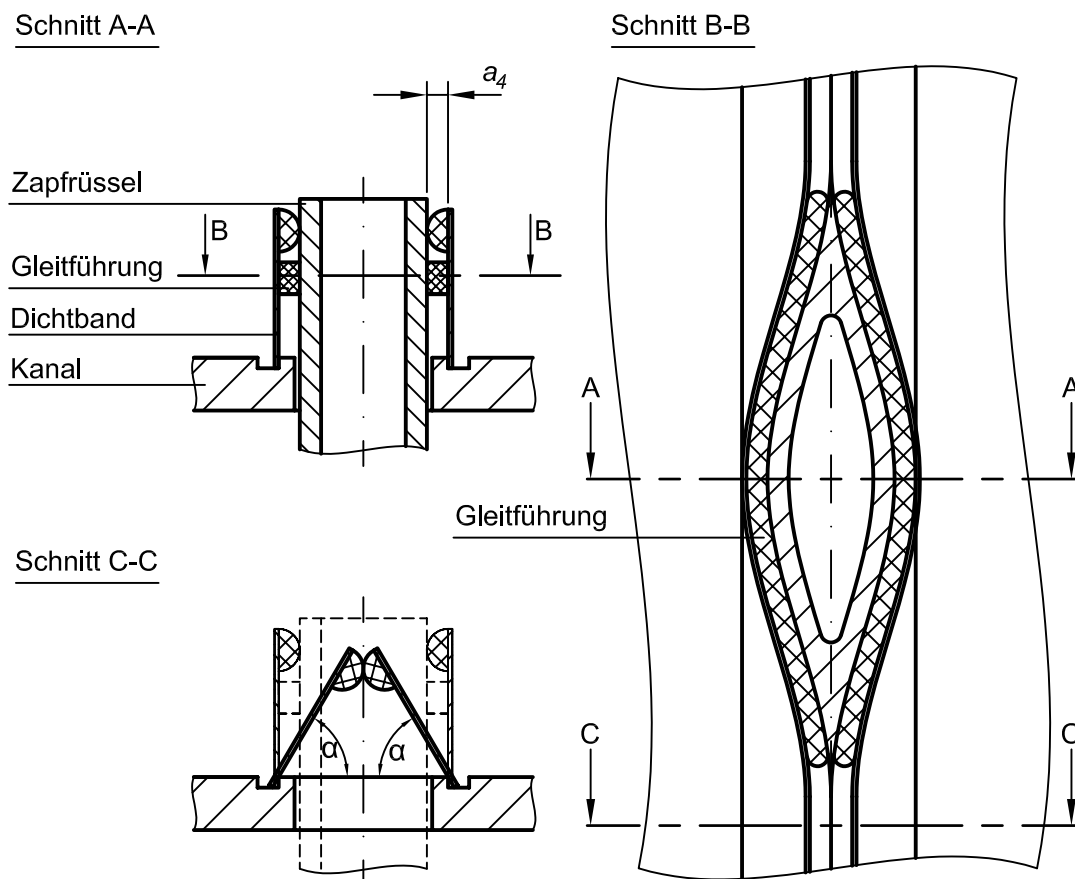


Abbildung 5.15: Führung des Dichtbands bei Konzept *K4*

hart und „glatt“ sein. Die Biegesteifigkeit EI_x muss groß sein, damit die Druckbelastung auf die Führung übertragen werden kann, während die Biegesteifigkeit EI_z klein

gewählt wird, um möglichst gleichmäßige Führungskräfte zu erreichen. Um diese beiden Eigenschaften im Dichtband umzusetzen, wird als Trägerwerkstoff für das Dichtband ein Federstahlband vorgesehen. An der oberen Seite des Bandes wird eine Dichtlippe aus einem Elastomer aufvulkanisiert. Es ist damit möglich, eine gleichmäßige und kleine (Mindestflächenpressung) Kontaktpressung in der Dichtfläche zu erzielen.

Durch genaues Einstellen des Abstands a_4 über die gesamte Zapfrüssellänge (vgl. Abbildung 5.15) kann eine definierte Vorspannung des Dichtelements erreicht werden. Eine ähnliche Konstellation mit konstantem Abstand zwischen Gleitfläche und Aufnahme des Dichtelements und einer Bewegung entlang des Dichtelements findet man bei Radialwellendichtringen. Das Dichtelement könnte demnach als „Abwicklung eines Radialwellendichtrings“ gestaltet werden, z. B. mit einer Dichtlippe von druckbelastbaren Radialwellendichtringen der Bauform BABSL oder mit PTFE Dichtlippe (vgl. Abschnitt 3.3).

Die Gleitschiene kann aus PTFE (evtl. mit Glasfaserverstärkung) hergestellt werden.

5.2.5 Konzept K5

Das Konzept *K5* ist eine Weiterentwicklung des zuletzt vorgestellten Konzepts. Die Hauptkomponenten des Systems sind auch hier der geschlitzte Kanal, ein Zapfrüssel und zwei Längsdichtungen. Bei der in Abbildung 5.16 dargestellten Variante ist der Zapfrüssel

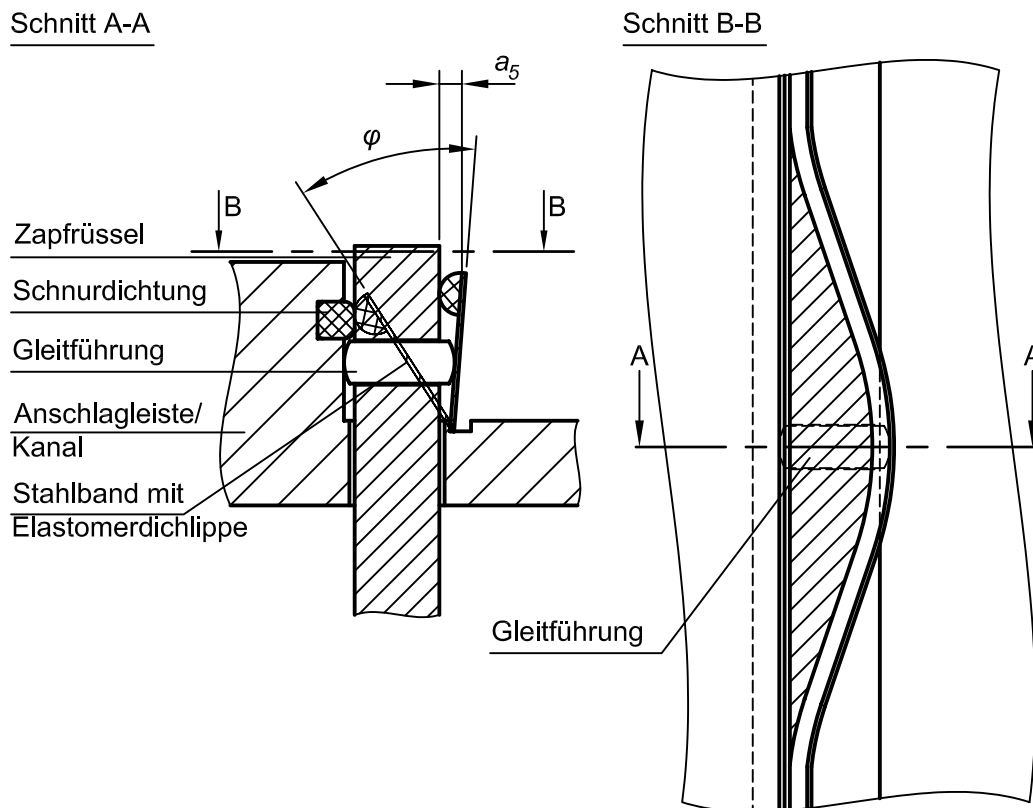


Abbildung 5.16: Konzept *K5* in einer Variante mit asymmetrischem Zapfrüssel

symmetrisch zur y - z -Ebene, jedoch nicht zur x - z -Ebene. Der Zapfrüßel besitzt eine abgeflachte Seite, die gegen eine Schnurdichtung, die wiederum in eine Anschlagleiste eingelassen ist, abdichtet. An der gegenüberliegenden gewölbten Seite liegt ein Dichtband an. Schnurdichtung und Dichtelement des Dichtbands müssen außerhalb des Zapfrüßelbereichs gegeneinander abdichten. Während die Schnurdichtung den Zapfrüßel über die gesamte Zapfrüßellänge auf gleicher Höhe berührt, ist die Berührhöhe auf der gewölbten Seite über der Zapfrüßellänge verschieden. Daraus resultiert ein Moment um x auf den Zapfrüßel, das bei der Gestaltung der Zapfrüßelaufnahme berücksichtigt werden muss. Im Zapfrüßel ist eine Gleitführung gelagert, die das Dichtband in der Mitte des Zapfrüßels gegen die Anschlagleiste abstützt. Das Dichtband besteht aus einem Träger aus Federflachstahl und einer Elastomerdichtfläche und ist an der unteren Dichtbandkante zum Kanal gelagert und abgedichtet. Der Zapfrüßel ist in y -Richtung verschiebbar gelagert und wird durch die Anpresskräfte, die von den beiden Dichtungen ausgeübt werden, in Position gehalten. Das Dichtband ist im statischen Zustand mit der Druckkraft auf seine Flanke, mit der Anpresskraft zum Zapfrüßel und mit der Punktlast durch die Gleitführung beaufschlagt. Die Besonderheit dieses Konzepts ist, dass die Kontur der gewölbten Zapfrüßelseite und die Steifigkeit des Dichtbands so gewählt werden, dass die resultierende Biegelinie des Dichtbands im Bereich der Dichtlippe aufgrund der genannten Belastungen der Zapfrüßelkontur entspricht. Wenn dies gelingt, stellt sich ein konstanter Abstand a_5 zwischen dem Dichtbandträger und der Anschlagleiste ein. Durch

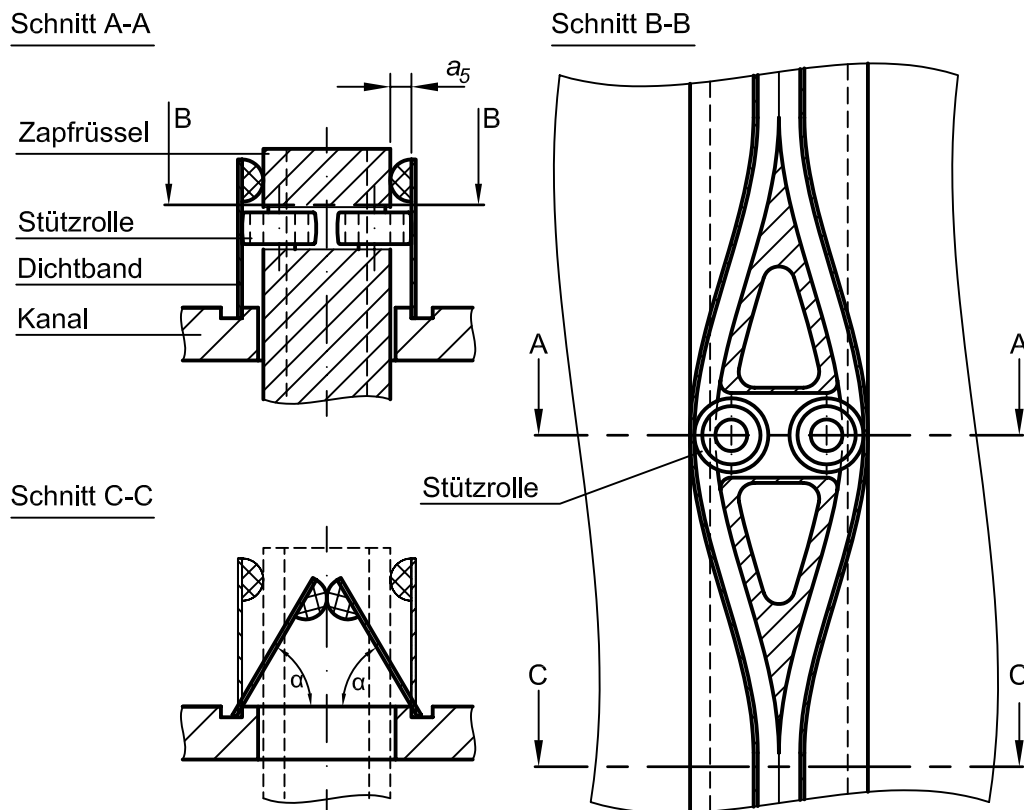


Abbildung 5.17: Konzept $K5$ in einer Variante mit Wälzführung

gezieltes Einstellen des Abstands wird die Flächenpressung der Dichtung zum Zapfrüssel bestimmt.

In Abbildung 5.17 ist eine weitere Variante des Konzepts *K5* mit symmetrischem Zapfrüssel und zwei identischen Dichtbändern dargestellt. Die Dichtbänder werden hier durch Wälzführungen gegen den Zapfrüssel abgestützt. Dadurch werden die Widerstandskräfte gegen Verschieben des Zapfrüssels gegenüber einer Gleitführung stark reduziert. Auch in diesem Fall müssen Zapfrüsselkontur und Dichtbandsteifigkeiten aufeinander abgestimmt werden, um über der Zapfrüssellänge gleichmäßige Anpresskräfte der Dichtlippen zu erzielen. Wie die Steifigkeit und die Zapfrüsselkontur ermittelt werden, wird in Kapitel 7 bestimmt.

5.3 Konzeptvergleich

In diesem Abschnitt werden die Erkenntnisse, die mit den vorgestellten Konzepten gewonnen wurden, diskutiert. Die Ergebnisse dienen als Grundlage für die weiteren Untersuchungen.

Der Schwerpunkt der Entwicklung des Konzepts *D1* war das neue Dichtungssystem, bestehend aus den einfachen Zapfstellen am Druckluftkanal, die durch ein Dichtband verschlossen werden, und der Ventileinheit, die die Druckluftleitung zum Verbraucher im nichtbetätigten Zustand verschließt und mit dem Druckluftkanal im betätigten Zustand verbindet. Dieses System bietet damit die Grundlage für die Konzepte *D2* und *D3*, die eine kontinuierliche Druckluftzuführung durch eine diskontinuierliche Druckluftentnahme ermöglichen. Aufgrund der aufwändigen Kinematik des Konzepts, die zur Realisierung einer kontinuierlichen Druckluftversorgung eingesetzt wird, wird das Konzept *D1* nicht weiter verfolgt.

Das Konzept *D2* mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme hat deutliche Vorteile beim Realisieren der Ventilbetätigung während des Verfahrens gegenüber Konzept *D1* und deutliche Vorteile beim Luftverlust gegenüber dem in Kapitel 2 vorgestellten *Distribut-Air*[®]. Das Konzept wird trotzdem wegen der komplexen Verhältnisse für den Eingriff der sternförmig angeordneten Ventileinheiten in die Bohrungen des Druckluftkanals nicht weiter verfolgt.

Bei Konzept *D3* mit Ventilkette sind die Ventileinheiten bereits vollständig im Eingriff mit dem Kanal, bevor das Herstellen der Druckluftleitung erfolgt. Das vereinfacht sowohl den Eingriff als auch die Ventilbetätigung im Vergleich zu *D2* erheblich. Das Konzept kann so verändert werden, dass ein Ankoppeln an Kanal und Trommel nur dann erfolgt, wenn der Druck in der Leitung zum Verbraucher einen bestimmten Wert unterschreitet (z. B. 6bar). Weiterhin ist mit Schienenstücken ohne Druckluftkanal eine Rückführung des Entnahmewagens zum Anfang des Montagebands möglich. Damit ein Entnahmewagen wieder in Zonen mit Druckluftkanal einfahren kann, müssen in einem Einfangbereich Kettenglieder und Kanalbohrungen wieder synchronisiert werden. Diese beiden Optionen sind für eine mitfahrende Druckluftversorgung, z. B. für die Versorgung von Spannvorrichtungen am Montageband sehr interessant. Nachteilig bei diesem Lösungsansatz sind der hohe mechanische Aufwand und die Tatsache, dass Druckluftleitungen zwischen Kanal und Kette und zwischen Kette und Trommel auf- und abgebaut werden müssen. Das

erhöht die erforderliche Kraft zum Verfahren des Wagens und birgt die Gefahr von Luftverlusten. Die Chance, durch den Einsatz dieses Systems für die mitfahrende Druckluftversorgung ein ganz neues Einsatzgebiet zu erschließen, sind Anlass, dass dieses Konzept trotz der beschriebenen Nachteile in Kapitel 6 weiter untersucht wird.

Das Konzept *K1* (und alle folgenden) hat als System mit kontinuierlicher Druckluftentnahme den Vorteil gegenüber den Konzepten mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme, dass das leckagebehaftete Auf- und Abbauen von Druckluftverbindungen beim Betrieb entfällt. Die Komplexität des Konzepts *K1*, bestehend aus fünf dynamisch beanspruchten Dichtpaarungen, die einander beeinflussen, stellt extreme Anforderungen an eine technische Realisierung. Es ist nicht zu erwarten, dass es als zuverlässiges Serienprodukt wirtschaftlich umgesetzt werden kann.

Das Konzept *K2* besitzt mit nur drei Dichtpaarungen ein einfacheres Dichtungssystem als der vorangegangene Lösungsvorschlag. Die Druckbelastungen auf die Flanken der Dichtbänder sind sehr groß. Die daraus resultierenden Kräfte werden etwa zu gleichen Teilen von der Lagerung des Dichtbands und der Dichtkontaktzone aufgenommen. Die Pressung im Kontakt kann dabei in weiten Bereichen konstant gehalten werden, aber auf sehr hohem Niveau. Diese hohe Flächenpressung im Dichtkontakt bedingt unzulässig hohe Verschiebekräfte für dieses Konzept.

Konzept *K3* versucht mit seiner druckneutralen Dichtung den größten Nachteil von Konzept *K2* zu vermeiden: die sehr hohen Verschiebekräfte. Dazu wird die Dichtung linear in y -Richtung im Kanal geführt und muss gleichzeitig gegen den Kanal abdichten, zum einen, um einen Luftaustritt zu verhindern und zum anderen, um die Selbstverstärkung bei Druckanstieg zu unterbinden. Die Führung und die zusätzliche, dynamisch beanspruchte Abdichtung für jedes der beiden Dichtbänder beaufschlagt das System mit weiteren druckabhängigen Kräften, deren Vermeidung das erklärte Ziel des Konzepts war.

Bei den Konzepten *K4* und *K5* werden, wie schon bei Konzept *K2*, die Flanken der Dichtbänder durch Druckbeaufschlagung stark beansprucht. Damit die hohen Druckkräfte nicht vollständig von der Dichtlippe auf den Zapfrüssel und die gegenüberliegende Dichtlippe übertragen werden müssen, verfolgen diese beiden Konzepte das Prinzip der Funktionsteilung. Die Aufnahme des größten Anteils der Druckkraft wird von einer zusätzlichen Führung am Zapfrüssel aufgenommen, wodurch die Flächenpressung im Dichtkontakt gezielt reduziert werden kann. Die Dichtlippe übernimmt die Funktion des Abdichtens. Diese beiden Konzepte können als einzige der vorgestellten Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme akzeptable Verschiebekräfte ermöglichen. Konzept *K5* führt zudem einen asymmetrischen Aufbau des Dichtungssystems ein, der die relative Lage der beiden Längsdichtungen zueinander besser einstellbar macht. Die Funktionalität und Zuverlässigkeit der beiden Konzepte kann nur mit sehr genau ausgelegten Dichtungssystemkomponenten erreicht werden. Deshalb werden in Kapitel 7 die Abhängigkeiten der Systemparameter analysiert und die Grundlagen für die Auslegung derartiger Dichtungssysteme erarbeitet.

6 Kontinuierliche Druckluftzuführung mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme

6.1 Aufbau und Charakteristik des Dichtungssystems

Wie in Kapitel 5 beschrieben, sind die Druckluftzuführungssysteme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme dadurch charakterisiert, dass beim Verfahren des Entnahmewagens entlang eines Druckluftkanals Druckluftleitungen zwischen dem Kanal und dem Verbraucher auf- und wieder abgebaut werden. Der Ansatz für das Dichtungskonzept des *Raupenkonzepts* war es, die für die lineare Bewegung des Entnahmewagens erforderliche dynamische Abdichtung mit Dichtungen, die auf dem Markt verfügbar sind, zu realisieren. Bei dem *Raupenkonzept* aus Kapitel 5 sind deshalb Drehdurchführungen die einzigen beim Verfahren des Entnahmewagens dauerhaft dynamisch beanspruchten Dichtungen. Drehdurchführungen sind für Gase und Flüssigkeiten bis mehrere hundert bar im Handel erhältlich. Diese Dichtstelle an der Trommel und alle weiteren am Gesamtsystem beteiligten Dichtstellen werden im Folgenden genannt und proportional zu ihrem Anteil bei der Erfüllung der Gesamtfunktion genauer untersucht.

Die Zapfstellen, die ein Druckluftkanal für eine diskontinuierliche Druckluftentnahme besitzt, müssen außerhalb des Entnahmewagens sicher zur Umgebung abdichten. Eine Möglichkeit dafür ist das Einsetzen von Ventilen, die von der Kanalaußenseite betätigt werden können, um eine Druckluftverbindung zu einer Ventileinheit (z. B. der Kette) aufzubauen. Ausführungen sind in den Al-Kanal eingepresste oder eingeschraubte Kugelventile oder vorgesteuerte Sitzventile wie z. B. bei dem System aus Abschnitt 2.2.3. Der geringe Abstand der Bohrungen, der für die kontinuierliche Versorgung unerlässlich ist, hätte für derartige Konstruktionen sehr hohe Kosten zur Folge. Es musste deshalb eine Lösung gefunden werden, wie sehr viele in einer Linie angeordnete Zapfstellen kostengünstig abgedichtet werden können. Die in Abschnitt 5.1.1 vorgestellte Lösung, die einen Kanal mit konischen Bohrungen, die durch ein Elastomerdichtband verschlossen werden, vorsieht, erfüllt diesen Anspruch und wird deshalb im weiteren Verlauf für die Kanal- und Trommelabdichtung eingesetzt.

Die Druckluftverbindungen zwischen Druckluftspeicher und der Ventileinheit wird aufgebaut, indem ein Schieber das Dichtband von der Kanalinnenseite abhebt und gleichzeitig eine Öffnung zur Ventileinheit freigibt.

Die Kraft, die zum Herstellen dieser Druckluftverbindung aufgebracht wird, muss beim Verschieben des Entnahmewagens bereitgestellt werden.

6.1.1 Aufbau des Dichtungssystems

Bei dem unter Abschnitt 5.1.3 vorgestellten *Raupenkonzept*, das als Grundlage für die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen dient, wird die Druckluft aus dem Druckluftkanal in die Kette des Entnahmewagens, aus der Kette in die Trommeln und von den Trommeln zu einem mit dem Wagen bewegten Verbraucheranschluss geleitet. Dabei sind mehrere Dichtstellen an der Funktionserfüllung beteiligt (vgl. Abbildung 6.1):

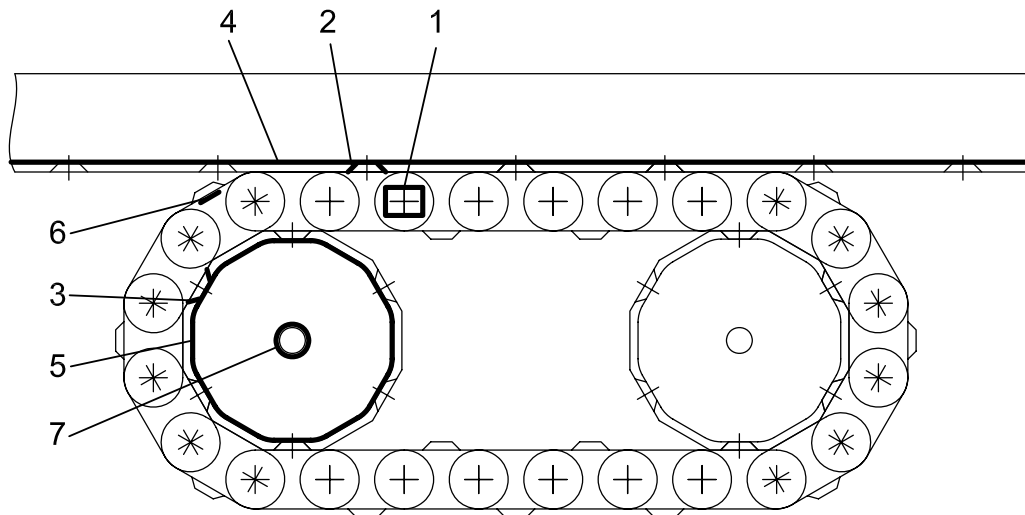


Abbildung 6.1: Dichtungssystem: Abdichtungen des *Raupenkonzepts*

1. Abdichtung der Ventileinheiten zueinander (innerhalb der Kette)
2. Abdichtung zwischen Ventileinheit und Kanal
3. Abdichtung zwischen Ventileinheit und Trommel
4. Abdichtung der Zapfstellen des Kanals zur Umgebung
5. Abdichtung der Zapfstellen der Trommel zur Umgebung
6. Abdichtung der Ventileinheit zur Umgebung
7. Abdichtung zwischen Trommel und Verbraucheranschluss

Die erste Abdichtung ist eine rein statische und wird durch Klemmung eines Schlauches, der die Ventileinheit miteinander verbindet, realisiert. Die Abdichtungen 2 bis 6 sind jeweils Teil von lösbaren Druckluftverbindungen. Im vorgestellten Funktionsmodell sind die Dichtungen als O-Ring-Dichtungen ausgeführt. Wie oft die Verbindungen gelöst und wieder aufgebaut werden, hängt ab von der durchschnittlichen Verfahrenhäufigkeit, dem Fahrweg, der Kettenteilung und der Kettenlänge (bzw. der Anzahl der Kettenlieder). Die Anzahl der Betätigungen sind ein Maß für den Verschleiß der O-Ringe. Die Abdichtungen 2 und 3 sind von der Grundfunktion statische Dichtungen. Während des Aufhebens und Wiederherstellens der Dichtwirkung ist die Dichtstelle drucklos. Die Beanspruchung kann deshalb als statisch betrachtet werden. Bei den Dichtstellen 4, 5 und 6 erfolgt das Aufheben und Wiederherstellen der Dichtwirkung unter Druckbeaufschlagung. Die Dichtungen sind demnach dynamisch beansprucht. Die Relativbewegung

der Dichtpartner zueinander ist dabei sehr klein und muss nicht stärker als bei Dichtung 2 und 3 berücksichtigt werden. Nicht vernachlässigbar sind hingegen die erhöhten Anpresskräfte durch die Druckbeaufschlagung beim Öffnen und Schließen der Ventile, deren Bestandteil die Dichtungen sind. Die Dichtstelle 7 ist eine dynamisch beanspruchte Dichtung. Es handelt sich dabei um eine Drehdurchführung, die bei Drücken von maximal 10bar im Funktionsmodell als druckbelastbarer Radialwellendichtring ausgeführt ist. Nach Spies (2003) sind Radialwellendichtringe der Bauform BABSL bei geringen Drehzahlen für diesen Druck geeignet. Voraussetzung ist eine ausreichende Schmierung.

6.1.2 Dichtungswerkstoffe

Bei der Auswahl der Dichtungswerkstoffe für die 7 Dichtstellen des Dichtungssystems wird zunächst Wert auf die Ölbeständigkeit des Werkstoffs, die Kosten und die Verfügbarkeit von Produkten gelegt. In den Dichtstellen 2, 3, 4 und 6 kommen im Funktionsmodell handelsübliche O-Ringe aus NBR mit einer Härte von etwa 70 Shore A zum Einsatz. Die Drehdurchführung zwischen Trommel und Trommelwelle¹ wird durch einen Radialwellendichtring der Bauform BABSL, der bei kleinen Drehzahlen bis 10bar belastbar ist, realisiert. Der Werkstoff des verwendeten Dichtrings ist NBR mit einer Härte von ca. 72 Shore A. Die Dichtungssysteme zur Abdichtung von Kanal und Trommel gegenüber der Umgebung können bei diesem neuen Konzept nicht mit Standarddichtungselementen ausgerüstet werden. Die eingesetzten Dichtelemente können in der einfachsten Ausführung Bänder mit rechteckigem Querschnitt sein. Da das Öffnen und Schließen dieser Dichtstellen maßgeblich für die Kraft zum Verfahren des Entnahmewagens ist, muss deshalb in diesem Kapitel der Einfluss der Dichtbändeigenschaften auf das Verhalten der Dichtungssysteme genauer betrachtet werden. Es werden unterschiedliche Werkstoffe für die Dichtbänder berücksichtigt. Für die durchgeführten Untersuchungen zum Öffnungs- und Schließverhalten der Systeme war in erster Linie die Biegesteifigkeit und die Steifigkeit auf Zug von Interesse. Zum Einsatz kamen deshalb NBR-Dichtbänder mit unterschiedlichen Härten, mit verschiedenen Gewebeeinlagen und mit PVC als Trägermaterial zur Erhöhung der Biegesteifigkeit. Die einzelnen Dichtbänder sind unter Abschnitt 6.3.2 aufgelistet.

6.1.3 Verschiebekraft

Um ein Druckluftzuführungssystem nach dem Prinzip „Raupe“ zu realisieren, muss die Kraft, die zum Verfahren des Entnahmewagens aufgebracht werden muss, möglichst klein (max. 50N, siehe Kapitel 4) sein. Sie setzt sich aus annähernd konstanten Anteilen, positionsabhängigen Anteilen und druckabhängigen Anteilen zusammen. Die Kräfte, die hier als konstant angenommen werden, besitzen eine sehr geringe Abhängigkeit vom Systemzustand², die für die Betrachtung vernachlässigbar ist. Diese sind im Einzelnen:

1. die Widerstandskräfte in der Wagenführung - der Fahrwiderstand

¹Die Trommelwelle ist als Hohlwelle ausgeführt und besitzt radiale Bohrungen für die Luftdurchführung aus der Nabe in die Hohlwelle.

²Der Systemzustand ist charakterisiert durch den Systemdruck p_1 , den abgenommenen Volumenstrom, die Position des Entnahmewagens und die Verfahrgeschwindigkeit

2. die Widerstandsmomente in den Gelenken zwischen den Kettengliedern
3. die Kräfte, die für die Verformung der Schlauchstücke im Bereich der Trommeln zwischen den Kettengliedern aufgebracht werden müssen
4. die Widerstandskräfte der Lagerung und Drehdurchführung der Trommeln

Die druckabhängigen Kräfte sind diejenigen Kräfte, die zum Herstellen der Druckluftverbindungen aufgebracht werden müssen:

1. Betätigungskraft, die sich zusammensetzt aus
 - a) der Kraft zum Abheben des Dichtbands
 - b) den Druckkräften auf den Ventilschieber
 - c) den Federkräften für die Rückstellung des Ventilschiebers
2. Widerstandskräfte der Kinematik zur Betätigung der Ventileinheit aus der linearen Bewegung des Wagens
3. Anpresskraft zwischen Kettenglied und Kanal/Trommel

Die positionsabhängigen Kräfte sind zum Großteil in den druckabhängigen Kräften enthalten:

1. Betätigungskraft
2. Widerstandskräfte der Kinematik zur Betätigung der Ventileinheit aus der linearen Bewegung des Wagens
3. Anpresskraft zwischen Kettenglied und Kanal/Trommel
4. Kräfte, die für Ausgleichsbewegungen aufgrund des Polygoneffekts der Trommeln aufgebracht werden müssen

Die Kraft zum Verfahren des Entnahmewagens kann demnach mit

$$F_{W,Fahr} = \sum F_{Widerstand} + i_{Kanal} \cdot F_{VE,Bet} + i_{Trommel} \cdot F_{VE,Bet} + i_{Anpress} \cdot F_{VE,Anpress} \quad (6.1)$$

genähert werden. Dabei sind $F_{Widerstand}$ die Widerstandskräfte, i_{Kanal} und $i_{Trommel}$ die Übersetzungsverhältnisse zwischen der Wagenbewegung und der Ventilstößelbetätigung, $F_{VE,Bet}$ die Kraft zum Betätigen der Ventileinheit und $i_{Anpress}$ das Verhältnis zwischen der Kraft $F_{VE,Anpress}$ zum Anpressen der Ventileinheit an Kanal oder Trommel und dem entsprechenden Verschiebekraftanteil.

Die Widerstandskräfte und -momente in Führungen und Lagerstellen können durch Einsatz von Gleitlagerwerkstoffpaarungen oder den Einsatz von Wälzlagern minimiert werden. Die Widerstände, die zum Ablenken des Schlauches zu überwinden sind, werden durch Einsatz biegeelastischer Schlauchkonstruktionen verringert. Das Reibmoment der Drehdurchführung ist aufgrund des kleinen Durchmessers, auf dem der Radialwellendichtring abdichtet, sehr gering. Die Übersetzungsverhältnisse i_{Kanal} und $i_{Trommel}$ sind bei Betätigung durch eine Schalteiste abhängig vom Winkel der Schalteiste.

Ventilbetätigung

Die Kraft $F_{VE,Bet}$ zum Betätigen der Ventileinheit, die dabei ein Ventil zur Kette öffnet und das Dichtband abhebt, ist die maßgebliche Größe, die die Kraft zum Verfahren des Entnahmewagens beeinflusst.

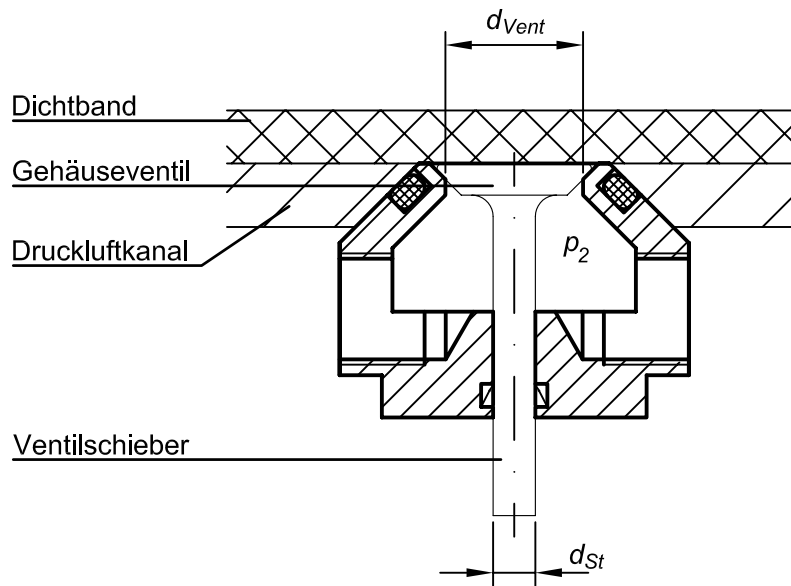


Abbildung 6.2: Ventileinheit am Kanal, unbetätigt

$$F_{VE,Bet} = F_{DB,Abheb} + F_{VE,Feder} + F_{VE,\Delta p} \quad (6.2)$$

Dabei ist $F_{VE,Feder}$ die Rückstellfederkraft der Ventileinheit, $F_{VE,\Delta p}$ die resultierende Druckkraft auf den Ventilschieber, die sich zusammensetzt aus der Druckkraft auf den Stößel (mit Fläche $A_{St} = d_{St}^2/4 \cdot \pi$) und der Druckkraft auf die Ventilfläche $A_{Vent} = d_{Vent}^2/4 \cdot \pi$. Im geschlossenen Zustand (vgl. Abbildung 6.2) ist bei Umgebungsdruck p_U , Kanalinnendruck p_1 und Ventillinnendruck p_2

$$F_{VE,\Delta p} = A_{Vent} \cdot (p_U - p_2) - A_{St} \cdot (p_U - p_2) \quad (6.3)$$

und im geöffneten Zustand

$$F_{VE,\Delta p} = A_{St} \cdot (p_1 - p_U) \quad (6.4)$$

Setzt man den Umgebungsdruck $p_U = 0$ wird die Ventildruckkraft im geschlossenen Zustand

$$F_{VE,\Delta p} = -(A_{Vent} - A_{St}) \cdot p_2 \quad (6.5)$$

und im geöffneten Zustand

$$F_{VE,\Delta p} = A_{St} p_1. \quad (6.6)$$

6.2 Lösbare Abdichtungen zwischen Ventileinheit und Kanal/Trommel

Beim Abwälzen der Kette am Kanal und an den Trommeln müssen die als Ventileinheit ausgeführten Kettenglieder gegenüber dem Kontaktpartner - also dem Druckluftkanal

und der Trommel - abgedichtet werden. Löst sich die Kette infolge der Bewegung wieder von den Partnern so wird die Abdichtung wieder aufgehoben.

6.2.1 Aufbau und Funktion

Die Abdichtung zwischen den Ventilgehäusen und dem Kanal bzw. der Trommel erfolgt mittels eines O-Rings, der in einer Nut auf dem Konusmundstück der Ventileinheit (VE) sitzt. Beim Verfahren des Entnahmewagens greifen die Konusse der Ventileinheiten aufgrund der kinematischen Zwangsbedingungen in die konischen Bohrungen von Kanal und Trommel. Die Paarung Konus-Bohrung übernimmt dabei neben der Abdichtung zueinander noch die formschlüssige Kraftübertragung zwischen Kette und dem Eingriffpartner.

6.2.2 Mindestflächenpressung einer axial öffnenden und schließenden O-Ring-Dichtung

Um ein sicheres Abdichten zu gewährleisten, werden die Ventilgehäuse, die Teil der Kettenglieder sind, gegen den Kanal und die Trommel gedrückt, um so die erforderliche Flächenpressung in der Dichtzone zu erzeugen. Diese Aufgabe wird zum einen durch Vorspannen des Trommelwagens mittels Federn gegen den Kanal und zum anderen durch Vorspannen der Kette mittels Federn, die an der Trommelwelle angreifen, übernommen. Die Anpresskraft $F_{VE,Anpr}$ setzt sich zusammen aus einem Anteil $F_{VE,Press}$, um die erforderliche Vorspannung im O-Ring zu erzeugen und aus einer resultierenden Druckkraft $F_{VE,p}$, die bei geöffnetem Ventil auf das Ventilgehäuse vom Innendruck p_1 ausgeübt wird. Die Druckkraft ist abhängig von der Wirkfläche, die sich nach Vorspannung und Druckbeaufschlagung des O-Rings einstellt. Sie errechnet sich zu

$$F_{VE,p} = \frac{d_{wirk}^2}{4} \cdot \pi \cdot p_1. \quad (6.7)$$

Wird das Ventil durch einen Stößel koaxial zum Konus betätigt, dann reduziert sich die Kraft, die auf das Ventilgehäuse ausgeübt wird, um den Anteil, der auf die Fläche des Stößels mit dem Durchmesser d_{St} wirkt und wird zu

$$F_{VE,p,St} = \frac{(d_{wirk} - d_{St})^2}{4} \cdot \pi \cdot p_1. \quad (6.8)$$

Die Vorspannkraft $F_{VE,Press}$ ist die Kraft, die aufgebracht werden muss, um den O-Ring so zu verformen, dass in der Kontaktfläche die Mindestflächenpressung $p_{Press,min}$, die zum sicheren Abdichten erforderlich ist, erzeugt wird. Sie ist damit im Wesentlichen abhängig vom abzudichtenden Druck, der Berührbreite b und der Art der Pressungserzeugung. In der Literatur werden keine genauen Angaben darüber gemacht, wie groß die Flächenpressung einer derartigen Dichtungsanordnung sein muss. Alle Angaben beziehen sich ausschließlich auf die Vorverformung des O-Rings, die mit 15%-25% (max. 30%) angegeben wird. Für die Bestimmung der erforderlichen Anpresskraft muss die erforderliche Flächenpressung ermittelt werden. Es wurde deshalb anhand eines Messaufbaus die Mindestflächenpressung zum sicheren Abdichten eines axial abdichtenden O-Rings ermittelt (siehe nachfolgender Abschnitt).

Messvorrichtung zur Ermittlung der Mindestflächenpressung

Der Messaufbau (vgl. Abbildung 6.3) besteht aus zwei mit einer Bohrung versehenen Druckkammern, einer ortsfesten und einer linear verschiebbaren, die durch Aufbringen einer definierten Kraft F gegen die ortsfeste gepresst werden kann. Die verschiebbare Kammer nimmt stirnseitig den O-Ring auf, dessen Mindestflächenpressung bestimmt werden soll. Die Druckkammern können mit einem Innendruck p_1 bis 8bar beaufschlagt werden.

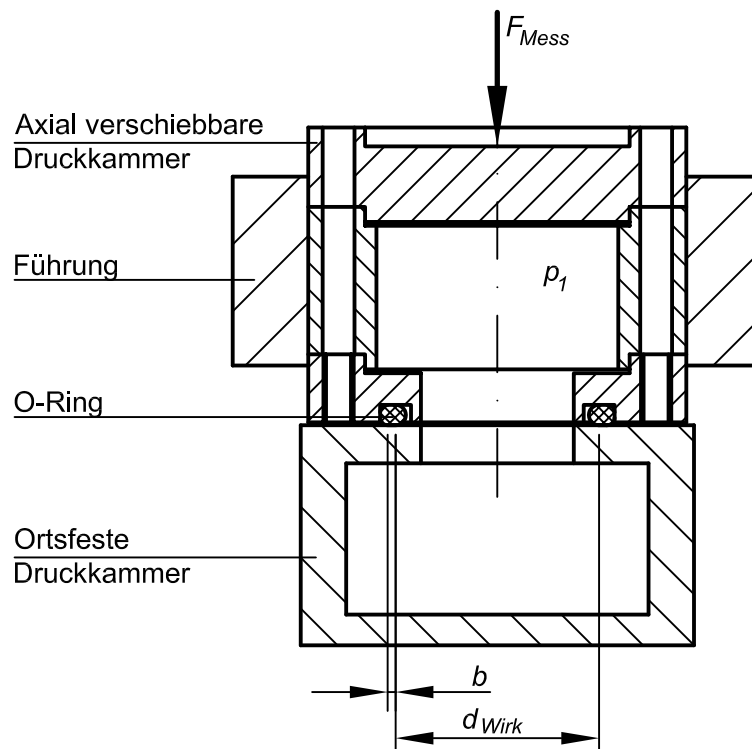


Abbildung 6.3: Messaufbau zur Ermittlung der Mindestflächenpressung

Messungsdurchführung und Auswertung

Ziel der Messungen ist es, ein Verhältnis zwischen dem anliegenden Innendruck und der Flächenpressung, die zum Abdichten erforderlich ist, abzuleiten. Dazu wird die bewegliche Druckkammer gegen die feststehende gepresst und die beiden mit Innendruck von 0 bis 0,8MPa beaufschlagt. Die Anpresskraft F muss dann solange reduziert werden, bis Luft zwischen O-Ring und Dichtfläche entweicht (Druckabfall). Die zu diesem Zeitpunkt ermittelte Mindestanpresskraft setzt sich wie oben beschrieben aus der Druckkraftkomponente und der Vorspannkraftkomponente zusammen. Für die Bestimmung der Flächenpressung bei Beginn des Luftaustritts wird zunächst die Vorspannkraftkom-

ponente mit

$$F_{Vorsp} = F_{Mess} - \frac{d_{wirk}^2}{4} \cdot \pi \cdot p_1 \quad (6.9)$$

berechnet. Zur Ermittlung einer mittleren Flächenpressung aus der Vorspannkraftkom-

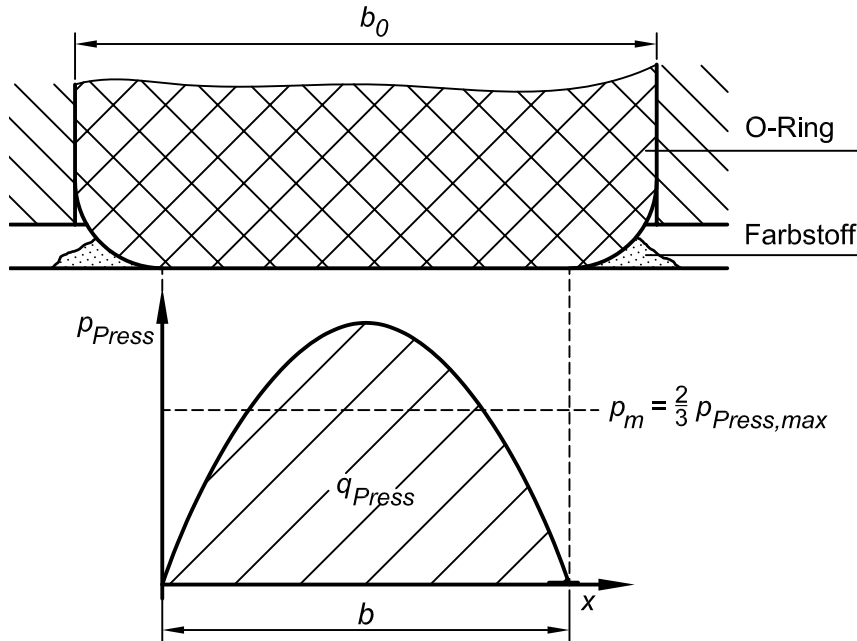


Abbildung 6.4: Bestimmung der Berührbreite im Dichtkontakt mit Farbstoff

ponente muss eine mittlere Berührbreite b bestimmt werden. Dazu wird wie in Abbildung 6.4 dargestellt der Bereich um den O-Ring mit einem Farbstoff (hoher Feststoffanteil) versehen. Die Anpresskraft wird auf die vorher ermittelte Kraft eingestellt. Der Farbstoff beeinflusst zwar die Dichtheit des Systems, die Verpressung des O-Rings bleibt aber nahezu unverändert. Der Farbstoff wird aus den Kontaktstellen verdrängt, sodass sich die Berührfläche als blanke Fläche abzeichnet. Nach kurzer Zeit, wenn der Farbstoff ausgehärtet ist, werden die beiden Druckkammern voneinander gelöst. Zur Bestimmung von Berührbreite und dem tatsächlichen Wirkdurchmesser müssen die Größen an möglichst vielen Messstellen bestimmt und anschließend ein Mittelwert gebildet werden. Mit der Berührbreite wird die mittlere Flächenpressung für den betrachteten Systemzustand mit

$$p_m = \frac{F_{Vorsp}}{(d_{wirk} + b)b \cdot \pi} \quad (6.10)$$

bestimmt. Geht man näherungsweise von einem parabolischen Pressungsverlauf in der Berührfläche aus, dann wird das Maximum der Flächenpressung durch

$$p_{Press,max} = \frac{3}{2} p_m \quad (6.11)$$

berechnet.

Die vorgestellte Bestimmung der Mindestflächenpressung zum sicheren Abdichten wird durch mehrere Fehlerquellen beeinträchtigt. Die Ergebnisse können als grober Richtwert für die Auslegung eines Dichtungssystems mit einer der Messeinrichtung ähnlichen Dichtungsanordnung verwendet werden. Die ermittelten Quotienten aus mittlerer Flächenpressung und dem anliegenden Innendruck reichen von $\frac{p_m}{p_1} = 1,5$ bis $\frac{p_m}{p_1} = 1,9$ wobei der Mittelwert bei $\frac{p_m}{p_1} = 1,6$ liegt.

6.2.3 Anpresskraft des Wagens an den Kanal

Um die unter Abschnitt 6.2.2 ermittelten erforderlichen Anpresskräfte auch bei Ungenauigkeiten der Wagen-Führungselemente zu gewährleisten, wird der Wagen mit Federn gegen den Kanal verspannt. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Federn auch die zum Abheben und zum Offenhalten des Dichtbands im Kanal benötigten Kräfte aufbringen müssen. Die Anpresskraft $F_{W,Anpr}$ des Wagens berechnet sich aus der Summe

$$F_{W,Anpr} = F_{VE,Anpr} \cdot n_{Kanal} + 2 \cdot F_{DB,Abheb} + F_{DB,Halt} \cdot (n_{Kanal} - 1) \quad (6.12)$$

wobei $F_{VE,Anpr}$ die Anpresskraft der einzelnen Ventileinheiten, $F_{DB,Abheb}$ die Kraft zum Abheben des Dichtbands, $F_{DB,Halt}$ die Kraft zum Offenhalten des Dichtbands und n_{Kanal} die Anzahl der am Kanal im Eingriff befindlichen Ventileinheiten ist.

6.2.4 Luftverlust beim Aufheben der Luftverbindung

Alle Kupplungssysteme für das Weiterleiten von Druckluft besitzen ein Schadvolumen, das beim Kuppeln mit Druckluft des aktuellen Netzdruckes befüllt wird. Beim Lösen der Verbindung (Abkoppeln) entweicht die im Schadvolumen V_S gespeicherte Druckluft in die Umgebung, bis ein Druckausgleich hergestellt ist. Die in der entweichenden Luft gespeicherte Energie geht verloren. Der Luftverlust eines Abkoppelvorgangs, bezogen auf den Ansaugzustand (p_a, T_a) , errechnet sich zu

$$V_{S,a} = V_S \frac{p_1 T_a}{p_a T_1} \quad (6.13)$$

Für die Berechnung des Gesamtluftverlusts während der Betriebsdauer t_B wird die Anzahl n der Abkoppelvorgänge pro Zeit t berücksichtigt:

$$V_{S,ges,a} = \frac{n \cdot V_{S,a}}{t} \cdot t_b \quad (6.14)$$

Bei der Gestaltung von Ventileinheit und Anschlüssen an Kanal und Trommel muss demnach darauf geachtet werden, dass ein möglichst geringes Schadvolumen V_S im gekoppelten Zustand vorhanden ist. Die anderen für den Gesamtverlust verantwortlichen Parameter n , t und t_B sind betriebsbedingte Größen, die vom Einsatzgebiet des Systems abhängen.

In Abbildung 6.5 ist im linken Teil ein Beispiel einer Konstruktion mit sehr großem Schadvolumen dargestellt. Das Ventil zum Verbraucher (Gehäuseventil) hat einen großen

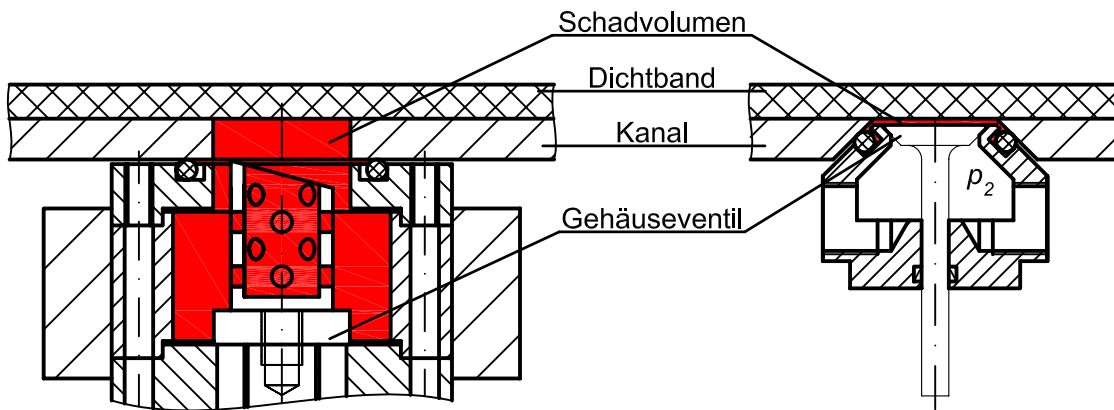


Abbildung 6.5: Ventilkonstruktion mit großem (links) und kleinem (rechts) Schadvolumen

Abstand zum Druckluftkanal, sodass sich ein sehr großer Schadraum bis zum Kanal aufspannt. Weiterhin muss die zylindrische Bohrung im Druckluftkanal zum Schadvolumen addiert werden.

Im rechten Teil der Abbildung 6.5 ist eine verbesserte Ventileinheit mit angepasstem Anschluss am Kanal dargestellt. Das Schadvolumen ist bei dieser Lösung von der Anpresskraft zwischen Ventileinheit und Kanal abhängig, die für die Verformung des O-Rings sorgt. Wird dieser so stark verpresst, dass der Konus der Ventileinheit über dem gesamten

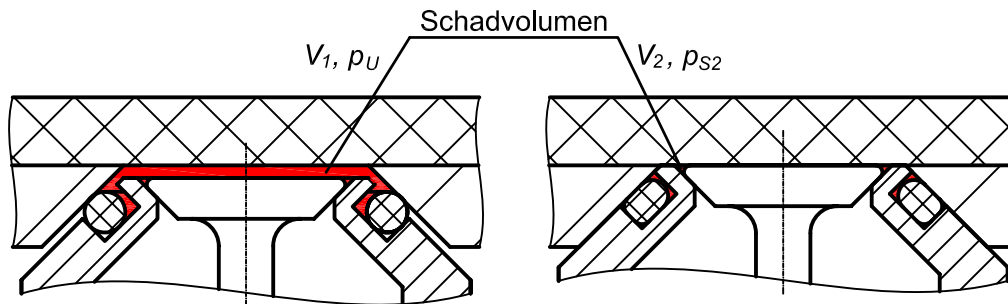


Abbildung 6.6: Schadvolumen; links: O-Ring berührt; rechts: O-Ring ist verpresst

Umfang an der konischen Bohrung anliegt, ist das Schadvolumen auf ein Minimum reduziert (vgl. Abbildung 6.6). Darüber hinaus wird beim Anpressen der Ventileinheit ab dem Zeitpunkt, zu dem der O-Ring gegenüber der Kegelfläche von Kanal oder Trommel abdichtet, das zu diesem Zeitpunkt eingeschlossene Luftvolumen V_{S1} auf V_{S2} komprimiert. Für die Komprimierung der eingeschlossenen Luft kann wegen der geringen Geschwindigkeit und der großen Oberfläche eine isotherme Zustandsänderung der Luft angenommen werden, für die $p_U \cdot V_{S1} = p_{S2} \cdot V_{S2}$ ist. Würde der Druck p_{S2} beim Komprimieren auf den Kanalinnendruck p_1 ansteigen, so hätte das zur Folge, dass nach Öffnen des Dichtbands

keine weitere Luft in das Schadvolumen einströmt. Beim Lösen der Ventileinheit vom Kanal würde in diesem Fall nur das anfänglich eingeschlossene Luftvolumen wieder frei. Um den Druck p_{S2} zu erreichen, muss konstruktiv ein Verdichtungsverhältnis von

$$\frac{V_{S1}}{V_{S2}} = \frac{p_1}{p_U} \quad (6.15)$$

eingestellt werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass so das Dichtband im Bereich der Bohrung beidseitig mit dem Druck p_1 beaufschlagt wird, was wiederum die Kraft zum Öffnen stark reduziert oder null werden lässt, wenn das Dichtband nicht durch ein konstruktives Element gegen die Kanalwand vorgespannt wird. Ist dies allerdings der Fall, so kann das Verdichtungsverhältnis vergrößert werden, um die Kraft von „außen“ noch weiter zu erhöhen. Nachteilig ist, dass für die Komprimierung zusätzliche Arbeit zu verrichten ist, die durch die Wagenbewegung bereitgestellt werden muss. Nach Fröhlich (1961) ist die aufzubringende Arbeit für die isotherme Zustandsänderung

$$\Delta w = p_U \cdot V_{S1} \cdot \frac{p_{S2}}{p_U}. \quad (6.16)$$

6.3 Öffnungs- und Schließverhalten der Zapfstellen

Nach Abschnitt 6.1.3 ist die Kraft, die zum Verfahren des Entnahmewagens aufgebracht werden muss, im Wesentlichen abhängig von der Kraft, die zum Abheben des Dichtbands benötigt wird. Eine wie in Kapitel 4 geforderte geringe Verschiebekraft bedingt demnach geringe Kräfte zum Abheben des Dichtbandes unter Druckbeaufschlagung. Im Folgenden werden aus diesem Grund alle Einflussfaktoren, die die Abhebekräfte wesentlich beeinflussen können, analysiert und Schlussfolgerungen für die Gestaltung des Dichtungssystems gezogen.

Dazu wurde eine Messeinrichtung konzipiert und aufgebaut, die es erlaubt, acht verschiedene Parameter des Dichtungssystems zu variieren. Die Messeinrichtung, die Messdurchführung und die Einflüsse der variierten Parameter werden im Folgenden vorgestellt.

6.3.1 Messeinrichtung

Die zur Untersuchung des Öffnungs- und Schließverhaltens des untersuchten Dichtungssystems konzipierte, konstruierte und gebaute, spezielle Messeinrichtung ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Kernkomponente ist ein Druckluftkanal mit Ventileinheit, dessen Querschnitt in Abbildung 6.8 zu sehen ist. Der Druckluftkanal besteht aus einem wannenförmigen Grundkörper und einem Deckel, der durch einen O-Ring gegenüber dem Grundkörper abgedichtet wird. Damit ist sichergestellt, dass der Deckel einfach montiert und demontiert werden kann. Der Deckel besitzt zur Kanalinnenseite Klemmvorrichtungen zum Einspannen verschiedener Dichtbänder. In seiner Mitte gibt es eine zylindrische Bohrung, die die Bohrungen im Druckluftkanal repräsentiert. Ihr Durchmesser d_{Bo} kann im Laufe der Versuchsdurchführung verändert werden. An der Deckeloberseite gibt es

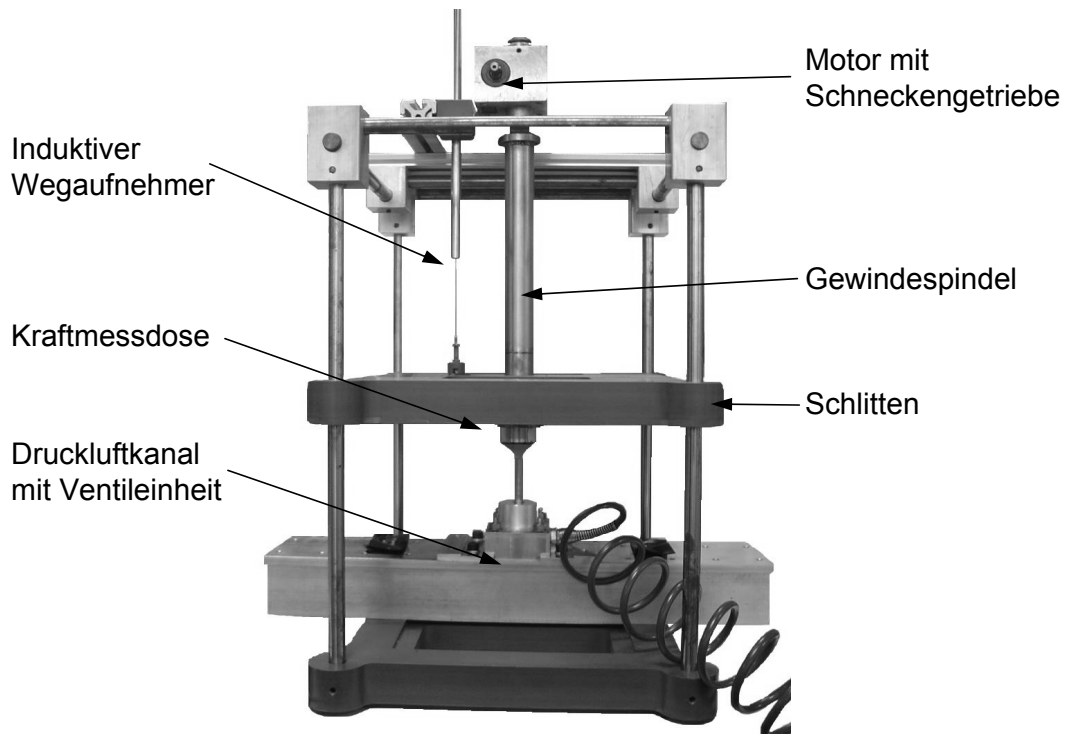


Abbildung 6.7: Messeinrichtung zur Bestimmung des Kraftverlaufs beim Öffnen des Dichtbands

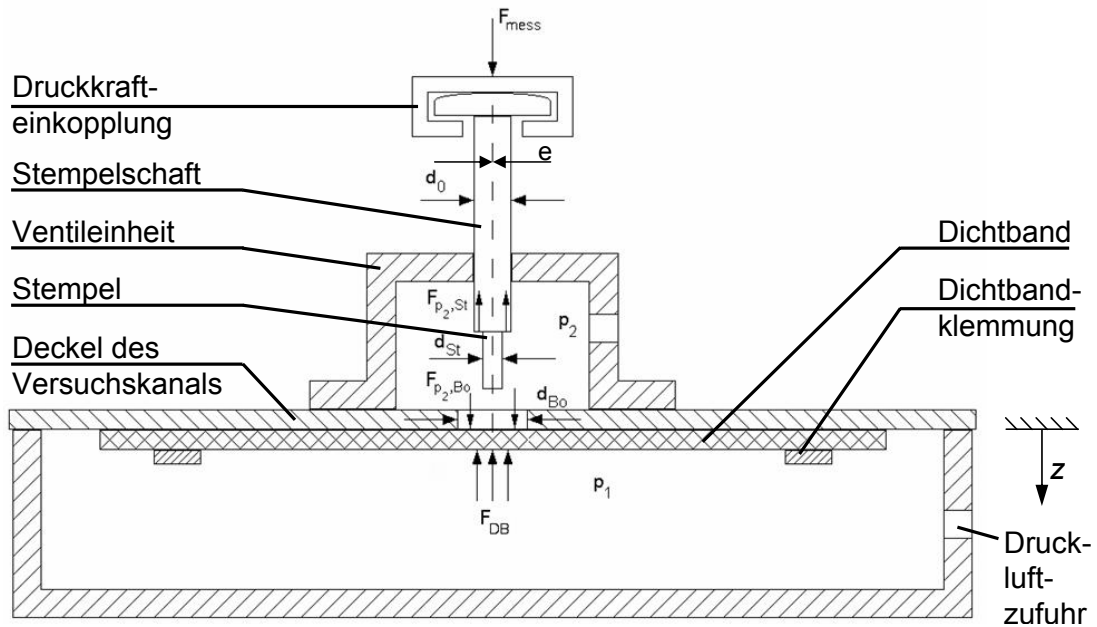


Abbildung 6.8: Druckluftkanal und Ventileinheit der Messeinrichtung

eine Führung für eine Test-Ventileinheit, die einen Stempel zum Abheben des Dichtbands führt und durch die ein Gegendruck von außen auf das Dichtband aufgebracht werden kann. Die Ventileinheit ist so konzipiert, dass Stempel mit verschiedenen Durchmessern eingesetzt werden können. Der Druckluftkanal mit Ventileinheit wird in eine Vorrichtung (Abbildung 6.7) eingespannt, die es ermöglicht, den Stempel linear, koaxial zur zylindrischen Bohrung im Deckel zu verfahren. Dazu besitzt die Vorrichtung einen linear geführten Schlitten, der über einen Kugelgewindetrieb verfahren werden kann. Der Stempel wird über eine Kraftmessdose so mit dem Schlitten verbunden, dass beim vorgesehenen Einsatz ausschließlich Zug- und Druckkräfte übertragen werden. Der Weg des Schlittens und damit des Stempels wird mit einem induktiven Wegmesssystem bestimmt. Antrieb und Sensorik sind an einen Rechner angeschlossen, sodass die Messungen im Halbautomatikbetrieb durchgeführt werden können. Mit dieser Einrichtung ist es möglich, die Parameter Kanalinnendruck p_1 , Gegendruck p_2 in der Ventileinheit, Breite des Dichtbands b_{DB} , Dicke des Dichtbands d_{DB} , Werkstoff des Dichtbands, Vorspannung des Dichtbands ε_{DB} , Bohrungsdurchmesser d_{Bo} , Stempeldurchmesser d_{St} , und den Versatz der Stempelachse zur Bohrungsachse, im Folgenden als Exzentrizität e bezeichnet, zu variieren.

6.3.2 Messungen

Die Untersuchung aller möglichen Kombinationen der oben genannten Parameter ergäbe mehrere 10000 Messungen. Auch nach Wegfall der unrealistischen Kombinationen, wie z. B. $p_2 > p_1$ oder ein größerer Stempeldurchmesser als der Bohrungsdurchmesser, ist die Anzahl der Kombinationen noch sehr hoch. Mit ersten Testmessungen wurden Abhängigkeiten verschiedener Parameter voneinander abgeschätzt. Damit war es möglich, die Anzahl der durchgeführten Messungen auf ca. 5500 zu begrenzen. Für die Messungen wurden die in Tabelle 6.1 aufgelisteten Dichtbänder verwendet.

Die weiteren Parameter wurden wie folgt variiert:

- Kanalinnendruck p_1 : von 1 bis 8bar, in Schritten von 1bar
- Gegendruck p_2 : von 1 bis 5bar in Schritten von 1bar
- Vorspannung der Dichtbänder ε_{DB} : 5%, 10%, 20% und 30%
- Bohrungsdurchmesser d_{Bo} : 6,5mm, 10,5mm und 13,5mm
- Stempeldurchmesser d_{St} : 3mm, 6mm, 10 mm und 13mm
- Exzentrizität des Stempels e : 1mm und 2mm

Zur Durchführung der Messungen wird der Kanal mit dem gewünschten Innendruck beaufschlagt. Das Wegsignal wird mit einem Offset versehen, sodass es einen Nulldurchgang hat, wenn der Stempel gerade mit der Kanalinnenseite bündig ist. Der Stempel wird aus einem Abstand von 6mm von der Kanalinnenseite (Deckelunterseite) soweit verfahren, bis das Dichtband öffnet und Druckluft in die Ventileinheit ausströmt. Der zeitliche Verlauf von Stempelkraft und Stempelweg wird aufgezeichnet. In Abbildung 6.9 ist ein typischer Kraft-Weg-Verlauf einer Messung ohne Gegendruck dargestellt. Beim Nulldurchgang würde ein an der Kanalinnenseite eben anliegendes Dichtband gerade vom Stempel berührt. Im Diagramm ist allerdings zu erkennen, dass ein Kraftanstieg schon vor dem Nulldurchgang erfolgt. Der Grund hierfür ist, dass das Dichtband aufgrund des Kana-

DB-Nr.	Härte [Shore A]	Breite [mm]	Dicke [mm]	Werkstoff/ Besonderheiten
1	65	10	5	NBR
2	65	20	5	
3	65	30	5	
4	65	40	5	
5	90	10	5	NBR
6	90	20	5	
7	90	30	5	
8	90	40	5	
9	65	10	6	NBR
10	65	20	6	
11	65	30	6	
12	65	40	6	
13	70	10	5	NBR 1 Gewebeeinlage
14	70	20	5	
15	70	30	5	
16	70	40	5	
17	70	10	6	NBR 2 Gewebeeinlagen
18	70	20	6	
19	70	30	6	
20	70	40	6	
21	65	10	1	NBR auf 1mm starkem PVC verklebt
22	65	20	1	
23	65	30	1	
24	65	40	1	

Tabelle 6.1: Für die Untersuchung verwendete Dichtbänder

lindendruck p_1 nach außen gewölbt wird. Der Kraftanstieg beginnt, sobald der Stempel das Dichtband berührt. Die Auswölbung kann so anhand der Messdaten ermittelt werden. Die Kraft steigt dann mit der Bewegung des Stempels an, bis das Dichtband soweit von der Kanalwand abhebt, dass Luft in die Ventileinheit austritt. Die Kraft fällt dann wieder ab, weil das Dichtband im Bereich der Bohrung jetzt an der Ober- und Unterseite mit Druck beaufschlagt wird. Die Kraft, die sich einstellt, entspricht der Summe aus der Druckkraft auf die Fläche des Stempelschafts

$$F_{St,d0} = \frac{d_0^2}{4} \cdot \pi \cdot (p_1 - p_U) \quad (6.17)$$

und der Rückstellkraft des Dichtbands infolge der Durchbiegung.

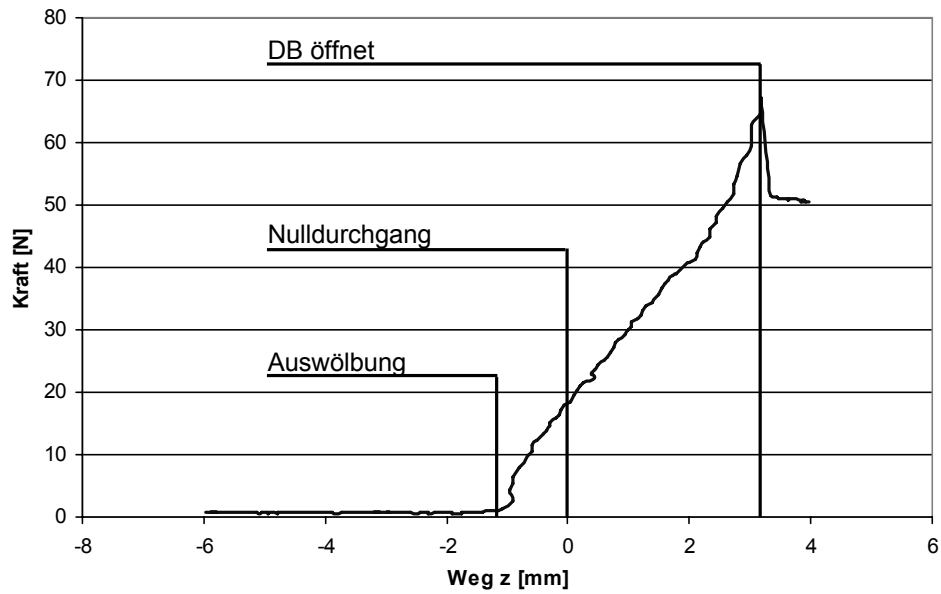


Abbildung 6.9: Kraft-Weg-Verlauf beim Abheben des Dichtbands, ohne Gegendruck (DB1 (65 Shore A); $p_1=8$; $p_2=0$; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=3$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

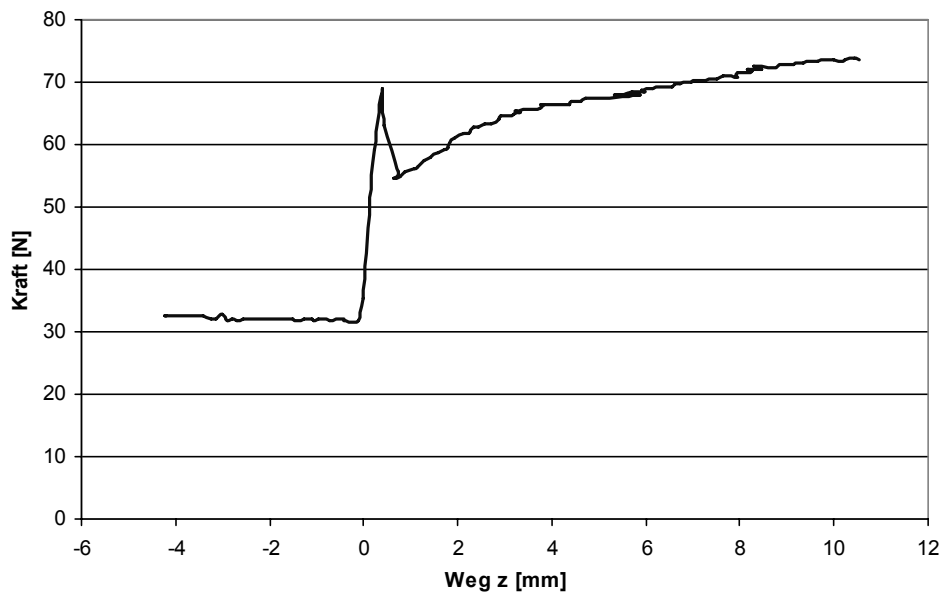


Abbildung 6.10: Kraft-Weg-Verlauf beim Abheben des Dichtbands, mit Gegendruck (DB6 (90 Shore A); $p_1=8$; $p_2=4$; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=6$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

Bei den Messungen mit Gegendruck (vgl. Abbildung 6.10) wirkt bereits zu Beginn eine Druckkraft auf die Stempelschaftfläche

$$F_{St,d0,Geq} = \frac{d_0^2}{4} \cdot \pi \cdot (p_2 - p_U), \quad (6.18)$$

die mit dem Druck p_2 in der Ventileinheit beaufschlagt wird. Die Kraft steigt auch hier bis zu einem Maximalwert an, bei dem das Dichtband öffnet. Danach fällt die Kraft wieder ab, steigt allerdings erneut an. Dieser Effekt kann vernachlässigt werden, da er durch das eingesetzte Druckregelventil für den Druck p_2 , das den Druck in der Ventileinheit nach dem Öffnen zu stark ansteigen lässt, verursacht wird.

6.3.3 Messauswertung

Im Folgenden wird der Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Kraft, die zum Öffnen des Dichtbands aufgebracht werden muss, untersucht. In den Kraft-Druck-Diagrammen ist jeweils die maximale Kraft beim Öffnen über dem Druck p_1 und bei den Weg-Druck-Diagrammen der Stempelweg beim Öffnen über dem Druck p_1 aufgetragen.

Einfluss der Dichtbandbreite

Die Dichtbandbreite b_{DB} hat einen sehr großen Einfluss auf die Kraft und den Weg bis zur Öffnung des Dichtbands. Mit zunehmender Breite nehmen auch die Kraft und der Weg zu. Abbildung 6.11 zeigt den Vergleich eines 10mm breiten mit einem 20mm breiten Dichtband. Bei der gewählten Dichtbandcharakteristik stellt sich eine durchschnittliche

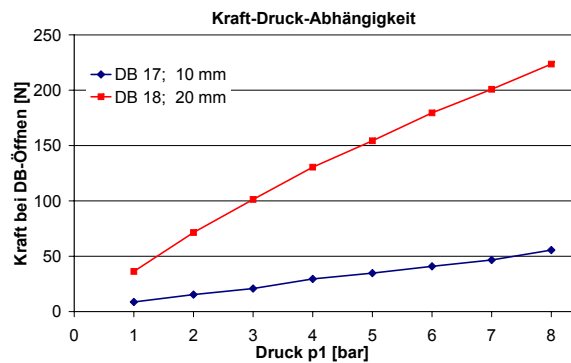
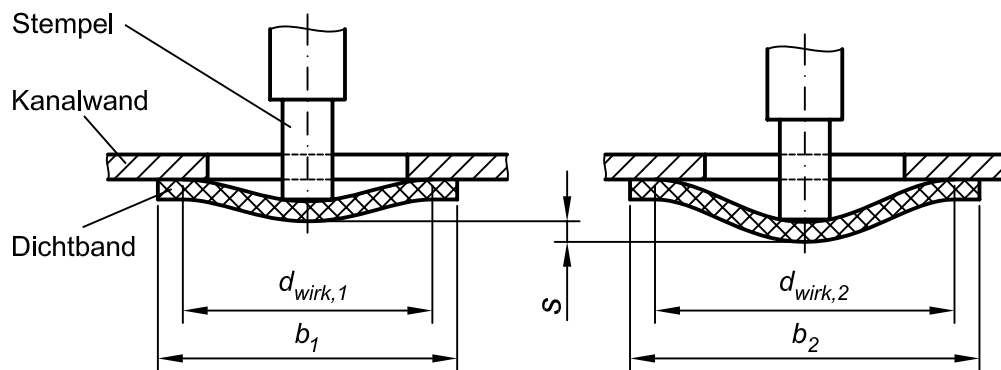
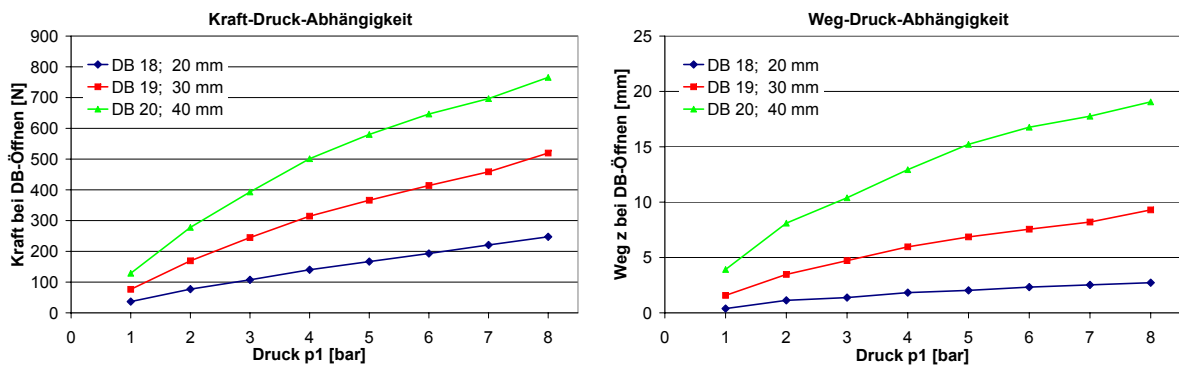


Abbildung 6.11: Einfluss der Dichtbandbreite b_{DB} ($p_2=0$; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=6$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

Krafterhöhung um den Faktor 3,7 ein. Der Grund ist, dass sich das Dichtband bei größerer Breite sehr weit in den Kanal wölbt, bis es an den Seiten von der Wandung abhebt. Dabei vergrößert sich die Fläche, die mit der Druckdifferenz $\Delta p = p_1 - p_U$ beaufschlagt ist (vgl. Abbildung 6.12). Die resultierende Kraft auf den Stempel wird entsprechend größer. In Abbildung 6.13 ist der Vergleich zwischen 20mm, 30mm und 40mm breiten Bändern

Abbildung 6.12: Wirkfläche bei größerer Dichtbandbreite b_{DB} Abbildung 6.13: Einfluss der Dichtbandbreite b_{DB} ($p_2=0$; $d_{Bo}=10,5$; $d_{St}=10$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

dargestellt. Bei diesen Bändern ist eine durchschnittliche Krafterhöhung von 20mm auf 30mm um den Faktor 1,7 und von 20mm auf 40mm um den Faktor 3,0 festzustellen. Der Weg bis zum Öffnen des Dichtbands nimmt auch hier erwartungsgemäß zu.

Einfluss der Vorspannung

Der Einfluss der Vorspannung ε_{DB} kann nur für die reinen Elastomerbänder ermittelt werden. Die Dichtbänder DB13 .. DB20 mit einer bzw. zwei Gewebeeinlagen können maximal mit $\varepsilon_{DB} = 5\%$ und die Dichtbänder DB21 .. DB24 mit einem PVC-Trägermaterial sogar nur mit maximal $\varepsilon_{DB} \leq 0,1\%$ vorgespannt werden. In Abbildung 6.14 ist zu sehen, dass die Kräfte mit der höheren Vorspannung leicht zunehmen, während der Weg zum Öffnen leicht abnimmt. Abbildung 6.15 zeigt die schwache Abhängigkeit der Kräfte von der Vorspannung. Der Grund dafür ist, dass die Kräfte fast ausschließlich von der Druckbeaufschlagung abhängig sind. Die Zugkrafterhöhung im Dichtband, die durch das Vorspannen erzeugt wird, hat bei den vorliegenden, kleinen Durchbiegungen des Dichtbands fast keinen Einfluss.

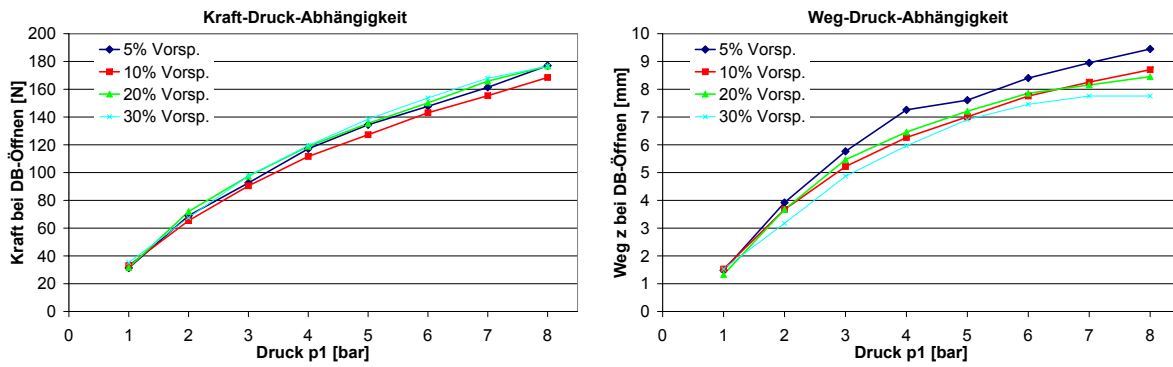


Abbildung 6.14: Einfluss der Vorspannung (DB2; $p_2=0$; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=6$; $e=0$)

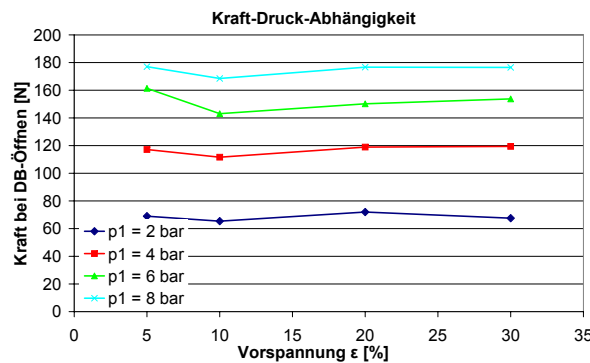


Abbildung 6.15: Einfluss der Vorspannung ε_{DB} (DB2; $p_2=0$; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=6$; $e=0$)

Einfluss der Biegesteifigkeit des Dichtbands

Die Biegesteifigkeit EI der verwendeten Dichtbänder wird bei der Versuchsdurchführung durch drei Maßnahmen verändert:

1. durch Variation der Dichtbandbreite b_{DB}
2. durch Variation der Dichtbanddicke d_{DB}
3. durch Variation der Elastizität bzw. der Härte des Dichtbandwerkstoffs

Dabei verändern die ersten beiden Maßnahmen das Flächenträgheitsmoment I des Dichtbands. Eine Erhöhung der Biegesteifigkeit hat eine Krafterhöhung zur Folge, während der Weg zum Öffnen abnimmt. Die Ursache für dieses Verhalten ist, dass ein steiferes Dichtband die Druckkräfte der stempelfernen Dichtbandbereiche direkter auf den Stempel übertragen kann. Die Abstützung des Dichtbands auf die Kanalwandung nimmt dann schon bei kleinen Stempelbewegungen stark ab, wodurch die Flächenpressung an den Dichtbandrändern schon bei kleinen Wegamplituden stark reduziert wird.

Einfluss des Bohrungsdurchmessers

Die Veränderung des Bohrungsdurchmessers d_{Bo} übt fast keinen Einfluss auf die Kräfte und Wege bis zum Öffnen des Dichtbandes aus (vgl. Abbildung 6.16). Beim Verfahren

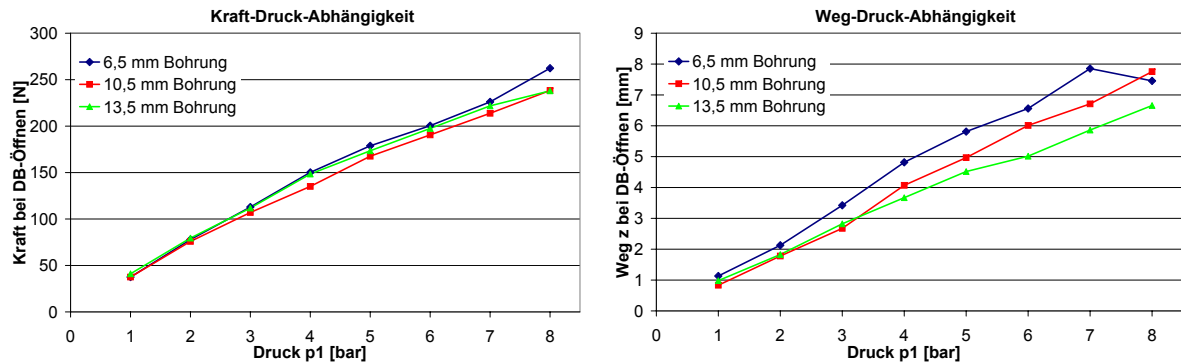


Abbildung 6.16: Einfluss des Bohrungsdurchmessers d_{Bo} (DB10; $p_2=0$; $d_{St}=6$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

des Stempels wird das Dichtband bereits vor dem Öffnen von der Kanalwand abgelöst. Die Druckkraft, die dem Stempel entgegenwirkt, ist demnach nicht die Druckkraft auf die Bohrungsfläche, sondern vielmehr die Druckkraft auf die Einflussfläche, die etwa der Fläche des abgelösten Dichtbandbereichs entspricht (vgl. Abbildung 6.17). Solange

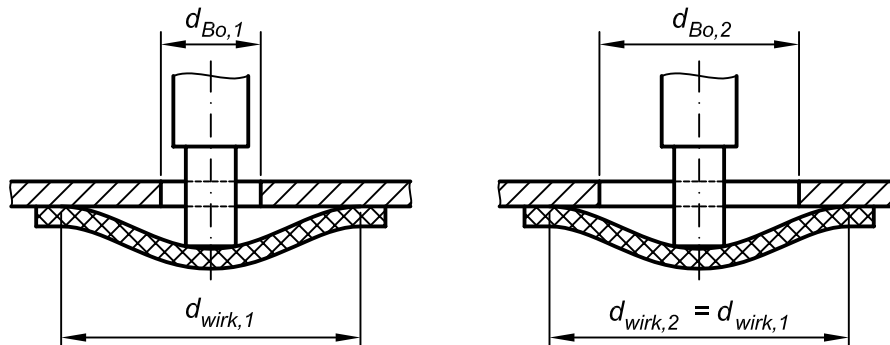


Abbildung 6.17: Gleiche Wirkfläche bei unterschiedlichen Bohrungsdurchmessern d_{Bo}

das Dichtband an der Kanalwandung anliegt, unterscheiden sich die Kraftverläufe bei unterschiedlichen Bohrungsdurchmessern, weil die Wirkfläche bis zum ersten Ablösen von der Kanalwand etwa dem Bohrungsdurchmesser entspricht. Der Kraft-Weg-Verlauf steigt deshalb zu Beginn der Bewegung steiler an.

Einfluss des Stempeldurchmessers

Aus dem Kraft-Druck-Diagramm und dem Weg-Druck-Diagramm in Abbildung 6.18 ist ersichtlich, dass bei unterschiedlichen Stempeldurchmessern d_{St} die Kräfte zum Öffnen etwa gleich bleiben, während der Weg mit zunehmendem Stempeldurchmesser abnimmt.

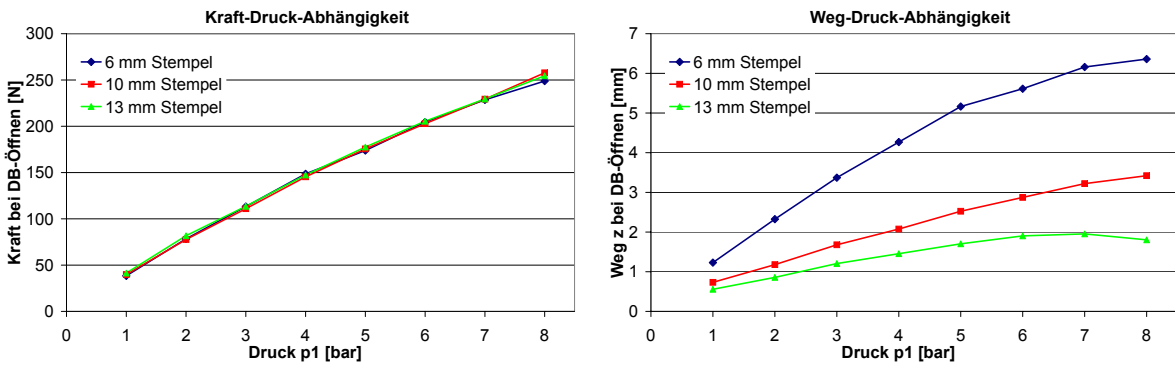


Abbildung 6.18: Einfluss des Stempeldurchmessers d_{St} (DB18; $p_2=0$; $d_{Bo}=13,5$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

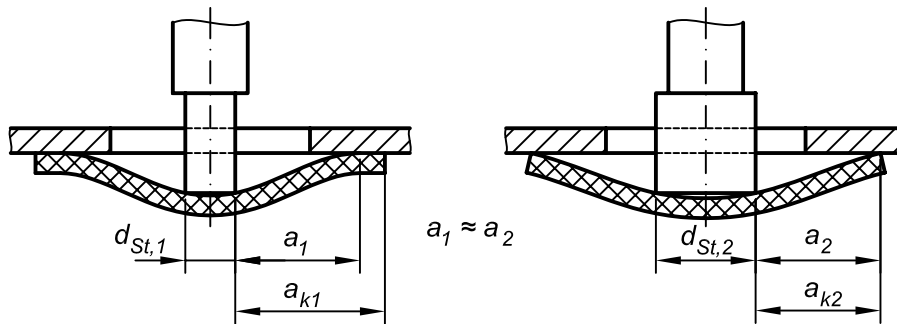


Abbildung 6.19: Geringerer Weg zum Öffnen bei größerem Stempeldurchmesser d_{St}

Die Erklärung ist, dass der Abstand $a_{k,i}$ zwischen der Stempelkante und der Außenkante des Dichtbands bei größerem Stempeldurchmesser kleiner ist (vgl. Abbildung 6.19). Unter der Annahme, dass der Abstand a_i zwischen Stempelkante und dem Ablösepunkt gleich bleibt, muss das Dichtband bereits bei einem kleineren Stempelweg abheben.

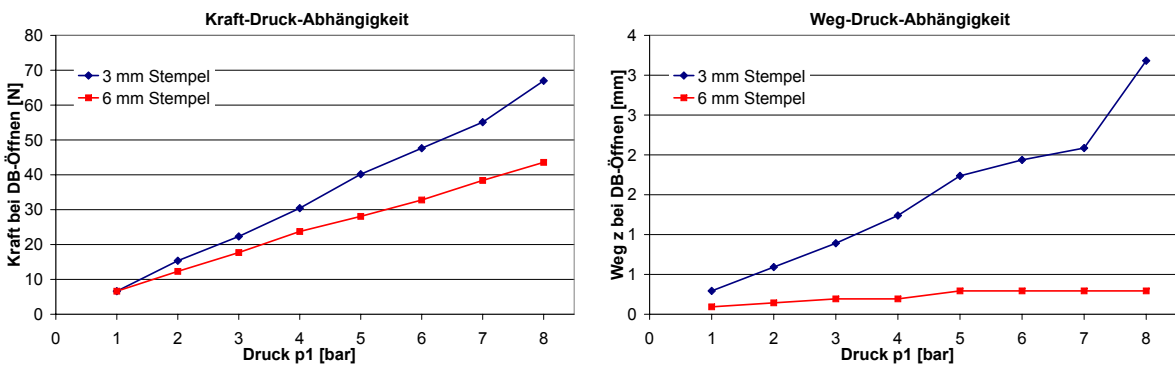


Abbildung 6.20: Einfluss des Stempeldurchmessers d_{St} (DB1; $p_2=0$; $d_{Bo}=6,5$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

Die in Abbildung 6.20 dargestellten Diagramme zeigen die Ergebnisse der Versuche mit einem 10mm breiten Dichtband. Bei diesen Versuchen ist zur Wegreduzierung auch eine Kraftreduzierung zu erkennen, die aus dem geringen Unterschied zwischen Dichtbandbreite und dem Stempeldurchmesser resultiert. Beim Stempel mit $d_{St} = 6\text{mm}$ kann sich das Dichtband nur wenig in den Kanal wölben, bevor es öffnet. Zum Zeitpunkt des Öffnens hat sich deshalb eine geringere Kraft aufgebaut als beim kleineren Stempeldurchmesser.

Einfluss der Exzentrizität

Hintergrund für diese Untersuchung war die Annahme, dass das Dichtband als Hebel wirkt, wenn der Stempel außerhalb der Bohrungsmittle am Dichtband angreift. Das bedeutet, dass nicht die gesamte im Einflussbereich auf das Dichtband wirkende Druckkraft mit dem Stempel aufgebracht werden muss, um das Dichtband anzuheben, weil ein Teil der Kraft durch Abstützen des Dichtbands am Kanal aufgenommen wird ($F_{Stütz}$). Das Dichtband wird dann einseitig angehoben. Die Hebelwirkung und die erreichbare Reduzierung der Abhebekraft F sind dabei abhängig von der Dichtbandbreite, der Lage des Angriffspunktes und der Quer-Biegesteifigkeit EI_x des Dichtbands. Die Verschiebung des Kraftangriffspunktes erfolgt bei der Versuchsdurchführung ausschließlich in Kanalquerrichtung. In Abbildung 6.21 sind modellhaft die Kräfte für ein unendlich biegesteifes

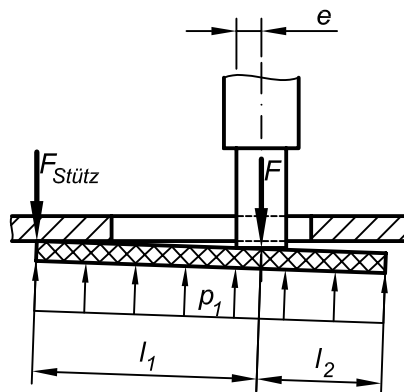


Abbildung 6.21: Modellvorstellung für die Hebelwirkung bei exzentrischem Kraftangriff und unendlich steifem Dichtband: Kraftverhältnisse im Moment des Öffnens

Dichtband dargestellt. Für die Auswertung ist es sinnvoll, nach der Dichtbandbreite zu unterteilen:

Breite 10mm:

Bei den 10mm breiten Bändern kann bedingt durch die Größenverhältnisse von Bohrungsdurchmesser und Stempeldurchmesser lediglich eine Exzentrizität von $e=1\text{mm}$ eingestellt werden. In Tabelle 6.2 ist die Kraftreduzierung bei exzentrischem Kraftangriff für die einzelnen Dichtbänder aufgeführt. Wie vermutet, ist die größte Kraftreduktion beim

DB-Nr.	Exzentrizität [mm]	Kraftreduzierung [%]	Härte [Shore A]	Dicke [mm]	Werkstoff/ Besonderheiten
1	1	20	65	5	NBR
5	1	20	90	5	NBR
9	1	32	65	6	NBR
21	1	41	65	1	NBR + 1mm PVC verklebt

Tabelle 6.2: Einfluss der Exzentrizität e bei $b_{DB}=10\text{mm}$

biegesteifsten Dichtband DB21 mit PVC-Trägermaterial festzustellen. Das 6mm dicke Dichtband DB9 weist die zweithöchste Kraftreduktion auf. In Abbildung 6.22 sind die

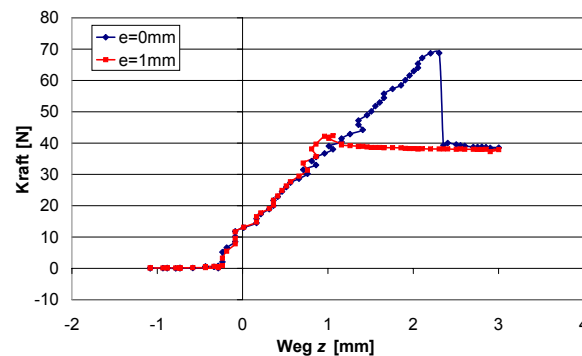


Abbildung 6.22: Auswirkung des exzentrischen Kraftangriffs (DB9; $H=65$ Shore A; $b_{DB}=10\text{mm}$; $p_1=6\text{bar}$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=6,5\text{mm}$; $d_{St}=3\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=20\%$)

Kraft-Weg-Zusammenhänge für Dichtband DB9 mit einer zur Bohrungsachse koaxialen und einer zur Bohrungsachse exzentrischen Stempelbewegung dargestellt.

Breite 20mm:

Auch bei den Dichtbändern mit der Breite 20mm nehmen die Kräfte und der Weg zum Öffnen des Dichtbands mit exzentrischer Krafteinwirkung tendenziell ab. Bei diesen Messungen hat die größere Härte des Dichtbands DB5 einen größeren Einfluss als die größere Dicke (+ 1mm) des Dichtbands DB9.

Breite 30mm:

Bei den Messungen mit den 30mm breiten Dichtbändern konnte mit einer Ausnahme keine eindeutige Kraftreduzierung durch Verschieben des Stempels aus der Bohrungsmitte festgestellt werden. Eine plausible Erklärung ist, dass die maximale Exzentrizität von maximal 2mm im Verhältnis zur Dichtbandbreite zu gering ist. Lediglich für Dichtband DB7 mit einer Härte von 90 Shore A wird eine Kraftverminderung um 12% ermittelt.

Einfluss des Gegendrucks

Beim Betrieb des Druckluftzuführungssystems muss die Leitung zum Verbraucher jederzeit unter Betriebsdruck stehen. Für das untersuchte Konzept bedeutet dies, dass die Ventileinheit ebenfalls immer druckbeaufschlagt ist - unabhängig davon, ob sie im Eingriff mit dem Kanal oder der Trommel steht oder gegen die Umgebung abdichtet. Für das Abheben des Dichtbands hat dies zur Folge, dass nach dem ersten Öffnen des Ventils der Ventileinheit das Dichtband von außen mit dem Druck, der in der Ventileinheit herrscht, beaufschlagt wird. Es lag deshalb nahe, den Effekt des Gegendrucks p_2 auf das Öffnungsverhalten des Dichtbands zu untersuchen.

Bei den Untersuchungen ohne Gegendruck ($p_2=0$) entspricht die gemessene Kraft am Stempel der Kraft, die zum Öffnen des Dichtbands erforderlich ist. Bei den Messungen mit Gegendruck wirkt auf den Stempel bereits vor dem Öffnen eine zusätzliche Druckkraft (vgl. auch Abbildung 6.10 in Abschnitt 6.3.2). Bei der Betrachtung der Messkraft

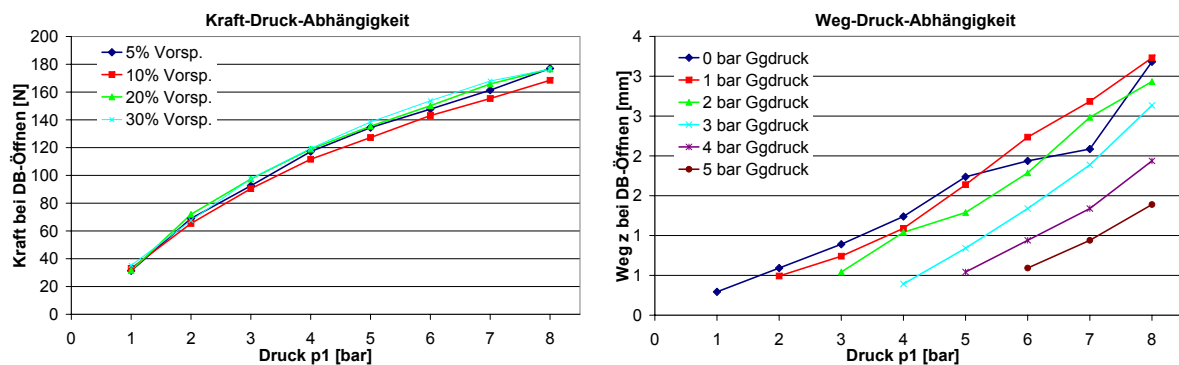


Abbildung 6.23: Einfluss des Gegendrucks p_2 (DB_1 ; $d_{Bo}=6,5$; $d_{St}=3$; $\varepsilon_{DB}=5\%$; $e=0$)

wird deutlich, dass der Gegendruck zu einer Kraftminderung führt, die von der Höhe des Gegendrucks abhängt (vgl. Abbildung 6.23). Der Weg bis zum Öffnen des Dichtbands nimmt mit zunehmendem Gegendruck ebenfalls ab. Dieses Verhalten kann damit erklärt werden, dass die flächig wirkende Gegendruckkraft das Dichtband weniger ins Kanalinere wölbt als eine vergleichbare punktförmige Kraft des Stempels.

6.3.4 Modellierung des Dichtungssystems

In diesem Abschnitt wird ein Modell des Dichtungssystems, das vereinfacht aus einem Druckluftkanal, einem Dichtband und einem Stempel besteht, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode erstellt. Das Modell soll als Werkzeug für die Auslegung eines neuen Dichtungssystems, nach dem vorgestellten Prinzip und für die Visualisierung der Vorgänge bei der Betätigung der Ventileinheiten, erarbeitet werden. Insbesondere die Gestaltung des Stempels, der eine exzentrische Betätigung bei gleichzeitiger Einhaltung eines geringen Schadvolumens erlaubt, kann mit einem numerischen Modell kostengünstig unterstützt werden. Würde man versuchen die Gestaltung des Stempels mittels physikalischer Modelle zu optimieren, wäre der Kostenaufwand nicht akzeptabel.

Mit dem Modell können Spannungen im Dichtband aufgezeigt werden, die anhand der Messungen nicht zu ermitteln sind. Zur Validierung und Anpassung des Modells stehen die Messdaten der am Versuchsstand durchgeführten Messungen zur Verfügung.

Um einen akzeptablen Aufwand für die Simulation zu gewährleisten, ist es wichtig, Modellvereinfachungen vorzunehmen. Im vorliegenden Fall wurden deshalb zunächst zur Bohrungsmitte achsensymmetrische Modelle, Modelle mit zweifacher Symmetrie (zur x - Z -Ebene und zur y - z -Ebene durch die Bohrungsmitte) und Modelle mit einfacher Symmetrie (zur y - z -Ebene durch die Bohrungsmitte) aufgestellt. Mit den beiden letztgenannten Modellen ist es möglich, die Vorspannung des Dichtbands entlang des Kanals abzubilden.

Modellbeschreibung

Für die Modellierung nach der Finite Elemente Methode müssen die Geometrie, die Materialeigenschaft, die Randbedingungen, die Belastungen und die gegenseitige Beeinflussung der Komponenten (Kontaktproblem) in geeigneter Form abgebildet werden.

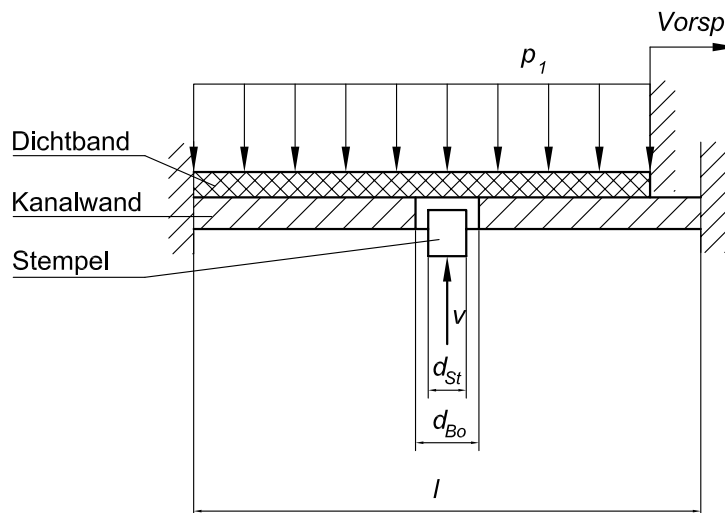


Abbildung 6.24: Modell von Dichtband, Stempel und Kanal

In Abbildung 6.24 sind die Randbedingungen und die Belastungen, die dem Modell zugrunde gelegt wurden im Schnitt durch die x - y -Ebene dargestellt. Zur Modellierung der Vorspannung im Dichtband wurde die Lage der rechten Einspannung des Dichtbands zu Beginn einer Simulation entsprechend der Größe der Vorspannung verändert. Das Modell beinhaltet einen Stempel, die Wandung des Druckluftkanal und ein Elastomerdichtband. Der Stempel ist als beweglicher, elastischer Zylinder, die Kanalwand als elastische Platte mit einer Bohrung und das Dichtband ebenfalls als elastische Platte modelliert. Die Bewegung des Stempels wird als Randbedingung durch eine konstante Geschwindigkeit der Stempelunterseite abgebildet.

Materialmodelle

Dem Stempel und dem Druckluftkanal wird ein linear-elastisches Werkstoffverhalten zugewiesen. Für die Kanalwand werden $E = 70000\text{N/mm}^2$ und $\nu = 0,3$ (Al) und für den Stempel $E = 210000\text{N/mm}^2$ (Stahl) eingesetzt.

Elastomere zeigen ein nichtlineares Werkstoffverhalten. Für die Beschreibung des Werkstoffverhaltens von Elastomeren stehen mehrere Materialmodelle zur Verfügung. Für das Elastomerdichtband wurde ideal-elastisches Verhalten angenommen, d. h. der Werkstoff wird quasistatischen Lasten unterworfen. Viskoelastische Effekte wie Spannungsrelaxation und Hysterese werden nicht berücksichtigt. Die Materialmodelle zur Erfassung des ideal-elastischen Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Elastomeren werden in der Regel mit Gleichungen für die Formänderungsenergiedichte W beschrieben. Diese Modelle unterscheiden sich lediglich in ihrer Herleitung und Formulierung (der Formänderungsenergiedichte W). Die meisten der Modelle basieren auf rein mathematisch-phänomenologischen Herleitungen (vgl. Mooney (1940), Rivlin (1948), Ogden (1981)). Daneben existieren auch Materialgesetze, die auf der Basis thermodynamisch-statischer Untersuchungen oder aus Analogiebetrachtungen gewonnen wurden (vgl. Kilian (1981)). Die Formänderungsenergiedichte kann beispielsweise in Abhängigkeit der Verstreckungsverhältnisse $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, oder den Invarianten I_1, I_2, I_3 des rechten Cauchy-Greenschen Verzerrungstensors formuliert werden. Die Verstreckungsverhältnisse sind definiert als

$$\lambda_i = \frac{l_i}{l_{i0}}. \quad (6.19)$$

Dabei ist l_i die momentane Länge und l_{i0} die Anfangslänge. Zwischen den Invarianten und den Verstreckungsverhältnissen besteht der folgende Zusammenhang:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (6.20)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (6.21)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (6.22)$$

Bei inkompressiblen Materialien bleibt das Volumen konstant, damit wird

$$I_3 = 1. \quad (6.23)$$

die Formänderungsenergiedichte W ist damit nur abhängig von den ersten beiden Invarianten.

$$W = W(I_1, I_2) \quad (6.24)$$

Im vorgestellten Modell soll die Kompressibilität des Elastomerwerkstoffs berücksichtigt werden. Dies wird mit einem zusätzlichen Term W_D erreicht. Damit ergibt sich für die Formänderungsenergiedichte

$$W = W(I_1, I_2) + W_D(I_3). \quad (6.25)$$

Aus diesen Zusammenhängen heraus wurden verschiedene Materialgesetze, die auf einem Polynomansatz für die Formänderungsenergiedichte basieren, aufgestellt. Als Beispiel sei

hier das Mooney-Rivlin-Gesetz genannt, das nur die linearen Terme des Polynomansatzes berücksichtigt und die Formänderungsenergiedichte mit

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(I_3 - 1) \quad (6.26)$$

beschreibt (vgl. Mooney (1940), Rivlin (1948)). Dabei sind C_{10} und C_{01} Materialkoeffizienten, die für jeden Werkstoff bestimmt werden müssen. D_1 ist ein temperaturabhängiger Parameter, der die Inkompressibilität des Werkstoffs beschreibt. Für das Mooney-Rivlin-Modell besteht für den initialen Schubmodul der Zusammenhang

$$G_0 = 2(C_{10} + C_{01}) \quad (6.27)$$

und für den initialen Kompressionsmodul

$$K_0 = \frac{2}{D_1} \quad (6.28)$$

(vgl. Johannknecht (1999)). Ein Spezialfall der Mooney-Rivlin-Gleichung ist das Neo-Hooke-Gesetz

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(I_3 - 1) \quad (6.29)$$

mit nur einem Materialkoeffizienten. Es existieren viele Vergleiche der Materialmodelle für unterschiedliche Belastungsfälle.

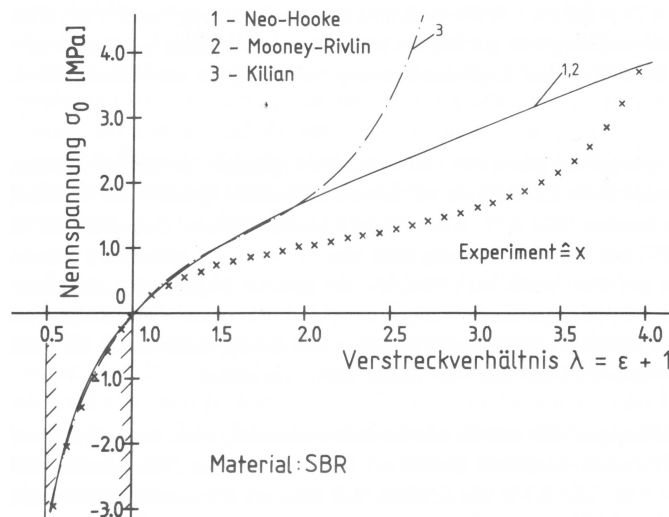


Abbildung 6.25: Materialmodelle, uniaxialer Druckversuch, Kalibrierbereich $\lambda=0,5-1,0$;
Quelle: Mohr-Matuschek (1992)

Nach Mohr-Matuschek (1992) ist das Neo-Hooke-Modell für den vorliegenden Fall mit kleinen Dehnungen geeignet. Dies zeigt auch die Darstellung eines uniaxialen Zugversuchs

in Abbildung 6.25. Es ist zu erkennen, dass bei Verstreckverhältnissen bis $\lambda=3,0$ das Neo-Hooke-Modell im Vergleich zu den Messergebnissen und dem mehrparametrischen Mooney-Rivlin- und Kilian-Modellen eine hohe Genauigkeit aufweist.

Mit der Näherungsformel nach Battermann und Köhler (vgl. Batterman (1982)) kann der Schubmodul G_0 mit

$$G_0 = 0,086 \cdot 1,045^H \quad (6.30)$$

bestimmt werden. Dabei entspricht H der Härte nach Shore A. Nach (6.27) wird demnach der für das Modell benötigte Materialkoeffizient mit

$$C_{10} = 0,043 \cdot 1,045^H \quad (6.31)$$

bestimmt.

Kontaktproblem

Für die Modellierung müssen die Kontakte zwischen dem Kanal und dem Dichtband (Aluminium-Gummi) sowie dem Stempel und dem Dichtband (Stahl-Elastomer) definiert werden. Die numerische Behandlung von Kontaktproblemen erfordert die Formulierung der kinematischen Beziehungen der Körper zueinander. Es wird in den Normalkontakt und den Tangentialkontakt unterschieden. Für den Normalkontakt muss die Annäherung der Kontaktflächen, die sich aus mikromechanischen Beobachtungen des Kontaktvorgangs ergeben, formuliert werden. Der Tangentialkontakt, der die Reibung beschreibt, wird maßgeblich von der Oberflächenrauigkeit, der Oberflächentemperatur, den Druckspannungen und der Relativgeschwindigkeit der Kontaktflächen beeinflusst. Die meisten Softwareprodukte für die Finite-Elemente-Simulation setzen für die Modellierung des finiten Kontaktproblems das Master-Slave-Konzept ein. Dabei wird zur Beschreibung der Bewegung zweier Körper ein Körper als Referenzkörper (Master-Fläche) definiert. Die Kontaktflächen werden a priori festgelegt. Es muss beachtet werden, dass die verformte Fläche als Slave-Fläche definiert wird. Werden beide Flächen verformt, so muss die steifere der beiden Flächen als Master definiert werden und eine gröbere Vernetzung besitzen. Die Kontakte im Modell werden als unilaterale Kontakte mit kinetischem Durchdringungsverbot und kinetischem Adhäsionsverbot definiert. Für die Berücksichtigung des Kontakts sind verschiedene Methoden verfügbar, die sich in einem unterschiedlichen Rechenaufwand auswirken. Im Modell werden unterschiedliche Methoden zur Beschreibung des Normal-Kontakts eingesetzt. Die Augmented-Lagrange-Methode zeigt das beste Konvergenzverhalten. Für den Tangentialkontakt wird das Penalty-Verfahren eingesetzt, das die Möglichkeit der Berücksichtigung von elastischem Schlupf zulässt, der für die Reibung von Elastomeren berücksichtigt werden muss.

Simulation und Modellverfeinerung

Für die Berechnung wird die Simulation in vier Berechnungsschritte unterteilt:

1. Vorspannen des Dichtbands
2. Druckbeaufschlagung des Dichtbands (linearer Druckanstieg)

3. Beginn der Stempelbewegung
4. Öffnen des Dichtbands

Im Folgenden werden Modell und Simulation anhand von Simulationsergebnissen einer Berechnung mit einfach symmetrischem Modell (Symmetrie zur $y - z$ -Achse) mit einem Dichtband der Härte $H_{ShoreA}=65$ und einer Breite von $B_{DB}=20\text{mm}$ (entspricht DB2 aus Abschnitt 6.3.2), einer Vorspannung von $e=10\%$, einer Exzentrizität des Stempels von $e=1,75\text{mm}$, einem Bohrungsdurchmesser $d_{Bo}=13,5\text{mm}$, einem Stempeldurchmesser $d_{St}=10\text{mm}$ veranschaulicht. Die Kanalbohrung ist an der Auflageseite mit einer Fase versehen. Aluminiumprofil (Druckluftkanal) und Dichtband sind mit Tetraeder-Elementen, der Stempel mit Quader-Elementen vernetzt. Alle Berechnungsschritte werden ohne Gegendruck ($p_2=0\text{bar}$) durchgeführt. Der Druck auf das Dichtband im Kanalinnern steigt bis auf $p_1=8\text{bar}$ an. Die Farbspektren der Abbildungen 6.26 bis 6.30 sind Vergleichsspannungen nach Mises in $[\text{N}/\text{mm}^2]$ zugeordnet.

Ausgangszustand

Im Ausgangszustand in Abbildung 6.26 ist das Dichtband entspannt.

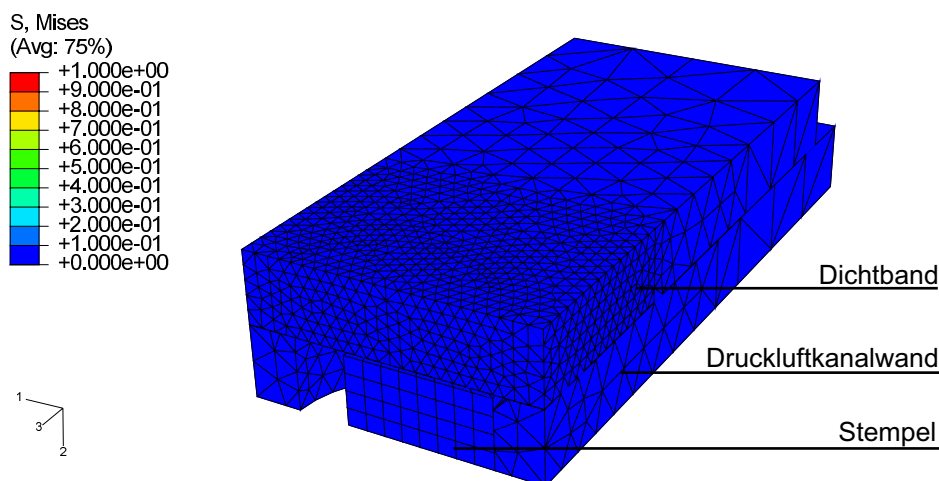


Abbildung 6.26: Simulation: Ausgangszustand-ohne Vorspannung, ohne Druckbeaufschlagung (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=0\text{bar}$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{St}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=0\%$; $e=1,75\text{mm}$)

Schritt 1: Vorspannen des Dichtbands

Beim ersten Schritt ist die Reibung zwischen dem Dichtband und dem Kanal noch nicht definiert, sodass sich eine gleichförmige Zugspannung im Dichtband einstellen kann. Abbildung 6.27 zeigt die Simulation am Ende des ersten Schrittes „Vorspannen des Dichtbandes“. Es ist zu erkennen, dass sich die gewünschte konstante Vorspannung über der Dichtbandlänge und -breite einstellt.

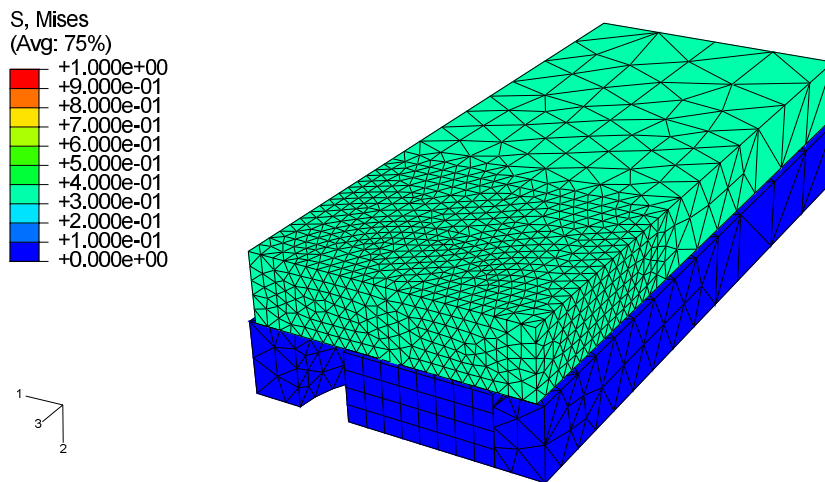


Abbildung 6.27: Simulation: Berechnungsschritt 1-mit 10% Vorspannung, ohne Druckbeaufschlagung (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=0\text{bar}$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{St}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=10\%$; $e=1,75\text{mm}$)

Schritt 2: Druckbeaufschlagung

Im zweiten Schritt wird die Reibung bzw. der Kontakt zwischen Dichtband und Kanal definiert. Es erfolgt ein linearer Druckanstieg um die Gefahr der Divergenz aufgrund der großen Deformationen am Bohrungsrand zu verkleinern. Die Deformationen am Bohrungsrand sind auch der Grund, dass das Dichtband im Bereich der Bohrung sehr fein vernetzt werden muss, um eine ausreichende Genauigkeit der Rechenergebnisse zu gewährleisten.

Schritt 3: Stempelbewegung

Im dritten Schritt wird der Stempel mit konstanter Geschwindigkeit gegen das Dichtband bewegt. Das Dichtband wird durch den Stempel gegen die Druckbelastung ins Kanalinere gewölbt. Die Inkrementierung des Schrittes muss sehr klein sein, um damit die feine Vernetzung im Bereich der Bohrung, bzw. des Stempels und das quasistatische Verhalten des Materialmodells zu berücksichtigen.

Schritt 4: Öffnen des Dichtbands

Im vierten Schritt wird die Dichtbandunterseite im nach innen gewölbten Bereich des Dichtbands mit dem Innendruck beaufschlagt. Für eine möglichst genaue Simulation müsste in diesem Schritt die druckbeaufschlagte Fläche dynamisch angepasst werden. Da durch den Druckausgleich zwischen Dichtbandober- und unterseite die Flächenpressung zwischen Stempel und Dichtband stark reduziert wird, ist das Dichtband in diesem Schritt nur geringen Belastungen ausgesetzt. Deshalb wurde die dynamische Flächenanpassung nicht abgebildet.

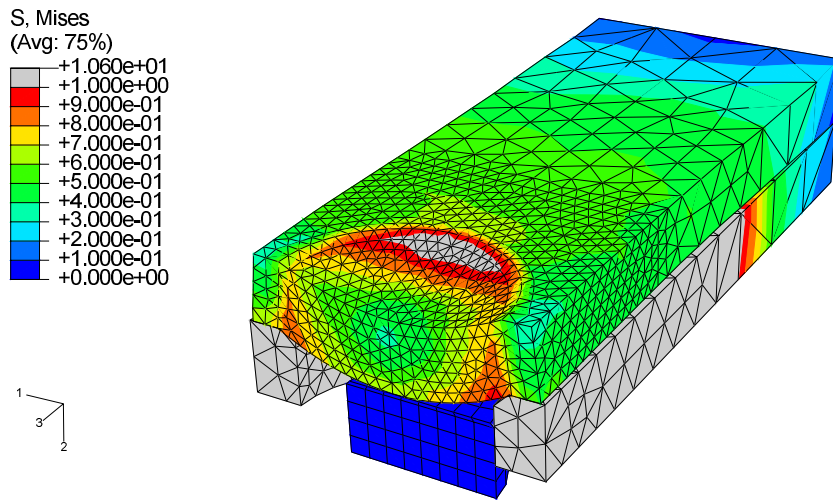


Abbildung 6.28: Simulation: Berechnungsschritt 2-mit 10% Vorspannung, und Druckbeaufschlagung $p_1=8\text{bar}$ (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=8\text{bar}$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{Bo}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=10\%$; $e=1,75\text{mm}$)

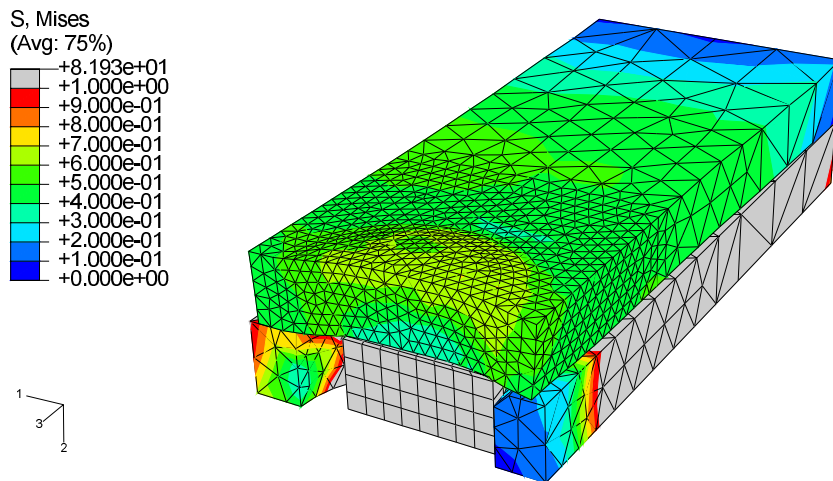


Abbildung 6.29: Simulation: Berechnungsschritt 3-mit Stempelbewegung $p_1=8\text{bar}$ (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=8$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{St}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=10\%$; $e=1,75\text{mm}$)

Maximale Dichtbandbeanspruchung

Anhand der Abbildungen 6.26 bis 6.30 ist zu erkennen, dass das Dichtband am Ende des Berechnungsschritts 2 bei der maximalen Auswölbung des Dichtbands aus der Bohrung die größte Beanspruchung erfährt. In Abbildung 6.31 sind deshalb für diesen Zustand

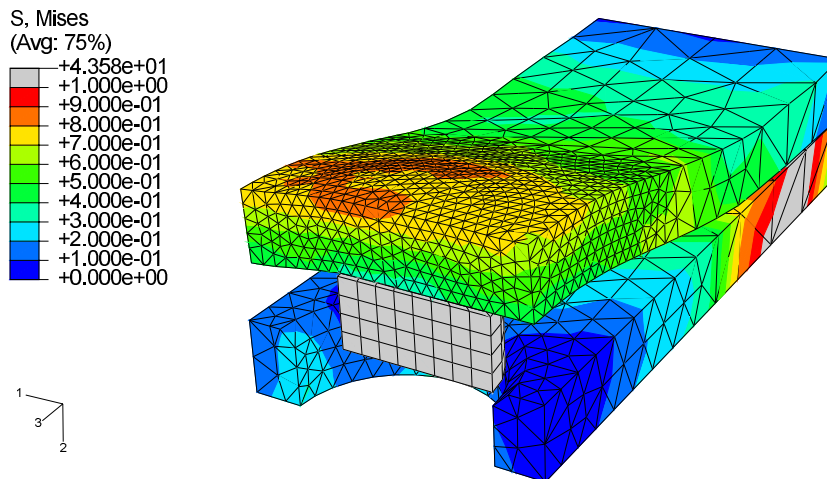


Abbildung 6.30: Simulation: Berechnungsschritt 4-Öffnen des Dichtbands $p_1=8\text{bar}$ (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=8$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{St}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=10\%$; $e=1,75\text{mm}$)

die Verformungen dargestellt. Es ist zu sehen, dass die maximalen Verformungen bei ca. 0,3 und damit im Eignungsbereich des Neo-Hooke-Materialmodells liegen (vgl. Abschnitt 6.3.4).

Um eine Validierung und Anpassung des Modells mit den in Abschnitt 6.3.3 ermittelten Messergebnissen zu ermöglichen, muss der Materialkoeffizient C_{10} dem Werkstoff der in den Messungen eingesetzten Dichtbänder entsprechen. Es wird festgestellt, dass die Herstellerangaben der Gummihärte der eingesetzten Dichtbänder zum Teil sehr große Abweichungen zur tatsächlichen Härte des Gummis aufwiesen. Diese Angaben können deshalb nicht zur Berechnung des Schubmoduls nach (6.30) genutzt werden. Deshalb wird die Härte der eingesetzten Dichtbänder mit einem Messgerät nach Shore A gemessen. Für den Wert D_1 kann für technische NBR 0.001 gewählt werden. Für die Validierung und Anpassung des Modells an die Messergebnisse werden die Werte der Auswölbung des Dichtbands bei Druckbeaufschlagung mit dem Innendruck p_1 von Simulation und Messung verglichen. In Tabelle 6.3 sind die Auswölbungen einer Auswahl von sechs Simulationen und den korrespondierenden Messungen gegenübergestellt.

Durch Variation von D_1 und der Vernetzung der Komponenten, kann das FE-Modell an die realen Eigenschaften, die in den Messungen erfasst wurden, angepasst werden. In den Messungen konnte mit einfachen Stempelgeometrien gezeigt werden, dass mit einer exzentrischen Krafteinwirkung auf das Dichtband beim Abheben deutlich geringere Kräfte zum vollständigen Abheben des Dichtbands benötigt werden. Mithilfe des numerischen Modells ist es möglich, unterschiedliche asymmetrische Stempelgeometrien in

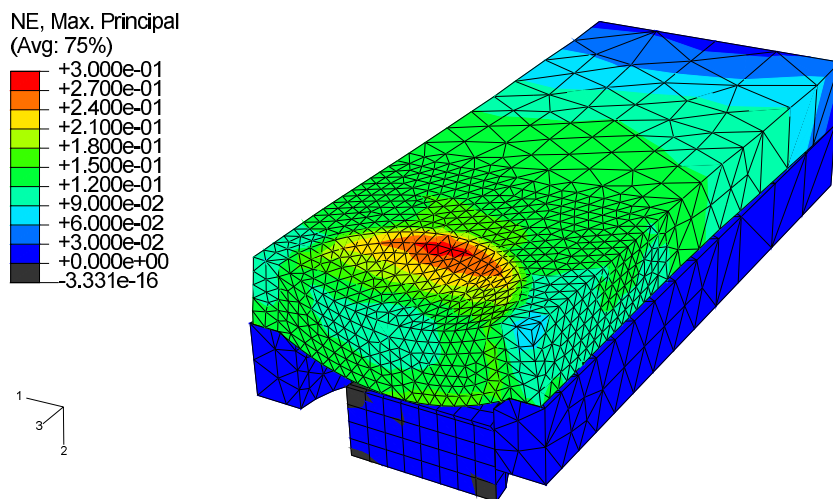


Abbildung 6.31: Simulation: Berechnungsschritt 3-mit Stempelbewegung $p_1=8\text{bar}$ (DB2; $H=65$ Shore A; $p_1=8$; $p_2=0\text{bar}$; $d_{Bo}=13,5\text{mm}$; $d_{St}=10\text{mm}$; $\varepsilon_{DB}=10\%$; $e=1,75\text{mm}$)

Messungsnr.			3174	3933	4117	4713	5265	5425
DB-Nr.			10	11	12	10	11	12
Vorspannung			10,00%	10,00%	5,00%	10,00%	10,00%	5,00%
Innendruck [bar]			8	8	8	8	8	8
Bohrung [mm]			10,5	10,5	10,5	13,5	13,5	13,5
DB-Breite [mm]			20	30	40	20	30	40
Härte [Sh]			65	65	65	65	65	65
Auswölbung [mm]	FEM	D=0,001	0,898	0,887	0,905	1,429	1,378	1,475
		Versuch	1	1	1,2	1,5	1,6	1,5

Tabelle 6.3: Vergleich Auswölbungen aus Simulation und Messungen

Kombination mit unterschiedlichen Dichtbändern (Abmessungen, Härte) zu testen und zu optimieren. Mit physikalischen Modellen könnte das nicht mit akzeptablem Aufwand durchgeführt werden, weil beim physikalischen Modell jede Änderung am Stempel die Fertigung eines neuen Stempels erfordern würde.

6.3.5 Schlussfolgerung für die Gestaltung der Zapfstellen

Die Untersuchungen des Dichtbandverhaltens beim Abheben und Öffnen hat die Abhängigkeit von den betrachteten Parametern aufgezeigt. Für die Auslegung eines Dichtungssystems aus Dichtband, Kanal und Ventileinheit, die die Reduzierung der Kraft zum

Öffnen des Dichtbands verfolgt, müssen die folgenden Grundsätze berücksichtigt werden:

- Die Dichtbänder sollten möglichst schmal sein. Es ist zu beachten, dass die Breite des Bandes den Bohrungsdurchmesser soweit übersteigt, dass auch bei Lage- und Maßabweichungen von Bande und Bohrung innerhalb des Toleranzbereichs sowie bei kleinen Verschmutzungen zwischen Band und Kanal die Bohrung noch sicher vom Dichtband verschlossen wird.
- Das Dichtband muss so stark vorgespannt sein, dass es schon bei kleinsten Drücken eben am Kanal anliegt. Die Dichtheit bei kleinsten Drücken kann deutlich erhöht werden, wenn der Druckluftkanal über der Länge eine Wölbung nach oben aufweist, sodass bereits bei sehr kleinen Vorspannungen und durch die Gewichtskraft des Dichtbands eine Anpressung des Bands an die Innenseite des Druckluftkanals vorliegt.
- Wenn das Dichtband mit einer zur Bohrung koaxial gerichteten Kraft angehoben wird, soll das Dichtband möglichst elastisch sein. Dabei ist darauf zu achten, dass sich der Weg bis zum Öffnen mit der Elastizität des Bandes erhöht und dass sich ein weicherer Band unter Einwirkung des Kanalinnendruckes stärker nach außen wölbt. Die Wölbung nach außen ist insbesondere bei der Gestaltung des Abhebestempels zu beachten.
- Der Bohrungsdurchmesser muss so klein wie möglich gehalten werden, damit ein schmales Dichtband zum Einsatz kommen kann. Der Bohrungsdurchmesser richtet sich nach dem geforderten Volumenstrom und der Anzahl der gleichzeitig im Eingriff befindlichen Ventileinheiten.
- Der Stempeldurchmesser muss so groß wie konstruktiv möglich gewählt werden, um den Weg bis zum Öffnen des Dichtbands möglichst klein zu halten.
- Das Dichtband soll - sofern konstruktiv machbar - mit einer zur Bohrung exzentrisch ansetzenden Kraft angehoben werden. In diesem Fall soll die Biegesteifigkeit des Dichtbands groß sein.
- Durch gezielten Einsatz des Innendruckes der Ventileinheit zum Abheben des Bandes können die Betätigungskräfte stark vermindert werden.
- Aus den ermittelten Kraft-Weg-Verläufen kann ein zur Kraft proportionales Übersetzungsverhältnis für die Betätigung ermittelt werden. Es ist von der Position der Kette relativ zum Wagen abhängig. Eine konstruktive Umsetzung kann beispielsweise durch eine entsprechende Gestaltung der Schaltleiste erfolgen.
- Um die Schmutzempfindlichkeit zu reduzieren, soll das Dichtband auf der der Kanalwand zugewandten Seite über eine Prägung verfügen, die die Einlagerung kleiner Schmutzpartikel toleriert. Als Beispiel für eine solche Prägung kann ein Rautenmuster genannt werden. Eine derartige Prägung sorgt weiterhin für Fettdepots, die die Schmierung des Dichtbandes unterstützen und zur Verbesserung der Dichtheit beitragen.

6.4 Steuerung der Druckluftverbindungen

Die Druckluftverbindungen zwischen Druckluftkanal und Ventileinheit sowie Trommel und Ventileinheit müssen aufgebaut werden sobald die Ventileinheit am Partner eingreift und gegenüber diesem abdichtet. Die Aufhebung der Luftverbindung muss vor dem Ablösen der Ventileinheit vom Partner erfolgen, damit keine Druckluft aus der Ventileinheit in die Umgebung entweichen kann. Dazwischen bleibt die Verbindung bestehen. Diese Funktionalität muss bei der Bewegung des Entnahmewagens am Kanal in beide Richtungen gegeben sein.

Mechanische Betätigung

Beim vorgestellten Funktionsmodell werden die Ventileinheiten durch Schaltleisten betätigt. In der Ventileinheit selbst wird die Kraft direkt an den Stempel, der das Dichtband abhebt, übertragen (vgl. Abbildung 6.39).

Pneumatische Betätigung

In Abbildung 6.32 ist der Aufbau einer pneumatisch betätigten Ventileinheit dargestellt. In Abbildung 6.33 wird die Funktionsweise verdeutlicht. Durch Eindrücken des Steuerschiebers

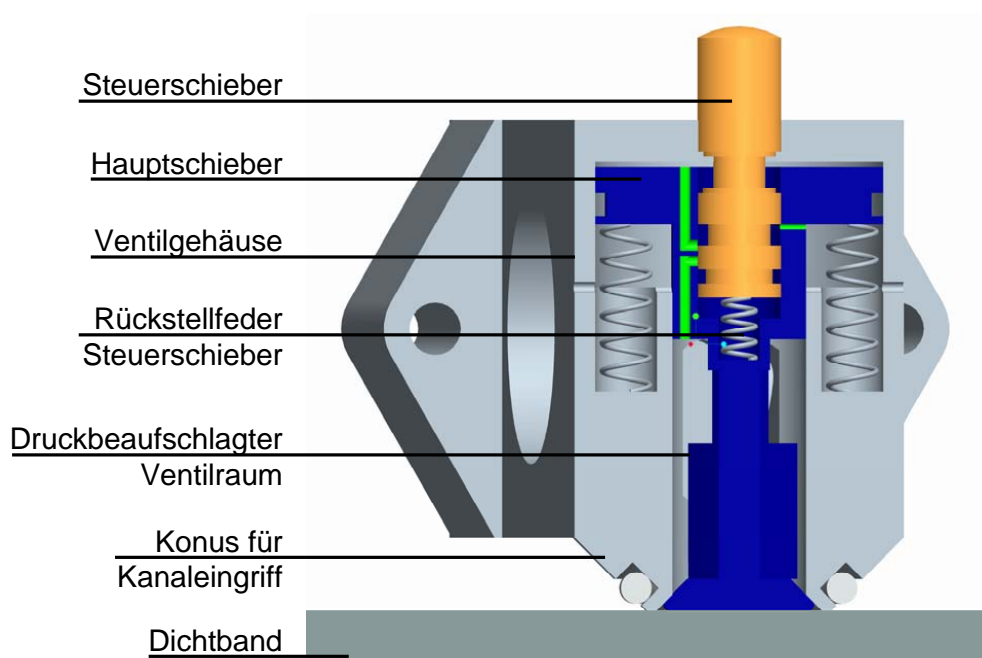


Abbildung 6.32: Aufbau einer pneumatischen Ventilbetätigung mit Nachführsteuerung

erschiebers (z. B. über eine Schaltleiste) wird über Steuerkanten die Kolbenfläche des Hauptschiebers mit Druck beaufschlagt. Der Hauptschieber bewegt sich in Richtung des Dichtbands, solange der Steuerschieber mitbewegt wird. Wird der Steuerschieber nicht

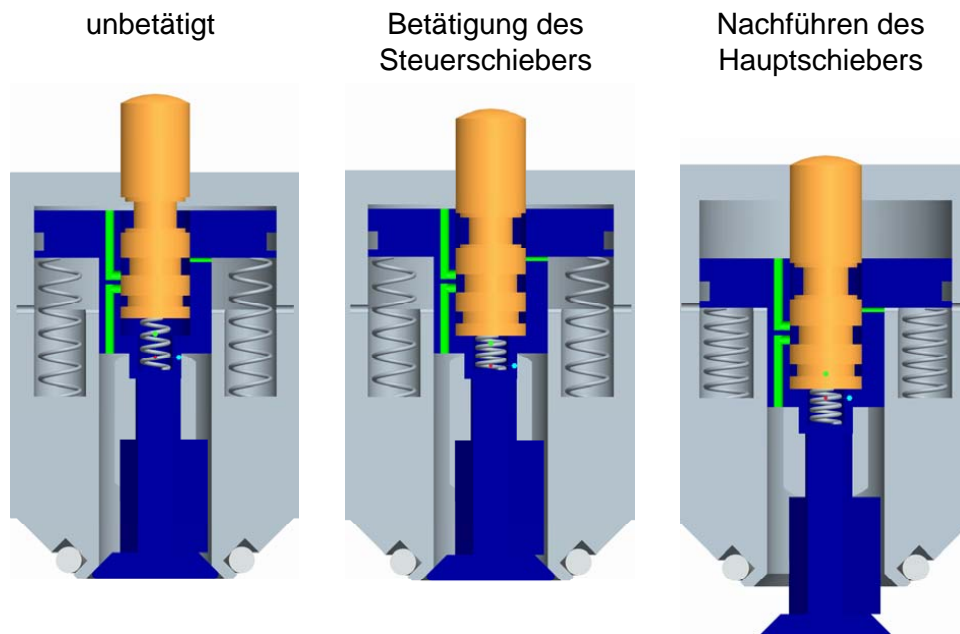


Abbildung 6.33: Ventilzustände der pneumatischen Ventilbetätigung

mitbewegt, so verschließt sich die Bohrung zum Hauptschieberkolben wieder und das Luftvolumen wird im Zylinderraum eingeschlossen. Wird der Steuerschieber zurückgezogen, so wird über Steuerkanten der Zylinderraum des Hauptschiebers zur Umgebung entlüftet. Der Hauptschieber fährt dann nach oben, bis das Luftvolumen im Zylinderraum wieder eingeschlossen ist oder er den oberen Endpunkt erreicht hat. Der Hauptschieber wird so dem Steuerschieber zu jedem Zeitpunkt nachgeführt. Voraussetzung dafür ist, dass das System unter Druck steht. Im drucklosen Zustand wird der Hauptschieber über einen Anschlag zum Steuerschieber von diesem zwangsgeführt.

Nachteilig bei dieser Betätigungslösung ist der hohe Luftverbrauch bei jedem Schließvorgang, wenn der Zylinderraum zur Umgebung entlüftet wird. Der Luftverbrauch kann dadurch herabgesetzt werden, dass der Weg (Kolbenhub) und die Kraft (Kolbenfläche) zum Abheben des Dichtbands verringert werden.

Druckgesteuerte mechanische Betätigung

Eine dritte Möglichkeit ist, die Ventileinheit zwar mechanisch zu betätigen, aber nur dann, wenn der Druck in der Druckluftleitung zum Verbraucher auf ein kritisches Niveau (z. B. unter 6bar) abgesunken ist. Somit ist es möglich, die Druckluftverbindungen zum Kanal nur dann herzustellen, wenn tatsächlich Luft verbraucht wird. Ohne einen Luftverbraucher kann der Wagen verfahren werden, ohne dass die Ventileinheit betätigt wird. Das Dichtband und die mechanischen Komponenten der Ventileinheit sind in diesem Fall keinen unnötigen Belastungen ausgesetzt. Für diese Art der Steuerung sind zwei prinzipielle Ausführungen denkbar. Zum einen ist dies eine federbelastete Schaltleiste mit druckgesteuerten Ventileinheiten und zum anderen direktmechanische Ventil-

einheiten mit einer druckgesteuerten Schaltleiste. In Abbildung 6.34 sind die Prinzipien vereinfacht dargestellt. Die Betätigungskraft der druckgesteuerten Ventileinheit ist unter

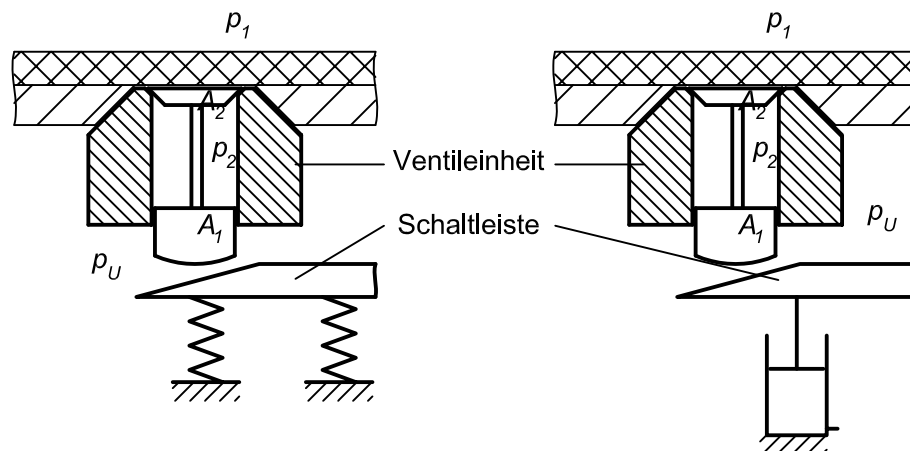


Abbildung 6.34: Druckgesteuerte Ventilbetätigung; links: druckgesteuerte Ventileinheit; rechts: druckgesteuerte Schaltleiste

Vernachlässigung von Verlusten und Federrückstellkräften

$$F_{Bet} = p_2 \cdot (A_1 - A_2) + p_1 \cdot A_2 - p_U \cdot A_1. \quad (6.32)$$

6.5 Druckluftkanal und Führung des Entnahmewagens

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Kapitel 4 können die Anforderungen an den Druckluftkanal eines Systems mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme abgeleitet werden:

1. Druckluftleitung:

Es muss sichergestellt sein, dass eine vorbestimmte Anzahl von Verbrauchern mit einem definierten Volumenstrom und einem definierten Druck versorgt werden können, ohne dass die Druckdifferenz zwischen Einspeisung und Verbraucher einen zulässigen Grenzwert überschreitet und ohne die Luftqualität zu beeinträchtigen. Der Druckverlust zwischen Druckluftkanal und Verbraucheranschluss ist abhängig vom eingesetzten Dichtungssystem und muss deshalb unter den einzelnen Konzepten betrachtet werden. Zählt man Druckluftzuführungssysteme zu den Verteilerleitungen eines Druckluftnetzes, dann sollte der Druckabfall dieser Teilkomponente 0,03bar nicht übersteigen (vgl. Abschnitt 2.1.2). Der Druckverlust zwischen Einspeisung und Entnahmestelle wird zum einen dadurch minimiert, dass der Kanal über einen ausreichenden Querschnitt, eine strömungsgünstige Form und eine geringe Rauigkeit verfügt. Zum anderen müssen die Anzahl und die Abstände der Einspeisestellen (mit entsprechendem Querschnitt) so gewählt werden, dass der Druckabfall zwischen den Einspeisestellen den Grenzwert nicht übersteigt. Der Erhalt der Druckluftqualität ist an erster Stelle durch den Einsatz korrosionsfester Werkstoffe sicherzustellen.

2. Aufnahme von Belastungen:

Der Kanal muss so dimensioniert sein, dass das Einwirken äußerer Belastungen und des Innendrucks keine unzulässigen Verformungen und Spannungen verursacht. Die äußeren Belastungen ergeben sich durch das Tragen und Führen der Entnahmewagen, Werkzeugwagen, Handhabungshilfen und der Befestigung des Kanal, z. B. an der Hallendecke. Durch konstruktive Maßnahmen müssen die Widerstände gegen Querkkräfte, Biegung, Torsion und Druckkräfte den Belastungen angepasst werden.

3. Führung von Entnahme- und Werkzeugwagen:

Der Druckluftkanal muss eine Führung besitzen, die es ermöglicht, mehrere Entnahmewagen mit geringen Widerstandskräften entlang des Kanals zu bewegen. Es stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung: Es können im Handel erhältliche Linearführungen an eine Kanalkonstruktion angebracht werden oder die Führungsschienen sind Teil des Kanals und werden entsprechend in der Kanalgestaltung berücksichtigt.

4. Befestigung von Zusatzkomponenten:

Es muss möglich sein, ortsfeste Komponenten wie Handhabungshilfen, Schleifleitungen für die elektrische Energiezuführung usw. am Kanal zu befestigen. Als geeignete Lösung hat sich das Anbringen von Halfenschienen bzw. die Integration von Längsnuten im Kanal herausgestellt.

5. Modularer Aufbau:

Die Gestaltung des Kanals soll nach Modulbauweise erfolgen. Es muss möglich sein durch Fügen von Kanalsegmenten beliebig lange Druckluftkanäle aufzubauen. Dazu sind gegebenenfalls Verbindungs-Zwischenstücke erforderlich.

Gestaltungsbeispiel

In diesem Abschnitt wird das Gestaltungsbeispiel eines Druckluftkanals vorgestellt. Das Beispiel in Abbildung 6.35 zeigt einen Druckluftkanal, wie er für das *Raupenkonzept* zum Einsatz kommen könnte. Der Kanal besitzt an seiner Unterseite in regelmäßigem Abstand konische Bohrungen, in die ein Ventilgehäuse eingreifen kann. Die Bohrungen werden durch ein innenliegendes Dichtband verschlossen. Zur Druckluftführung besitzt der Kanal einen nahezu kreisförmigen Querschnitt mit Abflachung an der Unterseite (vgl. Abbildung 6.36).

Die Führungsschienen sind jeweils zwei im Winkel von 90° zueinander stehende Flächen, die an den Seiten des Kanals integriert sind. Für das Befestigen von Zusatzkomponenten und zur Aufhängung sind im oberen Bereich an den Seiten und an der Oberseite T-Nuten vorgesehen. Weitere Hohlräume im Profil dienen dem einfachen Herstellen von Schraubverbindungen (Kernloch des Außengewindes ist bereits vorhanden) und um Materialanhäufungen zu vermeiden. Die Vermeidung der Materialanhäufung hat in diesem Fall weniger Kosten- als vielmehr Fertigungsgründe: der Kanal soll aus einer Aluminiumlegierung im Strangpressverfahren hergestellt werden. Ein geeigneter Werkstoff ist AlMgSi0,5. Er eignet sich für das Strangpressverfahren, besitzt eine hohe Korrosionsbeständigkeit, eine ausreichende Druckbelastbarkeit für den Bereich der Führung und kann in akzeptablen Oberflächengüten (Druckverlust) gefertigt werden.

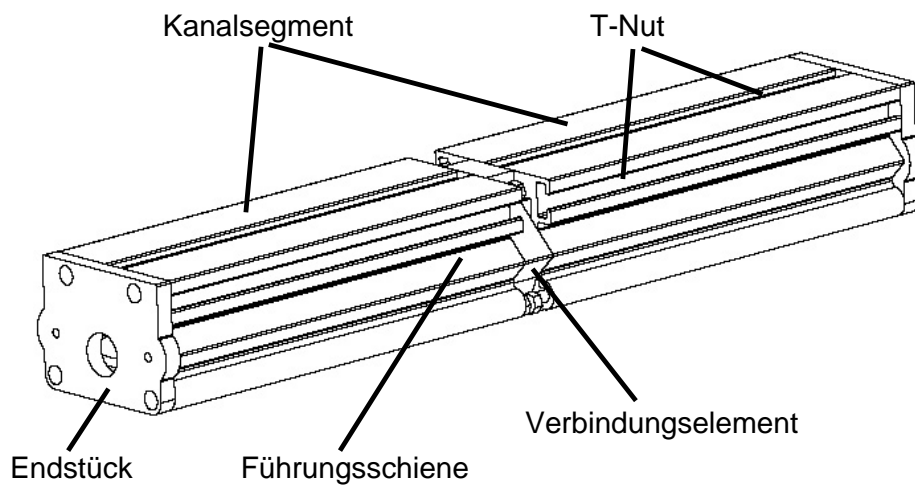


Abbildung 6.35: Gestaltungsbeispiel eines zweisegmentigen Druckluftkanals für das *Raupenkonzept*

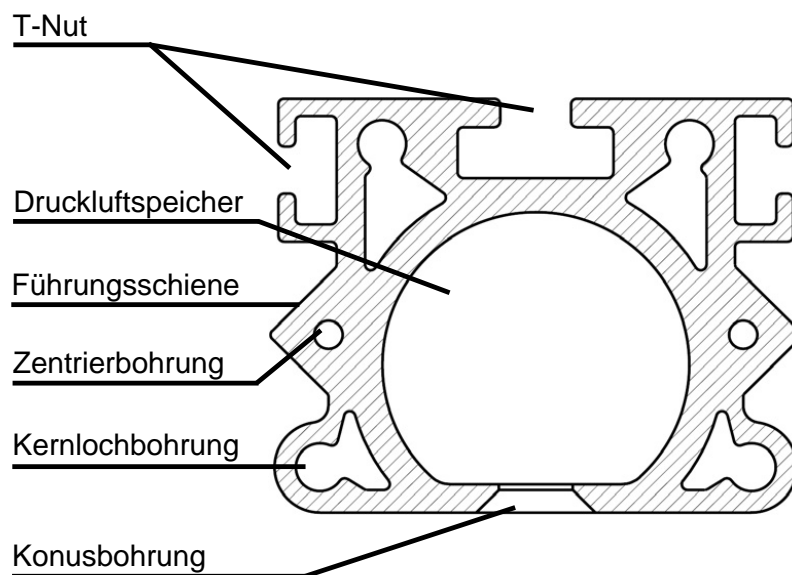


Abbildung 6.36: Querschnitt eines Druckluftkanals für das *Raupenkonzept*

Der Druckluftkanal im Beispiel aus Abbildung 6.35 ist zusammengesetzt aus zwei stranggepressten Kanalstücken, einem Verbindungselement und wird an seinen Enden von einem speziellen Endstück verschlossen. Durch Hinzunahme von weiteren Verbindungselementen und Kanalsegmenten kann der Druckluftkanal in seiner Länge erweitert werden. An den Endstücken und dem Zwischenstück sind Anschlüsse für die Drucklufteinspeisung vorgesehen. End- und Zwischenstücke erfüllen eine weitere wichtige Aufgabe: Sie enthalten eine Vorrichtung zum Fixieren und Vorspannen der Dichtbänder (vgl. Abbildung 6.37), sodass pro Kanalsegment ein Dichtband zum Einsatz kommt. Dieser modulare Aufbau erlaubt es beliebig lange Druckluftzuführungssysteme zu realisieren. Dabei ist zu berücksichtigen, dass eine ausreichende Anzahl Aufhängungen und Drucklufteinspeisungen in den Verbindungselementen vorgesehen wird.

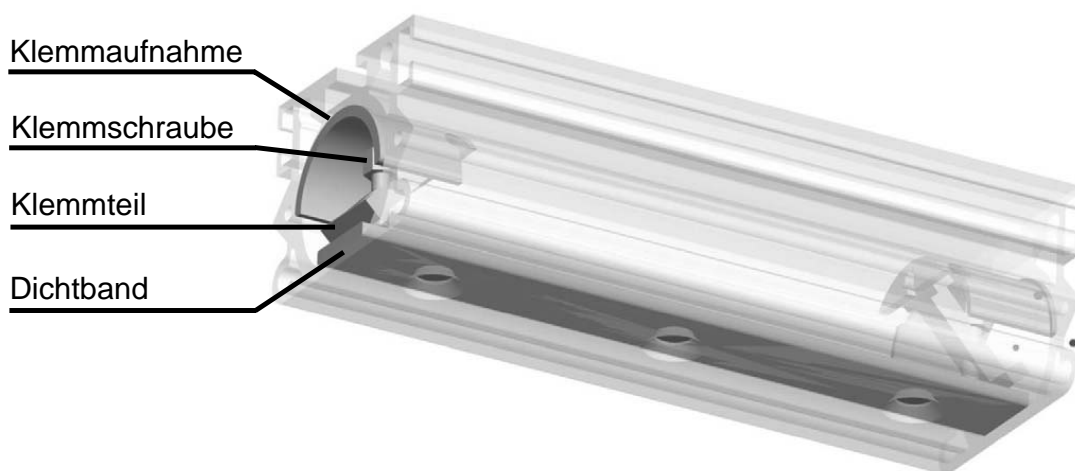


Abbildung 6.37: Dichtbandklemmvorrichtung

6.6 Entnahmewagen

Die Gestaltungsrichtlinien für den Entnahmewagen einer Druckluftzuführung mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme resultieren aus den Hauptanforderungen an den Entnahmewagen, die ebenfalls aus Kapitel 4 abgeleitet werden:

1. Luftentnahme aus dem Kanal:

Die Hauptaufgabe des Entnahmewagens ist die Entnahme der Druckluft aus dem Druckluftkanal und dem Weiterleiten der Luft an den Verbraucher unter Einhaltung eines Druckverlustgrenzwertes bei Nennvolumenstrom.

2. Bewegung entlang des Kanals unter geringen Betätigungs Kräften:

Für einen ergonomischen Betrieb des Energiezuführungssystems sollte das Verschieben des Entnahmewagens am Schlauch zum Verbraucher mit einer Kraft $F_{Verbr} \leq 50\text{N}$ möglich sein. Die Kräfte für die Wagenbewegung sind vom eingesetzten Systemkonzept abhängig. Es ist denkbar, einen druckluftbetriebenen Antrieb mit pneumatischer Steuerung am Wagen anzubringen, um die Betätigungs kräfte

zu vermindern. Dabei ist allerdings darauf zu achten, dass der zusätzliche Energieverbrauch die Effizienz des Gesamtsystems nicht zu stark beeinträchtigt. Manuell verfahrbare Ausführungen sind in jedem Fall zu bevorzugen.

3. Aufnahme von Belastungen:

Betätigungskräfte, die über den Schlauch übertragen werden, Gewichtskräfte angehängter Werkzeuge und Werkzeugträger, Stöße aus Kollisionen mit weiteren Entnahmewagen und Kräfte, die aus dem Dichtungssystem resultieren.

4. Schutz bei Kollision mit weiteren Entnahmewagen:

Alle in Frage kommenden Systeme müssen dazu geeignet sein, dass mehrere Entnahmewagen an einem Druckluftkanal betrieben werden können. Die Entnahmewagen müssen demnach so gestaltet sein, dass bei einer Kollision zweier Wagen keiner der beiden ganz oder teilweise zerstört wird. Dieser Punkt muss bei Systemen mit pneumatischem Wagenantrieb besonders berücksichtigt werden.

Gestaltungsbeispiel

Als Beispiel wird ein Entnahmewagen mit pneumatischem Antrieb für das *Raupenkonzept* vorgestellt. Der in Abbildung 6.38 dargestellte Entnahmewagen besteht aus

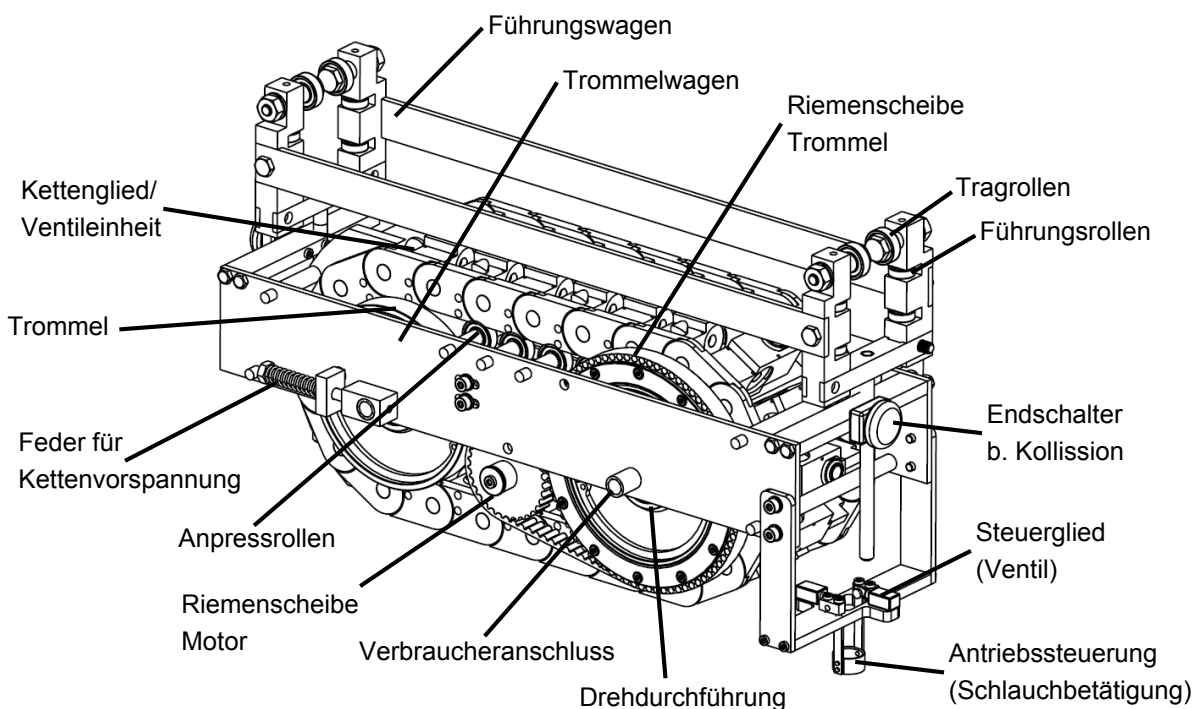


Abbildung 6.38: Gestaltungsbeispiel eines Entnahmewagen für das *Raupenkonzepts*

einem Führungsteil, der sich mittels Führungsrollen entlang des Kanals mit quadratischem Querschnitt bewegen lässt. Auf einem Führungswagen ist der Trommelwagen in z-Richtung verschieblich und mit Federn gegen den Kanal gespannt gelagert. Der Trommelwagen verfügt über zwei Trommeln mit polygonförmigem Querschnitt, die konische

Bohrungen am Umfang für den Eingriff der Mundstücke der Ventileinheiten besitzen (vgl. Abschnitt 5.1.3). Die Ventileinheiten verfügen über Stößel zur Betätigung der Ventile. Die Ventilbetätigung bewirkt ein Abheben des kanalinnenliegenden Dichtbands und das Öffnen des Ventils zum Kanal und damit eine Druckluftleitung zwischen Druckluftspeicher und Kette. Die Betätigung erfolgt beim abgebildeten Funktionsmodell durch

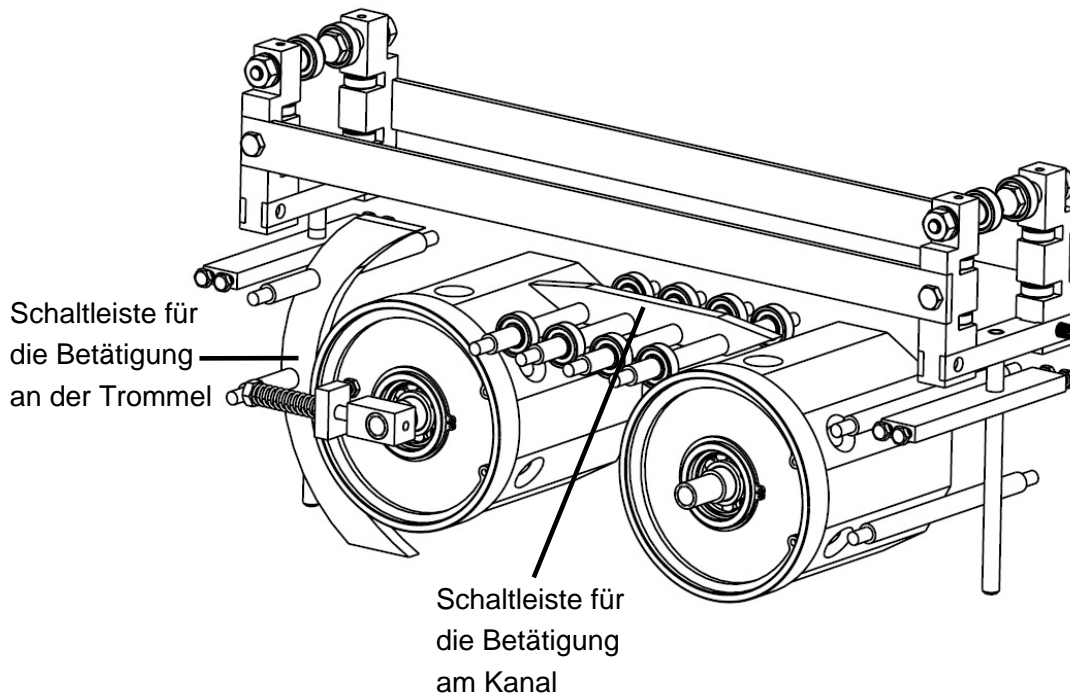


Abbildung 6.39: Schaltleisten des Entnahmewagens des *Raupenkonzepts*

Schaltleisten (vgl. Abbildung 6.39), die so angeordnet sind, dass die Stößel der Ventileinheiten im gewünschten Bereich eingerückt werden. Diese Bereiche befinden sich an den Stellen, wo die konischen Mundstücke der Ventileinheiten sicher gegenüber der Trommel oder dem Kanal abdichten.

Die Kernkomponenten des Antriebs dieser Ausführung sind ein Druckluftlamellenmotor mit angeflanschem Getriebe, einem Zahnriementrieb zu einer der beiden Trommeln und eine pneumatische Steuerung, deren Steuerglieder durch Bewegen des Schlauches für die gewünschte Bewegungsrichtung betätigt werden. Vorteil dieses Antriebskonzepts ist die definierte Kraftübertragung durch Formschluss zwischen Trommel und Kette und Kette und Kanal. Wenn kein funktionsbedingter Formschluss zwischen Entnahmewagen und Druckluftkanal besteht, wäre ein alternativer Antrieb, der sich auch für den Einsatz in Systemen mit kontinuierlicher Druckluftentnahme eignet, ein druckluftgetriebener Reibradantrieb.

6.7 Ventileinheit

Mit den Erkenntnissen aus den Untersuchungen in Kapitel 6 können die Anforderungen an die Gestaltung der Ventileinheiten für die Herstellung einer Druckluftverbindung an diskreten Zapfstellen nach dem vorgestellten Prinzip ermittelt werden.

1. Geometrie:

Die Größe der Ventileinheit muss möglichst gering sein, weil sie maßgeblich die Teilung der Kette und die Abmessungen des Entnahmewagens bestimmt. Die Ventileinheit muss einen konischen Sitz für die Herstellung eines Formschlusses zum Druckluftkanal aufweisen. Die Gestaltung als Kettenglied muss gewährleisten, dass ein Einsatz mit nach innen und nach außen gerichteten Konussitzen möglich ist.

2. Abdichtung zum Kanal:

Für die Abdichtung der Ventileinheit zum Druckluftkanal muss am konischen Sitz ein Dichtelement integriert sein. Das Ventilgehäuse und die Verbindung zu weiteren Kettengliedern muss die Kräfte, die zum Anpressen der Ventileinheit an den Druckluftkanal erforderlich sind aufnehmen und übertragen können.

3. Betätigung:

Die Betätigung der Ventileinheit muss zeitgleich das Abheben des Dichtbands und das Öffnen des Ventilgehäuses zum Druckluftkanal auslösen. Die Betätigungskräfte müssen bei Drücken von $p_1=0\text{bar}$ bis $p_1=8\text{bar}$ und $p_2=0\text{bar}$ bis $p_2=8\text{bar}$ annähernd konstant und möglichst klein sein.

Gestaltungsbeispiel

In diesem Abschnitt werden zwei Gestaltungsbeispiele für eine Ventileinheit mit mechanischer Betätigung vorgestellt. In beiden Beispielen sind die druckbeaufschlagten Flächen und die eingesetzten Federn so dimensioniert, dass die Ventileinheit bei Drücken p_1 und p_2 bis 10 bar sicher verschlossen wird. Abbildung 6.40 zeigt eine Ventileinheit mit Betätigung über einen Stempel in Richtung der Ventilschieberachse. Vorteil dieser Anordnung ist, dass die Betätigungskräfte und die Kräfte, die zum Anpressen der Ventileinheit an den Druckluftkanal benötigt werden, in die gleiche Richtung wirken, sodass ein Betätigen der Ventileinheit die Anpressung an den Druckluftkanal unterstützt. Nachteilig ist eine aufwändige Kraftaufbringung zum Betätigen im Bereich der Trommeln, da die Betätigung in Richtung der Trommelmitte erfolgen muss.

In Abbildung 6.41 ist eine Ventileinheit mit seitlicher Betätigung dargestellt. Um sicherzustellen, dass die Ventileinheit und damit die Kette keine seitlichen Kräfte beim Betätigen erfährt, erfolgt die Betätigung gleichzeitig an zwei gegenüberliegenden Seiten. Weiterhin muss gewährleistet werden, dass bei einem seitlichen Versatz zwischen Ventileinheit und den Schaltleisten, z. B. aufgrund von Fertigungstoleranzen, keine Kraft in y -Richtung resultiert. Dazu wurde die Kinematik mit drei Hebeln, linear geführten Betätigungsschiebern und linear geführtem Ventilschieber entwickelt, die einen Kräfteausgleich auch bei unterschiedlichem Betätigungsschieberweg ermöglicht.

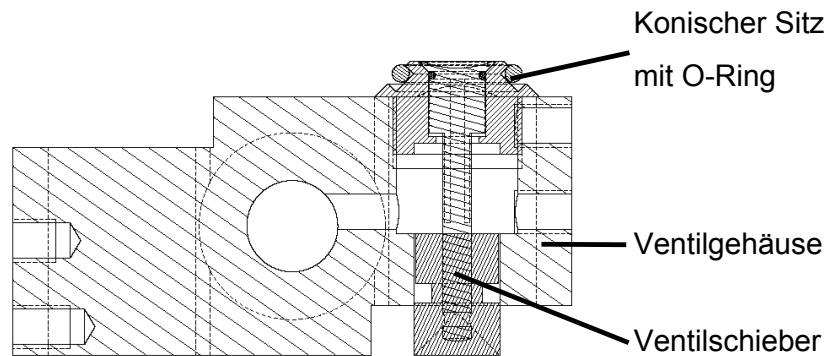


Abbildung 6.40: Ventileinheit mit Betätigung in Richtung der Ventilschieberachse

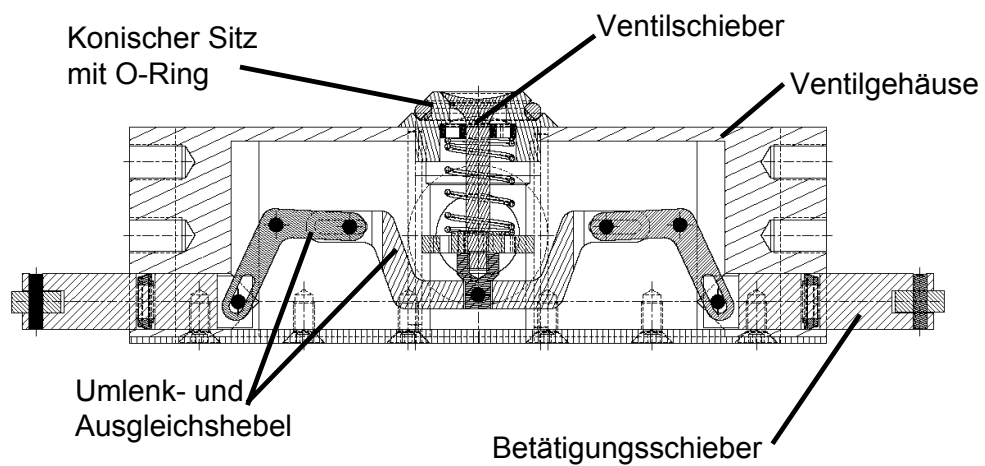


Abbildung 6.41: Ventileinheit mit seitlicher Betätigung und Ausgleich einer Lageabweichung in y -Richtung

6.8 Funktionsmodell

Begleitend zu den Untersuchungen entstand ein Funktionsmodell, um die prinzipielle Machbarkeit des Konzepts nachzuweisen. Abbildung 6.42 zeigt ein Foto des Funktionsmodells. Da es das Ziel war, den Funktionsnachweis mit möglichst geringem Aufwand zu

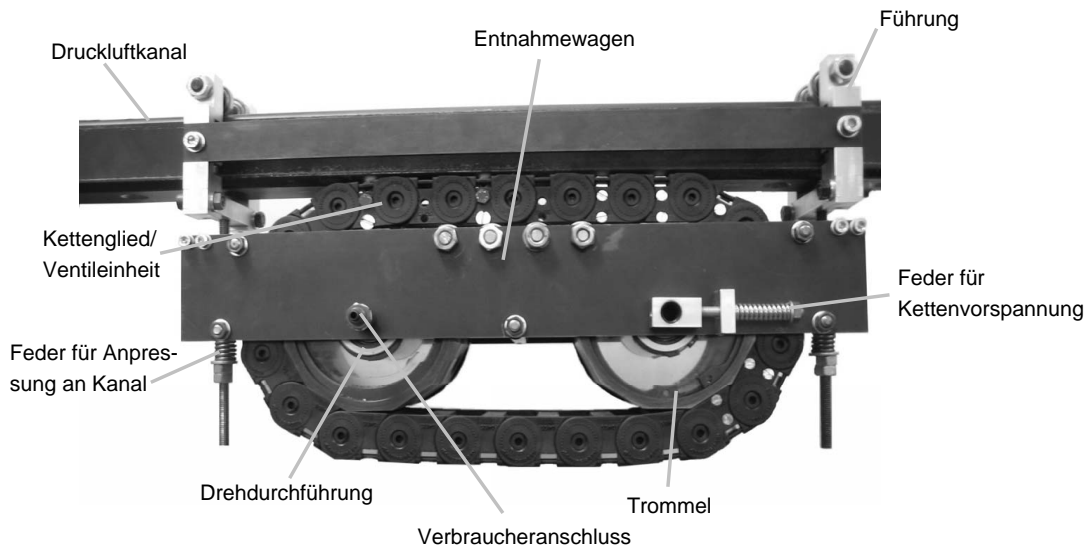


Abbildung 6.42: Funktionsmodell

führen, wurde für die Konstruktion des Modells so weit als möglich auf Standardkomponenten zurückgegriffen. Die aus einer Energiekette stammenden Kettenglieder sind Spritzteile aus glasfaserverstärktem PA mit Zapfen und Bohrungen, die beim Zusammenbau das Gelenk zwischen den Gliedern bilden. Obwohl der Werkstoff gute Gleit- und Verschleißigenschaften besitzt, sind die Reibmomente bei den hohen Zugbelastungen der Kette bei dieser Anwendung sehr hoch.

Weiterhin ist der Polygoneffekt bei einer Teilung von 45,5mm sehr groß. Der Trommelwagen muss dadurch Ausgleichsbewegungen von 3mm in transversaler Richtung zum Kanal ausführen. Gegen diese Ausgleichsbewegung wirkt die Federkraft, die zum Anpressen des Wagens an den Kanal aufgebracht wird. Die hohen Kraftanteile aus den Gelenkmomenten und der Ausgleichsbewegung werden in Abbildung 6.43 durch die Verschiebekraft im drucklosen Zustand ($p_1 = 0\text{bar}$) ersichtlich.

Der druckabhängige Anteil der Verschiebekräfte beträgt bei 5bar ca. 60N. Diese Größe entspricht etwa dem Erwartungswert für einen Bohrungsdurchmesser von $d_{Bo} = 13\text{mm}$ und einer konstanten Steigung der Schaltleiste von 10° im Betätigungsbereich.

6.9 Abschließende Betrachtung

Die vorliegenden Untersuchungen zum *Raupenkonzept* und im speziellen des darin eingesetzten Dichtungssystems haben gezeigt, welche Eigenschaften und Parameter bei der

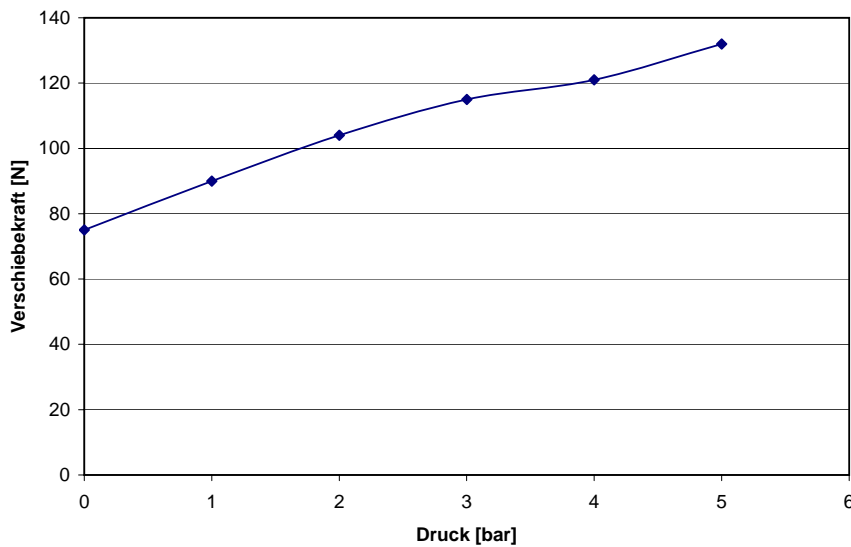


Abbildung 6.43: Verschiebekräfte am Funktionsmodell beim Eingriff von 2 Ventileinheiten

Auslegung einer Konstruktion nach dieser Lösung zu berücksichtigen sind. Bei heutigen diskontinuierlichen Systemen, die das Verfahren eines Entnahmewagens durch das Auf- und Abbauen von Druckluftverbindungen ermöglichen, tritt bei Aufheben der Druckluftverbindung Leakage auf. Dieser Nachteil kann mit dem vorgestellten Konzept ausgeschlossen werden. Unter Berücksichtigung der aus den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse können bei einer Miniaturisierung der Ventileinheiten für einen Betriebsdruck von 0,8MPa Anpresskräfte der Ventileinheiten von ca. 76N (Wirkdurchmesser $d_{wirk} = 9\text{mm}$, Sicherheitsfaktor 1,5) und Betätigungskräfte von ca. 40N (Bohrungsdurchmesser $\leq 6\text{mm}$) abgeschätzt werden. Mit einem variablen Übersetzungsverhältnis $i = 5..10$ und einem Gesamtwirkungsgrad von $\eta = 0,20$ könnte demnach eine Verschiebekraft von 36N erreicht werden. Der geschätzte Gesamtwirkungsgrad ist dabei insbesondere abhängig von den Auswirkungen des Polygoneffekts, vom Einfluss der Reibmomente in den Gelenken der Kette und dem Widerstand der Schlauchstücke zwischen den Kettengliedern gegen Biegung.

Für die Entwicklung eines wirtschaftlichen Produkts muss aufgrund des hohen Aufwandes für mechanische Komponenten ein besonderer Wert auf eine kostengünstige Realisierung gelegt werden. Ein Vorteil dieser Lösung ist, dass der Druckluftkanal in der Ausführung als Strangpressprofil, bezogen auf die Anzahl der Zapfstellen, zu ähnlichen Kosten wie bei heutigen Systemen hergestellt werden kann. Für die Konstruktion des Entnahmewagens muss eine kostengünstige Fertigung im Mittelpunkt stehen. Die Kettenglieder müssen so konzipiert sein, dass für den Anschluss an die Trommel und an den Kanal die gleichen Glieder verwendet werden können. Diese sollten aus Kostengründen als Kunststoff-Spritzgussteile herstellbar sein. Um den Gesamtwirkungsgrad von $\eta = 0,20$ zu erreichen, muss die Gelenkreibung durch den Einsatz geeigneter Werkstoffpaarungen minimiert werden.

Durch einen modularen Aufbau, der es erlaubt die Wagen- und die Kettenlänge zu verändern, kann ein System nach dem untersuchten *Raupenkonzept* an größere Volumenströme angepasst werden.

Das größte Potenzial für den Einsatz dieses Konzepts wird in der Realisierung einer mit dem Montageband mitfahrenden Druckluftversorgung gesehen. Damit wäre es möglich, an angetriebenen Montageeinrichtungen pneumatisch betätigte Spann- und Richtvorrichtungen zu betreiben. Bei stark driftbehafteten Montagearbeiten über mehrere Montagestationen könnte somit die Druckluftversorgung für das erforderliche Montagewerkzeug zu Beginn der Montagearbeit am Montageträger hergestellt werden. Die Druckluftversorgung würde dem Mitarbeiter beim Durchfahren der folgenden Montagestationen durchgängig zur Verfügung stehen. Am Ende der Montagearbeit wird die Druckluftverbindung zum Montageträger aufgehoben und der Montagearbeiter kann mit seinem Druckluftwerkzeug an seine Montagestation zurückkehren. Die Möglichkeit für den Einsatz als mitfahrende Druckluftversorgung wird dadurch erreicht, dass der Entnahmewagen am Ende der Montagelinie über eine gebogenes Schienenstück parallel zum Montageband umgelenkt wird und mit dem Leertrum des Montagebands zum Anfang der Montagelinie rückgeführt wird. Dort wird der Wagen umgelenkt und kann erneut mit dem Montageband mitbewegt werden. Bei dieser Anwendung ist es ausreichend, wenn die Entnahmewagen in großen Abständen am Druckluftkanal angeordnet sind. Zwischen den Entnahmewagen werden die einzelnen Montageträger über Schlauchleitungen mit Druckluft versorgt. Die Kraft zum Verfahren des Entnahmewagens ist bei der Dimensionierung des Antriebs der Montagelinie zu berücksichtigen.

Für den Betrieb als manuell verschiebbares System muss durch eine entsprechende Berücksichtigung in der Konstruktion sichergestellt werden, dass die Verschiebekräfte über die gesamte Einsatzdauer des Systems den oben abgeschätzten Wert nicht übersteigen.

7 Analyse eines neuartigen Dichtungssystems für eine kontinuierliche Druckluftentnahme

In diesem Kapitel wird das neue Dichtungssystem für eine kontinuierliche Druckluftzuführung, das mit den Konzepten K_4 und K_5 vorgestellt wurde, untersucht. Dieses Dichtungssystem besteht aus zwei symmetrisch zueinander angeordneten Dichtbändern mit einer Dichtlippe an ihrer Oberkante, bzw. einem Dichtband und einer Schnurdichtung, und einem Zapfrüssel. Damit verfügen die Konzepte über ein Dichtungssystem mit nur drei Dichtstellen - im Gegensatz zu den Systemen mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme, die bis zu sieben Dichtstellen aufweisen. Die Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme besitzen somit weniger (bewegte) Komponenten als die Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme. Aus diesem Grund ist zu erwarten, dass die Herstellungskosten für die Systeme mit kontinuierlicher Druckluftentnahme geringer sind als für Systeme mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme. Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht in diesem Kapitel die Prüfung, ob die Variante des Systems, die als Konzept K_5 mit Wälzführung vorgestellt wurde, technisch realisiert werden kann. Der Vorteil dieser Lösungsvariante gegenüber Konzept K_4 besteht darin, dass die Reibung zwischen Führung und Dichtband durch den Einsatz der Wälzführung, im Vergleich zur Variante mit Gleitführung über der Zapfrüssellänge, stark verringert werden könnte.

Bei einem kontinuierlichen Druckluftzuführungssystem, das mit dem neuen Dichtungssystem ausgestattet ist, entspricht die Verschiebekraft des Entnahmewagens im Wesentlichen der Reibkraft des eingesetzten Dichtungssystems. Weitere Kräfte sind Führungskräfte, die für einen wälzgelagerten Entnahmewagen sehr klein sind.

Aus Kapitel 3 ist bekannt, dass die Reibkraft einer Dichtung vom Werkstoff der Reibpartner, von der Oberfläche der Reibpartner, vom Schmierfilm im Dichtspalt, von der Flächenpressung im Dichtspalt und von der Größe der Berührfläche im Dichtspalt abhängt. Die Flächenpressung und die Größe der Berührfläche sind bei elastischen Dichtungen abhängig von der Anpresskraft auf die Dichtlippe. Der Erhalt des Schmierfilms im Dichtspalt ist abhängig von der Flächenpressung und dem Pressungsverlauf über der Berührbreite (vgl. Abschnitt 3.4.1). Aufgrund dieser starken Abhängigkeit der Reibkraft von der Flächenpressung und der Anpresskraft wird in diesem Kapitel anhand verschiedener Modellvorstellungen die Beziehungen dieser Größen zueinander hergeleitet. Um die Zusammenhänge herstellen zu können, müssen zunächst die groben Zapfrüsselabmessungen und die Möglichkeiten der Dichtlippengestaltung ermittelt werden.

7.1 Bestimmung und Einfluss der Zapfrüsselabmessungen

Die Abmessungen des Zapfrüssels sind abhängig vom dem für den Luftaustritt erforderlichen Querschnitt. Dieser Querschnitt hängt vom zulässigen Druckverlust im Zapfrüssel ab. Dieser Druckverlust ist Teil des Gesamtdruckverlusts im Druckluftzuführungssystem, der in Kapitel 4 zu $\Delta p = 0,03\text{bar}$ bestimmt wurde. Der Druckverlust im Zapfrüssel ist neben der Querschnittsfläche abhängig von der Querschnittsform, der Länge des Luftkanals im Zapfrüssel und der Gestaltung des Einströmbereichs. Die Bestimmung der Querschnittsform, der Länge des Zapfrüssels und die Gestaltung des Einströmbereichs müssen in einem iterativen Verfahren innerhalb des Gestaltungsprozesses durchgeführt werden. In dieser konzeptionellen Phase muss deshalb ein Schätzwert gefunden werden, der den Ausgangspunkt der Iterationen bildet.

Für die Schätzung wird die Querschnittsfläche mit der Querschnittsfläche eines 1/2“-Schlauchs, der sich für den in Kapitel 4 geforderten Volumenstrom von 600l/min eignet, gleichgesetzt.

Die Abmessungen des Zapfrüssels müssen deshalb so gewählt werden, dass im Zapfrüssel ein Luftkanal mit diesem Querschnitt Platz findet. Als Beispiel für ein Konzept mit asymmetrischem Zapfrüssel werden die Abmessungen für ein Dreieck als die gewählte Zapfrüselform bestimmt (vgl. Abbildung 7.1). Als Beispiel kann eine Breite des Luft-

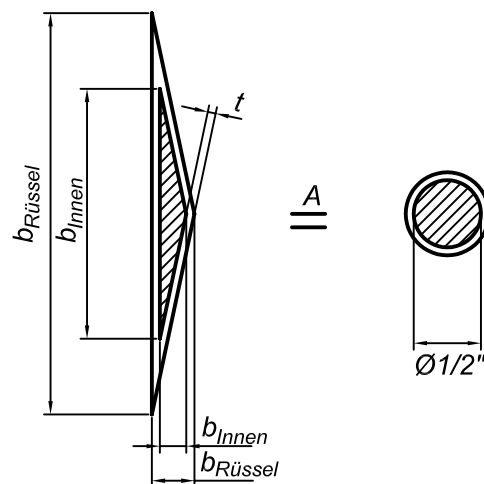


Abbildung 7.1: Abschätzung der Zapfrüsselabmessungen

kanals im Zapfrüssels von $b_{Innen} = 5\text{mm}$ die Länge des Luftkanals mit

$$l_{Innen} = \frac{2A_{1/2''}}{b_{Innen}} = 42,2\text{mm} \quad (7.1)$$

berechnet werden. Für eine Wandstärke von $t = 1,5\text{mm}$ erhält man die Außenabmessungen des dreieckförmigen Zapfrüssels mit $b_{Rüssel} = 8\text{mm}$ und $l_{Rüssel} = 75,8\text{mm}$.

Die Zapfrüßelabmessungen beeinflussen die Belastungen auf das Dichtungssystem und sind so mitverantwortlich für die Beanspruchung der Dichtungssystemkomponenten und der Verschiebekraft des Entnahmewagens.

Eine Vergrößerung der Zapfrüßellänge erhöht die Reibkraft des Dichtungssystems aus zwei Gründen: Zum einen wird bei Vergrößerung der Zapfrüßellänge die Berührfläche zwischen der Dichtung und dem Zapfrüßel größer. Das hat zur Folge, dass die Adhäsionskräfte im Dichtspalt zunehmen. Zum anderen wird bei größerer Zapfrüßellänge eine größere Druckkraft vom Dichtband auf den Zapfrüßel ausgeübt. Die Druckkraft soll bei diesem Konzept zum größten Teil von der Führung zwischen Dichtband und Zapfrüßel übernommen werden. Somit hat die Zapfrüßellänge auch einen Einfluss auf die Gestaltung der Gleit- bzw. Wälzföhrung.

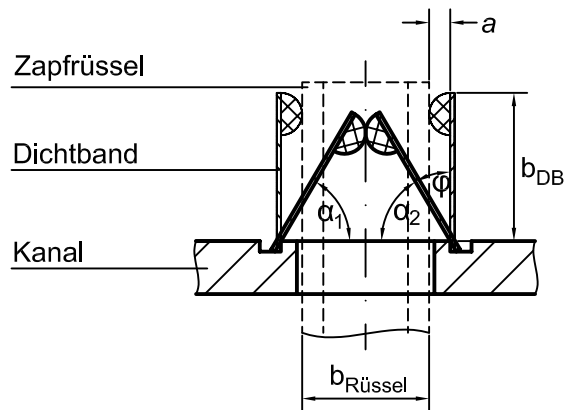


Abbildung 7.2: Zapfrüßelbreite und Verdrehungswinkel

Bei einer Veränderung der Zapfrüßelbreite verändert sich der Winkel φ , der die Verdrehung des Dichtbands zwischen Zapfrüßelmitte und Zapfrüßelende beschreibt, mit

$$\varphi = \arcsin \frac{b_{Rüßel}/2}{b_{DB}}. \quad (7.2)$$

Nach Abbildung 7.2 können die Winkel α_1 und α_2 mit

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ - \varphi \quad (7.3)$$

berechnet werden. Bei Werten für $\alpha_1 = \alpha_2 \leq 45^\circ$ wird die Kraft der beiden Beröhrflächen aufeinander nach dem Kniehebelprinzip verstärkt. In diesem Fall wird die Anpresskraft in der Dichtfläche unzulässig hoch. Um diesen Zustand zu vermeiden, kann nach (7.2) bei gegebener Zapfrüßelbreite die Dichtbandbreite b_{DB} erhöht werden. Der Winkel zwischen den beiden Dichtbändern nimmt über die Zapfrüßellänge Werte zwischen 0° und 2φ an. Somit ist die Gestaltung der Beröhrflächen der Dichtlippen ebenfalls von dem Verhältnis

$$\frac{b_{Rüßel}/2}{b_{DB}} \quad (7.4)$$

abhängig. Die Torsionsbeanspruchung des Dichtbands steht in direktem Zusammenhang mit dem Winkel φ und besitzt demnach ebenfalls eine Abhängigkeit von dem Verhältnis (7.4).

7.2 Berührzongestaltung

Bei der Gestaltung der Dichtlippen muss im Gegensatz zu bekannten Dichtungssystemen die große Winkelabweichung zwischen den Dichtflächen berücksichtigt werden. Der Winkel zwischen dem Dichtband und dem Zapfrüssel nimmt über der Zapfrüssellänge Werte zwischen 0° und φ an. Auf dem Markt verfügbare Dichtungssysteme, wie z. B. Radialwellendichtringe, deren prinzipielle Funktionsweise für diesen Einsatz geeignet ist, sind für Winkelabweichungen dieser Größenordnung nicht ausgelegt.

Durch Einstellen eines konstanten Abstands a (vgl. Abbildung 7.2) zwischen Dichtbandträgermaterial und der Gleitfläche des Zapfrüssels, z. B. mit einer Gleitführung über die gesamte Zapfrüssellänge, ist evtl. die Anpassung der Dichtlippe eines druckbelastbaren Radialwellendichtrings, sodass die Winkelabweichung φ zugelassen wird, möglich.

Eine weitere Möglichkeit einen konstanten Winkel zwischen Dichtlippe und Berührfläche zu erzielen besteht darin die Zapfrüsselform derart über der Länge zu verändern, dass der Berührflächenwinkel dem Winkel φ des Dichtbands folgt. Unter Schaffung dieser Voraussetzung können auch Dichtlippenformen wie bei hochbelasteten Stoßdämpferdichtungen (vgl. Abbildung 7.3) eingesetzt werden. Die Doppellippenform sorgt für eine Fettdepot-

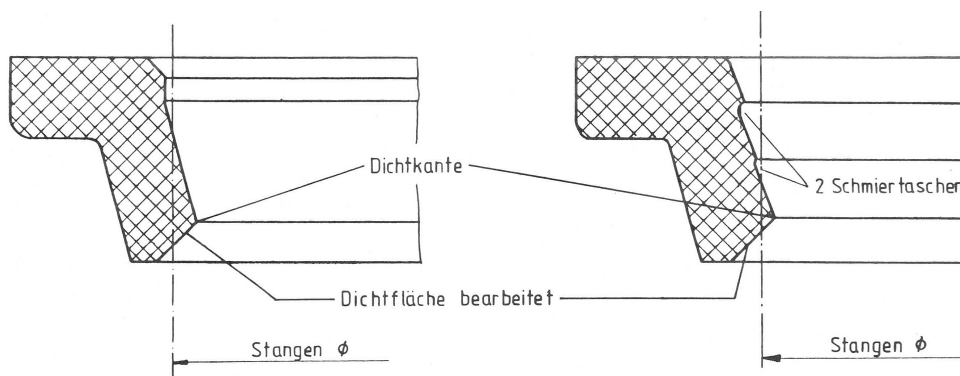


Abbildung 7.3: Hochleistungsdichtungen für Stoßdämpfer; links: herkömmliche Bauform; rechts: moderne Bauform mit Doppellippenanordnung (Quelle: Trauth (1990))

schmierung mit zwischen den beiden Lippen eingelagertem Fett. Die Lippenform mit flachem Winkel zur drucklosen Seite und steilem Winkel zur druckbeaufschlagten Seite sorgt zudem für eine gute Abstreifung des Schmiermittels an der Druckseite und eine verbesserte Schmiermittelförderung an der drucklosen Seite.

Um annähernd gleiche Berührverhältnisse für jeden möglichen Winkel φ zu erreichen, können abgerundete Dichtlippen, wie in Abbildung 7.2, verwendet werden. Der Vorteil dieser Ausprägung der Berührzongestaltung ist, dass sie die meisten Freiheitsgrade für die Gestaltung des Zapfrüssels und der Gleit- oder Wälzführungen, die die Druckkraft auf das Dichtband übernehmen muss, lässt. Die Oberfläche der (abgerundeten) Dichtlippe sollte über Mikrokavernen (Rauigkeit) verfügen, die eine Schmierstoffeinlagerung zulassen.

Mit der Winkeländerung von α stellt sich beim Verfahren des Zapfrüssels eine Relativbewegung zwischen der Gleitfläche des Zapfrüssels und der Dichtlippe quer zur Dichtlippe an der gewölbten Zapfrüsselflanke ein. Mit dieser Bewegung und der abgerundeten Dichtlippe, die an verschiedenen Stellen ihrer Oberfläche gegenüber dem Zapfrüssel abdichtet, steht eine große Oberfläche für das Anhaften eines Schmiermittels zur Verfügung. Nach Gleichung (3.1) ist die Schmierfilmdicke abhängig von der Gleitgeschwindigkeit v . Die Gleitgeschwindigkeit ist dabei die Geschwindigkeit quer zur Dichtlippe. Aus diesem Grund ist der Einsatz eines asymmetrischen Zapfrüssels, wie er in Konzept *K5* vorgestellt wird, nicht zu empfehlen, weil an einer geraden Zapfrüsselflanke keine Relativgeschwindigkeit zwischen Gleitfläche und Dichtlippe quer zur Dichtlippe auftritt.

Eine Profilierung der Dichtlippe (Drall) zur gezielten Förderung des Schmierstoffs, wie sie bei einigen Ausführungen von Radialwellendichtringen zum Einsatz kommt, ist bei dieser Anwendung nicht möglich, da die Förderrichtung von der Bewegungsrichtung, die hier reversierend ist, abhängt.

7.3 Werkstoffe für Zapfrüssel und Dichtung

Der Zapfrüssel wird durch die Kräfte der Dichtlippen und durch den Innendruck p_1 belastet. Um bei gegebenen Zapfrüsselabmessungen einen möglichst großen Querschnitt für den Luftkanal zu gewährleisten, muss der Zapfrüssel über eine geringe Wandstärke verfügen (vgl. Abschnitt 7.1). Querstege zur Versteifung sind möglich, sollten aber aufgrund von Strömungsverlusten nicht eingesetzt werden. Um die Verformung des Zapfrüssels durch Innendruckbeaufschlagung trotz kleiner Wandstärken klein zu halten, muss ein Werkstoff mit hohem Elastizitätsmodul eingesetzt werden.

Eine weitere Anforderung an den Werkstoff ist, dass eine glatte harte Oberfläche erzeugt werden kann, um die Reibung und den Verschleiß des Dichtungssystems klein zu halten (vgl. Kapitel 3). Die Anforderungen können von einem Einsatzstahl erfüllt werden.

Das Dichtband setzt sich aus einer Elastomerdichtlippe und einem steifen Träger zusammen. Das Trägermaterial muss aufgrund auftretender Verformungen durch Torsion und Biegung eine hohe Streckgrenze besitzen. Diese Eigenschaft besitzen z. B. Federstähle.

Für die Werkstoffauswahl der Dichtlippe muss berücksichtigt werden, wie groß die Abweichungen vom Abstand a werden (vgl. Abbildung 7.2). Bleibt der Abstand a (durch die optimale Abstimmung von Dichtbändeigenschaften und Zapfrüsselgeometrie) konstant, so kann ein steifer Dichtungswerkstoff mit sehr guten Gleiteigenschaften, wie z. B. PTFE eingesetzt werden. Verändert sich der Abstand a unter unterschiedlichen Systemzuständen, dann muss ein elastischer Werkstoff, z. B. ein Elastomer eingesetzt werden, der die Unterschiede ausgleichen kann (vgl. Kapitel 3).

7.4 Modellbildung

Ziel bei der Auslegung des neuen Dichtungssystems ist es, den Verlauf und die Erzeugung der Flächenpressung im Dichtkontakt so einzustellen, dass eine geringe Reibkraft des

Systems ermöglicht wird.

Für die Flächenpressung im Dichtspalt besteht bei einer Berührbreite b und einer Berührlänge l unter Vernachlässigung vom Winkel φ im Dichtspalt und einer über der Berührbreite gemittelten, spezifischen Pressung $q_{Press}(x)$ an der Stelle x der Zusammenhang

$$F_{Press} = b \cdot l \int_0^l q_{Press}(x) dx \quad (7.5)$$

(vgl. Abbildung 7.4). Geht man davon aus, dass zum sicheren Abdichten eine spezifische

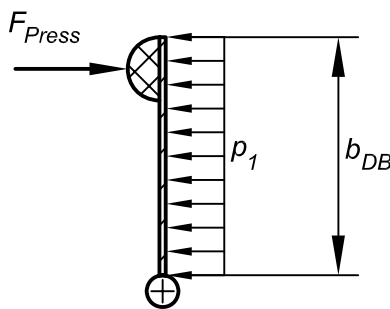


Abbildung 7.4: Druckkraft, die auf die Dichtung ausgeübt wird

Mindestpressung $q_{Press,min}$ vorliegen muss, dann ist die Anpresskraft zum sicheren Abdichten minimal, wenn dieser Wert an jeder Stelle x vorliegt, wenn also eine über der Länge gleichmäßige Flächenpressung vorliegt. Es muss deshalb zunächst ermittelt werden, wie die Flächenpressung gleichmäßig erzeugt und wie die Größe der Flächenpressung danach auf die Mindestflächenpressung reduziert werden kann.

7.4.1 Belastungen

Um Zusammenhänge der systembestimmenden Parameter und deren Auswirkungen auf das Dichtungssystem herzuleiten, müssen die Belastungen des Dichtbands betrachtet werden.

Belastungen:

1. Streckenlast an der Dichtungsberührfläche (keine echte Linienbelastung, da die Berührbreite b nicht infinitesimal klein ist)
2. Druckbeaufschlagung der Dichtbandflanke mit Kanalinnendruck p_1
3. Linienlast der Führungsleiste nach der Variante aus Konzept K_4
4. Punktlast als Führungskraft (bei der Variante aus Konzept K_5)
5. Einspannkräfte und -momente
6. Reibkraft zwischen Dichtung und Zapfrüssel
7. Reibkraft zwischen Dichtband und Führung

Aus den Belastungen resultieren folgende Beanspruchungen des Dichtbands:

1. Biegebeanspruchung um x und um z
2. Torsionsbeanspruchung um x
3. Schubbeanspruchung infolge Reibung
4. Flächenpressung an der Führung und Flächenpressung an der Dichtlippe
5. Schubbeanspruchung infolge Querkräfte

Für die Beurteilung und Auslegung des neuen Dichtungssystems müssen die Zusammenhänge zwischen dem Systemzustand des Druckluftzuführungssystems und den Auswirkungen auf Dichtheit und Verschiebekräfte hergestellt werden. Eine analytische Berechnung der auftretenden Spannungen und Verformungen im Dichtungssystem ist unter Berücksichtigung aller Belastungen nicht möglich. Neben dem Lastfall, ist das nichtlineare Materialverhalten der Elastomerdichtwerkstoffe für die Komplexität des Systems verantwortlich. Die Auslegung des Systems ist dadurch ausschließlich mit numerischen Optimierungsverfahren möglich.

Für die Erstellung eines entsprechenden Simulationsmodells ist es allerdings erforderlich eine Grobgestaltung vorzunehmen. Für diese Grobgestaltung müssen die Systemparameter abgeschätzt werden. Da in der Literatur keine Ausführungen der Zusammenhänge ähnlicher System vorliegen, werden im Folgenden vereinfachte Modelle aufgestellt, mit deren Hilfe Systemgrößen zur Erstellung eines numerischen Modells abgeschätzt werden können.

7.4.2 Gleichmäßige Flächenpressung über die Länge der Kontaktzone

Eine annähernd gleichmäßige Flächenpressung über der Zapfrüssellänge kann mit dem Prinzip von Konzept $K2$, das aus Abschnitt 5.2.2 bekannt ist, erzeugt werden.

Nachteilig bei diesem Konzept ist, dass die Anpresskraft etwa die Hälfte der Druckkraft auf die Dichtbandflanke beträgt. Die resultierende Flächenpressung wird demnach bei hohen Drücken sehr groß. Zur Veranschaulichung wird die Flächenpressung für eine Flankenhöhe von $b_{DB} = 12\text{mm}$ und einem Druck p_1 von 8bar bestimmt.

Die auf die Dichtbandflanke wirkende längenbezogene Druckkraft kann mit

$$q = p_1 \cdot b_{DB} \quad (7.6)$$

berechnet werden. Das Dichtband soll an der Verbindung an seiner unteren Kante zum Kanal als drehbar gelagert angesehen werden (vgl. Abbildung 7.2). Die Streckenlast in Wirkrichtung senkrecht zur feststehenden Dichtlippe ist somit

$$q_{\text{wirk, Druck}} = \frac{p_1 \cdot b}{2} \cdot \cos(\varphi). \quad (7.7)$$

Damit ist die längenbezogene Anpresskraft q_{Press} unter Vernachlässigung des Winkels φ für das Beispiel $q_{Bsp} = 9,6\text{N/mm}$.

Strebt man eine Berührbreite im Kontaktbereich des Dichtbands von $b = 1\text{mm}$ an (vgl. Abschnitt 3.2), so errechnet sich damit eine Flächenpressung von $p_{\text{Press}} = 9,6\text{MPa}$. Das

entspricht dem 12fachen des Innendrucks p_1 . Die erforderliche gemittelte Pressung für ein sicheres Abdichten wäre nach der Messung aus Abschnitt 6.2.2 lediglich das 1,5fache, also 1,2MPa.

Strebt man einen maximalen Pressungsgradienten von $w \leq 4\text{MPa/mm}$, der sich zum Erhalt des Schmierfilms einstellen soll (vgl. Abschnitt 3.2) und geht von einer parabolischen Pressungsverteilung über der Berührbreite aus, dann müsste nach Gleichung (3.4) eine Berührbreite $b_{min} = 14,4\text{mm}$ vorliegen.

Strebt man das in Abschnitt 6.2.2 ermittelte Verhältnis aus mittlerer Pressung und abzdichtendem Druck von 1,5 an, so müsste eine Berührbreite von 8mm vorliegen.

Bei einer Zapfrüssellänge von 50mm ergeben sich für die ermittelte Streckenlast eine Anpresskraft für jede Zapfrüsselseite von 480N. Unter Annahme eines sehr niedrigen konstanten Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,1$ ergibt sich eine Gesamtreibkraft von $F_{Reib} = 96\text{N}$. Berücksichtigt man die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Anpresskraft und der Berührfläche, so ist bei dieser Belastung von höheren Reibwerten auszugehen. Haftreibungskräfte sind entsprechend größer. Die in der Literatur aufgeführten Reibwerte für Dichtungen sind in der Regel bezogen auf die Länge der Dichtlippe bei einem bestimmten Druck. Eine Elastomer-Pneumatikdichtung mit symmetrischer Dichtlippe erreicht einen Reibwert von 0,27N/mm bei 8bar (vgl. Müller (1990)). Mit diesem Wert beträgt im Beispiel mit $l_{Berühr} = 2 \cdot l_{Zapfrüssel}$ die Reibkraft $F_{Reib} = 27\text{N}$. Der Grund für den geringeren Reibwert bei der Pneumatikdichtung ist, dass die Selbstverstärkungswirkung wegen der geringeren druckbeaufschlagten Fläche, schwächer ist. Wie in Abschnitt 7.1 festgestellt wurde, kann die Dichtbandbreite und die Zapfrüssellänge, die die druckbeaufschlagte Fläche bestimmen, nicht beliebig verändert werden. Das neue Dichtungssystem sieht deshalb die Abstützung der Druckkräfte auf das Dichtband durch eine Gleitführung zwischen Zapfrüssel und Dichtband vor.

7.4.3 Verminderte Flächenpressung durch Funktionsteilung

In der ersten Variante des neuen Dichtungssystems, die in Konzept K_4 vorgestellt wurde, findet die Abstützung des Dichtbands durch eine Gleitführung auf der gesamten Zapfrüssellänge statt. Im Folgenden wird das Dichtband als schmales Rechteckprofil mit der Höhe b_{DB} und der Breite t_{DB} betrachtet. Der Einfluss der Steifigkeiten der Elastomerdichtlippe an der oberen Kante des Dichtbands kann im Vergleich zum steifen Träger vernachlässigt werden. Unter dieser Vereinfachung muss die Biegesteifigkeit

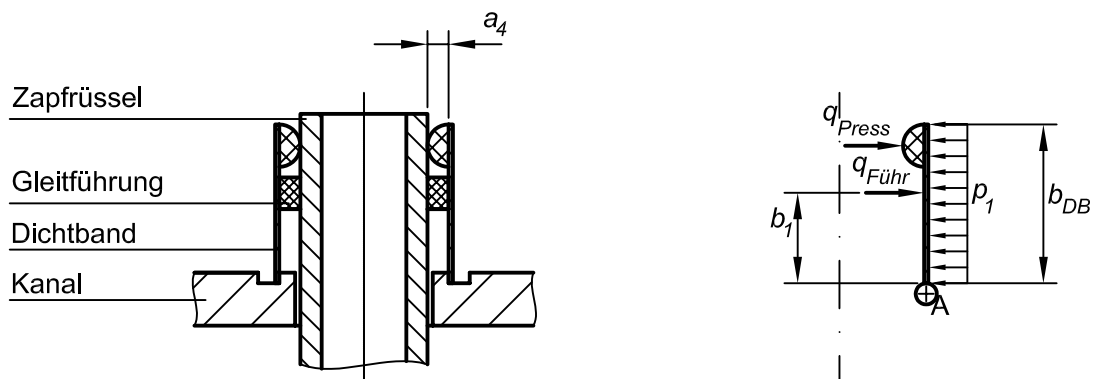
$$EI_z = E \cdot \frac{b_{DB} \cdot t_{DB}^3}{12} \quad (7.8)$$

und die genäherte Torsionssteifigkeit für schlanke Rechteckquerschnitte

$$GI_t = G \cdot \frac{b_{DB} \cdot t_{DB}^3}{3} \quad (7.9)$$

klein gewählt werden (vgl. Gross (2002)). Unter Vernachlässigung von Torsion und Biegung im Dichtband kann die längenbezogene Anpresskraft q_{press} an einer Stelle x des Dichtbands mit aus den Kräfte- und Momentengleichgewichten berechnet werden zu

$$q_{press} = \frac{p_1 \cdot b_{DB}}{2} - q_{Führ} \cdot \frac{b_1}{b_{DB}} \quad (7.10)$$

Abbildung 7.5: Abstützung und Führung des Dichtbands bei Konzept K_4

(vgl. Abbildung 7.5). Aufgrund der Durchbiegung des Dichtbands um x muss berücksichtigt werden, dass q_{Press} abhängig von der Lage der Kraftangriffspunkte ist. Um die Flächenpressung möglichst unabhängig vom Druck zu machen, muss die Führung die Druckkräfte zum größten Teil abstützen. Betrachtet man den Grenzfall, dass die Führung die gesamten Druckkräfte aufnimmt, dann muss nach Gleichung (7.10) das Verhältnis

$$\frac{p_1 \cdot b_{DB}}{2} = -q_{Führ} \cdot \frac{b_1}{b_{DB}} \quad (7.11)$$

erfüllt sein.

Das Ziel der Abstützung ist es, den Abstand a_4 zwischen Dichtbandträger und der Gleitfläche am Zapfrüssel nach Möglichkeit konstant zu halten, um damit die Gestaltungsfreiheit der Dichtlippe zu vergrößern. Für die Auslegung der Führung und des Dichtbands ist deshalb auch unter Vernachlässigung von Torsion und Biegung um z , ein erweitertes Modell erforderlich. Dazu wird das Dichtband an einer Stelle x als zweifach gelagerter

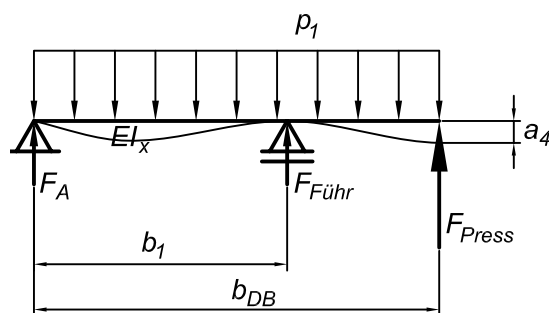


Abbildung 7.6: Ersatzmodell für die Biegung des Dichtbands um die Längsachse

schubstarrer Balken betrachtet (vgl. Abbildung 7.6). Zur Bestimmung der Gleichung für die Biegelinie kann das statisch unbestimmte System z. B. durch Superposition der Biegelinien von Teilsystemen aufgestellt werden. Die Lösungen der Biegelinien geeigneter Teilsystem können aus der Literatur entnommen werden (vgl. z.B. Dubbel (1995)).

Hier wird ausschließlich auf die Zusammenhänge zwischen den System bestimmenden Parametern und dem Abstand a eingegangen. Für beliebig große Führungskräfte ist a unter den oben genannten Vereinfachungen demnach abhängig von der Biegesteifigkeit EI_x , der Lage der Führung (b_1) und vom Innendruck p_1 . Für Dichtbänder, die eine geringe Biegesteifigkeit EI_z und geringe Torsionssteifigkeit GI_t aufweisen, kann dieser Modellansatz zur Abschätzung der erforderlichen Biegesteifigkeit EI_x und der Höhe der Führungsleiste benutzt werden.

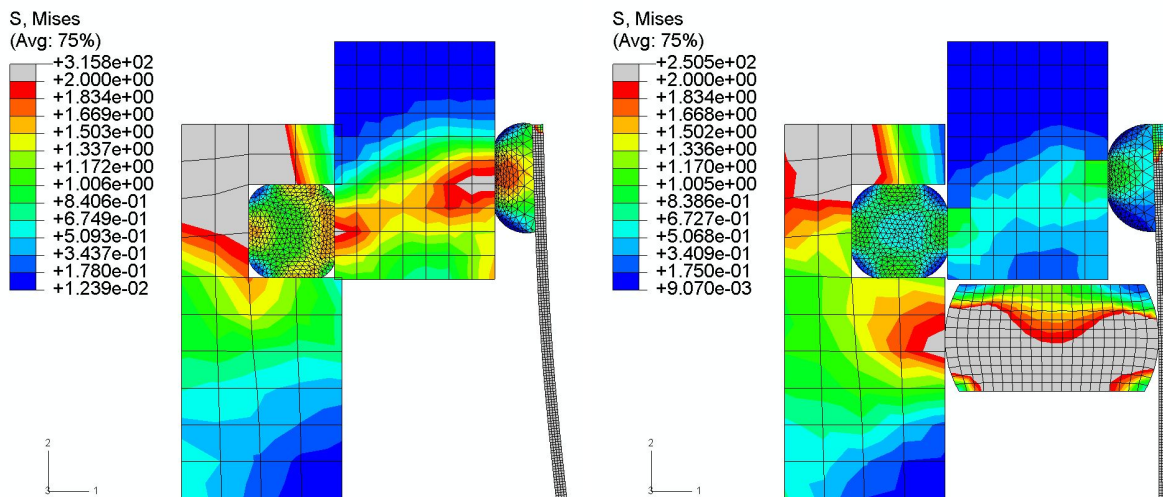


Abbildung 7.7: Dichtungssystem als 2D-Modell ohne und mit Gleitführung ($p_1=8\text{bar}$, Dichtlippe 70 Shore A)

In Abbildung 7.7 ist das 2D-Modell eines Dichtungssystems mit asymmetrischem Zapfrüssel dargestellt. In der linken Bildhälfte ist ein System ohne Führung und in der rechten Bildhälfte ein System mit Führung veranschaulicht. Das Dichtband ist an seiner unteren Kante drehbar gelagert. Die Dichtbandflanke ist (im Bild die rechte Dichtbandflanke) mit dem Kanalinnendruck $p_1 = 8\text{bar}$ beaufschlagt. Das Trägermaterial ist ein Federstahlblech mit einer Höhe von 12mm und einer Stärke von 0,4mm. Die Elastomerdichtlippe hat die Form eines Halbzylinders mit einem Radius von 2mm. Die Schnurdichtung in der gegenüberliegenden Anschlagleiste hat im unverformten Zustand einen Durchmesser von 4mm. Für die Elastomerdichtelemente wurde das Neo-Hooke-Materialmodell eingesetzt. Der Zapfrüssel ist verkürzt dargestellt. Als Modellparameter wurden die in Abschnitt 6.3.4 berechneten Größen für NBR mit Shore A70 verwendet. Anhand der unterschiedlichen Deformationen in beiden Modellen wird sichtbar, dass die Anpressung zwischen den beiden Dichtelementen und dem Zapfrüssel durch die Führung stark reduziert wurde. Bei einem Druck von 8bar wurden bei dieser Anordnung die Anpressung im Dichtkontakt von 2,2 MPa auf 1,0 MPa reduziert. Bei dem hier abgebildeten Modell wurde die Biegung und die Torsion im Dichtband noch vernachlässigt.

In der Darstellung des 2D-Modells ist ein weiterer Nachteil des asymmetrischen Dichtungssystems zu erkennen. Es handelt sich dabei um die Anordnung der (im dargestellten Fall beweglichen) Gleitführung des Dichtbands. Aufgrund der unterschiedli-

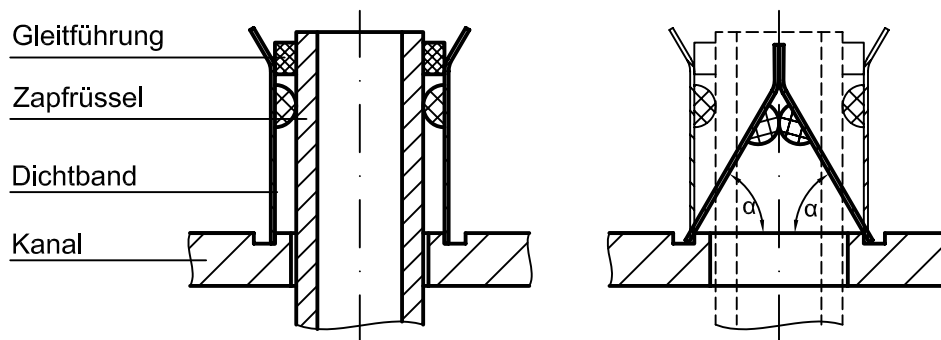


Abbildung 7.8: Dichtband mit Anschlag und Zapfrüssel mit oberliegender Gleitführung

chen Berührhöhe der Dichtlippe auf der geraden und der gewölbten Seite, muss die Gleitführung unter der Schnurdichtung angebracht werden. Damit ist die Druckabhängigkeit der Flächenpressung höher als wenn die Führung direkt unter der Dichtlippe des Dichtbands angreifen würde.

Eine weitere Möglichkeit der Abstützung wird in Abbildung 7.8 gezeigt. Dabei befindet sich die Gleitführung oberhalb der Dichtstellen im druckbeaufschlagten Kanal. Die beiden Dichtbänder stützen sich im Bereich außerhalb des Zapfrüssels gegeneinander ab (vgl. Abbildung 7.8, rechte Seite). Das bedeutet, dass die Dichtlippen auch in diesem Bereich nicht die gesamte Druckkraft über die Dichtlippen abstützen müssen. Die Erhöhung der Dichtbandflanke oberhalb der Dichtlippe hat keinen Einfluss auf die Druckkräfte, weil der Teil des Dichtbands oberhalb der Dichtstelle beidseitig mit Druck beaufschlagt ist. Nachteilig bei diesem Gestaltungsvorschlag ist, dass die Biegesteifigkeit EI_z wie auch die Torsionssteifigkeit GI_t des Dichtbands durch das abgewinkelte Profil erhöht wird.

7.4.4 Verminderte Flächenpressung durch Funktionsteilung und Abstimmung der Torsions- und Biegesteifigkeit des Dichtbands

In der zweiten Variante des neuen Dichtungssystems ist es das Ziel durch gezieltes Einstellen der Biegesteifigkeit EI_z und der Torsionssteifigkeit GI_t den Abstand a_5 (Abbildung 5.17) über die gesamte Zapfrüssellänge, bei nur einer Abstützung des Dichtbands in der Mitte des Zapfrüssels, konstant zu halten.

Eine vereinfachte Betrachtungsweise unter Vernachlässigung der Biegung und der Torsion des Dichtbands, wie im vorherigen Abschnitt, kann für diesen Fall zur Abschätzung der Dichtbändeigenschaften nicht genutzt werden.

Biegung

Um geeignete Parameter für die Zapfrüsselgeometrie und die Dichtbändeigenschaften (Geometrie, Steifigkeiten) zu ermitteln, wird zunächst die Biegung des Dichtbands be-

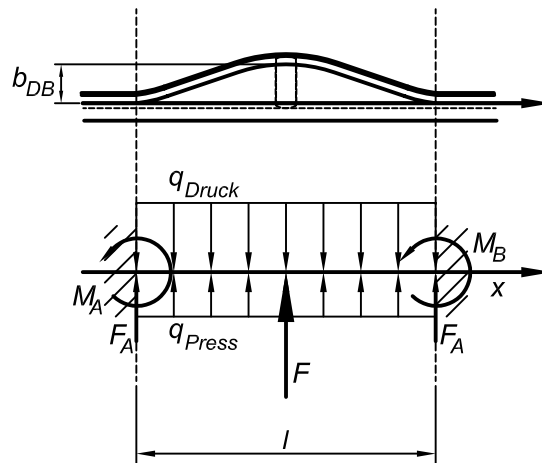


Abbildung 7.9: Biegebeanspruchung des Dichtbands

trachtet. Dazu wird das System zunächst vereinfacht in der Ebene durch die Berührlinie der beiden Dichtelemente abgebildet. Das Dichtband wird als ein beidseitig fest eingespannter Balken gesehen (vgl. Abbildung 7.9).

Die feste Einspannung ist erforderlich, weil die Dichtbänder an den Zapfrüselenden parallel verlaufen müssen. Zur Abbildung der Druckkraft und der Kraft auf die Dichtlippe wird ein, mit einer Streckenlast belegter, statisch unbestimmter Balken und einer über der Länge konstanten Biegesteifigkeit verwendet. Die Biegelinie für diesen Balken kann unter den *Bernoullischen Annahmen* mit

$$w(x) = \frac{ql^4}{24EI_y} \left[\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 + \left(\frac{x}{l}\right)^4 \right] \quad (7.12)$$

berechnet werden (vgl. Dubbel (1995)).

Die Führungskraft in der Mitte des Zapfrüssels kann bei der getroffenen Vereinfachung als eine Punktlast auf den Balken angenommen werden. Die Gleichung für die aus der Punktlast resultierende Biegelinie ist mit

$$w(x) = \frac{Fl^3}{48EI_y} \left[\left(3 \cdot \frac{x}{l}\right)^2 - 4\left(\frac{x}{l}\right)^3 \right] \quad (7.13)$$

gegeben. Für das Modell des fest eingespannten Balkens müssen die Summen aller Lagerreaktionen null werden ($\sum F_A = 0$, $\sum F_B = 0$, $\sum M_A = 0$ und $\sum M_B = 0$). Für den mit Streckenlast beaufschlagten Balken sind die Lagerreaktionen mit

$$F_A = F_B = \frac{q \cdot l}{2} \text{ und } M_A = M_B = -\frac{q \cdot l^2}{12} \quad (7.14)$$

und für den mit einer Punktlast beaufschlagten Balken mit

$$F_A = F_B = \frac{F}{2} \text{ und } M_A = M_B = -\frac{F \cdot l}{8} \quad (7.15)$$

gegeben. Für das symmetrische Balkenmodell ist es ausreichend eine Einspannstelle zu betrachten. Die Bedingung für das System sind demnach:

$$\sum F_A = 0 = -\frac{F_{Führ}}{2} + \frac{(q_{Druck} - q_{Press}) \cdot l_{Zapfrüssel}}{2} \quad (7.16)$$

und

$$\sum M_A = 0 = \frac{F_{Führ} \cdot l_{Zapfrüssel}}{8} - \frac{(q_{Druck} - q_{Press}) \cdot l_{Zapfrüssel}^2}{12} \quad (7.17)$$

Eine weitere Bedingung ist, dass die Durchbiegung der überlagerten Biegelinie in der Zapfrüsselmitte der Zapfrüsselbreite entsprechen muss. Mit den Gleichungen (7.12) und (7.13) erhält man

$$b_{Zapfrüssel} = \frac{F_{Führ} \cdot l_{Zapfrüssel}^3}{192 \cdot EI_z} - \frac{(q_{Druck} - q_{Press}) \cdot l_{Zapfrüssel}^4}{384 \cdot EI_z}. \quad (7.18)$$

Mit der Gleichung (7.10), einem vorgewählten Druck und einer vorgewählten Angriffshöhe der Führungskraft, können die Größen $b_{Zapfrüssel}$, $l_{Zapfrüssel}$ und I_z , abgeschätzt werden. Da die Dichtbandhöhe b_{DB} und die Zapfrüsselbreite $b_{Rüssel}$ in direktem Zusammenhang stehen und die Dichtbandbreite wiederum in das Flächenträgheitsmoment des Dichtbandträgers eingeht (vgl. Gleichung (7.8)), sind demnach diese Größen weiteren Restriktionen unterworfen. Bei dem in Abbildung 7.10 dargestellten Beispiel wurde $l_{Zapfrüssel}$

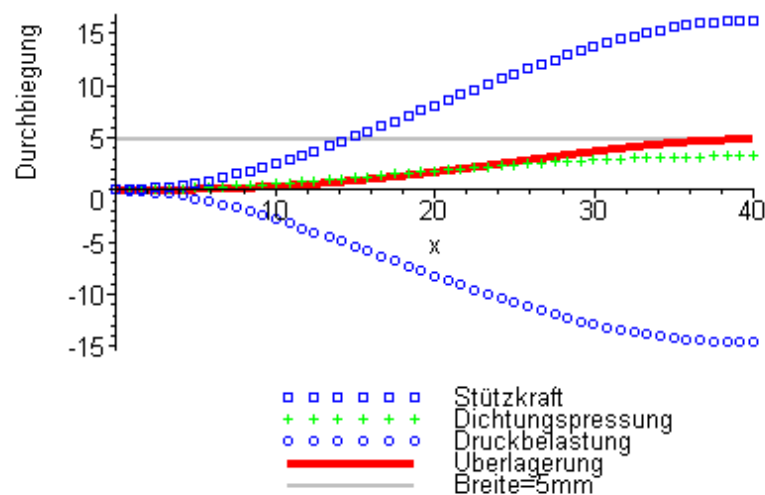


Abbildung 7.10: Biegelinien der Einzelbelastungen und deren Überlagerung

und b_{DB} vorgegeben, um die an der Reibung beteiligten Flächen zu begrenzen, und gleichzeitig einen ausreichenden Querschnitt für den Luftkanal sicherzustellen. Dargestellt sind die Biegelinien für die Belastung mit der längenbezogenen Druckkraft, mit der längenbezogenen Anpresskraft und der Führungskraft. Die rote Volllinie ist die Überlagerung der Einzelbiegelinien nach dem Superpositionsprinzip. Die Werte für die Biegesteifigkeit sind so gewählt, dass sich eine maximale Durchbiegung von 8mm bei der Überlagerung

einstellt. Für diesen stark vereinfachten Fall kann das Ergebnis demnach so interpretiert werden, dass sich das Dichtband mit den gewählten Eigenschaften mit einer konstanten Flächenpressung an einen Zapfrüßel der Form der Überlagerungskurve anlegt. Es ist zu erkennen, dass die resultierende Biegelinie negative Werte annimmt. Das würde bedeuten, dass an dieser Stelle erhöhte Anpresskräfte aufgebracht werden und sich die Biegelinien entsprechend verändern. Das Einführen einer weiteren Bedingung zur Vermeidung der negativen Werte, ist aufgrund der angenommenen Vereinfachung nicht zielführend.

Torsion

Neben der Biegung ist das Dichtband einer Verdrehung um den Winkel φ unterworfen. Die Torsionssteifigkeit wirkt demnach, wie auch die Biegesteifigkeit, der Verformung des

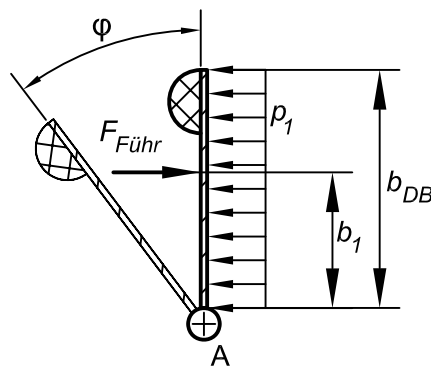


Abbildung 7.11: Verdrehungswinkel des Dichtbands

Dichtbandes entgegen. Aus Abbildung 7.10 wird ersichtlich, dass der Anteil der Flächenpressung im Dichtkontakt gering ist. Für die Verdeutlichung des Zusammenhangs zwischen Druckkraft, Stützkraft und der Torsionssteifigkeit wird deshalb ein um die Anpresskraft vereinfachtes Modell gewählt.

Für Stäbe mit beliebigem Querschnitt gilt nach der Theorie von Saint-Vincent für Stäbe der Länge l ohne Wölbbehinderung für den Verdrehungswinkel

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t} \quad (7.19)$$

(vgl. Dubbel (1995)). Im vorliegenden Fall findet eine Wölbbehinderung durch die Lagerung an der unteren Dichtbandkante statt. Für einen solchen Fall kann nach Gross (2002) für schlanke rechteckige Querschnitte, wie der Träger des Dichtbands, das Flächenträgheitsmoment I_t mit

$$I_t = \frac{b_{DB} \cdot t_{DB}^3}{3} \quad (7.20)$$

bestimmt werden. Für die Auslegung des Dichtbands ist es angebracht, einen Ausgleich von dem durch die Druckkraft über der Zapfrüßellänge aufgebrauchten Torsionsmoment

und dem durch die Führungskraft erzeugten Torsionsmoment in der Mitte des Zapfrüssels anzustreben. Damit wird erreicht, dass kein Torsionsmoment in den Bereich des Dichtbands außerhalb des Zapfrüssels eingeleitet wird. Das durch die Führungskraft eingeleitete Torsionsmoment errechnet sich zu

$$M_t = b_1 \cdot F_{Führ.} \quad (7.21)$$

Das durch den Druck eingeleitete Moment wird für einen Abstand x von der Zapfrüßelmitte zu

$$M_t(x) = p_1 \int_0^x \frac{b(x)^2}{2} dx \quad (7.22)$$

bestimmt. Bei einer für den verwendeten Querschnitt angenommenen konstanten Dichtbandbreite b_{DB} ergibt sich

$$M_t(x) = p_1 \frac{b_{DB}^2}{2} x. \quad (7.23)$$

Der Verdrehungswinkel φ in einem Abstand x zur Zapfrüßelmitte errechnet sich zu

$$\varphi(x) = \int \frac{M_t(x)}{GI_t(x)} dx. \quad (7.24)$$

Für ein konstantes polares Flächenträgheitsmoment I_t bestimmt sich der Verdrehwinkel in einem Abstand x von der Zapfrüßelmitte zu

$$\varphi = \frac{p_1 \cdot b_{DB}^2 \cdot x^2}{4GI_t} \quad (7.25)$$

Betrachtet man den Fall, dass die Dichtbandbreite und die Zapfrüßelbreite vorgegeben werden, so kann durch Einsetzen von Gleichung (7.2) in Gleichung (7.25) für das schlanke Rechteckprofil die Stärke des Dichtbandträgers zu

$$t_{DB} = \sqrt[3]{\frac{3}{16} \frac{p_1 \cdot b_{DB} \cdot l_{Zapfrüßel}^2}{G \cdot \varphi}} \quad (7.26)$$

abgeschätzt werden.

7.4.5 FE-Modell

Auf Basis der in Abschnitt 7.4.4 ermittelten Zusammenhänge und Möglichkeiten zur Abschätzung der Abmessungen des Systems, kann ein initiales FE-Modell für die iterative Optimierung bzw. Systemauslegung erstellt werden.

Während der Untersuchungen wird das System in verschiedenen Detaillierungsgraden modelliert. Wie bereits bei der Modellierung des Dichtungssystems für die diskontinuierliche Druckluftentnahme in Kapitel 6 werden Symmetrien genutzt um den Rechenaufwand

möglichst gering zu halten. Ein Modell mit zweifacher Symmetrie (zur x - z - und zur y - z -Ebene) kann genutzt werden um die Beanspruchung und Verformung des Dichtbandes im statischen Fall unter verschiedenen Systemzuständen zu ermitteln. Mit einem Modell mit einfacher Symmetrie zur x - z -Ebene kann auch die Bewegung des Zapfrüssels entlang der x -Achse (Kanallängsrichtung) berücksichtigt werden. Modelle, die gar keine Symmetrie ausnutzen sind dann erforderlich, wenn der Einfluss von ungewollten Verdrehungen und Verschiebungen des Zapfrüssels untersucht werden soll. Im Rahmen dieser Arbeit werden lediglich die beiden symmetriebehafteten Modelle erstellt. Da Trägheitskräfte aufgrund geringer Massen und geringer Beschleunigungen vernachlässigt werden können, wird bei allen Modellansätzen eine quasistatische Berechnung durchgeführt. Damit können zwar keine viskosen Eigenschaften des Elastomers der Dichtlippe berücksichtigt werden, jedoch kann durch eine geeignete Kontaktformulierung der Einfluss von Reibkräften berücksichtigt werden. Entsprechend werden, wie bereits bei der Modellierung des Systems mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme (vgl. Abschnitt 6.3.4), für die Elastomerdichtlippe quasistatische Materialmodelle verwendet.

Komponenten und Materialmodelle:

Alle Modelle bestehen aus einem Zapfrüssel, der als starrer oder elastischer Körper modelliert wird, einem (beim symmetrischen Modell) oder zwei Dichtbändern und einer Führung, die in der Zapfrüßelmitte das Dichtband abstützt. Die Dichtbänder sind aus zwei Teilen aufgebaut, die in der Kontaktfläche fest miteinander verbunden sind: ein steifer Träger, als elastischer Körper mit rechteckigem Querschnitt und einem E-Modul von $E=210000\text{N/mm}^2$ und eine Elastomerdichtlippe als elastischer Körper mit nichtlinearem Materialverhalten (Neo-Hooke, vgl. Abschnitt 6.3.4). Das in Abbildung 7.12 dargestellte einfachsymmetrische Modell weist weiterhin eine starre Symmetrieebene parallel zur x - z -Ebene durch die Zapfrüßelmitte auf, die für die Formulierung des Kontakts zwischen den beiden Dichtlippen (dargestellte und nicht dargestellte symmetrische Dichtlippe) benötigt wird. Die Wälzföhrung ist als Segment einer balligen Rolle modelliert.

Kontaktpaarungen:

Bei allen Modellen müssen für die folgenden Kontaktpaarungen a priori der Kontakt formuliert werden:

- Dichtlippe-Dichtbandträger: fest verbunden
- Dichtlippe-Dichtlippe: mithilfe der starren Symmetrieebene, nur Normalkontakt formuliert
- Rolle-Dichtbandträger: nur Normalkontakt formuliert
- Dichtlippe-Zapfrüssel: Normal- und Tangentialkontakt (Reibung) formuliert

Randbedingungen:

- Symmetrieebene: fest eingespannt am Referenzpunkt (starrer Körper)
- Dichtband: an der Unterseite drehbar gelagert, ein Freiheitsgrad um x
- Zapfrüssel: fest eingespannt am Referenzpunkt für Druckbeaufschlagung, bei Bewegung des Zapfrüssels konstante Geschwindigkeit des Referenzpunktes in x -Richtung

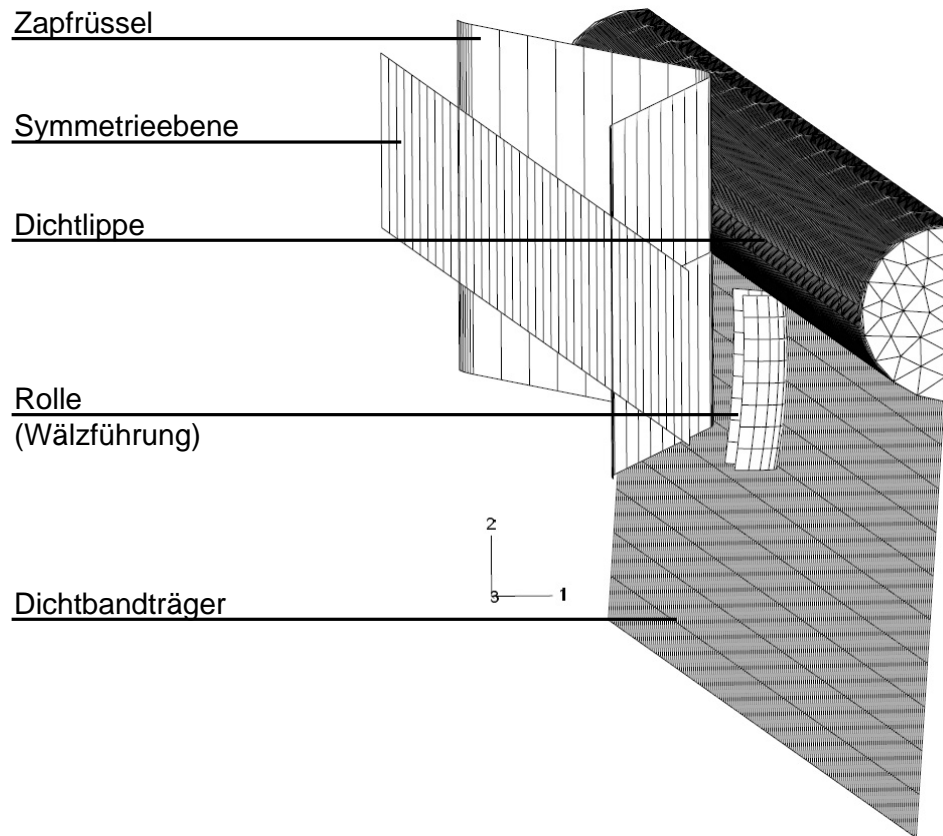


Abbildung 7.12: Symmetrisches Modell mit Rolle, 6bar

- Führung: fest eingespannt am Referenzpunkt für Druckbeaufschlagung, bei Bewegung des Zapfrüssels konstante Geschwindigkeit des Referenzpunktes in x -Richtung

Belastungen:

Die einzige Belastung ist die Druckbeaufschlagung des Dichtbands, die linearer bis zu ihrem Maximalwert p_1 ansteigt (vgl. Abbildung 7.4).

Berechnungsschritte:

- Druckbeaufschlagung: lineare Druckerhöhung auf das Dichtband mit Drücken bis $p_1=8\text{bar}$
- Bewegung des Zapfrüssels mit konstanter Geschwindigkeit

7.4.6 Simulation

Mit den oben beschriebenen Modellen wurden verschiedene Simulationsdurchläufe durchgeführt und durch Variation von Parametern eine Optimierung für die Realisierung eines einfachen Funktionsmodells durchgeführt. Die Parameter, die verändert wurden sind: Zapfrüßelbreite, Zapfrüßellänge, Zapfrüßelform, Dichtbandträgerdicke,

Dichtbandträgerhöhe, Dichtlippenhärte, Führungsrollendurchmesser, Führungsrollenbalgigkeit, Führungsrollenposition in y -Richtung, Führungsrollenposition in z -Richtung.

Die Abbildungen 7.13 bis 7.17 zeigen das Ergebnis des ersten Berechnungsschrittes „Druckbeaufschlagung“ einer Simulation mit einer Druckbeaufschlagung von $p_1=6\text{bar}$, einer Dichtbandträgerdicke $t_{DB}=0,2\text{mm}$, einer Dichtlippenhärte $H=70\text{ Shore A}$, einer Zapfrüsselbreite $b_{Rüssel}=9\text{mm}$ und einer Zapfrüssellänge von $l_{Rüssel}=80\text{mm}$.

In der dargestellten Optimierungsstufe kann sehr gut die Herausforderung bei der Auslegung des Dichtungssystems verdeutlicht werden. Abbildung 7.13 zeigt das Gesamtsystem im deformierten Zustand. Das Farbspektrum bildet Vergleichsspannungen nach Mises ab. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Dichtbandträger aus Federstahl bereits,

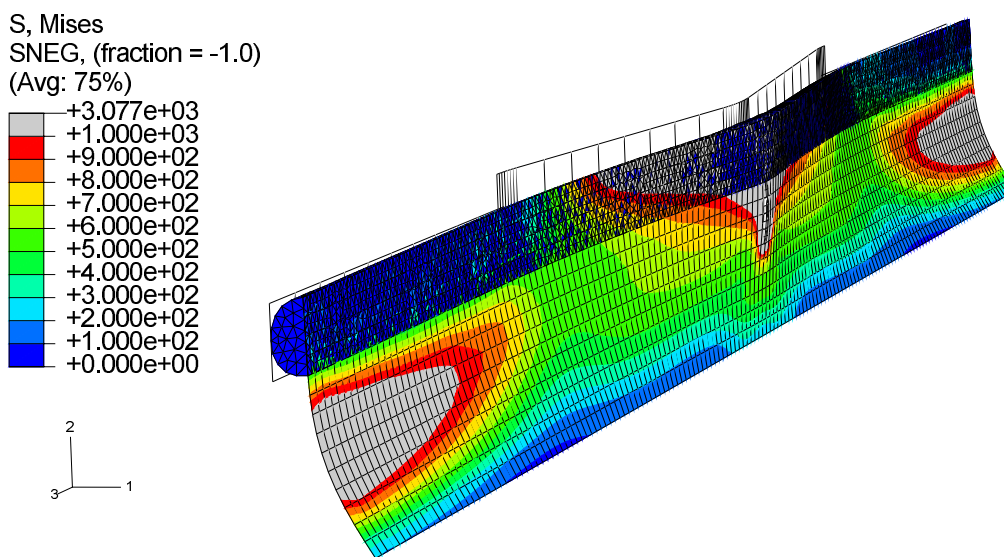


Abbildung 7.13: Modell mit einfacher Symmetrie am Ende des ersten Berechnungsschrittes *Druckbeaufschlagung* ($p_1=6\text{bar}$; $t_{DB}=0,2\text{mm}$; $H=70\text{ Shore A}$; $b_{Rüssel}=9\text{mm}$; $l_{Rüssel}=80\text{mm}$)

zum Teil unzulässig, hohe Spannungen aufweist, während zwei Bereiche der Dichtlippe nahezu spannungsfrei sind. In diesen Bereichen ist die Flächenpressung im Dichtspalt nicht ausreichend um das System sicher abzudichten. In den in den Abbildungen 7.14 und 7.15 dargestellten Schnitten parallel zur $y-z$ -Ebene wird ersichtlich, dass beim dargestellten Systemzustand die Dichtlippe in der Rüsselmitte sehr stark verformt ist und Spannungen bis $1,6\text{N/mm}^2$ aufweist, während im Bereich des Zapfrüsselendes eine nahezu unverformte, spannungsfreie Dichtlippe vorliegt. Dafür verantwortlich ist in der dargestellten Systemkonfiguration die hohe Torsionssteifigkeit des Dichtbandträgers.

Abbildung 7.16 zeigt farblich codiert die Flächenpressung an der Dichtlippe im Bereich der Kontaktzone. Die Flächenpressung an den Knotenpunkten der Berührlinie ist im Diagramm in Abbildung 7.17 über der x -Achse aufgetragen. Der Nullpunkt wurde wie bei den Schnittdarstellungen in die Zapfrüsselmitte gelegt.

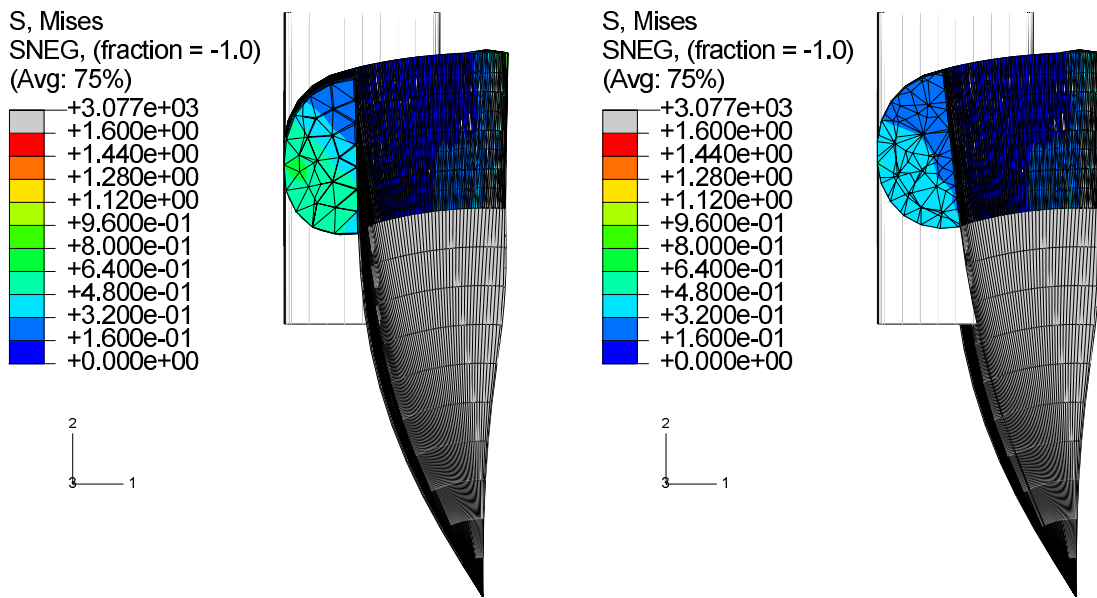


Abbildung 7.14: FE-Modell; links: Schnitt bei $x_{Rüssel}=80\text{mm}$ (von der Zapfrüsselmitte); rechts: Schnitt bei $x_{Rüssel}=50\text{mm}$; ($p_1=6\text{bar}$; $t_{DB}=0,2\text{mm}$; $H=70\text{ Shore A}$; $b_{Rüssel}=9\text{mm}$; $l_{Rüssel}=80\text{mm}$)

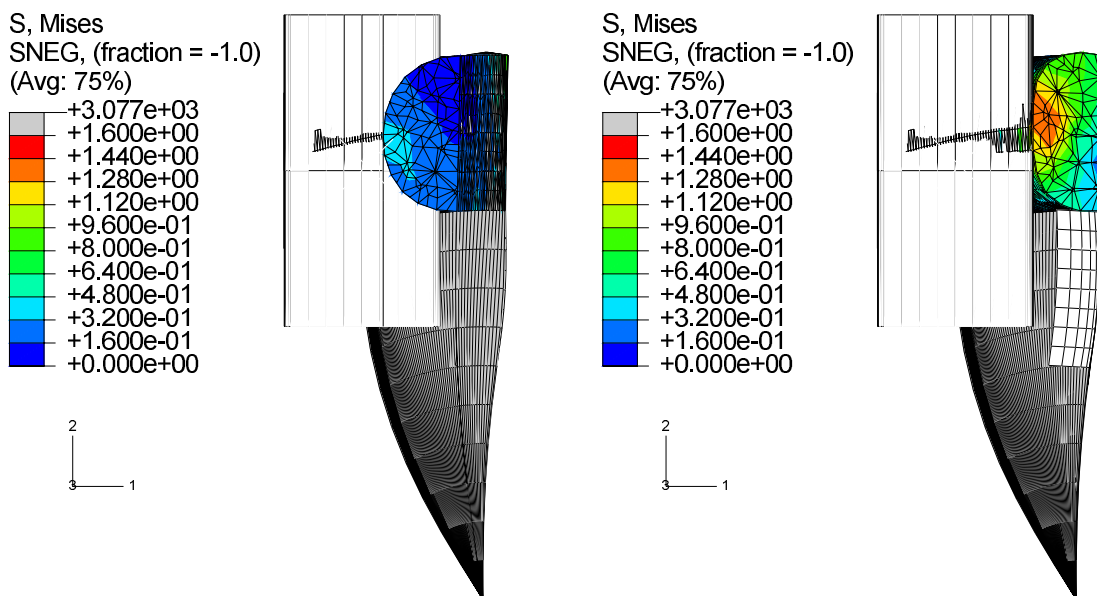


Abbildung 7.15: FE-Modell; links: Schnitt bei $x_{Rüssel}=15\text{mm}$ (von der Zapfrüsselmitte); rechts: Schnitt bei $x_{Rüssel}=0\text{mm}$ (in der Zapfrüsselmitte); ($p_1=6\text{bar}$; $t_{DB}=0,2\text{mm}$; $H=70\text{ Shore A}$; $b_{Rüssel}=9\text{mm}$; $l_{Rüssel}=80\text{mm}$)

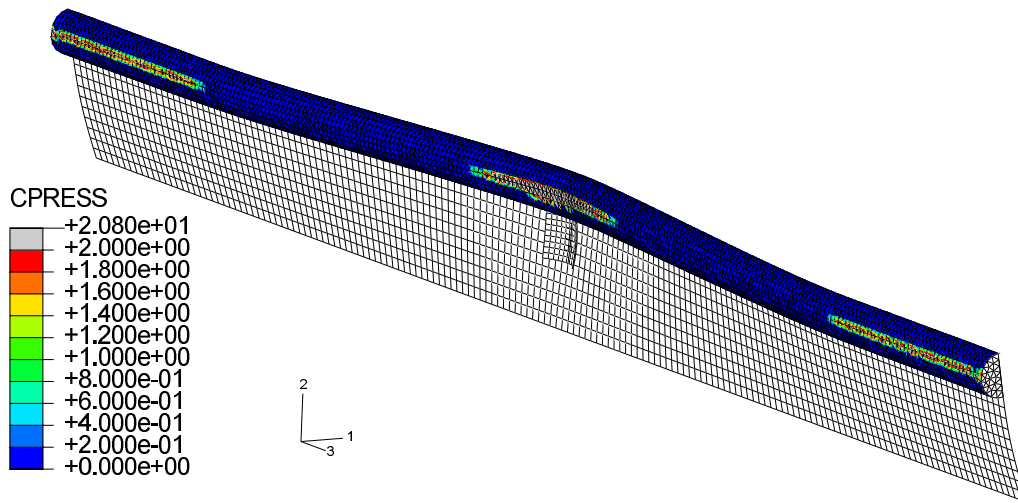


Abbildung 7.16: Flächenpressung in der Berührzone ($p_1=6\text{bar}$; $t_{DB}=0,2\text{mm}$; $H=70$ Shore A; $b_{R\u00fcssel}=9\text{mm}$; $l_{R\u00fcssel}=80\text{mm}$)

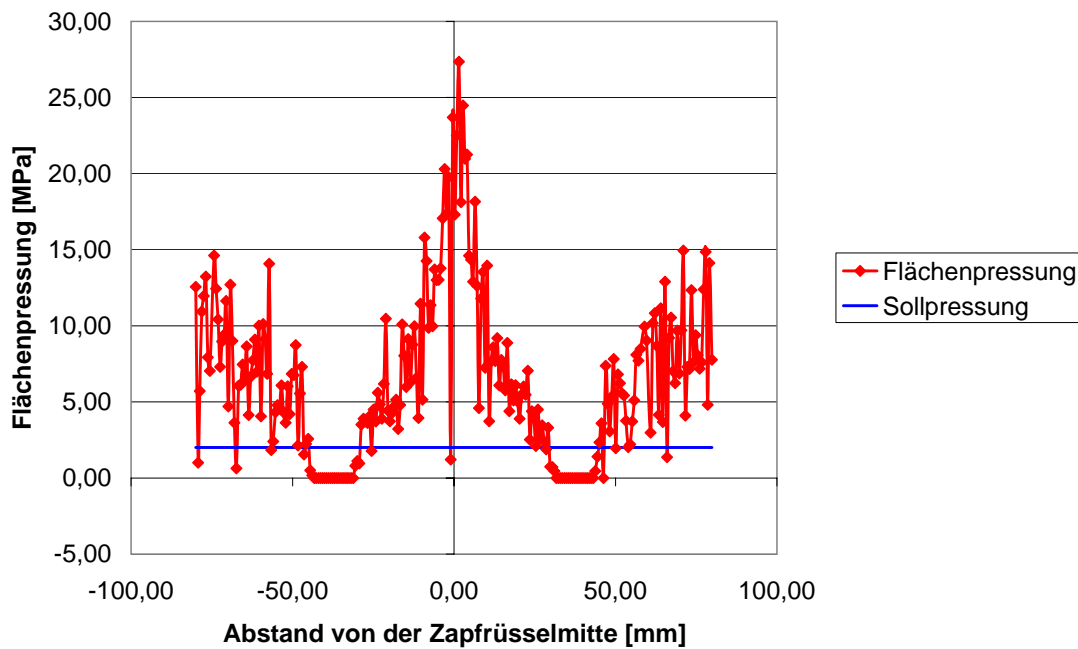


Abbildung 7.17: Flächenpressung in den Knoten der Ber\u00fchrlinie ($p_1=6\text{bar}$; $t_{DB}=0,2\text{mm}$; $H=70$ Shore A; $b_{R\u00fcssel}=9\text{mm}$; $l_{R\u00fcssel}=80\text{mm}$)

Die einem Rauschen gleichenden Schwankungen sind in der Diskretisierung des Modells, die dazu führt, dass sich nur wenige der angezeigten Knoten exakt in der Mitte der Berührzone befinden, begründet. Eine Verbesserung dieser Darstellung kann durch eine feinere Vernetzung der Dichtlippe erreicht werden. Die blaue Linie zeigt die Sollpressung, von der sich, wie deutlich zu erkennen ist, in dieser Optimierungsstufe die errechnete Pressung im Dichtspalt erheblich unterscheidet.

7.4.7 Optimierung und Abstimmung von Dichtband und Zapfrüssel

In Tabelle 7.1 sind in Spalte 1 verschiedene Maßnahmen, die bei der Optimierung berücksichtigt werden können, aufgelistet. Die Auswirkungen dieser Maßnahmen sind in den weiteren Spalten aufgeführt. (Anmerkung: Zu den Maßnahmen in den Zeilen 2, 3, 6 und 7 muss zur Reduzierung der Flächenpressung in der Zapfrüselmitte ein kleiner Versatz der Führungsrolle in y -Richtung zum Dichtband (Zeile 4) durchgeführt werden, sodass die daraus resultierenden Auswirkungen überlagert werden müssen.)

Maßnahme	Flächen- pressung Zapfr.-Mitte	Flächen- pressung Zapfr.-Ende	Beanspru- chung DB- Träger	Druckkraft auf Führung + Zapfrüssel	Führungs- kraft	Strömungs- widerstand Zapfrüssel	Verschiebe- kraft
Reduzie- rung t_{DB}	↓	↑	↑	unver- ändert	↓	unver- ändert	abh. v. Press.- Verlauf
Vergrös- serung b_{DB}	↓	↑	↑	↑	↑	unver- ändert	abh. v. Press.- Verlauf
Versatz der Rolle in (y), zum DB	↓	↓	↑	unver- ändert	↑	unver- ändert	abh. v. Press.- Verlauf
Versatz der Rolle in (z), "nach oben"	↓	↓	↑	unver- ändert	↓	unver- ändert	abh. v. Press.- Verlauf
Vergrös- serung $l_{Rüssel}$	↓	↑	↓(↑)	↑	↑	↓	abh. v. Press.- Verlauf
Reduzie- rung $b_{Rüssel}$	↓	↑	↓	unver- ändert	↓	↑	↑

Tabelle 7.1: Maßnahmen in der Optimierung

Das Ziel der Optimierung muss die Reduzierung der Flächenpressung in der Mitte des Zapfrüssels (Spalte 2) bei gleichzeitiger Erhöhung der Flächenpressung im Bereich der Zapfrüselenden (Spalte 3) sein. Die Verschiebekräfte müssen dabei möglichst reduziert werden (Spalte 8). Weiterhin soll die Beanspruchung des Dichtbandträgers (Spalte 4) reduziert werden. Ausschlaggebend sind dafür die Verdrehung im Dichtbandträger, die Druckkraft auf die Dichtbandträgerflanke (Spalte 5) und die Stützkraft der Führung

(Spalte 6). Als zusätzliche Nebenbedingung muss der Strömungswiderstand im Zapfrüssel für die Realisierung hoher Volumenströme konstant bleiben bzw. reduziert werden.

Es wird deutlich, dass keine der Maßnahmen alle Bedingungen erfüllt: Eine Reduzierung der Dichtbandträgerdicke t_{DB} führt beispielsweise zur Verbesserung der Flächenpressungen, verursacht aber neben der gewünschten Reduzierung der Torsionssteifigkeit des Dichtbandträgers eine Reduzierung der Biegesteifigkeit um die x -Achse was wiederum zu einer unzulässig hohen Durchbiegung des Dichtbandträgers infolge der Druckkraft führen kann. Die resultierende Beanspruchung im Dichtbandträger kann je nach Systemkonfiguration die Werkstofffestigkeit übersteigen.

Eine Vergrößerung der Dichtbandhöhe b_{DB} führt ebenfalls zur Verbesserung der Flächenpressungen, führt aber durch die Vergrößerung der Druckangriffsfläche zu einer größeren Druckkraft, die in einer erhöhten Dichtbandträgerbeanspruchung resultiert.

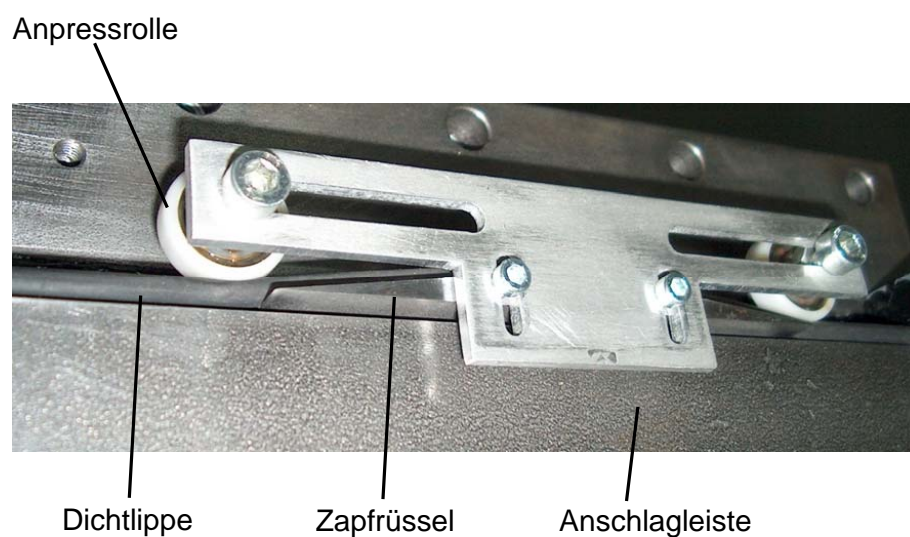
Die Verlängerung des Zapfrüssels ist eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Flächenpressungen im Dichtspalt. Die Dichtbandträgerbeanspruchung wird damit in den meisten Konfigurationen aufgrund geringerer Torsion verringert. Erhöht wird die Flächenpressung im Bereich der Stützrolle, die die größeren Druckkräfte aufnehmen muss. Die negativen Auswirkungen der Verlängerung des Zapfrüssels sind die erhöhten Kräfte zum Verschieben des Zapfrüssels in x -Richtung wegen eines erhöhten Adhäsionsanteils in der Reibungskraft (vgl. Abschnitt 3.4.1).

Die Reduzierung der Zapfrüsselbreite $b_{Rüssel}$ führt neben der Reduktion der Flächenpressung in der Zapfrüßelmitte und der Erhöhung der Flächenpressung an den Zapfrüsselen den auch zu einer Reduzierung der Dichtbandträgerbeanspruchung. Die Ursache dafür ist ein verkleinerter Verdrehwinkel φ (vgl. Abschnitt 7.1), der die Torsion im Dichtband bedingt. Nachteil dieser Maßnahme ist die Verminderung des Zapfrüsselquerschnitts, die zu einem erhöhten Strömungswiderstand der ausströmenden Druckluft führt.

7.5 Funktionsmodell

Das in Abbildung 7.18 dargestellte asymmetrische Funktionsmodell wurde mit angepassten Abmessungen konstruiert und aufgebaut. Die Entscheidung für einen asymmetrischen Aufbau fiel entgegen der in Abschnitt 7.2 beschriebenen Nachteile, da in diesem Fall nur ein Dichtband erforderlich ist. Die zweite Längsdichtung ist eine einfache Schnurdichtung, die im Gegensatz zum aufwändig herzustellenden Dichtband im Handel erhältlich ist. Der Werkstoff des Dichtbandträgers mit rechteckigem Querschnitt ist ein Federstahl. Die Elastomerdichtlippe aus NBR 70 Shore A hat einen halbkreisförmigen Querschnitt. Die Führung in der Zapfrüßelmitte ist als Gleitführung aus PTFE ausgeführt, die sich gegen die Anschlagleiste und den Dichtbandträger abstützt.

In der Abbildung sind Anpressrollen zu erkennen, die die Dichtlippe bei kleinen Drücken (zwischen 0 und ca. 4bar) gegen den Zapfrüssel pressen und damit für Dichtheit sorgen. Die Anpressrollen können ebenfalls dazu genutzt werden um das Verhältnis zwischen der Pressung in Zapfrüßelmitte und Zapfrüßelende, was auch Hauptziel der oben beschriebenen Optimierung und Auslegung war, deutlich zu verbessern. Dazu müssen die Anpressrollen mit in das Simulationsmodell integriert werden um deren Lage und Abmessungen sowie die bereits bekannten Systemparameter aufeinander abzustimmen.

Abbildung 7.18: Funktionsmodell des Konzepts *K5*

Zu berücksichtigen beim Einsatz der Anpressrollen ist, dass sich dadurch die Anpresskraft der beiden Dichtbänder (bei symmetrischer Dichtbandanordnung) außerhalb des Zapfrüsselbereichs erhöht. Gegebenfalls sind in einem solchen Fall Anschläge an den Dichtbandträgern vorzusehen, die die Dichtbänder gegeneinander abstützen, sodass nicht die gesamte Anpresskraft von der Dichtlippe übernommen werden muss (vgl. Abbildung 7.8).

Die Untersuchungen am Funktionsmodell haben gezeigt, dass die Abstimmung der Systemkomponenten sehr genau erfolgen muss, um die Betriebssicherheit bei Änderungen des Systemzustands (Druck, Spiel in der Zapfrüselführung, Schmierbedingungen, ...) zu erhalten.

7.6 Abschließende Betrachtung

Das untersuchte neue Dichtungssystem für eine kontinuierliche Druckluftentnahme zeigt gegenüber dem in Kapitel 6 untersuchten und als Teil eines Funktionsmodells realisierten Dichtungssystems, den großen Vorteil, dass es neben einem Druckluftkanal nur aus drei Bauteilen besteht: zwei Dichtelemente und ein Zapfrüssel. Das System mit der kontinuierlichen Funktionsweise wurde untersucht, um eine kostengünstige Alternative zur im Kapitel 6 untersuchten „Raupenlösung“ mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme zur Verfügung zu stellen.

Exakte analytische Modelle eines derartigen Systems können nicht mit akzeptablem Aufwand aufgestellt werden. In diesem Kapitel wurde durch betrachten einzelner Belastungen die Zusammenhänge verschiedener Systemgrößen hergestellt. Dieses exemplarische Herausgreifen aus einem System mit zusammengesetzten Beanspruchungen stellt eine starke Vereinfachung dar und kann deshalb nur für das Verständnis der Zusammenhänge

im System und eine Abschätzung der Komponentenabmessungen genutzt werden.

Für die Gestaltung eines Dichtungssystems müssen die numerische Simulation und Optimierungsverfahren eingesetzt werden. Dichtbändeigenschaften und Zapfrüsselgeometrie können nicht voneinander losgelöst betrachtet werden. Maße und Form des Zapfrüssels sowie die Dichtungsgestaltung müssen in einem iterativen Prozess aufeinander abgestimmt werden.

Durch Verwendung der Größen in einem vereinfachten FE-Modell hat sich gezeigt, dass die Näherung mit der Gleichgewichtsbedingung (7.25) des Biegemoments im Dichtband am besten für eine Abschätzung geeignet ist.

Aus den Gleichungen (7.10), (7.16), (7.17), (7.18) und (7.26) ist ersichtlich, dass die Dichtbändeigenschaften insbesondere unter Annahme einer punktförmigen Führungskraft, stark vom Innendruck p_1 abhängen. Für den Betrieb eines Druckluftzuführungssystems mit dem betrachteten Dichtungssystem sind somit große druckabhängige Schwankungen der Verschiebekräfte zu erwarten.

Bei der Optimierung hat sich gezeigt, dass entgegen ursprünglicher Erwartungen eine verhältnismäßig geringe Torsionssteifigkeit GI_t und eine geringe Biegesteifigkeit EI_z einer hohen Biegesteifigkeit EI_x des Dichtbandträgers gegenüberstehen. Um diesen Gegensätzen gebührend Rechnung zu tragen, ist es erforderlich den einfachen rechteckigen Querschnitt des Dichtbandträgers durch eine komplexere Form zu ersetzen. Eine solche Form könnte in einem in z -Richtung verrippten Dichtbandträger bestehen. Die Führung müsste dementsprechend an einem nichtverrippten Bereich oberhalb der Dichtlippe angreifen.

8 Zusammenfassung

Die Aufgabe von Druckluftzuführungssystemen ist die Anbindung von Druckluftverbrauchern an ein Druckluftnetz. In der Montage bestimmen Zuführungssysteme die Bewegungsfreiheit des Montagearbeiters und die Effizienz der Energieversorgung seines Drucklufthandwerkzeugs. Für eine verbesserte Arbeitsgestaltung an der Montagelinie sollte ein modernes Druckluftzuführungssystem eine kontinuierliche Druckluftversorgung über bewegliche Entnahmewagen ermöglichen. Dabei soll es einer möglichst großen Anzahl von Arbeitern entlang der Montagelinie erlauben, ohne gegenseitige Beeinflussung mit ihren Druckluftwerkzeugen arbeiten zu können. Derzeit auf dem Markt verfügbare Systeme erfüllen diese Anforderungen nur teilweise.

In der Arbeit wurde der Stand der Technik von Druckluftzuführungssystemen präsentiert und die notwendigen Grundlagen für die Entwicklung neuartiger Konzepte vorgestellt. Als Voraussetzung für eine Neuentwicklung wurden die Anforderungen an ein modernes Druckluftzuführungssystem erarbeitet. Dazu wurden Einsatzgebiete analysiert, technische Anforderungen formuliert und ergonomische Gesichtspunkte berücksichtigt. Im Rahmen dieser Arbeit entstanden durch methodische Vorgehensweise mehrere Neukonzepte für eine kontinuierliche, bewegliche Druckluftzuführung. In der Konzeptionierungsphase zeigte sich, dass Lösungen, die auf dem Einsatz verfügbarer Dichtungssysteme als Konstruktionselemente basieren, keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Aus diesem Grund war es erforderlich, für die Entstehung einer kontinuierlichen, beweglichen Druckluftzuführung, ein neues Dichtungssystem zu konzipieren. In der Arbeit wurden die Untersuchungen ausführlich vorgestellt, die zur Konzeption eines neuen Dichtungssystems für eine diskontinuierliche Druckluftentnahme führten. Versuchs- und Messeinrichtungen wurden konstruiert und gebaut, entsprechende Versuchsreihen durchgeführt.

Unter Verwendung der Ergebnisse der Untersuchungen entstand ein neues Dichtungssystem, das als Teil eines neukonzipierten Druckluftzuführungssystems eingesetzt wurde. Das neue Dichtungssystem besteht im Wesentlichen aus einem Elastomerdichtband, das den Druckluftkanal, der in konstanten Abständen konische Bohrungen besitzt, gegenüber der Umgebung abdichtet und einer Ventileinheit, die über eine Druckkammer verfügt, die durch ein Sitzventil zur Umgebung verschlossen ist. Die Ventileinheit ist mit dem Verbraucher verbunden und kann gegenüber dem Druckluftkanal abgedichtet und formschlüssig an ihm geführt werden. Durch Betätigen der Ventileinheit ist es möglich, eine druckluftführende Verbindung zwischen Druckluftkanal und Ventileinheit herzustellen. Eine wichtige Eigenschaft des neuen Dichtungssystems ist, dass beim Lösen der Verbindung zwischen Druckluftspeicher und Ventileinheit durch ein konstruktiv minimiertes Schadvolumen nur sehr geringe Luftverluste entstehen. Diese Neuerung ist eine Voraussetzung für einen wirtschaftlichen Einsatz des Systems.

Das neue Dichtungssystem wird im neuentwickelten *Raupenkonzept*, das eine kontinuierliche, bewegliche Druckluftversorgung bei diskontinuierlicher Druckluftentnahme

ermöglicht, eingesetzt. Beim *Raupenkonzept* sind die Ventileinheiten des Dichtungssystems Teile der Glieder einer endlosen Kette, die über Trommeln geführt ist und sich an einem Druckluftkanal abwälzt. Dazu sind die Trommeln in einem Wagen gelagert, der am Druckluftkanal linear verschiebbar ist. Der Druckluftkanal und die Trommeln werden durch das Dichtband des Dichtungssystems gegenüber der Umgebung abgedichtet. Die Ventileinheiten der Kette sind durch Schlauchstücke miteinander verbunden. Die Trommeln sind über eine druckluftdichte Drehdurchführung mit dem Verbraucher verbunden. Die Ventileinheiten am Entnahmewagen, die aktuell mit dem Druckluftkanal in Kontakt sind, werden mit einer Schaltleiste betätigt. Dadurch wird über die Kette und die Trommeln eine Druckluftverbindung zum Verbraucher hergestellt. Beim Verschieben des Wagens werden somit Druckluftverbindungen zwischen dem Kanal und der Kette sowie zwischen Kette und Trommeln fortlaufend auf- und abgebaut. Wenn sichergestellt wird, dass immer mindestens eine Druckluftverbindung aufgebaut ist, kann eine kontinuierliche Druckluftversorgung stattfinden. Die Klemmung des Dichtbands im Druckluftkanal ist so ausgeführt, dass es möglich ist, die Kanalsegmente zu einem beliebig langen Druckluftkanal zusammenzuschließen. Durch eine Luftereisung in Zwischenstücken kann damit in beliebig langen Arbeitsräumen eine große Anzahl von Verbrauchern mit Druckluft versorgt werden. Die Praktikabilität dieses neuartigen Druckluftzuführungssystems wurde anhand eines Funktionsmodells nachgewiesen.

In der Arbeit wurde ein zweites Dichtungssystem, das den Einsatz in einem Druckluftzuführungssystem mit kontinuierlicher Druckluftversorgung bei kontinuierlicher Druckluftentnahme ermöglicht, konzipiert. Es bietet durch seinen einfachen Aufbau die Möglichkeit für eine kostengünstige konstruktive Umsetzung.

Dieses Dichtungssystem besteht aus zwei symmetrisch zueinander angeordneten Dichtbändern mit einer Dichtlippe an ihrer Oberkante sowie einem Zapfrüssel. Die Dichtbänder sind an ihrer Unterkante in einem geschlitzten Druckluftkanal befestigt. Der Zapfrüssel beinhaltet eine Druckluftleitung und besitzt eine Führung für das Dichtband, die einen Teil der auf das Dichtband wirkenden Druckkraft aufnimmt. Der Zapfrüssel wird durch den Längsschlitz in das Kanalinnere geführt. Durch das formschlüssige Anliegen der Dichtlippen gegeneinander und das formschlüssige Anliegen der Dichtlippen am Zapfrüssel verschließen die Dichtbänder den Druckluftkanal. Wird der Zapfrüssel an einem Wagen entlang des Druckluftkanals geführt, stellt der Zapfrüssel eine verschiebbare Druckluftabnahmestelle dar. Das Dichtband besteht aus einem steifen Trägermaterial und einer Dichtlippe. Die Neuheit des Systems besteht darin, dass die Zapfrüßelform, die Führung des Dichtbands und die Biege- und Torsionssteifigkeit des steifen Dichtbandträgers so aufeinander abgestimmt werden, dass sich eine möglichst konstante Flächenpressung im Dichtspalt zum Zapfrüssel einstellt. Zur Minimierung der Reibung im Dichtungssystem muss die Flächenpressung auf die Mindestflächenpressung, die zum sicheren Abdichten erforderlich ist, eingestellt werden. Untersuchungen des Dichtungssystems haben gezeigt, dass die Variation der Parameter durch sehr viele Restriktionen nur eingeschränkt möglich ist. Für die Entwicklung eines funktionstüchtigen Systems mussten deshalb Untersuchungen an Modellen durchgeführt werden, die das reale System möglichst exakt abbilden. Das System bietet Potenzial für Anwendungen die kleine Volumenströme benötigen. Das Druckluftzuführungssystem kann dann mit einem schmalen Zapfrüssel ausgestattet werden, womit die Abstimmung der Komponenten stark ver-

einfacht wird. Die Nutzung des Systems für größere Volumenströme erfordert weiteren Forschungsaufwand für die Gestaltung geeigneter Dichtbandträger.

Aufgrund ihrer Vorteile werden Druckluftwerkzeuge in vielen Bereichen der Industrie eingesetzt. Besonders in der Montage werden Druckluftwerkzeuge wegen ihrer Handlichkeit bei gleichzeitig großer Leistung sehr häufig genutzt. Das in dieser Arbeit vorgestellte *Raupenkonzept* mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme bietet dem Montagearbeiter größtmögliche Bewegungsfreiheit bei der Arbeit mit dem Druckluftwerkzeug. Die Verbesserung der Arbeitsplatzergonomie führt zu einer höheren Produktivität bei der Montage. Mit dem neuen Druckluftzuführungssystem ist es möglich, durch einfaches Hinzufügen von Entnahmewagen die Druckluftversorgung an neue Einsatzbedingungen (mehr Werkzeuge, mehr Mitarbeiter, ...) anzupassen. Weiterhin kann mit dem neuen System eine mitfahrende Druckluftversorgung an der Montagelinie realisiert werden. Davon kann insbesondere die driftbehaftete Automobilendmontage profitieren. Aufgrund dieser positiven Aspekte ist es anzustreben, das hier beschriebene neuartige, kontinuierliche Druckluftzuführungssystem mit diskontinuierlicher Druckluftentnahme für den Einsatz in der Industrie weiterzuentwickeln.

Literaturverzeichnis

- Agricola, Annegret-Cl.; Radgen, P. Z. M. (2005). *Druckluft effizient - Abschlussbericht*. Berlin, Karlsruhe, Frankfurt: Deutsche Energie-Agentur (dena); Fraunhofer Institut für System und Innovationsforschung (Fraunhofer ISI); Fachverband Kompressoren, Druckluft- und Vakuumtechnik im VDMA (VDMA KDV).
- Batterman, W.; Köhler, R. (1982). *Elastomere Federung - Elastische Lagerung*. Berlin: W. Ernst u. Sohn.
- Besta (1982). Compressed air 'by rail'. *Hydraulic, pneumatic, mechanical power: drives, transmissions and controls* 28 (3), S. 150–151.
- Bierbaum, U. (2004). *Druckluft Kompendium* (6. überarbeitete Aufl.). Darmstadt: Hoppenstedt Bonnier Zeitschriften GmbH.
- Brown, M. W. (1990). *Seals & Sealing Handbook* (3. Aufl.). Oxford, England: Elsevier Science Publishers Limited.
- Croser, P; Ebel, F. (1997). *Pneumatik Grundstufe* (2. Aufl.). Berlin: Springer-Verlag.
- DIN-24558 (1991). *DIN 24558: Pneumatische Anlagen - Ausführungsgrundlagen*. Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN-3750 (1957). *DIN 3750: Dichtungen-Benennungen*. Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN-3760 (1996). *DIN 3760: Radial-Wellendichtringe*. Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN-7715 (1977). *DIN 7715: Gummiteile; Zulässige Maßabweichungen, Artikel aus Hartgummi*. Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN-EN-13555 (2002). *DIN EN 13555: Flansche und ihre Verbindungen - Dichtungskennwerte und Prüfverfahren*. Berlin: Deutsches Institut für Normung, Beuth-Verlag.
- DIN-ISO-1629 (2004). *DIN ISO 1629: Kautschuk und Latices*. Berlin: Beuth-Verlag.
- Dubbel (1995). *Taschenbuch für den Maschinenbau* (18. Aufl.). Berlin: Springer-Verlag.
- Feldmann, K.-H. (1987). *Optimale Druckluftverteilung* (zweite Aufl.). Number Band 197 in Kontakt und Studium. Renningen: Expert-Verlag.
- Freitag, E.; Weiß, R. (2000). *Einige Aspekte der Reibung elastomerer Dichtungswerkstoffe*. VDI Berichte 1579 - Zuverlässiges Abdichten. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH.
- Fröhlich, F. (1961). *Kolbenverdichter*. Berlin: Springer-Verlag.

- Furmans, K. (2006). *Vorlesung Logistik in der Automobilindustrie*. Karlsruhe: Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme.
- Gent, A. N. (2001). *Engineering with Rubber* (2nd Aufl.). München: Hanser Publisher.
- Geyer, W. (1971). *Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen Oberflächen*. Dissertation, Technische Universität München.
- Grollius, H. W. (2006). *Grundlagen der Pneumatik*. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag.
- Gross, Dietmar; Hauger, W. S. W. (2002). *Technische Mechanik 4*. Berlin: Springer-Verlag.
- Haiser, H. B. (2001). *PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen*. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Hesse, S. (1999). *Spannen mit Druckluft und Vakuum*. Handling, Pneumatics, Blue Digest on Automation. Esslingen: Festo AG & Co.
- Hoepke, E. e. a. (2000). *Dichtungstechnik mit gummielastischen Dichtungen und Formteilen im Fahrzeug- und Maschinenbau*. Renningen: Expert-Verlag.
- Höhn, Katrin; Goertz, T. L. G. K. M. S. M. (2006). *Maschinennormung und Ergonomie*. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag Nordwest.
- ISO-8573 (2001). *ISO 8573 - Teil 1: Druckluft-Teil 1: Verunreinigungen und Reinheitsklassen*. Berlin: International Standardization Organization, Beuth-Verlag.
- Jenisch, B. (1991). *Abdichten mit Radial-Wellendichtungen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen*. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Johannknecht, R. (1999). *The Physical Testing and Modelling of Hyperelastic Materials for Finite Element Analysis*, Band Reihe 20, Rechnergestützte Verfahren, *Fortschrittberichte VDI*. Düsseldorf: VDI Verlag.
- Kalmbach, S. (2004). *Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft*. Berlin: Erich Schmidt Verlag.
- Kammüller, M. (1986). *Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtungen*. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Kilian, H. G. (1981). Equation of State of Real networks. *Polymer* 2(2), S. 209–217.
- Kmitta, Siegfried; Nagdi, K. (1988). *Polymere Dichtungswerkstoffe*, Band 3, *Handbuchreihe Dichtungen und Dichtungstechnik*. München: Resch Verlag.
- Kreutzer, S. (2001). *Dichtspaltverhalten von druckbelastbaren Radialwellendichtungen*, Band Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen, *XII Dichtungskolloquium*. Essen: Vulkan-Verlag.
- Lambert, M. (2000). *Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen*. Dissertation, Universität Stuttgart.

- Mohr-Matuschek, U. (1992). *Auslegung von Kunststoff- und Elastomerformteilen mittels der Finite-Elemente-Simulation*. Fortschrittberichte VDI Reihe 20 Nr. 68. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Mooney, M. (1940). A theory of large Elastic Deformation. *Journal of Applied Physics* 11(9), S. 582–592.
- Müller, H. K. (1990). *Abdichtung bewegter Maschinenteile*. Waiblingen: Medienverlag Ursula Müller.
- Ogden, R. W. (1981). *Non-Linear Elastic Deformations*. New York: Ellis Horwood Limited.
- Peteri, S. (2005). *Untersuchung von Radialwellendichtringen unter Wellenschwingungen bei unterschiedlichen Temperaturen*, Band Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, *Fortschrittberichte VDI*. Düsseldorf: VDI-Verlag. Koreferent: Prof. Spies.
- Pourmovahed, A.; Cheng, M. P. G. A. M. (1993a). Comparison of Electric and Pneumatic Power tools - Part I: Mechanical Characteristics and Costs. *SAE - technical papers Paper-Nr 932865*, S. 1–15.
- Pourmovahed, A.; Cheng, M. P. G. A. M. (1993b). Comparison of Electric and Pneumatic Power tools - Part II: Ergonomics and Operator Preference. *SAE - technical papers Paper-Nr 932869*, S. 1–15.
- Radgen, P. (2002). Druckluft Effizient. *Produktion* 7.
- REFA (1978). *REFA-Methodenlehre des Arbeitsstudiums, Teil 1*. München: Carl-Hanser-Verlag.
- Rivlin, R. S. (1948). Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. *Trans. Roy. Soc. of Rheology* 240, S. 459–490.
- Rohmert, W.; Becker-Biskaborn, G. U. (1974). *Ergonomische Prüfliste für den Arbeitsschutz mit Literaturanhang*. Wilhelmshaven: Wirtschaftsverlag Nordwest.
- Ruppelt, E. (2003). *Druckluft Handbuch* (4. Aufl.). Essen: Vulkan-Verlag.
- Schmid, E. (1981). *Handbuch der Dichtungstechnik*. Grafenau: Expert-Verlag.
- Schmitt, W. (1987). *Kunststoffe und Elastomere in der Dichtungstechnik*. Kunststoffe und Elastomere in der Praxis. Stuttgart: Verlag W. Kohlhammer.
- Schultetus, W. (1980). *Montagegestaltung*. Praxis der Ergonomie. Köln: Verlag TÜV Rheinland.
- Spies, Karl H.; Gohl, W. (2003). *Elastomere - Dicht- und Konstruktionswerkstoffe* (5. Aufl.). Renningen: Expert-Verlag.
- Stoll, K. (1999). *Pneumatik Anwendungen* (3. Aufl.). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Tietze, W. (2001). *Taschenbuch Dichtungstechnik*. Essen: Vulkan-Verlag.

- Tietze, W. (Hrsg.) (2003). *Handbuch Dichtungspraxis* (3. Aufl.). Essen: Vulkan-Verlag.
- Trauth, Werner; Wetzel, M. (1990, 10). Stoßdämpferdichtungen mit geringer Reibung. *Automobiltechnische Zeitschrift* 10, S. 590–601.
- Ulbrich, W. (1975). Druckluft - auf den Millimeter genau. *Deutsche Hebe- und Förder-technik* 21(7/8), S. 240–242.
- VDI, Verein Deutscher Ingenieure, V.-G. P. A. (Hrsg.) (1980). *Handbuch der Arbeitsgestaltung und Arbeitsorganisation*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Weiß, C. (2000). *Methodengestützte Planung und Analyse von Endmontagelinien in der Automobilindustrie*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe.
- Weuthen, W. (1986). Wenn Druckluft auf die Reise geht. *Betriebstechnik* 27(10), S. 74–76.
- Ziesling, K. (1973). *Druckluftnetz*. Mainz: Krausskopf-Verlag.

Symbolverzeichnis

$\Delta p_{V,F}$	Druckverlust in Formstücken
$\Delta p_{V,R}$	Druckverlust in Rohrleitungen
\dot{V}_{1nu}	Volumenstrom bezogen auf Normzustand
η	dynamischer Viskosität
η_S	isentropen Wirkungsgrad
κ	Isentropenexponent = Quotient aus den spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_V
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	Verstreckungsverhältnisse
λ_R	Rohrreibungszahl
ε	Vorspannung des Dichtbands
φ	Torsionswinkel des Dichtbands
ζ	Widerstandszahl der Rohrreibung
A_{St}	Stempelfläche
A_{Vent}	Ventilfläche
b	Berührbreite zwischen Dicht- und Gleitfläche
$b_{Rüssel}$	Zapfrüsselbreite
b_{DB}	Dichtbandbreite
b_{min}	Mindestberührbreite für Pressungsgradient $w \leq 4\text{MPa/mm}$
c	Strömungsgeschwindigkeit
C_{10}, C_{01}	Materialkoeffizienten für Elastomer-Materialmodelle
d_0	Durchmesser des Stempelschafts
D_1	Maß für die Inkompressibilität des Werkstoffs
d_R	Rohrdurchmesser
d_{Bo}	Bohrungsdurchmesser des Druckluftkanals
d_{DB}	Dichtbandstärke

d_{St}	Durchmesser des Ventilbetätigungsstößels
e	Versatz der Stempelachse zur Bohrungsachse
f_R	Reibungskoeffizient, oder Reibungszahl
$F_{DB,Abheb}$	Kraft zum Abheben des Dichtbands
$F_{DB,Halt}$	Kraft zum Offenhalten des Dichtbands
$F_{VE,\Delta p}$	resultierende Druckkraft auf den Ventilschieber
$F_{VE,Anpr}$	Anpresskraft zwischen Ventileinheit und Kanal/Trommel
$F_{VE,Bet}$	Kraft zum Betätigen der Ventileinheit
$F_{VE,Feder}$	Rückstellfederkraft der Ventileinheit
$F_{VE,p,St}$	Druckkraft auf die Ventileinheit bei koaxialem Stößel
$F_{VE,Press}$	Kraft zur Erzeugung der Mindestpressung im O-Ring zwischen Ventileinheit und Kanal/Trommel
$F_{VE,p}$	Druckkraft auf die Ventileinheit
F_{Verbr}	Betätigungskraft zum Verschieben des Entnahmewagens am verbraucherseitigen Schlauchende
$F_{W,Anpr}$	Anpresskraft des Wagens an den Kanal
G_0	initialer Schubmodul
H	Härte nach Shore A
$h_{Film,0}$	Schmierfilmdicke nach der Montage
h_{Film}	Schmierfilmdicke nach dem Überstreichen der Dichtung
I_1, I_2, I_3	Invarianten des rechten Cauchy-Greenschen Verzerrungstensors
I_t	polares Flächenträgheitsmoment
I_x, I_y, I_z	Flächenträgheitsmomente zweiten Grades
$i_{Anpress}$	Übersetzungsverhältnisse zwischen der Wagenbewegung und der Anpresskraft der Ventileinheit
i_{Kanal}	Übersetzungsverhältnisse zwischen der Wagenbewegung und der Ventilstößelbetätigung am Kanal
$i_{Trommel}$	Übersetzungsverhältnisse zwischen der Wagenbewegung und der Ventilstößelbetätigung an der Trommel
l_i	Momentane Länge in Richtung i
l_R	Rohrlänge
$l_{Rüssel}$	Zapfrüssellänge

l_{DZS}	Länge des Druckluftzuführungssystems
l_{Fahr}	Verfahrweg eines Entnahmewagens
l_{i0}	Anfangslänge in Richtung i
l_{Wagen}	Länge eines Entnahmewagens
n_{Kanal}	Anzahl der am Kanal im Eingriff befindlichen Ventileinheiten
p_1	Kanalinnendruck
p_2	Druck in der Ventileinheit
p_a	Druck im Ansaugzustand
p_L	Partialdruck der Luft
P_S	Leistung für isentrope Zustandsänderung
p_U	Umgebungsdruck
p_W	Partialdruck des Wasserdampfes
P_{mech}	Mechanische Leistung
$p_{Press,min}$	Mindestflächenpressung zum sicheren Abdichten
p_{Press}	Pressung in der Berührfläche zwischen Dichtung und Gleitfläche
q_{Press}	spezifische (längenbezogene) Anpresskraft der Berührfläche
T_a	Temperatur im Ansaugzustand
t_{DB}	Dichtbandträgerdicke
v_{Dicht}	Gleitgeschwindigkeit im Dichtspalt
W	Formänderungsenergiedichte
w	Pressungsgradient der Berührzone zwischen Dichtung und Gleitfläche
x	Koordinate in Kanallängsrichtung
y	Koordinate quer zum Kanal, horizontal
z	Koordinate quer zum Kanal, vertikal



Die Aufgabe von Druckluftzuführungssystemen ist die Energieversorgung von Druckluftwerkzeugen. Diese werden aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und ihrer einfachen Handhabung häufig an Montagelinien eingesetzt. Die Druckluftzuführung an der Montagelinie muss besondere Anforderungen an die Ergonomie erfüllen, weil dort sehr große, zum Teil dynamische Arbeitsräume mit Druckluft als Energieträger versorgt werden müssen.

Diese Arbeit gibt einen Überblick über die relevanten Themen zur Druckluftzuführung an Montagelinien und der Entwicklung neuer Druckluftzuführungssysteme. Es werden die Grundlagen, die für den Aufbau und die Dimensionierung von Druckluftversorgungen wichtig sind, z. B. Leckagen und Druckverluste, erläutert und der Stand der Technik von Druckluftzuführungssystemen vorgestellt. Es wird gezeigt, dass die heutigen Systeme die bestehenden Wünsche an die Ergonomie und die Funktionalität der Druckluftversorgung an Montagelinien nicht vollständig erfüllen. Hauptgrund ist das Fehlen geeigneter Dichtungssysteme, deren Bedeutung für die Entwicklung neuer Konzepte dargestellt wird.

Aufbauend auf den ermittelten Anforderungen werden im Rahmen der Arbeit methodisch entstandene, neuartige Konzepte für kontinuierliche Druckluftzuführungen mit beweglichen Entnahmewagen vorgestellt. Zwei der Konzepte werden mithilfe von Messungen an neu entstandenen Messeinrichtungen, analytischen und numerischen Modellen untersucht und es werden Zusammenhänge zwischen den Systemparametern hergestellt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen werden Gestaltungsrichtlinien für die Produktentwicklung abgeleitet.

Mit dem vorgestellten Raupenkonzept wird eine kontinuierliche Druckluftversorgung von Handwerkzeugen an Montagelinien ermöglicht. Der modulare Aufbau erlaubt den Einsatz fast beliebig vieler beweglicher Entnahmewagen und ermöglicht eine flexible Anpassung an neue Produktionsbedingungen.